

**BEETHOVEN NARVÁEZ ROMO**

**Estudo experimental da transferência de calor e massa em evaporadores  
por filme descendente de água em tubos horizontais**

São Paulo

2015

**BEETHOVEN NARVAEZ ROMO**

**Estudo experimental da transferência de calor e massa em evaporadores  
por filme descendente de água em tubos horizontais**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia.

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica: Energia e  
Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. José Roberto  
Simões-Moreira

São Paulo

2015

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

**Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.**

**São Paulo, 09 de fevereiro de 2015.**

**Assinatura do autor:** \_\_\_\_\_ 

**Assinatura do orientador :** \_\_\_\_\_

### **Catálogo-na-publicação**

Narváez-Romo, Beethoven

Estudo experimental da transferência de calor e massa em evaporadores por filme descendente de água em tubos horizontais / B. Narváez-Romo. -- São Paulo, 2015.

141p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica. Versão corrigida.

1.Transferência de calor 2.Transferência de massa 3.Evaporadores 4.Tubos 5.Filme líquido I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Nome: Narváez-Romo, Beethoven.

Título: Estudo experimental da transferência de calor e massa em evaporadores por filme descendente de água em tubos horizontais.

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof(a). Dra. Jacqueline Biancon Copetti      Instituição: Universidade do Vale do Rio dos Sinos - Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas. Engenharia Mecânica.

Julgamento: \_\_\_\_\_ Assinatura: \_\_\_\_\_

Prof. Dr. Gherhardt Ribatski      Instituição: Universidade de São Paulo-Escola de Engenharia de São Carlos. Departamento de Engenharia Mecânica.

Julgamento: \_\_\_\_\_ Assinatura: \_\_\_\_\_

Prof. Dr. José R. Simões-Moreira      Instituição: Universidade de São Paulo-Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica.

Julgamento: \_\_\_\_\_ Assinatura: \_\_\_\_\_

Dedico este trabalho aos meus pais José M. Nemesio Narváez Aux (RIP) e Gladys Lucia Romo pelo imenso amor. “*Nem as histórias de Ulisses simbolizarão o nosso amor*”. Aos meus irmãos pela força. A toda minha família.

## **Agradecimentos**

Ao Prof. Simões, por sua ótima orientação e amizade. Sua humanidade e compreensão foram fundamentais para a culminação do meu trabalho.

Aos Profs. Ribatski e Pimenta, pela cooperação e disponibilidade para me ajudar.

Ao técnico Thyago Reynaldo, pela dedicação e apoio na construção da bancada de teste.

Aos meus colegas e (Ex)-integrantes do laboratório de sistemas alternativos-SISEA; Elí Z, Erick D, Rodrigo B, Thiago G, Vinicius R, Julia H, Bruno L, Gustavo B, Luciano N, Victoria L, Adrienne P, pelos bons momentos de discussão e dedicação.

Aos meus companheiros Daniel Alexander, Luis Bernardo, Juan Sebastian por os momentos de discussão tanto em materia acadêmica quanto a tertúlias da nossa vida. A todas as pessoas que fizeram parte deste projeto de vida.

À fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – CAPES e FUSP, pela concessão da bolsa de mestrado para a realização desta pesquisa.

"Aprendí que un hombre solo tiene derecho de mirar a otro hacia abajo,  
cuando ha de ayudarlo a levantarse"

Gabriel García Marquez

"Some are born great, some achieve greatness, and some have  
greatness thrust upon them"

William Shakespeare

"Os dias prósperos não vêm por acaso; nascem de muita fadiga e  
persistência."

Henry Ford

## Sumário

ABSTRACT .....	XI
1 INTRODUÇÃO .....	1
2 OBJETIVOS .....	3
3 REVISÃO DA LITERATURA E FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....	4
3.1 Evaporação por filme descendente.....	4
3.2 Hidrodinâmica .....	7
3.2.1 Caracterização do regime.....	7
3.2.2 Padrões do escoamento e espaçamento entre tubos .....	10
3.2.3 Distribuição .....	17
3.2.4 Espessura do filme .....	24
3.2.5 Geração de partes secas e quebra do filme .....	30
3.2.6 Efeitos do vapor .....	32
3.2.7 Condições experimentais de operação para tubos horizontais .....	34
3.3 Transferência de calor.....	35
3.3.1 Evaporação e nucleação.....	35
3.3.2 Condensação por filme.....	36
3.3.3 Transferência simultânea de calor e massa .....	37
3.3.4 Comportamento do coeficiente local de transferência de calor .....	45
3.3.5 Influência das variáveis sobre o coeficiente de transferência de calor .....	48
3.3.6 Correlações importantes.....	63
3.3.7 Representação gráfica das correlações.....	70
3.3.8 Condições experimentais de operação .....	72
3.3.9 Modos de aquecimento do tubo.....	74
4 MATERIAS E MÉTODOS .....	78
4.1 Descrição da bancada de teste .....	78
4.1.1 Sistema de evaporação por filme descendente .....	78
4.1.2 Dispositivo de medição espessura do filme .....	92
4.2 Procedimento experimental .....	95
4.2.1 Cálculo do coeficiente de transferência de calor .....	95
4.2.2 Medição da espessura do filme.....	100
4.3 Condições de operações, propriedades do fluido e características gerais .....	103
4.4 Instrumentação .....	105
4.4.1 Temperatura.....	105



4.4.2	Fluxo de calor .....	106
4.4.3	Vazão mássica .....	106
4.4.4	Espessura do filme .....	107
4.4.5	Aquisição de dados.....	107
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	108
5.1	Transferência de calor e massa.....	108
5.1.1	Fenômeno com predominância sensível.....	112
5.1.2	Fenômeno com predominância latente.....	119
5.1.3	Espessura de filme.....	122
5.1.4	Espessura do filme e transferência de calor .....	123
6	CONCLUSÕES.....	124
7	BIBLIOGRAFIA .....	126
8	ANEXOS .....	135

## RESUMO

A tecnologia de evaporação por filme descendente pode ser empregada em diferentes aplicações como processos químicos, petroquímicos, dessalinização de água, ciclos de refrigeração por absorção, OTEC "*Ocean thermal energy conversion primer*", só para mencionar alguns. No entanto, esta tecnologia tem demandado numerosos estudos devido a que ainda não é totalmente bem entendida, inclusive certos fenômenos básicos como são os problemas de distribuição do líquido, comportamento da espessura do filme e, sua transferência simultânea de calor e massa, sendo sujeito a vários estudos tanto numéricos quanto experimentais. Este trabalho foi focado no estudo da transferência simultânea de calor e massa, espessura do filme e os problemas de distribuição na vaporização de filme de água sobre tubos. Para isto, foi construída uma bancada de teste experimental, disponível para mensurar as seguintes variáveis; (a) temperatura da superfície dos tubos evaporadores, (b) espessura do filme descendente, (c) vazões mássicas, (d) potência elétrica fornecida aos tubos evaporadores, e (e) registro fotográfico infravermelho. O presente trabalho foi estruturado em dois aspectos principais; (1) avaliação do coeficiente de transferência de calor e massa, e (2) medição da espessura do filme descendente. Para os dois casos foram analisados os mecanismos de transferência de calor: sensível e latente. Para o primeiro ponto foram calculados os coeficientes local e médio de transferência de calor. No último ponto, usou-se um mecanismo formado por um micrômetro de elevada precisão aliado a um sistema elétrico para mensurar a espessura do filme líquido, sendo comparada com a teoria de Nusselt. Encontrou-se que há uma forte dependência da transferência de calor e massa com a espessura do filme descendente para a região laminar de Reynolds ente 160 a 950, implicando uma diminuição da taxa de transferência de calor com o aumento do Reynolds, já que a espessura de filme impôs uma maior resistência térmica. Além disso, avaliou-se o sistema de medição da espessura do filme com 25% de divergência da teórica de Nusselt.

Palavras-Chave: Transferência de calor. Transferência de massa. Evaporadores. Tubos. Filme líquido.

## ABSTRACT

Falling film evaporation technology can be used in different applications such as water desalination, refrigeration and air-conditioning absorption cycles, OTEC (ocean thermal energy conversion primer), petrochemical and chemical process industries. This technology still demands numerous studies due to the lack of a complete understanding, even some basic phenomena such as the liquid distribution problem, liquid film thickness behavior and the heat and mass transfer coefficients are subject of intense experimental and numerical studies. This work has analyzed experimentally the heat and mass transfer coefficient, falling film thickness and the distribution system in water vaporization over tubes. For that, it was built an experimental setup, which has been measured the following; (a) tube wall temperature, (b) falling film thickness, (c) mass flow rate, (d) electrical power supplied to the evaporator tube, (e) infrared images. The present work has been structured in two main aspects; (1) heat and mass transfer coefficient evaluation, and 2) falling film thickness measurement. In both topics, the two heat transfer mechanisms were analyzed: sensible and latent heat transfer. For the first topic, it has been analyzed the local and the overall heat transfer. For the second part, the method used a novel mechanical configuration (leverage effect), which improves the micrometer reading with more precision to obtain the film thickness, which was compared with the Nusselt theory. The experimental data showed that there is a strong dependence between the heat and mass transfer coefficient with the film thickness in the laminar region (Reynolds between 160 e 950), implying a decreasing of the heat transfer rate when the Reynolds increased, due to that the film thickness imposes a greater thermal resistance. Moreover, the study found the film thickness with a divergence of 25 % when it was compared with the theoretical Nusselt film thickness

Keywords: Heat transfer. Mass transfer. Evaporators. Tubes. Liquid film.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 3.1.</b> Tipos de evaporadores usados na indústria (a) evaporador de circulação natural, (b) evaporador de circulação forçada, (c) evaporador por filme ascendente, (d) evaporador por filme descendente (Billet, 1989). .....	5
<b>Figura 3.2.</b> Tipos de evaporadores usados na indústria (e) evaporador tipo “Flash”, (f) evaporador com tubos horizontais aquecidos, e (g) evaporador rotatório de filme (Billet, 1989) - continuação. ....	6
<b>Figura 3.3</b> Padrões de regime em filme descendente (a) gotas, (b) colunas, (c) folha ou filme, e (d) geral (Mitrovic, 1986). ....	11
<b>Figura 3.4</b> Descrição dos regimes do escoamento possíveis em referência as variações na vazão mássica (Hu e Jacobi, 1996). ....	15
<b>Figura 3.5.</b> Efeitos da vazão sobre o comprimento de onda no segundo tubo, $D=11\text{mm}$ , $H=15,5\text{mm}$ $S=19\text{mm}$ (Ribatski, 2006).....	15
<b>Figura 3.6.</b> Comportamento do comprimento de onda ao longo do tubo (a)etileno glicol, (b) água (Ribatski, 2006).....	15
<b>Figura 3.7.</b> Contração longitudinal ao longo do tubo (a) água e (b) etileno glicol (Ribatski, 2006). ....	15
<b>Figura 3.8.</b> Efeito do adimensional $(H/D)$ junto com os padrões do escoamento e o comportamento do número de Nusselt (Chyu e Bergles, 1987).....	158
<b>Figura 3.9.</b> Sistemas de distribuição para diferentes sistemas de evaporação por filme descendente (a) Fletcher et al., 1975, (b) Mitrovic, 1986, (c) Chyu e Bergles, 1987, (d) Parken et al., 1990, (e) Hu e Jacobi, 1995, (f) Chen e Jebson, 1997, (g) Tuzla et., 2000, (h) Liu et al., 2002.....	15
<b>Figura 3.10</b> Sonda de medição de espessura com arranjo por micrômetro (Awad e Negeed, 2008).....	27
<b>Figura 3.11</b> Formação de estruturas metastáveis no filme ( $Re=847$ , $q=6 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ) (a) 0.14 s e (b) 0.36 s (Pavlenko et al., 2008).....	32
<b>Figura 3.12</b> Deflexão do filme devido ao vapor para o modo (a) gotas e (b) colunas (Yung et al., 1980).....	32
<b>Figura 3.13</b> Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal para (a) calor sensível e (b) calor latente. ....	38
<b>Figura 3.14</b> Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal (a) volume de controle (b) circuito equivalente das resistências térmicas.. ....	38
<b>Figura 3.15</b> Comportamento linear do aumento da temperatura do filme a longo da metade do perímetro do tubo. ....	42
<b>Figura 3.16</b> Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal para um volume de controle.....	42
<b>Figura 3.17</b> Esquema representativo da molhabilidade dos tubos evaporadores em filme descendente. ....	44

<b>Figura 3.18</b> Desenvolvimento da camada térmica para evaporação por filme sobre tubos horizontais (Chyu e Bergles, 1987).....	44
<b>Figura 3.19</b> Comportamento do coeficiente de transferência de calor devido às variações do número do Reynolds (Alhusseini e Chen, 1998). .....	50
<b>Figura 3.20</b> Efeito das variações do diâmetro com o coeficiente de transferência de calor (Sarma e Saibabu, 1992).....	50
<b>Figura 3.21</b> Coeficiente de transferência de calor médio com a variação da temperatura de saturação (Parken et al., 1990). .....	57
<b>Figura 3.22</b> Tipos de perfis usados como superfícies estruturadas para aprimorar o coeficiente de transferência de calor (Putilin et al., 1996). .....	57
<b>Figura 3.23</b> Coeficiente local de transferência para (a) tubo liso e (b) tubo com ranhuras para $\Gamma[\text{kg} / \text{s.m}] = (1)0,40; (2)0,32; (3)0,25; (4)0,16; (5)0,12$ (Putilin et al., 1996).....	58
<b>Figura 3.24</b> Comparação do coeficiente local de transferência entre o tubo liso e com ranhuras (28) com $\Gamma[\text{kg} / \text{s.m}] = 0,25; (1)\text{ranhurado}, (2)\text{liso}$ (Putilin et al. 1996).....	59
<b>Figura 3.25</b> Secção transversal da ranhura junto com as variações do coeficiente de transferência de calor para fluxo de calor constante (Gambaryam-Roisman e Stephan, 2003).....	59
<b>Figura 3.26</b> Arranjo com malha interna sobre o tubo vertical de teste (Salvagnini e Taqueda, 2004). .....	59
<b>Figura 3.27</b> Comportamento do filme (a) sem promotor, e (b) com promotor (Salvagnini e Taqueda, 2004). .....	61
<b>Figura 3.28</b> Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão mássica para escoamento em regime laminar. ....	61
<b>Figura 3.29</b> Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão smássica para escoamento em regime laminar com ondas.....	71
<b>Figura 3.30</b> Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão mássica para escoamento em regime turbulento.....	71
<b>Figura 4.1</b> Esquema representativo do sistema de evaporação por filme descendente.....	79
<b>Figura 4.2</b> Inserção da resistência tipo cartucho no tubo evaporador (tubo superior).....	79
<b>Figura 4.3</b> Esquema representativo do arranjo da resistência elétrica tipo cartucho sobre tubo de aço inoxidável .....	80
<b>Figura 4.4</b> Sistema de evaporação por filme descendente para três tubos horizontais junto com dispositivo de medição de espessura do filme .....	80
<b>Figura 4.5</b> Tipos de distribuidores testados no sistema de evaporação por filme descendente.....	82
<b>Figura 4.6</b> Comparação dos distribuidores em evaporadores por filme descendente (1a,b,c-distribuidores 1 e 2; 2a,b,c-distribuidores 5 e 6; 3a,b,c-distribuidores 2 e 3 da tabela 4.1) para (a) $Re=1100$ , (b) $Re=1900$ , (c) $Re=3900$ , (d) $Re=4800$ e, (e) $Re=6200$ .....	82
<b>Figura 4.7</b> Sistema de nivelamento no distribuidor do fluido de trabalho. ....	85

<b>Figura 4.8</b> Sistema de controle da altura d'água (pressão hidrostática) a montante no sistema de distribuição do fluido de trabalho. ....	85
<b>Figura 4.9</b> Problemas de distribuição por desalinhamento da linha axial de centro do tubo evaporador e a linha de simetria da caixa de distribuição .....	87
<b>Figura 4.10</b> Representação da contração do filme descendente em relação ao comprimento médio para o cálculo do número de Reynolds para tubos horizontais no a) registro experimental e, b) representação esquemática .....	87
<b>Figura 4.11</b> Fotografia do sistema de pré-aquecimento do fluido de trabalho. ....	89
<b>Figura 4.12</b> Pre-aquecedor de água para o sistema de evaporação por filme descendente.....	89
<b>Figura 4.13</b> Fotografia do a) sistema de ajuste da vazão mássica de trabalho junto com o b) rotâmetro. ....	91
<b>Figura 4.14</b> Bomba de deslocamento positivo para sistema de filme descendente vista a) frontal e b) lateral direita. ....	91
<b>Figura 4.15</b> a) Esquema representativo do dispositivo de medição e, b) fotografia do sistema de medição da espessura do filme em tubos horizontais.....	93
<b>Figura 4.16</b> Esquema representativo do circuito elétrico amplificador usado para detecção da interface no sistema de medição da espessura do filme .....	93
<b>Figura 4.17</b> Sistema representativo da posição do termopar e, a correspondente distribuição de temperaturas na espessura do tubo .....	95
<b>Figura 4.18</b> Representação esquemática da posição dos termopares no tubo evaporador (a) primeiro e (b) segundo tubo. ....	95
<b>Figura 4.19</b> Controladores PID de temperaturas para os tubos evaporadores....	98
<b>Figura 4.20</b> Registro fotográfico de interação da agulha e o filme descendente a) sem contato, b) com contato e, c) geração de crista. ....	103
<b>Figura 4.21</b> Registro fotográfico da geração de cristas nos tubos evaporados por filme descendente. ....	103
<b>Figura 4.22</b> Sistema de calibração de termopares a) por banho ultratermostático, b) para tubos evaporadores em imersão e, c) junto com sistema de aquisição de dados. ....	103
<b>Figura 4.23</b> Fotografia do sistema de verificação qualitativa da distribuição do fluxo de calor sobre a área superficial da resistência elétrica tipo cartucho. ....	107
<b>Figura 4.24</b> Fotografia do sistema de aquisição de dados e sistema de evaporação por filme descendente. ....	107
<b>Figura 5.1</b> Porcentagem de área molhada em relação ao número de Reynolds para os três tubos evaporadores.....	109
<b>Figura 5.2</b> Comportamento do número de Nusselt em relação às variações do número de Reynolds dado para três valores diferentes de Prandtl.....	111
<b>Figura 5.3.</b> Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 4,93. ....	113
<b>Figura 5.4.</b> Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 3,32. ....	113

<b>Figura 5.5</b> Comparação do Nusselt entre as correlações existentes e os dados experimentais em função do Reynolds. ....	115
<b>Figura 5.6</b> Relação do coeficiente local de transferência de calor (predominância sensível) em função do ângulo de varredura do tubo superior para diferentes valores de Reynolds.....	116
<b>Figura 5.7</b> Relação do coeficiente convectivo de transferência de calor (predominância sensível e latente) em função do número de Reynolds para o tubo superior e inferior. ....	116
<b>Figura 5.8</b> Relação do coeficiente de transferência de massa (predominância sensível) em função do número de Reynolds para o tubo superior e inferior.....	119
<b>Figura 5.9</b> Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 2,43 e 0,72. ....	119
<b>Figura 5.10</b> Relação do coeficiente local de transferência de calor (predominância latente) em função do ângulo de varredura do tubo superior para diferentes valores de Reynolds. ....	121
<b>Figura 5.11</b> Relação da espessura do filme (predominância sensível e latente) em função do número de Reynolds para o tubo superior.....	122

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 3.1.</b> Faixa de número de Reynolds para caracterização do regime para evaporação por filme descendente. ....	9
<b>Tabela 3.2.</b> Resumo dos tipos de distribuidores de tubos horizontais encontrados na literatura. ....	24
<b>Tabela 3.3.</b> Especificações dos testes experimentais para o estudo hidrodinâmico do filme descendente. ....	35
<b>Tabela 3.4.</b> Parâmetros e grandezas de estudos experimentais da literatura referenciando os modos de medição da temperatura de parede nos tubos evaporadores. ....	53
<b>Tabela 3.5.</b> Temperaturas de superaquecimentos e fluxo de calor nos trabalhos experimentais pesquisados. ....	55
<b>Tabela 3.6.</b> Especificações das superfícies dos tubos usados nos sistemas de evaporação por filme descendente. ....	62
<b>Tabela 3.7.</b> Resumo das especificações experimentais dos sistemas de evaporação por filme descendente. ....	73
<b>Tabela 3.8.</b> Tipos de aquecimento usados em sistemas de evaporação por filme descendente. ....	75
<b>Tabela 4.1.</b> Especificações geométricas construtivas dos diferentes arranjos para sistemas de distribuição em tecnologia filme desce. ....	82
<b>Tabela 4.2.</b> Especificações gerais dos diferentes dispositivos periféricos do sistema de evaporação por filme descendente. ....	92
<b>Tabela 4.3.</b> Descrição das propriedades e do ponto de operação do sistema de filme descendente. ....	102
<b>Tabela 4.4.</b> Resultados das medições da espessura do filme descendente sobre tubo horizontal. ....	102
<b>Tabela 4.5.</b> Especificações das propriedades do fluido e as condições de operação experimentais. ....	104
<b>Tabela 4.6.</b> Números adimensionais para o sistema de evaporação por filme descendente. ....	104
<b>Tabela 4.7.</b> Caracterização hidrodinâmica do sistema de evaporação por filme descendente. ....	104
<b>Tabela 5.1.</b> Especificações dos valores do Prandtl e algumas propriedades do fluido nas diferentes condições de operação. ....	110



## LISTA DE SÍMBOLOS

$g$	Aceleração da gravidade $[m\ s^{-2}]$
$H$	Altura descarga do alimentador em referência ao primeiro tubo $[m]$
$c_p$	Calor específico a pressão constante $[kJ / kg\ K]$
$D_m$	Coefficiente de difusão de massa $[m^2\ s^{-1}]$
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor convectivo $[W\ K^{-1}\ m^{-2}]$
$h^*$	Coefficiente de transferência de calor e massa $[-]$
$h_{ce}$	Coefficiente de transferência de calor filme-vizinhança $[W\ K^{-1}\ m^{-2}]$
$h_{ci}$	Coefficiente de transferência de calor parede-filme $[W\ K^{-1}\ m^{-2}]$
$h_m$	Coefficiente de transferência de massa $[m\ s^{-1}]$
$L$	Comprimento $[m]$
$k$	Condutibilidade térmica do fluido $[J\ s^{-1}\ K^{-1}\ m^{-1}]$
$I$	Corrente de alimentação $[A]$
$d_p$	Diâmetro das gotas $[m]$
$D$	Diâmetro do tubo $[m]$
$\Delta T_{LM}$	Diferença média logarítmica de temperaturas $[C]$
$x$	Direção ao longo da superfície do tubo $[m]$
$y$	Direção normal ao longo da superfície de aquecimento $[m]$
$h_{lv}$	Entalpia de evaporação ou calor latente $[kJ\ kg^{-1}]$
$S$	Espaçamento entre os tubos $[m]$

$\dot{q}''$	Fluxo de calor $[kW m^{-2}]$
$Ar$	Número de Arquimedes $[\rho^2 D^3 g^{-1} \mu_1^{-3}]$
$Ga$	Número de Galileu modificado $[\rho \sigma^3 g^{-1} \mu_1^{-4}]$
$Ka$	Número de Kapitza $[g \mu_1^4 \rho^{-1} \sigma^{-3}]$
$Le$	Número de Lewis $[h_c h_m^{-1} c_p^{-1} \rho^{-1}]$
$Nu$	Número de Nusselt $[h_c k^{-1} (\nu^2 g^{-1})^{1/3}]$
$Pr$	Número de Prandtl $[Cp \mu k^{-1}]$
$Re$	Número de Reynolds $[4\Gamma \mu_1^{-1}]$
$Sc$	Número de Schmidt $[\nu D^{-1}]$
$Sh$	Número de Sherwood $[h_m LD_m^{-1}]$
$N$	Número de tubos do evaporador $[-]$
$We$	Número de Weber $[\rho u^2 \delta \sigma^{-1}]^{1/2}$
$\dot{m}_{tv}$	Taxa de transferência de massa $[kg s^{-1}]$
$T$	Temperatura $[K]$
$V_{ac}$	Tensão de alimentação $[V]$
$\dot{q}_{ce}$	Taxa de calor entre o filme e as vizinhanças $[kW]$
$\dot{q}_{ci}$	Taxa de calor entre o tubo e o filme $[kW]$
$\dot{m}$	Vazão mássica $[kg s^{-1}]$
$u$	Velocidade $[m s^{-1}]$

## Letras Gregas

$\theta^*$	Ângulo de varredura adimensional $[\theta \pi^{-1}]$
$\lambda$	Comprimento de onda $[m]$
$\infty$	Condições do meio infinito $[-]$
$\xi$	Constante capilar $[\sigma \rho^{-1} g^{-1}]^{1/2}$
$\alpha$	Difusividade térmica $[m^2 s^{-1}]$
$\delta$	Espessura do filme $[m]$
$\rho$	Massa específica $[kg m^{-3}]$
$\theta$	Posição no perímetro do tubo ( $\theta = 0^\circ$ superfície superior do tubo) ou ângulo varredura $[^\circ]$
$\sigma$	Tensão superficial do fluido $[kg s^{-2}]$
$\omega$	Umidade absoluta $[kg \text{ vapor } kg \text{ ar seco}^{-1}]$
$\Gamma$	Vazão mássica por unidade de comprimento $[kg m^{-1} s^{-1}]$
$\nu$	Viscosidade cinemática $[m^2 s^{-1}]$
$\varepsilon$	Viscosidade turbulenta $[m^2 s^{-1}]$
$\mu$	Viscosidade dinâmica $[N s m^{-2}]$

## Subscrito

<i>a</i>	Ar seco
<i>b</i>	Bolhas
<i>ch</i>	Choque
<i>dt</i>	Desenvolvimento térmico

en	Entrada
st	Estagnação
ev	Evaporação
ext	Externo
fi	Filme interface
l	Líquido
p	Parede
s	Saída
sat	Saturação
td	Termicamente desenvolvido
v	Vapor

# 1 INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos, a demanda de energia tem crescido de maneira considerável, no entanto, as projeções energéticas não apresentam tendências diferentes, tornando-se um desafio para a engenharia. Esse cenário deve ser abordado de três diferentes pontos; um deles é a forma como se costuma fazer uso da energia ao longo da vida e pode ser resumido nos aspectos culturais, sociais e industriais. Em outro cenário se localiza a inovação como mecanismo válido para formular alternativas de energias sustentáveis como as renováveis, com objetivo de aumentar a oferta da mesma até de maneira distribuída. Finalmente, encontra-se o caminho focado na eficiência energética dos processos industriais, que consiste na procura da melhora contínua dos mesmos.

Um desses processos industriais é a evaporação, sendo uns dos processos com maior demanda energética, por isso é essencial projetar os processos desde o ponto de vista da utilização adequada da energia e da efetividade do processo como tal.

O foco de estudo neste trabalho é o evaporador de filme descendente (*"Falling film evaporator"*). Há várias aplicações dos sistemas de evaporação por filme descendente, por exemplo, o uso na indústria de refrigeração, alimentícia, petroquímica, dessalinização, OTEC (*"Ocean thermal energy conversion primer"*), química, farmacêutica, só para mencionar umas poucas indústrias.

A evaporação é um processo endotérmico baseado na troca de calor entre o fluido e o dispositivo, caracterizado pela mudança de fase de um dado líquido. Na indústria alimentícia a evaporação é uma das operações unitárias mais importantes, já que é usada para concentrar grandes quantidades de sucos de frutas, açúcar, xaropes e outros materiais sensíveis ao calor, em que o tempo de exposição a altas temperaturas podem afetar a qualidade do produto. Esse processo se caracteriza por operar em diferenças reduzidas de temperaturas, assim essas aplicações são usadas nas tecnologias tipo evaporação por filme descendente (Saravacos et al. 1970). Na indústria da refrigeração os evaporadores de amônia por filme descendente são uma boa alternativa, já que substituem os evaporadores inundados junto com uso de fluidos refrigerantes halogenados que têm impacto negativo na redução da espessura da camada de ozônio, como muitos advogam. Isto pode ser

substituído devido aos altos coeficientes de transferência de calor, e, portanto à baixa carga de refrigerante e menores diferenças de temperaturas (Gonzalez et al. 1992).

A investigação experimental deste projeto busca estudar a transferência de calor e massa no sistema de evaporação por filme descendente usando água como fluido de trabalho, variando algumas condições de operação, bem como a vazão mássica. O trabalho é dividido em duas partes principais. A primeira está focada em abranger uma profunda revisão bibliográfica dos diferentes sistemas construídos até agora. E na segunda parte, encontra-se a parte experimental do projeto. Isto faz referência à fabricação do sistema considerando os cuidados pela experiência de pesquisadores anteriores. O desafio é fazer a adequada junção do projeto físico, e do que se esperaria em referência aos fundamentos recolhidos, com o objetivo de aprimorar o fenômeno de evaporação de filme descendente sobre tubos horizontais aquecidos eletricamente.

O evaporador por filme descendente com operação à pressão atmosférica sobre tubos horizontais usando água como fluido de trabalho é empregado em várias aplicações, como foi mencionado anteriormente. Porém, o enfoque no qual está direcionado o trabalho se refere à fundamentação dos processos de transferência de calor e massa que são envolvidos nesses tipos de dispositivos, para depois extrapolar os conhecimentos aos sistemas de refrigeração por absorção, encaminhando as pesquisas a um fator comum dos campos de trabalho do *Laboratório de Sistemas Alternativos Energéticos – SISEA*.

## 2 OBJETIVOS

O objetivo geral do projeto trata de medir e correlacionar os coeficientes de transferência de calor e massa e a espessura do filme em sistemas de evaporação por filme descendente para diferentes valores de Reynolds, mantendo constantes os seguintes parâmetros; temperatura de alimentação da água e da parede do tubo, separação e diâmetro dos tubos.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- (1) Medir a espessura do filme descendente formada na superfície externa dos tubos horizontais usando um sistema de medição intrusivo proposto neste trabalho, e compará-lo com a espessura teórica do Nusselt para a calibração.
- (2) Medir as temperaturas sobre a superfície do tubo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor local e total para diferentes condições de Reynolds, comparando-o com os valores obtidos por outros pesquisadores. Além disso, calcular o coeficiente de transferência de massa.
- (3) Avaliar a transferência de calor com predominância de calor sensível e latente.
- (4) Estudar se existe dependência entre o coeficiente de calor convectivo e a espessura do filme descendente na condição de escoamento laminar.
- (5) Estudar o sistema de distribuição do filme descendente, visando escolher a melhor distribuição em função do Reynolds. Também estudar a porcentagem de molhabilidade do tubo em função do Reynolds e da posição do tubo com referência à distância do distribuidor.

### 3 REVISÃO DA LITERATURA E FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 3.1 Evaporação por filme descendente

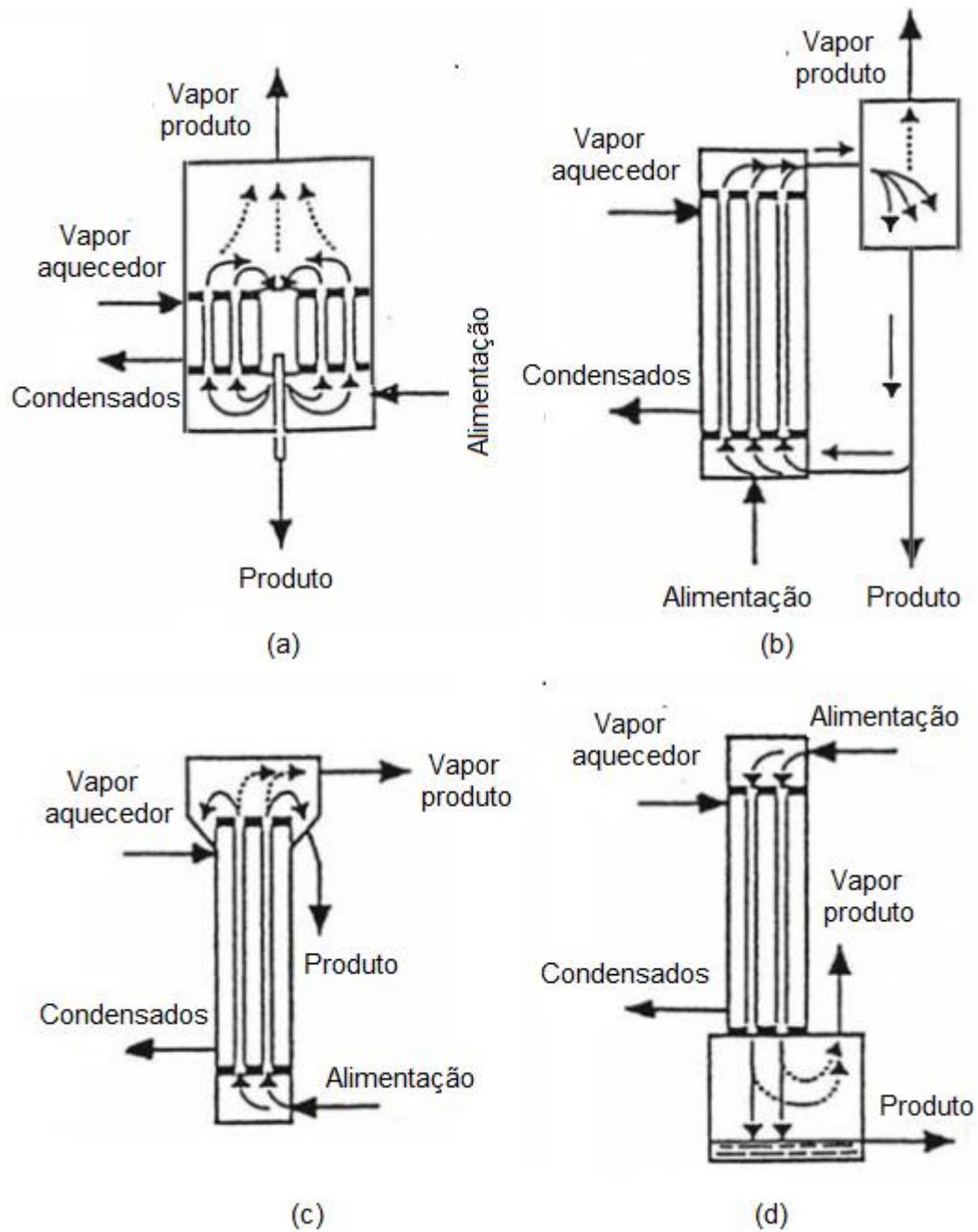
Os evaporadores por filme descendente são equipamentos projetados para vaporizar um líquido que escoar na forma de um filme sobre uma superfície externa aquecida. Em evaporação por filme descendente, o fluido de trabalho é distribuído por um atomizador ou um tubo distribuidor sobre a parte superior do feixe de tubos, que pela força gravitacional forma um filme descendente ao longo da superfície externa. Deve-se garantir a distribuição e o alinhamento adequado do tubo para que o fluido escoe uniformemente e evitar a formação de regiões secas (“*dryout*”) (Ribatski e Jacobi, 2005).

Existem diversas tecnologias de evaporadores (Fig. 3.1) que têm sido desenvolvidos ao longo do tempo, e podem ser classificados da seguinte maneira (Billet, 1989):

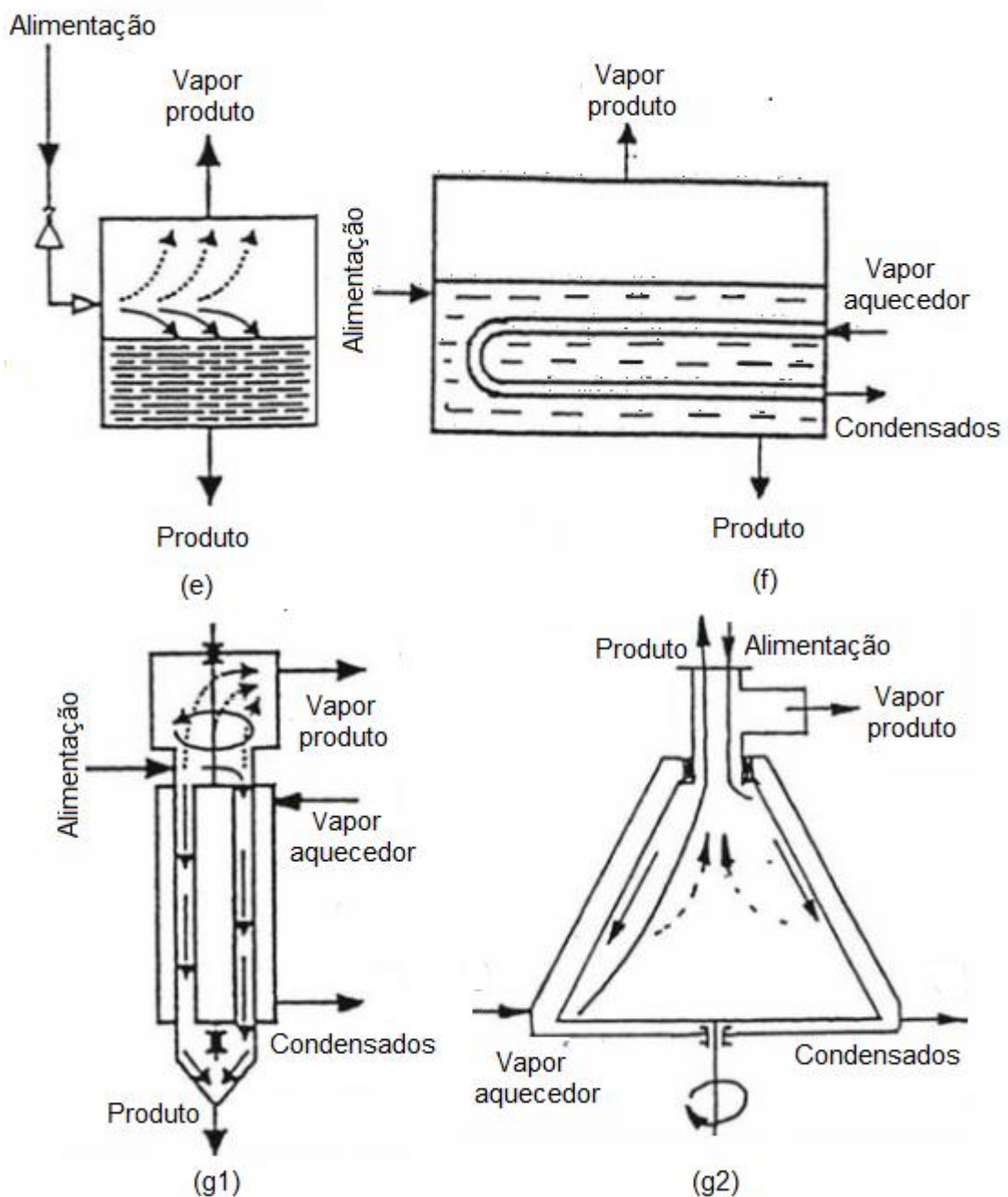
- a. Evaporador de circulação natural
- b. Evaporador de circulação forçada
- c. Evaporador por filme ascendente
- d. Evaporador por filme descendente
- e. Evaporador tipo “flash”
- f. Evaporador com tubos horizontais aquecidos
- g. Evaporador rotatório de filme

Para a tecnologia de evaporação por filme descendente, o processo de transferência de calor e massa ocorre quando o fluido escoar sobre o feixe de tubos aquecidos. Esse mecanismo acontece devido à evaporação convectiva quando há uma evaporação direta na interface líquido-vapor ou por ebulição nucleada quando há formação de bolhas na superfície do tubo aquecido.





**Figura 3.1.** Tipos de evaporadores usados na indústria (a) evaporador de circulação natural, (b) evaporador de circulação forçada, (c) evaporador por filme ascendente, (d) evaporador por filme descendente (Billet, 1989).



**Figura 3.2.** Tipos de evaporadores usados na indústria (e) evaporador tipo "Flash", (f) evaporador com tubos horizontais aquecidos, e (g) evaporador rotatório de filme (Billet, 1989) - continuação.

Em termos gerais, a evaporação por filme descendente tem as seguintes vantagens em comparação com os evaporadores tipo inundados;

a) Evita o aumento da temperatura de ebulição causada pela carga hidrostática na parte inferior do evaporador; esse efeito é importante para grandes evaporadores verticais por inundação, e devem ser levados em conta na hora de projetá-los.

- b) Alto coeficiente de transferência de calor, o qual melhora a eficiência do ciclo.
- c) Baixa diferença de temperatura entre o fluido e a superfície aquecida. Isto ajuda a usar uma fonte residual de calor e evitar o superaquecimento na superfície do tubo, aumentando a eficiência energética do sistema (Gonzalez et al. 1992).
- d) Minimiza a carga do refrigerante, capital e custos operativos.
- e) Minimiza tamanho do evaporador (Ribatski e Jacobi, 2005; Thome, 1999).
- f) Mínima perda de pressão. Isto é importante quando o fluido de trabalho é altamente viscoso, tais como os processos petroquímicos e químicos.
- g) Mitiga as incrustações e os efeitos de gases não condensáveis (Ruan et al. 2008).

A continuação é apresentada a revisão bibliográfica correspondente à parte hidrodinâmica da tecnologia de filme descendente.

## **3.2 Hidrodinâmica**

Em evaporação por filme descendente há dois importantes parâmetros a estudar. O primeiro se refere à parte hidrodinâmica, e o segundo está relacionado com o desenvolvimento térmico. O comportamento hidrodinâmico sobre os tubos evaporadores desempenha um ponto favorável para aperfeiçoar a condição de desenvolvimento térmico e, assim, esses dois parâmetros precisam ser acoplados. Portanto, as características hidrodinâmicas do filme líquido que se forma ao longo da superfície externa do tubo é o parâmetro chave no fenômeno da transferência de calor e massa (Habert, 2009). De tal modo, deve-se estudar esse fenômeno.

### **3.2.1 Caracterização do regime**

Para a caracterização hidrodinâmica em sistemas de evaporação por filme descendente, seja sobre placas planas, tubos verticais ou horizontais existem três números adimensionais importantes. Cada um desses números adimensionais têm um significado físico para a descrição do escoamento. Esses números são: (1) número de Reynolds, (2) número de Prandtl, e (3) número de Kapitza.

O número de Reynolds ( $Re$ ) representa a relação entre as forças inerciais e viscosas que atuam sobre o fluido, dado por,

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (3.1)$$

onde, a variável  $\mu$  representa a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho, ( $\Gamma$ ) é a vazão mássica por unidade de comprimento do tubo  $L$ , dada pela Eq. (3.2).

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{2L} \quad (3.2)$$

e  $\dot{m}$  é vazão mássica em  $kg/s$ . Em processos de transferência de calor e massa, a identificação e definição do regime do escoamento são relevantes, já que, por exemplo, Alhusseini e Chen (2000) confirmaram que no regime laminar ondulado, que prevalece em baixas vazões, é caracterizado por grandes ondas que viajam ao longo de um substrato fino laminar, onde as ondas transportam uma significativa porção de massa e induz à circulação secundária na camada laminar, que resulta no aumento da transferência de massa e calor acima do previsto pela teoria de Nusselt. Segundo Bird et al. (1960) em observações experimentais de filmes descendentes existem três regimes de escoamento, e podem ser classificadas de acordo com o número de Reynolds. Essas regiões são apresentadas na Tabela 3.1. Na formação de um filme, o aumento da vazão pode ser reconhecido porque zonas individuais que se desenvolvem uma depois da outra, e que as regiões laminar, de transição e turbulenta podem ser distinguidas (Koskie et al. 1989). Portalski (1963), apud Koskie et al. (1989) indicaram outra subdivisão dos escoamentos em superfícies. A Tabela 3.1. apresenta as faixas e as subdivisões dos autores mencionados.

Como se pode ver na Tabela 3.1, existem várias regiões de operação. Por exemplo, quando o fluxo escoar em regime laminar, diz-se que o fluido está em camadas que se deslocam paralela e ordenadamente. Mas, quando a região é turbulenta, todos os processos como a transferência de massa, energia e quantidade de movimento são dominados pela viscosidade turbulenta (propriedade do fluido), comportando-se analogamente ao termo da viscosidade dinâmica (propriedade do fluido) (Zdravko, 2004).

**Tabela 3.1.** Faixa de número de Reynolds para caracterização do regime para evaporação por filme descendente.

Autor	Laminar			Transição	Turbulento	
	Liso	Ondulado mínimo	Ondulado pronunciado		Pseudo	Total
Bird et al., (1960)	-	Re≤20	20≤Re≤1500	-	-	1500≤Re
Koskie et al., (1989)	-	Re≤33,3	-	33,3≤Re≤1080	-	1080≤Re
Portalski (1963)	Re≤30	(20-300)	-	(300-1150)	(1150-1600)	1600≤Re

O número adimensional de Prandtl ( $Pr$ ) representa a relação entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica, sendo dado pela Eq. (3.3),

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.3)$$

onde, o  $c_p$  e  $k$  são o calor específico a pressão constante e a condutividade térmica, respectivamente. O  $c_p$  é dado em  $[kJ/kgK]$  e o  $k$  em  $[kW/°C.m]$ .

Finalmente, o número de Kapitza ( $Ka$ ) descreve a compensação das forças realizadas devido ao efeito capilar (criação de ondas) e as forças viscosas (atenuação de ondas). Na literatura também se pode encontrar o número de Galileu ( $Ga$ ) como característica termofísica do fluido, já que é dado em função gravidade ( $g$ ) e das propriedades do fluido, tais como, a viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), a massa específica ( $\rho$ ), e a tensão superficial ( $\sigma$ ). Essas relações são definidas pelas Eqs. (3.4) e (3.5), respectivamente.

$$Ka = \frac{g \mu_1^4}{\rho \sigma^3} \quad (3.4)$$

$$Ga = \frac{1}{Ka} = \frac{\rho \sigma^3}{g \mu_1^4} \quad (3.5)$$

Kapitza (1965), apud Chun e Seban (1971) propôs uma zona de transição de laminar a laminar com ondas, ou seja, dever-se-iam formar as ondas capilares na superfície da camada laminar quando o número de Reynolds excede o valor correspondente à transição. Esse valor dado em função do número de Kapitza, que

faz referência à viscosidade dinâmica, densidade, força gravitacional, e a tensão superficial. Essa transição é dada pela Eq. (3.6).

$$Re_{transição} = 2,43 Ka^{-1/11} \quad (3.6)$$

No entanto, o número de Weber ( $We$ ) é mais apropriado de usar como critério de transição de regime laminar a turbulento, quando o número de Weber é da ordem da unidade poderia ser usado como critério de transição no filme líquido descendente de acordo com Chun e Seban (1971).

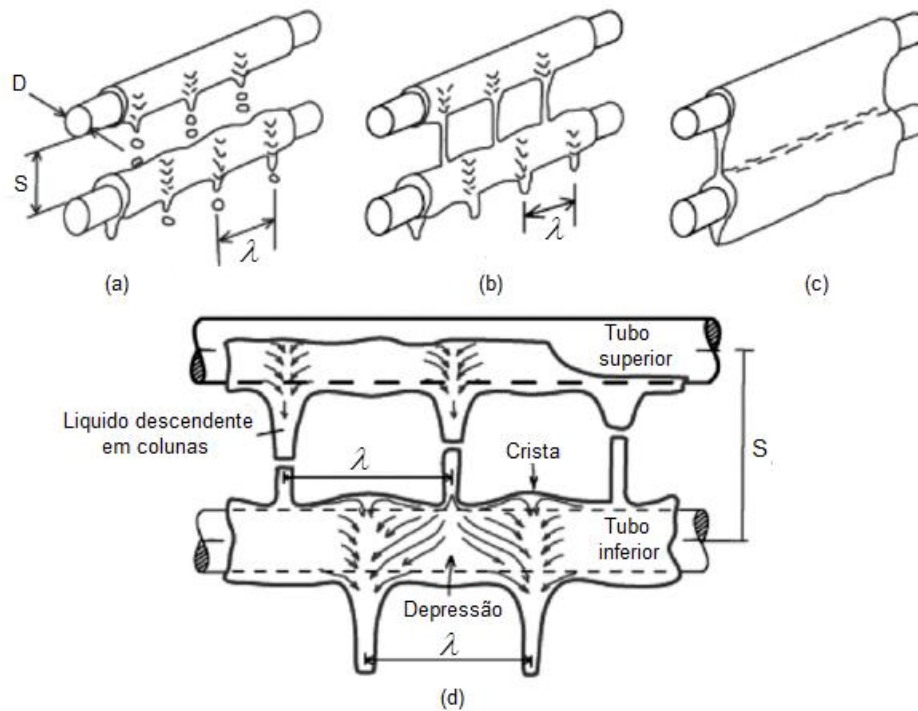
$$We = \frac{1}{4} \frac{\mu}{\sqrt{\rho\sigma\delta}} Re \quad (3.7)$$

onde,  $\mu$  representa a viscosidade dinâmica,  $\rho$  a massa específica do líquido,  $\sigma$  a tensão superficial do fluido e,  $\delta$  a espessura teórica de Nusselt (Eq. 3.17).

### 3.2.2 Padrões do escoamento e espaçamento entre tubos

Deve-se ressaltar o estudo da hidrodinâmica devido ao comportamento particular do coeficiente de transferência de calor nos diferentes padrões do escoamento. Quer dizer, as características do escoamento são significantes na transferência de calor sensível e latente ao líquido que escoar na superfície externa do tubo (Mitrovic, 1986).

Basicamente existem três tipos de padrões de fluxo formados em um sistema de evaporação por filme descendente sobre tubos horizontais. Isto acontece quando o líquido atinge sobre a parte superior de outro. Esses tipos de padrões de escoamento são: (1) gotas (“*droplets*”), (2) colunas (“*columns*” ou “*jets*”), e (3) folha ou filme (“*sheet*”), tal como é esquematizado na Fig. 3.3. Cada região pode ser atingida pelas variações da vazão mássica.



**Figura 3.3** Padrões de regime em filme descendente (a) gotas, (b) colunas, (c) folha ou filme, e (d) geral (Mitrovic, 1986).

Quando a vazão mássica é baixa, o escoamento se dá em forma de gotas. Porém com o incremento da vazão, há um acréscimo na frequência de gotejamento e a transição do regime de gotas para o regime de colunas ocorre. Com um acréscimo na vazão, atinge-se a região de escoamento em folha. A faixa do número de Reynolds definida para a transição do regime de gotas para regime de colunas deve estar entre  $150 \leq Re \leq 200$ , e para a transição do regime de colunas a regime em folha deve abranger a faixa de  $315 \leq Re \leq 600$ . Mas as transições devido às variações da vazão mássica estão determinadas pela existência de histereses. Além disso, as variações da vazão mássica são acompanhadas de variações no comprimento de onda, sendo o escoamento em regime de gotas o mais sensível a essas mudanças (Hu e Jacobi, 1996). Porém, essas mudanças dos padrões do escoamento não só dependem da vazão, senão também do espaçamento dos tubos e das propriedades termofísicas do fluido (Mitrovic, 1986). Os efeitos anteriormente comentados podem ser calculados através do número de Reynolds ( $Re$ ) e do número de Galileu ( $Ga$ ). No entanto, os efeitos do espaçamento dos tubos sobre o comprimento de onda podem ser desprezíveis.

Yung et al. (1980) propuseram uma expressão da vazão mássica para a transição do regime de gotas ao regime de colunas relacionando a frequência de gotejamento com a frequência de oscilação da onda capilar. Porém, foi desenvolvida desprezando os esforços de cisalhamento do vapor. Essa vazão mássica é dada pela seguinte expressão (15% desvio),

$$\Gamma = 0,81 \frac{\rho \pi d_p^3}{6\lambda} \left( \frac{2\pi\sigma}{\rho\lambda^3} \right)^{1/2} \quad (3.8)$$

$$\lambda = \xi \sqrt{8\pi^2}$$

$$d_p = 3\xi$$

onde, o  $d_p$ ,  $\lambda$  e  $\xi$  representam o diâmetro das gotas, o comprimento de onda e constante capilar, respectivamente. A constante capilar pode ser identificada como,

$$\xi = \sqrt{\sigma / \rho g} \quad (3.9)$$

Na Fig. (3.3), pode-se ver que as distâncias  $\lambda$  tanto na parte superior como na parte inferior do tubo são as mesmas. Mitrovic (1986) interpretou isso como o resultado do fluxo que escoar em duas direções no processo de filme descendente. Assim, dá-se a formação de cristas (similar a um anel) ao longo de todo o perímetro.

Hu e Jacobi (1996) apresentaram na Fig. (3.4), o comportamento dos padrões do escoamento com a variação da vazão mássica e a dependência da vazão sobre o regime de escoamento conforme o padrão, que correspondem às Eqs. (3.10) a (3.13), desprezando a histerese que existe nas transições. Na Fig. (3.4.) as linhas diagonais estão relacionadas com a histerese. Se existisse um caso hipotético caracterizado pela nulidade da histerese, as linhas diagonais dever-se-iam comportar como linhas horizontais. Isto significaria que os padrões seriam independentes da variação (aumentando ou diminuindo) da vazão mássica. A seguir se expõem algumas correlações que relacionam o número de Reynolds com as transições dos regimes do escoamento (Hu e Jacobi, 1996),

- Gotas a gotas-colunas ou de gotas-colunas a gotas

$$Re = 0,074Ga^{0,302} \quad (3.10)$$

- Gotas-colunas a colunas ou de colunas a gotas-colunas

$$Re = 0,096Ga^{0,301} \quad (3.11)$$



- Colunas a colunas-folha ou de colunas-folha a colunas

$$Re = 1,414Ga^{0,223} \quad (3.12)$$

- Colunas-folha a folha ou folha a colunas-folha

$$Re = 1,448Ga^{0,236} \quad (3.13)$$

O mapa de modos de filme descendente (Fig. 3.4) mostra a possibilidade de atingir o escoamento em regime de folha devido ao resultado da predominância das forças inerciais sobre o filme descendente. Porém, quando o filme está dominado por forças devido à viscosidade e à tensão superficial, o fluxo estará escoando em formas de gotas. Entretanto, quando há aporte proporcional tanto das forças inerciais como das forças restantes o modo coluna será característico do escoamento (Hu e Jacobi, 1996).

Posteriormente, Mitrovic (2005) recomendou que o critério de transição do modo do escoamento pode ser calculado com valores empíricos através da expressão dada pela Eq. (3.14).

$$Re_{\text{transição}} = C_f Ka^{1/4} \quad (3.14)$$

Os valores de  $C_f$  são 0,17; 0,46; e 0,54 para a transição do regime de gotas a colunas, colunas a folha e, regime folha, respectivamente.

Quanto às características do comprimento de onda, Bellman e Pennington (1954), apud Hu e Jacobi (1995) encontraram que o comprimento de onda crítica (mínima perturbação) é dado pela Eq. (3.15). Isto é devido à instabilidade de Taylor, que ocorre quando o fluido mais pesado (água em estado líquido) se encontra sobre o fluido mais leve (água em estado vapor).

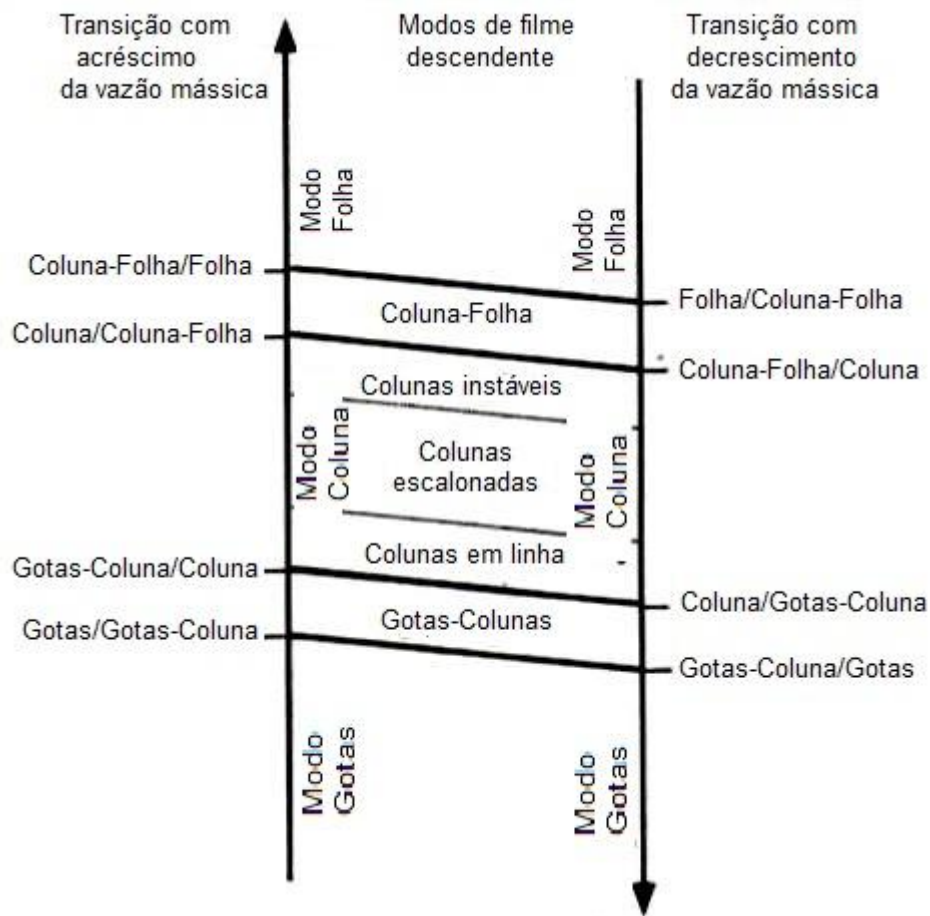
$$\lambda_c = 2\pi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (3.15)$$

Ainda assim, existe outro parâmetro importante que relaciona o instante no qual as ondas crescem rapidamente. Isto é conhecido como comprimento de onda perigoso ( $\lambda_D$ ) (“*most dangerous wavelengths*”), e pode ser expresso pela Eq. (3.16). Só é útil quando os efeitos viscosos são desprezíveis e o fluido incompressível.

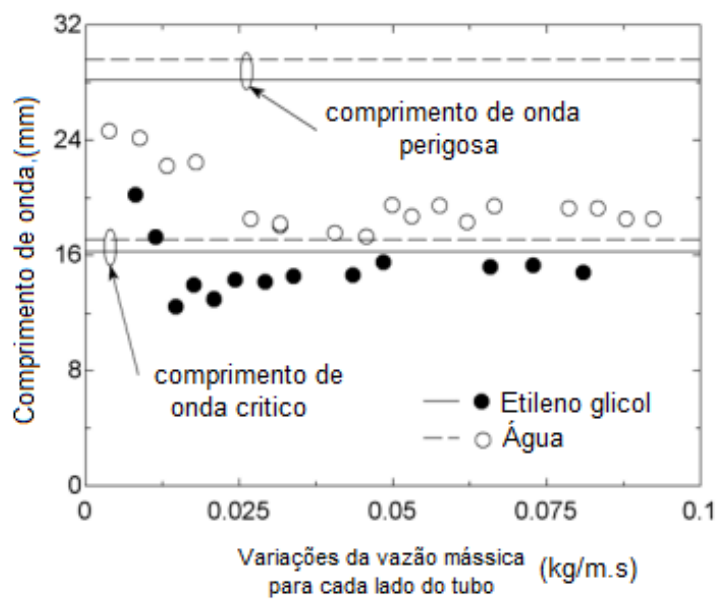
$$\lambda_D = \lambda_c \sqrt{3} \quad (3.16)$$

Ribatski (2006) realizou uma pesquisa experimental focada no estudo do filme descendente sobre uma linha vertical de cinco tubos lisos localizados em forma horizontal. Ele fez uma abordagem completa sobre fatores de operação e arranjos geométricos, tais como, o espaçamento entre tubos, vazão mássica, diâmetro do tubo, contrações do filme e outros. Ele concluiu que são desprezíveis as variações do comprimento de onda para a água em altas vazões mássicas. Não obstante, para baixas vazões, como se pode ver na Fig. (3.5), há um aumento das instabilidades tanto para o etileno glicol como para a água.

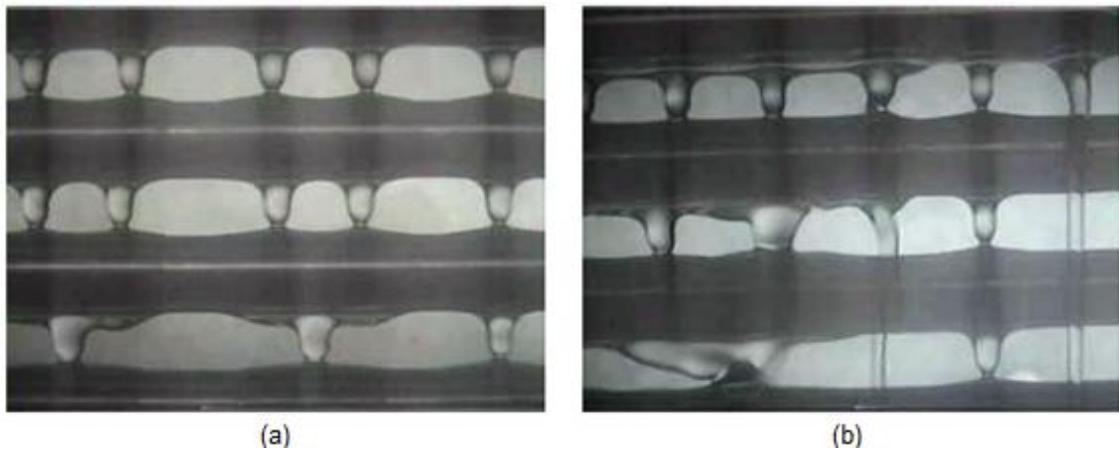
Ele também encontrou uma relação entre as variações da vazão mássica e o padrão do escoamento nos tubos inferiores do feixe (terceiro tubo). Quando há uma diminuição na vazão mássica, o comprimento de onda também decresce, promovendo também uma transição de regime do escoamento para o modo colunas-gotas para gotas. Ele concluiu que os comportamentos hidrodinâmicos para água e para o etileno glicol são totalmente diferentes. Por exemplo, na Fig. (3.6), apresentou os comportamentos para o etileno glicol e para água. Para etileno glicol a variação do comprimento de onda aumenta com a localização vertical no feixe de tubos. Não obstante, o comprimento de onda para a água é independente da localização, podendo ser explicado devido aos altos efeitos inerciais da água. Também se pôde observar a existência da fusão entre as colunas vizinhas no terceiro tubo para o etileno glicol (Fig. 3.6-a), conhecido como “*slinging*” para a água (Fig. 3.6-b).



**Figura 3.4** Descrição dos regimes do escoamento possíveis em referência as variações na vazão mássica (Hu e Jacobi, 1996).



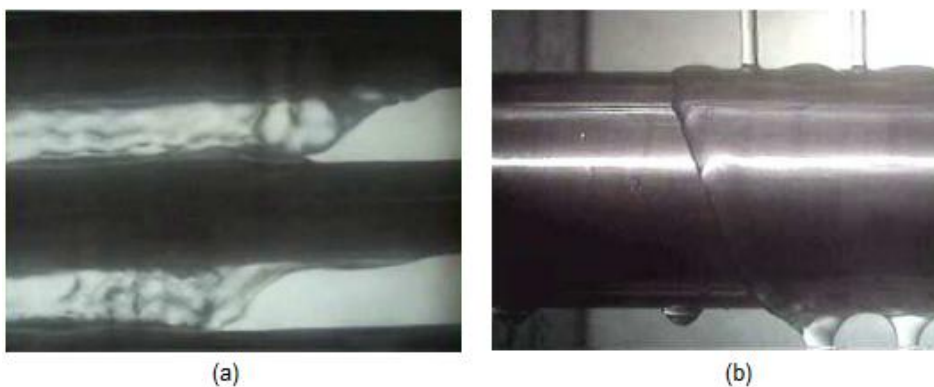
**Figura 3.5.** Efeitos da vazão sobre o comprimento de onda no segundo tubo,  $D=11\text{mm}$ ,  $H=15,5\text{mm}$ ,  $S=19\text{mm}$  (Ribatski, 2006).



**Figura 3.6** Comportamento do comprimento de onda ao longo do tubo (a) etileno glicol, (b) água (Ribatski, 2006).

Ribatski (2006) comentou que esses efeitos diminuem a eficiência do evaporador devido à geração de áreas secas, e, portanto uma correspondente diminuição na área efetiva de transferência de calor.

Outro importante parâmetro que Ribatski (2006) estudou foi a contração longitudinal do filme ao longo do caminho descendente sobre os tubos horizontais, encontrando uma diminuição da zona molhada da superfície dos tubos da posição inferior. Isso gera o decréscimo da taxa de evaporação, devido à menor área efetiva de transferência de calor e ao aumento da espessura do filme ou resistência térmica em caso de operar no regime laminar.



**Figura 3.7** Contração longitudinal ao longo do tubo (a) água e (b) etileno glicol (Ribatski, 2006).

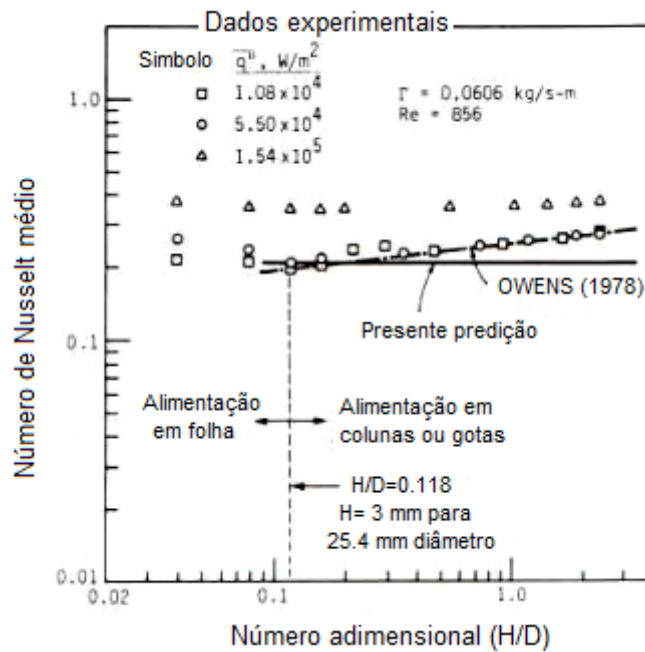
Na Fig. (3.7), observa-se a contração longitudinal, sendo o resultado de dois fenômenos: o primeiro acontece pela contração do filme durante a queda livre, relacionado com o espaçamento entre tubos e controlado pela gravidade e os efeitos da tensão superficial; o segundo fenômeno de contração do filme é afetado pelo

diâmetro do tubo, controlado pelas forças inercias, viscosas e efeitos da tensão superficial. Em geral, a contração do escoamento acontece com o aumento do diâmetro e do espaçamento dos tubos.

### 3.2.3 Distribuição

Um dos subcomponentes mais importante do sistema de evaporação por filme descendente é o distribuidor, devido a fato de que a distribuição homogênea e alinhada sobre o tubo evaporador afeta o rendimento do sistema. Chyu e Bergles (1987) encontraram que as variações da altura do distribuidor ( $H$ ) produzem variações no padrão de fluxo, o qual é coerente com o que foi encontrado por Owens (1978). A Fig. (3.8). apresenta o comportamentos do adimensional ( $H/D$ ) com os padrões do escoamento e as variações do número do Nusselt. Pode-se ver que o padrão do escoamento sobre os tubos variou com a altura de alimentação, tendo padrão de folha para uma altura de descarga de 3 mm ou seu equivalente adimensional  $H/D = 0,1$ . Isto é coerente com a abordagem feita no item de padrões do escoamento descrito anteriormente.

Além da altura de alimentação, outro parâmetro do sistema de distribuição é o comprimento do tubo de distribuição. Ruan et al. (2008) mostraram que o comprimento do tubo pela qual o líquido é direcionado tem um impacto sobre os modos de transição em filme descendente, já que o comprimento está relacionado com o número de Reynolds. Esses estudos foram feitos para vapor estagnado, no qual foi concluído que os efeitos do comprimento podem ser expressos em função do número de Galileu. Assim, valores baixos de Galileu implicam faixas menores de Reynolds para atingir escoamento modo filme. Porém, os efeitos de borda são mais evidentes no evaporador por filme descendente.



**Figura 3.8** Efeito do adimensional ( $H/D$ ) junto com os padrões do escoamento e o comportamento do número de Nusselt (Chyu e Bergles, 1987).

Ao longo da história se têm definido diferentes tipos de distribuidores, devido ao fato de que não existe uma fórmula padrão para projetar esse tipo de dispositivo. Isto é uma das razões pela qual existem várias configurações com a premissa de projetar o dispositivo capaz de garantir a molhabilidade total dos tubos e o alinhamento do líquido descendente sobre os tubos evaporadores.

Nas Figs. (3.9a) e (3.9b) são apresentados diferentes distribuidores usados para evaporação por filme descendente em tubos horizontais verticais. Existem fatores comuns entre eles, por exemplo, a tentativa de manter uma velocidade baixa no distribuidor, à exceção da distribuição por bocal caracterizado por altas velocidades, onde essas velocidades significativas podem gerar respingos sobre os tubos, tal como é apresentado na Fig. 3.9a-(c). Porém, se é garantido a molhabilidade de todos os tubos esses respingos podem ser desprezíveis (Yung et al., 1980). Outra semelhança existente é o desejo de manter um fluido uniforme antes de descarregar ao tubo de evaporação. Mitrovic (1986), Hu e Jacobi (1995) e Ribatski (2006) instalaram um tubo antes de descarregar sobre o tubo de teste, apresentado na Fig. 3.9a-(b), Fig. 3.9a-(e) e, Fig. 3.9b-(a), respectivamente. Esse tubo é chamado de falso tubo (*“dummy”*). Isto é usado para atingir uma distribuição homogênea ao longo da superfície do teste. A configuração de Habert (2009) é

baseada em usar o conceito de perda de pressão para garantir que o fluido faça a distribuição com baixa energia cinética, assim a instalação de espuma faz a tarefa adequadamente. Para direcionar o escoamento sobre a metade do tubo evaporador foi usado meio tubo com uma guia responsável por conduzir o fluido na direção certa do tubo evaporador. Podem-se ver as características do distribuidor na Fig. 3.9a-(e).

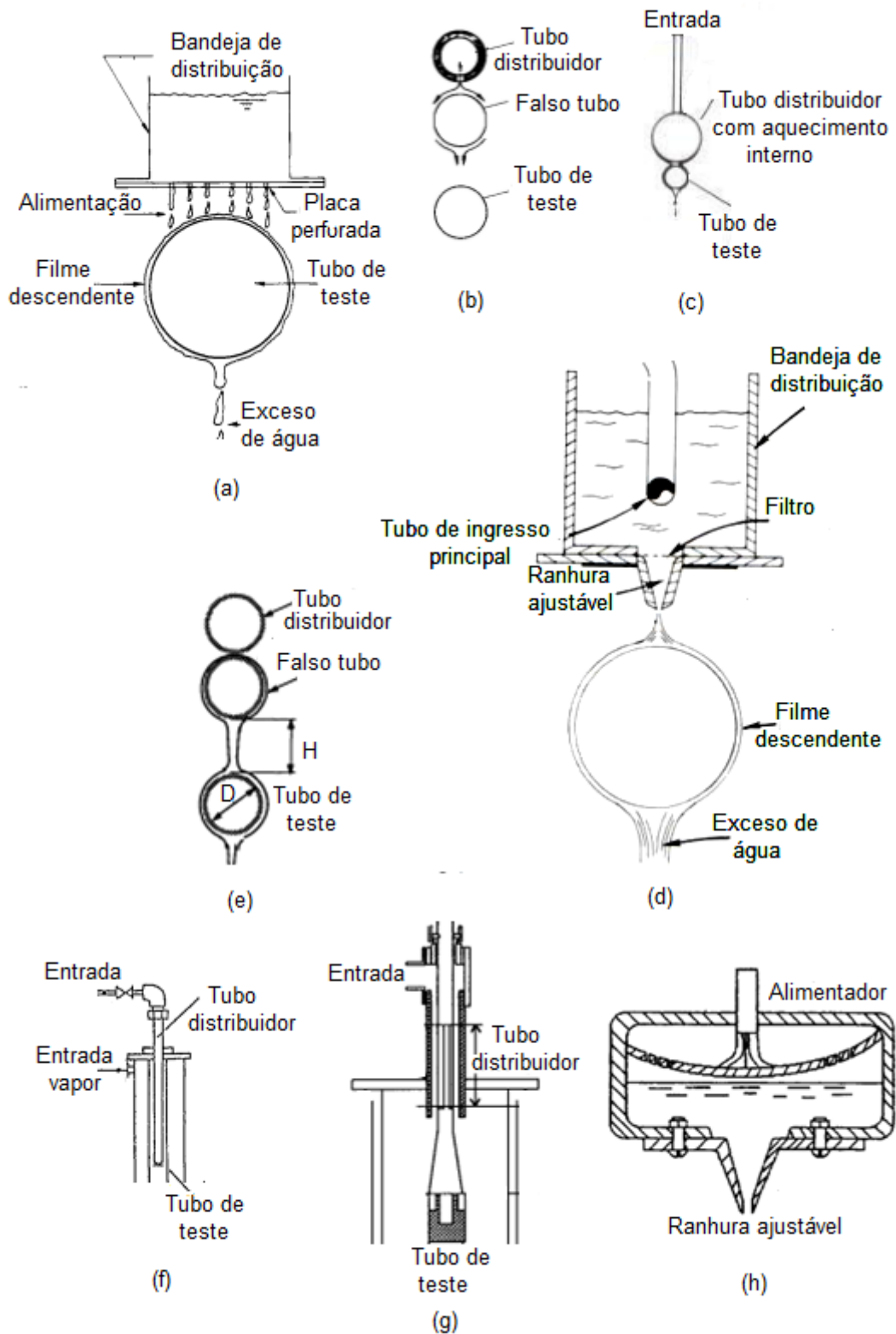
Quanto aos sistemas de distribuição de Fletcher et al. (1975) da Fig. 3.9a-(a) em referência à configuração de Parken et al. (1990) da Fig. 3.9b-(d), o primeiro têm vantagens, já que pode garantir uma espessura de filme menor ao tubo evaporador com ranhura. Isto terá efeitos no coeficiente de transferência de calor (Parken et al., 1990). Uma configuração diferente para tubos horizontais na Fig. 3.9a-(g) foi usada por Ruan et al. (2008). Essa configuração tem duas entradas laterais com o fim de evitar descompensação na uniformidade da alimentação, a causa das perdas no deslocamento feito pelo fluido até chegar ao ponto mais afastado. Esse sistema foi completado por uma segunda câmara inferior encarregada de evitar a turbulência devido ao choque de entrada dos fluxos em direções opostas. Para o arranjo feito por Chyu e Bergles (1987) mostrado na Fig. 3.9a-(c) há uma característica diferente dos mencionados anteriormente. Essa diferença está baseada no uso de uma resistência elétrica auxiliar dentro do tubo alimentador com o objetivo de manter o líquido em estado saturado.

Parken et al. (1990) na Fig. 3.9a-(d) comparou a distribuição com o projeto do Fletcher et al. (1975) da Fig. 3.9a-(a), e observou que a distribuição melhora o coeficiente de transferência de calor médio, já que afeta o comportamento da camada limite. Foi registrado um acréscimo do 20% no coeficiente de transferência de calor do Fletcher et al. (1975) que usou distribuição por prato perfurado na parte inferior em comparação com a distribuição por ranhura do sistema de Parken et al. (1990). A causa foi que o prato perfurado oferece uma camada limite menor que a distribuição feita com ranhura ajustável sobre a superfície dos tubos, similar ao arranjo da Fig. 3.9a-(h). Esses testes foram conduzidos para as mesmas condições de operação.

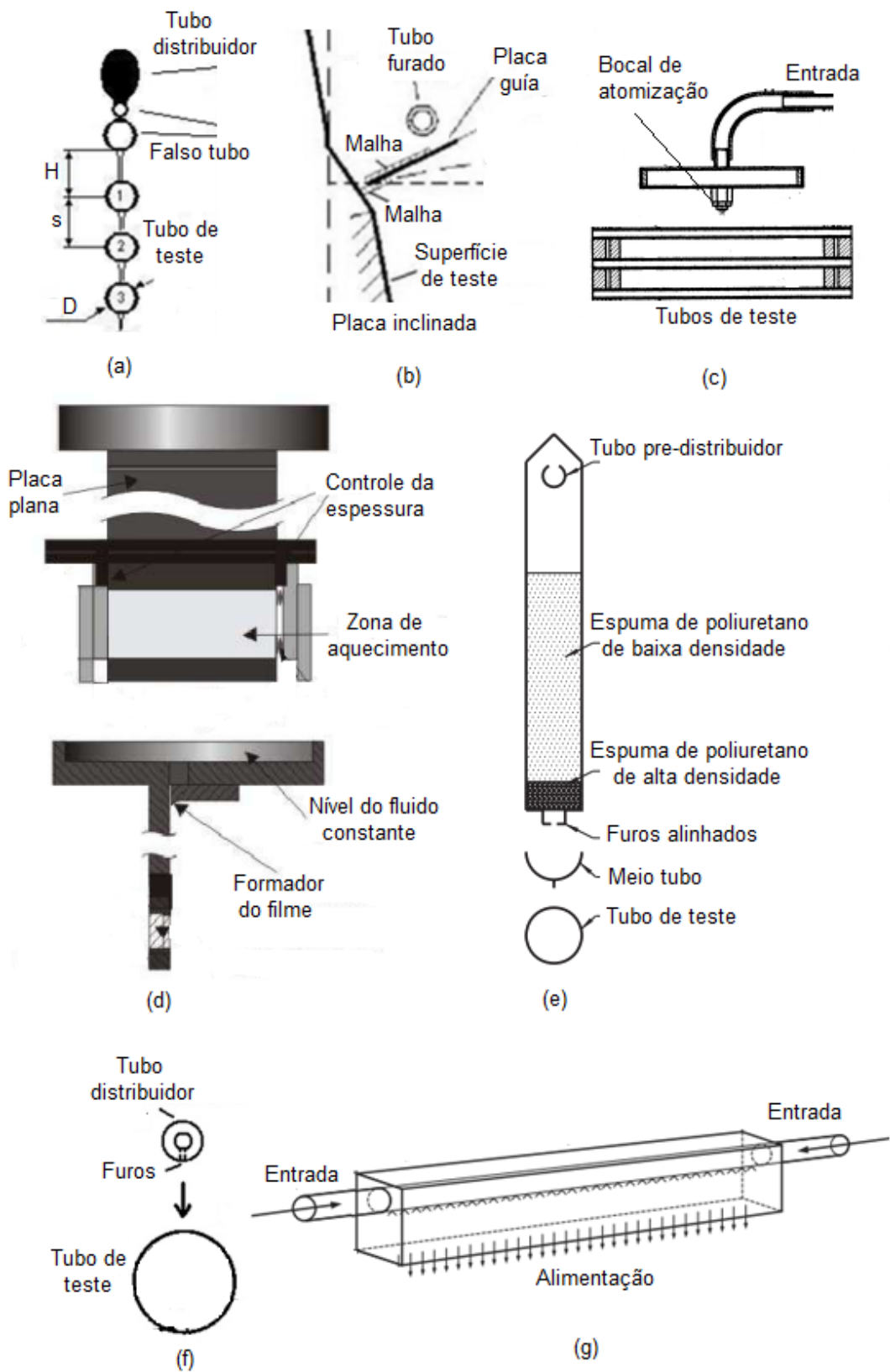
Para a distribuição em tubos verticais os arranjos de Chen e Jebson (1997) da Fig. 3.9a-(f) e, Tuzla et al. (2000) na Fig. 3.9a-(g) são usados. O primeiro o faz de forma concêntrica e para evaporação sobre tubos verticais pela superfície interna. Finalmente, a distribuição em placa plana é apresentada por Chien e Lin (2007) da Fig. 3.9b-(b) e, Pavlenko et al. (2008) na Fig. 3.9b-(d). Os dois usam um controlador da espessura do filme. A malha é usada para fazer uma distribuição homogênea sobre a placa antes de chegar à zona de evaporação.

Para proporcionar um resumo das características ou especificações dos distribuidores se apresenta um levantamento dos trabalhos experimentais construídos por alguns pesquisadores em evaporação por filme descendente. Isto pode ser observado na Tabela 3.2. Na primeira coluna apresenta-se o autor da pesquisa, na segunda coluna são mostrados os detalhes de cada um dos distribuidores. Finalmente, a terceira coluna especifica o comprimento e a altura de alimentação em relação ao primeiro tubo.





**Figura 3.9a** Sistemas de distribuição para diferentes sistemas de evaporação por filme descendente (a) Fletcher et al., 1975, (b) Mitrovic, 1986, (c) Chyu e Bergles, 1987, (d) Parken et al., 1990, (e) Hu e Jacobi, 1995, (f) Chen e Jebson, 1997, (g) Tuzla et., 2000, (h) Liu et al., 2002.



**Figura 3.9b.** Sistemas de distribuição para diferentes sistemas de evaporação por filme descendente (a) Ribatski, 2006, (b) Chien e Lin, 2007, (c) Awad e Negeed, 2008, (d) Pavlenko et al. 2008, (e) Habert, 2009, (f) Chien e Tsai, 2011, e (g) Ruan et al, 2008.

**Tabela 3.2.** *Resumo dos tipos de distribuidores de tubos horizontais encontrados na literatura.*

Autor	Distribuidor		
	Características	$L$ [mm]	$H$ [mm]
Fletcher et al. 1974	Prato furado na parte inferior com sistema acumulativo	-	-
Fletcher et al. 1975	Prato furado na parte inferior com sistema acumulativo	-	-
Mitrovic, 1986	Tubo furado na parte inferior Diâmetro dos furos: 0.8mm Espaçados: 3 mm Comprimento: 300 mm	180	20-105
Chyu e Bergles, 1987	Tubo cilíndrico com aquecedor interno, mantendo o líquido sub-resfriado. Distribuição por sobre-fluxo na parte superior do tubo	152	0,5-25,4
Rogers e Goindi, 1989	Distribuidor com tubo falso	-	-
Parken et al. 1990	Ranhura ao longo do comprimento ajustável com sistema de filtragem	152	63
Hu e Jacobi, 1996 Parte 1	Tanque armazenador para controle do nível ou controle da pressão estática Tubo falso para melhorar distribuição (22 mm diâmetro) posicionado a 1,4mm do distribuidor principal	229	5-50
Hu e Jacobi, 1996 Parte 2	(152) furos na parte inferior de diâmetro:1 mm Espaçamento: 1,5 mm	229	5-50
Putilin et al. 1996	Variações do espaçamento (10-20 mm)	-	-
Liu et al. 2002	Ranhura ao longo do comprimento 1 mm	130 200 300	-
Ribatski, 2006	Tubo falso para garantir homogeneidade Fizeram-se testes sem os tubos falsos para estudar efeitos de alimentação Variações do espaçamento (3-80 mm)	-	8,5-156
Yang e Shen, 2008	Tubo em cobre (21) furos de diâmetro 2 mm, e equidistantes a 2 mm	500	5-7-9-13-11

**Tabela 3.2.** *Resumo dos tipos de distribuidores de tubos horizontais encontrados na literatura – continuação.*

Autor	Distribuidor		
	Características	$L$ [mm]	$H$ [mm]
Ruan et al. 2008	Primeira parte: distribuidor com dupla entrada em tubo de PVC com 61 furos de 3 mm de diâmetro, e equidistantes a 5 mm Segunda parte: distribuidor acumulativo em caixa feita de "plexiglass" com 60 furos de 1 mm de diâmetro, e equidistante a 5mm.	50-295	11-24-45
Li et al. 2011	Tubo aletado inferiormente e furado na parte superior. Aleta guia escoamento uniforme Diâmetro dos furos: 0,8mm Densidade: 10,2 furos/cm	-	24,4
Chien e Tsai, 2011	Tubo em cobre Diâmetro de 6,35 mm 15 furo de 1 mm espaçados a 5 mm	70	-
Shahzad et al. 2012	Cabezal "spray" especial sobre a parte superior dos tubos	-	-

### 3.2.4 Espessura do filme

No início dos anos 60, pesquisadores começaram a desenvolver métodos para medir a espessura do filme de líquido que se estabelecia em caldeiras associadas com a geração de vapor numa planta de energia nuclear. Nesse processo é fundamental que o filme líquido esteja presente para o funcionamento seguro e eficiente. Como resultado, muitos estudos de medição de filme têm sido desenvolvidos para diferentes líquidos como água, e tomando como vantagens as propriedades elétricas do fluido (Shedd, 1997).

Em todos os equipamentos de evaporação por filme descendente a espessura do filme tem uma grande influência sobre as características de transferência de calor e massa desses dispositivos. No entanto, o conhecimento preciso da espessura do filme é dificultado devido às perturbações ocasionadas por ondas complexas na interface (Koskie et al., 1989).

Nusselt (1916) introduziu a análise teórica de filme descendente. Assumiu o filme em regime laminar com propriedades constantes, e assim como as variações de quantidade de movimento através do filme são desprezíveis os esforços de cisalhamento do vapor também não geram nenhuma força externa de arraste sobre

o filme, devido à condição do vapor em estado estacionário. A expressão teórica obtida por Nusselt para o cálculo da espessura do filme ( $\delta$ ) é dada pela Eq. (3.17) (Nusselt, 1916):

$$\delta = \left[ \frac{3\mu_l \Gamma}{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \sin \theta} \right]^{1/3} \quad (3.17)$$

onde,  $\rho_l, \rho_v$  e  $\theta$  representam a massa específica do fluido em estado líquido, e vapor e o ângulo de varredura ao longo do perímetro de tubo ( $\theta = 0^\circ$ , na parte superior do tubo), respectivamente.

Na Eq. (3.17) se pode ver que os parâmetros, tais como, a viscosidade cinemática ( $\nu$ ), a gravidade ( $g$ ) e a tensão superficial ( $\sigma$ ), influenciam a espessura do filme de líquido descendente, bem como o ângulo de inclinação ou ângulo de varredura ( $\theta$ ) ao longo do perímetro do tubo. Quanto maior for a viscosidade dinâmica, mais espessa é o filme e mais regular parece ser o movimento de onda associado a ele. De fato, a viscosidade parece desempenhar o papel de um fator de amortecimento, não muito diferente do papel da resistência em circuitos elétricos oscilantes.

No entanto, conhecer a espessura sobre superfícies curvas é complicado, já que se tem que adequar um sistema de coordenadas capaz de descrever a curva da superfície devido ao fato que a espessura é governada pela geometria, e por outra parte, o fenômeno de recirculação e ondas podem mudar o perfil parabólico da velocidade (Wang, 1984)

Rogers e Goindi (1989) fizeram uma análise teórica e experimental para encontrar a espessura do filme. A expressão da análise teórica gerou a seguinte equação (desvio +/- 6,7 %) em relação ao trabalho experimental,

$$\frac{\delta}{D} = 1,186 Re^{1/3} Ar^{-1/3} (\sin \theta)^{-1/3} \quad (3.18)$$

E para os resultados experimentais,

$$\frac{\delta}{D} = 3,716 Re^{-0,174} Ar^{-1/3} (\sin \theta)^{-1/3} \quad (3.19)$$

onde,  $D$  e  $Ar$  denotam o diâmetro do tubo e número de Arquimedes, respectivamente. Esse último é definido pela Eq. (3.20),

$$Ar = \frac{\rho^2 D^3}{g \mu^3} \quad (3.20)$$

A espessura teórica é 30% maior do que a experimental (Rogers e Goindi, 1989). Essa diferença entre os dados experimentais e teóricos não é clara, porém pode ser explicada devido à idealização no escoamento, por exemplo, ondas ignoradas em outras considerações. As espessuras medidas acima de  $90^\circ$  foram maiores das correspondentes à faixa entre  $0$  e  $90^\circ$ . Isto pode ser devido a variações na quantidade de movimento.

#### 3.2.4.1. *Técnicas de medição da espessura*

Tibiriça et al., (2010) apresentaram várias técnicas para mensurar a espessura do filme sobre sistemas de escoamentos bifásicos. No seu trabalho extenso, eles fizeram uma nova classificação tomando em consideração a natureza do sinal e os princípios de medição com o objetivo de agrupar os métodos que têm fatores comuns.

No entanto, ao presente trabalho as técnicas de medição de filme descendente foram classificadas em intrusivas e não intrusivas. As técnicas intrusivas são conhecidas por fazer a medição da espessura do filme alterando os padrões do escoamento devido à interseção do líquido e o componente de medição do filme dominados pelo comportamento da tensão superficial, ou até os coeficientes de transferência de calor e massa, quando se dissolve alguns componentes no fluido como a Rodamina B<sup>1</sup>. Os intrusivos têm boas concordâncias com a teoria de Nusselt (1916) para a posição angular  $\theta = 90^\circ$ . Enquanto que os métodos não intrusivos apresentam uma boa concordância com a teoria de Nusselt (1916) ao longo do perímetro superior, mas pouca concordância no perímetro inferior (Wang et al., 2009). Na Fig. 3.10. apresenta-se um arranjo feito para a medição de espessura por micrômetro. Nessa configuração, a camada formada na superfície ao longo do tubo foi medida usando uma sonda de medição com uma configuração elétrica. Essa configuração usa a profundidade do micrômetro, e através do mecanismo espacial a transferência de movimento rotacional desloca a agulha no sentido axial, onde por ajuda do circuito elétrico registra a espessura do filme (Awad e Negeed, 2008).

---

<sup>1</sup> Rodamina B é usado nos processos de medição de espessura do filme pela técnica ótica. Induz propriedades fluorescentes no filme.



**Figura 3.10** Sonda de medição de espessura com arranjo por micrômetro (Awad e Negeed, 2008).

Narváez-Romo et al (2014) propuseram um método intrusivo de medição da espessura do filme baseado no uso de um micrômetro junto com um arranjo de efeito multiplicador (princípio de alavanca), que apresentou uma divergência de 25% da medida em comparação com a teórica de Nusselt.

#### 3.2.4.1.1. Métodos intrusivos

Kirkbride (1965) apud Koziol et al., (1980) foi o primeiro a medir a espessura do filme descendente usando um micrômetro e encontrou que o modelo de Nusselt (1916) subestima a espessura média do filme. Analisou-se o filme descendente considerando o padrão de fluxo ondulatório e os efeitos da tensão superficial. O autor indicou que a tensão superficial desempenha um papel importante na hidrodinâmica de filmes descendentes desde que a magnitude relativa da força da tensão superficial seja comparável com as forças viscosas (Kapitza, 1965).

Um método intrusivo comum utilizado na medição da espessura do fluido é através da condutância do fluido que consiste em aproveitar a condutibilidade elétrica da água para identificar a interface para posteriormente registrar a medição. Teoricamente, se dois fios expostos paralelos estiverem em contato com a água, a corrente que flui entre eles será diretamente proporcional à profundidade do líquido que está em contato com os fios. Em algumas aplicações se usa uma fonte de corrente alternada para ajudar na eliminação de ruído e para retardar a deterioração dos eletrodos.

Telles e Dukler (1970) analisaram a espessura do filme com a variação do tempo. A espessura foi obtida a partir de medições de condutividade elétrica que se mostra aleatória e se comporta como um "sistema de duas ondas". Eles apresentaram métodos estatisticamente significativos para calcular os comportamentos da onda, distância de separação, amplitude, frequência e forma da onda, com dados para números de Reynolds líquidos entre 900-6000, e números de Reynolds do gás de 0 – 60.000.

Coney (1973) analisou teórica e experimentalmente a medição da espessura do filme através da condutância por sondas alinhadas com o eixo da curvatura da superfície do cilindro. Desses resultados se concluíram boas aproximações na medição exceto onde o filme é maior que uma espessura dada ( $\delta \geq 2 \text{ mm}$ ).

Thwaites et al. (1976) mediram a espessura do filme para a água-ar sobre um tubo vertical ( $D = 31,8 \text{ mm}$ ;  $L = 10 \text{ m}$ ). As sondas foram calibradas e encontrou-se que a espessura aumenta com incremento da vazão mássica.

Dalman (1978) trabalhou com a medição da espessura sobre tubos horizontais de  $D = 25,4$  e  $50,8 \text{ mm}$ . Usou sondas feitas de arame de cromo de 24 AWG ( $D = 0,511 \text{ mm}$ ). Obteve uma resposta linear entre espessura do filme e a condutância.

As frequências de 10 kHz ou maiores deveriam ser utilizadas para o sinal da sonda, devido a que frequências mais altas proporcionarem melhor sensibilidade. Embora a teoria preveja uma resposta linear com a espessura do filme, podem acontecer não linearidades. Por isso os sistemas precisam ser calibrados (Coney, 1973).

Koskie et al. (1989) com a técnica intrusiva por sonda obteve boa precisão para filmes com espessura maiores a 1 mm ( $\delta \geq 1 \text{ mm}$ ). Nesse estudo um arame foi assumido como superfície equipotencial e o líquido com condutibilidade constante. O arame foi posicionado paralelamente ao filme.

Karapantsios e Karabelas (1990) descreveram as ondas na superfície de um filme descendente numa parede vertical. Usando registros de tempo da espessura de filme, a evolução de uma superfície de onda se obtém plotando a taxa de deslocamento versus a espessura local.

Karapantsios e Karabelas (1995) estudaram as características da espessura do filme para números de Reynolds na faixa de 370 a 11020 e posições de medida localizadas entre 1,7 e 2,46 m de entrada de líquido num tubo vertical. Encontraram que a espessura média é aproximadamente constante, mas a espessura mínima tende a diminuir levemente e a espessura máxima exhibe uma leve tendência aumentar com a distância longitudinal.



#### 3.2.4.1.2. Métodos não intrusivos

Em busca pelo aperfeiçoamento da medição, encontram-se outros métodos que não geram alterações ou distúrbios no filme. Alguns desses métodos são baseados na capacitância. Devido ao fato de que a capacitância pode ser medida em líquidos não condutores, a capacitância elétrica têm chamado a atenção dos pesquisadores. Um sinal de corrente alternada é aplicado entre dois eletrodos e a capacitância pode ser determinada. Com ajuda da teoria de campo electromagnético junto com a geometria da seção de teste, desenvolveu-se uma relação de espessura do filme versus a medida de capacitância. Ou seja, consistem de duas placas condutoras paralelas montadas verticalmente. Uma destas placas, a de escoamento, é fixa, enquanto a segunda placa é disposta de modo que ela pode ser movida para variar a distância normal entre as placas. A capacitância é diretamente proporcional à constante dielétrica do fluido entre as placas e a área das placas, onde modelos menos previsíveis requerem a geração de uma curva de calibração para o fluido de teste (Tibiriça et al., 2010). Outra alternativa de medição consiste em usar a impedância, tal como foi realizado por Rocha e Simões-Moreira (2005).

Dukler e Bergelin (1952) usaram um filme de água descendente sobre uma placa vertical e desenvolveram um estudo baseado no perfil de velocidade universal. Os resultados, a baixos números de Reynolds concordaram muito bem com a nova teoria, assim como os de Nusselt (1916).

Portalski (1963) pesquisou as características do filme de treze líquidos (diferentes soluções de glicerol, álcool isopropílico e álcool metílico) usando uma coluna vertical com uma placa lisa. Seus resultados mostraram que o valor médio da espessura do filme ondulado é menor do que o valor correspondente (com a mesma vazão), sem ondulações, isto é, quando quantidades adequadas de agentes tensoativos foram usadas, como previsto pelas considerações teóricas de Kapitza (1965).

Özgü et al. (1973) empregaram a capacitância para a medição da espessura local em fluidos bifásicos. Propuseram uma geometria dos eletrodos que tivesse vantagens como: (a) grandes variações da capacitância em proporção da espessura, dando boa resolução; (b) nenhuma interferência com o fluxo; (c) um espaçamento ajustável para melhorar as condições de sinal.

Outra boa alternativa de fazer a medição da espessura é através de configurações óticas. Pode-se usar a fluorescência. Essa se baseia na adição de corante a uma base líquida para mudar de cor quando é irradiada com um comprimento de onda específico. Usa-se para a detecção da interface em fluidos bifásicos. Para o gravação da imagem se emprega uma câmera de alta velocidade.

Salazar e Marschall (1978) mediram a espessura de um filme da água descendente em uma placa plana vertical. Eles utilizaram o método que detecta alterações por dispersão a laser, no comprimento da coluna, por partículas de látex suspensas que é proporcional a espessura do filme com a variação do tempo. Eles mediram para números de Reynolds entre 145 a 4030 variando as distâncias ao longo da direção do escoamento.

Schagen et al. (2006) estudaram a espessura local do filme sobre uma placa plana utilizando um método ótico não intrusivo baseado em indicadores luminescentes, usando regime de fluxo laminar com ondas.

Zhou e Gambaryan-Roisman (2008) realizaram testes para a medição do filme com um microscópio confocal cromático sobre uma placa plana vertical usando água destilada como fluido de trabalho, nas quais as variáveis como o número de Reynolds, modo de alimentação do fluido e inclinação da placa foram analisadas.

Wang et al. (2009) usou numa técnica ótica e com ajuda do laser fluorescente induzido ao filme, conseguiram medir o filme descendente por todo o perímetro, e encontrou boas aproximações da espessura do filme para tubos planos só para a parte superior do perímetro ( $-90^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$  em comparação com os valores de Nusselt (1916).

Gstoehld et al., (2004) mediram a espessura do filme descendente sobre tubos horizontais usando fluorescência (Rodamina B como corante) por laser induzido. No seu trabalho, os testes foram na condição de transição de laminar a turbulento. A medição apresentou precisão de mais ou menos 7 - 10%.

### **3.2.5 Geração de partes secas e quebra do filme**

Em condições ideais os evaporadores deveriam operar com os tubos completamente molhados. Porém por problemas na distribuição se geram pontos secos ou áreas não efetivas de transferência de calor. Essa é uma das reticências

para aproveitar as vantagens dos sistemas de evaporação por filme descendente em refrigeração e em ar condicionado (Ribatski e Jacobi, 2005).

A quebra do filme e a aparição de partes secas na superfície do tubo provoca redução no desempenho do evaporador devido à diminuição efetiva da troca de calor do sistema. Gross (1994) apud Thome (1999) atribuiu a geração das zonas secas em tubos verticais como problema de estabilidade, em que isso está influenciado pela interação de vários mecanismos e forças, essas forças são; (1) forças inerciais do líquido, (2) forças da tensão superficial, (3) efeito Marangoni, (4) forças inerciais do vapor, e (5) forças interfaciais de cisalhamento, esses esforços podem levar a transições no padrão do escoamento, e depois à geração de zonas secas na superfície (Puzyrewski e Zukosky, 1969). Porém, o mecanismo pela qual o líquido quebra o filme é essencialmente devido à interação da força da gravidade com a tensão superficial (Yung et al., 1980).

Se os problemas de molhabilidade e quebra de filme permanecem, a deterioração da troca de calor na superfície dos tubos para os evaporadores de filme descendente é evidente. Alguns desses problemas são as incrustações (“*fouling*”). Portanto, é importante projetar o evaporador com a adequada vazão mássica ao longo do perímetro do tubo, sendo que seu valor depende da densidade do líquido, viscosidade, tensão superficial e do ângulo de contato formado entre o líquido e o tubo.

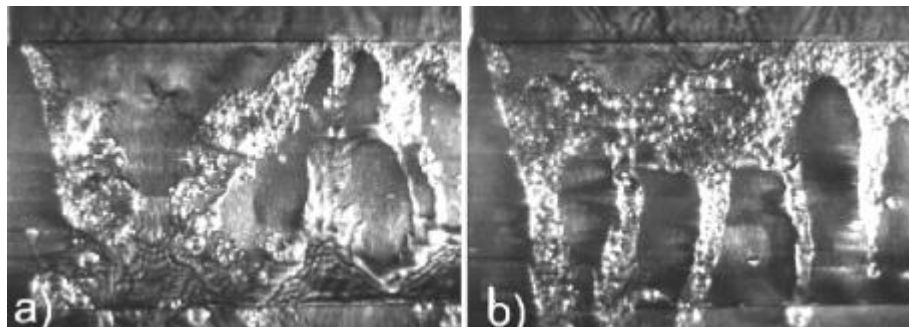
Com o estudo do ângulo de contato entre o produto (nesse caso, leite) e a superfície (aço inoxidável), foi proposta a Eq. (3.21) que relaciona a mínima vazão para evitar as partes secas. Essa análise foi feita para escoamento laminar com perfil de velocidade parabólico, e aplicável para água e para leite com concentração inferior que 20%. Na Eq. (3.21) pode-se ver que a vazão mínima aumenta com o acréscimo do ângulo de contato. Mas, esse ângulo de contato da água escoando através de uma superfície de cobre decresce com o incremento na temperatura de aproximadamente 0,1° por cada °C (Paramalingan et al., 2000).

$$\Gamma_c = 1,69 \left( \frac{\mu \rho}{g} \right)^{1/5} \left[ \sigma (1 - \cos \theta_{\text{contato}}) \right]^{3/5} \quad (3.21)$$

Pavlenko et al., (2008) estudaram a quebra do filme junto com o coeficiente de transferência convectivo (com ebulição nucleada). O filme foi gerado com nitrogênio líquido sobre placa plana, para escoamento laminar com ondas. Eles concluíram que

para reduzidos números de Reynolds e relativamente pequenos fluxos de calor, a quebra do filme do líquido usualmente acontece como resultado da aparição local de pontos secos no regime de evaporação, e a rápida propagação das fronteiras da interface com o deslocamento das zonas molhadas. No entanto, em altos números de Reynolds os pontos secos aparecem para acentuada ebulição do líquido, depois disso, são formadas grandes escalas de zonas secas e estruturas regulares metastáveis em colunas como é apresentado na Fig. 3.11.

O deslocamento das zonas molhadas no filme devido ao deslocamento das fronteiras de interface induzido pelo mecanismo térmico acontece quando o máximo valor de fluxo de calor liberado na superfície (fluxo de calor de equilíbrio) é excedido. Em altos fluxos de calor, o mecanismo de quebra do filme é fundamentalmente diferente. O rápido crescimento das bolhas de vapor conduz o líquido a dispersão e expulsão de um número considerável de gotas.



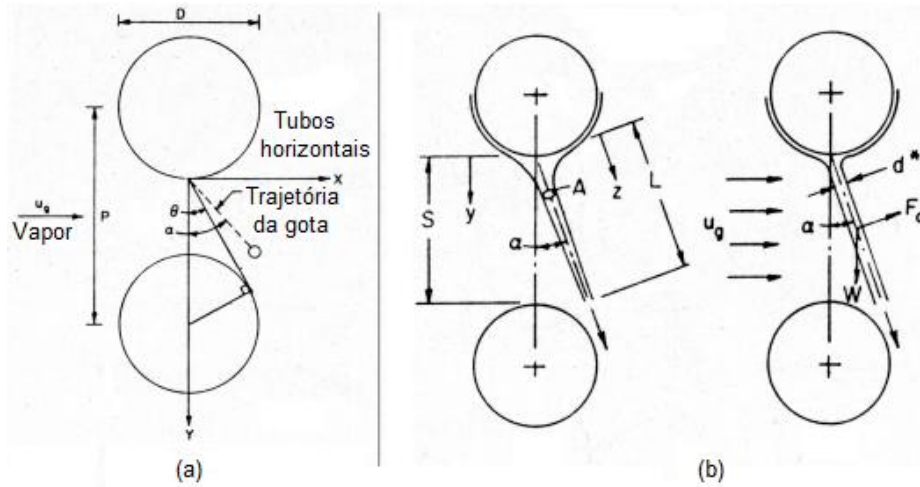
**Figura 3.5** Formação de estruturas metastáveis no filme ( $Re=847$ ,  $q=6 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ) (a) 0.14 s e (b) 0.36 s (Pavlenko et al., 2008).

### 3.2.6 Efeitos do vapor

A distribuição pode ser comprometida pelos efeitos do vapor, causando problemas de molhabilidade, sendo necessário abranger os efeitos do vapor através do fluxo transversal. Yung et al. (1980) estudaram os mecanismos básicos de interação entre o vapor e o líquido descendente. Eles desenvolveram modelos aplicáveis para melhorar e projetar sistemas de evaporação por filme.

Esses efeitos do vapor são mais vulneráveis para sistemas de arranjo horizontal, já que nesses sistemas a distribuição se dá pela parte superior dos tubos. Assim, esses efeitos do vapor podem provocar no filme deflexões parciais ou totais, tais como se apresentam na Fig. 3.12. Dependendo da vazão mássica podem ser sobre o regime de gotas, colunas ou folha. Isto pode gerar uma caótica distribuição

do líquido sobre os tubos inferiores da bancada de testes, e provocar uma condição de operação não desejada.



**Figura 3.6** Deflexão do filme devido ao vapor para o modo (a) gotas e (b) colunas (Yung et al., 1980).

Eles analisaram o problema hidrodinâmico sobre um filme fino com o conceito da instabilidade de Taylor, encontraram uma relação para encontrar o ângulo crítico de deflexão. Quando a gota supera esse ângulo, essa não chocará com a superfície do tubo. Entretanto, para ângulos menores ao crítico são considerados seguros para que a gota choque com o tubo, porém não garante a molhabilidade total e a distribuição uniforme. As expressões correspondentes são dadas pelas Eqs. (3.22) a (3.25).

$$\theta_{\text{critico}} = \text{tg}^{-1} \left( \frac{1}{2} \left[ \frac{S+D}{D} \left( \frac{S+D}{D} - 1 \right) \right]^{-1/2} \right) \quad (3.22)$$

$$\theta_{\text{deflexão}} = \text{tg}^{-1} \left( \frac{1}{3} \frac{\rho_g u_g^2}{\rho_l d_p g} \right) \quad (3.23)$$

$$u_g = \left( \frac{3 \rho_l d_p g}{2 \rho_g} \right)^{1/2} \left[ \frac{S+D}{D} \left( \frac{S+D}{D} - 1 \right) \right]^{-1/4} \quad (3.24)$$

$$d_p = 3 \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}} \quad (3.25)$$

onde,  $S$ ,  $d_p$  e  $u_g$  representam o espaçamento dos tubos, o diâmetro das gotas e a velocidade ascendente do vapor, respectivamente.

Quando a distribuição é por atomização, deve-se verificar de que a alta velocidade do vapor não desintegre as gotas. Além disso, as altas velocidades do fluido podem provocar no filme líquido a instabilidade de Helmholtz devido à diferença de velocidades na interface (“*slip*”).

Para o caso do filme se deslocando em forma de colunas o ângulo pode ser calculado pela Eq. (3.26) (recomenda-se o valor do coeficiente de arrastre  $C_d = 1$ ), mas o efeito do vapor foi importante na transição de gotas a colunas a causa da desestabilização.

$$\frac{\operatorname{tg} \theta_{\text{deflexão}}}{\cos \theta_{\text{deflexão}}} = \frac{C_d d_p^* \rho_g u_g^2}{4 \lambda \Gamma g} [2g(S+D)]^{1/2} \quad (3.26)$$

$$d_p^* = \left( \frac{8 \lambda \Gamma}{\pi \rho_l} \right)^{1/2} [2g(S+D)]^{-1/4} \quad (3.27)$$

A diferença entre  $d_p$  e  $d_p^*$  se deve à distinção do diâmetro para o regime de gotas e para o regime de colunas.

Ruan et al. (2008) identificaram uma redução da histerese e fomento de instabilidades no filme (velocidades do vapor maiores a 3,5 m/s) com o aumento do número de  $We$ . Ainda assim, esses efeitos do vapor sobre o filme também está afetado pelo número de Galileu. Quanto menor é o número de Galileu menos importante são os efeitos do vapor sobre o filme descendente.

### 3.2.7 Condições experimentais de operação para tubos horizontais

A seguir se apresenta a Tabela 3.3. Essa resume as especificações de alguns parâmetros operacionais dos trabalhos construídos para o estudo hidrodinâmico em sistemas de filme descendente. Na primeira coluna é indicado o autor do artigo, nas colunas dois e três mostram-se o material dos tubos e os tipos de fluidos que foram testados, respectivamente. Para cada trabalho experimental são mostrados as especificações geométricas e operacionais, tais como; vazão mássica por unidade de comprimento de tubo  $L$ , diâmetro externo  $D_{ext}$ , comprimento do tubo, valores de Reynolds e Prandtl. Além disso, é mostrada a classificação do estudo (experimental ou analítico) e a sua região de operação (laminar ou turbulento)

**Tabela 3.3.** Especificações dos testes experimentais para o estudo hidrodinâmico do filme descendente.

Artigo	Material	Fluido	$\Gamma$ $\left[ \frac{\text{kg.m}}{\text{s}} \right]$	$Re$ $Pr$	Dimensões		Tipo
					$D_{ext}$ [mm]	$L$ [mm]	
Chyu e Bergles, 1987	Cobre	Água	0,0072-0,72	100-10000	25,4	152	Analítico Experimental Laminar Turbulento
Hu e Jacobi, 1996	Latão	Água Etileno-glicol Água-glicol Óleo Álcool	até 0,22	até 580	9,5 12,7 15,9 19,0 22,2	229	Experimental Laminar
Ribatski, 2006	Aço inoxidável	Água Etileno-glicol	até 0,18	---	11 20 40 80	---	Experimental
Ruan et al., 2008	Latão	Água Etileno-glicol	até 0,3	até 600	25,4	300	Experimental Laminar

### 3.3 Transferência de calor

Uma vez abordado o desenvolvimento e comportamento hidrodinâmico sobre o sistema de evaporação por filme desce, segue-se o estudo dos diferentes parâmetros que afetam o mecanismo de transferência de calor nesse tipo de tecnologia.

#### 3.3.1 Evaporação e nucleação

Para estudar a transferência de calor é importante conhecer o mecanismo pela qual a transferência ocorre. As condições de operação do sistema, superfícies e geometrias definem o fenômeno de transferência de calor, que podem ser por transferência convectiva, por ebulição nucleada, ou por um processo simultâneo das duas. A nucleação completamente estabelecida é esperada em altos níveis de fluxos de calor, em que o filme em regime de ebulição é caracterizado pela formação e liberação de bolhas no líquido sobre a interface líquido-vapor num elemento aquecido (Lienhard e Wong, 1964). Quando a nucleação está presente, o fluxo de calor excede a condição comum da faixa de fluxo para operar em condições de

evaporação convectiva. A ebulição nucleada não acontecerá antes de que o filme seja superaquecido substancialmente tendo que passar por uma adequada região de preaquecimento, no qual, o fluxo de calor limite para evitar a nucleação sobre a superfície aquecida pode ser dado pela Eq. (3.28) (Sarma e Saibabu, 1992).

$$\frac{T_w - T_{sat}}{T_{sat}} = \frac{0,017\sigma}{h_v \rho_v \delta} \quad (3.28)$$

Uma vez a nucleação é iniciada, esta é mantida se a região associada segue superaquecida. Chun e Seban (1971) usaram a Eq.(3.29) no trabalho para encontrar a temperatura de superaquecimento ( $T_w - T_s$ ) necessária para o crescimento das bolhas, usando como raio da cavidade  $r = 9,906 \times 10^{-6} m$ . Experimentalmente eles encontraram pontos de nucleação a partir de uma  $T_w - T_s = 6,4^\circ C$  para as condições de pressão atmosférica e sua respectiva temperatura de saturação ( $T_{sat}$ ). Esse dado está perto do valor de  $T_w - T_s = 5$  do estudo em ebulição por piscina (Nukiyama, 1984).

$$T_w - T_{sat} = (2T_{sat}^2 R \sigma) / rP \quad (3.29)$$

onde,  $R$  e  $P$  representam o raio do tubo e a pressão do sistema, respectivamente.

No entanto, a transferência de calor convectiva está livre de bolhas no filme, porque a energia fornecida ao sistema é unicamente usada para a evaporação na interface líquido-vapor. Assim, quando os tubos são aquecidos, o calor é conduzido pela superfície à interface pelo filme, onde o vapor não está em contato direto com a parede do tubo.

### 3.3.2 Condensação por filme

A análise teórica para condensação laminar sobre superfície vertical foi proposta por Nusselt (1916). Esse estudo foi feito com várias simplificações: (1) superfície totalmente molhada (similar ao padrão de escoamento tipo folha), (2) esforços de cisalhamento na superfície desprezível, (3) componente puro e com propriedades constantes, e (4) a transferência de calor no filme é unicamente por condução. Sua equação é dada pela Eq. (3.30).



$$Nu = 0,959Re^{-1/3} \quad (3.30)$$

onde o número de Nusselt é dado em função da viscosidade cinemática ( $\nu$ ), a gravidade ( $g$ ), a condutividade térmica ( $k$ ) e o coeficiente de transferência por convecção ( $h$ ), de acordo com a Eq. (3.31).

$$Nu = \frac{h}{k} \left( \frac{\nu^2}{g} \right)^{-1/3} = \frac{h\delta}{k} \quad (3.31)$$

A condensação toma lugar na interface do líquido-vapor do filme, e se desloca à superfície mais fria. Esse fluxo de calor é chamado também calor latente em termos práticos. O número de Nusselt representa essa relação entre a espessura do filme, a força gravitacional e as propriedades do fluido com o objetivo de ver a capacidade do sistema para rejeitar (no caso da condensação) ou fornece calor (no caso da evaporação) à interface. Quanto maior é o número, maior é a transferência de calor e menor a resistência térmica.

### 3.3.3 Transferência simultânea de calor e massa

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo se usa a lei de resfriamento de Newton, que estabelece,

$$\dot{q} = h_c A (T - T_\infty) = \bar{h}_c A \Delta T_{LM} \quad (3.32)$$

sendo ( $\bar{h}_c$ ) o coeficiente médio de transferência de calor, ( $A$ ) a superfície de troca,  $(T - T_\infty) = \Delta T$  a diferença de temperatura entre eles, ou usando a média logarítmica das diferenças de temperaturas ( $\Delta T_{LM}$ ). Sendo,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_p - T_{en}) - (T_p - T_s)}{\ln \left( \frac{T_p - T_{en}}{T_p - T_s} \right)} \quad (3.33)$$

Portanto, na evaporação por filme descendente o coeficiente local de transferência de calor entre o filme e a superfície de parede do tubo é dado ao relacionar o fluxo de calor por unidade de área fornecido com as temperaturas, conforme Eq. (3.34),

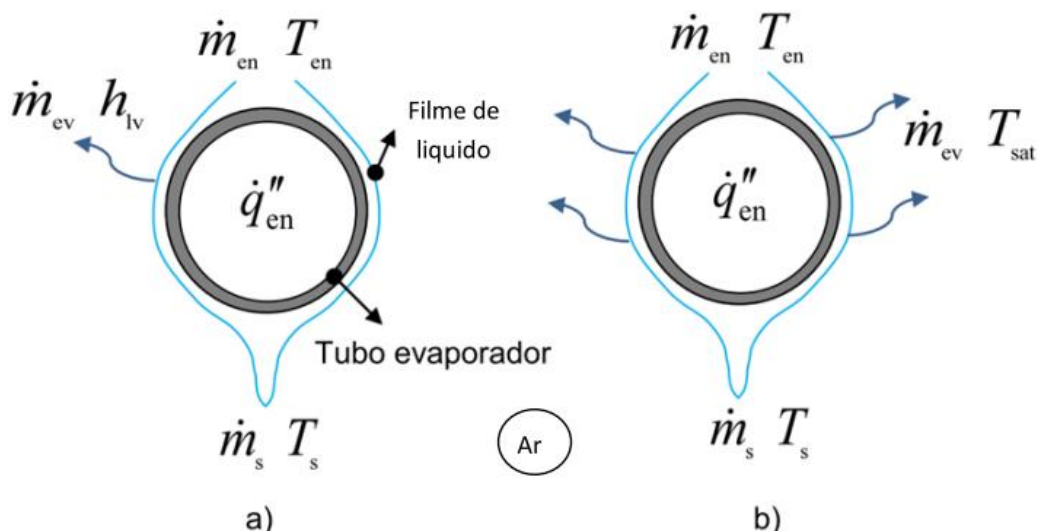
$$h_\theta = \frac{\dot{q}''}{T_{p,\theta} - T_{i,\theta}} \quad (3.34)$$

No entanto, para o cálculo do coeficiente médio de transferência de calor, deve-se fazer a integração ao longo da superfície do tubo dado por,

$$\bar{h} = \frac{1}{\pi L} \int_0^L \int_0^\pi h_0 d\theta dL \quad (3.35)$$

O coeficiente global de transferência de calor é função de todas as resistências térmicas de transferência de calor. A resistência térmica à condução do tubo é pequena quando comparada com a resistência térmica de evaporação ou condensação, e geralmente é uma quantidade conhecida quando o fluxo de calor é dado. Por isso, a resistência devido à evaporação e/ou condensação vem a ser o maior contribuinte no coeficiente de transferência de calor total (Fletcher et al. 1974).

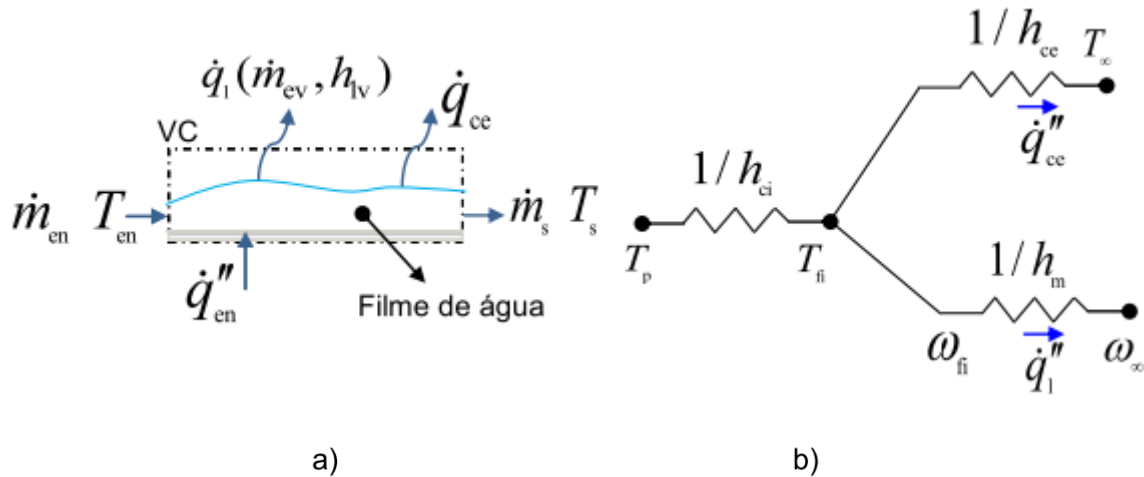
Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor neste projeto, faz-se um balanço de massa e energia (Fig. 3.13) para duas condições de transferência de calor, sendo predominantemente; (1) sensível e (2) latente.



**Figura 3.7** Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal para (a) calor sensível e (b) calor latente.

*Predominantemente sensível:* assume-se que a energia entregue é usada somente para aquecer o fluido na passagem do tubo evaporador. Além disso, que pelas diferenças de temperaturas entre o filme ( $T_{fi}$ ) e a na condição ao longe ( $T_\infty$ ), dá-se uma transferência de calor por convecção, indo energia desde o filme até o meio. Por outro lado, existe também um potencial de umidades absolutas entre o ar imediatamente perto do filme ( $\omega_{fi}$ ) e o ar ao longe ( $\omega_\infty$ ), impondo também o fenômeno de transferência de massa no sistema. Isto se deve a que o sistema não foi totalmente hermético e havia presença de ar ao redor do tubo.

Como a espessura do filme é reduzida em relação ao diâmetro do tubo, o fenômeno se pode analisar análogo a uma superfície plana como é representada na Fig. 3.14. Para esclarecer as resistências térmicas que dominam o processo de transferência de calor e massa é realizada a analogia com os circuitos elétricos correspondentes ao Kirchhoff.



**Figura 3.8** Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal (a) volume de controle (b) circuito equivalente das resistências térmicas.

Desse modo, a lei de conservação de massa e energia podem ser expressas pelas Eqs. (3.36) e (3.37), respectivamente, para o volume de controle (VC) ilustrado na Fig. 3.13a;

$$\dot{m}_{en} = \dot{m}_s + \dot{m}_{ev} \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_{en} h_{en} + \dot{q}_{en}'' A = \dot{q}_{ce}'' A + \dot{q}_l A + \dot{m}_s h_s \quad (3.37)$$

onde,  $\dot{m}_{en}$ ,  $\dot{m}_s$  e  $\dot{m}_{ev}$  representam as vazões mássicas de entrada, saída e evaporada, respectivamente.  $h_{en}, h_s$  são as entalpias do fluido na entrada e saída, respectivamente.  $\dot{q}_{en}''$  é o fluxo calor de entrada,  $A$  a área efetiva de transferência de calor e massa,  $\dot{q}_{ce}''$  denota a transferência de calor dada entre o filme e as vizinhanças,  $\dot{q}_l$  é o calor latente imposto pela diferença de concentrações.

Para a transferência de massa imposta pelo potencial de umidades, tem-se,

$$\dot{q}_l = \dot{m}_{ev} h_{lv} \quad (3.38)$$

onde,  $h_{iv}$  representa a entalpia específica de vaporização da água à temperatura da superfície e  $\dot{m}_{ev}$  é a taxa de massa evaporada. Cabe ressaltar que a  $\dot{m}_{ev}$  é função do potencial das umidades ao longe e perto do filme. Assim, essa parcela de taxa de massa é dada pela Eq. (3.39).

$$\dot{m}_{ev} = h_m A \rho_a (\omega_{fi} - \omega_\infty) \quad (3.39)$$

$h_m$  é o coeficiente de transferência de massa devido à diferença de concentrações, e  $(\rho_a)$  é a massa específica do ar seco. Pode-se observar que se não existem diferenças entre as umidades (perto do filme e ao longe) essa parcela é igual zero, não havendo transferência de massa.

Para o  $\dot{q}_{ci}$  e  $\dot{q}_{ce}$  se usa a Eq. 3.32, sendo;

$$\dot{q}_{ci}'' = h_{ci} A (T_p - T_{fi}) \quad (3.40)$$

$$\dot{q}_{ce}'' = h_{ce} A (T_{fi} - T_\infty) \quad (3.41)$$

onde, a  $h_{ci}$  representa o coeficiente de transferência de calor convectiva dada entre o tubo aquecedor e o fluido que escoar na parte externa. Entretanto, o  $h_{ce}$  é referenciado à transferência de calor desde o filme até o meio.

Na transferência de calor se emprega o Nusselt para o cálculo do coeficiente de transferência. Porém existe outro adimensional similar focado especificamente ao cálculo da transferência líquida de massa, conhecido como número de Sherwood.

$$Sh = \frac{h_m L}{D_m} = f(Re, Sc) \quad (3.42)$$

onde,  $D_m$  representa o coeficiente de difusão de massa ( $m^2 s^{-1}$ ) e  $(h_m)$  é o coeficiente de transferência de massa ocasionada pela diferença de concentrações. Esse coeficiente pode ser expresso de maneira similar à lei de resfriamento de Newton para o cálculo da taxa de transferência de massa (outra forma da Eq. 3.39), sendo.

$$\dot{m}_{iv} = h_m A (\rho_f - \rho_\infty) \quad (3.43)$$

onde,  $\rho_f, \rho_\infty$  representa a massa específica do vapor de água junto à superfície molhada e a massa específica de vapor de água ao longe, respetivamente.

O segundo número adimensional faz referência ao número de Schmidt ( $Sc$ ), definido pela Eq. (3.44).

$$Sc = \frac{\nu}{D_m} \quad (3.44)$$

onde,  $\nu$  é a viscosidade cinemática. Essa propriedade é análoga à difusividade térmica na condução de calor. Por isto, o número de Schmidt desempenha um papel parecido ao número de Prandtl na transferência de calor. Rearranjando as analogias de Nusselt com a de Sherwood chega-se a uma expressão em função dos números de Schmidt e Prandtl, conhecido como número de Lewis.

Isto, portanto, representa a transferência simultânea de calor e massa relacionando a razão entre as difusividades térmicas e de massa. Onde, nessa condição de teste (água como fluido de trabalho) o número de Lewis é conhecido e dado por (Simões-Moreira, 1999);

$$Le = \frac{h_{ce}}{h_m c_p \rho_a} = 0,86^{2/3} \cong 1 \quad (3.45)$$

sendo,

$$h_m = \frac{h_{ce}}{c_p \rho_a} \quad (3.46)$$

Na Eq. (3.46) se pode conhecer o coeficiente de transferência de massa usando o coeficiente de transferência de calor. O coeficiente de transferência de calor e massa ( $h_t^*$ ) é dado pelo aporte das transferências independentes tanto de massa como de calor no processo de evaporação por filme descendente. Cabe ressaltar, que essa transferência simultânea de calor e massa acontece na interface do filme descendente;

$$h_t^* = h_{ce} + h_m \quad (3.47)$$

Retomando às análises da transferência de calor e massa predominantemente sensível para o volume de controle da Fig. 3.12, usando as Eqs. (3.36) a (3.47) e assumindo que a parcela correspondente as variações da entalpia durante a fase

líquida são menos do 1% do valor total do coeficiente, tem-se o coeficiente de transferência de calor convectivo na interface, dado pela Eq. (3.48).

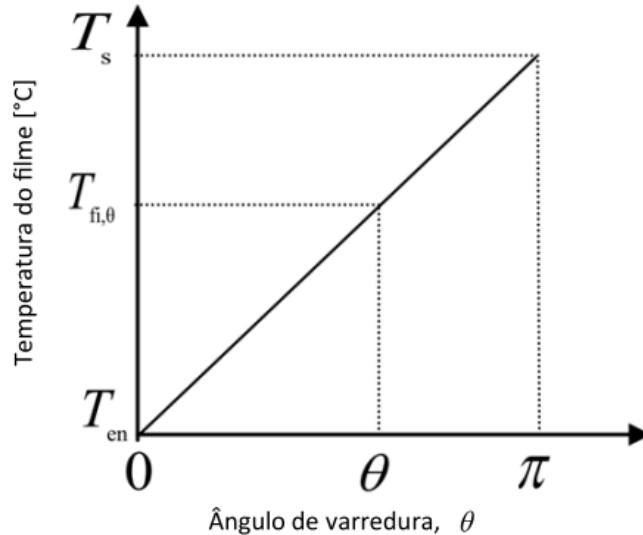
$$\bar{h}_{ce} = \frac{h_{ci}(\bar{T}_p - \bar{T}_{fi})}{(\bar{T}_{fi} - \bar{T}_\infty) - \frac{(\omega_{fi} - \omega_\infty)}{c_{pa}}(h_{en} - h_{lv})} \quad (3.48)$$

$h_{ce}$  junto com  $h_{ci}$  são dados em  $[kJm^{-2}K^{-1}]$ .  $h_{en}$  e  $h_{lv}$  manifestam a entalpia de entrada e a entalpia de vaporização, respectivamente. Finalmente,  $c_{pa}$  faz referência ao calor específico do ar seco. Para a temperatura média do filme ( $T_{fi}$ ), tem-se que  $T_{en} \leq T_{fi} \leq T_s$ , portanto,  $T_{fi}$  é aproximada como a média das temperaturas,

$$\bar{T}_{fi} = \frac{T_{en} + T_s}{2} \quad (3.49)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor ao longo do perímetro, define-se o  $(\theta^*)$ , que representa um acréscimo linear da temperatura na passagem do tubo, sendo;

$$\theta^* = \frac{\theta}{\pi} \quad (3.50)$$

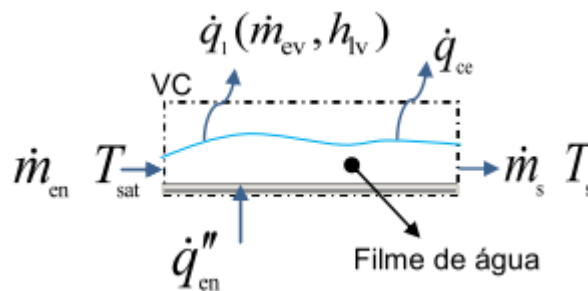


**Figura 3.9** Comportamento linear do aumento da temperatura do filme a longo da metade do perímetro do tubo.

Portanto, a temperatura do filme em função do ângulo pode ser estimada usando a Eq. (3.51),

$$T_{fi,\theta} = T_{en} + \theta^*(T_s - T_{en}) \quad (3.51)$$

*Predominantemente latente;* assume-se que a energia fornecida é empregada só para a mudança de fase, sendo a entalpia de vaporização o parâmetro de referência. A Fig. 3.16 apresenta esquematicamente o fenômeno, sendo similar à Fig. 3.13, porém, a temperatura de entrada corresponde à temperatura de saturação na pressão atmosférica. Contudo, será assumido que as condições externas estão na condição de vapor saturado (só para o cálculo do coeficiente de transferência de massa).



**Figura 3.10** Esquema representativo para transferência de calor e massa na tecnologia de filme descendente sobre um tubo horizontal para um volume de controle.

Fazendo a análise semelhante à transferência de calor sensível, têm-se as seguintes equações que correspondem ao balanço de massa e energia;

$$\dot{m}_{en} = \dot{m}_s + \dot{m}_{ev} \quad (3.52)$$

$$\dot{m}_{en} h_{en} + q''_{en} A = \dot{q}_{ce} + \dot{m}_{ev} h_v + \dot{m}_s h_s \quad (3.53)$$

Agora, assume-se que a entrada do líquido no tubo é dada na condição de líquido saturado, implicando que a entalpia de entrada corresponde à entalpia do líquido na condição saturada ( $h_{en} = h_{ls}$ ). Embora isto não seja totalmente certo, já que a condição mais próxima na saída é a condição de líquido metastável devido a que as temperaturas de saída estão acima da temperatura de líquido saturado para a pressão de teste.

A taxa de calor requerida para a evaporação ( $\dot{q}_{va}$ ) é definido pela Eq. (3.54).

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}_{ev} h_{lv} \quad (3.54)$$

Desse modo, substituindo as variáveis correspondentes na lei da conservação de energia, tem-se;

$$\bar{h}_{ce} = \frac{\bar{h}_{ci} (\bar{T}_p - \bar{T}_{fi}) + \frac{\dot{m}_s}{A} h_{sat}}{(\bar{T}_{fi} - \bar{T}_\infty)} \quad (3.55)$$

Para a transferência de calor local na condição de saturação, o coeficiente de calor local pode ser facilmente expressado, já que para toda condição a temperatura na interface coincide com a temperatura de saturação ( $T_{sat} = T_f$ ), sendo,

$$h_{ci}(\theta) = \frac{q''_{en}}{(T_w(\theta) - T_{sat})} \quad (3.56)$$

Devido aos problemas de molhabilidade no tubo, o fluxo de calor entregue ( $q''_{en}$ ) ao tubo evaporador não é aproveitado totalmente, assim, em termos gerais se podem representar por três parcelas,

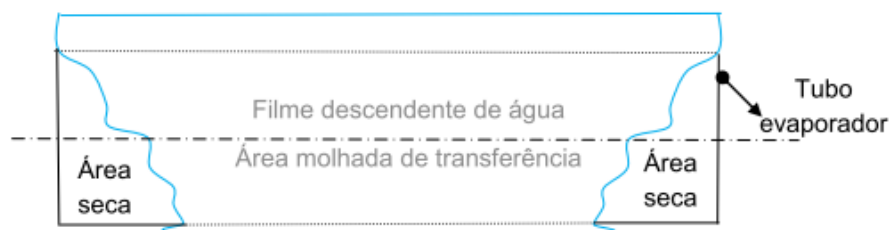
$$q''_{en} A = q''_{latente} A_{latente} + q''_{sensível} A_{sensível} + q''_{dryout} A_{dryout} \quad (3.57)$$

Pode-se ver então que o fluxo de calor nas zona secas ( $q''_{dryout}$ ) é levado em conta tanto na transferência de calor sensível como latente, provando que a eficiência do evaporador seja estritamente relacionado com a efetividade de molhabilidade. Isto justifica que além de serem estudados os mecanismos de transferência de calor para diferentes condições de operação, devem-se estudar seriamente os mecanismos hidrodinâmicos que garantem uma melhor molhabilidade, enlaçado principalmente aos sistemas de distribuição. Assim,

$$q''_{dryout} A_{dryout} = q''_{en} A_{en} - q''_{latente} A_{latente} - q''_{sensível} A_{sensível} \quad (3.58)$$

Analisando a área efetiva da troca de calor, representa-se esquematicamente a na Fig. 3.17. a molhabilidade parcial dada nos tubos. Com isto, pode-se dizer.

$$A_{total} = A_{molhada} + A_{seca} \quad (3.59)$$



**Figura 3.11** Esquema representativo da molhabilidade dos tubos evaporadores em filme descendente.



Portanto, a Eq. 3.59 é usada para o cálculo da área efetiva de transferência de calor na tecnologia de filme descendente, onde essa área molhada foi aproximada pelo registro fotográfico em teste.

Cabe ressaltar que o fluxo de calor de entrada pode ser calculado pela relação entre tensão de alimentação e corrente demanda (medidos em contínuo no teste). A área superficial da resistência elétrica foi estimada pelo comprimento do resistência e a distribuição de fluxo na superfície do tubo,

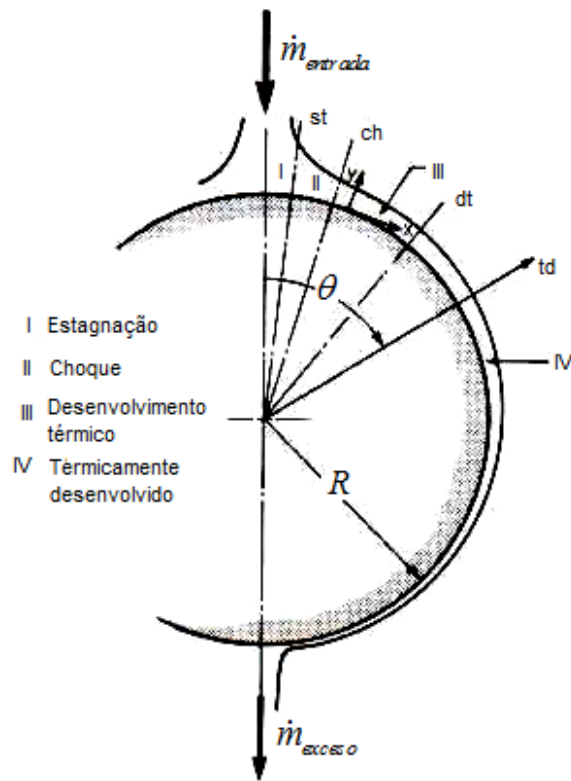
$$\dot{q}_{en}'' = \frac{V_{AC} I}{A_{superficial}} \quad (3.60)$$

Finalizando, a massa evaporada total é definida como o aporte individual de cada tubo evaporador.

### 3.3.4 Comportamento do coeficiente local de transferência de calor

O comportamento do coeficiente local de transferência de calor assumindo a molhabilidade total do tubo pode ser explicado analisando o desenvolvimento das camadas do filme sobre a superfície externa do tubo: região de choque, desenvolvimento térmico, e a região térmica completamente desenvolvida (Fig. 3.18). Quando o filme escoar sobre a superfície do tubo, a camada externa começa a se desenvolver desde o ponto de estagnação, crescendo com a variação da posição angular até atingir um perfil de temperatura sem variações no tempo (Rogers e Goindi, 1989).

A região de desenvolvimento térmico é requerida para superaquecer o filme, e atingir um perfil de temperatura completamente linear. Embora nesta faixa ocorra transferência de calor latente, a maioria do calor transferido é usado só para o superaquecimento do filme até evoluir à região térmica completamente desenvolvida, caracterizada pela evaporação na superfície livre do filme ou interface (Chyu e Bergles, 1987).



**Figura 3.12** Desenvolvimento da camada térmica para evaporação por filme sobre tubos horizontais (Chyu e Bergles, 1987).

Na região de estagnação o coeficiente de transferência de calor pode ser escrito da seguinte maneira (Chyu e Bergles, 1987):

$$h = 1,013Pr^{1/3}k \left[ \frac{d(u_{\max}/u)}{d(x/w)} \frac{u}{vw} \right]^{0,5} \quad (3.61)$$

$$u = \sqrt{2gH}$$

$$w = 2\Gamma/u\rho$$

A variável  $w$  é referida a largura do jato, e  $x$  é definida como distância ao longo da superfície. A região de estagnação está determinada pelo ângulo  $\theta_{st} = 0,6(w/R)$  na faixa  $0 < x/w < 0,6$ .

O maior coeficiente local de transferência é dado na região de choque (Yung et al., 1980), e é afetado pelo número de Reynolds devido às variações da quantidade de movimento nesta região (Hu e Jacobi, 1996). Nesta zona as agitações desenvolvem um papel importante no filme. Essas agitações decrescem com o aumento do ângulo obrigando ao coeficiente local de transferência a diminuir.

Na zona oposta à região do choque (parte inferior do tubo), o coeficiente de transferência de calor cresce novamente, já que nessa zona há um encontro com o filme do outro lado do líquido (Rogers e Goindi, 1989). Para a zona do choque, a transferência de calor é dada por (o número de Reynolds é baseado na velocidade local da camada),

Laminar,

$$Nu = \frac{hx}{k} = 0,73Pr^{1/3}Re^{0,5} \quad (3.62)$$

Turbulento,

$$Nu = \frac{hx}{k} = 0,037Pr^{1/3}Re^{0,8} \quad (3.63)$$

onde a variável  $x$  denota a trajetória do escoamento ao longo do perímetro do tubo. Quando o fluido supera a região de choque, que corresponde ao ângulo  $\theta_{ch} = 2,0(w/R)$  na faixa  $0,6 < x/w < 2,0$ ; o escoamento é considerado hidrodinamicamente desenvolvido. Isto significa que, não há variações da velocidade no tempo.

No entanto, na transição entre a zona de choque à zona de desenvolvimento térmico se encontram duas forças importantes. A primeira é a força gravitacional, e a segunda são as forças viscosas. O fluido é acelerado pela gravidade, e desacelerado pelas forças viscosas. A camada limite viscosa se desenvolve até que se estender para a superfície livre do filme (interface). Para fluidos com números de Prandtl maiores à unidade, a camada térmica se desenvolve dentro da camada limite viscosa, e para fluidos com número de Prandtl menores a um, a camada térmica se desenvolve acima da camada limite hidrodinâmica. Portanto, o fluido é considerado termicamente desenvolvido quando a camada limite se estende à interface (Hu e Jacobi, 1995).

Para encontrar o ângulo do começo da camada térmica totalmente se usa a seguinte expressão (Chyu e Bergles, 1987).

$$\theta_{dt} = \frac{1}{\pi\alpha R} \left( \frac{3\mu\Gamma^4}{g\rho^5} \right)^{1/3} \quad (3.64)$$

Nesta equação se pode ver que para vazões altas ( $\Gamma$ ), o ângulo de desenvolvimento térmico ( $\theta_{dt}$ ) pode exceder o valor de  $\pi$ . Isto significa que, nessas condições de operação não houve uma camada térmica completamente desenvolvida.

Finalmente, o coeficiente médio de transferência para a superfície do tubo pode ser calculado pela contribuição independente de cada região.

$$\bar{h} = \bar{h}_{st} \left( \frac{\theta_{st}}{\pi} \right) + \bar{h}_{ch} \left( \frac{\theta_{ch} - \theta_{st}}{\pi} \right) + \bar{h}_{dt} \left( \frac{\theta_{dt} - \theta_{st}}{\pi} \right) + \bar{h}_{td} \left( \frac{1 - \theta_{dt}}{\pi} \right) \quad (3.65)$$

Na Eq. (3.65), o coeficiente de transferência de calor na região de choque é muito maior (da ordem de  $10^5 W m^{-2} K^{-1}$ ) que os outros. Porém, o aporte efetivo sobre o coeficiente total de transferência de calor é inferior, devido ao fato de que a área efetiva é uma pequena porção da total. Portanto, o coeficiente de transferência de calor que mais contribui ao total para baixas vazões é o coeficiente de transferência de calor na região termicamente desenvolvida. Porém para altas vazões é o coeficiente de transferência de calor na região de desenvolvimento térmico. Esse comportamento é razoável, já que em altas vazões a camada termicamente desenvolvida se pode atingir na parte final do tubo. Assim, a pouca participação de área nesta região de operação é mínima, e, portanto o aporte também. Em contraste, para baixas vazões se pode atingir rapidamente na zona térmica desenvolvida (Chyu e Bergles, 1987).

### 3.3.5 Influência das variáveis sobre o coeficiente de transferência de calor

As condições de operação dos sistemas junto com os arranjos, materiais e outros parâmetros afetam o comportamento do coeficiente de transferência de calor. Variáveis importantes podem ser; (1) temperatura de evaporação, (2) temperatura de superaquecimento, (3) vazão líquido de alimentação, (4) temperatura de entrada do líquido, (4) concentração para o caso de soluções, (5) comprimento do tubo, (6) diâmetro do tubo, e (7) características da superfície de aquecimento (Narváez-Romo e Simões-Moreira, 2013). A continuação se apresenta análises sobre alguns desses fatores mencionados por Chen e Jebson (1997).

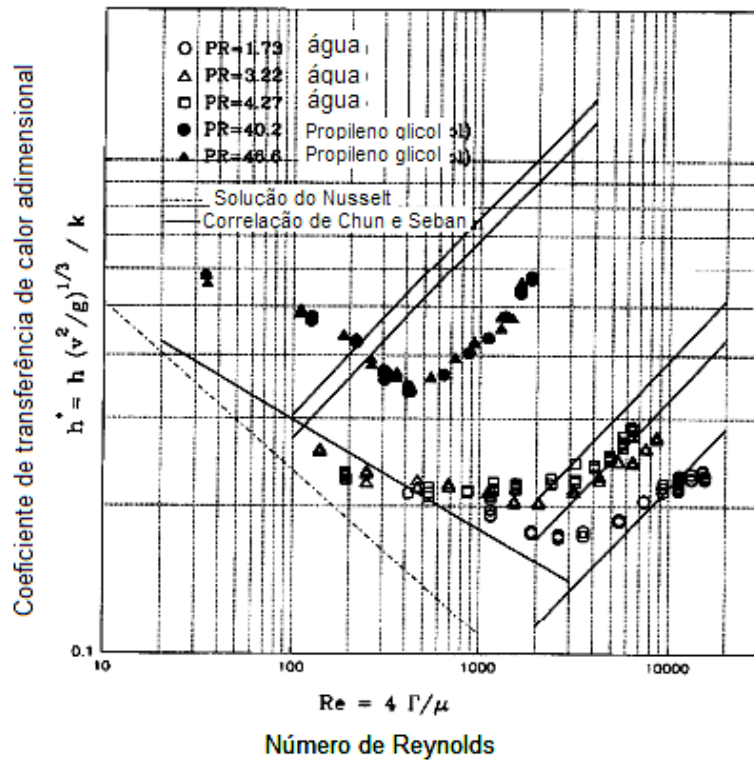
### 3.3.5.1. Efeitos da vazão mássica

As variações da vazão mássica afetam o coeficiente de transferência de calor (Mitrovic, 1986). Com um incremento na carga do líquido, por uma parte aumenta a espessura do filme, sendo desfavorável para o incremento do coeficiente. Em outro cenário, o acréscimo da vazão mássica amplifica a velocidade do fluido que escoar na superfície externa do tubo. Isto favorece ao coeficiente de transferência de calor devido ao aumento das flutuações do filme. Por exemplo, Chun e Seban (1971) mostraram no trabalho experimental que para todos os testes existiram ondulações (“ripples”) que alteraram a média da espessura do filme, porém aumentou o coeficiente local de transferência de calor. Isto pode ser explicado como consequência da circulação secundária do escoamento. Chyu e Bergles (1987) encontram um acréscimo do coeficiente de transferência com o aumento da carga de alimentação na região turbulenta. Esse aumento poder-se-ia dar também de maneira linear quando o fluxo escoar na faixa laminar com número de Reynolds menor a 500, ou com um leve acréscimo para a região turbulenta Schwartzberg (1988) apud Chen e Jebson (1997). Esses aumentos podem ser explicados também como mudanças na quantidade de movimento na zona de choque (Hu e Jacobi, 1996). Em contraste, o efeito das variações da vazão mássica é um método inadequado para melhorar o coeficiente de transferência de calor, já que as mudanças são insignificantes na faixa do número de Reynolds ( $450 < Re < 5000$ ) (Liu et al., 2002).

Além desses, na Fig. 3.19. pode-se ver a representação gráfica de algumas correlações desenvolvidas, tais como, as de Nusselt (1916) e as de Chun e Seban (1971) para fluidos com diferentes propriedades termofísicas. Pode-se interpretar que os sistemas abaixo do controle do transporte turbulento, um incremento no número de Reynolds implica um aumento no coeficiente de transferência de calor. Esse mesmo comportamento é apresentado na Fig. 3.21. No entanto, o comportamento na região laminar é oposto. Assim, existe um número de Reynolds crítico para perceber essa transição. Em relação a esse número crítico, pode-se analisar também que a transição não só é dependente do número de Reynolds, senão também do número de Prandtl. Portanto, quando o número de Prandtl incrementa, a transição de laminar a turbulento se dá a menores valores de Reynolds. Por outro lado, é importante mencionar que a dependência do coeficiente

de transferência de calor não é um parâmetro forte para a região laminar em altos números de Prandtl.

Os coeficientes de transferência de calor para região laminar com ondas melhoram o coeficiente em comparação com a solução predita por Nusselt. Quer dizer, essas ondas que são controladas pela tensão superficial, a viscosidade e as forças de corpo, podem explicar o fenômeno na Fig. 3.19. de que a linha de Nusselt seja menor às outras. Explicitamente os resultados levantados por Alhusseini e Chen (1998) são coerentes com os obtidos por Chun e Seban (1971) para números de Prandtl inferiores a 4.3, onde esse último sobrestima os valores do coeficiente de transferência de calor.

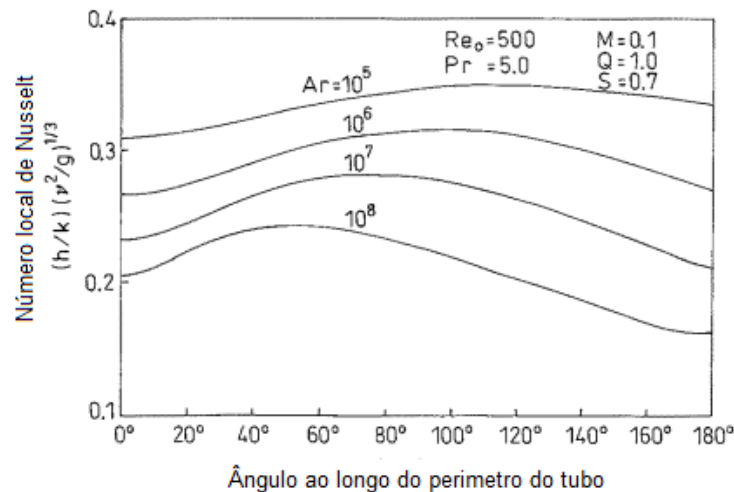


**Figura 3.13** Comportamento do coeficiente de transferência de calor devido às variações do número do Reynolds (Alhusseini e Chen, 1998).

É importante destacar que, as variações da carga devem garantir a molhabilidade dos tubos. No entanto, quando a vazão diminui ocorre a quebra do filme, e a partir de esse ponto um decréscimo da vazão produz uma diminuição do coeficiente de transferência de calor devido aos problemas da quebra do filme, assim é importante garantir o valor mínimo de vazão no evaporador para o funcionamento ótimo (Paramalingan et al., 2000).

### 3.3.5.2. Diâmetro do tubo

Como foi explicado na seção 3.1, o desenvolvimento hidrodinâmico junto com o desenvolvimento térmico é importante. As variações no diâmetro do tubo mudam essas condições de desenvolvimento das camadas. Para condições de fluxo de calor constante (não isotérmicas) na superfície, o aumento do diâmetro reduz a espessura do filme, portanto, a resistência térmica é menor e o coeficiente de transferência de calor diminui (Sarma e Saibabu, 1992). Esse estudo foi desenvolvido para escoamento na região laminar, e o aumento do diâmetro está relacionado pelo número adimensional de Arquimedes, sendo apresentado na Fig. 3.20.



**Figura 3.14** Efeito das variações do diâmetro com o coeficiente de transferência de calor (Sarma e Saibabu, 1992).

No entanto, o coeficiente de transferência de calor foi maior para pequenos diâmetros na faixa de Reynolds turbulenta ( $Re > 1900$ ), já que há uma camada limite completamente desenvolvida ocupando grande parte da fração da área de total de transferência de calor. Por outro lado, para os tubos de menor diâmetro as flutuações no filme são mais pronunciadas e importantes, incrementando-se o coeficiente de transferência convectivo (Xu et al., 2004).

Descreve-se o comportamento do coeficiente local de transferência de calor, e a relação da espessura do filme para um tubo horizontal de diâmetro de 130 mm com objetivo de encontrar uma avaliação na teoria laminar aplicada a tubos com grande diâmetro. Para esses tubos, o filme é mais estável por conta das instabilidades como a destruição do filme por instabilidades de Marangoni, resultado do gradiente de tensões superficiais produzido pelo perfil de temperatura na

espessura do filme (Rogers e Goindi, 1989). Por outro lado, se o fluxo de calor é mantido constante o coeficiente de transferência de calor para o tubo de diâmetro inferior é melhor do que o tubo de maior diâmetro devido a maiores intensidades de fluxo de calor nos diâmetros inferiores (Parken et al., 1990).

#### 3.3.5.3. *Temperatura de superaquecimento e fluxo de calor*

O fluxo de calor junto com a temperatura de parede são duas variáveis que se comportam como parâmetros dependentes. Isto quer dizer que, as variações do fluxo de calor afetam a temperatura de parede do tubo evaporador. Por isso, o problema deve definir as condições de contorno para cada um dos fenômenos. Nesse sentido, poder-se-ia ter duas condições; (1) fluxo de calor constante, e (2) temperatura de superfície isotérmica.

Para se analisar o comportamento da temperatura de superaquecimento sobre o coeficiente de transferência de calor, a condição de interesse é dada pelo controle da temperatura da superfície, já que as variações da temperatura de superaquecimento significa controle na temperatura de parede. Isto é dado porque a temperatura de superaquecimento é definida como a diferença entre a temperatura da parede e a temperatura de saturação. Na Tabela 3.4. se apresentam as formas de mensuração da temperatura de parede em sistemas de evaporação por filme descendente.

O coeficiente de transferência de calor é independente das variações da temperatura de superaquecimento em evaporação convectiva, já que não há mudanças na espessura do filme, e, portanto a resistência térmica permanece igual (Chyu e Bergles, 1987). No entanto, o aumento da diferença de temperatura pode implicar maiores taxas de massa evaporada, e se a molhabilidade dos tubos é garantida, pode-se esperar a diminuição da espessura do filme, e com isso o aumento do coeficiente de transferência de calor (Awad e Negeed, 2008).

Na Tabela 3.4 são apresentados os diferentes modos de medição da temperatura nos tubos evaporadores. A primeira coluna representa o autor do estudo, a posterior coluna as especificações do método e, finalmente, a última coluna mostra o número de termopares usados na instrumentação.



**Tabela 3.4.** Parâmetros e grandezas de estudos experimentais da literatura referenciando os modos de medição da temperatura de parede nos tubos evaporadores.

Autor	Instrumentação (Termopares) no tubo de teste	
	Diâmetro do fio [mm] Posição/Tipo	Quantidade
Chun e Seban, 1971	--- Interna	(10) Axial e circunferencial Circunf. equidistantes a 180 ° Axial: equidistante
Fletcher et al., 1974	0,25 Interna/Cobre-Constantan	(3) Axial equidistantes (4) Circunferencial equidistantes a 90°
Fletcher et al., 1975	--- Superficial/Prata	(3) Axial equidistantes (4) Circunferencial equidistantes a 90°
Mitrovic, 1986	0,5 Termopar NiCr-Ni	(2) Circunferencial equidistantes a 180° Axial: metade do comprimento
Chyu e Bergles, 1987	0,1 Interna	(6) Axial e circunferencial Circunf. equidistantes a 60 ° Axial: equidistantes a 40-50 mm de profundidade
Rogers e Goindi, 1989	--- Interna	(13) Circunferencial Circunf. posicionados sobre médio perímetro do tubo (a 15°) e na metade do tubo. (5) Circunferencial Circunf. posicionados sobre o outro médio perímetro do tubo (a 30°) e na metade do tubo. - Usadas como comparação não para cálculos.
Parken et al., 1990	30 AWG Soldadas com prata/Cobre-Constantan	(8) Circunferencial equidistantes a 45°
Hu e Jacobi, 1996	0,51 Interna/Bitolas de Cobre-Constant Ranhuras preenchidas com resina condutora (1-2 W/m.K)	(24) Axial e circunferencial Circunf. equidistantes a 30 ° Axial: a diferentes distâncias Tipo T para entrada do fluido
Putilin et al., 1996	0,02 Interna/Microtermopares de cobre	(5) Circunferencial Circunf. posicionados sobre médio perímetro do tubo (a 30°). (5) Circunferencial Circunf. posicionados sobre o outro médio perímetro do tubo (a 90°).
Chen e Jebson, 1997	--- Tipo J	(9) Axial equidistantes

**Tabela 3.4.** Parâmetros e grandezas de estudos experimentais da literatura referenciando os modos de medição da temperatura de parede nos tubos evaporadores - continuação.

Artigo	Instrumentação (Termopares) no tubo de teste	
	Diâmetro do fio [mm] Posição/Tipo	Quantidade
Alhusseini e Chen, 1998	--- Tipo E	(9) Axial equidistantes a 305 mm (4) Circunferencial equidistantes a 90°
Liu et al., 2002	1 Superficial	6
Chien e Lin, 2007	0,55 Interna/Tipo T	(4) Circunferencial Circunf. equidistantes a 90° e posicionadas na metade do comprimento
Yang e Shen, 2008	0,1 Superficial	4
Pavlenko et al., 2008	---	Termoresistências de platina posicionados a 10-16-22 mm no sentido descendente da placa
Wang et al., 2010	---	Câmera infravermelho THERMOVISION A40 resolução espacial 0,08 em 30°C
Shahzad et al., 2012	5kΩ Termoresistência	Instalados em vários pontos

Para a condição de controle no fluxo de calor, suas variações não mudam o comportamento do coeficiente de transferência de calor (Chyu e Bergles, 1987). Esses comportamentos são diferentes dos sistemas de evaporação com nucleação, onde o aumento do fluxo de calor favorece ao coeficiente, já que a densidade de bolhas incrementa na medida em que o fluxo de calor aumenta. Porém, neste trabalho a nucleação foi evitada e não fez parte do objetivo do estudo. Essa independência do fluxo de calor sobre o coeficiente foram confirmados por autores como Parken et al., (1990); Sarma e Saibabu (1992); e Hu e Jacobi (1996). Não obstante, essas variações podem ser mínimas e métodos pouco efetivos para melhorar o coeficiente de transferência de calor (Li et al., 2011).

Da mesma maneira que a Tabela 3.4, a Tabela 3.5 é usada para sistematizar a informação em referência ao fluxo de calor e seu grau de superaquecimento. A primeira coluna relaciona o autor, nas colunas consecutivas mostram o tipo de evaporador (vertical ou horizontal), material e o fluxo de calor de teste. Na coluna final, é indicado as temperaturas de superaquecimento.

**Tabela 3.5.** *Temperaturas de superaquecimento e fluxo de calor nos trabalhos experimentais pesquisados.*

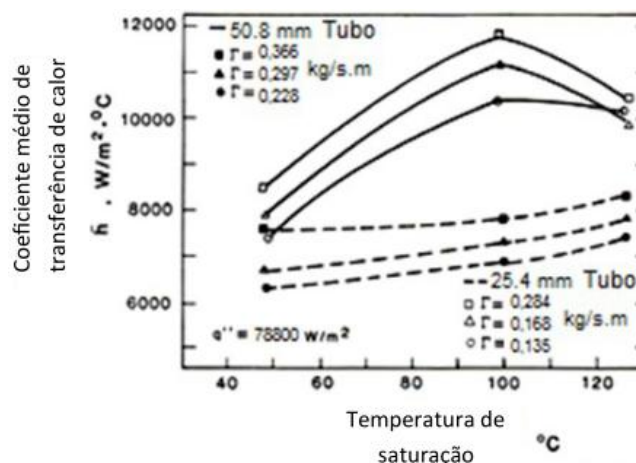
<b>Autor</b>	<b>Tubo</b>	<b>Material</b>	$\left[ \frac{q''}{m^2} \right]$	<b>Grau de superaquecimento [°C]</b>
Wilke, 1962	Vert.	---	---	Subresfriado
Chun e Seban, 1971	Vert.	Aço inoxidável	2,3-8,2	6,4-20 Pequenos pontos de nucleação acima de 6,6
Fletcher et al. 1974	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	23,5-63,1	5,7-16,1
Fletcher et al. 1975	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	23,5-63,1	4-20,4
Mitrovic, 1986	Horiz.	Cobre	18,4	3-5,6
Chyu e Bergles, 1987	Horiz.	Cobre	10-208	---
Rogers e Goindi, 1989	Horiz.	Alumínio	---	Subresfriado
Parken et al. 1990	Horiz.	Latão	30-80	6 Pequenos pontos a partir de nucleação
Hu e Jacobi, 1996	Horiz.	Latão	até 115	Subresfriado
Putilin, 1996	Horiz.	Constantan Latão Cobre Alumínio	10-75	---
Chen e Jebson, 1997	Vert.	Aço inoxidável	---	3-5-8-10-15 Nucleação
Alhousseini e Chen, 1998	Vert.	Aço inoxidável SS321	Água 18,2-19,1- 19,5 Propileno glicol. 7,8-8,04	---
Liu et al. 2002	Horiz.	Cobre	40-60	4-6
Salvagnini e Taqueda, 2004	Vert.	Vidro	---	---
Yang e Shen, 2008	Horiz.	Alumínio-bronze	-	1,96
Pavlenko, 2008	Placa plana	Constantan	5-30	26 Nucleação
Wang et al., 2010	Vert.	Latão	---	Subresfriado
Li et al. 2011	Horiz.	Tubo-CAB Korodense (Ligas de cobre) Liso	22,5	10
Chien e Tsai, 2011	Horiz.	Cobre	4,5 até 48,5 Nucleação a partir de 12 W/m <sup>2</sup>	---
Shahzad et al. 2012	Horiz.	Aço inoxidável	7,9-19,4	4,1-7

#### 3.3.5.4. *Temperatura de saturação*

A operação dos sistemas de evaporação em altas temperaturas pode ser uma desvantagem. Isto poderia incrementar as incrustações no tubo do evaporador, e depois uma diminuição do coeficiente de transferência de calor devido ao aumento da resistência térmica (Saravacos et al. 1970). Porém o aumento da temperatura de saturação faz diminuir a espessura média do filme líquido, devido às variações das propriedades do fluido, tais como, a tensão superficial. Isto implica aumento das flutuações e ondulações no filme (Xu et al. 2004). Além disso, a espessura do filme também esta relacionada com a viscosidade do fluido, e o aumento da temperatura promove a diminuição da viscosidade. Isto melhora o coeficiente de transferência de calor.

Na Fig. 3.21., encontra-se relacionado o coeficiente de transferência de calor com a temperatura de saturação para a água. Esse experimento leva em conta o fenômeno convectivo e ebulição nucleada, simultaneamente. Para o tubo de menor diâmetro o coeficiente tem um leve crescimento com a temperatura de saturação, não entanto para o tubo de maior diâmetro (50,8 mm) o coeficiente atinge um valor absoluto máximo, e esse ponto de inflexão coincide com a temperatura de saturação (100°C) à pressão atmosférica. Esse incrementou até atingir 100°C, e depois decréscimo é devido ao fluxo de calor insuficiente para promover ebulição nucleada em toda a superfície do tubo.

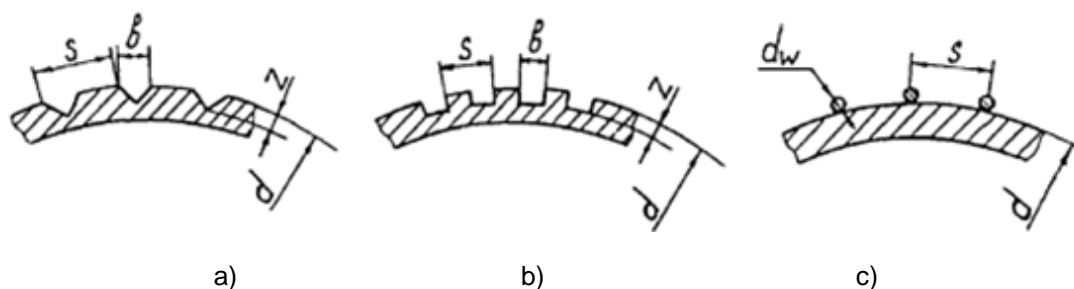
Finalmente, Shahzad et al. (2012) estudaram a evaporação por filme descendente em processos de dessalinização com pressões sub-atmosféricas, e encontraram que o coeficiente total de transferência de calor incrementa linearmente com o acréscimo da temperatura de saturação. Isto coincide com os estudos feitos Parken et al. (1990).



**Figura 3.15** Coeficiente de transferência de calor médio com a variação da temperatura de saturação (Parken et al., 1990).

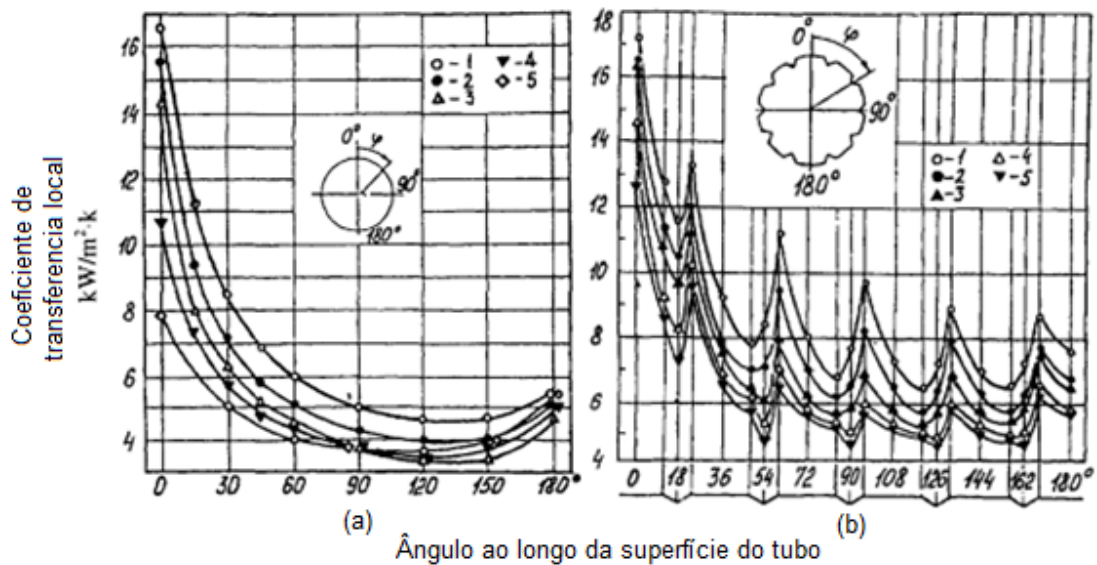
### 3.3.5.5. Superfícies e posição angular do tubo

Em sistemas de evaporação por filme descendente, diferentes tubos com superfícies melhoradas têm sido usados. Mas a diferença entre a evaporação convectiva e a nucleada, é que o uso de superfícies melhoradas em evaporação convectiva é para quebrar a camada limite, e, através da destruição parcial da mesma incrementar o coeficiente de transferência de calor (Putilin et al., 1996).



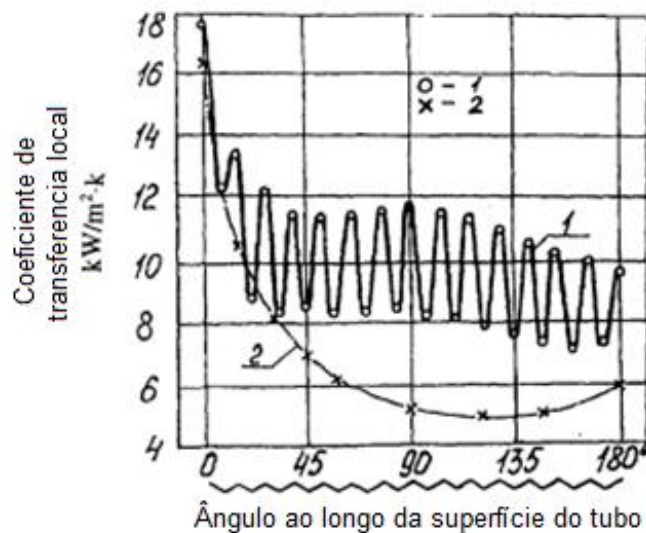
**Figura 3.16** Tipos de perfis usados como superfícies estruturadas para aprimorar o coeficiente de transferência de calor (Putilin et al., 1996).

Na Fig. 3.22. apresentam-se os arranjos ou perfis feitos sobre os tubos horizontais lisos para evaporação da água em filme descendente. O melhor perfil encontrado para melhorar o coeficiente de transferência como resultado da destruição parcial e periódica da camada limite laminar é através das ranhuras triangulares (Fig. 3.22a) para vazões menores que 0,25 kg/m.s.



**Figura 3.17** Coeficiente local de transferência para (a) tubo liso e (b) tubo com ranhuras para  $\Gamma$  [kg / s.m] = (1)0,40; (2)0,32; (3)0,25; (4)0,16; (5)0,12 (Putilin et al., 1996).

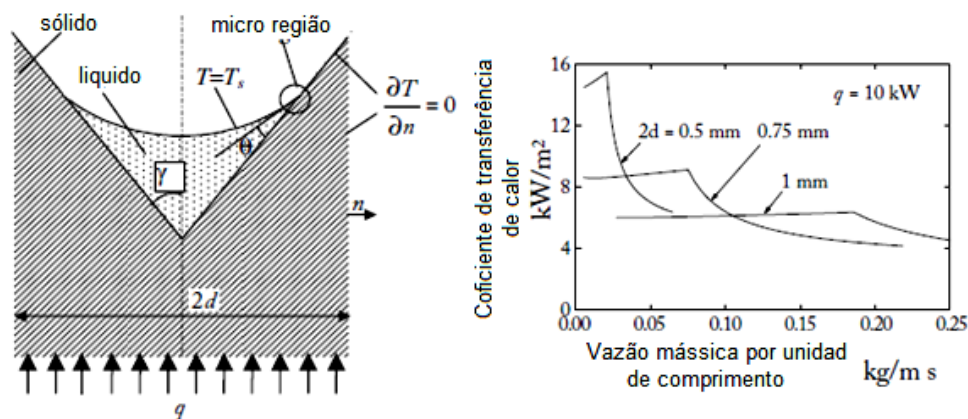
Essa melhora do coeficiente de transferência de calor através da instalação de ranhuras ao longo da superfície em referência aos tubos lisos é apresentada na Fig. 3.24. Entretanto, pode-se ver a existência de bolsos de estagnação que são zonas de baixo coeficiente de transferência de calor, e são formadas devido à construção da camada limite entre cada ranhura.



**Figura 3.18** Comparação do coeficiente local de transferência entre o tubo liso e com ranhuras (28) com  $\Gamma$  [kg / s.m] = 0.25; (1)ranhurado, (2)liso (Putilin et al. 1996).

Se a densidade de ranhuras longitudinais aumenta, o comportamento do coeficiente local é apresentado na Fig. 3.24, onde há uma melhora no tubo com maior número de ranhuras. Os tamanhos das bolsas de estagnação diminuem, e, portanto, o coeficiente total é incrementado. Com isso, eles propõem às dimensões ótimas de fabricação para obter os melhores valores de transferência de calor (até 1,7 vezes os valores dos coeficientes de transferência de calor para tubos lisos), correspondentes a  $b = 3\text{mm}$ ,  $z = 0,7 - 0,75$ ;  $b/z = 4$ ;  $s = 4 - 4,5$ . Porém, as condições de operação devem ser;  $\Gamma = 0,04 - 0,4\text{kg} / \text{s.m}$ ;  $q = 15 - 75\text{kW} / \text{m}^2$ ,  $T_{sat} = 42 - 100$ .

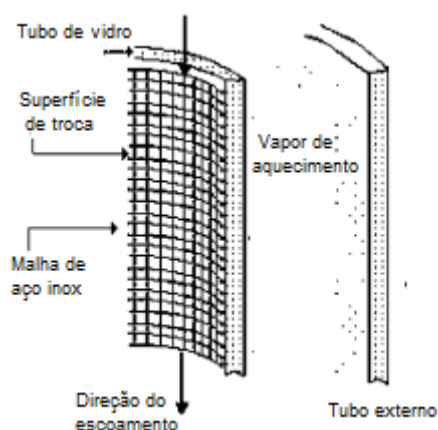
Gambaryam-Roisman e Stephan (2003) estudaram de forma analítica a evaporação por filme descendente sobre superfícies melhoradas, e desenvolveram um modelo para uma placa vertical de cobre com ranhuras longitudinais em forma de triângulo como é apresentado na Fig. 3.25 Isto com o objetivo de quantificar os efeitos da evaporação das micro-regiões, e estudar os efeitos das superfícies melhoradas sobre a estabilidade do fluido na zona laminar.



**Figura 3.19** Seção transversal da ranhura junto com as variações do coeficiente de transferência de calor para fluxo de calor constante (Gambaryam-Roisman e Stephan, 2003).

Eles encontraram que o modelo estima um acréscimo do coeficiente de transferência de calor sobre a superfície estruturada, porém há uma complicada dependência entre o tamanho da ranhura e a vazão mássica, já que o objetivo das micro-regiões consiste em diminuir a espessura do filme devido ao enchimento parcial das ranhuras, e assim, diminuir a resistência térmica para ter o aumento do coeficiente de transferência de calor. Em comparação com placas lisas, os coeficientes de transferência podem ser até 50% maior.

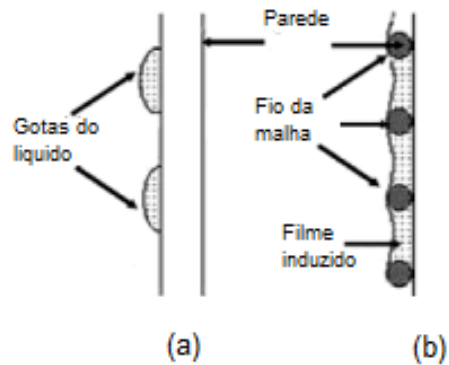
Salvagnini et al. (2004) investigaram o processo de evaporação por filme descendente com malhas (promotores de uniformidade do fluido) posicionadas na parte interna do tubo vertical. Esses promotores foram fabricados por fios de aço inoxidável e tecidos em forma de malha, conforme ilustração na Fig. 3.26. Encontrou-se o incremento de até 3 vezes da taxa de evaporação para baixos números de Reynolds em comparação com o sistema de evaporação sem promotores. O que quer dizer que, houve altas taxas de evaporação no sistema devido ao incremento da área efetiva de transferência de calor em referência aos sistemas tradicionais. No entanto, o desempenho diminui à medida que vazão aumenta. Porém, o acréscimo da eficiência com o promotor permanece acima do 100% em referência ao tubo sem promotor. Assim, eles concluíram que, o uso dos promotores dentro do filme é apropriado para operações com baixas vazões, e oferece uma solução mais econômica que as superfícies estruturadas.



**Figura 3.20** Arranjo com malha interna sobre o tubo vertical de teste (Salvagnini e Taqueda, 2004).

Pode-se explicar que a malha imposta sobre a superfície do tubo obriga ao fluido a se espalhar sobre a mesma, preenchendo todas as aberturas da malha, e induzindo a formação de filme estável em resposta à tensão superficial. Isto garante a molhabilidade da parede do tubo, e promove a estabilidade do filme sobre toda a superfície, tal como é apresentado Fig. 3.27. Se a vazão diminui não haverá a quebra do filme em caminhos distintos ou preferenciais. Com isso, a área efetiva de transferência de calor aumenta, e, portanto há um acréscimo na taxa de evaporação.





**Figura 3.21** *Comportamento do filme (a) sem promotor, e (b) com promotor (Salvagnini e Taqueda, 2004).*

Em tubos horizontais, um estudo similar foi realizado para a evaporação de fluido refrigerante, e se encontrou que o coeficiente de transferência para os tubos de superfície melhorada (malha montada sobre superfície aletada) teve os maiores valores em comparação com os restantes (Chien e Tsai, 2011).

Outra opção de superfícies melhoradas presentes em evaporação por filme descendente é a utilização de material hidrofóbico na superfície do tubo. Em uma configuração de um evaporador vertical com listras hidrofóbicas de 10 mm de largura e revestidas sobre a superfície do tubo de teste, encontraram-se maiores coeficientes de transferência de calor sobre as listras em comparação com os tubos convencionais, onde as listras hidrofóbicas aumentaram o ângulo de contato entre o fluido e a superfície do tubo, e, portanto incrementou a efetividade da transferência (Wang et al. 2010).

Em termos gerais, há várias características de superfície usadas nos tubos para a tecnologia de filme descendente, como é resumido na Tabela 3.5. A primeira coluna relaciona o autor da pesquisa, e a segunda e a terceira a configuração do tubo e o tipo de material no qual foi testado o tubo evaporador. Na coluna final é apresentado as especificações de cada superfície, desde tubos lisos até superfícies mais trabalhadas.

**Tabela 3.6.** Especificações das superfícies dos tubos usados nos sistemas de evaporação por filme descendente.

<b>Autor</b>	<b>Tubo</b>	<b>Material</b>	<b>Observações</b>
Wilke, 1962	Vert.	-	Tubo liso
Chun e Seban, 1971	Vert.	Aço inoxidável	Tubo liso
Fletcher et al. 1974	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	Superfície polida Rugosidade de 30 e 25 micra
Fletcher et al. 1975	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	(2) Tubos superfície polida Rugosidade de 30 e 25 micra (1) Tubo superfície serrilhada (11 ranhuras por polegada)
Mitrovic, 1986	Horiz.	Cobre	Superfície polida Rugosidade de 2 micra
Chyu e Bergles, 1987	Horiz.	Cobre	Tubo Liso
Rogers e Goindi, 1989	Horiz.	Alumínio	Tubo liso
Parken et al. 1990	Horiz.	Latão	Superfície esfregada com lã e limpada com acetona Rugosidade de 5-15 micra
Hu e Jacobi, 1996	Horiz.	Latão	Superfície polida Rugosidade de 0,1 micra
Putilin et al. 1996	Horiz.	Constantan Latão Cobre Alumínio	Superfície lisa Superfícies com vários tipos de grelhados externos (Triangular-Retangular- Protrusões cilíndricas) (1) Tubo com 11 grelhados externos (1) Tubo com 28 grelhados externos
Chen e Jebson, 1997	Vert.	Aço inoxidável	Tubo liso
Alhusseini e Chen, 1998	Vert.	Aço inoxidável SS321	Tubo liso
Liu et al. 2002	Horiz.	Cobre	Tubo liso
Salvagnini e Taqueda, 2004	Vert.	Vidro	Promotor interno no tubo Fios de 0,25mm. Aço inoxidável
Yang e Shen, 2008	Horiz.	Alumínio-bronze	Tubo liso
Pavlenko, 2011	Placa plana	Constantan	Superfície lisa

**Tabela 3.6.** Especificações das superfícies dos tubos usados nos sistemas de evaporação por filme descendente-continuação

Autor	Tubo	Material	Observações
Wang et al. 2010	Vert.	Latão	Superfície lisa e com anéis revestidos (de 10 mm de largura e 30 micra de espessura). Revestimento PFA e PTFE (1) Tubo totalmente liso (1) Tubo com três anéis revestido (1) Tubo com zinco anéis revestidos
Li et al. 2011	Horiz.	Tubo-CAB Korodense (Ligas de cobre) Liso	Superfícies corrugadas
Chien e Tsai, 2011	Horiz.	Cobre	(1) Superfície lisa (1) Tubo com aletas (0,4mm-60FPI) (1) Tubo com superfície melhorada-“mesh” de bronze (100 por polegada-diâmetro do fio 0,09mm) montada sobre tubos com aletas 0,4mm-60FPI

### 3.3.6 Correlações importantes

Ao longo dos anos, diferentes pesquisadores desenvolveram trabalhos experimentais e analíticos em evaporação por filme descendente. A continuação são apresentados cronologicamente as correlações mais destacáveis nesses sistemas, e as faixas permissíveis para serem usadas.

- Wilke (1962) apud Chun e Seban (1971) apresentou os resultados para evaporação de filme descendente para água e misturas de água com etileno glicol sobre a superfície externa de um tubo vertical sem nucleação. Ele propôs as seguintes equações como correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor (Kandlikar et al., 1999).

$$Nu = (1,76 \text{ a } 2,07) / Re^{1/3} \rightarrow Re < 2460 Pr^{-0,646} \quad (3.66)$$

$$Nu = 0,0323 Pr^{0,344} Re^{1/5} \rightarrow 2460 Pr^{-0,646} < Re \leq 1600$$

$$Nu = 0,00102 Pr^{0,344} Re^{2/3} \rightarrow 1600 < Re \leq 3200$$

$$Nu = 0,00870 Pr^{0,344} Re^{2/5} \rightarrow 3200 < Re$$

- Chun e Seban (1971) manifestaram que todas as correlações podem ser resumidas a seguinte expressão (a1, a2, a3 constantes empíricas).

$$Nu = a_1 Re^{a_2} Pr^{a_3} \quad (3.67)$$

Com isso, propuseram a seguinte correlação para a região laminar,

$$Nu = 0,737 Re^{-0,22} \quad (3.68)$$

E para a região turbulenta (altos números de Reynolds),

$$Nu = 0,0038 Re^{0,4} Pr^{0,4} \quad (3.69)$$

A interseção dessas duas curvas apresenta a pseudo transição do número do Reynolds.

$$Re = 5800 Pr^{-1,06} \quad (3.70)$$

Posteriormente eles apresentaram outras correlações. Esse estudo foi feito analiticamente sobre os trabalhos experimentais feitos por Dukler e Elliot (1968); Sephton (1969) e Webb et al. (1964) em evaporação de água e salmoura por filme descendente em tubos verticais. Nesses estudos, foram assumidas as camadas hidrodinâmica e termicamente desenvolvidas. Também, nesses trabalhos os tubos foram aquecidos com vapor de água internamente, e a temperatura do líquido alimentado foi à temperatura correspondente a temperatura de saturação. As correlações que encontraram foram,

Escoamento laminar,

$$Nu = 1,10 Re^{-1/3}; \text{ válido para } \frac{\Gamma}{\mu} \leq 0,61 \left( \frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \quad (3.71)$$

Escoamento laminar com ondas,

$$Nu = 0,822 Re^{-0,22}; \text{ válido para } 0,61 \left( \frac{\mu^4 g}{\rho \sigma^3} \right)^{-1/11} \leq \frac{\Gamma}{\mu} \leq 1450 Pr^{-1,06} \quad (3.72)$$

Escoamento turbulento,

$$Nu = 0,0038 Re^{0,4} Pr^{0,65}; \text{ válido para } \frac{\Gamma}{\mu} \geq 1450 Pr^{-1,06} \quad (3.73)$$

- Lorenz e Yung (1979) analisaram a superfície curva do tubo como uma superfície plana de comprimento de metade do perímetro. O modelo consistiu em definir duas regiões. A primeira faz referência à região de desenvolvimento térmico, e a segunda à região térmica completamente desenvolvida. O coeficiente de transferência de calor foi analisado como uma superposição do convectivo e componente de ebulição, onde o fluxo de calor controla o fenômeno. Eles afirmaram que o comprimento da região de desenvolvimento térmico é requerido para o filme ser superaquecida da temperatura de saturação a um perfil linear desenvolvido. Nessa região todo o calor transferido desde a parede é usado para o superaquecimento do líquido sem evaporação. Nessa região o coeficiente médio de transferência de calor pode ser calculado por um balanço de energia considerando espessura do filme constante e em regime laminar, e apresentado pela seguinte equação:

$$h_{dt} = \frac{3c_p \Gamma}{8L_{dt}} \quad (3.74)$$

$$L_{dt} = \frac{\Gamma^{4/3}}{4\pi\rho\alpha} \sqrt{\frac{3\mu}{g\rho^2}} \quad (3.75)$$

No entanto, para a região térmica completamente desenvolvida, a energia é usada para fazer a evaporação na interface líquido-vapor. Isto acontece com o mecanismo de transferência de calor por convecção. Alias, se o fluxo de calor é incrementado as bolhas aparecem sobre a superfície de tubo ocorrendo ebulição sobre o filme.

Assim, o coeficiente de transferência total é dado pela contribuição convectiva mais a nucleada. Onde, a região termicamente desenvolvida ( $h_{td}$ ) pode ser calculada pelas Eqs. (3.71) a (3.72), dependendo do regime do escoamento. A expressão para o coeficiente médio é dada pela seguinte relação,

$$\bar{h} = h_{\text{nucleação}} + h_{dt} \frac{2L_{dt}}{\pi D} + h_{td} \left( 1 - \frac{2L_{dt}}{\pi D} \right) \quad (3.76)$$

- Mitrovic (1986) realizou o trabalho experimental de evaporação por filme descendente sobre tubos horizontais, e recomendou a seguinte correlação na faixa de  $160 < Re < 560$ ,

$$Nu = 0,01374Re^{0,349} Pr^{0,5} \beta \quad (3.77)$$

onde,

$$\beta = \frac{1 + (S/D)^{0,158}}{1 + \exp^{(-0,008Re^{1,32})}} \quad (3.78)$$

- Rogers e Goindi (1989) recomendaram as expressões de transferência de calor em regime laminar para a zona de desenvolvimento térmico, e para a zona termicamente desenvolvida. A transferência de calor local na zona de desenvolvimento térmico é dada por,

Teórica (Desvio 26,7%),

$$Nu = 0,831Re^{1/9} Ar^{2/9} Pr^{1/3} \left( \frac{\text{sen}\theta}{P(\theta)} \right) \quad (3.79)$$

$$P(\theta_{dt}) = 0,385 \frac{c_p \Gamma}{k} \left( \frac{\Gamma}{g \rho^2 D^3} \right)$$

Experimental,

$$Nu = 0,063Re^{0,466} Ar^{2/9} Pr^{1/3} \left( \frac{\text{sen}\theta}{P(\theta)} \right) \quad (3.80)$$

A transferência de calor local na zona de térmica completamente desenvolvida é dada por,

Teórica (Desvio 24%),

$$Nu = 2,167Re^{-1/3} Ar^{1/3} (\text{sen}\theta)^{1/3} \quad (3.81)$$

Experimental

$$Nu = 1,734Re^{-1/3} Ar^{1/3} (\text{sen}\theta)^{1/3} \quad (3.82)$$

O coeficiente local de transferência de calor obtido experimentalmente na zona térmica completamente desenvolvida é 20% sobre dimensionado com o modelo predito, em contraste, para o caso da região em desenvolvimento térmico o modelo se comporta razoavelmente bem com a correlação empírica. Isto pode ser explicado pela estimativa da espessura (experimental 30% maior da teórica). Na região de desenvolvimento térmico esse valor sobrestimado da espessura do filme pode ser desprezível, já que a região é governada pela espessura da camada limite térmica e

não pela espessura do filme. No entanto, para a região termicamente desenvolvida, o coeficiente de calor é inversamente proporcional à espessura do filme, portanto, a sub estimativa do filme implica a sobre valoração do coeficiente, já que a resistência térmica é menor.

- Parken et al. (1990) estudaram a evaporação por filme descendente convectiva e nucleada separadamente para regime turbulento. Encontraram as seguintes correlações para o coeficiente de transferência de calor para dois diferentes diâmetros (convectivo).

Para diâmetro ( $D_{\text{ext}} = 25 \text{ mm}$ )

$$Nu = 0,042Re^{0,15} Pr^{0,53} \quad (3.83)$$

Para diâmetro ( $D_{\text{ext}} = 50,8 \text{ mm}$ )

$$Nu = 0,038Re^{0,15} Pr^{0,53} \quad (3.84)$$

- Sarma e Saibabu (1992) encontraram para região laminar uma correlação analítica para aproximar a predição do coeficiente de transferência global. Essa equação apresenta um desvio de 5% para a faixa de aplicação  $200 < Re < 1500$ ,  $10^5 < Ar < 10^8$ ,  $1,5 < Pr < 5,0$ ,  $0,1 < \delta < 1,0$

$$\bar{h} = 0,7104Re^{-0,109} Ar^{-0,0581} Pr^{0,332} \quad (3.85)$$

- Hu e Jacobi (1996) encontraram que as interações do coeficiente de transferência de calor com o padrão do fluxo são diferentes para cada modo. Assim, apresentaram as seguintes correlações para cada tipo de padrão do escoamento,

Transferência de calor para padrão folha

$$Nu = 2,194Re^{0,28} Pr^{0,14} Ar^{-0,20} (S/D)^{0,07} \quad (3.86)$$

Transferência de calor para padrão coluna

$$Nu = 1,378Re^{0,42} Pr^{0,6} Ar^{-0,23} (S/D)^{0,08} \quad (3.87)$$

Transferência de calor para padrão gotas

$$Nu = 0,113Re^{0,85} Pr^{0,85} Ar^{-0,27} (S/D)^{0,04} \quad (3.88)$$

- Alhusseini e Chen (1998) propuseram correlações para escoamento laminar com onda e para a região turbulenta.

Para o escoamento laminar com ondas,

$$h_{lam}^* = 2,65Re^{-0,158}Ka^{0,0563} \quad (3.89)$$

Para escoamento turbulento,

$$h^* = \frac{Pr\delta^{*1/3}}{(A_1Pr^{3/4} + A_2Pr^{1/2} + A_3Pr^{1/4} + C_t) + (BKa^{1/2}Pr^{1/2})} \quad (3.90)$$

O primeiro termo do denominador da equação anterior apresenta a resistência térmica da camada limite na parede e a região central, e o segundo termo representa as contas para a camada limite na interface livre, onde,

$$A_1 = 9,17 \quad (3.91)$$

$$A_2 = \frac{0,328\pi(130 + \delta^*)}{\delta^*}$$

$$A_3 = \frac{0,0289\pi(152100 + 2340\delta^* + 7\delta^{*2})}{\delta^{*2}}$$

$$B = \frac{2,51 \times 10^6 \delta^{*0,333} Ka^{-0,173}}{Re^{3,49} Ka^{0,0675}}$$

$$C_t = 8,82 + 0,0003Re$$

$$\delta^* = 0,0946Re^{0,8}$$

A Eq. (3.91) é versátil para ser usada em outros sistemas como, por exemplo, em absorção, onde o fenômeno para estudar é o coeficiente de transferência de calor do aquecimento sensível, assim como a coeficiente de transferência de massa. Porém, as resistências do primeiro termo do denominador podem ser desprezada já que a principal resistência é devido à interface. Assim, essa expressão pode ser reduzida à forma da Eq. (3.92).

$$h^* = \frac{Sc\delta^{*1/3}}{BKa^{1/2}Sc^{1/2}} \quad (3.92)$$

Finalmente, eles encontraram uma correlação adimensional que combina os coeficientes de transferência na região laminar com ondas junto com a região turbulenta. Assim, na zona de transição se obtém uma curva suave.

$$h^* = \left( h_{lam}^{*5} + h_{turb}^{*5} \right)^{1/5} \quad (3.93)$$



- Liu et al. (2002) propuseram uma correlação para evaporação por filme descendente aplicável nas seguintes condições de operação  $1,75 \leq Pr \leq 7,02$ ;  $800 \leq Re \leq 5000$ ;  $213 \leq Ar \leq 1546$ ;  $10 \text{ mm} \leq D \leq 40 \text{ mm}$ ,

$$\bar{Nu} = 0,041 Re^{0,30} Pr^{0,66} Ar^{-0,12} \quad (3.94)$$

- Chien e Tsai (2011) encontraram uma correlação com uma predição inferior aos 16% para o fenômeno de evaporação para fluido R-245fa em tubo liso, aplicável para  $6,26 \leq Pr \leq 7,15$ ;  $115 \leq Re \leq 372$ ;  $0,000165 \leq We \leq 0,000168$ ,

$$Nu = 0,0386 Re^{0,09} Pr^{0,986} \quad (3.95)$$

- Shahzad et al. (2012) ajustaram as equações de Han e Fletcher (1985) e Chun e Seban (1971). Nesse ajuste foram tidos em conta os números adimensionais que relacionam o teor de salinidade no fluido e os efeitos da temperatura de saturação.

Modificada de Han e Fletcher (1985)

$$\bar{h} = 0,0017 \left( \frac{\mu^2}{g \rho^2 \kappa^3} \right)^{-0,61} Re^{-0,33} Pr^{-0,75} * \left[ 2 \exp \left( \frac{Sal}{Sal_{ref} = 30000 \text{ ppm}} \right) - 1 \right]^{0,07} \left( \frac{T_{sat}}{T_{ref} = 322,15 \text{ K}} \right)^{-0,73} \quad (3.96)$$

Modificada de Chun e Seban (1971)

$$\bar{h} = 0,20 \left( \frac{\mu^2}{g \rho^2 \kappa^3} \right)^{-0,10} Re^{1,66} * \left[ 2 \exp \left( \frac{Sal}{Sal_{ref} = 30000 \text{ ppm}} \right) - 1 \right]^{0,006} \left( \frac{T_{sat}}{T_{ref} = 322,15 \text{ K}} \right)^{-1,01} \quad (3.97)$$

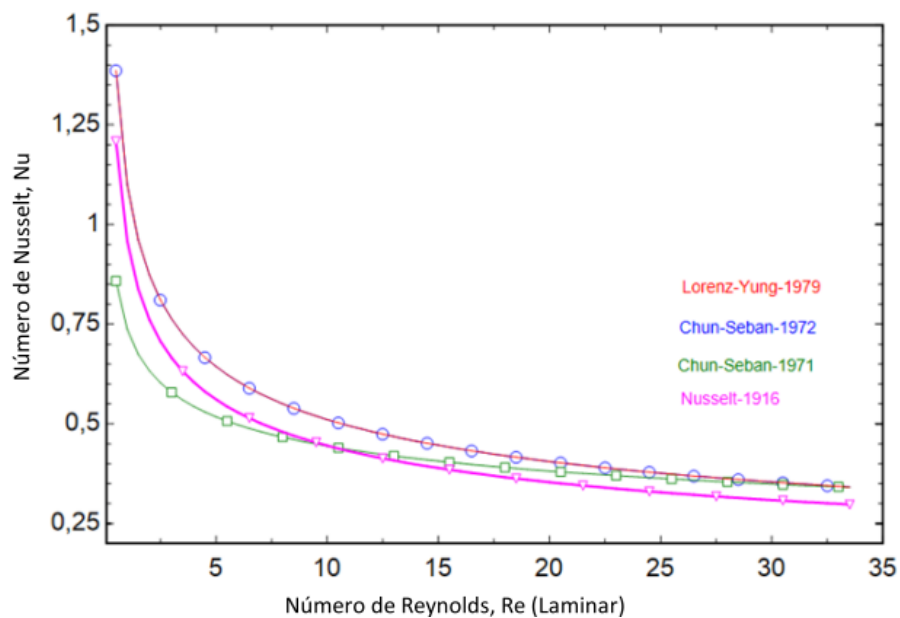
- Gimbutis (1975) apud Hu e Jacobi (1996) encontrou uma correlação para transferência de calor em filme descendente para tubos verticais com líquido subresfriado.

$$Nu = 0,039 Re^{0,21} Pr^{0,36} Ar^{-0,12} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (3.98)$$

### 3.3.7 Representação gráfica das correlações

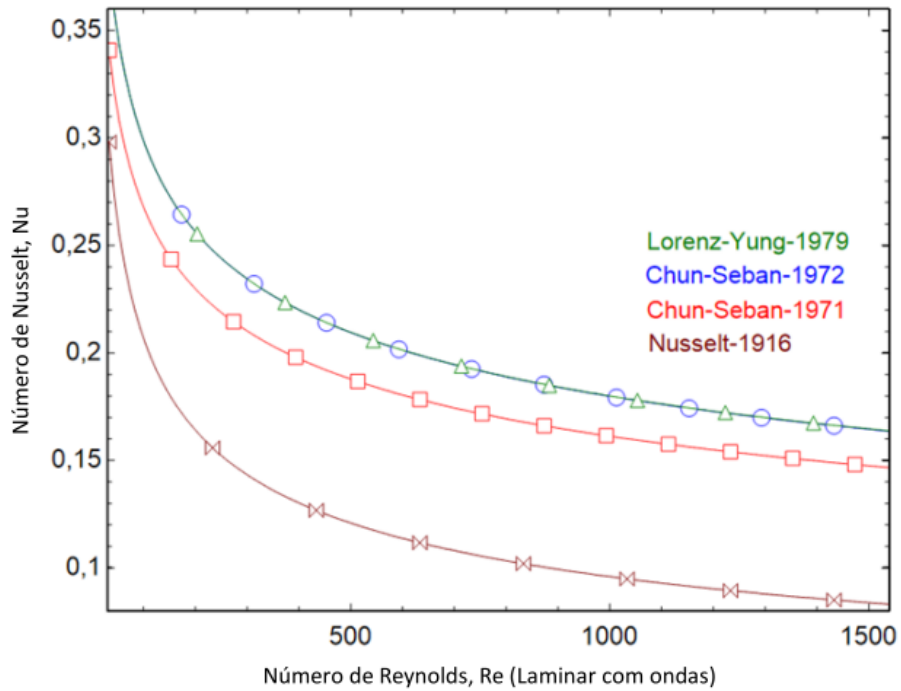
Algumas das Eqs. (3.66) a (3.98) foram representadas de forma gráfica com o objetivo de esclarecer o comportamento da dependência da transferência de calor às variações da vazão mássica. Para delimitar a análises, a representação foi arranjada para mostrar explicitamente os diferentes comportamentos para os três regimes: (1) laminar, (2) laminar com ondas e, (3) turbulento.

A Fig. 3.28 apresenta várias correlações para o escoamento em regime laminar. Quando a vazão aumenta há uma queda evidente do número de Nusselt, ou seja, o aumento na espessura produz um aumento na resistência térmica, e, portanto, no coeficiente de transferência de calor.



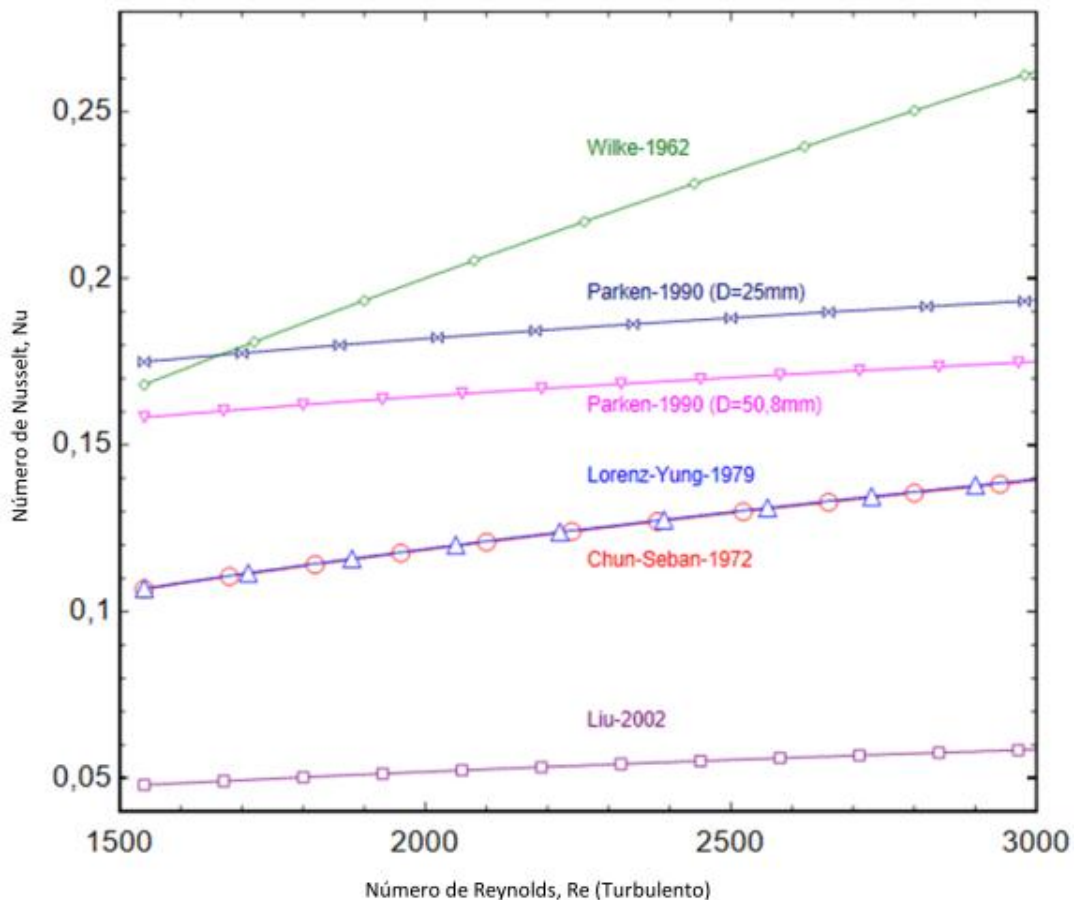
**Figura 3.22** Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão mássica para escoamento em regime laminar.

Na Fig. 3.29 o comportamento é similar à Fig. 3.30. Porém, a equação de Nusselt (1916) sempre resulta em valor menor do que de outras referências. Isto acontece devido às simplificações propostas por Nusselt (1916), no qual as ondas na interface induzem a recirculação. Assim, a efetividade da transferência simultânea de calor e massa aumenta.



**Figura 3.23** Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão mássica para escoamento em regime laminar com ondas.

Finalmente, a Fig. 3.30 apresenta uma dependência do número de Reynolds com o número de Nusselt. Isto significa que o aumento da intensidade turbulenta aumenta a transferência de calor e massa no filme descendente. É importante notar que a diminuição do diâmetro produz um resultado favorável ao coeficiente de transferência de calor. As razões foram ditas anteriormente. Enquanto a estimativa de Lorenz e Yung (1979) tem o mesmo comportamento da estimativa de Chun e Seban (1972), já que o primeiro usa as equações do segundo como forma de estimar a contribuição convectiva da transferência de calor.



**Figura 3.240** Comportamento do número de Nusselt com a variação da vazão mássica para escoamento em regime turbulento.

### 3.3.8 Condições experimentais de operação

Para ampliar a informação em referência aos testes desenvolvidos pelos pesquisadores mencionados é apresentada a Tabela 3.7. para mostrar as diferentes condições de operação. Na primeira coluna é apresentado o autor da pesquisa. Nas colunas a seguir são indicados o tubo, número de tubos, material, fluxo de calor por unidade de área, fluido de trabalho, temperatura, pressão de operação. Finalmente, nas últimas três colunas são apresentadas; a vazão mássica por unidade de comprimento, o número de Reynolds e Prandtl e, as dimensões do tubo evaporador. Os fluidos mais comuns de trabalho são água, e etileno glicol. No entanto, há várias pesquisas com fluidos refrigerantes e com superfícies melhoradas. Em referência a geometria, a placa plana, tubos horizontais e verticais são alvo de estudo. Para as condições de operação existe uma faixa de operação bastante ampla, por exemplo, valores de Reynolds entre 124 e 15600.

**Tabela 3.7.** *Resumo das especificações experimentais dos sistemas de evaporação por filme descendente.*

Autor	Tubo	#	Material	$q''$ [ $\frac{kW}{m^2}$ ]	Fluido	Temp. [°C]	Press. [kPa]	$\Gamma$ [ $\frac{kg.m}{s}$ ]	$Re$ $Pr$	Dimensões	
										$D_{ext}$ [mm]	$L$ [mm]
Wilke, 1962	Vert.	1	---	---	Água Etileno glicol	30	Press. Sat	-	até 1600 5,4-210	42	240
Chun e Seban, 1971	Vert.	1	Aço inoxidável	2,3-8,2	Água	28-100	3,86- 100,2	0,0059- 0,1323	320-21000 1,77-5,7	28,78	292,1
Fletcher et al. 1974	Horiz.	1	90-10 Cobre- Níquel	23,5- 63,1	Água destilada	49-127	10,1- 244,3	0,02- 0,0379	134-254 ---	25,4 50,8	254
Fletcher et al. 1975	Horiz.	1	90-10 Cobre- Níquel	23,5- 63,1	Água salada 3,45 % Sól. (peso)	49-127	10,1- 244,3	0,0318- 0,042	---	25,4 50,8	431,8
Mitrovic, 1986	Horiz.	1	Cobre	18,4	Álcool isopropílico Água destilada	25	101,3	0,1- 0,26	80-280 ---	18	184
Chyu e Bergles, 1987	Horiz.	1	Cobre	10-208	Água	98	99	0,0072- 0,72	100-10000 ---	25,4	152
Rogers e Goindi, 1989	Horiz.	1	Alumínio	-	Água	27	Press. Sat	até 0,25	até 2000 ---	132	457
Parken et al. 1990	Horiz.	1	Latão	30-80	Água	49 127	12 246	0,135- 0,366	1000-7000 1,3-3,6	25,4 50,8	152
Hu e Jacobi, 1996	Horiz.	1	Latão	até 115	Água Etileno glicol Água- etileno glicol	20-40	101,3	até 0,72	até 1900 5,5-18	15,88 19,05 22,22	203,2
Putilin et al. 1996	Horiz.	1	Constantan Latão Cobre Alumínio	10-75	Água	40-100	101,3	0,08- 0,12- 0,25- 0,36- 0,40	50-1200 ---	30 38	205
Chen e Jebson, 1997	Vert.	1	Aço inoxidável	-	Água+ Solução Açúcar (10%)	50-90	Press. Sat	0,00667- 0,010- 0,0133- 0,0167- 0,020- 0,0233	250-3000 ---	32	1200 1600 2000
Alhusseini e Chen, 1998	Vert.	1	Aço inoxidável SS321	7,8- 19,5	Água Propileno glicol	38,5- 103,5	6,8- 99,9	0,00877- 1,104	124-15600 1,7-47	38,1	3050
Liu et al. 2002	Horiz.	3	Cobre	40-60	Água	98	101,3	0,03239- 0,3599	450-5000 1,75-7,02	13 20 30	130 200 300

**Tabela 3.7.** Resumo das especificações experimentais dos sistemas de evaporação por filme descendente-continuação.

Autor	Tubo	#	Material	$q''$ [ $\frac{kW}{m^2}$ ]	Fluido	Temp. [°C]	Press. [kPa]	$\Gamma$ [ $\frac{kg.m}{s}$ ]	$Re$ $Pr$	Dimensões	
										$D_{ext}$ [mm]	$L$ [mm]
Salvagnini e Taqueda, 2004	Vert.	1	Vidro	-	Água	98	101,3	0,00036-0,00337	9-84 1,75	51	1500
Yang e Shen, 2008	Horiz.	2	Alumínio bronze	-	Água pura Água salada	50	12,345	0,013-0,062	---	14	500
Pavlenko et al. 2008	Placa plana	1	Constantan	5-30	Nitrogênio líquido	-195,8	101,3	-	90-1690 ---	32	75
Wang et al. 2010	Vert.	1	Latão	-	Água destilada	28	Press. Sat	0,042-0,144	-	19	500
Li et al. 2011	Horiz.	6x 2	Tubo-CAB Korodense (Ligas de cobre) Liso	22,5	Água	11-18	0,85 a 1,15	0,000024 - 0,00027	10 a 110	15,88	700
Chien e Tsai, 2011	Horiz.	3	Cobre	4,5-48,5	R-245fa R-245a	5 20	Press. Sat	0,012-0,04	187-372 6,26-7,15	19	70
Shahzad et al. 2012	Horiz.	4x 12	Aço inoxidável	7,9-19,4	Água salada (15-90)mil ppm	5,9-23	0,92-2,81	-	-	16	1990

### 3.3.9 Modos de aquecimento do tubo

Existem duas maneiras para realizar o aquecimento dos tubos. A primeira usando um fluido secundário, e o emprego de uma resistência elétrica como segunda alternativa. No primeiro arranjo o fluido quente fornece a energia térmica à superfície de troca através da parede interna do tubo, e a segunda usa o aquecimento elétrico utilizando as resistências tipo cartucho. Quando se destaca a primeira alternativa usando vapor como fluido secundário se terá condições de temperatura constante na superfície do tubo. Porém a condição de fluxo de calor constante é dada para o aquecimento elétrico. Na Tabela 3.8. apresentam-se diferentes trabalhos feitos com os tipos de aquecimento mencionados.

**Tabela 3.8.** *Tipos de aquecimento usados em sistemas de evaporação por filme descendente.*

<b>Autor</b>	<b>Tubo</b>	<b>Material</b>	<b>Modo de aquecimento e arranjo</b>
Wilke, 1962	Vert.	-	Aquecimento com água quente escoando internamente
Chun e Seban, 1971	Vert.	Aço inoxidável	Resistências elétricas 100-181 amperes
Fletcher et al. 1974	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Fletcher et al. 1975	Horiz.	90-10 Cobre-Níquel	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Mitrovic, 1986	Horiz.	Cobre	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Chyu e Bergles, 1987	Horiz.	Cobre	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Rogers e Goindi, 1989	Horiz.	Alumínio	Aquecimento por vapor
Parken et al. 1990	Horiz.	Latão	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Hu e Jacobi, 1996	Horiz.	Latão	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Putlin et al. 1996	Horiz.	Constantan Latão Cobre Alumínio	Aquecimento por resistências elétricas
Chen e Jebson, 1997	Vert.	Aço inoxidável	Vapor Tubos concêntricos
Alhusseini e Chen, 1998	Vert.	Aço inoxidável SS321	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Liu et al. 2002	Horiz.	Cobre	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Salvagnini e Taqueda, 2004	Vert.	Vidro	Vapor Tubos concêntricos
Yang e Shen, 2008	Horiz.	Alumínio-bronze	Resistências elétricas tipo cartucho Resistências Cromo-Níquel
Pavlenko et al. 2008	Placa plana	Constantan	Aquecimento por corrente através de barras de cobre
Wang et al. 2010	Vert.	Latão	Resistência elétrica
Li et al. 2011	Horiz.	Tubo-CAB Korodense (Ligas de cobre) Liso	Água quente escoando internamente
Chien e Tsai, 2011	Horiz.	Cobre	Aquecimento por resistências elétricas

A primeira coluna da Tabela 3.8 apresenta o autor do estudo. Na coluna seguinte e apresentado a configuração do tubo (horizontal ou vertical). Finalmente é indicado o tipo de material do tubo e modo de aquecimento empregado, onde se pode observar que quase 70% dos trabalhos estudados foram construídos com resistências elétricas. Isto se deve à facilidade para configuração no sistema, já que outro tipo de aquecimento implica uma maior infraestrutura, como é caso do aquecimento por vapor. Além disso, também apresentam elevados custos quando comparados com os sistemas elétricos.

O aquecimento com fluxo de calor constante é baseado na inserção de um aquecedor elétrico por cartucho no cilindro oco, sendo vantajoso pela simplicidade do sistema e da operação. O fluxo de calor constante pode simular uma condição idealizada de teste comparado com um tubo aquecido com fluxo de vapor que circula dentro do tubo, já que a condensação do mesmo pode acontecer de forma aleatória. Além disso, pequenas mudanças na química do vapor têm sido observadas nos processo do dia a dia. Isto não pode garantir boas medições do coeficiente de transferência de calor local (Fletcher et al., 1974).

Por outra parte, no aquecimento por resistências o problema fundamental é devido a não uniformidade do fluxo de calor. Isto se encontra devido a zonas de não aquecimento ou zonas inativas no aquecedor por cartucho, no qual as zonas inativas do aquecedor tendem a gerar fluxo de calor não uniformes. Além disso, o número de ciclos junto com o tempo de funcionamento pode diminuir o ciclo de vida da resistência.

Essa não uniformidade pode ser avaliada resolvendo o problema de condução na parede do cilindro para encontrar a relação apropriada entre o raio externo e interno do cilindro oco para garantir a distribuição mais uniforme de temperatura na parede. Essa relação pode ser expressa como  $R_{ext} / R_{int} = 2,058$ . Ou seja, a Seção do diâmetro externo deve ser duas vezes maior que o diâmetro interno (Chyu e Bergles, 1988). Os autores também perceberam que nas resistências comerciais provavelmente sempre exista duas zonas inativas. Isto acontece pela geometria da resistência no qual correspondem às extremidades do aquecedor que tem como função conectar a bobina da resistência com as extremidades da carcaça

Para avaliar uma possível zona inativa na superfície do tubo, pode-se submergir a resistência elétrica e promover uma ebulição nucleada. Poder-se-ia



observar qualitativamente as zonas inativas nas regiões onde menos ebulição nucleada exista. Há várias razões da não uniformidade do fluxo, entre essas o posicionamento do resistência ou pela distribuição desigual do isolante térmico (normalmente usado óxido de magnésio) no espaçamento anular entre o resistência e a superfície interna do tubo.

Neste projeto não foi considerada a recomendação geométrica sugerida devido à seguintes restrições ou preferências:

- O diâmetro externo comercial típico usado em sistemas de evaporação por filme descendente.
- Potência necessária para o aquecimento e a evaporação da massa de água.
- Instalação de diferentes termopares para a mensuração da temperatura em diferentes pontos da superfície internos.

## **4 MATERIAS E MÉTODOS**

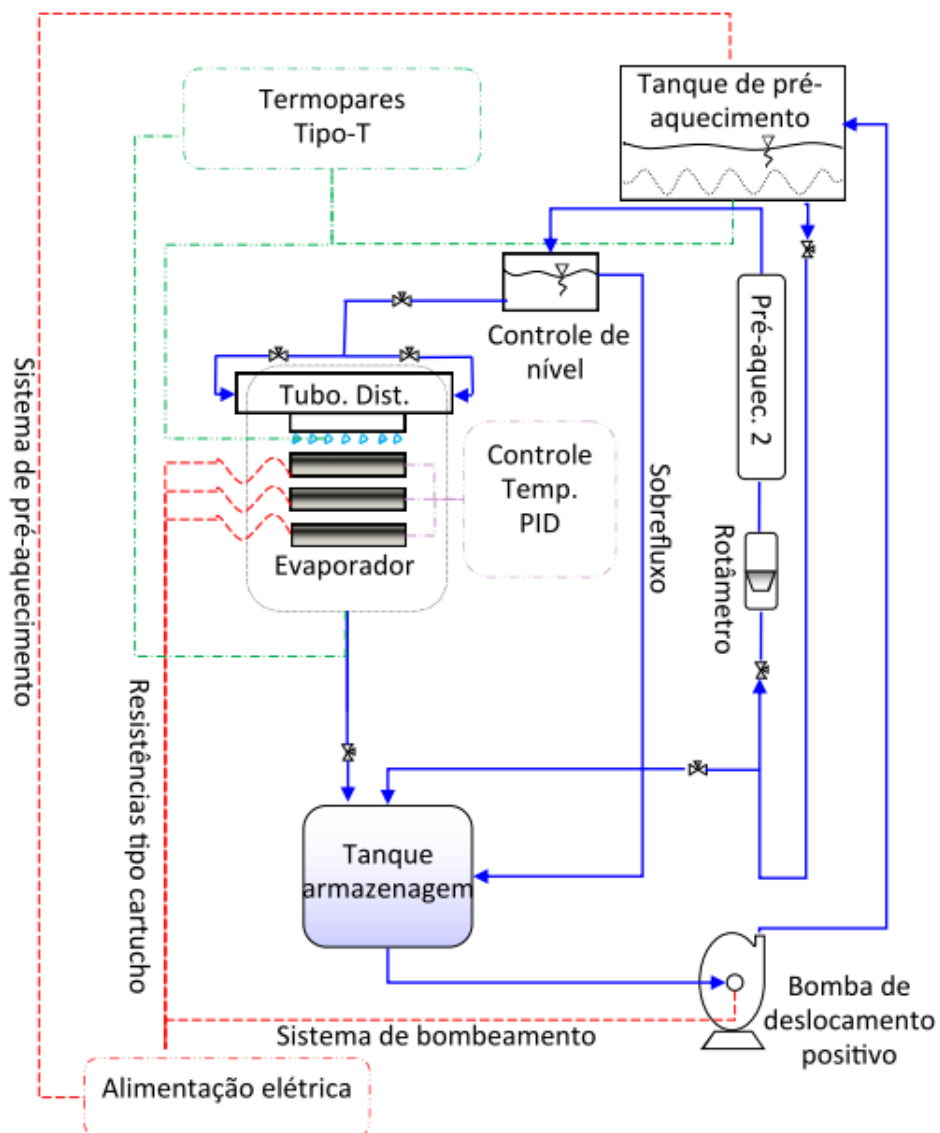
Neste capítulo são apresentados os procedimentos que fazem referência à medição das variáveis necessárias para o estudo tanto da espessura de filme quanto ao coeficiente de transferência de calor e massa no processo de evaporação por filme descendente sobre tubos horizontais na bancada de teste. A bancada de testes é descrita detalhadamente na seção seguinte.

As medidas experimentais são o registro das temperaturas e a espessura do filme para diferentes vazões mássicas, visando analisar o comportamento entre o coeficiente de transferência de calor, espessura do filme e vazão mássica.

### **4.1 Descrição da bancada de teste**

#### **4.1.1 Sistema de evaporação por filme descendente**

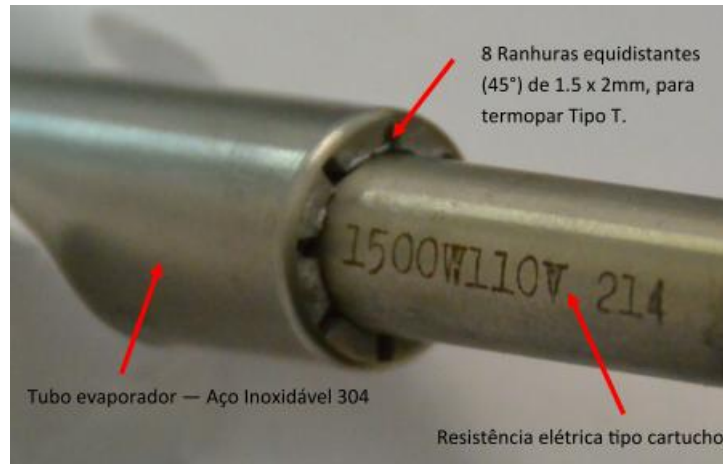
A configuração para a tecnologia filme descendente requer vários componentes principais junto de outros sistemas periféricos. Na Fig.(4.1) é apresentado um esquema do sistema construído. O processo começa na bomba de deslocamento positivo, a qual é encarregada de enviar o fluido de trabalho (água de torneira) ao tanque acumulador com o intuito de pré-aquecer o fluido. Além disso, dá-se a alimentação de forma contínua e constante no distribuidor, devido ao efeito gravidade. O rotâmetro é usado para medir a vazão volumétrica dirigida ao segundo pré-aquecedor de passagem, atingindo a temperatura necessária para ser distribuído nos tubos evaporadores, sendo arranjados em uma fileira vertical constituído por três tubos horizontais de tal maneira que o líquido escoar pela parte externa dos tubos formando o filme descendente aquecendo-se ou mudando de fase dependendo das temperaturas envolvidas e das formas de trocar de calor, sensível ou latente, respectivamente. A água excedente é coletada no tanque de armazenamento para ser encaminhado novamente ao tanque acumulador. Toda a instrumentação para a medida de temperatura formada por termopares também é indicada na Fig. (4.1) e será detalhada na próxima seção. Os tubos são aquecidos por resistências elétricas, sendo que um controlador do tipo PID mantém a temperatura da superfície de tubo nos valores dos testes. A água que circula sofre um pré-aquecimento para atingir a temperatura de trabalho desejado.



**Figura 4.1** Esquema representativo do sistema de evaporação por filme descendente.

#### 4.1.1.1. Tubos evaporadores

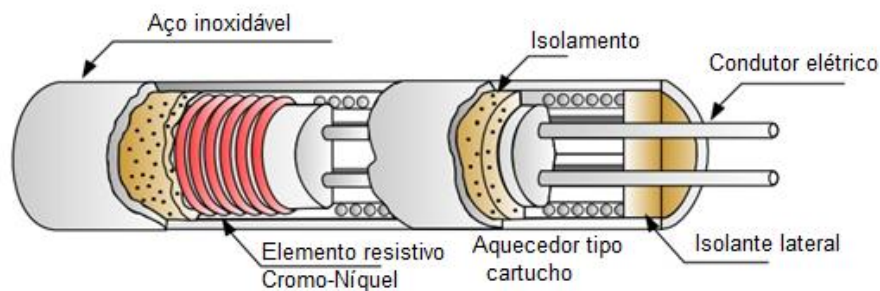
O sistema total tem três tubos evaporadores posicionados de maneira horizontal e alinhados, formando uma linha vertical de tubos horizontais. Na Fig. (4.2) apresenta-se a junção da resistência elétrica e o tubo evaporador de aço inoxidável. As ranhuras foram usinadas pelo processo de eletroerosão com o alvo de instalar os termopares na parte interna da superfície, podendo registrar a temperatura da parede externa do tubo. Esse método foi adaptado dos trabalhos realizados por Ribatski (2006). Uma vez os termopares posicionados, coloca-se uma resina de alta condutibilidade térmica ( $k = 1,3 \text{ W / mK}$ ) para preencher as folgas.



**Figura 4.2** Inserção da resistência tipo cartucho no tubo evaporador (tubo superior).

Os termopares foram distribuídos equidistantes na superfície interna do tubo. Cabe ressaltar, que os dois tubos restantes só tem quatro ranhuras equidistante.

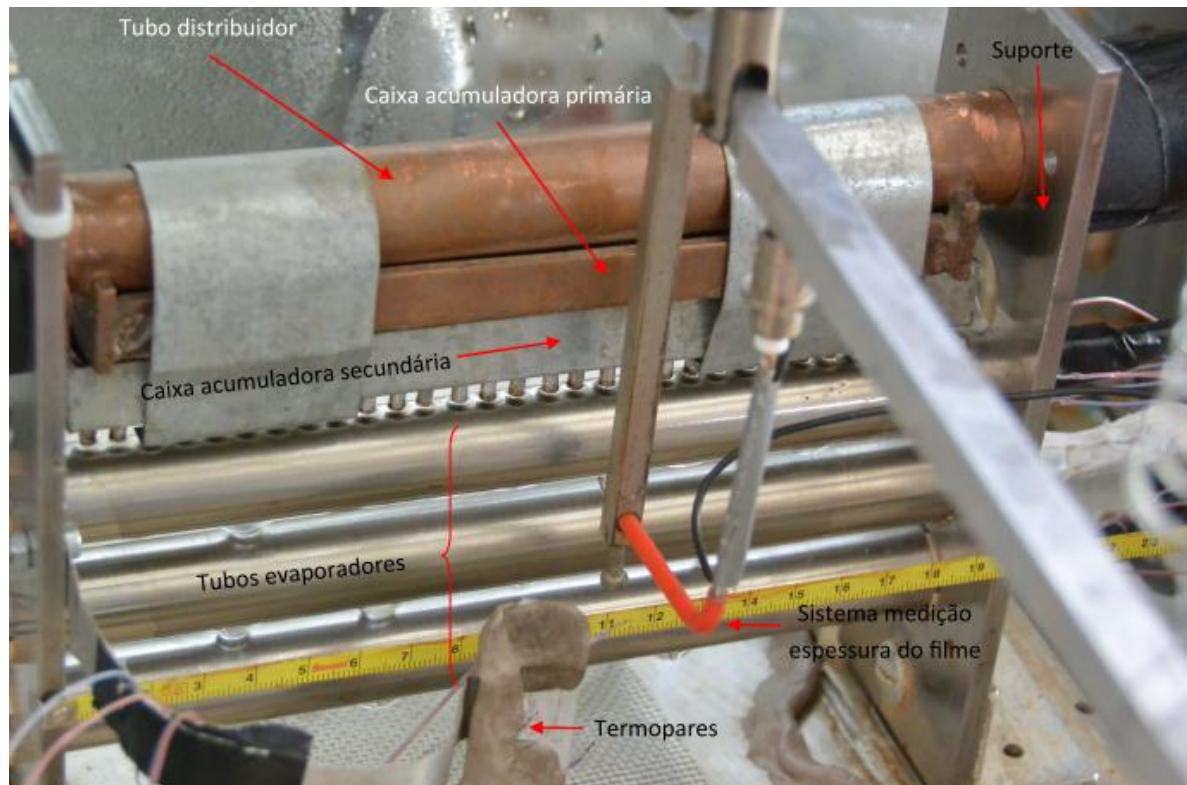
O aquecedor compacto com resistência elétrica instalada internamente é conhecido como aquecedor tipo cartucho, sendo que a Fig. (4.3) mostra a forma como foram projetados. Esses contem uma resistência feita de cromo-níquel alimentada eletricamente (110V), coberto por uma camada de isolante mineral de 1 mm de espessura, e além disso, nas partes laterais têm isolamento para evitar as perdas de calor no sentido axial.



**Figura 4.3** Esquema representativo do arranjo da resistência elétrica tipo cartucho<sup>2</sup> sobre tubo de aço inoxidável

Os tubos evaporadores foram suportados com isolantes térmicos, evitando a transferência de calor desde o tubo à estrutura. Esses tubos foram adequados em uma cuba de vidro para diminuir à influência das condições externas do ambiente, como é a convecção (No entanto, não foi garantido a hermeticidade).

<sup>2</sup> Adaptado de resistências elétricas AnLuz.



**Figura 4.4** Sistema de evaporação por filme descendente para três tubos horizontais junto com dispositivo de medição de espessura do filme.

#### 4.1.1.2. Sistema de distribuição

O sistema de distribuição é um importante componente em processos de transferência de calor e massa para tecnologias de filme descendente, já que o desafio da molhabilidade total e homogênea são as premissas de projeto desse tipo de dispositivos, desse modo a distribuição se torna fator importante no desempenho do evaporador.

##### 4.1.1.1.1. Tipos de distribuidores testados

Nesta bancada de teste, várias distribuições foram avaliadas como é apresentado na Fig. (4.5). Há três configurações em forma de caixas operando com o princípio de acumulação de água, garantindo distribuição homogênea ao longo de toda a linha axial de distribuição. As características desses dispositivos são detalhados na Tab. (4.1), sendo  $D, S, \#$ , o diâmetro do furo, a separação entre centros, e o número de furos, respectivamente;

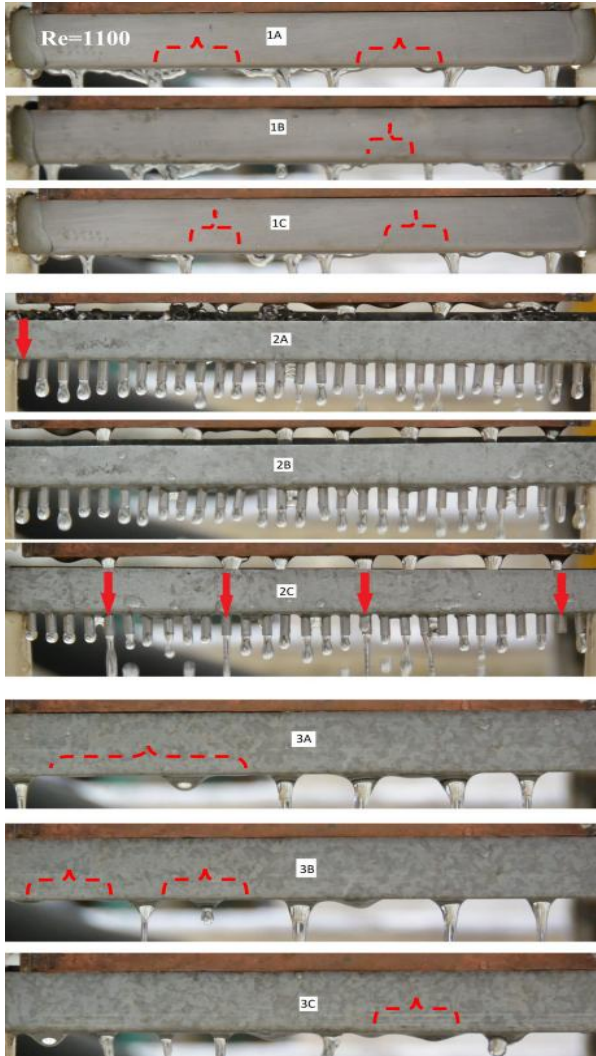


**Figura 4.5** Tipos de distribuidores testados no sistema de evaporação por filme descendente.

**Tabela 4.1.** Especificações geométricas construtivas dos diferentes arranjos para sistemas de distribuição em tecnologia filme descendente.

Distribuidor	Especificações furos/ranhuras	Observações	Letra
1	$D = 2mm; L = 4mm; \# = 44$	Furos equidistantes	
2	$D = 1,5mm; L = 4mm; \# = 44$	Furos equidistantes	A (Malha + Cavaco)
3	$2 \times 180mm$	Ranhura contínua	B (Malha só)
4	$1,5 \times 180mm$	Ranhura contínua	C (Sem Malha nem Cavaco)
5	$D = 2mm; L = 3mm; \# = 29$	Furos com rebites	
6	$D = 2mm; L = 6mm; \# = 21$	Furos com rebites	

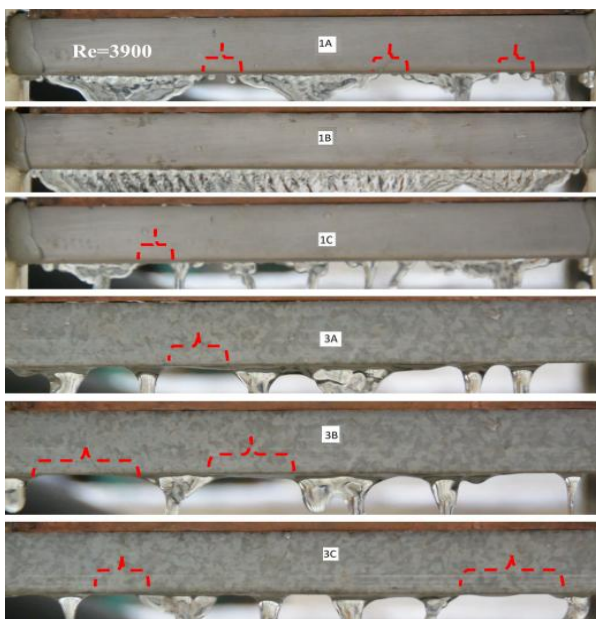
Os experimentos foram levados a cabo das seguintes três maneiras; (a) caixa de distribuição com uma malha e cavaco de metal – letra A, (b) caixa de distribuição unicamente com malha – letra B, e (c) caixa de distribuição sem malha nem cavaco de metal – letra C.



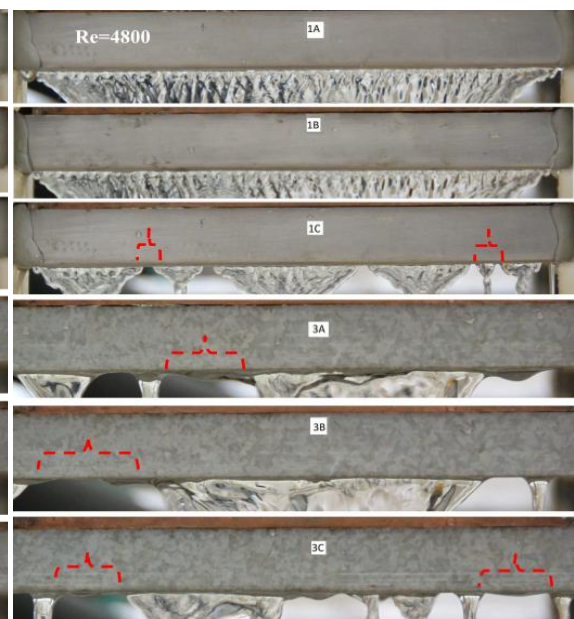
(a)



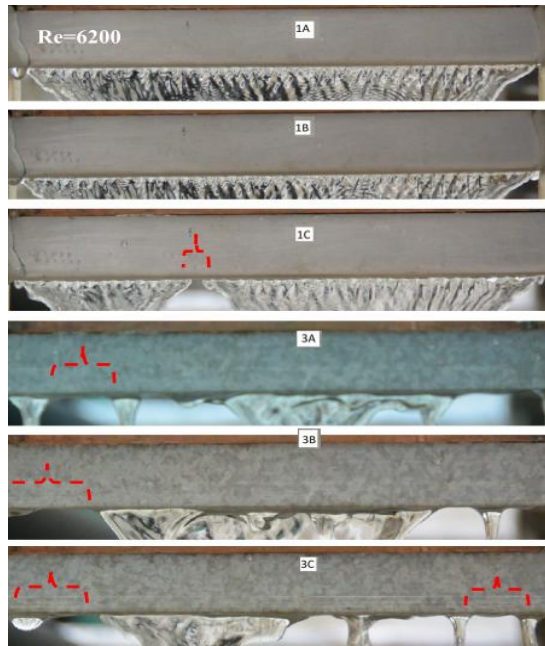
(b)



(c)



(d)



(e)

**Figura 4.6** Comparação dos distribuidores em evaporadores por filme descendente (1a,b,c-distribuidores 1 e 2; 2a,b,c-distribuidores 5 e 6; 3a,b,c-distribuidores 2 e 3 da tabela 4.1) para (a)  $Re=1100$ , (b)  $Re=1900$ , (c)  $Re=3900$ , (d)  $Re=4800$  e, (e)  $Re=6200$ .

Para cada um dos sistemas de distribuição as mesmas faixas de operação, registrando a fotografia com uma câmera de alta velocidade. Devido ao projeto dos distribuidores, o distribuidor 5 e 6 não foram analisados para grandes números de Reynolds (acima de 3900), já que os número altos de Reynolds implicaram grandes caixas para armazenar o fluido de trabalho, assim, a operação desse tipo de distribuidores conduziam a um transbordamento d'água, afetando a distribuição. Esses testes foram operados para vários números de Reynolds, tanto na região laminar como a turbulenta. A Fig. 4.6 apresenta a fotografia registrada no teste, marcando com vermelho os problemas de distribuição.

Por uma análise qualitativa do sistema de distribuição no evaporado por filme descendente foram detectados vários aspectos importantes; (1) um método de armazenamento junto com um formato de descarga de bico ajuda à homogeneização e distribuição, formando um filme sobre o primeiro tubo. (2) o uso de malha ajuda a uma melhor dispersão do fluido de trabalho no sistema de distribuição. Assim, a instalação da malha pode evitar trajetórias preferencias, tais como as mostradas na Fig. (4.6) – distribuidor 2C, onde o jato superior causa um aumento da vazão mássica no bico seguidamente inferior. Além disso, não há

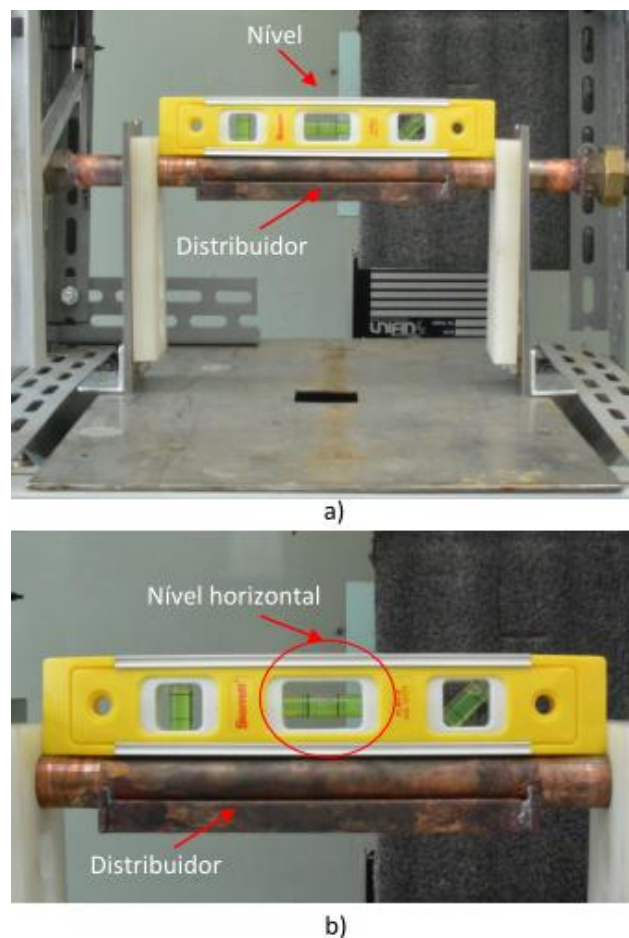


restrições na utilização da malha no sistema de distribuição pelo fato de ter bons comportamentos em todas as vazões mássicas. (3) Finalmente, a configuração com furos (distribuidor 1 e 2) e ranhuras foram caracterizadas por más distribuições. No entanto, a primeira configuração apresentou boa distribuição para Reynolds acima de 3900 (junto com o uso de malha). Narváez-Romo e Simões-Moreira (2014) publicaram um artigo recente com os principais resultados do estudo do sistema de distribuição de líquido para a tecnologia de filme descendente. Assim, o distribuidor com melhor comportamento corresponde ao distribuidor 5b (malha+rebites).

#### 4.1.1.1.2. Cuidados e análise qualitativo

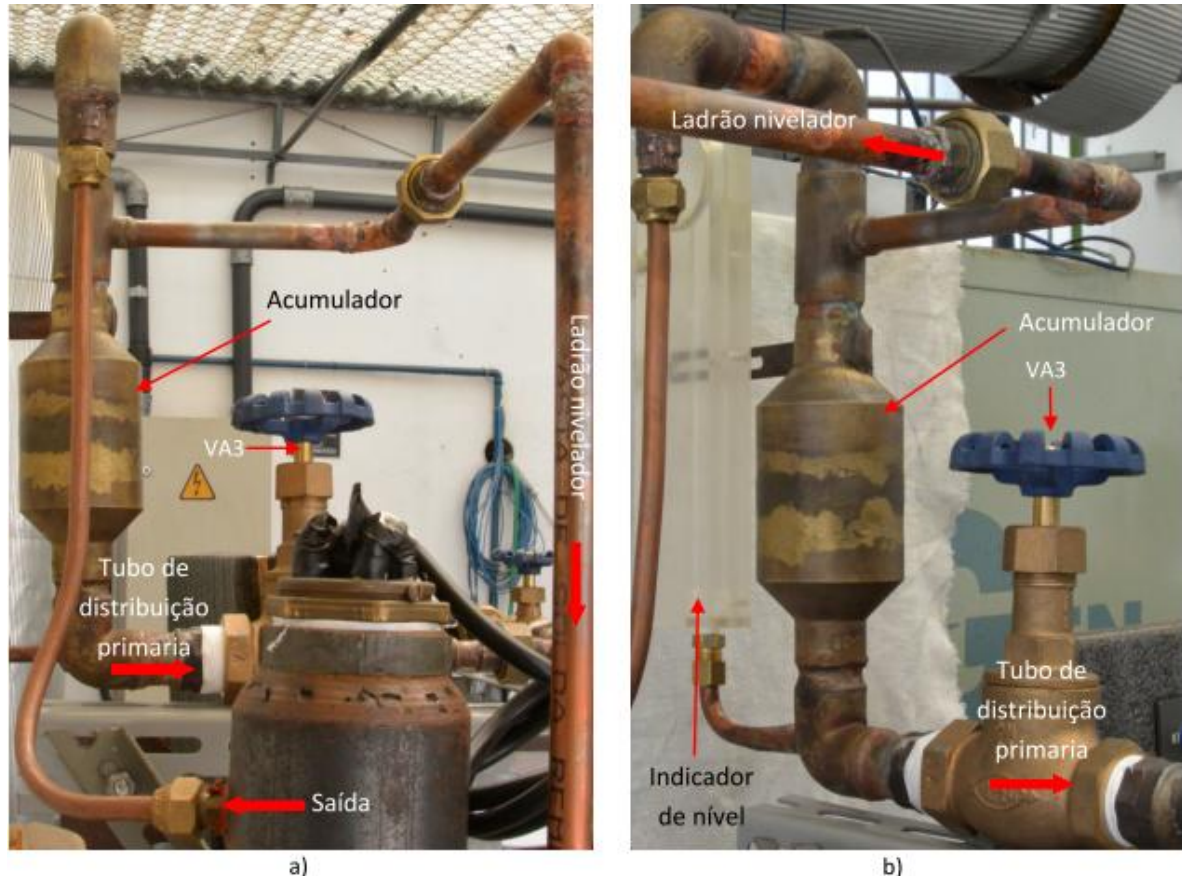
A seguir apresentam-se alguns pontos analisados na hora dos testes no sistema de distribuição do fluido na tecnologia filme descendente;

a. *Nivelção do sistema:* evita a geração de caminhos preferenciais do fluido no distribuidor, evitando possíveis assimetrias na distribuição por efeito da gravidade.



**Figura 4.7** Sistema de nivelamento no distribuidor do fluido de trabalho.

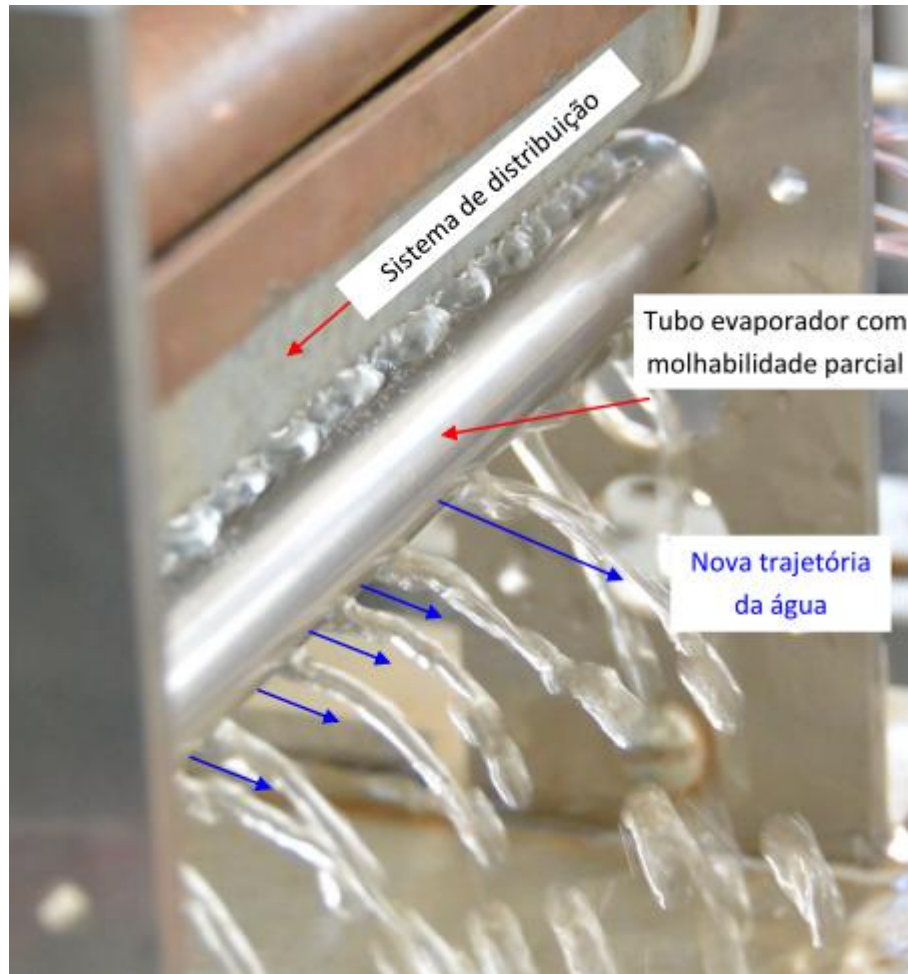
b. *Pressão hidrostática constante para alimentação do fluido de trabalho:* foi instalado um tubo ladrão à montante do distribuidor, garantindo a mesma altura de água. Isto junto com um arranjo de válvulas tipo agulha permitiram ajustar as vazões mássicas que ingressaram no tubo distribuidor tanto pela direita quanto na esquerda do tubo de cobre, tal como é observado na Fig. (4.8).



**Figura 4.8** Sistema de controle da altura d'água (pressão hidrostática) a montante no sistema de distribuição do fluido de trabalho.

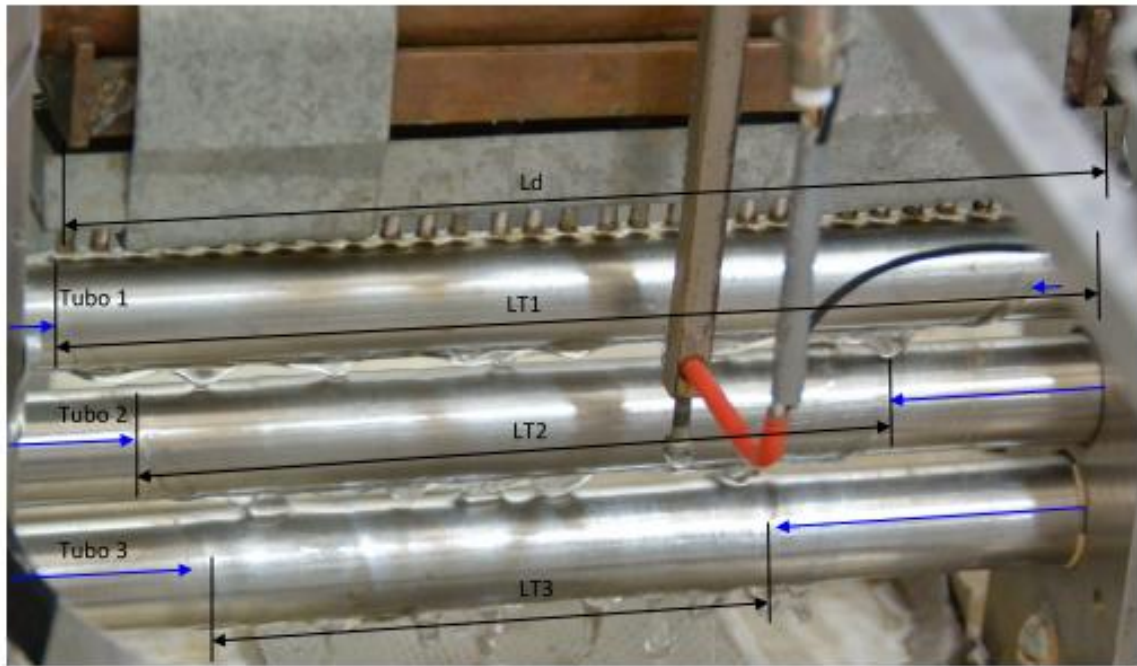
c. *Desalinhamento entre a linha axial de centro do tubo evaporador e a linha de simetria da caixa de distribuição:* foi observado que desalinhamentos no arranjo entre o tubo evaporador e o sistema de distribuição conduziram à molhabilidade parcial do tubo de teste, como é mostrado na Fig. (4.9). Ressalta-se a nova trajetória do fluido na parte inferior do mesmo, promovendo a perda da linha de distribuição para tubos dispostos na parte inferior.

A Fig. (4.9) poderia explicar a observação de Rogers e Goindi (1989) referente ao crescimento do coeficiente local de transferência de calor na zona oposta à região do choque (parte inferior do tubo), implicando a destruição parcial da camada limite discutida por Putilin et al., (1996), como foi apresentado na Seção 3.3.4.

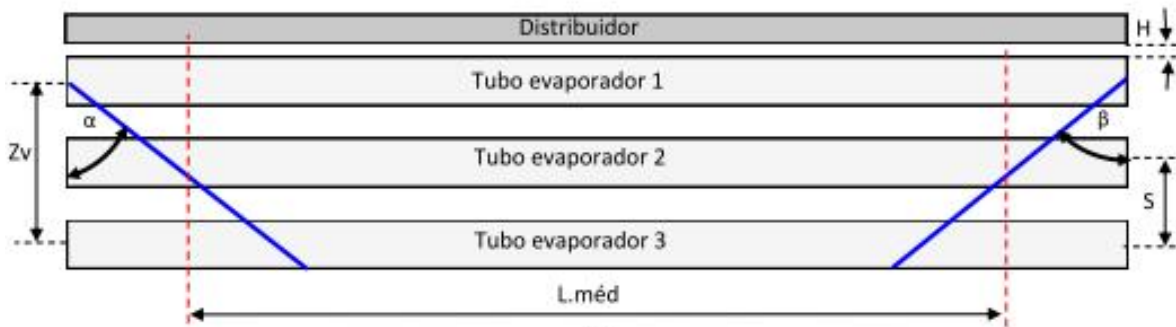


**Figura 4.9** Problemas de distribuição por desalinhamento da linha axial de centro do tubo evaporador e a linha de simetria da caixa de distribuição

d. *Cuidados para o cálculo do número Reynolds:* na bibliografia abordada no Capítulo 3 foi observado que o número de Reynolds é dependente do comprimento do tubo evaporador. No entanto, na maioria de trabalhos o comprimento do tubo tomado para o cálculo do número de Reynolds faz referência às dimensões efetivas do distribuidor, Eq. (3.1). Porém, como foi pesquisado por Ribatski (2006) em alusão à geração de áreas secas, verifica-se que há uma contração longitudinal como resultado do diâmetro do tubo, espaçamento e propriedades do fluido, e que pode ser notado na Fig. (4.10-a). Desse modo, recomenda-se um comprimento médio do tubo evaporador e que pode ser representado esquematicamente na Fig. (4.10-b).



a)



b)

**Figura 4.10** Representação da contração do filme descendente em relação ao comprimento médio para o cálculo do número de Reynolds para tubos horizontais no a) registro experimental e, b) representação esquemática.

Supondo a existência da simetria na contração (no caso de  $\alpha = \beta$ ), a vazão mássica por unidade de comprimento junto com o número de Reynolds, Eq. (3.1), pode ser expressa pela Eq. (4.1-a);

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{2tg\alpha S(N-1)} \quad (4.30-a)$$

Desse modo, tem-se que o número de Reynolds é definido pela Eq. (4.1-b);

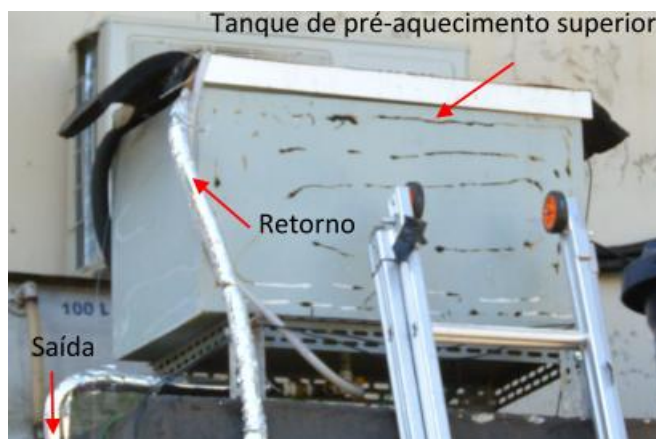
$$Re = \frac{\dot{m}}{\mu tg\alpha S(N-1)} \quad (4.1-b)$$

#### 4.1.1.3. *Sistemas de pré-aquecimento*

Na bancada de teste para o estudo do filme descendente foram usadas duas etapas para o pré-aquecimento; a primeira foi realizada com um tanque pré-aquecedor de armazenagem e, a segunda com um pré-aquecedor de passagem. A seguir se apresenta uma descrição dos sistemas;

##### 4.1.1.3.1. Tanque superior

A premissa para o projeto nessa configuração teve como alvo se ter uma massa contínua e homogênea entrando no sistema de evaporação, já que a bomba usada na bancada apresenta intermitências ou pulsos na descarga da mesma. Além disso, o posicionamento do tanque a uma altura maior à bancada de teste implica o transporte do fluido por gravidade (Fig. 4.11). Isto significa que não houve oscilações no sistema de estimativa da vazão volumétrica registrada pelo rotâmetro.



**Figura 4.11** Fotografia do sistema de pré-aquecimento do fluido de trabalho.

No tanque foi instalada uma resistência elétrica por imersão de 5000 *Watts* de potência elétrica, visando atingir uma temperatura de saída do fluido de 80°C. Além disso, foi coberto com isolante térmico para evitar as perdas pela convecção com ar externo.

##### 4.1.1.3.2. Pré-aquecedor de passagem inferior

É encarregado de entregar a energia necessária ao fluido para atingir a temperatura próxima à temperatura de saturação (abaixo de 1°C) para a pressão atmosférica (Fig. 4.12).

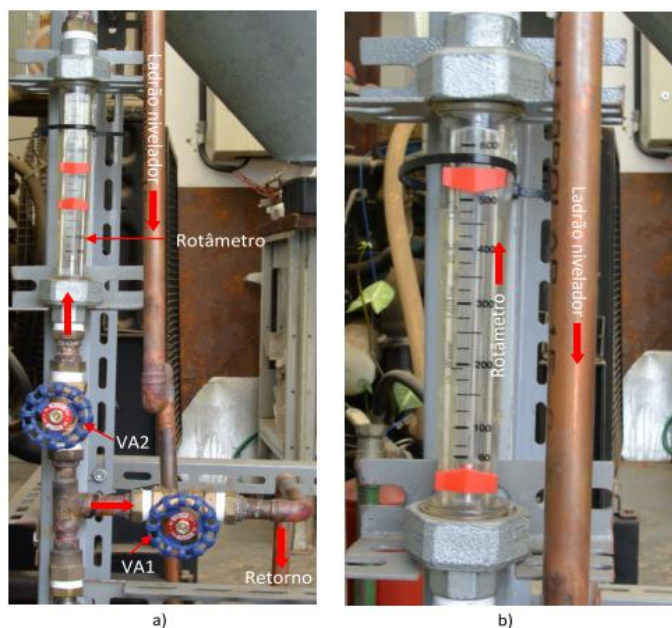


**Figura 4.12** *Pré-aquecedor de água para o sistema de evaporação por filme descendente.*

Uma vez o fluido sai do rotâmetro, esse ingressa no pré-aquecedor 2 de 1650 *Watts* de potência elétrica, onde foi necessária a instalação de um reostato (controle da resistência elétrica) para ajuste da temperatura, assim garantindo a temperatura desejada de alimentação no ingresso ao distribuidor.

#### 4.1.1.4. *Sistema de ajuste mássico e registro do rotâmetro*

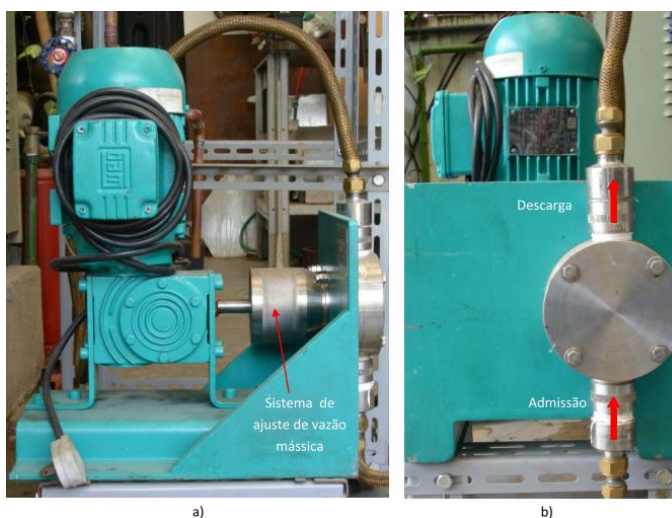
O sistema de ajuste é usado para controlar a vazão mássica que ingressa no sistema de evaporação de filme. A Fig. 4.13 apresenta o rotâmetro junto com o arranjo de válvulas agulhas. A válvula de agulha (VA1) é encarregada de ajustar o passo até o retorno e, a válvula de agulha (VA2) é empregada para permitir o ingresso do fluido ao evaporador, onde a jusante se encontra instalado o rotâmetro.



**Figura 4.13** Fotografia do a) sistema de ajuste da vazão mássica de trabalho junto com o b) rotâmetro.

#### 4.1.1.5. Bomba

Uns dos requerimentos pra o uso da bomba foi a temperatura de operação do fluido, já que a bomba pode operar até temperaturas de 110°C. A Fig. (4.14) apresenta a bomba de deslocamento positivo, que contém um sistema de ajuste da vazão mássica.



**Figura 4.14** Bomba de deslocamento positivo para sistema de filme descendente vista a) frontal e b) lateral direita.

Na Tabela. (4.2) é presentando um resumo de alguns equipamentos;

**Tabela 4.2.** Especificações gerais dos diferentes dispositivos periféricos do sistema de evaporação por filme descendente.

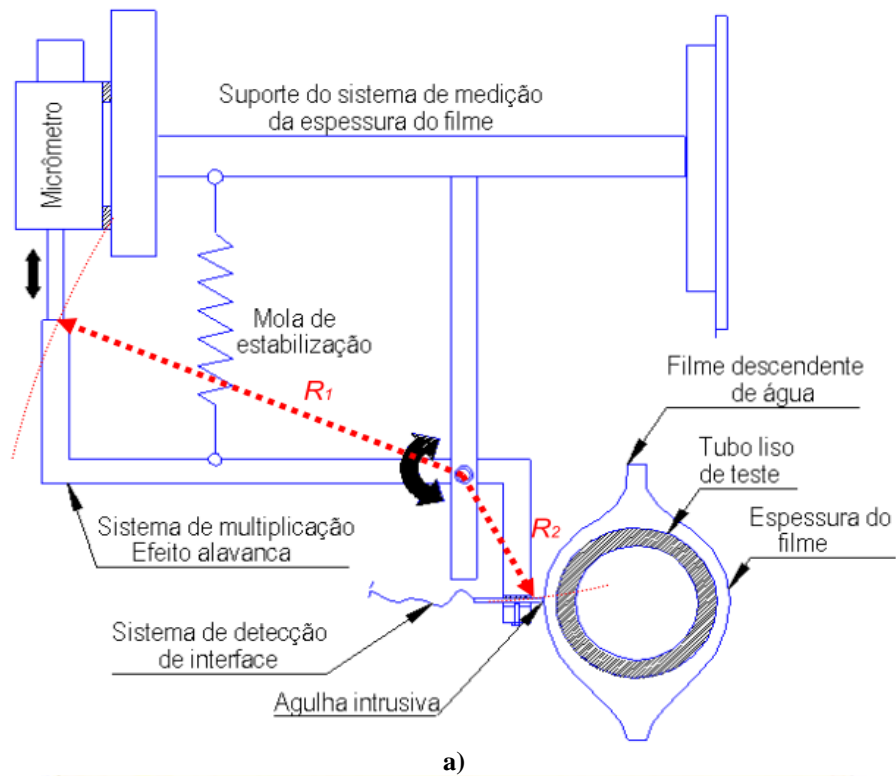
<b>Bomba de deslocamento positivo</b>		<b>Pré-aquecedor (global)</b>	
Vazão máxima	3,8 lpm (0,063kg/s)	Potência elétrica	6650 W
Pressão máxima	30 PSI	Temperatura da água	
Temperatura máxima	110°C	Entrada	20°C
Tensão	220V 3f	Saída	30-50-70-96°C
Corrente	2 A/f	Tensão	110 V
<b>Tubo evaporador</b>			
Diâmetro	19,05 mm		
Comprimento	194 mm		
Material	Aço inoxidável		
Potência	1000 W@110V		

#### 4.1.2 Dispositivo de medição espessura do filme

Para a medição da espessura do filme, foi usado um método intrusivo assumindo uma condição de escoamento hidrodinamicamente desenvolvida e regime permanente. A proposta concebeu o efeito multiplicador tipo alavanca numa configuração de tal modo que empregando o deslocamento indireto do micrômetro possa deslocar uma agulha no outro extremo da alavanca. Para verificar os pontos de contato entre a interface do filme descendente e a agulha, foi aproveitada a diferença de potencial entre a água, ar e superfície metálica, usando um circuito eletrônico simples. Isto indicou as três posições importantes de registro da medida no micrômetro, onde cada ponto foi relacionado com um LED indicador.

O esquema do dispositivo de medição da espessura do filme é apresentado na Fig. (4.15-a) e na Fig. (4.15-b) é apresentada uma fotografia do mesmo. O método é caracterizado pelo uso de um método intrusivo (agulha de 2 mm de diâmetro) e uma configuração que emprega o efeito alavanca com o intuito de incrementar a resolução do dispositivo de medição.





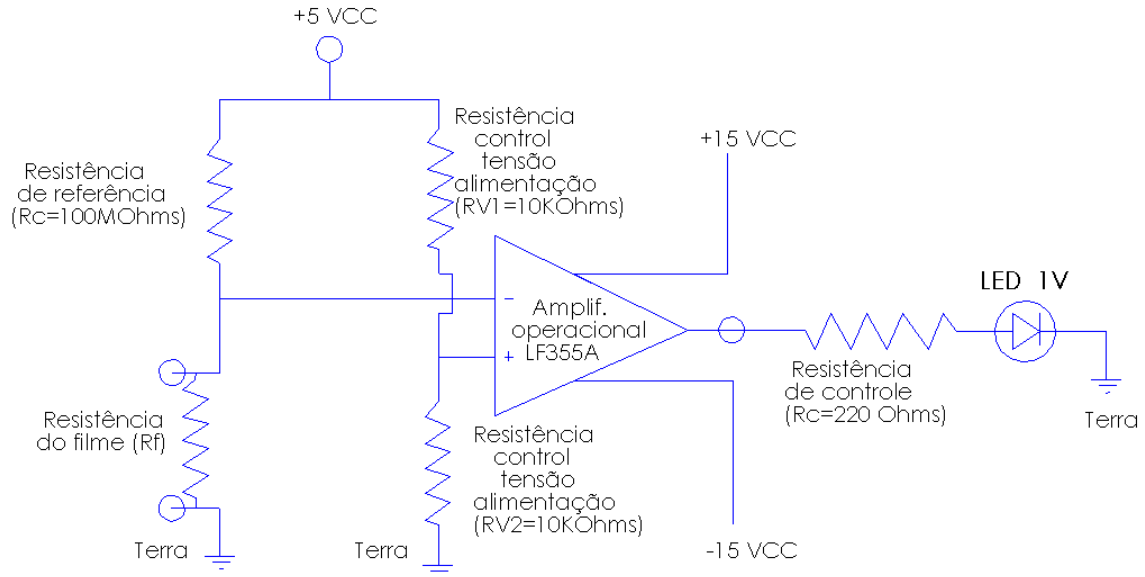
**Figura 4.15** a) Esquema representativo do dispositivo de medição e, b) fotografia do sistema de medição da espessura do filme em tubos horizontais.

Nesse arranjo, o micrômetro é empregado como a entrada do movimento e registro da medição, deslocando-se com movimento vertical e provocando o deslocamento rotacional do sistema tipo alavanca, porém, no outro extremo (na agulha) o movimento pode ser assumido totalmente horizontal devido às configurações

geométricas do dispositivo, já que o esse valor não passou de dois por cento do valor total (horizontal) para os valores de espessura de medição (menor que 2 mm). Assim, as linhas pontilhadas em vermelho na Fig. (4.15-a) mostram as trajetórias reais para cada raio equivalente. Desse modo, a relação do efeito divisor ( $f$ ) é definido pela Eq. (4.2)

$$f = \frac{R_1}{R_2} \quad (4.2)$$

Para a determinação da interface foi usado o circuito eletrônico que funciona por comparação das resistências elétricas, apresentado na Fig. 4.16, constituído por um amplificador operacional serie LF355A. Esse sistema usa o método de comparação de resistências. Quando a agulha encosta sobre o filme de água, a resistência elétrica da água permite que o LED acenda, porém quando a agulha sai da camada de água passando para o ar a resistência elétrica se torna infinita. Desse modo, o LED foi programado para não ligar. O amplificador operacional satura quando a agulha toca a água. Esse mecanismo eletrônico junto com o deslocamento ocasionado pelo micrômetro foi usado para medir a espessura do filme.



**Figura 4.16** Esquema representativo do circuito elétrico amplificador usado para detecção da interface no sistema de medição da espessura do filme.

Narváez-Romo et al (2014) apresentaram recentemente o trabalho experimental medição de espessura do filme. Esses valores de espessura local foram comparados com a teoria do Nusselt (1916)

## 4.2 Procedimento experimental

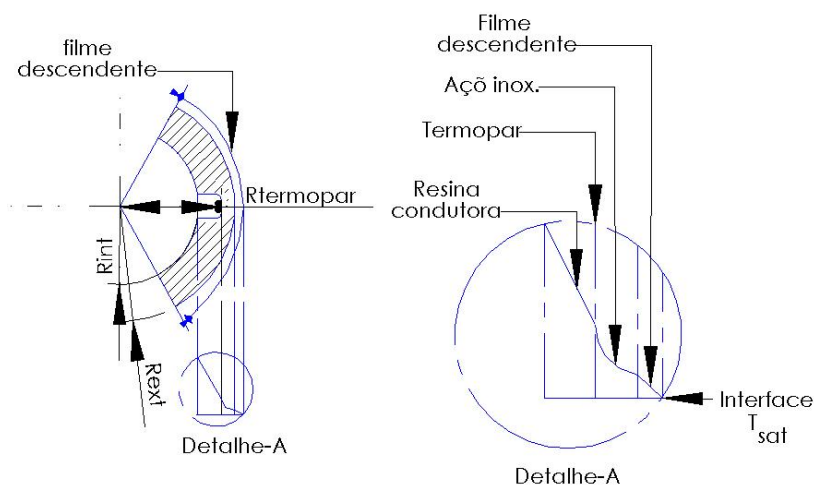
A seguir são apresentados os procedimentos levados em conta tanto para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e massa quanto para a medição da espessura do filme na tecnologia de filme descendente.

### 4.2.1 Cálculo do coeficiente de transferência de calor

#### 4.2.1.1. Descrição geral

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor nos tubos evaporadores foi construída a bancada de teste apresentada na Fig. 4.1. No entanto, para o cálculo do coeficiente implicou em conhecer as temperaturas de entrada e saída do fluido junto com a temperatura de parede do tubo evaporador. Contudo, as temperaturas de entrada e saída foram medidas nos pontos de interesse em cada tubo.

Para encontrar o valor da temperatura da parede ( $T_p$ ) foi configurado um sistema que mede a temperatura interna da superfície ( $T_{medida}$ ) representada na Fig. (4.17). O termopar foi inserido no interior do tubo usando ranhuras realizadas por eletroerosão, e assim, pela ajuda do comportamento da condução térmica em coordenadas cilíndricas se pôde conhecer as temperaturas da superfície externa do tubo, por meio da Eq. (4.3);



**Figura 4.17** Sistema representativo da posição do termopar e, a correspondente distribuição de temperaturas na espessura do tubo

$$T_p = T_{medida} - \frac{\dot{q}_{en} \ln \frac{r_{ext}}{r_{termopar}}}{2\pi kL} \quad (4.3)$$

onde,  $r_{ext}$ ,  $r_{termopar}$ ,  $\dot{q}_{en}$  representam o raio externo do tubo, de posição do termopar e a potência elétrica de entrada, respectivamente.  $k$  define a condutibilidade térmica do tubo e  $L$  o comprimento do tubo.

Para conhecer a vazão mássica foi usada uma balança de alta resolução (ver instrumentação), registrando repetidamente (dez vezes) no ponto de interesse nas condições de regime permanente. Ressalta-se que a massa evaporadora do sistema foi calculada com a diferença entre as vazões mássicas (antes e depois de ligar a resistência elétrica do tubo evaporador).

No atual estudo da transferência de calor foram tomadas quatro condições diferentes (três para calor sensível e uma para calor latente), fazendo menção à mudança da vazão mássica e mantendo as outras variáveis constantes, como são; a temperatura de parede, temperatura de alimentação, espaçamento e diâmetro dos tubos.

Inicialmente, fez-se uma circulação do líquido para aquecimento do sistema de teste só com o sistema de pré-aquecimento ligado. Uma vez que os três tubos evaporadores atingiram temperaturas similares, foram ligadas as resistências dos três tubos começando desde temperaturas inferiores e assim verificar o controlador PID.

Como foram instalados vários termopares ao longo do perímetro do tubo (8 termopares para o primeiro tubo, quatro para o segundo), examina-se a congruência entre os termopares de simetria, isto significa mesma temperatura nos termopares posicionados no plano horizontal da linha de centro dos tubos.

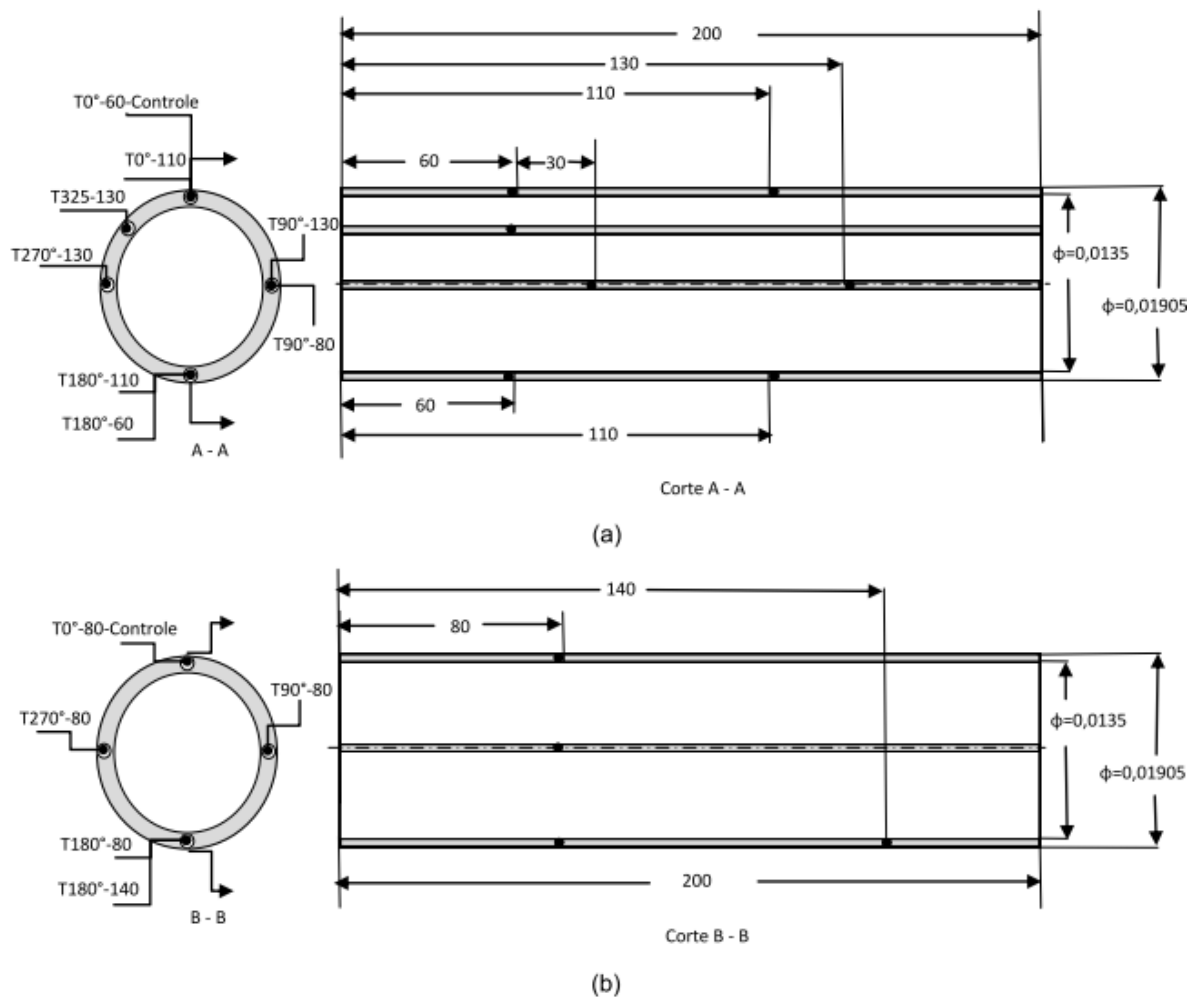
A seguir se menciona uma série de verificações que foram tomadas antes e durante o período de teste:

- Alinhamento do sistema de distribuição e verificação da não existência de caminhos preferencias nos tubos evaporadores
- Isolamento dos tubos evaporadores do suporte para evitar perdas por condução térmica

- Posicionamento dos termopares no ponto de interesse (zona de choque e descarga)
- Temperatura de parede estabelecida para evitar a nucleação (Experimental): foi atingido até a temperatura máxima no qual aparece a nucleação. Após disso, configurou-se a temperatura na faixa acima da saturação, e abaixo da nucleação.
- Condição de regime permanente no sistema

#### 4.2.1.2. Posicionamento dos termopares no tubo evaporador

Para calcular o coeficiente de transferência de calor local no tubo evaporador foram colocados vários termopares nas ranhuras, posicionados estrategicamente para diferentes ângulos e distâncias na direção axial do tubo.



**Figura 4.18** Representação esquemática da posição dos termopares no tubo evaporador (a) primeiro e (b) segundo tubo.

O primeiro tubo foi constituído por oito termopares, sendo que o T0°-60 (primeiro número representa o ângulo e o segundo a distância desde o ponto de referência) foi usado para o controle de temperatura usando um controlador PID (Fig.4.19). No tubo seguinte se instalaram cinco termopares, sendo o T0°-80 o termopar. Cabe advertir, que o controlador de temperatura junto com o relé de estado sólido só garantem a temperatura do ponto de controle quase constante. Porém, o mecanismo de aquecimento impõe um fluxo médio de calor constante devido à condição de regime permanente, tal como foi explicado na Seção 3.3.9.



**Figura 4.19** Controladores PID de temperaturas para os tubos evaporadores.

#### 4.2.1.3. Procedimento de teste

Para registrar os valores experimentais foram fixados vários parâmetros de operação e geométricos, sendo apresentados a seguir:

##### a) Geométricos

- Diâmetro e comprimento do tubo;  $D = 19,05mm$ ;  $L = 194mm$
- Espaçamento entre tubos;  $S = 24,05mm$ ;  $L = 194mm$
- Distribuidor (Tipo 5) – Tabela 4.1

b) Operacionais

- Temperatura de alimentação de água; foram testadas quatro temperaturas  $T_1 = 30^\circ C$ ;  $T_2 = 50^\circ C$ ;  $T_3 = 70^\circ C$ ;  $T_4 = 96^\circ C$
- Temperatura de parede interna do tubo (controlador);  $T_1 = 40^\circ C$ ;  $T_2 = 60^\circ C$ ;  $T_3 = 80^\circ C$ ;  $T_4 = 106^\circ C$  Essas temperaturas fazem referência à temperatura de controle, ou seja, relacionada ao termopar inserido em cada uma das ranhuras. Em que a temperatura de controle correspondente ao topo da superfície do tubo  $\theta = 0^\circ$ .

Além disso foram incluídas as seguintes considerações,

- As propriedades termofísicas do fluido foram calculadas com a temperatura média do fluido.
- Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na predominância sensível foi usado a média logarítmica de temperaturas para cada tubo (Eq. 3.32 e 3.33).
- A vazão mássica foi medida dez vezes.

Na bancada de teste foi levado a seguinte lógica de teste:

- Fixar uma temperatura de alimentação e de parede.
- Atingir a condição de regime permanente.
- Fazer aquisição de temperaturas e correntes de maneira simultânea.
- Medir a espessura do filme.
- Registrar fotos com a câmera infravermelha e de alta velocidade.
- Para cada temperatura (30,50,70)°C na condição sensível foram testadas sete vazões mássicas, equivalentes a sete números de Reynolds diferentes. No entanto, na condição latente foram tomados quatro valores mássicos.
- Dos três tubos só foram considerados os dois primeiros no estudo da transferência de calor e massa. Porém, na análise da evolução da molhabilidade foram avaliados todos os tubos.
- Para os valores de estudo não foi observado, nenhuma formação de nucleação na superfície externa do tubo.
- Os testes foram obtidos para escoamento laminar (180-900).

## 4.2.2 Medição da espessura do filme

Para a medição da espessura do filme, o sistema global de filme descendente operou em condição de escoamento laminar e regime permanente à pressão atmosférica e líquido subresfriado. A medição foi realizada repetidamente (cinco vezes) para um ponto do tubo evaporador na vazão correspondente.

### 4.2.2.1. Procedimento de teste

Para registrar os valores da espessura do filme foram consideradas três formas de medição, dado que a tensão superficial influenciou no registro quando o elemento intrusivo de registro (agulha) interagiu com o filme descendente. Assim, são apresentados os três procedimentos de teste:

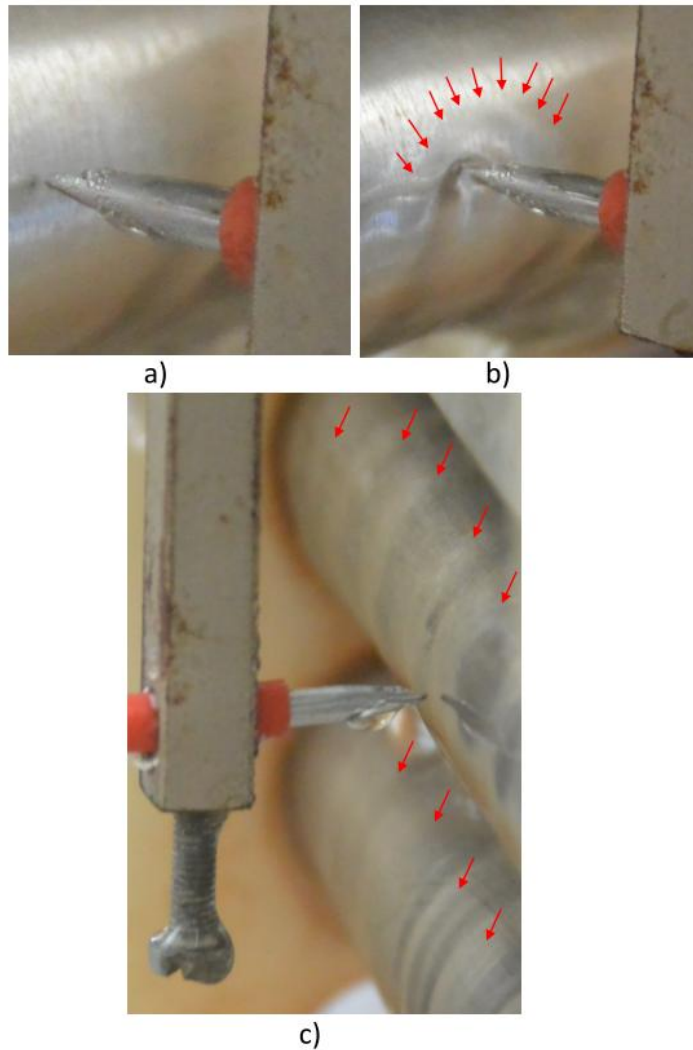
a. Assume-se que a agulha não toca o filme. Então, o valor zero do sistema é inicializado quando a agulha encosta com a interface. O primeiro valor da espessura de filme ( $\delta_1$ ) é obtido quando a agulha atingiu a superfície externa do tubo evaporador, indicada pelo LED.

b. O sistema é zerado na posição anterior, após isso, a agulha é deslocada desde a última posição até perder o contato com a interface do filme descendente, desse modo o valor do segundo registro de espessura de filme ( $\delta_2$ ) seria maior que o primeiro por causa dos efeitos da tensão superficial do sistema, isto significa  $\delta_2 \geq \delta_1$ .

c. Finalmente, a agulha volta desde a posição do passo b. até novamente tocar a interface para ser registrado o valor da terceira medição ( $\delta_3$ ). Desse jeito, diferença das espessuras ( $\delta_2 - \delta_3$ ) representam os efeitos da tensão superficial sobre a interação da agulha e o fluido que escoava sobre a superfície externa do tubo evaporador.

A Fig. 4.20 mostra dois fenômenos; (1) a interação entre a agulha e o filme descendente e, (2) as variações da espessura do filme ao longo do comprimento do tubo evaporador, causando a geração dessas cristas que foram explicadas na seção 3.2.2 da revisão bibliográfica. Destaca-se que a espessura medida se refere a um valor local de espessura.





**Figura 4.20** Registro fotográfico de interação da agulha e o filme descendente a) sem contato, b) com contato e, c) geração de crista.

#### 4.2.1.2. Avaliação do sistema de medição

Para a avaliação foi usada a bancada de teste de filme descendente apresentada na Fig.(4.1) junto com o sistema de medição de espessura (Fig. 4.15). Com referência às condições de operação, foi fixado um ponto de trabalho em regime permanente mostrado na Tab. (4.3), tais como densidade, número de Reynolds, temperatura, e outros. Ressalta-se também o valor da espessura de Nusselt esperado, dado que o objetivo é ajuste do teórico com o experimental.

**Tabela 4.3.** *Descrição das propriedades e do ponto de operação do sistema de filme descendente.*

Variável	Valor
Número de Reynolds [-]	267
Temperatura [°C]	22
Densidade do líquido [kg/m <sup>3</sup> ]	997,8
Nusselt teórico - $\delta$ -[mm]	0,2654
Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	9,81
Teta - $\Theta$ -[°]	90
Viscosidade Dinâmica [kg/s.m]	0,0009549
Fluxo mássico por unidade de comprimento [kg/s.m]	0,02231
Fluxo mássico total [kg/s]	0,0078085

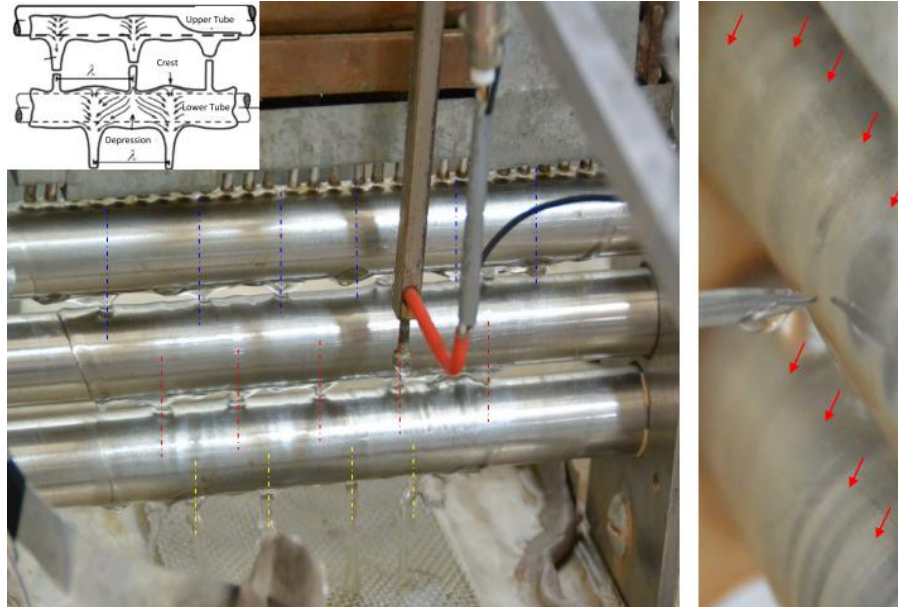
Os resultados obtidos da medição da espessura do filme para a condição estabelecida são apresentados na Tab. 4.4. Pode-se ver uma boa aproximação em referência à teórica de Nusselt. Entretanto, as medições da espessura usando o procedimento de teste (b) apresentou grandes discrepâncias com a teórica devido aos efeitos da tensão superficial e a sua interação entre o elemento intrusivo (agulha) e o filme descendente.

**Tabela 4.4.** *Resultados das medições da espessura do filme descendente sobre tubo horizontal.*

Descrição	$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$
Espessura de filme medida- (microns)	325,7	655,3	320,4
Espessura de filme de Nusselt teórica (microns)	265,4	265,4	265,4
Diferença absoluta (microns)	60,3	389,9	55
Diferença relativa (%)	23	147	21

Nessa configuração de efeito multiplicador, a melhor aproximação para registrar a medição da espessura do filme em tecnologias de filme descendente faz referência ao método (c), com uma divergência de 21-25% à teórica de Nusselt (Eq. 3.17). Ressalta-se que a técnica de medição mostrou algumas limitações porque a tensão superficial pode induzir a valores de espessuras de filme errôneas. Desse modo, as medições de espessura foram registradas empregando o procedimento (c).

Cabe destacar que a medição de espessura do filme foi realizada para um tubo (tubo superior) e em um ponto específico, garantindo que essa medição não é registrada nas cristas como é apresentado na Fig. (4.21), evitando induzir um erro quando comparado com a teoria do Nusselt.



**Figura 4.21** Registro fotográfico da geração de cristas nos tubos evaporados por filme descendente.

### 4.3 Condições de operações, propriedades do fluido e características gerais

Para o sistema de evaporação por filme descendente são apresentados nas Tab. 4.5. – 4.7. os números adimensionais, as propriedades do fluido e as características hidrodinâmicas calculadas para as condições de teste (temperaturas médias).

**Tabela 4.5.** Especificações das propriedades do fluido e as condições de operação experimentais.

Condições de operação e propriedades		Unidade
Pressão de operação	93	kPa
Temperatura de saturação	97,9	°C
Temperatura de entrada do fluido	30-50-70-96	°C
Massa específica do líquido (água)	961-994	kg/m <sup>3</sup>
Massa específica do vapor (água)	0,576	kg/m <sup>3</sup>
Tensão superficial	0,0595	kg/s <sup>2</sup>
Calor específico	4,182-4,193	kJ/kg K
Entalpia de vaporização	2270-2430	kJ/kg
Viscosidade dinâmica	0,0002974-0,0007196	N s/m <sup>2</sup>
Condutividade térmica	0,653-0,663	W/m K

**Tabela 4.6.** Números adimensionais para o sistema de evaporação por filme descendente.

Números adimensionais		
Prandtl	Eq. (3.3)	0,7128-4,929
Kapitza	Eq. (3.4)	$1,10 \times 10^{-11}$ - $3,55 \times 10^{-13}$
Galileu	Eq. (3.5)	$9,04 \times 10^{10}$ - $2,82 \times 10^{12}$
Arquimedes	-	$1,29 \times 10^8$ - $7,09 \times 10^8$

**Tabela 4.7.** Caracterização hidrodinâmica do sistema de evaporação por filme descendente.

Caracterização do regime		Re
Transição de laminar a laminar com ondas	Eq. (3.6)	32,92
Transição de laminar com ondas a turbulento	Eq. (3.7)	1540
Padrões do escoamento ou regime		Re
Gotas a colunas	Eq. (3.8) Eq. (3.9)	632
Gotas a gotas-colunas	Eq. (3.10)	425,7
Gotas-colunas a colunas	Eq. (3.11)	536,7
Colunas a colunas-folha	Eq. (3.12)	844,8
Colunas-folha a folha	Eq. (3.14)	1256
Espessura do filme		[m]
Máxima espessura esperada na posição Deslocamento teórico da agulha em $\theta = 90^\circ$	Eq. (3.17)	0,000139-0,000311

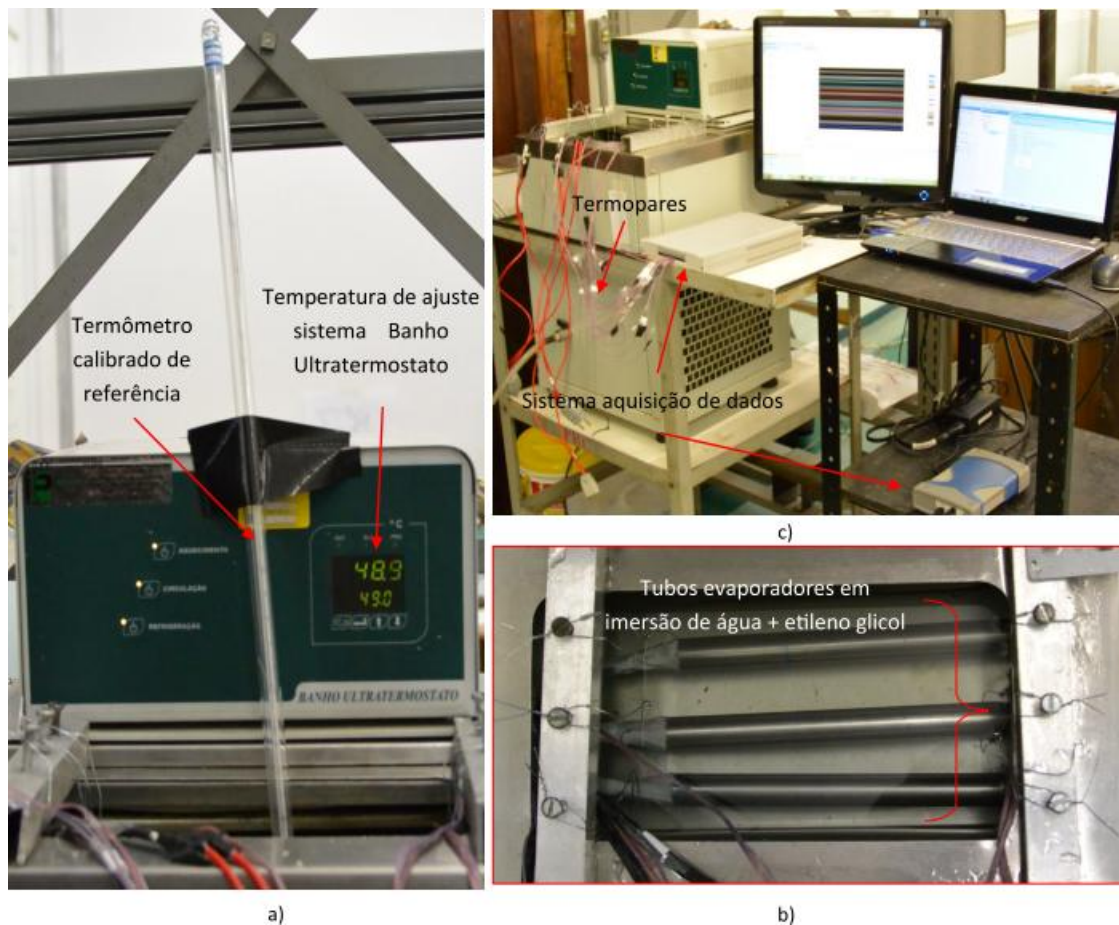
## 4.4 Instrumentação

Na bancada de teste foram empregados vários instrumentos de medição; (1) termopares, (2) balança, (3) micrômetro, (4) rotâmetro e (5) sensor de corrente. A seguir se descrevem algumas características em relação à variável medida.

### 4.4.1 Temperatura

#### 4.4.1.1. Termopares e calibração

Os termopares recomendados para a faixa de temperatura de operação do projeto são empregados os tipo T (-270 °C a 370 °C). No entanto, para diminuir as incertezas foi preciso fazer a calibração para a temperatura de operação (20-110)°C. A calibração consistiu em fazer medições da tensão elétrica gerada para diversos valores conhecidos de temperatura de uma junção de medida. Para isso, foi necessário um termômetro já calibrado para usá-lo como referência. Assim, em cada termopar foi levantado uma curva de ajuste.



**Figura 4.22** Sistema de calibração de termopares a) por banho ultratermostático, b) para tubos evaporadores em imersão e, c) junto com sistema de aquisição de dados.

#### **4.4.2 Fluxo de calor**

Usa-se um sensor da companhia Allegro de referência ACS712 para a medição da corrente. São levantadas as curvas de corrente para diferentes faixas (1–12 A). Os valores de tensão são medidos com um multímetro. A corrente foi medida para cada tubo evaporador usando o módulo de aquisição da *National Instrument*.

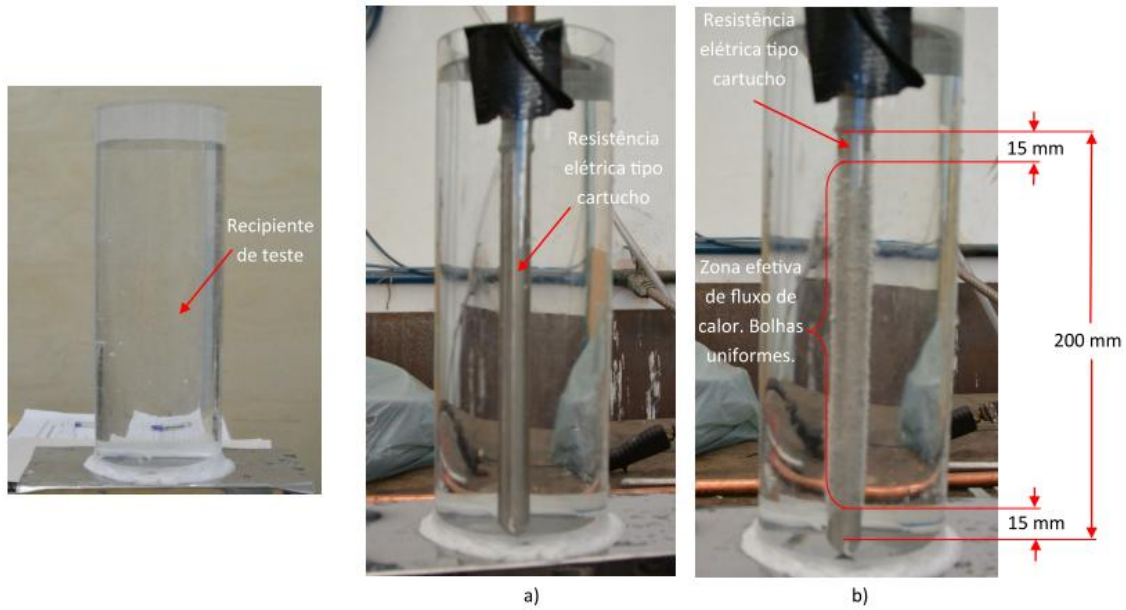
Como se explicou na revisão bibliográfica é importante verificar a homogeneidade do fluxo de calor na superfície externa. Para isto, foi levada em teste uma ebulição em piscina para encontrar de maneira qualitativa esse comportamento. Se as zonas mostram a distribuição uniforme da nucleação heterogênea na superfície, poder-se-ia dizer que há uma distribuição homogênea do fluxo de calor.

Outro ponto de inspeção se refere aos valores de temperatura para as condições simétricas na posição do tubo. Portanto, se a distribuição é homogênea e o fluxo de calor é uniforme, o coeficiente de transferência de calor para o plano horizontal simétrico (plano perpendicular ao vetor gravidade) será igual. Isto será verificado nos testes para os dois tubos, e para as posições que foram instrumentadas.

Como pode ser visto, embora o tubo seja de 200 mm de comprimento há uma zona de maior fluxo de calor, assim a zona de fluxo de calor mais aproximado ao homogêneo é a mostrada na Fig. (4.23). No entanto, o fato de ter um tubo evaporador mais comprido que da resistência elétrica induzirá a distribuição heterogênea no tubo evaporador.

#### **4.4.3 Vazão mássica**

A vazão mássica foi encontrada usando a balança, em que foi recolhida uma quantidade de massa em seu respectivo tempo, e assim encontrar a vazão mássica média. A balança usada tem uma resolução de 0,01g. Para cada vazão mássica foram tomadas dez vezes o mesmo valor, garantindo a repetitividade dos mesmos. Essa balança também foi usada para calibrar o rotâmetro, só que o valor obtido pelo rotâmetro foi tomado como ponto de referência.



**Figura 4.23** Fotografia do sistema de verificação qualitativa da distribuição do fluxo de calor sobre a área superficial da resistência elétrica tipo cartucho.

#### 4.4.4 Espessura do filme

Para a espessura do filme foi usado o micrômetro digital junto com arranjo explicado anteriormente. Para a comprovação do sistema, inicialmente foi escolhida uma vazão mássica fixa na região laminar e comparada com a solução proposta por Nusselt (1916), explicado na seção 4.2.2.

#### 4.4.5 Aquisição de dados

As temperaturas foram coletadas continuamente por um sistema de aquisição de dados da *HBM-16Canais*.



**Figura 4.24.** Fotografia do sistema de aquisição de dados e sistema de evaporação por filme descendente.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

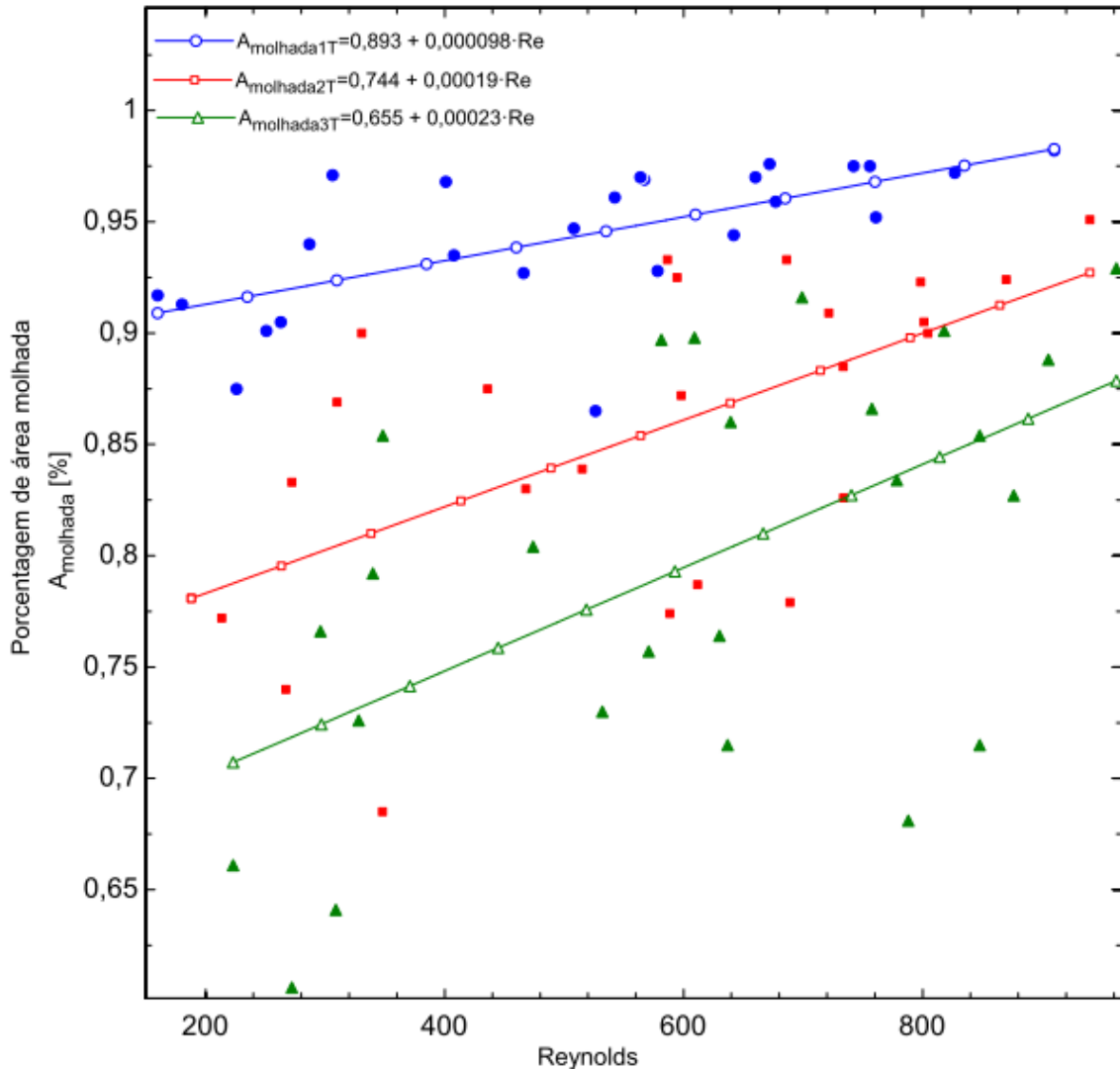
A seguir são apresentados os resultados obtidos experimentalmente na bancada da evaporação por filme descendente para valores de Reynolds entre 180 a 900 e, números de Prandtl de 4,93; 3,32; 2,45 e 0,72, sendo classificados em referência à transferência de calor com predominância sensível e latente. Para cada um desses, foi calculado o coeficiente médio e local de transferência de calor e o coeficiente convectivo entre a interface e o meio. Além disso, são mostrados também os resultados da espessura do filme e sua relação com o coeficiente global de transferência de calor em função da vazão mássica.

### 5.1 Transferência de calor e massa

A área molhada dos tubos evaporadores foi obtida por registros de fotografias para cada condição de operação. A Fig. 5.1 representa o comportamento da molhabilidade em função do número de Reynolds e a posição do tubo em referência ao distribuidor. Baseando-se nesse gráfico se podem interpretar o seguinte,

- A maior área molhada se dá para o primeiro tubo, atingindo molhabilidade quase total. Além disso, nesse tubo a porcentagem de área molhada é menos dependente (baixa inclinação da curva) do número de Reynolds.
- As zonas secas tendem a aumentar com a posição do tubo e com baixos números de Reynolds, ou seja, quanto maior é a distância entre o tubo e o alimentador mais pronunciadas são as áreas secas no tubo de teste.
- Para a faixa de número de Reynolds testados, cabe destacar que o tubo posicionado na última colocação não atingirá nunca molhabilidade total (na condição de teste do projeto). Porém, Reynolds altos garantem menor dependência à posição do tubo na fileira dos mesmos.
- As áreas secas produziram efeitos de superaquecimento. No anexo apresenta-se as fotografias de infravermelho, chegando a atingir temperaturas até de aproximadamente 50°C acima da temperatura média do tubo. Esse efeito foi reduzido com o aumento da vazão mássica.





**Figura 5.1** Porcentagem de área molhada em relação ao número de Reynolds para os três tubos evaporadores.

O comportamento observado na Fig. 5.1 pode ser definido como a diminuição de área efetiva de troca de calor entre a superfície fonte e o fluido receptor. Assim, a contração longitudinal como foi chamado por Ribatski (2006) é estudada, corroborando que para baixas vazões mássicas a contração longitudinal é extremamente dependente dos efeitos de tensão superficial, viscosos e gravidade. No entanto, para grandes números de Reynolds há dominância é das forças inerciais.

A seguir apresentam-se os resultados da transferência de calor e massa, tendo como base a área efetiva de troca já definida.

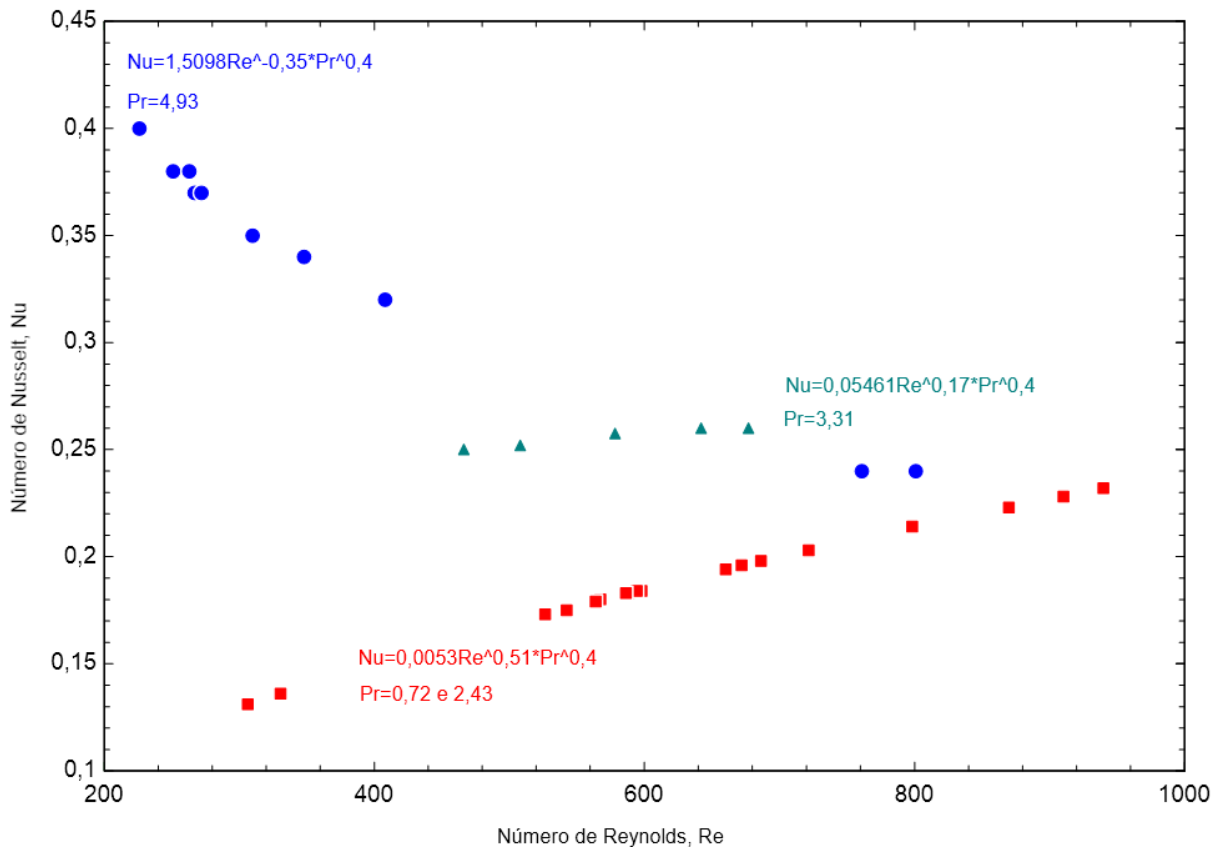
A Fig. 5.2 apresenta os pontos obtidos no trabalho experimental (latente e sensível) relacionando o número de Nusselt e o número de Reynolds para diferentes valores de Prandtl. Em que o número de Prandtl aproxima a taxa de difusividade viscosa e a difusividade térmica, como foi apresentado no Cap. 3. Essa grandeza está dominado pelo calor específico à pressão constante, viscosidade dinâmica e a condutibilidade térmica do fluido (Tabela 5.1).

**Tabela 5.1.** Especificações dos valores do Prandtl e algumas propriedades do fluido nas diferentes condições de operação.

Temperatura do filme [°C]	Prandtl [-]	Viscosidade [Ns/m <sup>2</sup> ]	Condutibilidade térmica [W/mK]
32	4,93	0,0007196	0,623
52	3,32	0,0005042	0,636
72	2,43	0,0003779	0,653
97	0,72	0,0002974	0,6633

Como pode ser observado, as variações relativas da condutibilidade térmica entre as condições extremas só atingem valores do 6%, e valores menos representativos para o calor específico (0,2%) As variações do número de Prandtl na condição de teste foram dominados pelas variações da viscosidade dinâmica devido a que houve uma variação de quase 60% entre os valores extremos (32 e 97 °C) correspondente à viscosidade. Com o anterior, pode-se explicar o comportamento dado na Fig. 5.2 da seguinte maneira,

- O valor alto de Prandtl (4,93) resultou de grandes valores de viscosidade dinâmica do fluido, e maiores espessuras do filme devido à Eq. (3.17). Isto, junto com a maior resistência térmica provocou uma diminuição da transferência de calor com o aumento do número de Reynolds. Esse comportamento foi similar ao levantado por Wilke (1962) através da Eq. (3.66), sendo válido até valores de Reynolds aproximados aos testados (até 880). Isto pode ser entendido que para altos valores de viscosidade há forte dependência das forças internas como as viscosas para o transporte de calor e massa, em que as gerações de ondas (forças inerciais) devido ao aumento do número de Reynolds não são suficientemente grandes para se impor ante as primeiras e provocar melhor transferência de calor e massa como acontece na região turbulenta.



**Figura 5.2** Comportamento do número de Nusselt em relação às variações do número de Reynolds dado para três valores diferentes de Prandtl

- Para valores de Prandtl de 3,32 não existe uma tendência clara de aumento ou decréscimo do Nusselt com as variações do número de Reynolds. No entanto, os valores de Nusselt tanto para valores de Prandtl de 2,43 como de 0,72 o comportamento é similar, em que um aumento do número do Reynolds implica um acréscimo da taxa da transferência de calor. Isto pode ser entendido que as forças inerciais dominam sobre as forças viscosas.
- Finalmente, pode-se observar que as três curvas convergem ao um ponto que, provavelmente pode significar o ponto de inflexão para a curva correspondente ao Prandtl de 4,93. Isto pode ser verificado nas correlações levantadas por Wilke (1962), já que a partir desse ponto o número de Nusselt aumenta com o número de Reynolds.

A seguir são apresentados com mais detalhe os resultados para cada teste realizado.

### 5.1.1 Fenômeno com predominância sensível

Todos os cálculos realizados para encontrar as variáveis de interesse neste item foram desenvolvidos tendo em conta as análises feitas na seção 3.3.3. A seguir se mostram as comparações entre os resultados experimentais e as correlações existentes. É proposto que o Nusselt pode ser representado na forma base, conforme por Chun e Seban (1971) entre vários outros pesquisadores, sendo dada pela Eq. (5.1),

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (5.31)$$

onde,  $a$ ,  $m$  e  $n$  são constantes empíricas, em que  $n$  é geralmente assumido com um valor de 0,4 para o aquecimento do líquido, como no presente caso. Assim, foi realizada a linearização logarítmica e encontrados os coeficientes experimentais para cada condição, representando a transferência de calor para a tecnologia de evaporação por filme descendente sobre tubos horizontais na condição de fluxo de calor médio sobre a parede.

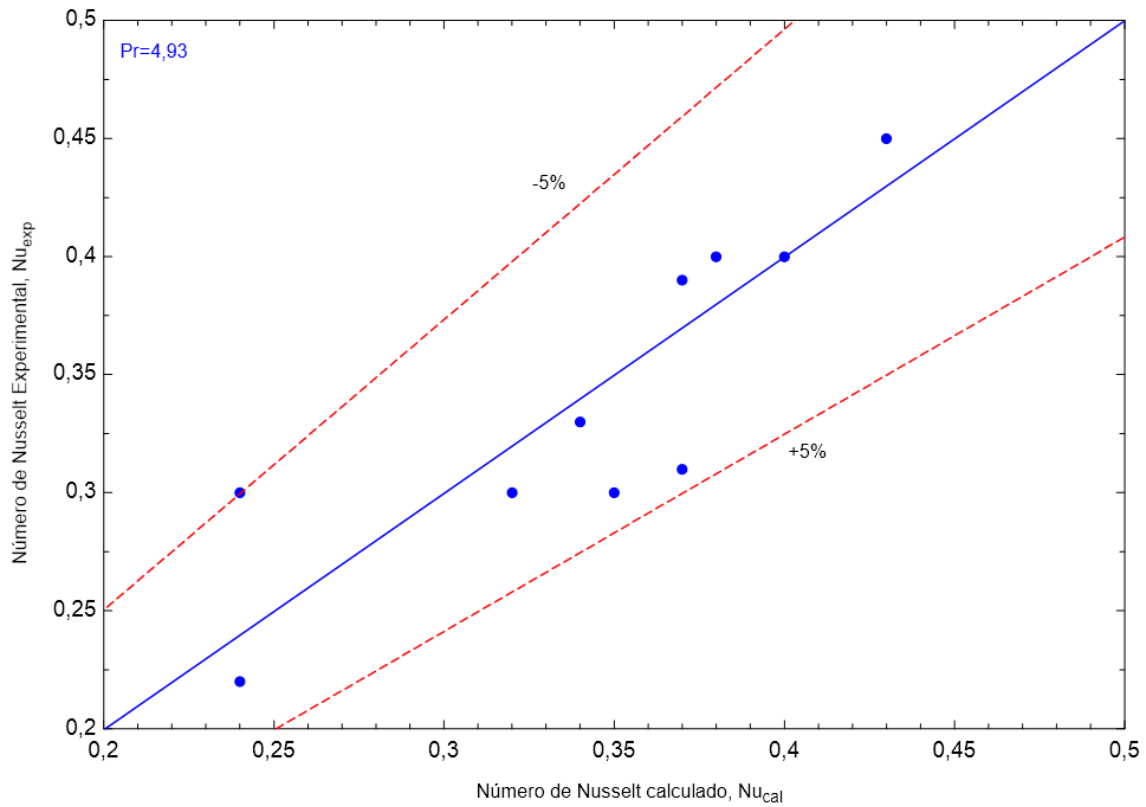
#### 5.1.1.1. Cálculo do coeficiente médio de transferência de calor entre a superfície e o filme descendente ( $h_{ci}$ )

Na Fig. 5.3 mostram as variações entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental, apresentando um desvio máximo de  $\pm 5\%$ . A correlação que estima o Nusselt para esta condição ( $Pr = 4,93$ ) é representada pela Eq.(5.2).

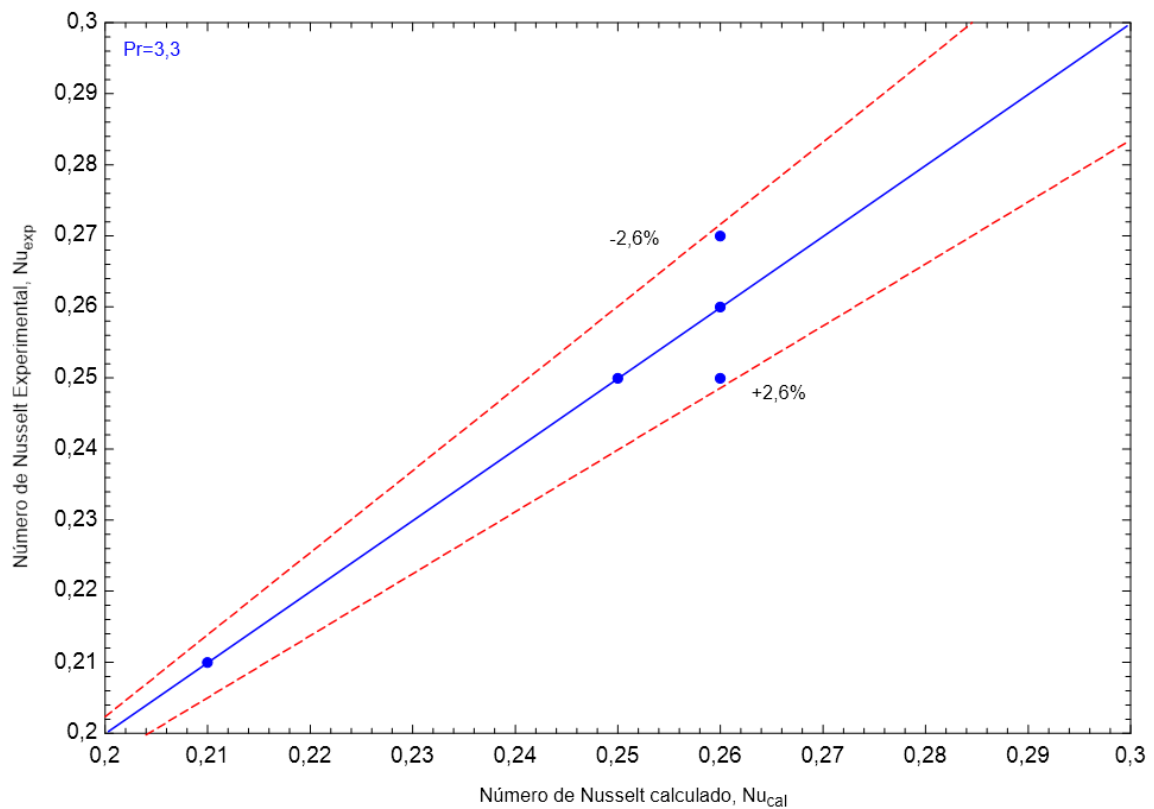
$$Nu = 1,5098Re^{-0,35} Pr^{0,4} \quad (5.2)$$
$$180 \leq Re \leq 900$$

Como foi discutido na Seção 3.3.5, existe uma dicotomia sobre a dependência do adimensional Nusselt em função do número de Reynolds, já que ao aumento do Reynolds implica tanto um acréscimo da espessura do filme quanto das ondulações superficiais, impondo maior resistência térmica ou aumentando a taxa de transferência de calor, respectivamente. Para esta condição, o aumento da resistência térmica induziu menores valores de transferência de calor.

Para o segundo valor de Prandtl (3,32), que corresponde à temperatura de 52°C, é representado pela Fig. 5.4. A correlação que estima o valor de Nusselt em função de Reynolds é dada pela Eq. (5.3),



**Figura 5.3.** Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 4,93.



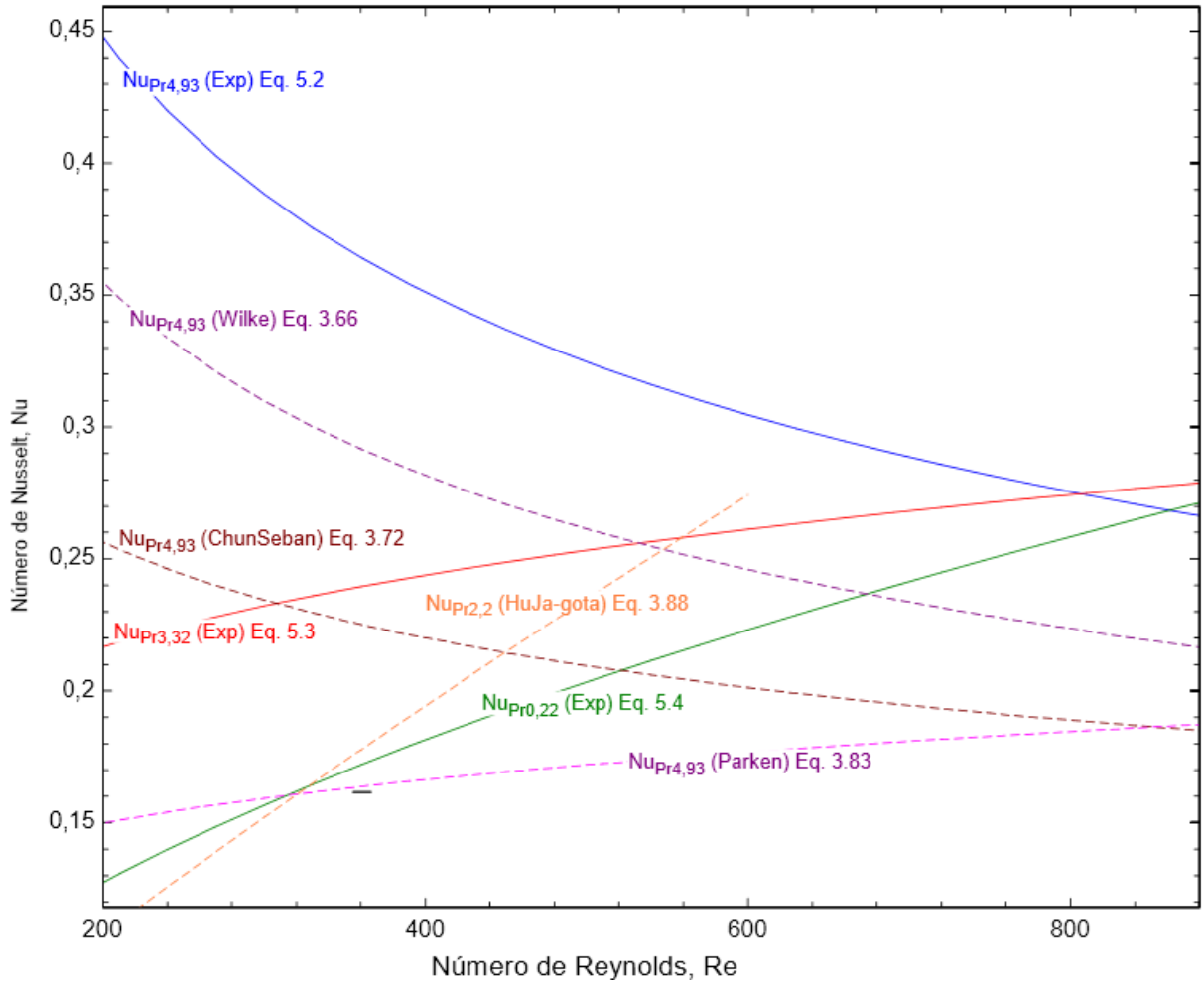
**Figura 5.4.** Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 3,32.

$$Nu = 0,05461Re^{0,17}Pr^{0,4} \quad (5.3)$$

$$180 \leq Re \leq 900$$

Na Fig. 5.5 são apresentados os valores experimentais e sua comparação com as correlações mais relevantes levantadas na literatura (Cap.3), mostrando a transferência de calor e a sua dependência com o número de Reynolds. As linhas contínuas e tracejadas fazem referência aos valores levantados experimentalmente e às correlações, respectivamente. Em alusão a essa figura podem ser destacados vários pontos;

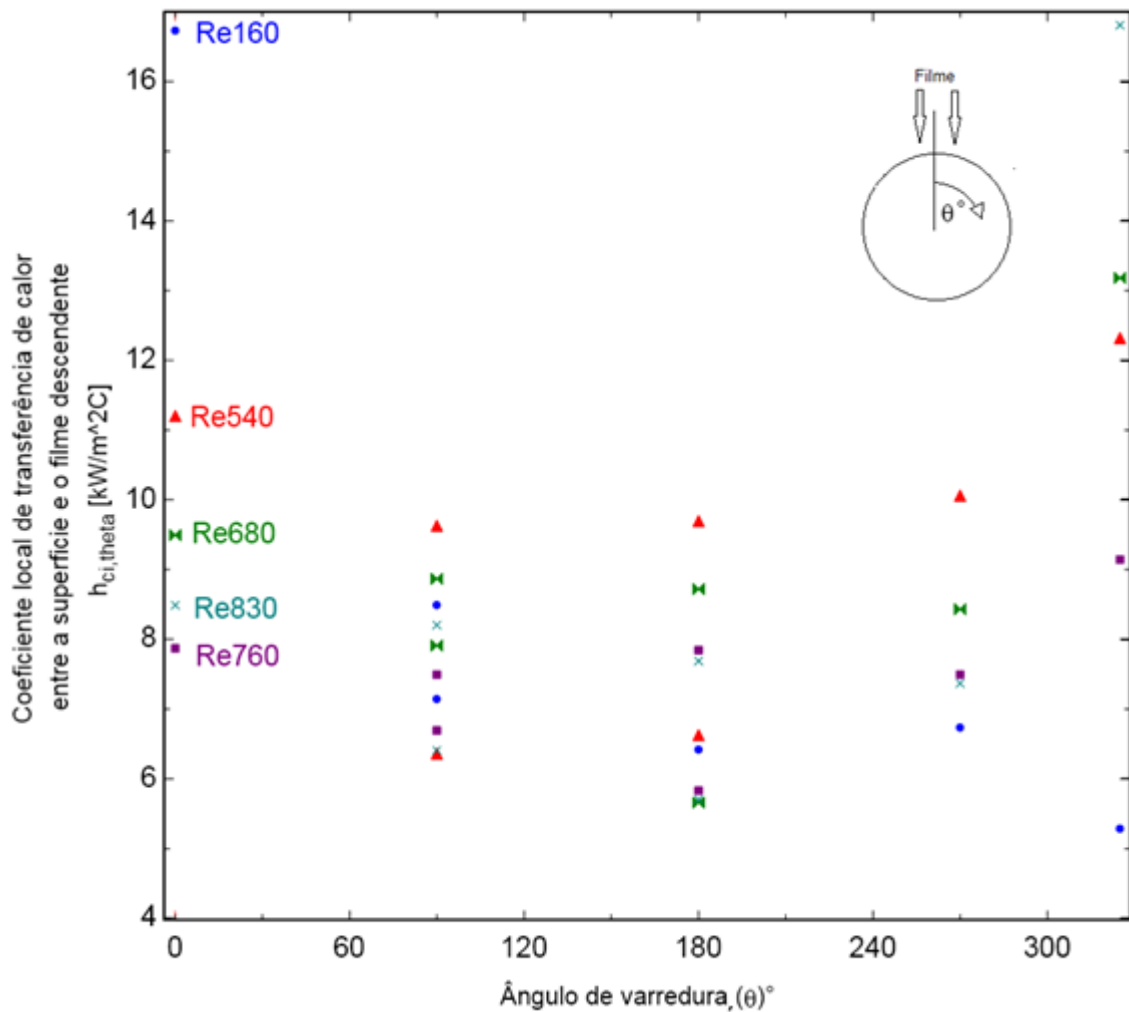
- As curvas levantadas experimentalmente reproduzem o comportamento das correlações mais relevantes na literatura de evaporação por filme descendente, tais como a estudo teórico do Nusselt (1960) – Eq.(3.30), Wilke ( $Nu_{Wilke}$ ) (1962) – Eq.(3.66), Chun e Seban ( $Nu_{ChS}$ ) (1971-72) – Eqs.(3.67) e – Eq.(3.71), Parken ( $Nu_{Pk}$ ) (1990) – Eq.(3.83), Alhusseini e Chen (1998) – Eq.(3.89). No entanto, os dados experimentais sobre-estimam o valor dessas. Isto pode ser explicado devido às diferenças nas condições do teste e às restrições de cada correlação.
- Embora neste projeto o fluxo de calor dos testes seja compatível com as condições de trabalho do Parken (1990) [ $(D = 25, Nu_{Pk50}$  e  $D = 50, Nu_{Pk50}$ )], os diâmetros são diferentes. Isto implica comportamento diferente do coeficiente de transferência de calor, já que menores diâmetros (baixo a premissa de fluxo de calor constante) implica maior transferência de calor (Seção. 3.5). Essas diferenças do diâmetro também são evidentes para o estudo realizado por Chun e Seban (1971).
- As análises das diferenças dos valores entre as correlações, a correlação de Wilke (1962) e Chun e Seban (1971), permitem ressaltar que as duas foram desenvolvidas para arranjos de tubos verticais. Além disso, essas duas correlações foram obtidas para valores muito baixos (seis vezes menor) de fluxo de calor, impondo uma condição fora das condições do teste do projeto. Também, há uma restrição de aplicação da correlação de Wilke (1962) como a atual, já que os valores de Prandtl não são compatíveis. Wilke (1962) usou valores grandes de Prandtl (5,4-210), a diferença deste trabalho que foi usado 0,72 a 4,93.



**Figura 5.5** Comparação do Nusselt entre as correlações existentes e os dados experimentais em função do Reynolds.

5.1.1.2. Cálculo do coeficiente local de transferência de calor em função do ângulo de varredura ( $h_{ci,\theta}$ )

O coeficiente de transferência de calor ao longo do perímetro do tubo é apresentado na Fig. 5.6. Pode-se ver que a zona de maior transferência de calor corresponde com a zona de choque entre o fluido e a parte superior do tubo. Em referência ao número de Reynolds, observa-se que quanto menor é número de Reynolds maior é o coeficiente local de transferência de calor. Isto confirma o estudado por Hu e Jacobi (1996), Yung et al., (1980), Rogers e Goindi (1989). Notando o coeficiente local para a posição de 325°, conclui-se que a zona de choque impõe altas taxas de transferência de calor e que são conservadas até pelo menos na faixa de varredura de 0 a 23 ou 0 a -23°.



**Figura 5.6** Relação do coeficiente local de transferência de calor (predominância sensível) em função do ângulo de varredura do tubo superior para diferentes valores de Reynolds

Outro ponto importante do coeficiente local de transferência de local é a analogia entre os coeficientes para posições de simetria, tais como são os ângulos  $90^\circ$  e  $270^\circ$ . No entanto, a pesar de estar próximos há grandes diferenças. Isto pode ser explicado por várias razões; (a) os termopares não estão inseridos na mesma distância axial desde o ponto de referência, (b) má distribuição do fluxo de calor (resistência elétrica não centrada) ou (3) desproporção nas vazões mássicas por unidade de comprimento para cada lado do tubo. Com tudo isso, pode-se notar que os coeficientes são menores. Para o Reynolds com valor de 160, o coeficiente local de transferência correspondente ao ângulo de  $325^\circ$  é o menor, sendo explicado como uma posição do termopar que coincidiu com uma zona não molhada.



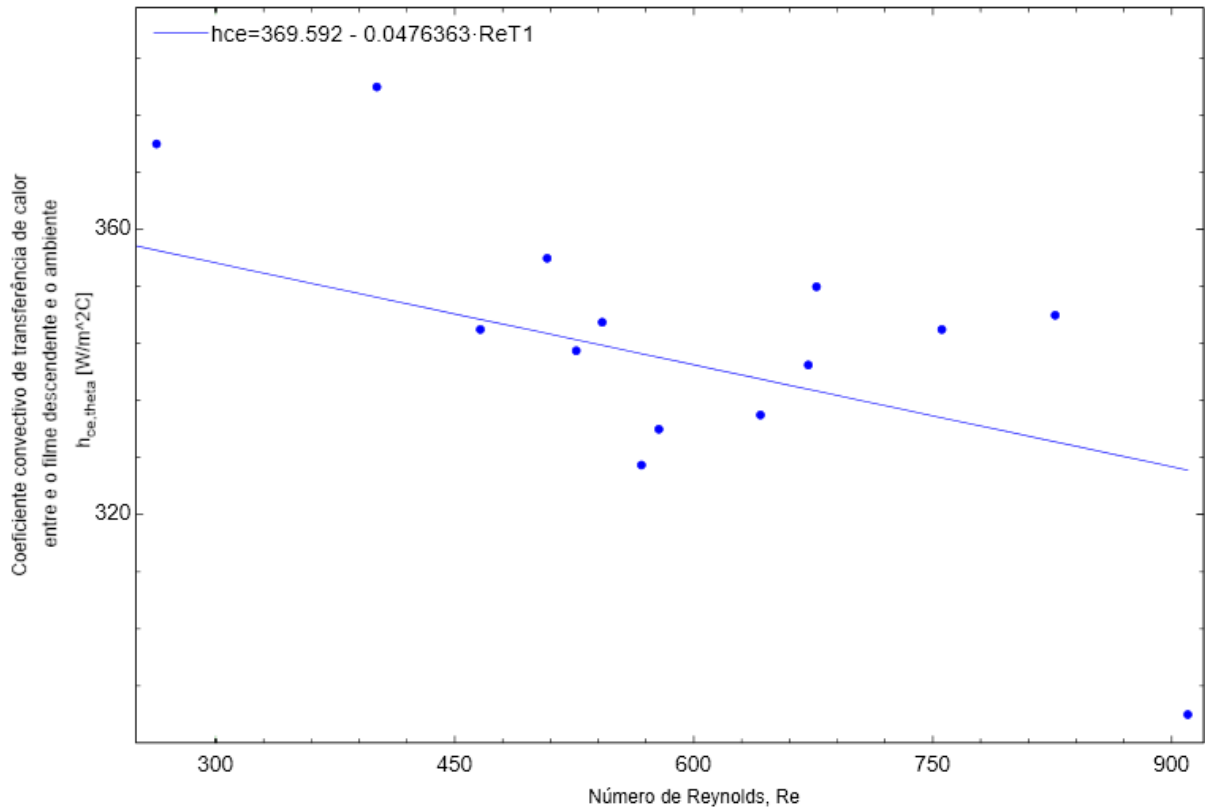
Pela Fig. 5.6 não foi possível concluir o estudado por Rogers e Goindi (1989), manifestando que para a posição inferior do tubo ( $180^\circ$ ) há um aumento do coeficiente local de transferência de calor devido à convergência dos dois escoamentos de cada lado do tubo.

Finalmente, cabe destacar que há valores de coeficiente local de transferência de calor para os mesmos ângulos de rotação, no entanto as posições na coordenada axial não são as mesmas. Isto confirma que a distribuição do fluxo não direção axial não foi homogênea.

#### 5.1.1.3. *Cálculo do coeficiente de transferência de calor entre a interface do filme e o meio ao longe ( $h_{ce}$ )*

Devido à não hermeticidade do sistema, há uma influência da vizinhança para o sistema de evaporação por filme descendente. Assim, essa transferência de calor convectiva entre a interface do filme para o meio é apresentada pela Fig. 5.7. Pode-se notar que há uma diminuição da transferência de calor desde o filme até o meio com o aumento do número de Reynolds. Isto é expresso pela proporcionalidade que existe entre o coeficiente convectivo de parede-fluido e o coeficiente convectivo fluido-meio (balanço de primeira lei). Assim, esse coeficiente de transferência (que pode ser assumido como perda do sistema) é aproximadamente um 8% do coeficiente entre a superfície e fluido.

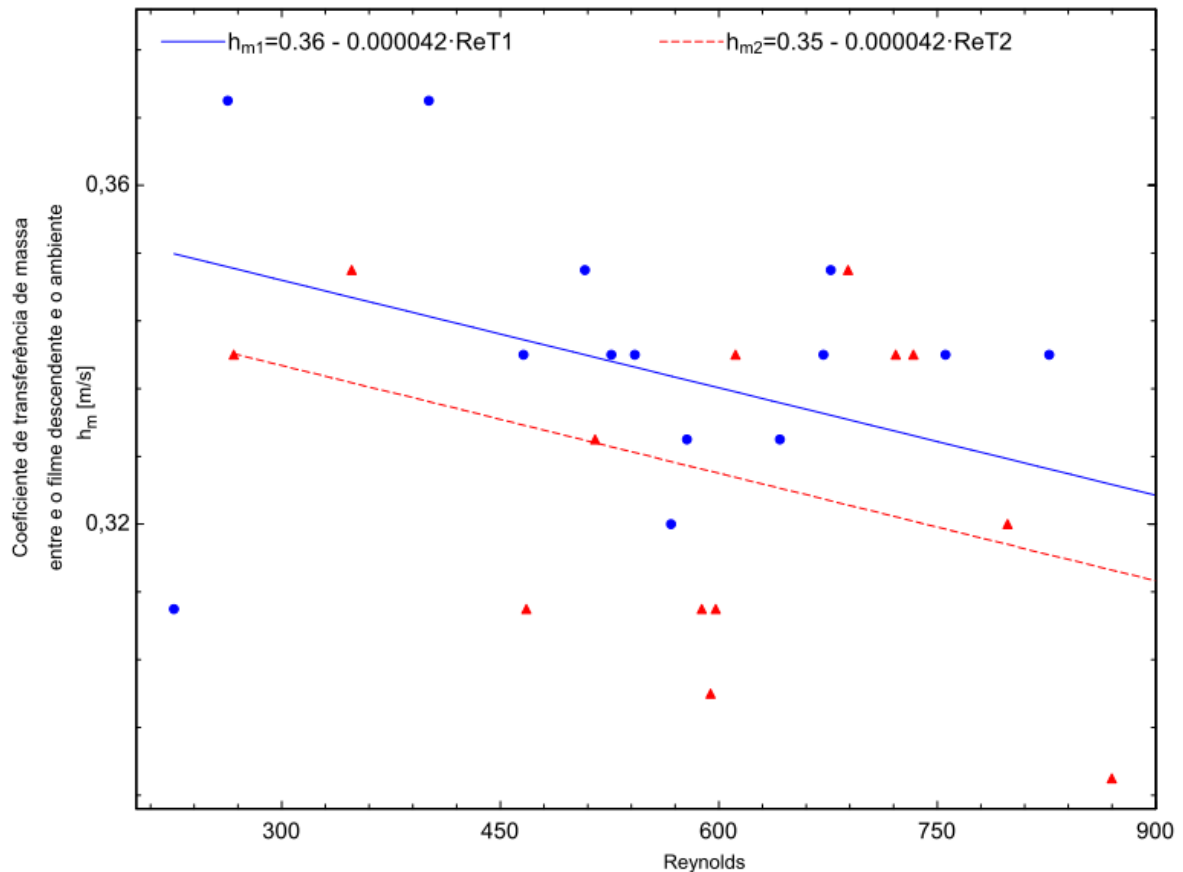
Se hipoteticamente o sistema tivesse sido isolado totalmente, esse coeficiente de transferência de calor teria sido zero, já que a temperatura do meio seria a temperatura da interface do fluido.



**Figura 5.7** Relação do coeficiente convectivo de transferência de calor (predominância sensível e latente) em função do número de Reynolds para o tubo superior e inferior.

#### 5.1.1.4. Cálculo do coeficiente de transferência de massa ( $h_m$ )

Como foi discutido na Seção 3.3.3, a transferência de massa é dada devido ao potencial de concentrações. A Fig. 5.7 mostra o comportamento do coeficiente da transferência de massa em função do número de Reynolds. Como é de esperar-se, há uma diminuição do coeficiente de transferência de massa para um acréscimo do número de Reynolds. Isto também está relacionado com o coeficiente de transferência de calor convectivo, já que foi empregada a aproximação de Lewis para encontrar o coeficiente de transferência de massa.



**Figura 5.8** Relação do coeficiente de transferência de massa (predominância sensível) em função do número de Reynolds para o tubo superior e inferior.

Cabe esclarecer que embora se haja contado com os valores obtidos no teste de latente, o coeficiente de transferência de massa apresentado na Fig. 5.8 faz referência só à massa de vapor produzida pelo potencial de concentrações. Isto significa que nessa condição, a massa total de vapor produzido é a soma do aporte do calor latente principal e o secundário (concentrações).

### 5.1.2 Fenômeno com predominância latente

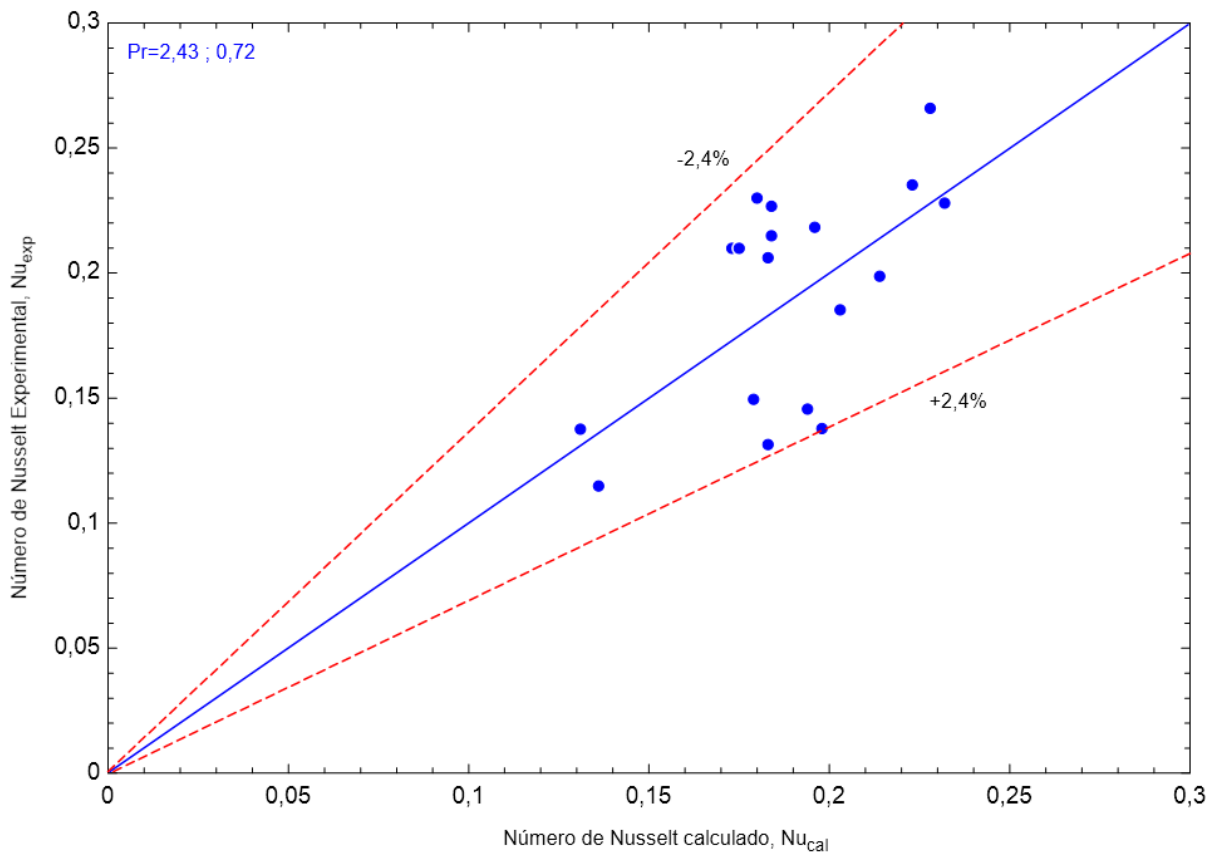
A seguir são apresentadas as mesmas variáveis analisadas no estudo da transferência de calor com predominância latente. Para isto foi abordado empregando as análises realizadas na Seção. 3.3.3 .

5.1.2.1. Cálculo do coeficiente médio de transferência de calor entre a superfície e o filme descendente ( $h_{ci}$ )

A Fig. 5.9 mostra as variações entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental, apresentando um desvio máximo de  $\pm 2,4\%$ . A correlação que estima o Nusselt para esta condição ( $Pr = 2,43 / 0,72$ ) é representada pela Eq.(5.2).

$$Nu = 0,0503Re^{0,51}Pr^{0,4} \quad (5.4)$$

$$180 \leq Re \leq 900$$

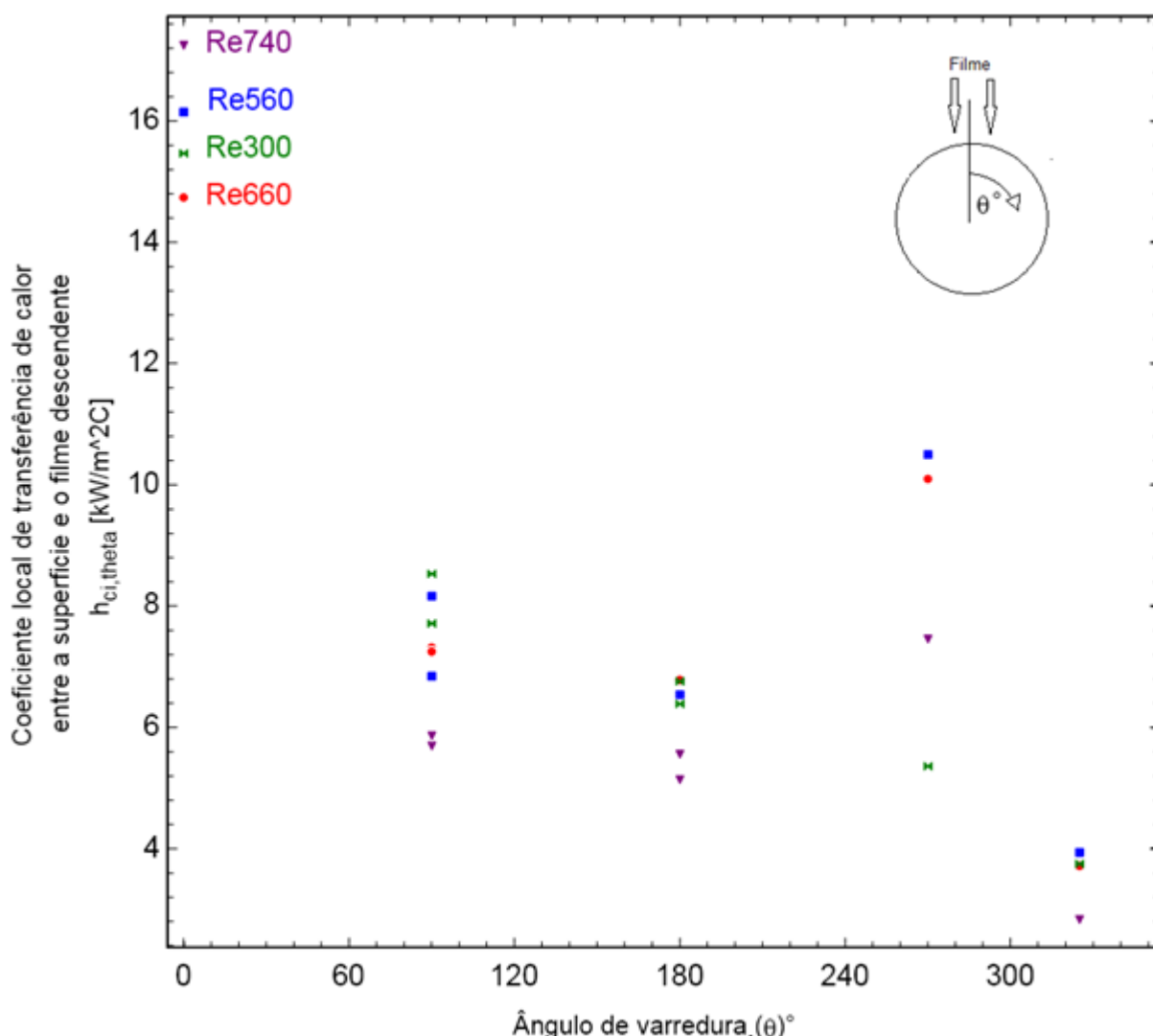


**Figura 5.9** Relação entre o Nusselt calculado e o Nusselt experimental para o valor de Prandtl de 2,43 e 0,72.

Na Fig. 5.5 foram comparados os dados experimentais de transferência de calor do tubo e as correlações levantadas na revisão bibliográfica. Para encontrar as variáveis de interesse foi usada a condição de entrada de líquido saturado, assim, no arranjo do teste essa condição foi atingida só no tubo inferior. Pode-se ver que há diferenças nas linhas de tendência do Nusselt obtido por Wilke ( $Nu_{WilkeT2}$ ) e Chun e Seban ( $Nu_{ChS71-T1}$ ). No entanto, a comparação segue a linha de tendência de Hu e Jacobi na região de gotas.

5.1.2.2. Cálculo do coeficiente local de transferência de calor em função do ângulo de varredura ( $h_{ci,\theta}$ )

A Fig. 5.10 representa o coeficiente local de transferência de calor para a evaporação por filme descendente alimentando líquido saturado. O comportamento coeficiente é similar ao apresentado na Fig. 5.5 em referência ao coeficiente local para o topo do tubo, sendo o valor máximo absoluto. A diferença com a Fig. 5.5 não houve dependência da vazão mássica. Além disso, o coeficiente local de transferência de calor para o ângulo de 325° é o menor (diferente ao processo sensível).

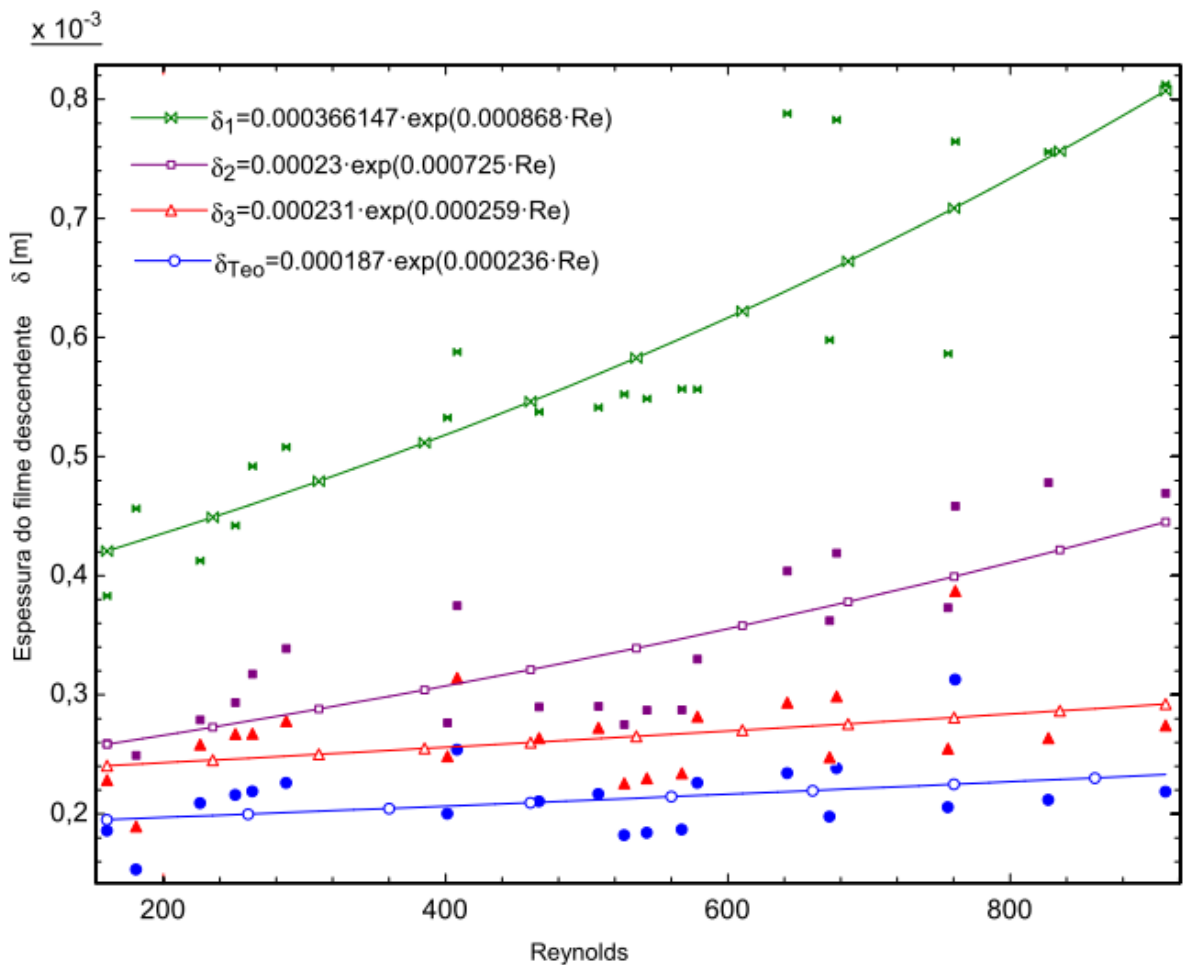


**Figura 5.10** Relação do coeficiente local de transferência de calor (predominância latente) em função do ângulo de varredura do tubo superior para diferentes valores de Reynolds.

Outro ponto importante a destacar, que há alguns pontos que há valores equivalentes para as referências de termopares simétricos. Por exemplo, para o Reynolds de 740 e ângulo de 90°, os valores foram bem próximos (Similar ao  $Re=660$ ). No entanto, confirma-se a assimetria do fluxo de calor produzido pela resistência elétrica.

### 5.1.3 Espessura de filme ( $\delta$ )

A espessura do filme foi medida experimentalmente para diferentes condições de operação como é apresentado na Fig.5.11.



**Figura 5.11** Relação da espessura do filme (predominância sensível e latente) em função do número de Reynolds para o tubo superior.

É interessante notar que a medida que aumenta o número de Reynolds há uma menor aproximação entre a espessura teórica e as medidas pelo sistema, podendo ser explicado como resultado de um possível aumento da geração das ondas na interface, consequência das variações do número do Reynolds, o que induz a uma sobre-estimação na espessura do filme. No entanto, a espessura do filme medida

por qualquer dos procedimentos sempre sobre estimou a espessura do filme, já que a do Nusselt não leva em conta as ondas na interface.

#### **5.1.4 Espessura do filme e transferência de calor**

Pode-se notar que há uma dependência forte entre a espessura do filme e a transferência de calor, manifestando que a transferência de calor esta influenciada pela grandeza da resistência térmica que impõe o filme descendente. Para os valores testados, um crescimento da resistência térmica foi encontrado com o aumento do Reynolds para valores de Prandtl de 4,9. No entanto, o coeficiente médio de transferência de calor é melhorando com o acréscimo do Reynolds para valores de Prandtl pequenos (2,2 a 0,72). Observa-se também que a medida que se aumenta o número de Reynolds (aprox. acima de 800), a espessura impõe baixa influência no coeficiente de transferência de calor.

## 6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizada uma extensa revisão bibliográfica focada na tecnologia de evaporação por filme descendente, sendo analisados os principais parâmetros que influenciam o coeficiente de transferência de calor pelo mecanismo de transferência convectivo. Os parâmetros são numerosos e cada um requer estudo separado. A continuação apresenta-se os parâmetros que foram estudados em referência à revisão bibliográfica:

1. As variações do número de Reynolds afetam o coeficiente de transferência de calor. Se o escoamento está na região laminar, um acréscimo do número de Reynolds implica maior espessura do filme devido ao incremento da resistência térmica, isto para valores de Prandtl igual a 4,92. No entanto, o comportamento é diferente para valores de Prandtl menores.
2. Em evaporação por filme descendente, o espaçamento entre tubos e os padrões dos escoamentos influenciam o coeficiente de transferência de calor. Os parâmetros mais importantes são: quebra do filme, molhabilidade total e contração longitudinal.
3. A transferência de calor em evaporação por filme (sem nucleação) não é afetada pelas variações da temperatura de parede do tubo nem pelo fluxo de calor.
4. A superfície do tubo e o mecanismo de alimentação são parâmetros importantes em sistemas de evaporação por filme descendente. Para o caso da evaporação sobre tubos (sem nucleação), as superfícies melhoradas são usadas visando uma maior taxa de transferência de calor devido à destruição parcial da camada limite.

Em referência ao estudo experimental, há vários pontos importantes que confirmam os estudos manifestados na revisão bibliográfica.

5. O coeficiente local de transferência de calor é sempre (tanto no experimento com predominância sensível quanto no latente) maior na zona de impacto (da ordem de  $12 \text{ kW/m}^2\text{C}$ ).
6. Recomenda-se o uso de distribuição mediante a instalação de bicos e um sistema armazenamento e instalação de uma malha. Isto melhora completamente a distribuição para baixos valores de Reynolds (até 2900).



7. A molhabilidade dos tubos depende da vazão mássica e da posição do tubo em referência ao distribuidor. Para valores de Reynolds grandes os efeitos da molhabilidade parcial são menos evidentes.
8. O coeficiente de transferência de massa para a condição experimental (sensível) tem a mesma tendência de decrescimento (com o Reynolds) do coeficiente de transferência de calor, sendo consequência das hipóteses simplificadoras abordadas no Capítulo 3. No entanto, o valor desse coeficiente é desprezível em relação ao coeficiente de transferência de calor.
9. O comportamento dos dados levantados experimentalmente reproduzem as curvas de correlações já levantadas. Porém os dados sobre estimam o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Cabe destacar que embora sejam estudadas para a mesma tecnologia há grandes diferenças nas condições em que foram testadas.
10. A espessura medida com o sistema sobre estimou os valores quando comparada com o valor teórico, já que estudo de Nusselt não leva em conta as gerações de ondas geradas no fluido quando este escoar sobre uma superfície externa. A melhor aproximação tem uma divergência de 21 a 25% quando comparada com a espessura teórica de Nusselt.
11. Finalmente, propõe-se uma simples relação trigonométrica para o cálculo de um Reynolds efetivo nos tubos, relacionando a molhabilidade parcial dos tubos e a sua área efetiva de transferência de calor.

## 7 BIBLIOGRAFIA

ALHUSSEINI, A. A.; CHEN, J. C. Transport Phenomena in turbulent falling films. **Ind. Eng. Chem**, v. 39, p. 2091-2100, 1998.

AWAD, M. M.; NEGEED, E. S. R. Enhancement of evaporation of falling liquid film on horizontal tube bundles. **International Water Technology Conference**, Alexandria, Egypt. IWTC12, 2008.

BILLET, R. Evaporation technology: principles, applications, economics. **Distribution, VCH Publishers**, England and Germany: 1989.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. Transport Phenomena. **Chemical and Biological Engineering Department**. University of Wisconsin. Kelvin Avenue, Leatherhead, Surrey. : Wiley International Edition, 2007.

CONEY, M. W. E. The theory and application of conductance probes for the measurements of liquid film thickness in two-phase flow. **J. Phys. E: Sci. Instrum**, v. 6, p. 903-910, 1973.

CHEN, H.; JEBSON, R. S. Factors affecting heat transfer in falling film evaporators. **Trans Ing.Chem**, v. 75, n. C, p. 111-116, 1997.

CHIEN, H. L.; LIN, H. T. An experimental study of falling film evaporation on inclined plates using R-141b and R-134a. **ASHRAE Transactions**, Vol. 113 Issue 2, p211, 2007.

CHIEN, H. L.; TSAI, Y. L. An experimental study of pool boiling and falling film vaporization on horizontal tubes in R-245fa. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 2011, p. 4044-4054, 2011.

CHUN, K. R.; SEBAN, R. A. Heat transfer to evaporating liquid films. **Journal of Heat Transfer**, p. 391-396, 1971.

CHYU, M. C.; BERGLES, A. E. An analytical and experimental study of falling-film evaporation on a horizontal tube. **Journal of Heat Transfer**, v. 109, p. 983-989, 1987.

CHYU, M. C.; BERGLES, A. E. Thermal analysis of the electrically heated cylindrical test section for heat transfer experiments. **Experimental thermal and fluid science**, v. 1, p. 19-27, 1988.

DALMAN, J. C. Investigation of separated flow model in annular gas-liquid two-phase flows. **University of Illinois, Illinois**, Urbana, 1978.

DUKLER, A. E.; BERGELIN, O. P. Characteristics of flow in falling films. **Chemical Engineering Progress**, v. 48, n. 11, p. 557-563, 1952.

DUKLER, A. E.; ELLIOT, L. C. Experimental and analytical studies of heat transfer in a falling film system. **Houston Research Institute**. 1968.

FLETCHER, L. S.; SERNAS, V.; GALOWIN, L. S. Evaporation from Thin Water Films on Horizontal Tubes. **Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev**, v. 13, n. 59, p. 265-269 1974.

FLETCHER, L. S.; SERNAS, V.; PARKEN, W. H. Evaporation heat-transfer coefficients for thin sea water films on horizontal tubes. **Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev**, v. 14, n. 4, p. 411–416, 1975.

GAMBARYAM-ROISMAN, T.; STEPHAN, P. Analysis of falling film evaporation on grooved surfaces **Journal of Enhanced Heat Transfer**, v. 10, n. 4, p. 445-457, 2003.

GONZALEZ, G. J. M.; JABARDO, J. M. S.; STOECKER, W. F. Falling Film Ammonia Evaporators. **Air Conditioning and Refrigeration Center**. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign. 1992.

GSTOEHL, D. ROQUES, J. F., CRISINEL, P. Measurement of falling film thickness around a horizontal tube using a laser measurement technique. **Heat transfer Engineering**, v. 25, n. 8, p. 28-34, 2004..

HABERT, M. Falling film evaporation on a tube bundle with plain and enhanced tubes. Teses de Doutorado. **Laboratoire de transfert de chaleur et de masse, école polytechnique fédérale de lausanne**, Laussane, Suíça, 2009.

HAN, J. C.; FLETCHER, L. S. Falling film evaporation and boiling in circumferential and axial grooves on horizontal tubes. **Ind. Eng. Chem**, v. 24, p. 570-575, 1985.

HU, X.; JACOBI, A. M. **The intertube falling film modes: Transition, hysteresis, and effects on heat transfer**. 1995.

HU, X.; JACOBI, A. M. The intertube falling film: Part 1 - Flow characteristics, mode transitions, and hysteresis. **Journal of Heat Transfer**, v. 118, p. 616-625, 1996.

HU, X.; JACOBI, A. M. The intertube falling film: Part 2 – Mode effects on sensible heat transfer to a falling liquid film. **Journal of Heat Transfer**, v. 118, p. 626-633, 1996.

KANDLIKAR, S. G.; SHOJI, M.; DHIR, V. K. **Handbook of phase change: Boiling and Condensation**. Editors, Satish G. Kandlikar, Masahiro Shoji, Vijay K. Dhir, 1999.

KAPITZA, P. L. Collected papers of Kapitsa. **Ed. D. Ter Haar. Pergamon Press.**, v. 2, p. 1938-1964, 1965.

KARAPANTSIOS, T. D.; KARABELAS, A. J. Surface characteristics of roll waves on free falling films. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 16, n. 5, p. 835-852, 1990.

KARAPANTSIOS, T. D.; KARABELAS, A. J. Longitudinal characteristics of wavy falling films. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 21, n. 1, p. 119-127, 1995.

KOZIOL, K.; BRONIARZ, L.; NOWICKA, T. Mass transfer during flow of a film of liquid down smooth pipes. **International Chemical Engineering**, v. 20, n. 1, p. 136-142, 1980.

KOSKIE, J. E.; MUDAWAR, I.; TIEDERMAN, W. G. Parallel-wire probes for measurement of thick liquid films. Boiling and two-phase flow laboratory. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 15 n. 4, p. 521-530, 1989.

LI, W. et al. "Heat transfer characteristics of falling film evaporation on horizontal tube arrays. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 1986-1993, 2011.

LIENHARD, J. H.; WONG, P. T. Y. The dominant unstable wavelength and minimum heat flux during film boiling on a horizontal cylinder. **Journal of Heat Transfer**, v. 88, n. 2, p. 220-226, 1964.

LIU, Z.; ZHU, Q.; CHEN, Y. Evaporation Heat Transfer of Falling Water Film on a Horizontal Tube Bundle. **Heat Transfer—Asian Research**, v. 31, n. 1, p. 42-55, 2002.

LORENZ, J. J.; YUNG, D. A note combined boiling and evaporation of liquid films on horizontal tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 101, p. 178-180, 1979.

MITROVIC, J. Influence of tube spacing and flow rate on heat transfer from a horizontal tube to a falling liquid film. **Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik**, p. 1949-1956, 1986.

NARVÁEZ-ROMO, B; SIMÕES-MOREIRA, J. R. Falling film evaporation: an overview. 22<sup>nd</sup> **International Congress of Mechanical Engineering**, COBEM, Ribeirão Preto, São Paulo, Brazil. 2013.

NARVÁEZ-ROMO, B; SIMÕES-MOREIRA, J. R. Falling film evaporation: a qualitative analysis of the distribution system. 15<sup>th</sup> **Brazilian Congress of Thermal Science and Engineering**. ENCIT, Belém, Pará, Brazil. 2014.

NARVÁEZ-ROMO, B; AGUILAR, E.W.Z; SIMÕES-MOREIRA, J.S, An intrusive method for film thickness measurement on smooth horizontal tubes for subcooled water. **10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics**, HEFAT. 2014.

NUKIYAMA, S. The maximum and minimum values of the heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. **Int. J. Heat and Mass Transfer**, v. 27, n. 7, p. 959-970, 1984.

NUSSELT, W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. **Zeitschrift VDI** **60** p. 541–569, 1916.

OWENS, W. L. Correlation of thin film evaporation heat transfer coefficients for horizontal tubes. **ASME**, v. 78, p. WA/HT-67, 1978.

ÖZGÜ, M. R.; CHEN, J. C.; EBERHARDT, N. A capacitance method for measurement of film thickness in two phase flow. **American Institute of Physics**, v. 44, p. 1714-1716, 1973.

PARAMALINGAN, S.; WINCHESTER, J.; MARSH, C. On the fouling of falling film evaporators due to film break-up. **Trans Ing.Chem**, v. 78, n. C, p. 79-85, 2000.

PARKEN, W. H. et al. Heat transfer through falling film evaporation and boiling on horizontal tubes. **Journal of Heat Transfer**, v. 112, p. 744-750., 1990.

PAVLENKO, A. N. Flow dynamics, crisis phenomena and decay of falling wavy liquid films during boiling incipience and evaporation at nonstationary heat release. **Kutateladze Institute of Thermophysics of Russian Academy of Sciences**, p. 101-124, 2011.

PAVLENKO, A. N.; SURTAEV, A. S.; CHERNYAVSKLL, A. N. Breakdow of a falling wave liquid film during nonstationary heat release. **Heat Transfer Research**, v. 39, n. 6, p. 509-517, 2008.

PORTALSKI, S. Studies of falling liquid film flow film thickness on a smooth vertical plate. **Chemical Engineering Science**, v. 18, p. 787-804, 1963.

PUTILIN, J. V.; PODBEREZNY, V. L.; RIFERT, V. G. Evaporation heat transfer in liquid films flowing down horizontal smooth and longitudinally profiled tubes. **Desalination**, v. 105, p. 165-170, 1996.

PUZYREWSKI, R.; ZUKOSKY, E. E. Disintegration of a liquid sheet due to gravity force. **Fluid Dynamics Transactions**, v. 4, p. 619-633, 1969.

RIBATSKI, G. An experimental study on flow characteristics of a liquid film falling on a vertical column of horizontal tubes. Proceedings of the 11th **Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**, ENCIT, Curitiba, Brazil, 2006.

RIBATSKI, G.; JACOBI, A. M. Falling-film evaporation on horizontal tubes-a critical review. **International Journal of refrigeration**, v. 28, p. 635-653, 2005.

ROGERS, J. T.; GOINDI, S. S. Experimental laminar falling film heat transfer coefficients on a large diameter horizontal tube. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 67, n. 560-568, 1989.

ROCHA, MARCELO DA SILVA ; SIMÕES-MOREIRA, J. R. A simple impedance method for determining ethanol and regular gasoline mixtures mass contents. **Fuel (Guildford)**, Inglaterra, v. 84, n. 4, p. 447-452, 2005.

RUAN, B.; LI, H.; JACOBI, A. M. Inlet temperature effects on sensible heat transfer to falling liquid films on horizontal round tubes. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, Lafayette, Indiana, 2008.

SALAZAR, R. P.; MARSCHALL, E. Time-average local thickness measurement in falling liquid film flow. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 4, p. 405-412, 1978.

SCHAGEN, A. et al. Simultaneous measurement of local film thickness and temperature distribution in wavy liquid films using a luminescence technique. **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, n. 2006, p. 5049-5061, 2006.

SCHWARTZBERG, H. G. Food property effects in evaporation. **Food properties and Computer-Aided Engineering of food processing systems**, p. 443-470, 1989.

SEPHTON, H. M. An investigation of vertical tube evaporation utilizing the Sephton flash tube. **U.S. Dept. of the Interior, Office of Saline Water**, 1968.

SALVAGNINI, M. W.; TAQUEDA, M. E. S. A falling film evaporator with film promoters. **Ind. Eng. Chem**, v. 43, p. 6832-6835, 2004.

SARAVACOS, G. D.; MOYER, J. C.; WOOSTER, G. D. Concentration of liquid foods in a pilot-scale falling film evaporator. **New York's Food and Life Sciences Bulletin**, v. 4, p. 1-14, 1970.

SARMA, P. K.; SAIBABU, J. Evaporation of laminar, falling liquid film on a horizontal cylinder. **Wärme- und Stoffübertragung**, v. 27, p. 347-355, 1992.



SHAHZAD, M. W. et al. An improved film evaporation correlation for saline water at subatmospheric pressures. **Proceedings of the 4th International Meeting of advances in Thermofluids**, 2012.

SHEDD, T. A.; T.A., N. An automated optical liquid film thickness measurement method. **(Air Conditioning and Refrigeration Center)**. Mechanical & Industrial Engineering Dept, University of Illinois, Illinois, Urbana, 1997.

SIMÕES-MOREIRA, J.R. Fundamentos e aplicações de psicrometria. **(RPA Editorial Ltda)**. São Paulo, Brazil, 1999.

TELLES, A. S.; DUKLER, A. E. Statistical characteristics of thin, vertical, wavy, liquid films. **Ind. Eng. Chem. Fundam**, v. 9, n. 3, p. 412- 421, 1970.

TIBIRÇA, C, B; NASCIMENTO DO, F. J.; RIBATSKI, G. Film thickness measurement techniques applied to micro-scale two-phase flow systems. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p. 463–473, 2010.

THWAITES, G. R.; KULOV, N. N.; NEDDERMAN, R. M. Liquid film properties in two-phase annular flow. **Chem. Eng. Science**, v. 31, p. 481-486, 1976.

THOME, J. R. Falling film evaporation: State-of-the-art review of recent work. **Enhanced Heat Transfer**, v. 6, p. 263-277, 1999.

TUZLA, K.; PALMER, T. R.; CHEN, J. C. Experimental study of heat transfer in laminar falling films at high Prandtl numbers. **Multiphase Science and Technology**, v. 12, n. 3-4, p. 145-160, 2000.

WANG, C. Y. Thin film flowing down a curved surface, **Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)**, v. 35, p. 532-544, 1984.

WANG, Q.; Ma X.; Lan, Z.; Chen, J.; Bai, T. Heat transfer characteristics of falling film process on coated effect of the surface configurations. **Ind. Eng. Chem**, v. 2010, n. 49, p. 6622-6629, 2010.

WANG, X. Measurement of falling film thickness around a horizontal tube using laser-induced fluorescence technique. **J. Phys.:** Conf. Ser. 147 012039 , 2009.

WEBB, R. L.; UNTERBERG, W.; GREGSON, W. Evaporation experiments with wiped and falling saline water films. Los Angeles : **Dept. of Engineering, University of California**, 1964

WILKE, W. **Deut. Ingr. Forschungsh**, v. 490 1962. Apud CHUN E SEBAN, (1971)

XU, L. et al. Studies on heat-transfer film coefficients inside a horizontal tube in falling film evaporators. **Desalination**, v. 166, p. 215–222, 2004.

YANG, L.; SHEN, S. Experimental study of falling film evaporation heat transfer outside horizontal tubes. **Desalination**, v. 220, p. 654-660, 2008.

YUNG, D.; LORENZ, J. J.; GANIC, E. N. Vapor-liquid interaction and entrainment in falling film evaporators. **Journal of Heat Transfer**, v. 102, p. 20-25, 1980.

ZDRAVKO, I. S. Fundamental modeling and control of falling film evaporators. **Chemical Engineering**, Texas Tech University, Texas, Estados unidos, 2004

ZHOU, D. W.; GAMBARYAM-ROISMAN, T. Measurement o water falling film thickness to flat plate using confocal chromatic sensing technique. **Experimental thermal and fluid science**, v. 33, p. 273-283, 2008.

## 8 ANEXOS

Apresentam-se as planilhas dos dados experimentais obtidos na bancada de teste.

- a) Planilha 1. Valores médios de temperaturas medidas nos tubos evaporadores na condição de regime permanente. A primeira coluna representa a vazão mássica de entrada ( $m_{en}$ ).  $T_{en}$ ,  $T_s$  relacionam as temperaturas de entrada e saída para cada um dos tubos (tubo superior o inferior). Finalmente, as outras colunas estão relacionadas com as temperaturas locais no tubo (Ver Fig. 4.18). Ressalta-se que o T1 é o tubo superior e o T2 o tubo inferior.

Men	Ts Tubo													
	Ten Tubo. Sup.	Sup. ou Ten Tubo Inf.	Ts Tubo Inf.	T1- 0°- 110	T1- 90°- 130	T1- 180°- 110	T1- 270°- 130	T1- 325°- 130	T2- 90°- 80	T2- 270°- 80	T2- 180°- 80	T2- 90°- 140	T1- 180°- 60	T1- 90°- 80
kg/s	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0,0103	30,9	35,7	37,9	38,0	43,7	48,3	45,5	46,6	42,4	41,4	42,6	45,5	48,3	45,0
0,0138	30,9	35,3	36,8	38,3	41,2	43,8	40,9	38,2	42,7	47,2	46,9	45,8	42,3	39,8
0,0158	30,6	36,0	37,8	38,1	41,8	44,2	41,7	38,6	42,8	45,3	46,4	44,0	42,6	41,0
0,0166	30,0	33,1	37,5	38,9	40,4	42,9	40,9	38,4	43,0	45,3	46,7	43,6	42,6	40,3
0,0188	29,8	32,5	35,2	40,6	42,1	46,2	41,9	38,9	43,3	42,4	46,4	41,8	41,9	42,5
0,0266	30,4	32,5	34,8	41,3	42,3	45,0	42,5	40,5	41,9	41,9	44,3	41,0	42,7	43,1
0,0506	29,9	31,0	35,4	41,0	41,9	44,7	41,9	40,3	42,9	44,6	46,5	42,3	42,1	42,8
0,0081	49,4	53,2	55,8	65,7	64,8	74,0	62,2	59,6	65,2	59,7	70,0	60,4	61,6	61,8
0,0190	49,5	52,6	56,6	62,7	64,5	70,9	61,8	59,9	64,1	62,7	69,8	62,0	61,7	62,3
0,0211	49,5	51,4	54,7	58,8	60,7	64,7	61,2	57,4	63,9	65,6	67,1	62,4	61,8	61,2
0,0235	49,4	51,6	55,6	60,5	61,3	65,9	61,9	57,1	63,3	64,8	67,8	62,5	61,4	61,3
0,0262	49,7	51,4	55,4	58,6	60,7	64,3	60,6	58,4	63,1	66,8	67,8	63,5	60,3	59,9
0,0296	49,6	51,7	55,6	58,5	60,8	64,2	60,7	57,9	63,3	66,3	67,8	63,5	60,3	60,1
0,0317	49,6	51,9	57,2	59,3	61,6	65,6	61,2	58,2	63,1	67,2	69,3	65,1	62,1	60,9
0,0167	70,2	71,5	74,9	82,8	82,3	89,1	80,1	78,2	84,1	84,7	87,5	81,0	81,6	83,0
0,0191	69,4	70,8	74,9	79,5	81,2	85,0	80,9	79,3	83,0	84,4	85,9	80,8	81,8	84,7
0,0202	70,0	70,8	74,5	78,9	80,9	83,7	80,5	78,7	82,5	83,2	85,1	80,7	81,1	83,9
0,0240	69,7	70,8	75,1	79,0	82,3	83,6	81,2	78,0	83,3	88,6	87,1	82,9	84,6	82,6
0,0270	69,5	71,0	74,8	79,5	81,4	83,3	81,5	79,7	83,0	85,9	86,8	82,4	84,2	83,4
0,0295	69,5	72,2	74,4	81,0	82,6	84,4	83,4	78,0	82,5	84,0	85,3	80,9	87,2	84,7
0,0328	70,2	72,4	74,3	78,7	79,9	81,6	80,9	78,6	82,0	85,9	85,3	81,5	82,5	81,6
0,0159	97	97	98	105	108	110	107	116	108	112	111	109	110	109
0,0186	96	97	98	105	109	110	107	116	107	112	110	108	110	109
0,0086	96	97	98	105	108	110	112	116	107	111	111	110	110	109
0,0215	96	97	98	104	111	111	109	121	108	112	110	108	112	111

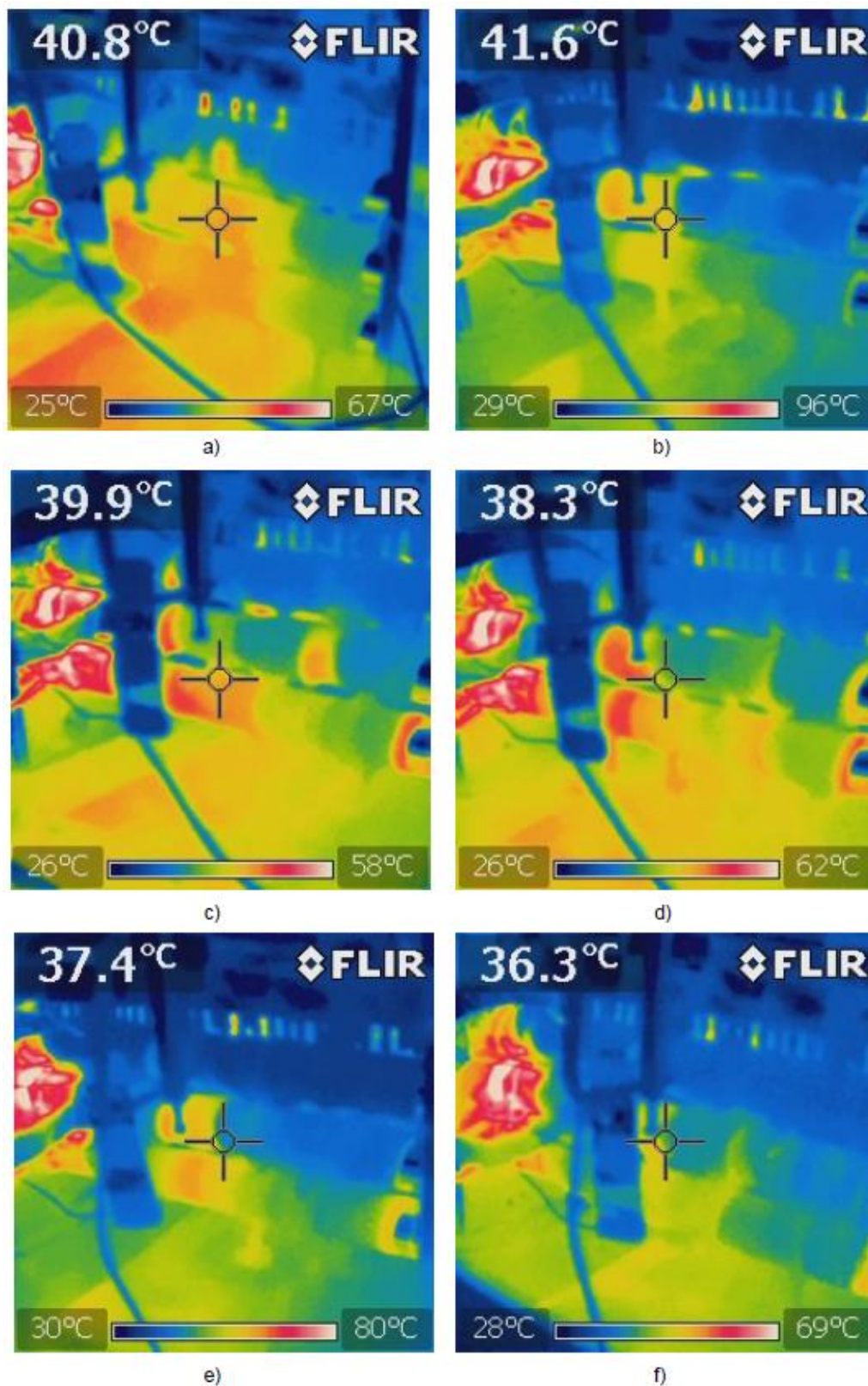
b) Planilha 2. Valores médios das temperaturas e de potência calculados nos tubos evaporadores na condição de regime permanente. A primeira coluna relaciona a vazão mássica de entrada, a segunda coluna a potência elétrica fornecida aos tubos, e as outras colunas a variáveis relacionadas a medição da temperatura dos tubos, (parede-Tp, Filme-Tf, Saída-Ts, Entrada-Ten, Inferior-inf, Superio-Sup.)

Men	Potência elétrica (watts)		Temperatura de parede média medida (°C)		Temperatura de parede média calculada (°C)		Diferença de temperatura Tp-Tf (°C)		Diferença de temperatura Ts-Ten		Temperatura média do filme	
	Tubo Sup.	Tubo Inf.	Tubo Sup.	Tubo Inf.	Tubo Sup.	Tubo Inf.	Tubo Inf.	Tubo Inf.	Tubo Sup.	Tubo Inf.	Tubo Sup.	Tubo Inf.
0,0103	682	565	45,1	43,0	41,4	39,9	8,0	3,1	4,8	2,2	33,31	36,82
0,0138	670	611	40,6	45,6	37,0	42,3	3,9	6,3	4,4	1,5	33,11	36,07
0,0158	687	630	41,1	44,6	37,4	41,2	4,1	4,3	5,4	1,8	33,28	36,86
0,0166	682	629	40,6	44,6	36,9	41,2	5,3	5,9	3,0	4,4	31,55	35,27
0,0188	655	591	42,0	43,5	38,4	40,3	7,3	6,4	2,7	2,6	31,18	33,86
0,0266	739	673	42,5	42,3	38,5	38,6	7,0	5,0	2,1	2,3	31,47	33,69
0,0506	691	626	42,1	47,2	38,3	43,8	7,9	10,6	1,1	4,4	30,45	33,23
0,0081	692	591	64,2	63,8	60,5	60,6	9,2	6,1	3,8	2,6	51,30	54,49
0,0190	682	596	63,4	64,7	59,7	61,4	8,7	6,8	3,1	4,0	51,03	54,60
0,0211	666	595	60,8	64,7	57,2	61,5	6,8	8,5	1,9	3,3	50,44	53,02
0,0235	674	638	61,3	64,6	57,7	61,1	7,2	7,5	2,3	3,9	50,51	53,61
0,0262	648	643	60,4	65,3	56,9	61,8	6,3	8,4	1,8	4,0	50,54	53,42
0,0296	675	619	60,4	65,2	56,7	61,9	6,0	8,2	2,0	3,9	50,66	53,66
0,0317	681	626	61,3	66,2	57,6	62,8	6,8	8,3	2,3	5,3	50,72	54,51
0,0167	775	717	82,5	84,3	78,2	80,4	7,4	7,2	1,4	3,3	70,85	73,20
0,0191	782	711	81,8	83,5	77,5	79,7	7,4	6,8	1,4	4,1	70,12	72,88
0,0202	777	720	81,1	82,9	76,9	78,9	6,4	6,3	0,8	3,6	70,43	72,67
0,0240	780	724	81,6	85,5	77,3	81,6	7,1	8,6	1,1	4,3	70,24	72,96
0,0270	784	722	81,9	84,5	77,6	80,6	7,3	7,7	1,5	3,8	70,25	72,87
0,0295	750	729	83,0	83,2	79,0	79,2	8,1	5,9	2,6	2,3	70,84	73,29
0,0328	770	738	80,5	83,7	76,4	79,7	5,0	6,3	2,1	2,0	71,31	73,36
0,0159	678	602	109,2	110,0	105,5	106,7	8,5	9,0	0,4	1,0	96,98	97,67
0,0186	678	605	109,3	109,4	105,6	106,2	8,8	8,5	0,8	0,9	96,81	97,64
0,0086	677	530	109,8	110,0	106,1	107,1	9,5	9,5	1,1	0,9	96,59	97,54
0,0215	676	519	111,4	109,4	107,7	106,6	11,2	9,2	0,7	1,1	96,47	97,40

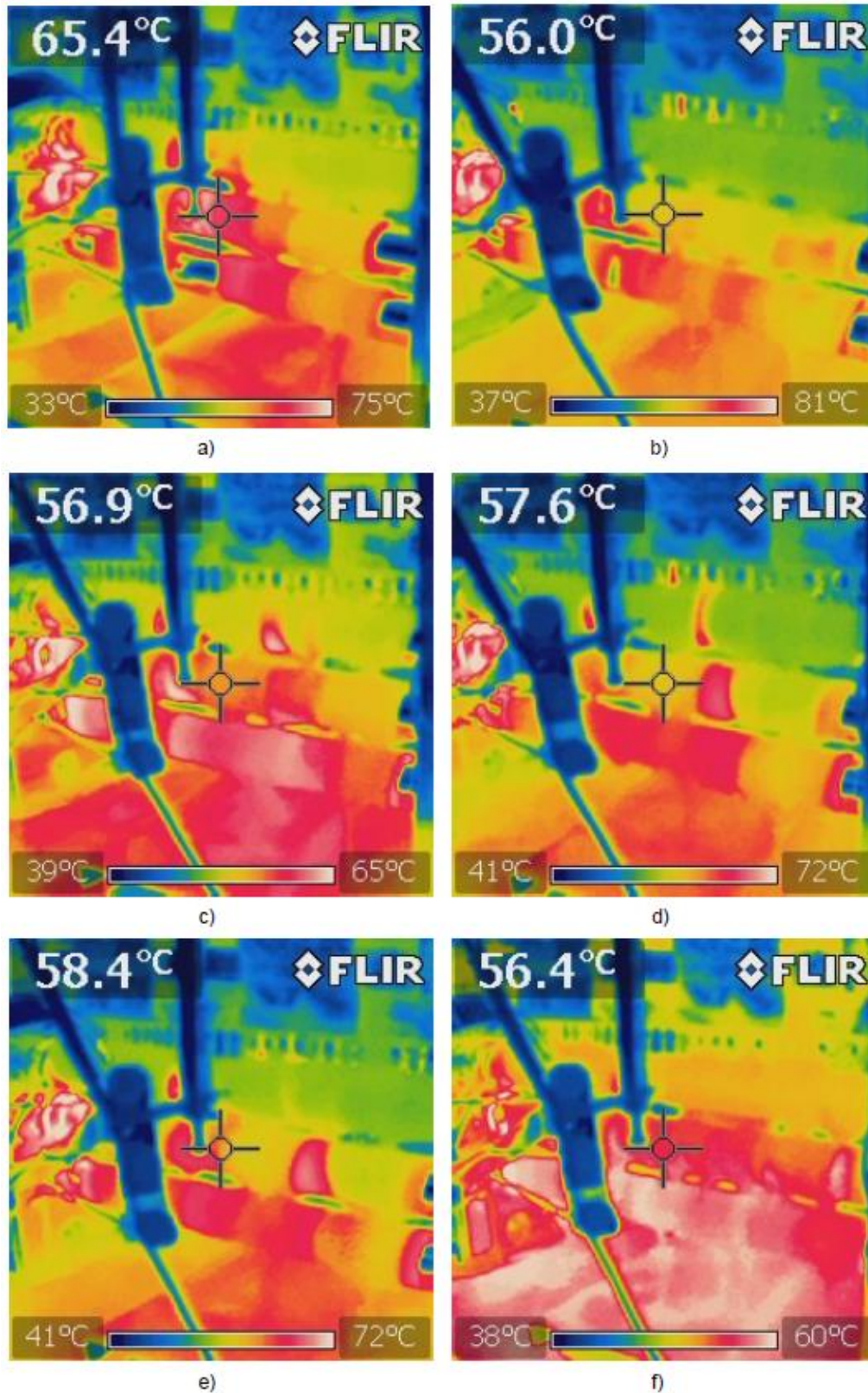
c) Planilha 3. Valores da espessura do Nusselt e as medidas no tubo evaporador. A primeira coluna é vazão mássica de entrada, a segunda é o valor de Reynolds para cada tubo, a seguir a área molhada de cada tubo, a espessura de Nusselt (Eq. 3.17), espessura medida pelo sistema proposto na Seção 4.2.2 e, finalmente a diferença relativa é dada entre ela pela última coluna.

men kg/s	Reynolds		Área molhada (%)		Espessura teórica de Nusselt (micróns) Tubo Sup.	Espessura medida para o <i>tubo superior</i> (micróns)			Diferencia relativa (%)		
	Tubo Sup.	Tubo Inf.	Tubo Sup.	Tubo Inf.		En	As	Re	En	As	Re
0,0103	160	188	0,917	0,781	186	259	383	228	-39	-106	-23
0,0138	226	267	0,875	0,74	209	279	412	258	-34	-98	-24
0,0158	251	272	0,901	0,833	216	293	442	267	-36	-105	-24
0,0166	263	348	0,905	0,685	219	317	492	267	-45	-124	-22
0,0188	287	310	0,94	0,869	226	339	508	278	-50	-125	-23
0,0266	408	436	0,935	0,875	254	375	588	314	-48	-132	-24
0,0506	761	801	0,952	0,905	313	458	765	387	-47	-145	-24
0,0081	181	214	0,913	0,772	154	249	456	190	-62	-197	-23
0,0190	401	468	0,968	0,83	200	276	533	248	-38	-166	-24
0,0211	466	515	0,927	0,839	211	290	538	264	-38	-155	-25
0,0235	508	611	0,947	0,787	217	290	541	272	-34	-150	-26
0,0262	578	689	0,928	0,779	226	330	557	282	-46	-146	-25
0,0296	642	734	0,944	0,826	234	404	788	293	-72	-237	-25
0,0317	677	734	0,959	0,885	238	419	783	299	-76	-228	-25
0,0167	526	588	0,865	0,774	182	275	552	226	-51	-203	-24
0,0191	543	598	0,961	0,872	184	287	549	230	-56	-198	-25
0,0202	567	594	0,969	0,925	187	287	557	234	-54	-198	-25
0,0240	672	722	0,976	0,909	198	362	598	248	-83	-202	-25
0,0270	756	798	0,975	0,923	206	373	586	255	-81	-185	-24
0,0295	827	870	0,972	0,924	212	478	756	264	-126	-257	-24
0,0328	910	940	0,982	0,951	219	469	812	274	-115	-271	-25
0,0159	564	586	0,97	0,933	160	269	524	196	-68	-227	-22
0,0186	660	686	0,97	0,933	169	277	527	212	-64	-212	-26
0,0086	306	331	0,971	0,9	131	242	429	164	-85	-228	-25
0,0215	742	804	0,975	0,9	176	270	534	221	-54	-204	-26

Anexo 4. Fotografias de infravermelho sobre os tubos evaporadores para diferentes condições de operação. Temperatura de alimentação: 30C. Reynolds tubo superior (a-160);(b-226);(c-251);(d-263);(e-287);(f-408).  $\phi_{Tubo} = 19mm$



d) Anexo 5. Fotografias de infravermelho sobre os tubos evaporadores para diferentes condições de operação. Temperatura de alimentação: 50C. Reynolds tubo superior (a-181);(b-401);(c-466);(d-508);(e-578);(f-642).  $\varnothing_{Tubo} = 19mm$



e) Anexo 6. Fotografias de infravermelho sobre os tubos evaporadores para diferentes condições de operação. Temperatura de alimentação: 70C. Reynolds tubo superior (a-526);(b-543);(c-567);(d-672);(e-756);(f-827).  $\phi_{Tubo} = 19mm$

