

2 Análise teórica

Conforme mencionado no capítulo 1, o objetivo deste trabalho é a determinação experimental do coeficiente de troca de calor de um gerador de pasta de gelo, para isso foi preciso estudar as características fluidodinâmicas e de transferência de calor da solução aquosa e o fluido refrigerante, para, projetar o aparato experimental.

2.1. Fluidodinâmica e transferência de calor na solução aquosa

A principal resistência à transmissão de calor desde o fluido refrigerante até a solução aquosa que se transforma em pasta de gelo está no lado desta última. Portanto, qualquer método que faça com que esta resistência diminua, fará aumentar consideravelmente o coeficiente global de transmissão de calor. Uma solução é a tecnologia de filme fino, apresentada a seguir. Esta é uma tecnologia que consiste em depositar filmes finos na área de transferência de calor, tornando possível a obtenção de coeficientes de transferência de calor muito altos. A combinação da tecnologia de filme fino com a intensificação da transferência de calor por efeito mecânico pode produzir coeficientes globais de transferência de calor da ordem de 34-51 kW/m²°C, como no evaporador da figura 13 utilizado em plantas de dessalinização.

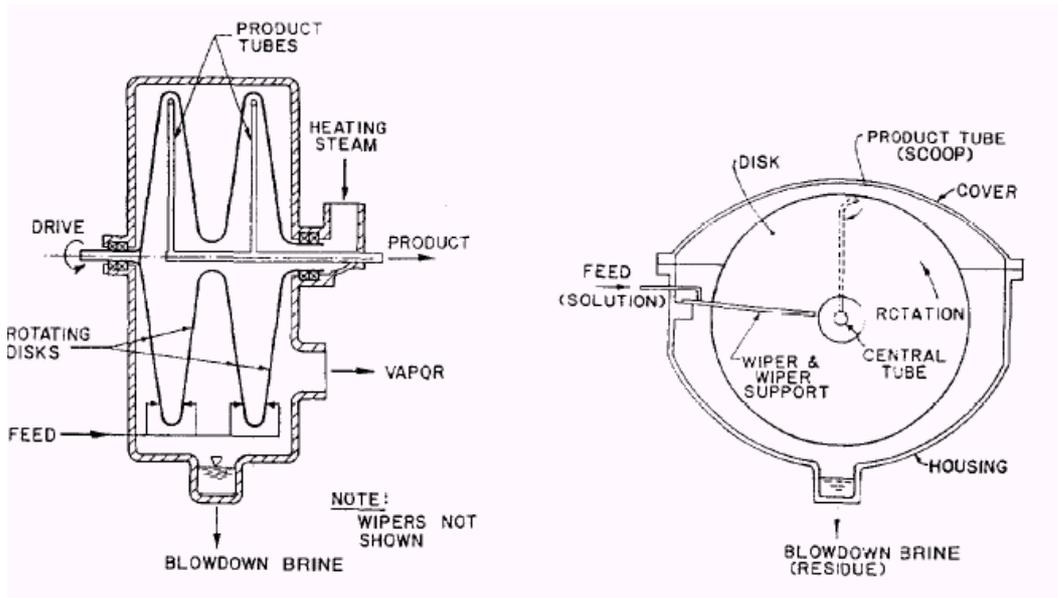


Figura 13 - Esquema de evaporador de filme fino

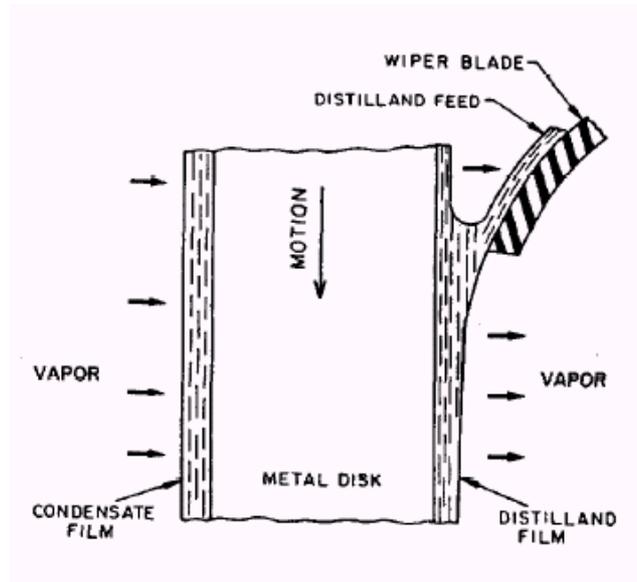


Figura 14 - Esquema da deposição do filme

2.1.1. Filme fino descendente

A fluidodinâmica de filme fino descendente foi estudada por vários pesquisadores (Kapitza 1948; Tailby e Portalsky 1960; Levich 1962; Massot et al. 1966). Os estudos indicam que os escoamentos dos filmes podem ser categorizados em três regimes Grossman (1984), dependendo do número de Reynolds do filme (ver fig. 15(a)), definido como segue:

$$Re_{\delta} = \frac{4\Gamma}{\mu_1} \quad (2.1)$$

Onde:

Γ É a vazão mássica por unidade de largura
 μ_1 Viscosidade dinâmica do fluido

Os três regimes são:

- (1) Fluxo laminar, se $Re_{\delta} \leq 20$;
- (2) Fluxo com ondas na superfície, de natureza parcialmente laminar e parcialmente turbulento $20 < Re_{\delta} \leq 4000$; e
- (3) Completamente turbulento, se $Re_{\delta} \geq 4000$;

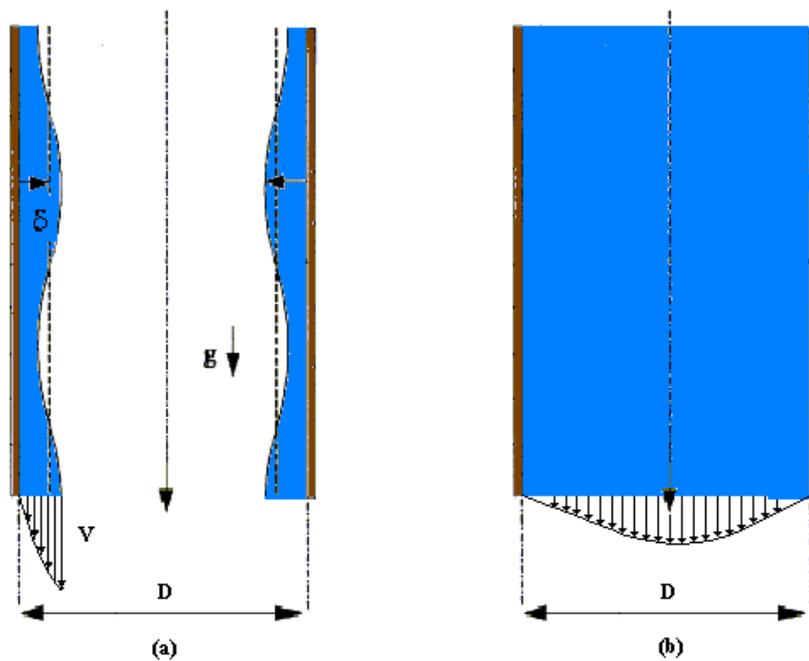


Figura 15 - Escoamento de filme fino descendente (a), escoamento em tubo (b)

A espessura do filme pode ser avaliada pela equação 2 desenvolvida por Nusselt (1916) a partir de um balanço de forças viscosas e gravitacionais, desde

que a espessura do filme seja pequena, se comparada ao diâmetro do tubo. A análise também é válida para filmes em placas planas.

Para $Re_\delta < 1600$

$$\delta = \left(\frac{3\mu_1^2}{4\rho_1^2 g} \right)^{1/3} Re_\delta^{1/3} \quad (2.2)$$

A equação a seguir, fornecida por Feind (1965) é uma correlação empírica, para maiores números de Reynolds.

Para $Re_\delta > 1600$

$$\delta = \left(0,137^2 \frac{\mu_1^2}{\rho_1^2 g} \right)^{1/3} Re_\delta^{1/3} \quad (2.3)$$

Em resumo:

$$\delta = \begin{cases} \left(\frac{3\mu_1^2}{4\rho_1^2 g} \right)^{1/3} Re_\delta^{1/3} & Re_\delta < 1600 \\ \left(0,137^2 \frac{\mu_1^2}{\rho_1^2 g} \right)^{1/3} Re_\delta^{1/2} & Re_\delta > 1600 \end{cases} \quad (2.4)$$

Os resultados são mostrados na figura 16

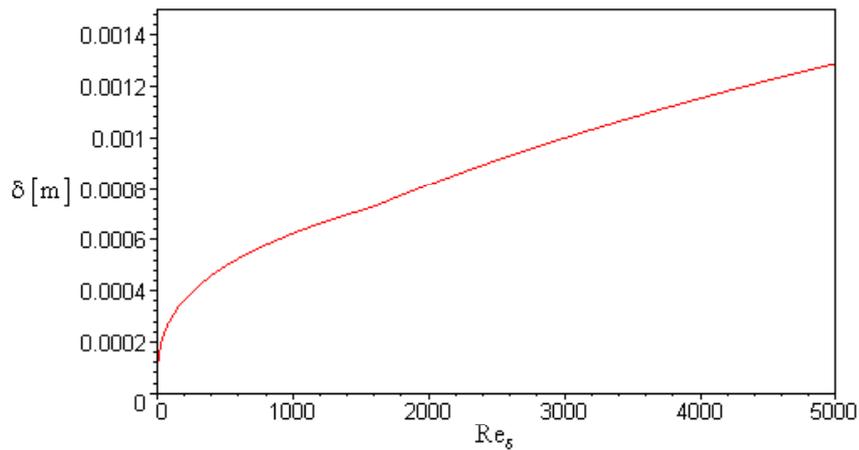


Figura 16 - Espessura do filme fino descendente numa parede vertical.

A transferência de calor em filmes finos tem correlações empíricas estudadas por Wilkie (1962). Esta correlação serve para avaliar troca de calor sensível, sem mudança de fase, e é apresentada a seguir:

$$Nu_{\delta} = \frac{\alpha_{int} \delta}{k} = \begin{cases} 0,02900 Re_{\delta}^{0,533} Pr^{0,344} & Re_{\delta} < 1600 \\ 0,000212 Re_{\delta}^{1,2} Pr^{0,344} & 1600 < Re_{\delta} < 3200 \\ 0,00181 Re_{\delta}^{0,933} Pr^{0,344} & 3200 < Re_{\delta} \end{cases} \quad (2.5)$$

E para escoamentos como o da figura 15(b), usa-se a correlação de Petukhov (1970), a correlação é válida para números de Reynolds $Re_D < 5 \times 10^5$,

$$Nu_D = \frac{\alpha_{int} D}{k} = \frac{(f/8) Re_D Pr}{K_1 + K_2 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad Re_D < 5 \times 10^5 \quad (2.6)$$

Onde:

$$K_1 = 1 + 3,4f \quad (2.7)$$

$$K_2 = 11,7 + 1,8Pr^{-1/3} \quad (2.8)$$

Os fatores de fricção (considerando tubo liso) nas equações apresentados esta dada por:

$$f = 0,316Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4 \quad (2.9)$$

O numero de Reynolds para escoamentos usuais, como na figura 15(b), é definido como:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.10)$$

Onde:

v	Velocidade média do escoamento
D	Diâmetro interno do tubo
μ	Viscosidade dinâmica
ρ	Densidade do fluido

Das definições dos números de Reynolds Re_δ e Re_D pode-se verificar que os dois são equivalentes, como demonstrado a seguir:

$$\text{Se } A = \frac{\pi}{4}D^2 \quad \text{e} \quad \dot{m} = \rho \cdot v \cdot A$$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = 4 \cdot \frac{\dot{m}}{\mu \pi D}$$

$$\text{mas } \Gamma = \frac{\dot{m}}{\pi D}$$

Então, se a vazão for a mesma,

$$Re_\delta = Re_D$$

As seguintes equações mostram os números de Nusselt com a dimensão característica igual ao diâmetro D para fins de comparação. Foi feita a transformação seguinte.

$$\text{Nu}_\delta = \frac{\alpha_{\text{int}} \delta}{k} = \frac{\alpha_{\text{int}} D}{k} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{\delta}\right)}$$

$$\Rightarrow \text{Nu}'_D = \frac{\alpha_{\text{int}} D}{k} = \left(\frac{D}{\delta}\right) \text{Nu}_\delta$$

Na figura 17 são apresentadas os números de Nusselt Nu_δ e Nu'_D . Pode-se notar a vantagem da utilização do filme fino.

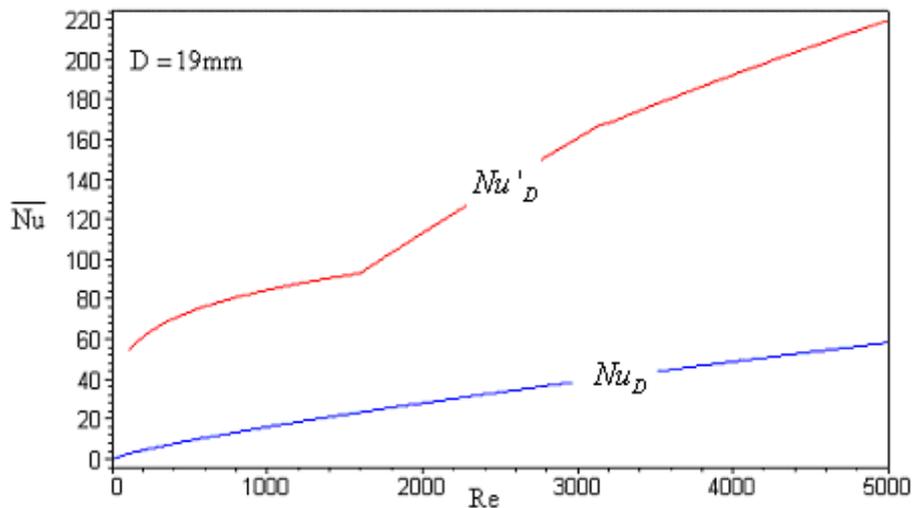


Figura 17 - Comparação dos coeficientes de troca de calor adimensional dos escoamentos de filme fino e escoamento “cheio”

Tem-se que ter em conta que quando o líquido escoar no tubo vertical com vazão muito baixa o escoamento não “molha” toda a superfície do tubo vertical fenômeno denominado de “dry spot”, permanecendo áreas “secas”. A vazão mínima que faz com que não ocorra este fenômeno é denominada de **vazão crítica**, que a correlação acima não prevê e que reduz a transferência de calor.

O gerador de gelo tipo “ice harvester” é uma aplicação da tecnologia de filme fino descendente onde placas (ou tubos) são resfriadas por fluido refrigerante e externamente se faz escoar água formando uma película fina

descendente. Produz-se o congelamento da película devido à transferência de calor e a espessura do gelo aumenta progressivamente. Quando a espessura é da ordem de 6 mm (1/4 pol) aproximadamente, se faz circular gás quente do sistema de refrigeração e o gelo formado nas placas descola e cai num tanque de armazenamento como é mostrado na figura 18.

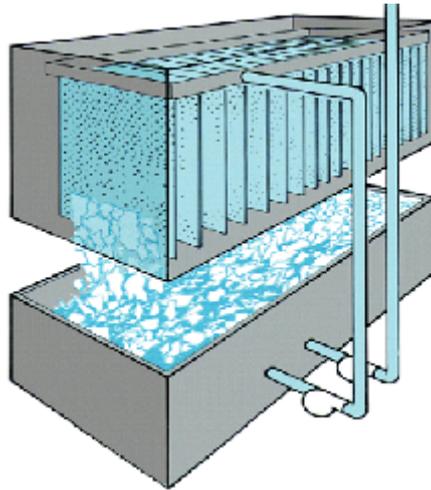


Figura 18 - Tecnologia de produção de gelo "Ice Harvester"

2.1.2.

Filme fino descendente com uma haste rotativa

O gerador de pasta de gelo, tema desta dissertação, é uma aplicação da tecnologia de filme fino com uma característica adicional, o uso de um elemento que tem por objetivo intensificar a transferência de calor e, principalmente, "raspar" ou limpar, periodicamente, a área de transferência de calor. Este sistema, comparado com o sistema *ice harvesting*, produz coeficientes de transferência de calor entre dez a quinze vezes mais altos. O elemento que faz essa diferença é a haste que gira dentro do tubo, como se mostra na figura 19 abaixo. A haste também distribui uniformemente a película de líquido na parede evitando o fenômeno de "dry-spot" já mencionado, permitindo operar o sistema com baixas vazões.

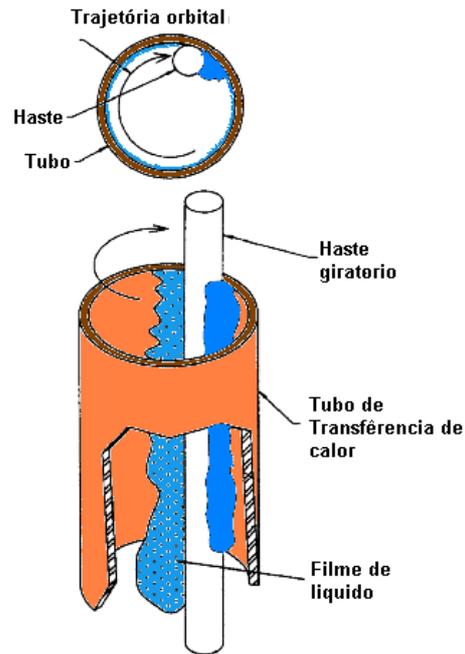


Figura 19 - Vista da deposição do filme de líquido na área de troca de calor

2.1.3. Coeficiente de troca de calor

Esta análise corresponde ao trabalho de Buonopane et al. (1991), considera que o efeito da haste, ao remover periodicamente o filme descendente, torna possível a análise da transferência de calor por condução em regime permanente. Se o intervalo de tempo na remoção do filme é pequeno, como ocorre normalmente, o calor “penetra” somente uma pequena distância no interior do líquido e é estancado pela remoção em seguida. O processo é análogo à transmissão de calor em regime permanente, em um sólido semi-infinito.

Considerando um pequeno elemento de área da superfície de transmissão de calor sobre a qual passa a haste (supor que uma película líquida fina é gerada continuamente atrás da haste), todo o líquido que esteja previamente na superfície do tubo é removido e substituído pelo líquido novo. A transferência de calor por condução é o mecanismo dominante; assim, a condução axial pode ser desprezada e a equação unidimensional de Fourier pode ser usada:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.11)$$

Usando condições de contorno apropriadas, a quantidade total do calor transferida por unidade de área no período, t_T , é:

$$\frac{Q_T}{A} = 2(T_w - T_0) \sqrt{\frac{k \rho C_p t_T}{\pi}} \quad (2.12)$$

Supondo que o líquido na parede é bem misturado e está inicialmente a uma temperatura T_0 , calor é transferido da solução aquosa para a parede do tubo durante o intervalo do tempo t_T , período que a haste precisa para concluir uma revolução completa. Novamente líquido novo é depositado na superfície. Definindo o coeficiente de transferência de calor da película, α_i , para o líquido dentro do tubo, chega-se a:

$$\frac{Q_T}{A} = \alpha_i t_T (T_w - T_0) \quad (2.13)$$

Combinando Eqs. 12 e 13, e substituindo a velocidade orbital w para $1/t_T$, obtém-se:

$$\frac{Q_T}{A} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{k \rho C_p w} \quad (2.14)$$

As equações acima mostram que o coeficiente de transferência de calor na superfície do tubo depende das propriedades térmicas do líquido e é proporcional à raiz quadrada da velocidade orbital, w ,

$$\alpha_{int} \propto \sqrt{w} \quad (2.15)$$

Estas conclusões foram comprovadas experimentalmente para soluções aquosas de viscosidade moderada.

Este modelo para avaliar o coeficiente de troca de calor interno considera a velocidade tangencial de rotação da haste na superfície de troca de calor, mas se a velocidade de rotação for nula no modelo o coeficiente de troca de calor calculado também seria nulo, mas na realidade este coeficiente não é nulo.

O coeficiente de troca de calor depende da velocidade tangencial e longitudinal do fluido líquido na superfície de troca de calor, é preciso de um modelo que tenha em conta estes fatores, na literatura o trabalho feito por Lallemand (1999), propõe uma correlação que tem em conta os efeitos da velocidade longitudinal e tangencial do fluido é apresentada a seguir:

$$Nu_i = A(Re_a + Re_t)^b Pr^c \quad (2.16)$$

Esta equação permite conservar um valor não nulo do coeficiente de troca de calor, quando um dos efeitos é nulo. A, b e c são constantes que se teriam que determinar experimentalmente. Re_a e Re_t representam os números de Reynolds baseados na velocidade axial e tangencial do fluido, esta análise não é considerado nesta dissertação, é importante e será proposto nas sugestões para trabalhos futuros.

2.2.

Fluidodinâmica e transferência de calor no fluido refrigerante

A avaliação dos coeficientes de troca de calor do gerador de pasta de gelo precisa dos conhecimentos da fluidodinâmica e transferência de calor de escoamentos bifásicos. Neste caso é utilizado o fluido refrigerante (R22), que tem a missão de resfriar a solução aquosa empregada e produzir a pasta. A figura 20 mostra, de forma esquemática, o processo de geração da pasta de gelo. Os escoamentos do fluido refrigerante e a da solução aquosa ocorrem em circuitos independentes. A transferência de calor se faz no sentido da solução aquosa para o fluido refrigerante que está a uma menor temperatura e evapora por conta do calor recebido, produzindo um escoamento bifásico. O fluido refrigerante escoar em dois circuitos, como pode ser visto na figura abaixo. Uma parte, na forma de vapor, vai para a unidade condensadora e a outra parte circula por efeito da diferença de

massa específica dentro do fluido refrigerante. A existência de duas fases (líquido e vapor) na região próxima à superfície de troca de calor reduz a massa específica neste ramo do circuito. Esta circulação natural tem muitas aplicações industriais e a interação entre transferência de calor e o escoamento bifásico é complexo e objeto de muitas pesquisas. Diferente de um sistema de convecção forçada, a taxa de escoamento mássico não é uma variável independente, mas função do calor envolvido no processo e outras variáveis .

O escoamento bifásico é o exemplo mais simples dos escoamentos multifásicos em que duas fases de um componente puro estão presentes. A termodinâmica clássica afirma que uma fase é um estado macroscópico da matéria, homogênea na composição química e na estrutura física. Neste caso o fluido refrigerante escoar nas fases líquida e gasosa. Para facilitar a compreensão, algumas definições básicas são apresentadas a seguir.

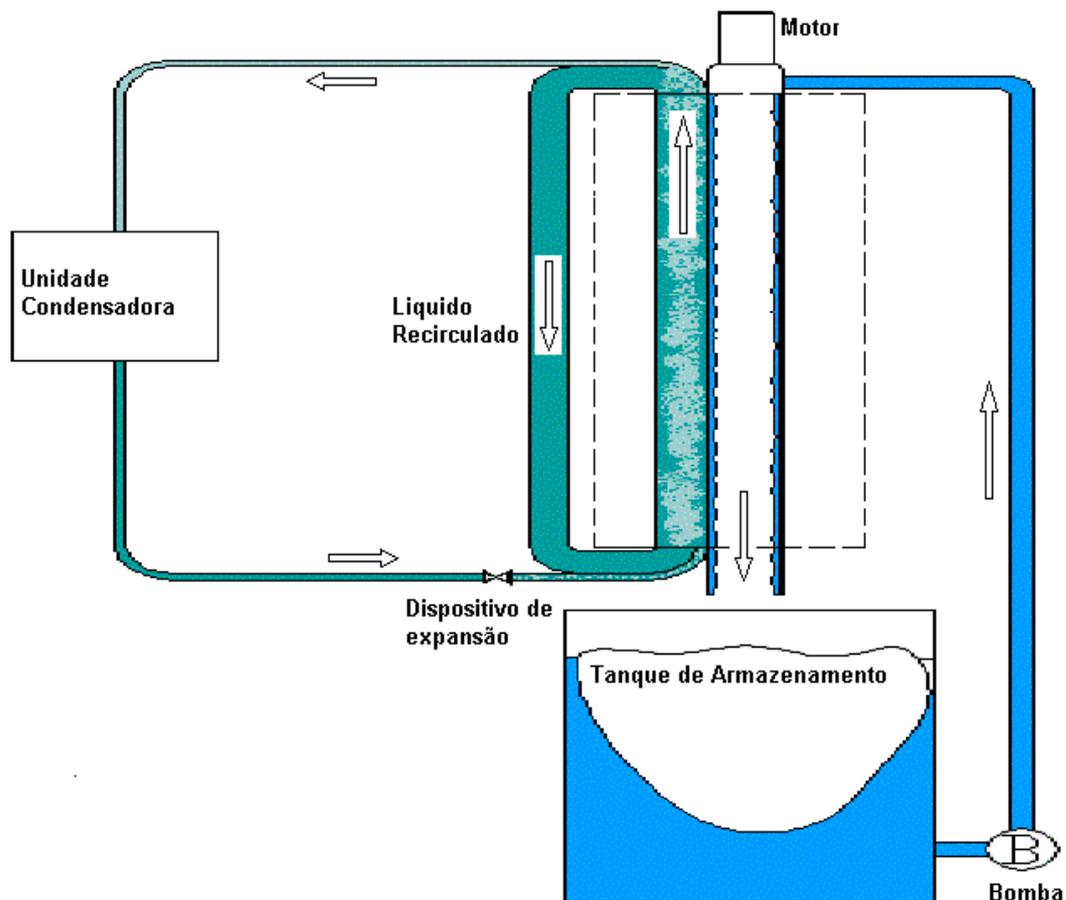


Figura 20 - Vista que mostra os circuitos de escoamento do fluido refrigerante e a solução aquosa

2.2.1. Definições

Para modelar os escoamentos multifásicos é preciso conhecer um número grande de parâmetros e grupos adimensionais e avaliar as propriedades para as fases em termos médios tanto espaciais como temporal. Alguma familiaridade é requerida com estas definições até que se possa discutir os fenômenos específicos. As fases (e/ou os componentes) são geralmente distinguidas pelas subscrições numéricas (1, 2...) ou para escoamentos bifásicos por subscrições l e g para um sistema do líquido-gás de l e s para um sistema líquido-sólido. Para a ilustração, considere um escoamento bifásico de ar-água em uma tubulação vertical. O fluxo mássico total é: $\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_g$ com o fluxo volumétrico dado por:

$$Q = Q_l + Q_g = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} + \frac{\dot{m}_g}{\rho_g}$$

Outra quantidade média de interes particular é a fração de massa da fase i.

$$X_i = \frac{\dot{m}_i}{\sum \dot{m}_i} \quad (2.17)$$

Onde, para escoamento líquido-gás, X_g é chamado de "qualidade". Esta quantidade não deve ser confundida com a qualidade termodinâmica, a relação da massa do vapor (não escoamento mássico) à massa total. Somente se a velocidade das fases é igual às duas definições transformam-se no mesmo; por exemplo, isto é feito no modelo homogêneo do equilíbrio. Se pode também definir também o fluxo mássico, G, por:

$$G = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} + \frac{\dot{m}_g}{\rho_g} = G \cdot X_l + G \cdot X_g = G_l + G_g \left[\frac{Kg}{m^2 \cdot s} \right] \quad (2.18)$$

2.2.2. Padrões de escoamento

Uma distinção importante no escoamento monofásico é se o escoamento é laminar ou turbulento, ou se a separação do escoamento ou se escoamentos secundários existem. Esta informação ajuda em modelar fenômenos específicos porque um tem uma indicação do caráter do escoamento para uma geometria particular. Analogamente no escoamento multifásico provavelmente a chave para a compreensão dos fenômenos é a habilidade de identificar a geometria interna do escoamento; isto é, a posição relativa das interfaces entre as fases, e como são afetados pela pressão, pelo escoamento, pelo fluxo do calor e pela geometria do canal, e como as transições entre os padrões do escoamento ocorrem.

Há dois tipos fundamentais de padrões de escoamento que podemos identificar, trata-se dos padrões estratificado e dispersado. Um padrão de escoamento estratificado é um em que as duas fases são separadas por uma interface contínua em uma escala do comprimento comparável à escala externa do escoamento; por exemplo, uma película líquida em uma parede com um gás ou um outro líquido imiscível no centro do canal. A separação completa das duas fases ocorre geralmente devido às diferenças de densidade (escoamento horizontal) combinada com um escoamento mássico relativamente baixo da fase perto da parede comparada à outra fase no centro do canal (por exemplo, escoamento anular vertical). Estes padrões de escoamento separados podem ocorrer quando as fases fluem no mesmo sentido ou em sentidos opostos (escoamento em contra corrente). A transição entre estes dois tipos de escoamento estratificado é governada pelo balanço entre forças de empuxo e forças inerciais.

Um padrão de escoamento dispersado é um em que um ou os mais fase está dispersa uniformemente dentro de um contínuo de uma outra fase com um comprimento muito menor do que a escala externa; por exemplo, bolhas do gás ou partículas sólidas em um líquido ou gotas líquidas em um gás ou em um outro líquido imiscível. Neste caso as formas dentro da fase dispersada são aproximadamente partículas de formas quase regulares com seu tamanho estável governado outra vez por um balanço de forças de empuxo, inercial e a força de

tensão superficial. Entre estes dois tipos fundamentais de escoamento tem-se vários tipos de escoamento que é mostrado na figura 21.

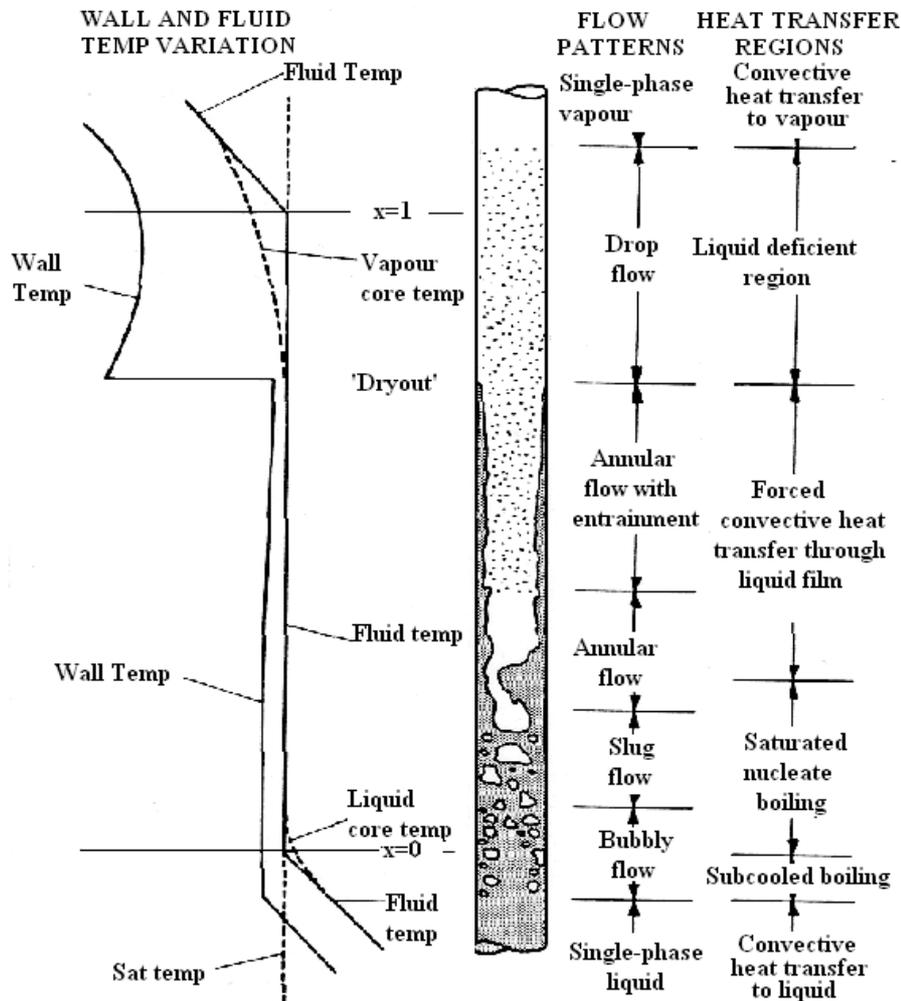


Figura 21 - Padrões de escoamento, regiões de troca de calor e variação das temperaturas de parede e do fluido refrigerante

2.2.3. Ebulição em vaso aberto (pool boiling)

Um dos processos associados com uma mudança na fase é evaporação. Este é simplesmente o processo da conversão da fase líquida à fase do vapor em uma interface. Este processo ocorre sempre que há uma diferença de concentração entre a fase líquida e de vapor; por exemplo, evaporação da água na atmosfera de um recinto onde a umidade relativa seja inferior a 100 %.

Ebulição é evaporação que se dá numa interface sólido-líquido, o processo ocorre quando a temperatura da superfície excede a temperatura de saturação correspondente à pressão do líquido. Há transferência de calor da superfície sólida para o líquido. O processo se caracteriza pela formação de bolhas de vapor que crescem e se desprendem da superfície. Neste tipo de ebulição o líquido fica estacionário e o movimento nas vizinhanças da superfície se deve à convecção livre e a misturação provocada pelo crescimento e desprendimento das bolhas de vapor.

2.2.4. Ebulição num escoamento bifásico (Flow Boiling)

Em contraste, na ebulição num escoamento bifásico, o escoamento do fluido se deve a um movimento dirigido (de massa) do fluido, e também pela convecção livre e pela misturação induzidas pelas bolhas impulsionadas pelo empuxo e que se formam na superfície aquecida. Sabe-se que ebulição num escoamento bifásico e o sub-resfriamento aumentam o fluxo crítico de calor da ebulição nuclear. Registram-se valores experimentais que chegam a 35 MW/m^2 (em contraste com os $1,3 \text{ MW/m}^2$ da ebulição de água, a 1 atm, em vaso aberto) Incropera Frank P (1990).

2.2.5. Coeficiente local de Transferência de calor do fluido refrigerante

O conhecimento do coeficiente de transferência de calor é muito importante desde que isto determina quanto calor é transferido entre dois fluidos. A aproximação habitual para o desenho de um trocador de calor é calcular um coeficiente transferência de calor médio para os fluidos em cada lado do trocador de calor e calcular um coeficiente de transferência de calor global. Um coeficiente de transferência de calor médio pode ser obtido de correlações (por exemplo, Dittus-Boelter, Sieder-Tate para escoamento monofásico e Shah, Kandlikar para escoamento bifásico).

2.2.5.1. Correlação de Kandlikar

Na bibliografia existente Van P. Carey (1992), mostra que a relativa boa concordância de dados experimentais de fluidos refrigerantes com baixo título (zona de forte influência da ebulição nuclear) com as predições da correlação de Kandlikar fazem com que esta correlação seja considerada. Este autor aponta que, para fluidos refrigerantes, o coeficiente de troca de calor sempre diminui se o título aumenta, a determinada vazão mássica do fluido refrigerante. Isto implica que as outras correlações não predizem corretamente os fortes efeitos da ebulição nuclear em fluidos hidrocarbonetos a baixos títulos.

A correlação de Kandlikar é a soma dos efeitos dos mecanismos de troca de calor presentes num escoamento em ebulição saturada bifásico: a ebulição nuclear e a convecção forçada.

Esta correlação é apresentada mostrando as parcelas correspondentes a seguir:

$$\alpha_{\text{ext}} = \alpha_1 \left[C_1 C_o^{C_2} (25 Fr_{le})^{C_3} + C_3 B_o^{C_4} F_K \right] \quad (2.19)$$

Os valores das constantes são fornecidos na tabela 1. O fator F_K é um parâmetro que depende do fluido, a tabela 2 mostra estes valores para vários fluidos.

	$C_o < 0,65$ (Região Convectiva)	$C_o > 0,65$ (Região de Ebulição nucleada)
C_1	1,1360	0,6683
C_2	-0,9	-0,2
C_3	667,2	1058,0
C_4	0,7	0,7
C_3^*	0,3	0,3

* $C_3 = 0$ para tubos verticais e tubos horizontais com $Fr_{le} > 0,04$

Tabela 1 - Valores das constantes C da correlação de Kandlikar Van P Carey (1992)

Fluido	F_k
Água	1,00
R-11	1,30
R-12	1,50
R-13B1	1,31
R-22	2,20
R-113	1,30
R-114	1,24
R-152 ^a	1,10
Nitrogênio	4,70
Néon	3,50

Tabela 2 - Valores dos parâmetros F_k que dependem do fluido Van P Carey (1992)

O refrigerante empregado na bancada experimental foi o R-22, com os valores das tabelas tem-se o coeficiente de troca de calor.

$$\alpha_{Kandlikar} = \begin{cases} \alpha_l \left(1,1360 \frac{1}{Co^{0,9}} + 1467,84 Bo^{0,7} \right) & Co < 0,65 \\ \alpha_l \left(0,6683 \frac{1}{Co^{0,2}} + 2327,60 Bo^{0,7} \right) & 0,65 < Co \end{cases} \quad (2.20)$$

São acrescentadas as correlações de Gungor e Mathur.

$$\alpha_{Gungor} = \alpha_l \left(1 + 3000 Bo^{0,86} + \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right) \quad (2.21)$$

$$\alpha_{Mathur} = 3,9 \alpha_l \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,62} \quad (2.22)$$

O coeficiente de transferência de calor do líquido é:

$$\alpha_l = 0,023 \frac{k_l Re_l Pr_l}{D_h} \quad (2.23)$$

O número de Reynolds:

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \quad (2.24)$$

O número de convecção:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (2.25)$$

O número de ebulição:

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{lv}} \quad (2.26)$$

O parâmetro de Martinelli:

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (2.27)$$

A figura 22 mostra a comparação das correlações de Kandlikar, Gungor e Mathur.

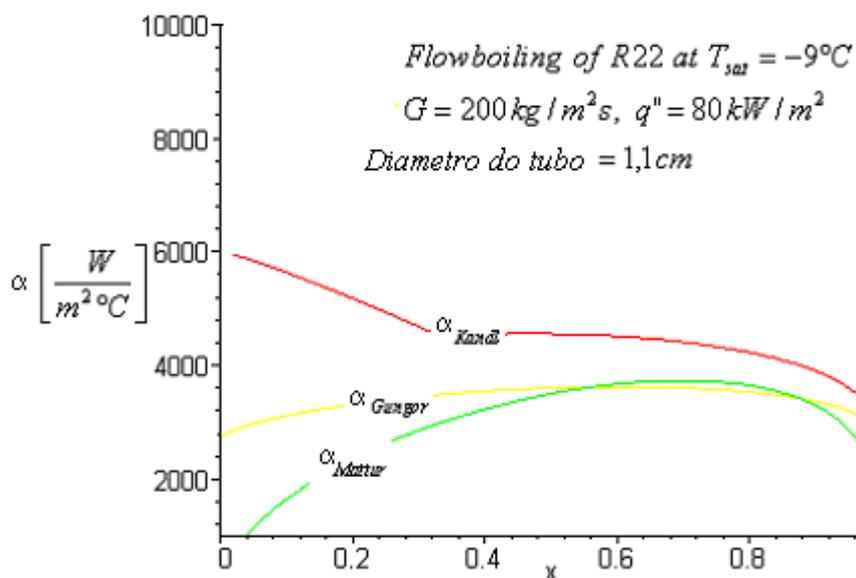


Figura 22 - Predição das correlações de Kandlikar, Gungor e Mathur para fluido refrigerante R22 Van P. Carey (1992)

Com as correlações apresentadas foi estimada a variação do coeficiente de troca interno com as variáveis título do fluido refrigerante, fluxo de calor e fluxo mássico, e são apresentadas a seguir:

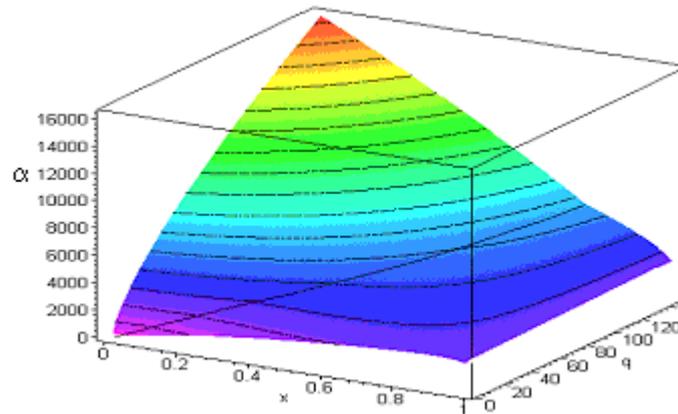


Figura 23 - Variação do coeficiente de troca de calor com o título e fluxo de calor segundo a correlação de Kandlikar mantendo a outras propriedades constantes

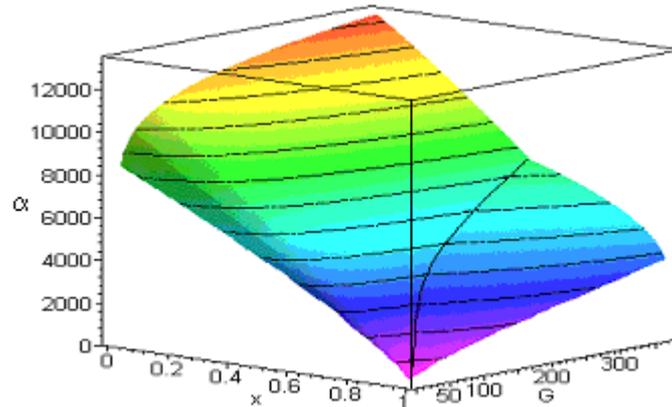


Figura 24 - Variação do coeficiente de troca de calor com o título e fluxo de massa segundo a correlação de Kandlikar mantendo a outras propriedades constantes

Podemos observar zonas perfeitamente diferenciadas estes correspondem à ebulição nuclear e a ebulição convectiva. Uma conclusão desta análise é que os coeficientes de troca de calor são maiores na zona de ebulição nuclear é dizer quando o título x é baixo, um evaporador inundado de líquido refrigerante tem estas características.