

CONDENSAÇÃO NA PRESENÇA DE GASES NÃO-CONDENSÁVEIS: UMA REVISÃO ANALÍTICA E EXPERIMENTAL

Luiz Alberto Macedo
Benedito Dias Baptista Filho
lamacedo@ipen.br
bdbfilho@ipen.br

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN-CNEN/SP - Av. Prof. Lineu Prestes, 2242, CEP 05508 – 900, Cidade Universitária, São Paulo, SP

Resumo. O trabalho apresenta uma revisão bibliográfica sobre condensação na presença de gases não-condensáveis, ressaltando as mais valiosas contribuições teóricas e experimentais. São discutidos modelos analíticos que consideram parâmetros, tais como a resistência interfacial, o superaquecimento e a difusão de massa. No geral, o efeito do gás não-condensável na condensação é a diminuição do coeficiente de transferência de calor. Os experimentos apresentados mostram boa concordância com os modelos teóricos.

Palavras-chave: condensação, gases não-condensáveis, termo-hidráulica.

1. INTRODUÇÃO

O processo de condensação com a presença de não-condensáveis é muito importante na indústria química e nuclear. A presença de gases não-condensáveis no vapor é um dos maiores problemas no projeto de muitos equipamentos de trocas térmicas utilizados nas indústrias com processos químicos, tais como a condensação, a destilação e a cristalização (Cobo et al, 1996). O fator que diferencia a condensação de um vapor puro e saturado e a condensação de um vapor na presença de um gás não-condensável é a resistência à transferência de calor. A Figura (1) compara o perfil de temperaturas, em uma superfície vertical, na condensação do vapor puro e do vapor na presença de um gás não-condensável. Para o vapor puro, há dois desníveis no perfil de temperaturas e para o vapor na presença do gás não condensável, há três desníveis a considerar. Observa-se a variação de temperatura na mistura vapor/gás não-condensável (camada de difusão). Adota-se desprezível, para efeitos de engenharia, a resistência térmica (degrau) que existe na interface vapor/líquido condensado (Butterworth, 1977).



Figura 1. Condensação de Vapor Puro e na Presença de Gás Não-Condensável.

11430

Na indústria nuclear, o efeito do gás não-condensável é importante na área de Análise de Acidentes. No prédio da contenção de um reator nuclear, ar e a acidental presença de hidrogênio representam os principais gases não-condensáveis. Enquanto o ar existe naturalmente na contenção, hidrogênio pode existir no caso de um acidente pela perda de refrigerante (LOCA) ou pela ruptura em alguma tubulação de vapor. As principais fontes de hidrogênio são as reações químicas exotérmicas no revestimento do combustível nuclear com o vapor, a decomposição radiolítica da água e a corrosão de certos materiais metálicos presentes na contenção.

Há um novo conceito de reatores nucleares para geração de energia, denominados Reatores Avançados, que se caracterizam: pela melhor utilização e aproveitamento do combustível nuclear, minimização de rejeitos, resistência à proliferação, emprego de segurança passiva e maior confiabilidade para trabalhadores e população com aumento da eficiência da geração da planta. Os Reatores Avançados prevêm a utilização de sistemas passivos de remoção de calor de emergência do núcleo por meio de convecção natural (Macedo, 2001). O gás não-condensável (nitrogênio, ar, etc) se aloja, por gravidade, na parte superior do circuito (trocador de calor). Há um crescente interesse nos efeitos causados pela presença de gases não-condensáveis nesses circuitos de resfriamento. Análises teóricas por meio de modelos numéricos e validações experimentais dos efeitos da presença de gases não-condensáveis na condensação de vapor são, portanto, necessárias. Nesse sentido, este trabalho apresenta uma revisão bibliográfica considerando os principais pesquisadores e suas valiosas contribuições teóricas e experimentais, que permitiram o desenvolvimento de uma criteriosa metodologia científica do estudo da condensação de vapor sob efeitos de gases não-condensáveis. Foi mantido o sistema de unidades original utilizado em cada trabalho selecionado.

2. DESCRIÇÃO

Um método iterativo para o cálculo da temperatura na interface líquido/vapor na presença de gás não-condensável (T_s) foi desenvolvido por Colburn (1934). O modelo proposto e o perfil de temperaturas é apresentado na Fig. (2).

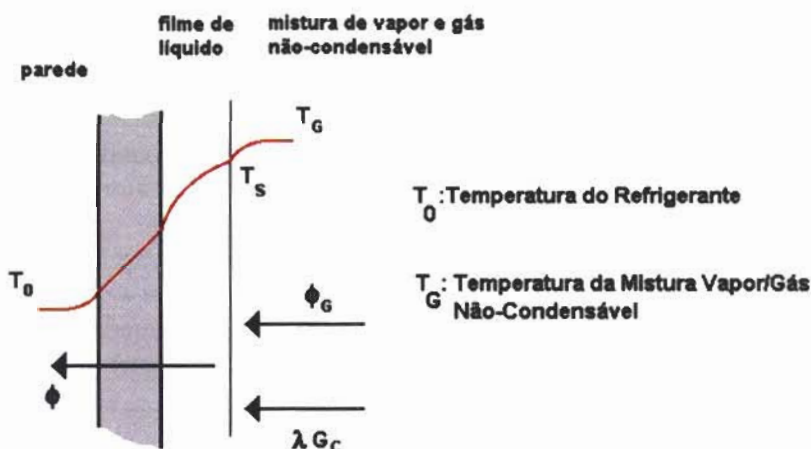


Figura 2. Modelo de Colburn-Hougen.

A Equação (1) representa o fluxo de calor na parede (ϕ), que é composto por dois componentes: o fluxo de calor na mistura de vapor e gás não-condensável (ϕ_G) e o fluxo de calor liberado na interface devido à condensação do vapor.

$$\phi = \phi_G + \lambda G_C \quad (1)$$

onde λ é o calor latente de vaporização e G_C é o fluxo de massa do gás.

A Figura (3) exemplifica as variações de temperaturas em um tubo de cobre ($\varnothing_{\text{ext}}=0,75''$ e $\varnothing_{\text{int}}=0,62''$) de um trocador de calor (operando em contra-corrente) para resfriar vapor de água e nitrogênio a uma temperatura de 95°C (pressão parcial de vapor = $0,835$ atm e pressão parcial de gás = $0,165$ atm) para uma temperatura de 40°C (pressão parcial de vapor = $0,073$ atm e pressão parcial de gás = $0,927$ atm). O refrigerante (água) entra a 25°C e sai a 60°C . Observa-se que a temperatura do refrigerante (T_0), a temperatura do gás (T_G) e a temperatura da interface (T_s) aumentam e a pressão parcial do gás (P_G) apresenta um comportamento decrescente ao longo do tubo.

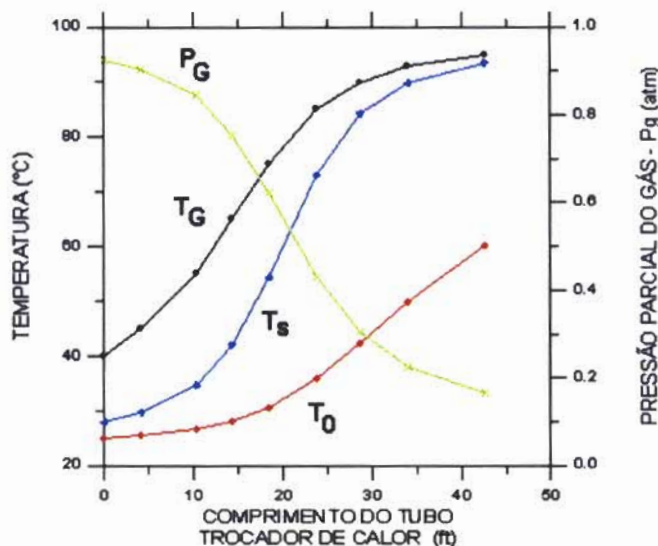


Figura 3. Temperaturas (T_G , T_0 e T_s) e Pressão Parcial do Gás (P_G) x Comprimento do Tubo.

Tanner et al (1965) apresentaram um trabalho experimental, na pressão atmosférica, sobre os efeitos de gases não-condensáveis na condensação por gotas. Foram comparados os efeitos de dois gases (CO_2 e N_2) com variação do fluxo de calor fornecido. Como a condensação por gotas é um fenômeno instável e temporal, o aparato experimental utilizado foi projetado para permitir um apurado controle das variáveis envolvidas. Sabe-se que em equipamentos de trocas térmicas, a condensação por gotas pode ocorrer quando há condensação de vapor em uma superfície polida, mas numa superfície oxidada ou em outras superfícies utilizadas em condensadores ou trocadores de calor é necessário algum tratamento para produzir condensação em gotas. No experimento, optou-se pela aplicação de uma pequena quantidade de um promotor de gotas (cera) na extremidade de uma haste de cobre previamente usinada (retificada). A Figura (4) mostra o aparato experimental.

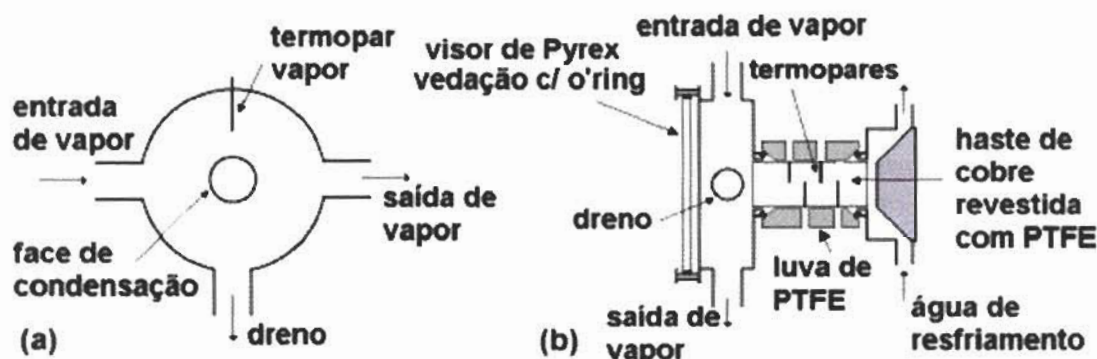


Figura 4. Aparato Experimental: (a) vista frontal; (b) vista em corte.

O coeficiente de transferência de calor é calculado pela divisão do fluxo de calor pela diferença entre a temperatura da mistura vapor/gás não-condensável e a temperatura da superfície da barra de cobre. O fluxo de calor é calculado por meio do gradiente de temperatura na haste de cobre (Lei de Fourier). As temperaturas são medidas por meio de quatro termopares instalados em posições conhecidas na haste de cobre. A Figura (5) indica os resultados do valor relativo do coeficiente de transferência de calor na presença de gás não-condensável e vapor puro ($h_{gás}/h$) em função do fluxo de calor aplicado. Observa-se que a redução no coeficiente de transferência de calor pela adição de gás não-condensável é maior com CO_2 do que N_2 com o aumento do fluxo de calor aplicado, para a mesma vazão de vapor ($1,9 \text{ ft}^3/\text{min}$). Para uma vazão maior de vapor ($6,5 \text{ ft}^3/\text{min}$), nota-se um significativo aumento do coeficiente de transferência de calor, para fluxos entre 100.000 e 170.000 $\text{BTU}/\text{h}.\text{ft}^2$.

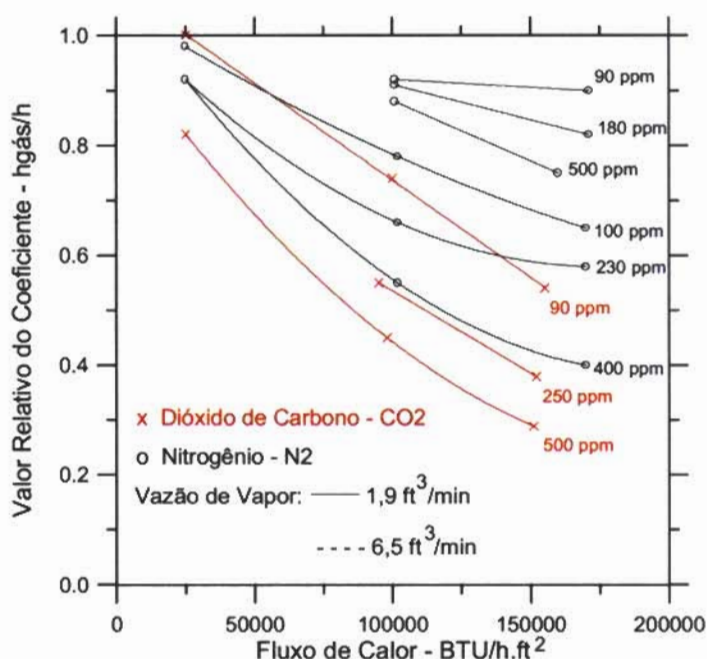


Figura 5. Valor Relativo do Coeficiente de Transferência de Calor ($h_{gás}/h$) x Fluxo de Calor.

Uma extensa investigação analítica considerada pioneira na área de condensação com gases não-condensáveis foi apresentada por Minkowycz e Sparrow (1966). O. A situação física em estudo é uma placa vertical com escoamento da mistura vapor/gás não-condensável (ar) por gravidade. Nesse contexto, gradientes de temperatura e de concentração são estabelecidos na mistura vapor/gás não-condensável (gradientes de temperatura só ocorrerão se o vapor estiver em seu estado de saturação). Forças de empuxo, devido as diferenças de temperatura e de concentração são criadas. Além disso, as propriedades termodinâmicas e de transporte da mistura vapor/gás não-condensável poderão apresentar grandes variações. O modelo analítico, que foi baseado no modelo para vapor puro, proposto por Nusselt (1916), é composto pelas equações de conservação e difusão de massa. Apresentou-se solução exata para o problema. Os seguintes efeitos foram estudados:

- **resistência interfacial:** resulta do fato da condensação de vapor na interface ser a diferença entre os processos simultâneos da evaporação e da condensação. A teoria cinética dos gases mostra que um desequilíbrio entre esses dois processos ocasiona um “degrau” de temperatura na interface (resistência térmica adicional). A magnitude dessa resistência térmica varia diretamente com a taxa de condensação e, conseqüentemente, a resistência interfacial manifesta-se mais no caso de vapor puro.
- **superaquecimento:** o efeito esperado do superaquecimento na taxa de transferência de calor na condensação é relativamente pequeno no caso do vapor puro (modelo de Nusselt), mas pode ser

significativo quando fatores como gases não condensáveis e resistência interfacial atuam no sentido de reduzir a taxa de condensação.

- **difusão de massa e difusão térmica:** Sempre que há gradientes de temperatura e de concentração na mistura de vapor/gás não-condensável, há o estabelecimento dos processos de difusão de massa e de difusão de energia. O transporte de massa é devido ao gradiente de temperatura e o transporte de energia é devido ao gradiente de concentração. A presença de gás não-condensável na condensação tem uma profunda influência na resistência à transferência de calor na região da interface líquido condensado e mistura de vapor/gás não-condensável. A Figura (6) indica o estabelecimento da difusão de massa. Durante a condensação, o gás não-condensável é carregado com o vapor em direção à interface onde ele se acumula. A pressão parcial do gás na interface (P_{AI}) aumenta, produzindo a difusão das moléculas do gás no sentido da interface para a superfície de difusão. Desde que a pressão total permanece constante (P), a pressão parcial do vapor na interface (P_{GI}) é menor do que a pressão do vapor na mistura (P_{GO}), produzindo difusão do vapor em direção à interface.

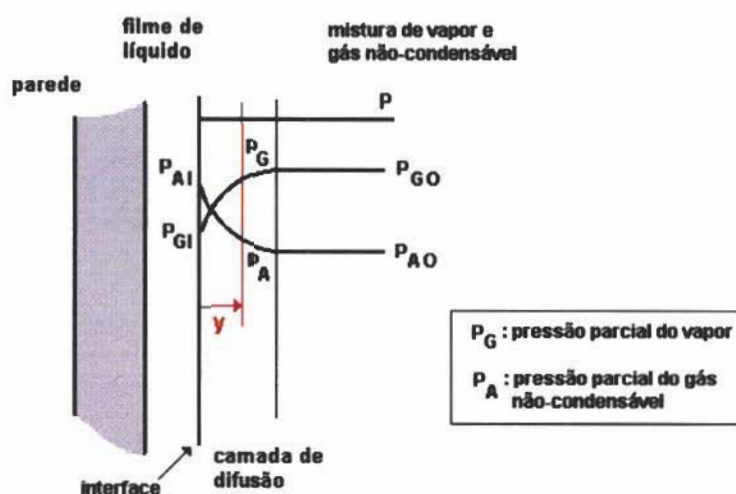


Figura 6. Difusão de Massa - Condensação na Presença de Gás Não-Condensável.

Os resultados na forma q/q_{Nu} (fluxo de calor na presença de gás não-condensável/fluxo de calor no modelo de Nusselt – vapor puro) são plotados em função de parâmetros que incluem: a concentração de gases não-condensáveis, nível de pressão do sistema, diferença de temperaturas entre a parede da placa e a mistura vapor-gás ($T_w - T_\infty$) e o grau de superaquecimento. A Figura (7) mostra o efeito da concentração de gás (w_∞) e da resistência interfacial para temperaturas de saturação da mistura vapor/ar iguais a 671,7 R (100°C) e 639,7 R (82°C). As concentrações de gás variam de 0,001 a 0,1. Em função da temperatura de saturação, a pressão total do sistema é igual a 1 bar e a 0,51 bar. A abscissa é a diferença de temperaturas entre a mistura de vapor/ar e a parede ($T_\infty - T_w$). Observa-se que a presença de um gás não-condensável tem um efeito decisivo no coeficiente de transferência de calor na condensação. Para uma fração em massa de ar igual a 0,5 %, há uma redução de 50 % ou mais no coeficiente de transferência de calor. Nota-se que o efeito da resistência interfacial pode ser desprezado, para cálculos de engenharia. A Figura (8) indica o efeito do superaquecimento, já desprezada a resistência interfacial, para temperaturas de saturação da mistura vapor/ar iguais a 671,7 R (100°C), 609,7 R (66°C) e 539,7 R (27°C). A pressão total do sistema varia de 1 bar a 0,04 bar. A diminuição do coeficiente de transferência de calor é mais significativa para maiores valores de temperatura de saturação (T_∞), menores diferenças de temperaturas entre a mistura vapor/ar e a parede ($T_\infty - T_w$) e pequenas concentrações de ar.

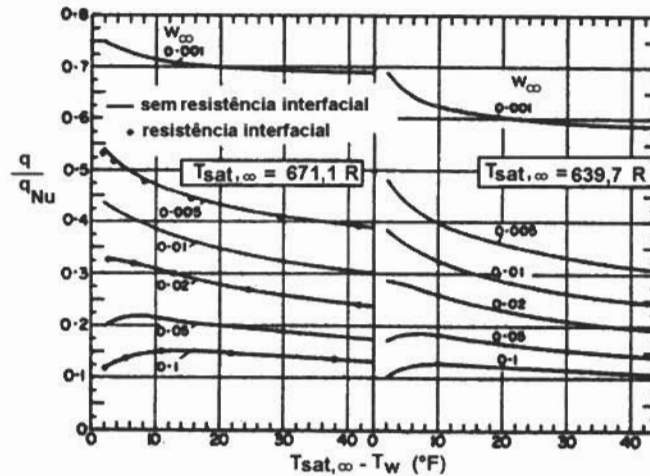


Figura 7. Efeitos da Resistência Interfacial e da Concentração de Gás.

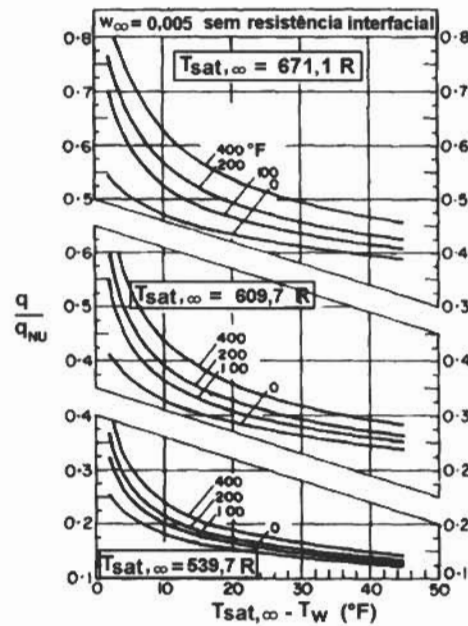


Figura 8. Efeito do Superaquecimento.

Sparrow et al (1967) apresentaram um trabalho analítico em que o sistema físico é representado por condensação em uma placa horizontal com escoamento forçado da mistura vapor/ar. As equações de conservação e de difusão de massa apresentaram uma solução aproximada, baseada na utilização de um parâmetro denominado Relação de Propriedade (Koh, 1962) e pela adoção do número de Schmidt igual a 0,55. A Equação (2) representa a relação de propriedade (R).

$$R = [(\rho\mu)_L / (\rho\mu)_{mistura}]^{1/2} \quad (2)$$

onde ρ é a densidade e μ é a viscosidade dinâmica. O índice L indica líquido condensado. O número de Schmidt é um importante parâmetro na transferência de massa por convecção e relaciona perfil de velocidades e perfil de concentrações (Holman, 1983). A Figura (9) mostra os resultados da comparação da solução aproximada (escoamento forçado) com a solução exata (escoamento por gravidade) obtida por Minkowycz e Sparrow (1966). O coeficiente de transferência de calor na condensação com escoamento forçado é maior que do escoamento por gravidade. Para uma

concentração de ar igual a 0,5 %, tem-se uma redução da ordem de 50 % no coeficiente de transferência de calor para escoamento por gravidade.

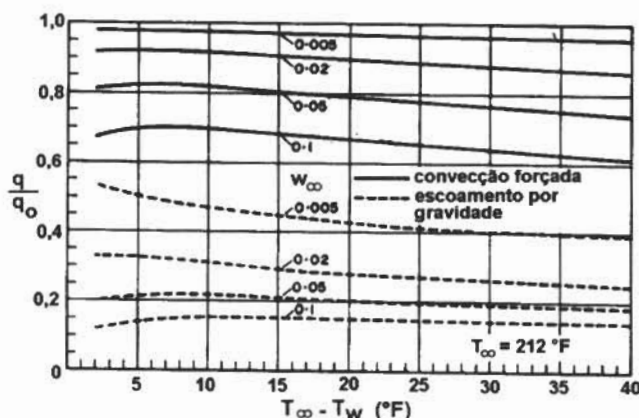


Figura 9. Comparação entre Escoamento Forçado e por Gravidade – Solução Aproximada (Sparrow et al,1967) e Exata (Minkowycz e Sparrow, 1966).

Rose (1969) apresentou um trabalho analítico, baseado nas equações de conservação e de difusão de massa. O modelo é representado por condensação em uma placa vertical com escoamento por gravidade de uma mistura de vapor/ar. Obteve-se uma solução aproximada para o sistema, calculando-se o perfil de velocidades e o de concentrações na mesma espessura da camada de difusão. Adotou-se o coeficiente de difusão igual a $0,256 \text{ cm}^2/\text{s}$ e a pressão do sistema igual a 1 atm. A Figura (10) indica a comparação dessa solução aproximada com a solução exata obtida por Minkowycz e Sparrow (1966), em termos do coeficiente de transferência de calor na condensação. Observa-se que as curvas apresentam a mesma tendência e para menores concentrações de ar, há uma maior diferença entre a solução exata e a aproximada (cerca de 7 % para concentração de ar igual a 0,1%).

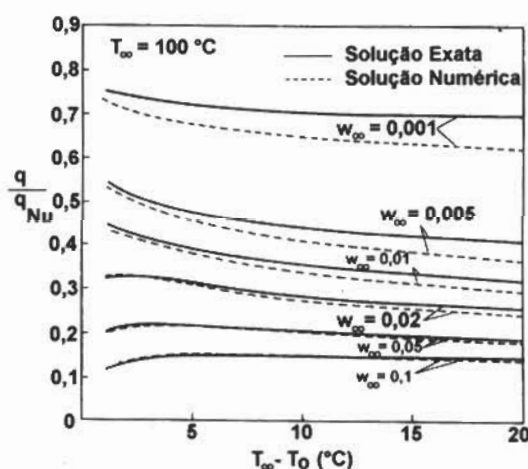


Figura 10. Solução Exata (Minkowycz e Sparrow, 1966) e Aproximada (Rose, 1969).

Um modelo analítico que é representado pela condensação na presença de gás (ar) em uma placa vertical com escoamento forçado foi apresentado por Denny e Jusionis (1972). Os fluidos condensados são: água, amônia, freon-12, etanol, butanol e tetracloreto de carbono. Para a solução exata das equações de conservação e de difusão de massa foi utilizada uma técnica denominada “em marcha” (forward marching technique) ao longo do comprimento da superfície. Para a solução aproximada, considerou-se a tensão de cisalhamento na interface (τ_i) igual ao produto da vazão em

massa do condensado na interface (m_i) pela diferença entre as temperaturas da mistura vapor/gás (u_e) e da interface (u_i). A Equação (3) representa a tensão de cisalhamento na interface.

$$\tau_i = m_i(u_e - u_i) \quad (3)$$

A Figura (11) mostra a comparação dos coeficientes de transferência de calor na condensação, apresentando as soluções exata e aproximada para os fluidos na presença de ar. A abcissa indica o comprimento da placa. As condições adotadas são: temperatura de saturação da mistura vapor/gás (T_∞) igual a 38°C, temperatura da parede (T_w) igual a 27°C e concentração de ar (w_{ar}) igual 0,01. A diferenciação está na velocidade da mistura vapor/ar (v_∞), respectivamente, iguais a 0,3 e 3 m/s. Observa-se que as soluções exata e aproximada apresentam o mesmo comportamento. No caso da água, para menor velocidade da mistura vapor/ar (0,3 m/s), o coeficiente de transferência de calor local na condensação é menor (cerca de 45 % para $x=0,3$ ft). Para maior velocidade de escoamento (3 m/s), nota-se que o vapor de amônia e freon-12 na presença de ar apresentam um alto coeficiente de transferência de calor local, principalmente no início da superfície.

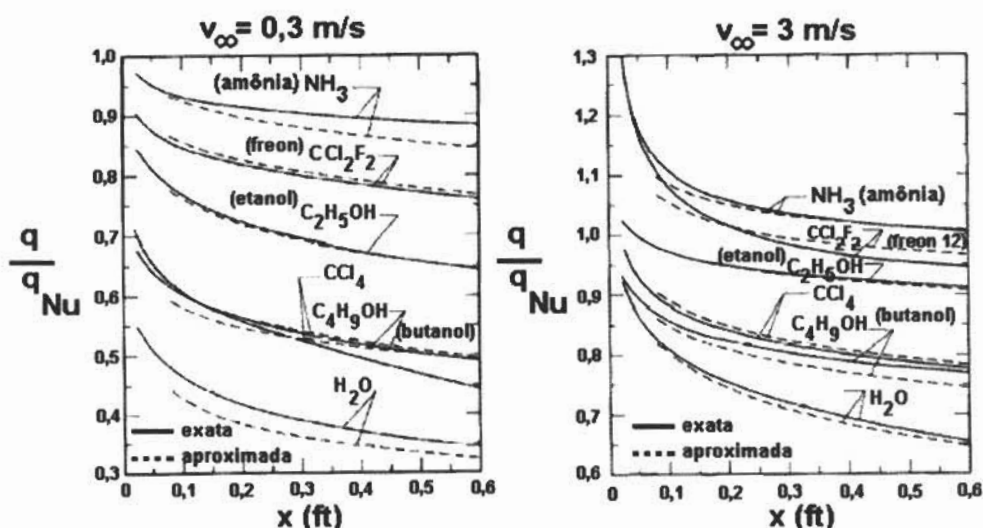


Figura 11. Coeficientes de Película na Condensação para Vários Fluidos na Presença de Ar.

Um estudo experimental e analítico da condensação de vapor na presença simultânea de ar e hélio foi feito por Hasanein et al (1996). A Figura (12) mostra o tubo vertical de condensação utilizado no experimento e a comparação entre os valores do coeficiente de transferência de calor local calculados pelo modelo e os experimentais em função do comprimento do tubo. Para se determinar as temperaturas na mistura vapor/ar-hélio, na parede do tubo e no fluido refrigerante, o tubo apresenta termopares tipo J (ferro – constantan) ao longo de posições determinadas ao longo de seu comprimento. A mistura vapor/ar-hélio apresenta escoamento forçado no interior do tubo. A vazão da mistura vapor/ar-hélio é controlada por um medidor de vazão tipo vórtex. Um modelo analítico simplificado na camada de difusão foi desenvolvido. As equações de difusão de massa de cada componente da mistura foram resolvidas de forma a se obter o fluxo de massa de vapor na interface, entre o filme de condensado e a mistura de vapor/ar-hélio.

Observa-se a boa concordância entre os resultados experimentais e os resultados calculados pelo modelo teórico para temperatura de entrada da mistura igual a 100 °C, vazão de vapor na entrada igual a 33,3 kg/h, vazão de ar na entrada igual a 7,7 kg/h, vazão de hélio na entrada igual a 1,0 kg/h e pressão do sistema na entrada igual 143 kPa). Observa-se que o coeficiente de transferência de calor na condensação diminui para menores valores de número de Reynolds da mistura vapor/ar-hélio (Re_{mix}).

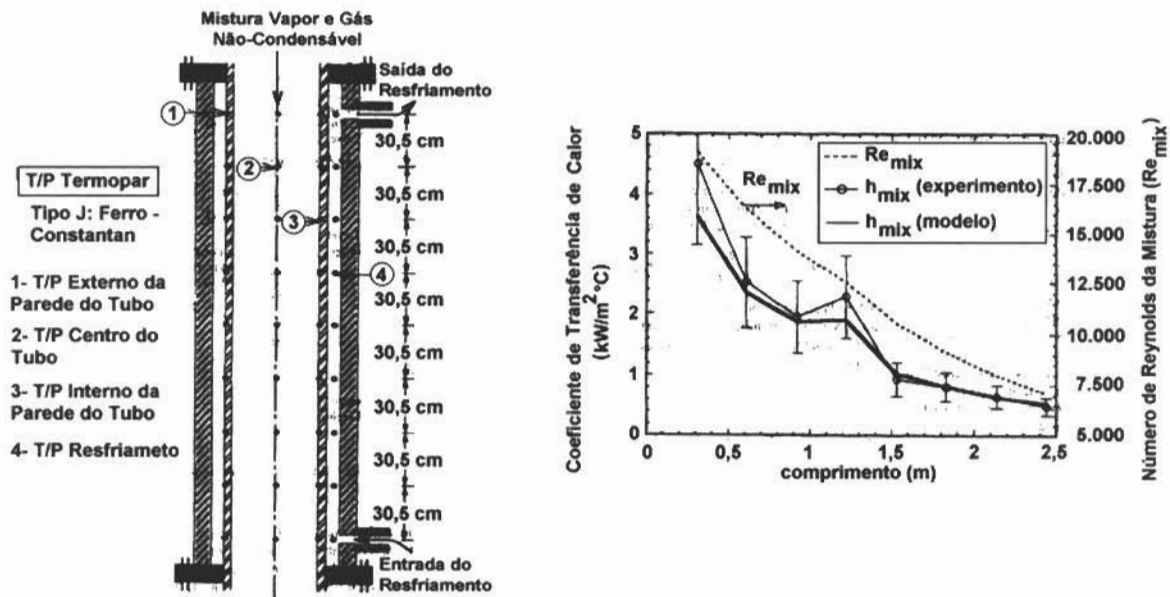


Figura 12. Tubo de Condensação do Experimento Valores Teóricos e Experimentais do Coeficiente de Transferência de Calor.

3. CONCLUSÕES

Todos os trabalhos selecionados fornecem resultados que são utilizados até hoje. Os trabalhos analíticos mostram que o principal efeito do gás não-condensável na condensação, no interior de tubos ou placas verticais, é a diminuição do coeficiente de transferência de calor.

Os modelos analíticos consideram a resistência interfacial, o superaquecimento, a convecção natural devida a gradientes de temperatura e concentração de gás e a difusão de massa.

Os resultados mostrados foram obtidos em uma extensa faixa de parâmetros, tais como: concentração de gás na mistura vapor/gás não-condensável, nível de pressão, diferença de temperatura entre a mistura vapor/gás não-condensável e a parede da superfície e grau de superaquecimento.

Verificou-se que pequenas concentrações de gases não-condensáveis podem ter um efeito considerável no coeficiente de transferência de calor. Um aumento na concentração de gás não-condensável acentua a diminuição do coeficiente de transferência de calor. Observa-se, também, a diminuição do coeficiente de transferência de calor quando o sistema opera à baixas pressões.

O trabalho ainda apresentou uma demonstração de que a redução no coeficiente de transferência de calor é devida totalmente à resistência difusiva que ocorre na região de fronteira da interface líquido e mistura de vapor/gás não-condensável. Para efeito de cálculos na Engenharia, a resistência interfacial é desprezível. O efeito do superaquecimento, que é muito pequeno para vapor puro, torna-se muito mais significativo na presença de gás não-condensável. Quando se compara o escoamento laminar e forçado (Número de Reynolds) de uma mistura vapor/gás não-condensável, observa-se que o escoamento laminar apresenta menores valores para os coeficientes de transferência de calor, enquanto que no escoamento forçado, os coeficientes de transferência de calor são maiores. Os resultados experimentais obtidos apresentaram boa concordância com os modelos analíticos desenvolvidos.

4. REFERÊNCIAS

Butterworth, D., Hewitt, G. F., 1977, "Two-Phase Flow and Heat Transfer", Oxford University Press – Harwell Series, Great Britain, 514 p.

Cobo, J. L. M., Herranz, L., Sancho, J., Tkachenko, I., Verdú, G., 1996, "Turbulent Vapor Condensation with Noncondensable Gases in Vertical Tubes", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 15, pp. 3249-3260.

Colburn, A. P., Hougen, O. A., 1934, "Design of Cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases", Ind. Engineering Chem., Vol. 26, pp. 1178-1182.

Denny, V. E., Jusionis, V. J., 1972, "Effects of Noncondensable Gas and Forced Flow on Laminar Film Condensation", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 315-326.

Hasanein, H. A., Kazimi, M. S., Golay, M. W., 1996, "Forced Convection In-Tube Steam Condensation in the Presence of Noncondensable Gases", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 13, pp. 2625-2639.

Holman, J. P., 1983, "Transferência de Calor", Editora McGraw-Hill do Brasil, 639 p.

Koh, J. C. Y., 1962, "Laminar Film Condensation of Condensable Gases and Gaseous Mixtures on a Flat Plate", Proceedings of the 4th National Congress of Applied Mechanics, pp. 1327-1336.

Macedo, L. A., 2001, "Controle de Sistemas Passivos de Resfriamento de Emergência de Reatores Nucleares por Meio de Linhas de Desvio", Tese de Mestrado, IPEN – Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, São Paulo, Brasil.

Minkowycz, W. J., Sparrow, E. M., 1966, "Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensables, Interfacial Resistance, Superheating, Variable Properties and Diffusion", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, pp. 1125-1144.

Nusselt, W., 1916, "The Surface Condensation of Water Vapor (in German)", Z. Ver. Dt. Ing., Vol. 60, pp. 541-546.

Rose, J. W., 1969, "Condensation of Vapour in the Presence of a Non-Condensing Gas", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 12, pp. 233-237.

Sparrow, E. M., Minkowycz, W. J., Saddy, M., 1967, "Forced Convection Condensation in the Presence of Noncondensables and Interfacial Resistance", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp. 1829-1845.

Tanner, D. W., Potter, C. J., Pope, D., West, D., 1965, "Heat Transfer in Dropwise Condensation – Part I: The Effects of Heat Flux, Steam Velocity and Non-Condensable Gas Concentration", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp. 419-426.

CONDENSATION IN THE PRESENCE OF NONCONDENSABLE GASES: AN ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL REVIEW

Luiz Alberto Macedo

Benedito Dias Baptista Filho

lamacedo@ipen.br

bdbfilho@ipen.br

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN-CNEN/SP - Av. Prof. Lineu Prestes, 2242, CEP 05508 - 900, Cidade Universitária, São Paulo, SP

Abstract. *The work presents a bibliographical review on condensation in the presence of noncondensable gases, standing out the most valuable theoretical and experimental contributions. Analytical models that consider parameters, such as the interfacial resistance, the superheating and the mass diffusion are discussed. In general, the effect of noncondensable gas on the condensation is the reduction of the heat transfer coefficient. The experimental results presented show good agreement with the theoretical models.*

Keywords. *condensation, noncondensable gases, thermal hydraulics.*