

EBULIÇÃO NUCLEADA DE REFRIGERANTES HALOGENADOS – ANÁLISE DE CORRELAÇÕES

Gherhardt Ribatski José M. Saiz Jabardo
Departamento de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 São Carlos – SP-Brazil

RESUMO

O presente estudo objetivou a análise da literatura aberta referente à transferência de calor através do mecanismo da ebulição nucleada, para refrigerantes halogenados e suas misturas com óleo de lubrificação. Foram verificados dois tipos básicos de correlações: as estritamente empíricas, baseadas na correlação de dados experimentais, e as semi-empíricas, tendo o suporte de modelos físicos e ajustadas através de coeficientes experimentais. Como regra geral, as correlações apresentaram elevadas discrepâncias entre si. Este resultado reflete a grande faixa de condições experimentais utilizadas como referência pelos autores. Tendência similar foi verificada para misturas refrigerante/óleo. Assim, conclui-se a necessidade de novas pesquisas em ebulição nucleada relativas a estes componentes.

INTRODUÇÃO

A transferência de calor associada à ebulição nucleada é encontrada em inúmeras aplicações científicas e industriais. Uma delas está relacionada aos resfriadores de água do tipo centrífugo, os quais apresentam evaporadores inundados, operando com água circulando no interior de tubos metálicos e refrigerante evaporando do lado externo através do mecanismo da ebulição nucleada. Durante a fase de projeto do evaporador, a avaliação precisa do coeficiente de transferência de calor é importante no sentido de propiciar um equipamento do tamanho e desempenho adequados à particular aplicação. No entanto, a predição do coeficiente de transferência de calor é difícil, devido à complexidade do fenômeno e ao número elevado de variáveis que o influenciam, tais como, pressão, propriedades de transporte do refrigerante, condições da superfície, temperatura de ebulição, impurezas, etc.

Geralmente os circuitos frigoríficos, no qual os evaporadores estão inseridos, incorporam um compressor, equipamento que apresenta partes móveis, que necessitam de lubrificação. Devido às características construtivas, o óleo de lubrificação entra em contato com o refrigerante, sendo mecanicamente arrastado até o condensador. Dali, como o óleo é solúvel na fase líquida do refrigerante, é transportado ao evaporador onde se deposita em virtude da evaporação do refrigerante. A adição deste óleo lubrificante, pode alterar drasticamente o desempenho do evaporador, pelo seu efeito no coeficiente de transferência de calor.

Dentro deste contexto, o presente trabalho visou o estudo comparativo de algumas correlações da literatura aberta para determinação do coeficiente de transferência de calor, tanto para fluidos puros, aplicadas a refrigerantes halogenados, como para misturas refrigerante-óleo de lubrificação.

CORRELAÇÕES REFRIGERANTES PUROS

A determinação do coeficiente de transferência de calor para fluidos puros envolve procedimentos que podem ser classificados em dois tipos básicos: empíricos e semi-empíricos. O primeiro é baseado estritamente em correlações de resultados experimentais. Já os modelos semi-empíricos são baseados em modelos físicos elaborados segundo a ótica fenomenológica do autor e ajustados por intermédio de resultados experimentais.

Correlações Empíricas

As correlações empíricas são resultado de análises de regressão sobre um grande número de dados. Tais correlações, embora não sejam baseadas em modelos físicos, apresentam uma boa precisão, podendo ser consideradas genéricas.

Stephan e Abdelsalan (1978) considerando a dificuldade na determinação dos fenômenos físicos que regem a transferência de calor em ebulição nucleada, propuseram um modelo estritamente empírico, baseado em um banco de dados, composto por diferentes fluidos que, devido às suas características, foram divididos em 4 grupos: água, hidrocarbonetos, fluidos criogênicos e refrigerantes halogenados. Os autores utilizaram o princípio de que o processo de transferência de calor é caracterizado por um determinado número de propriedades de transporte. Estas influenciam variáveis tais como: número de cavidades ativas, frequência de desprendimento de bolhas, energia necessária para o crescimento da bolha e grau de agitação do líquido junto a parede. Construíram, assim, produtos de grupos adimensionais, escolhendo os mais característicos para cada grupo de substâncias. Através de uma análise de regressão do banco de dados obtiveram a seguinte equação, específica para refrigerantes halogenados:

$$Nu = 207 \cdot \left(\frac{\dot{q}''_A \cdot d_b}{k_f \cdot T_{sat}} \right)^{0,745} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} \cdot \left(\frac{v_l}{\alpha_f} \right)^{0,533} \cdot R_p^{0,133} \quad (1)$$

$$\text{onde } d_b = 0,146 \cdot \beta \cdot \left[\frac{2 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (2)$$

É interessante destacar que o diâmetro de desprendimento de bolhas, d_b , adotado por Stephan e Abdelsalan é uma ordem de grandeza inferior ao proposto por Fritz e Ende apud Collier (1981) e comumente utilizado nas correlações.

Cooper (1984) observou que as correlações geralmente são baseadas em produtos de propriedades de transporte. Analisando as propriedades físicas e de transporte da água, baseado na "lei dos estados correspondentes", verificou ser possível predizê-las através de funções compostas somente por propriedades reduzidas. Confirmando a possibilidade de desenvolvimento de uma correlação que não envolva um modelo físico do fenômeno de ebulição nucleada, mas a natureza das propriedades de

transporte à temperatura de saturação. Através de análise de regressão linear aplicada a um banco de dados, Cooper desenvolveu a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor:

$$\frac{h}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)^{0,67}} = 55 \cdot p_r^{0,12-0,2 \log R_p} \cdot (-\log p_r)^{-0,35} \cdot M^{-0,5} \quad (3)$$

Para superfícies cilíndricas de cobre, Cooper sugere multiplicar o membro da direita por 1,7.

Gorenflo et al. (1994) desenvolveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em termos das influências relativas da pressão de saturação, F_p , do fluxo de calor, F_q , e do superaquecimento da parede, F_w , conforme a seguinte equação:

$$\frac{h}{h_0} = F_p \cdot F_q \cdot F_w \quad (4)$$

h_0 corresponde a um valor de referência para o coeficiente de transferência de calor segundo norma ISO 4287/01:1984, determinada para um tubo de cobre com rugosidade média $R_{p0}=0,4\mu m$, pressão de referência de $p_{r0}=0,1$, e fluxo de calor de 20 kW/m^2 . Alguns valores de h_0 são apresentados na Tabela 1. Gorenflo et al dividiram os efeitos de parede em duas partes: uma resultante das propriedades do material, F_{wm} , e a outra da rugosidade, F_{wr} , fazendo com que os efeitos globais de superfície possam ser determinados através do produto destes dois fatores.

Tabela 1- Valores referenciais de h_0 , Gorenflo et al

Fluido	$h_0 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$	Fluido	$h_0 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$
R-11	2800	R-115	4200
R-12	4000	R-123	2600
R-13	3900	R-134a	4500
R-13B1	3500	R-152a	4000
R-22	3900	R-226	3700
R-23	4400	R-227	3800
R-113	2650	RC-318	4200
R-114	3800	R-502	3300
Amônia	7000	Água	5600

Segundo os autores, para pequenas variações da rugosidade, pressões de saturação não muito elevadas e fluxos de calor moderados, características das aplicações frigoríficas, as seguintes relações podem ser aplicadas:

$$F_q = \left(\frac{\frac{\dot{q}}{A}}{\left(\frac{\dot{q}}{A}\right)_0} \right)^n \quad \text{onde } n = 0,9 - 0,3 \cdot p_r^{0,3} \quad (5)$$

$$F_{wr} = \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0,133} \quad (6)$$

Para a determinação dos efeitos de parede associados ao material, Gorenflo et al consideraram que o mecanismo de transferência de calor que predomina na vizinhança da cavidade é a condução. Deste modo, baseados em seus resultados experimentais, os autores admitiram que o fator associado ao efeito do material da parede pode ser calculado como:

$$F_{wm} = \left(\frac{k_w \cdot \rho_w \cdot C_{p_w}}{k_0 \cdot \rho_0 \cdot C_{p_0}} \right)^{0,5} \quad (7)$$

Correlações Semi-Empíricas

São baseadas em modelos físicos que representam o ponto de vista do autor. Tais correlações, embora se apresentem como generalizadas, aplicam-se muitas vezes a situações particulares, características dos dados experimentais para o qual foram ajustadas. Os modelos descrevem a física do processo parcialmente, uma vez que a transferência de calor durante a ebulição nucleada é resultado da ação concomitante de vários mecanismos. Dependendo de condições tais como, a intensidade de fluxo de calor, pressão, ângulo de contato entre a superfície e o líquido em ebulição, sub-resfriamento, etc, um ou mais mecanismos podem ser dominantes. Isto explica porque alguns modelos se ajustam perfeitamente a certas condições não são adequados a outras.

Rohsenow (1951) desenvolveu um modelo considerando como mecanismo responsável pela transferência de calor, a agitação do fluido junto a superfície aquecida resultante do desprendimento e colapso das bolhas. Considerou, inicialmente, que o calor é transferido através de condução diretamente da superfície para uma camada de líquido adjacente a parede, com as bolhas servindo como “misturadores”. Deste modo, o autor pode assumir uma analogia com transferência de calor em convecção turbulenta forçada, correlacionando, assim, o número de Nusselt em termos dos números de Reynolds e Prandtl. O número de Reynolds, relacionando as forças de inércia e viscosas associadas a agitação turbulenta promovida pelas bolhas, foi referido à velocidade mássica média do vapor deixando a superfície e ao diâmetro de desprendimento da bolha, através de uma relação cuja forma final é a seguinte:

$$\frac{C_{p_l} \cdot \Delta T}{h_{lv}} = C_{sf} \cdot \left\{ \frac{\frac{\dot{q}}{A}}{h_{lv} \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \right\}^r \cdot \left(\frac{\mu_l \cdot C_{p_l}}{k_l} \right)^s \quad (10)$$

Os valores r e s foram experimentalmente correlacionados, obtendo-se $r=0,33$ e $s=1,7$ para a maioria dos líquidos, com exceção da água, para a qual os valores que proporcionaram melhores resultados foram $s=1,0$ e $r=0,33$. O coeficiente C_{sf} é função das características do par superfície/líquido, onde o ângulo de contato β é um de seus fatores determinantes. Para a água em superfície de cobre lisa obteve-se $C_{sf}=0,013$. O expoente r também é função da combinação líquido e superfície, incorporando características como material e tipo de acabamento da superfície. Já o expoente s , segundo o autor, é função somente do tipo de acabamento, podendo variar entre 0,8 e 2,0. Vachon et al (1968), obtiveram experimentalmente o coeficiente C_{sf} e o expoente r para várias combinações de características de acabamento, composição da superfície aquecida e líquido em ebulição.

O modelo elaborado por Nishikawa e Fujita (1977) considera como fator responsável pela transferência de calor a grande agitação do líquido junto a superfície aquecida induzida pela elevada densidade de cavidades ativas. Este modelo baseia-se na analogia entre convecção natural e ebulição nucleada, permitindo aos autores escrever o coeficiente de transferência de calor, dado em termos do número de Nusselt, como função dos números adimensionais de Grashoff e Prandtl. Devido às diferentes características físicas entre os mecanismos de ebulição nucleada e convecção natural, os autores adotaram uma definição livre do

número de Grashoff, relacionando os efeitos viscosos e de empuxo. Os efeitos de empuxo foram caracterizados por fatores tais como: densidade de cavidades ativas, diâmetro médio de desprendimento de bolhas e velocidade média de ascensão das bolhas. Através de dados experimentais, os autores constataram que $Nu'' \cdot (\delta/L) = \text{constante}$, onde δ é a espessura da camada limite térmica e L o comprimento característico. Com base neste resultado, e em virtude da constante apresentar dois valores distintos, os autores dividiram o regime de ebulição nucleada plenamente desenvolvida em duas regiões, denominadas arbitrariamente de regime de ebulição nucleada laminar e regime de ebulição nucleada turbulenta. A transição entre os regimes fica caracterizada pela mudança no coeficiente angular da curva do número de Nusselt versus δ/L , caracterizada através de resultados experimentais pelos autores como função exclusiva do comprimento característico, L , e determinada através da seguinte equação:

$$Nu_l = 4,71 \cdot 10^5 \cdot L^2 \quad (11)$$

Semelhante ao fator de superfície de Rohsenow, os autores propuseram um fator de nucleação, f_ζ , função da combinação líquido e superfície, o qual é determinado experimentalmente e descreve as características de nucleação da superfície aquecida. Para a água em ebulição em uma superfície limpa e lisa, tem-se $f_\zeta = 1$. Para pressões diferentes da atmosférica, os autores incorporaram um fator de pressão, conforme indicado abaixo:

$$f_p = \left(\frac{p}{p_{atm}} \right)^{0,7} \cdot \frac{1 + 3 \cdot (p_r)^3}{1 + 3 \cdot \left(\frac{p_{atm}}{p_{crit}} \right)^3} \quad (12)$$

onde p_{crit} e p_{atm} são, respectivamente, a pressão crítica e a pressão atmosférica normal. Tal fator permitiria explicar a variação na taxa de crescimento da bolha com o aumento da pressão, atribuída à diminuição da tensão superficial, reduzindo, desta forma, a energia necessária ao crescimento da bolha. Ao contrário de Cooper e Gorenflo et al, os autores não verificaram uma interação explícita entre a pressão e as características de superfície. Finalmente, o coeficiente de transferência de calor, dado em termos do número de Nusselt, pode ser determinado através das seguintes equações:

$$Nu = 6,24 \cdot (f_\zeta \cdot f_p \cdot X)^{2/3} \quad Nu \leq Nu_l \quad (13)$$

$$Nu = 0,66 \cdot L^{-2/5} \cdot (f_\zeta \cdot f_p \cdot X)^{4/5} \quad Nu \geq Nu_l \quad (14)$$

$$\text{onde: } X = \left(0,284 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{C_{pl} \cdot \rho_l^2 \cdot g}{k_l \cdot \sigma \cdot h_{lv} \cdot \rho_v} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A} \right) \cdot L^{3/2} \quad (15)$$

Mikic e Rohsenow (1969) propuseram um modelo segundo o qual o fluxo de calor na superfície aquecida é resultante da superposição de efeitos associados à Convecção Natural e à Ebulição Nucleada propriamente dita. As bolhas, ao deixarem a superfície aquecida, promovem a migração de líquido frio para a superfície. Como resultado, a transferência de calor se dá através da condução transitória da superfície para a camada de líquido frio. Utilizou-se o modelo de Han e Griffith (1965) para determinar a área de influência da bolha, igual a $\pi \cdot d_b^2$. O modelo admite que não haja interação entre regiões de influência das

bolhas. Nestas, assumiu-se o mecanismo de condução pura entre a superfície e o líquido, modelada como um corpo semi-infinito. A condução transitória através da camada de líquido frio permitiu determinar o fluxo de calor associado à ebulição nucleada propriamente dita através da seguinte equação:

$$\frac{(\dot{q}_{eb}/A) \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}}}{\mu_l \cdot h_{lv}} = X \cdot (\varphi \cdot \Delta T)^{m+1} \quad (16)$$

onde:

$$\varphi^{m+1} = \frac{k_l^{1/2} \cdot \rho_l^{17/8} \cdot h_{lv}^{(m-23/8)} \cdot \rho_v^{(m-15/8)}}{\mu_l \cdot [(\rho_l - \rho_v)]^{9/8} \cdot \sigma^{(m+1/8)} \cdot T_{sat}^{(m-15/8)}}$$

e

$$X = \left(\frac{r_s}{2} \right)^m \cdot \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot g^{(9/8)}} \cdot C_2^{5/3} \cdot C_3^{1/2} \cdot C_1$$

O fluxo de calor total na superfície aquecida foi expresso por:

$$\frac{\dot{q}}{A} = \frac{A_{cn}}{A} \cdot \left(\frac{\dot{q}_{cn}}{A_{cn}} \right) + \left(\frac{\dot{q}_{eb}}{A} \right) \quad (17)$$

Onde $\dot{q}_{cn}/A_{cn}$ é a componente do fluxo de calor devido à Convecção Natural, a qual, para fluxos de calor elevados, pode ser desprezada, podendo ser avaliada como indicado a seguir:

- Para regime laminar, $10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7$

$$Ra = \frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T \cdot A_{cn}^{3/2}}{\alpha_l \cdot \nu_l} \quad (18)$$

$$\frac{\dot{q}_{cn}}{A_{cn}} = 0,54 \cdot \rho_l \cdot C_{pl} \cdot \left(\frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T^5 \cdot \alpha_l^3}{\sqrt{A_{cn}} \cdot \nu_l} \right)^{1/4} \quad (19)$$

- para regime turbulento, $2 \cdot 10^5 < Ra < 3 \cdot 10^{10}$

$$\frac{\dot{q}_{cn}}{A_{cn}} = 0,14 \cdot \rho_l \cdot C_{pl} \cdot \left(\frac{\gamma_l \cdot g \cdot \Delta T^4 \cdot \alpha_l^2}{\nu_l} \right)^{1/3} \quad (20)$$

O maior problema com relação ao modelo de Mikic e Rohsenow está relacionado à dificuldade na determinação dos coeficientes m , C_1 , C_2 , C_3 e r_s , os quais envolvem resultados experimentais e são funções de parâmetros como: característica de superfície, líquido em ebulição, fluxo de calor e ângulo de contato, limitando sua utilização a explorações acadêmicas.

Foster e Zuber (1955) desenvolveram um modelo baseado na micro-convecção como principal mecanismo responsável pela transferência de calor na superfície aquecida. Este mecanismo consiste na remoção de calor através da convecção forçada promovida pelo movimento de expansão da bolha. Os autores definiram o coeficiente de transferência de calor em termos dos parâmetros adimensionais típicos da convecção Nu , Re e Pr . Evidentemente, definiu-se o número de Prandtl em termos das propriedades do líquido. Para o cálculo do número de Reynolds, admitiu-se como dimensão característica o diâmetro instantâneo da bolha. A velocidade característica do líquido foi determinada como função da velocidade de crescimento da bolha. Determinou-se, assim, o número de Reynolds independente do tempo, o mesmo não ocorrendo para o número de Nusselt, para o qual foi

definida uma dimensão característica modificada. A correlação resultante foi dada pela seguinte equação:

$$\frac{\dot{q}/A}{\rho_v \cdot h_{fv}} \cdot \left(\frac{\pi}{\alpha_l} \right)^{1/2} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot \left(\frac{2 \cdot \sigma}{p_v - p_l} \right)^3}{2 \cdot \sigma} \right]^{1/4} = C_1 \cdot \left[\frac{\rho_l}{\mu_l} \cdot \left(\frac{\Delta T \cdot k_l}{\rho_v \cdot h_{fv}} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{\alpha_l} \right]^{5/8} \cdot \left(\frac{C_{p_l} \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \quad (21)$$

Os expoentes r e s foram determinados através da análise de regressão de dados experimentais, resultando iguais a $5/8$ e $1/3$ respectivamente. Para o coeficiente C_1 , obteve-se o valor 0,0015, avaliado para a água a pressões variando entre 1 e 50 bar. Embora a literatura não apresente um estudo sistemático, o coeficiente C_1 é presumivelmente influenciado pelas condições da superfície e do líquido em ebulição, da mesma forma que o C_{sf} proposto por Rohsenow.

Haider e Webb (1997) desenvolveram um modelo envolvendo a superposição dos efeitos de condução transitória, anteriormente discutido no modelo de Mikic e Rohsenow, e de micro-convecção no líquido. Os autores começaram por verificar que alguns resultados experimentais não são propriamente explicados pelo modelo de Mikic e Rohsenow. O argumento foi que aquele modelo não incorporava efeitos convectivos resultantes da substituição do vapor por líquido frio. Segundo os autores, este efeito é resultante da indução de vórtices locais pelo líquido no instante de desprendimento da bolha, do que resulta uma combinação de escoamentos em torno de um ponto frontal de estagnação, promovendo um efeito de intensificação da transferência de calor. Percebe-se, assim, que a cavidade age como um ponto de estagnação não permanente, podendo, através da esteira resultante do desprendimento da bolha, alterar a espessura da camada limite térmica. Este mecanismo foi denominado pelos autores como micro-convecção. Analogamente ao modelo de Mikic e Rohsenow, o presente modelo considera a área de influência da bolha igual a $\pi \cdot d_b^2$, mas despreza os efeitos de convecção natural nas regiões externas. A transferência de calor latente devido à evaporação da microcamada também é considerada desprezível. Assim, incorporando os fenômenos acima descritos, os autores propuseram a seguinte correlação:

$$\frac{\dot{q}/A}{2 \cdot \sqrt{\pi \cdot k_l \cdot C_{p_l} \cdot f \cdot d_b^2 \cdot n \cdot \Delta T}} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,66 \cdot \pi \cdot c}{Pr_l^{1/6}} \right) \right]^{1/6} = \left(\frac{\dot{q}/A}{2 \cdot \sqrt{\pi \cdot k_l \cdot C_{p_l} \cdot f \cdot d_b^2 \cdot n \cdot \Delta T}} \right)^{1/n_s} \quad (22)$$

O expoente, n_s , e o coeficiente, c , que melhor se ajustaram foram: para o R-11, $c=6,13$ e $n_s=2,0$; para o R-123, $c=6,42$ e $n_s=2,0$. É interessante notar que o termo entre parênteses da Eq. (22) assume valores muito superiores à unidade, o que, segundo os autores, vem demonstrar o reduzido efeito do mecanismo de condução transitória. Nessas condições, é possível afirmar que o mecanismo dominante é a micro-convecção, efeito que foi desprezado no modelo de Mikic e Rohsenow.

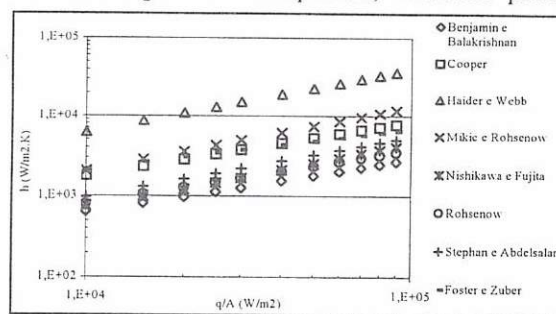
Outros mecanismos, embora não detalhados no presente trabalho, são também utilizados em modelamento, entre os quais podem ser citados:

- *Evaporação de uma microcamada junto à base da bolha.* Este mecanismo baseia-se na hipótese de que as bolhas, ao crescerem, aprisionam uma camada de espessura muito reduzida de líquido junto à superfície aquecida. Nesse mecanismo ocorre a evaporação de líquido da microcamada e a condensação do vapor na parte superior da bolha, à semelhança de um tubo de calor ("Heat Pipe"), sendo este o principal mecanismo de remoção de calor da superfície aquecida. Exemplos de correlações que consideram este mecanismo seriam as de Benjamin & Balakrishnan (1996) e Judd e Hwang (1976).

- *Termocapilaridade.* O presente mecanismo consiste em escoamentos tangenciais à interface da bolha, resultantes de gradientes de tensão superficial. As diferenças na tensão de cisalhamento na interface líquido-gás, resultantes de gradientes de temperatura, promovem movimentos da região mais quente, junto a parede, para a região mais fria.

COMPARAÇÃO ENTRE AS CORRELAÇÕES

Em ebulição nucleada plenamente desenvolvida é uma difícil tarefa indicar a melhor correlação para a determinação do coeficiente de transferência de calor. Thome (1996) afirma que, para aplicações frigoríficas, as correlações mais adequadas seriam as de Cooper e Gorenflo et al, sendo esta última a que apresenta os melhores resultados para a amônia. Webb e Pais (1992), ao comparar com um banco de dados próprio as correlações de Cooper e Stephan e Abdelsalan, concluíram ser a primeira a mais precisa. Nesta seção foi elaborada uma análise comparativa dos modelos anteriormente estudados, em termos de refrigerantes halogenados. Esta análise revelou grandes discrepâncias, conforme pode ser



verificado nas Figuras 1 e 2.

Figura 1- Comparação das correlações para o R-134a com $T_{sat}=273K$ e $Rp=1$

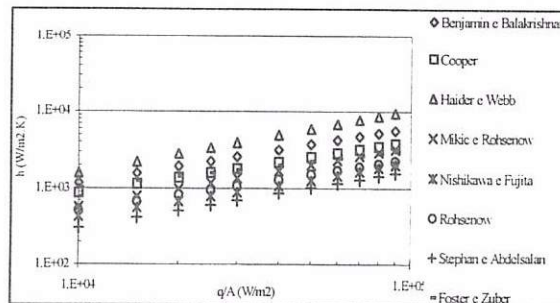


Figura 2- Comparação das correlações para o R-11 com $T_{sat}=273K$ e $Rp=1$

Tal comportamento pode ser resultante do fato da maioria das correlações, tanto empíricas como as semi-empíricas, envolverem

coeficientes experimentais. Esses são determinados através do ajuste de dados para fluidos diferentes dos refrigerantes halogenados, conforme pode ser constatado na Tabela 1. Desta forma, embora tenham se desenvolvido correlações complexas, buscando abranger o maior número possível de parâmetros, de uma maneira geral, elas apenas refletem as características do banco de dados para o qual foram desenvolvidas. É interessante destacar os desvios entre as correlações de Stephan e Abdelsalan e Haider e Webb, embora ambas tenham sido elaboradas a partir de um banco de dados formado exclusivamente por refrigerantes halogenados.

Tabela 1- Algumas características dos modelos apresentados

Modelos	Fluidos utilizados como banco de dados
Benjamin e Balakrishnan	água, CCl ₄ , acetona, n-hexano, n-pentano
Cooper	H ₂ , deutério, hélio II, hélio, metano, água, neon, N ₂ , etano, metanol, O ₂ , propano, etanol, n-butano, benzeno, R-22, R-21, R-13, R-12, R-11, SF ₆ , R-13B1, R-115, R-114, R-226, R-113, RC-318
Foster e Zuber	Água, etanol, n-pentano, benzeno
Haider e Webb	R-11 e R-123
Mikic e Rohsenow	n-pentano, álcool etílico, água, benzeno
Nishikawa e Fujita	água, benzeno, etanol, metano, propano, n-butano, CCl ₄ , n-heptano
Rohsenow	H ₂ O, CCl ₄ , benzeno, n-pentano, álcool etílico, álcool isopropílico, álcool n-butílico
Stephan e Abdelsalan	R-11, R-114, R-12, R-22, R-113, R-21, RC-318, propano, n-butano, CO ₂

MISTURAS REFRIGERANTE-ÓLEO DE LUBRIFICAÇÃO

A literatura aberta apresenta algumas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada de misturas compostas por refrigerante e óleo de lubrificação, válidas para concentrações superiores a 3%. Para concentrações inferiores, podem ser utilizadas correlações para refrigerantes puros. Estas correlações, geralmente, exigem a determinação das propriedades físicas da mistura, as quais não são tabeladas e são de difícil determinação. Esse aspecto é agravado pelo recente surgimento de novos refrigerantes e óleos lubrificantes. As correlações usualmente não incorporam um mecanismo físico claro em suas concepções e, de forma análoga às desenvolvidas para refrigerantes puros, adequam-se às condições experimentais para as quais foram desenvolvidas. No caso de misturas refrigerante/óleo, estas condições são mais restritas. Chongrungreong e Sauer (1980), de forma análoga a Stephan e Abdelsalan, através de uma análise de regressão aplicada à dados experimentais, desenvolveram as seguintes equações:

$$h = 6,17 \cdot \left(\frac{\dot{q}}{A} \right)^{0,55} \cdot (\Phi_1)^{3,65} \cdot \left(\frac{P_{sat}}{101300} \right)^{0,24} \quad (23)$$

$$h = 0,05253 \cdot \left[\frac{\left(\frac{\dot{q}}{A} \right) \cdot L}{\mu_m \cdot h_{lv}} \right]^{0,569} \cdot \left(\frac{\mu_m \cdot C_{p,m}}{k_m} \right)^{0,395} \cdot \left(\frac{P_{sat}}{101300} \right)^{1,695} \cdot \left(\frac{L}{0,01588} \right)^{-0,44} \cdot \left(\Phi_1 \cdot \frac{P_m}{P_v} \right)^{1,579} \quad (24)$$

onde Φ_1 representa a fração volumétrica de refrigerante puro e o índice m à mistura.

Segundo Jensen e Jackman (1984), a presença de óleo reduz a taxa de transferência de calor em virtude de um mecanismo segundo o qual o crescimento da bolha se dá em virtude da evaporação de líquido superaquecido junto a parede. O óleo, sendo muito menos volátil que o refrigerante, não evapora, mas se espalha por toda interface líquido-vapor. Com o aumento da concentração de óleo na superfície da bolha, a difusão do refrigerante para a interface é comprometida, acabando por limitar sua evaporação, com a conseqüente redução na taxa de crescimento da bolha e da taxa de transferência de calor. Assim, Jensen e Jackman sugeriram que a transferência de calor se dá como resultado de uma combinação de efeitos macroscópicos e microscópicos. Os primeiros, segundo os autores, poderiam ser representados pelo modelo de Foster e Zuber, Eq. (21). Já, os efeitos microscópicos, correspondem ao mecanismo da ação do óleo descrito acima. Estes efeitos seriam caracterizados através da concentração efetiva do óleo junto a superfície da bolha (ω_{eff}), determinada através da seguinte equação:

$$\omega_{eff} = \omega \cdot (1 + 0,0317 \cdot \Delta T) \quad (25)$$

onde ω é a concentração em massa de óleo na mistura.

Ajustando estes resultados a um banco de dados experimentais, os autores obtiveram a seguinte equação:

$$\frac{h}{h_{(Eq. (21))}} = \exp(-4,095 \cdot \omega_{eff} - 55,11 \cdot \omega_{eff}^2) \quad (26)$$

A Figura 3 apresenta uma comparação entre as correlações apresentadas nesta seção, com alguns resultados experimentais obtidos por Silva (1989). Verifica-se resultado semelhante ao encontrado na comparação entre correlações para refrigerantes puros, caracterizado por discrepâncias. É interessante destacar que as Eqs. (23) e (24), logicamente, proporcionam resultados semelhantes, pois foram determinadas a partir de um único conjunto de dados experimentais.

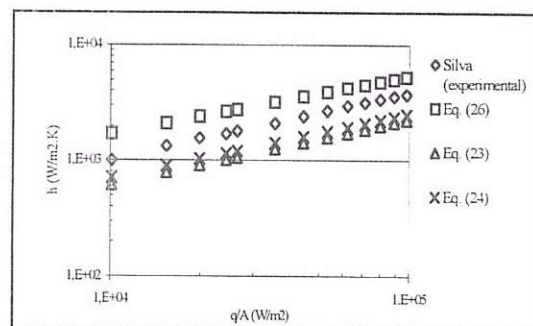


Figura 3 – Comparação entre correlações para misturas refrigerantes óleo lubrificante para o R-113 T_{sat}=47°C ω=5%

CONCLUSÕES

Os resultados precedentes permitem concluir que não existe uma correlação generalizada, que proporcione resultados adequados para uma ampla gama de condições operacionais na ebulição nucleada. As correlações apresentadas se baseiam na concepção fenomenológica do autor, com expoentes e coeficientes ajustados segundo um conjunto particular de dados experimentais, comumente dirigido para alguma aplicação específica. Tal estado de coisas enfatiza a necessidade de uma correlação específica para aplicações frigoríficas, envolvendo, exclusivamente, refrigerantes halogenados e suas misturas com óleo lubrificante.

NOMENCLATURA

f	freqüência de desprendimento de bolhas (1/s)	α	difusividade térmica (m^2/s)
g	aceleração gravitacional (m/s^2)	β	ângulo de contato
h	coeficiente de transferência de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$)	ρ	densidade (kg/m^3)
h_{lv}	entalpia de vaporização (J/kg)	ν	viscosidade cinemática (m^2/s)
k	condutividade térmica (W/m.K)	σ	tensão superficial (N/m)
M	massa molecular (kg/kmol)	γ	coeficiente de expansão volumétrica ($1/\text{K}$)
n	densidade de cavidades ativas ($1/\text{m}^2$)	μ	viscosidade dinâmica (Pa.s)
Nu	número de Nusselt	Subscritos	
Pr	número de Prandtl	l	referido ao líquido
p	pressão (Pa)	sat	relativo à saturação
R_p	rugosidade aritmética média (μm)	v	referido ao vapor
T	Temperatura (K)	w	relativo à parede
ΔT	superaquecimento da parede ($T_w - T_{sat}$) (K)		

REFERÊNCIAS

- Benjamin, R. J. e Balakrishnan, A. R., 1996, "Nucleate pool boiling heat transfer of pure liquids at low to moderate heat fluxes", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, N. 12, pp.2495-2504
- Chongrungrong, S. e Sauer, H. J., 1980, "Nucleate boiling performance of refrigerants and refrigerants-oil mixtures", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp.701-705
- Collier, J. G., 1981, *Convective boiling and condensation 2nd ed* Mc.Graw-Hill Inc.
- Cooper, M. G., 1984, "Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide ranging examination using reduced properties", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 16, pp.157-238
- Foster, H. K. e Zuber, N., 1955, "Bubble dynamics and boiling heat transfer", *AIChE Journal*, Vol. 1, N. 4, pp. 531-535
- Gorenflo, D. et al., 1994, "Prediction of pool boiling heat transfer with new refrigerants. In : CFC'S THE DAY AFTER, Padova, spt 21-23, pp.557-563
- Haider, S.I. e Webb, R.L., 1997, "A transient micro-convection model of nucleate pool boiling", *Journal of Heat Mass Transfer*, v.40, n.15, pp.3675-3688
- Han, C. Y. e Griffith, P., 1965, "The mechanism of heat transfer in nucleate pool boiling - parts I and II", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 8, pp. 969-976

Jensen, M. K. e Jackman, D. L., 1984, "Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerants-oil mixtures" *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, feb., pp.185-190

Judd, R. L. e Hwang, K. S., 1976, "A comprehensive model for nucleate pool boiling including microlayer evaporation", *Journal of Heat Transfer*, nov., pp.623-629

Mikic, B. B. e Rohsenow, W. M., 1969, "A new correlation of pool-boiling data including the effect of heating surface characteristics", *Journal of Heat Transfer*, may, pp.245-250

Nishikawa, K. e Fujita, Y., 1977, "Correlation of nucleate boiling heat transfer based on bubble population density", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp.233-245

Rohsenow, W.M., 1951, "A method of correlating heat-transfer data for surface boiling of liquids", *Transactions of the ASME*, N. 48, aug., pp.969-976

Silva, C. L., 1989, "Investigação experimental da ebulição de misturas refrigerante-óleo" São Paulo. Tese (Doutorado), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Stephan, K. e Abdelsalam, M., 1978, "Heat-transfer correlations for natural convective boiling" *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp.73-87

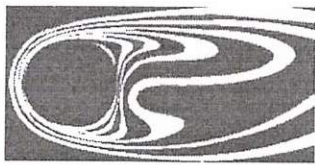
Thome, J. R., 1996 "Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review", *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, n. 7, pp.435-457

Vachon, R. I. et al., 1968, "Evaluation of constants for the Rohsenow pool-boiling correlation" *Journal of Heat Transfer*, may, pp.239-247

Webb, R. L. e Pais, C., 1992, "Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries" *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, N. 8, pp.1893-1904

ABSTRACT

Present study has been focused on a literature of heat transfer under nucleate boiling conditions of halocarbon refrigerants and their mixtures with lubricating oil. Two kind of correlations regarding the heat transfer mechanism have been found: strictly empirical, based on a straight curve fitting of experimental data, and semi-empirical, based on the particular point of view of the author regarding the physical mechanism but still fitted with experimental data. As a general rule, it has been noted that correlations present significant discrepancies among each other, a result which mostly reflects the wide range of experimental conditions used as a reference. A similar trend has been observed with refrigerant/oil mixtures. Given the current status of halocarbon refrigerants for refrigeration applications, there is clearly a need for further research regarding the nucleate boiling phenomenon related to those compounds.



ENCIT 98

PROCEEDINGS

VII CONGRESSO BRASILEIRO DE
ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS

*VII BRAZILIAN CONGRESS OF ENGINEERING AND
THERMAL SCIENCES*

VOLUME I

Rio de Janeiro RJ, November 3rd – 6th 1998