



2007

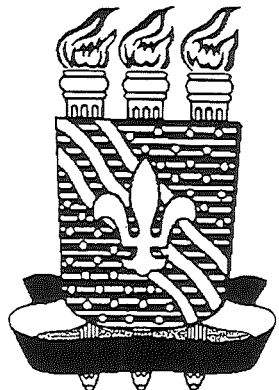
II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica

ANAIIS

# PATROCINADORES



## ORGANIZAÇÃO



UNIVERSIDADE FEDERAL DA  
PARAÍBA

## PROMOÇÃO



ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA  
DE CIÊNCIAS MECÂNICAS  
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS

## APOIO



C A P E S

COORDENAÇÃO DE  
APERFEIÇOAMENTO DE  
PESSOAL DE NÍVEL SUPERIOR



CONSELHO NACIONAL DE  
DESENVOLVIMENTO CIENTÍFICO E  
TECNOLÓGICO



FUNDAÇÃO DE APOIO A PESQUISA



ASSOCIAÇÃO NACIONAL DE  
PETRÓLEO



PREFEITURA MUNICIPAL DE JOÃO  
PESSOA



COMPANHIA DE PROCESSAMENTO DE DADOS DA  
PARAÍBA



## CONVECÇÃO NATURAL DE REFRIGERANTES HALOGENADOS SOBRE SUPERFÍCIES CILÍNDRICAS HORIZONTAIS

Samuel Freire de Barros  
Gherhardt Ribatski  
Evandro Fockink da Silva  
Elvio Bugança Stelute  
José M. Saiz Jabardo

Laboratório de Refrigeração  
Escola de Engenharia de São Carlos – USP  
Av. Trabalhador São-Carlense, 400  
13561-000 São Carlos – SP

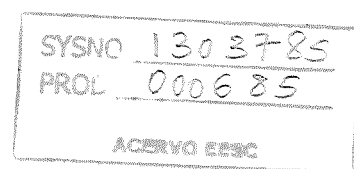
*Resumo.* No presente estudo foram levantados resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor, através do mecanismo de convecção natural, para os refrigerantes halogenados: R-11, R-123 e R-141b. Estes dados foram determinados em uma superfície cilíndrica, para fluxos específicos de calor variando de 0,6 a 18 kW/m<sup>2</sup> e uma faixa de temperatura de saturação de -3 °C a 35 °C. Os resultados foram comparados com as correlações de Morgan (1975) e Churchill e Chu (1975). Com base nos dados experimentais, duas correlações de transferência de calor por convecção natural foram propostas.

*Palavras-chave:* Convecção natural, refrigerantes halogenados, transferência de calor.

### 1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor através do mecanismo de convecção natural resulta de gradientes de temperatura e, conseqüentemente, de densidade, que, combinados a efeitos do campo gravitacional, proporcionam forças de empuxo responsáveis pelo movimento do fluido junto a uma superfície, resultando no seu aquecimento ou resfriamento. Estudos envolvendo este tema geralmente se dedicam a determinação do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , para uma geometria específica. Analogamente, este trabalho trata do levantamento experimental deste coeficiente para superfícies cilíndricas horizontais com os refrigerantes R-11, R-123 e R-141b no estado líquido. Embora a convecção natural não encontre aplicações diretas envolvendo refrigerantes halogenados, resultados abrangendo estes fluidos podem ser utilizados no ajuste de correlações, pois estas são baseadas, geralmente, em análises dimensionais, o que permite que sejam estendidas a outros fluidos. No caso de superfícies cilíndricas horizontais destacam-se pelo extenso banco de dados envolvidos em seus ajustes e por serem freqüentemente citadas na literatura as correlações de Morgan (1975) e de Churchill e Chu (1975) que fornecem o número de Nusselt médio,  $Nu$ , sobre a periferia desta superfície.

Saville e Churchill (1967), baseados na teoria da camada limite e através da solução em séries das equações da conservação da quantidade de movimento e energia para cilindros, desenvolveram uma correlação para determinação de  $h$ , dado em termos do número de Nusselt, para uma superfície uniformemente aquecida e regime de escoamento laminar. Churchill e Chu (1975) ajustaram esta correlação a resultados experimentais que abrangiam valores dos números de Prandtl,  $Pr$ , e



Rayleigh, Ra, respectivamente entre 0,02 e 100, e  $10^{-6}$  e  $10^{13}$ , compreendendo desta forma os regimes laminar e turbulento. Os autores consideraram esta correlação, Eq. (1), válida tanto para a temperatura da superfície,  $T_p$ , quanto para fluxo específico de calor,  $\phi$ , uniformes.

$$Nu^{\frac{1}{2}} = 0,60 + 0,387 \cdot \left\{ \frac{Ra}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}}} \right\}^{\frac{1}{6}} \quad (1)$$

A correlação de Morgan (1975), Eq. (2), é uma equação estritamente empírica, relacionando os números de Nusselt e Rayleigh. Seu ajuste envolveu resultados experimentais para água, ar, diferentes tipos de óleos, tolueno, hidróxido de sódio e etileno-glicol, levantados em mais de 60 trabalhos precedentes, com valores de Ra variando entre  $10^{-8}$  e  $10^{13}$ .

$$Nu = C \cdot (Ra)^m \quad (2)$$

onde os valores de C e m dependem de Ra, e sendo relacionados na Tabela (3).

Tabela 3. Valores da constante C e do expoente m da correlação de Morgan (1975).

Faixa de Ra	C	m
$10^{-10}$ e $10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2}$ e $10^2$	1,02	0,148
$10^2$ e $10^4$	0,850	0,188
$10^4$ e $10^7$	0,480	0,250
$10^7$ e $10^{12}$	0,125	0,333

É interessante destacar que tanto a correlação de Morgan (1975) como a de Churchill e Chu (1975) foram desenvolvidas a partir da avaliação das propriedades de transporte à temperatura média de película.

Neste trabalho os resultados levantados, anteriormente mencionados, foram utilizados na determinação de duas novas correlações para o cálculo do Nu relativo a uma superfície cilíndrica e comparados com as correlações de Morgan (1975) e de Churchill e Chu (1975).

## 2. EQUIPAMENTO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O equipamento de testes encontra-se ilustrado na Fig. (1), sendo composto basicamente por um sistema de aquisição de dados, uma cuba, a superfície de ensaio, o condensador e um sistema de circulação e controle de temperatura de uma solução anti-congelante (60% etileno-glicol e água 40%). O condensador, a cuba e a tubulação interligando estes componentes foram isolados termicamente do ambiente externo por uma camada de espessura superior a 50mm de espuma de polietileno. A cuba foi construída em aço carbono, sendo dotada de janelas para visualização. No seu interior encontra-se fixada a superfície de testes imersa em um banho de refrigerante. A temperatura deste banho, considerando o fluido no estado saturado, foi controlada através da temperatura e vazão da solução anti-congelante que circula através do condensador.

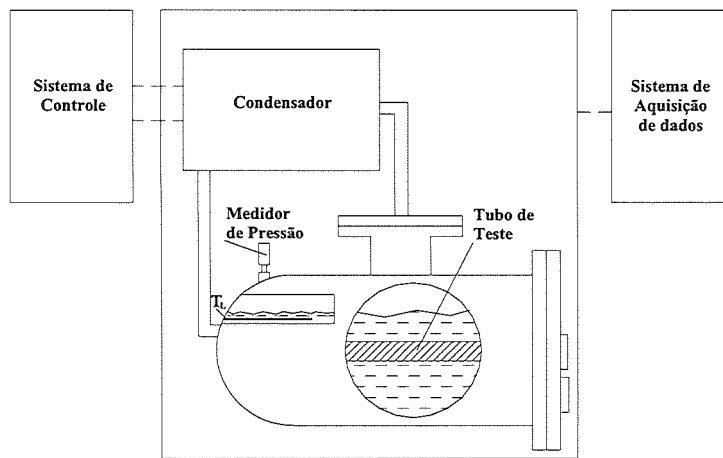


Figura 1. Desenho esquemático da bancada experimental.

A superfície de testes, ilustrada na Fig. (2), consiste de uma superfície cilíndrica horizontal com diâmetro externo e espessura de parede respectivamente iguais a 19,0 e 3,1 mm. O aquecimento da superfície era proporcionado por uma resistência elétrica (1500W/220V) tipo cartucho com comprimento de 210 mm e diâmetro de 12,7 mm, instalada no seu interior. A temperatura do banho,  $T_b$ , foi determinada por intermédio de um termopar blindado do tipo T (cobre-constantan). Na medida da temperatura superficial foram utilizados oito termopares tipo T, bitola 30AWG, distribuídos em três seções transversais ao longo da parede do tubo, alojados em canais abertos por eletro-erosão na superfície interna e fixados com uma resina epoxi condutora térmica, conforme ilustrado na Fig. (2). A medida da potência elétrica e, indiretamente, do fluxo de calor, era realizada por um amperímetro e um voltímetro de precisão. Os sinais elétricos resultantes dos sensores foram processados por um sistema de aquisição de dados.

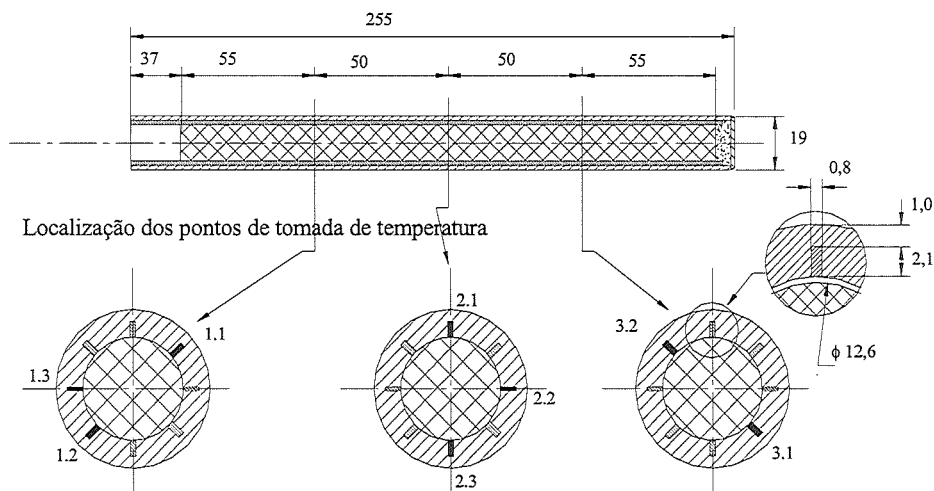


Figura 2. Superfície de testes

Conforme procedimento proposto por Ribatski (2002), que objetiva minimizar o efeito da resistência térmica de contato entre a superfície e o termopar, na determinação de  $T_p$ , adotou-se o valor indicado pelo termopar da seção central que apresentava a menor temperatura, ao longo do perímetro da superfície independentemente de sua posição. Este termopar era posicionado na face lateral da seção central do tubo através da rotação da superfície. Efeitos da resistência térmica em

$T_p$ , resultantes apenas da parede do tubo, foram eliminados através da equação de condução de Fourier, assumindo que o termopar estava localizado junto à superfície interna do canal. As temperaturas medidas nas demais seções foram utilizadas na verificação de efeitos de condução longitudinal, considerados desprezíveis na seção central. Desta forma o fluxo de calor foi referido à área da superfície exterior do tubo. Considerando os erros causados pelos instrumentos de medida, foi realizada uma análise de incertezas, cujos valores para os parâmetros medidos e calculados encontram-se na Tabela (1). Na calibração dos termopares foi adotado o procedimento sugerido por Albemethy & Thompson (1973).

**Tabela 1 - Incerteza dos parâmetros medidos e calculados**

Parâmetros	Incertezas
Fluxo mínimo de calor $\phi=0,6 \text{ kW/m}^2$	$\pm 1,9\%$
Fluxo máximo de calor $\phi=18 \text{ kW/m}^2$	$\pm 0,4\%$
Superaquecimento da parede, $(T_p-T_l)$ , para o fluxo mínimo de calor	$\pm 0,3 \text{ K}$
Superaquecimento da parede, $(T_p-T_l)$ , para o fluxo máximo de calor	$\pm 0,3 \text{ K}$
Temperatura do banho, $T_l$	$\pm 0,2 \text{ K}$
Área de transferência de calor, A	$\pm 0,3\%$

### 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela (2) apresenta as condições em termos dos números de Rayleigh e Prandtl, adimensionais típicos em estudos envolvendo convecção natural, para os quais foram levantados os resultados experimentais. Na determinação das propriedades de transporte para o cálculo desses adimensionais, analogamente as correlações de Churchill e Chu (1975) e Morgan (1975), considerou-se a temperatura média de película.

Tabela 2. Características dos resultados experimentais levantados para convecção natural.

Refrigerante	Pr	Ra	$d_{ext}$ (mm)	Material
R-11	3,71 – 4,70	$2,83 \cdot 10^7 - 4,8 \cdot 10^8$	19	cobre, aço inoxidável e latão
R-123	4,46 – 6,85	$3,23 \cdot 10^7 - 6,53 \cdot 10^8$	19	cobre, aço inoxidável e latão
R-141b	4,65 – 5,51	$2,24 \cdot 10^7 - 1,53 \cdot 10^8$	19	cobre

As Figuras (3a) e (3b) apresentam, respectivamente, para os refrigerantes R-123 e R-11 curvas

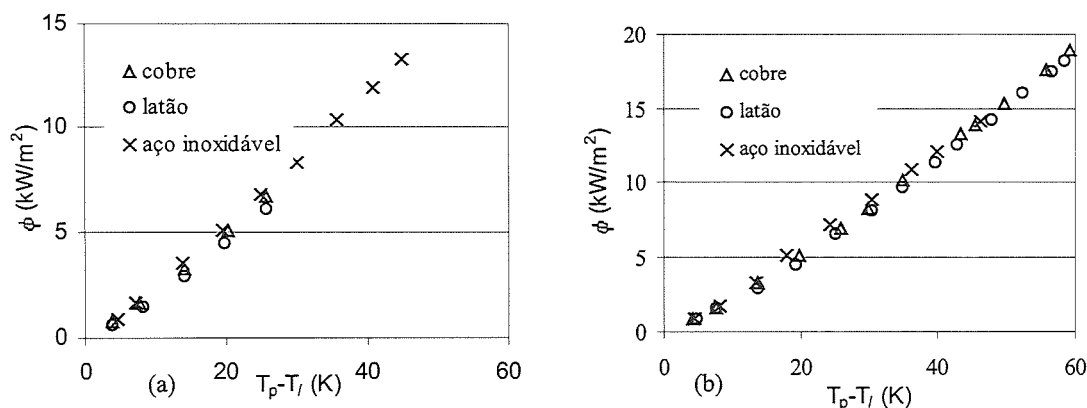


Figura 3. Curvas de  $\phi \times \Delta T$  para (a) o refrigerante R-123 e (b) para do refrigerante R-11.  $T_l = 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , superfície cilíndrica de cobre de diâmetro externo,  $d_{ext}=19 \text{ mm}$ .

do fluxo específico de calor,  $\phi$ , versus o superaquecimento da superfície,  $(T_p - T_l)$  para  $T_l$  igual a  $5,5^\circ\text{C}$ . Nelas observa-se, conforme esperado, que a transferência de calor através do mecanismo de convecção natural independe do material.

Nas Figuras (4a) e (4b) são comparados, em termos do número de Nusselt, resultados experimentais levantados no presente estudo e determinados através das Eqs. (1) e (2). Verifica-se que, embora a correlação proposta por Morgan (1975) forneça valores de Nu mais próximo aos experimentais, ambas apresentaram a tendência de proporcionar resultados superiores aos experimentais, comportamento intensificado com o incremento de  $\phi$ . Tal conduta poderia ser justificada por efeitos de resistência térmica entre a região externa da superfície e a junção do termopar, pois o incremento da temperatura superficial indicada resultaria numa redução do valor experimental de  $h$ , efeitos minimizados neste trabalho devido ao procedimento de medida da temperatura adotado e pelo reduzido fluxo de calor específico envolvido. Outra justificativa seria devido a efeitos de condução longitudinal a partir da seção central do tubo. Hipótese descartada com base no procedimento adotado, pois ao referir-se a potência aplicada a resistência elétrica à área da superfície aquecida, estaria ocorrendo a adoção de um fluxo específico de calor da superfície para o fluido, superior ao real, superestimando, desta forma, o valor de  $h$ , comportamento oposto ao verificado. Ressalta-se que efeitos de condução longitudinal caso relevantes, dependeriam do material da superfície. No entanto superfícies de distintos materiais apresentaram resultados similares, conforme ilustrada na Figuras (3a) e (3b).

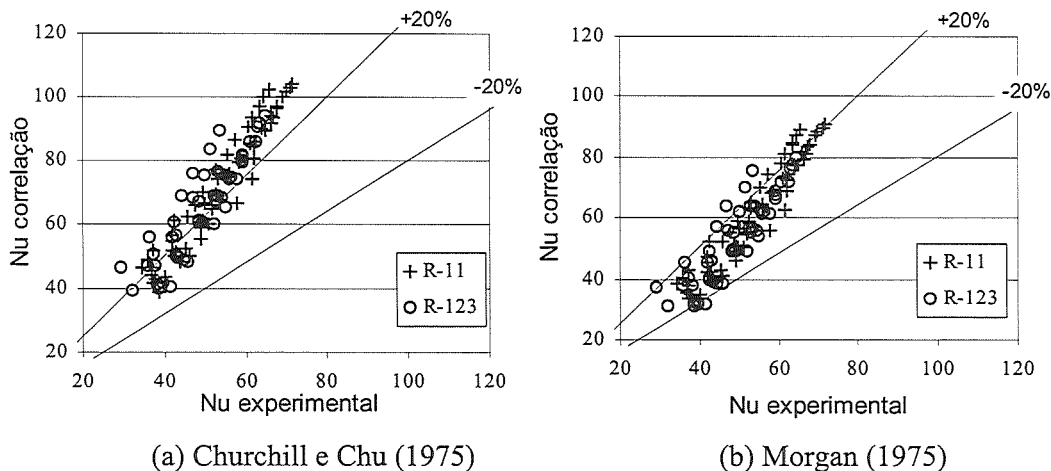


Figura 4 - Comparação dos resultados experimentais para convecção natural com correlações da literatura.

A correlação de Churchill e Chu (1975) foi ajustada a resultados experimentais obtidos exclusivamente para superfícies com  $T_p$  uniforme. Morgan (1975), ainda que seu ajuste envolva alguns resultados experimentais para  $\phi$  uniforme, tratou resultados cuja maioria envolvia condições de  $T_p$  uniforme. No presente trabalho os resultados experimentais foram levantados para uma distribuição de  $\phi$  uniforme. Entretanto as diferenças ilustradas na Figura (4), não poderiam estar relacionadas a este fato, pois neste caso o comportamento deveria ser oposto ao ilustrado, devido à numa mesma condição experimental, valores de Nusselt médio com  $\phi$  uniforme tendem a ser superiores àqueles com  $T_p$  uniforme.

Finalmente, especula-se a possibilidade do comportamento verificado estar relacionado aos seguintes fatores:

- As correlações apresentadas proporcionam um número de Nusselt médio sobre toda a periferia do cilindro, enquanto no presente estudo ele foi determinado com base na temperatura indicada por um único termopar localizado na face lateral da superfície de transferência de calor. Desta

forma, supondo o valor do Nusselt nesta região inferior ao valor médio, as diferenças apresentadas na Figura (4) poderiam ser justificadas.

- Outro fator seria que resultados experimentais envolvendo valores de Rayleigh entre  $10^7$  e  $10^8$ , os quais compreendem os do presente estudo, apresentaram, segundo Morgan (1975) e Chu e Churchill (1975), desvios superiores. Tal comportamento foi justificado pelos autores por tratar-se esta de uma região de transição entre os regimes laminar e turbulento.

#### 4. DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES PARA CONVECÇÃO NATURAL

Com o objetivo de eliminar as tendências ilustradas na Figura 4 foram ajustadas através dos resultados experimentais levantados duas novas correlações. Elas envolvem os adimensionais Nusselt, Rayleigh, Grashoff, Gr, e Prandtl.

A primeira correlação foi determinada através do ajuste de uma equação do tipo  $Nu = cte \cdot Gr^a \cdot Pr^b$ . Onde, o número de Prandtl, relaciona as difusividades térmicas e de quantidade

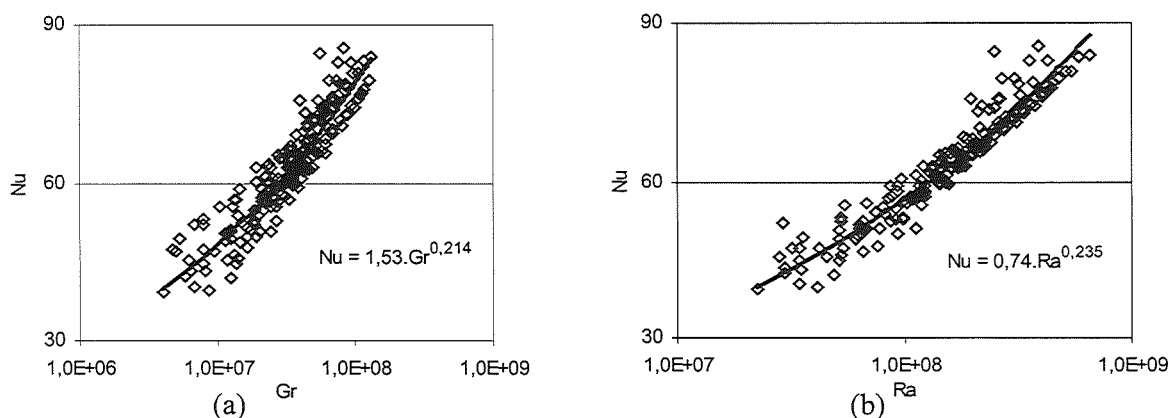


Figura 5. Comparação das curvas obtidas através de regressão com os resultados experimentais.

de movimento, e o Gr que relaciona as forças viscosas com as de empuxo, responsáveis pelo movimento do fluido. Tal forma de correlação foi adotada com base em Kays e Crawford (1993), segundo os quais, baseados em evidências experimentais, embora o Ra caracterize a transição entre regimes, não reflete completamente os efeitos do Pr no Nu. Na determinação da segunda correlação adotou-se uma forma similar a de Morgan (1975) relacionado os números de Nusselt e Rayleigh através do ajuste da constante multiplicativa e do expoente aos resultados experimentais.

As Figuras (5a) e (5b) comparam os resultados experimentais às equações obtidas através das regressões. Verifica-se que os adimensionais Ra e Gr correlacionam razoavelmente os valores experimentais. O ajuste envolvendo apenas, Gr, apresentou dispersões superiores principalmente com valores reduzidos de Nu. Tal comportamento foi eliminado com a introdução explícita do número de Prandtl, através de uma nova regressão e o, conseqüente ajuste de um expoente para este adimensional e uma nova constante multiplicativa. As equações obtidas, através deste procedimento foram as seguintes:

$$Nu = 0,741 \cdot Ra^{0,235} \quad (3)$$

$$Nu = 1,053 \cdot Gr^{0,214} \cdot Pr^{0,241} \quad (4)$$

As Figuras (6a) e (6b) ilustram, respectivamente, os resíduos, definidos conforme Eq. (5), das Eqs. (3) e (4) em relação aos resultados experimentais. Verificam-se, em ambas as figuras,

comportamentos próximos, não permitindo indicar resíduos inferiores com a introdução “explícita” do número de Prandtl.

$$resíduos = \frac{h_{corr} - h_{exp}}{h_{exp}} \quad (5)$$

onde,  $h_{corr}$  – coeficiente de troca de calor por convecção obtido pela correlação e  $h_{exp}$  – coeficiente de troca de calor experimental.

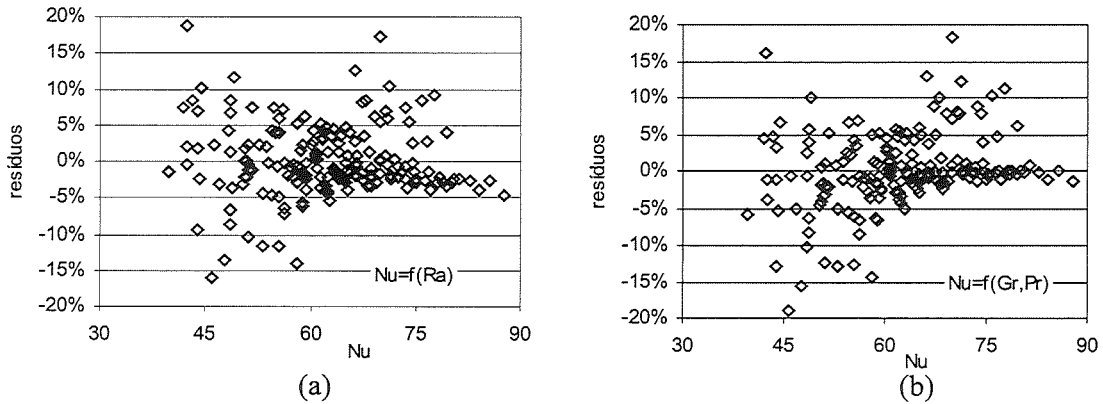


Figura 6. Curvas de resíduos das Equações (3) e (4) em relação aos resultados experimentais.

Na Tabela (4) encontram-se os desvios médios em relação aos resultados experimentais levantados no presente trabalho, definidos segundo Eq. (6), para as correlações de Churchill e Chu (1975), Morgan (1975) e as Eqs (3) e (4). No caso da comparação entre as correlações de Churchill e Chu (1975) e Morgan (1975) verifica-se melhores resultados para esta última, independentemente do refrigerante. No caso das correlações obtidas neste trabalho os desvios médios são inferiores as correlações destes autores e independem do refrigerante.

Tabela 4. Desvios médios entre os resultados experimentais e as correlações

Refrigerante	Churchill e Chu (1975)	Morgan (1975)	Eq. (3)	Eq. (4)
R-11	24,1%	8,3%	3,6%	3,3%
R-123	27,9%	8,3%	6,4%	7,6%
R-141b	27,8%	10,2%	3,3%	3,0%
Total	26,0%	9,0%	3,9%	3,7%

$$desvio \text{ médio} = \frac{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\text{valor experimental} - \text{valor correlação}}{\text{valor experimental}} \right|}{n} \quad (6)$$

onde n é o numero total de pontos.

## 5. CONCLUSÕES

Este estudo permitiu levantar as seguintes conclusões:

- A correlação de Morgan (1975) apresentou resultados mais próximos aos experimentais quando comparada a de Churchill e Chu (1975).
- As correlações, Eqs (3) e (4), foram propostas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural em cilindros horizontais para os refrigerantes citados anteriormente obtendo desvios médios, respectivamente, de 3,9% e 3,7%.

Embora as correlações desenvolvidas no presente estudo apresentem desvios inferiores, tal fato pode ser resultado da comparação ser realizada com os próprios resultados experimentais utilizados em seu ajuste, uma melhor avaliação exigiria a comparação com bancos de dados desenvolvidos por outros autores. Desta forma, destaca-se a correlação proposta por Morgan (1975), a qual, embora não envolva refrigerantes halogenados em seu banco de dados, aproximou-se satisfatoriamente dos resultados experimentais.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo auxílio concedido através de três bolsas, uma de doutorado, uma de mestrado e uma de iniciação científica, a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CAPES, pelo auxílio concedido através de uma bolsa de doutorado. Os autores gostariam de estender seus agradecimentos ao Sr. José Roberto Bogni pela preciosa colaboração no desenvolvimento e construção da bancada experimental.

## 7. REFERÊNCIAS

- Albernathy, R. B. e Thompson, J. W., 1973, Handbook, uncertainty in gas turbine measurements, Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, Tennessee.
- Churchill, S., W., Chu, H. S. S., 1975, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 18, p. 1049.
- Kays, W. M., Crawford, M. E., 1993, "Convective Heat and Mass Transfer" 3<sup>o</sup> Edition, McGraw-Hill, Inc.
- Morgan, V. T., 1975, "The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders" in T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds., Advances in Heat Transfer, Vol. 11, Academic Press, New York, pp. 199-264.
- Ribatski, G., 2002, "Estudo Teorico-experimental da Ebulição Nucleada em Refrigerantes Halogenados". Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos.
- Saville, D. A., Churchill S. W., 1967, "Laminar Free Convection in Boundary Layers Near Horizontal Cylinders and Vertical Axisymmetric Bodies". J. Fluid Mech., vol. 29, part 2, pp. 391-399.

# FREE CONVECTION OF HALOCARBON REFRIGERANTS ON HORIZONTAL CYLINDRICAL SURFACES

Samuel Freire de Barros  
Gherhardt Ribatski  
Evandro Fockink da Silva  
Elvio Bugança Stelute  
José M. Saiz Jabardo

Laboratório de Refrigeração  
Escola de Engenharia de São Carlos – USP  
Av. Trabalhador São-Carlense, 400  
13561-000 São Carlos – SP

***Abstract.** Experimental results involving free convection heat transfer mechanism of refrigerants R-11, R-123 and R-141b on a horizontal cylindrical surface have been raised. Specific heat fluxes varying from 0.6 to 18 kW/m<sup>2</sup> at temperatures from -3 to 18°C have been considered for tests. The experimental results have been compared with the following correlations from the literature: Morgan (1975) and Churchill and Chu (1975). Finally, using the database raised in this research, two simples correlations for free convection heat transfer coefficient have been developed.*

***Keywords:** Free convection, halocarbon refrigerants, heat transfer.*