

INFLUÊNCIA DA PRESSÃO NA EBULIÇÃO NUCLEADA PLENAMENTE DESENVOLVIDA DO R-11 EM UMA SUPERFÍCIE CILÍNDRICA HORIZONTAL DE COBRE

Evandro Fokink da Silva

Gherhardt Ribatski

José M. Saiz Jabardo

Samuel Freire de Barros

Laboratório de Refrigeração

Departamento de Engenharia Mecânica

Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo

Av. Dr. Carlos Botelho, 1465 CEP. 13560-120 - São Carlos -SP

***Resumo.** No presente estudo foram levantadas curvas de ebulição abrangendo os regimes de convecção natural, ebulição nucleada parcial e plenamente desenvolvida. Obtiveram-se dados experimentais para o R-11 em superfícies tubulares horizontais de cobre de 19mm de diâmetro, para fluxos de calor variando entre 2,4 e 140 kW/m² e pressões de saturação de 0,385, 0,55, 1,47, e 4,1 bar . Constatou-se, para o regime de ebulição nucleada, a elevação na taxa de transferência de calor com a pressão de saturação. Os resultados foram comparados a correlações da literatura, tendo se constatado que aquela proposta por Cooper era a mais adequada.*

Palavras-chaves: Ebulição Nucleada; Refrigerantes Halogenados; Transferência de Calor

1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor através do mecanismo de ebulição nucleada é encontrada em inúmeras aplicações científicas e industriais. Na refrigeração, uma delas, está relacionada aos resfriadores de água do tipo centrífugo. Estes consistem em evaporadores inundados, operando com água circulando no interior de tubos metálicos e refrigerante evaporando do lado externo. 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. A predição do coeficiente de transferência de calor é difícil, devido a complexidade do fenômeno e ao número elevado de variáveis que o influenciam, tais como, pressão, aceleração gravitacional, propriedades de transporte do refrigerante, condições da superfície, temperatura de ebulição, impurezas, etc.

Como pode ser demonstrado por modelos de nucleação heterogênea^{*}, a elevação da pressão tende a reduzir o superaquecimento da superfície aquecida necessário para a

^{*} Nucleação heterogênea é aquela em que a mudança de fase é um processo que não depende exclusivamente das condições termodinâmicas, uma vez que agentes externos passam a interferir no processo, fazendo com que a formação de bolhas ocorra nas superfícies aquecidas ou elementos estranhos ao líquido.

nucleação. Tal efeito desloca a curva de ebulição para a esquerda. A análise da literatura permite concluir que a melhora de desempenho com a elevação da pressão é mais significativa para valores reduzidos de fluxo de calor e da pressão reduzida, p_r . Para pressões reduzidas, a rugosidade parece exercer um papel importante na nucleação. Este comportamento pode ser resultante do aumento da tensão superficial, o qual, devido a efeitos capilares, facilita a retenção de vapor nas cavidades maiores. Assim, além da necessidade de um menor superaquecimento para a nucleação nestas cavidades, próximas nucleações são favorecidas.

A Tabela 1 apresenta um resumo de estudos experimentais que analisam, entre outros fatores, o efeito da pressão na taxa de transferência de calor. Nesta tabela é interessante destacar, com exceção de trabalhos envolvendo o propano, as reduzidas faixas de p_r envolvidas. Os resultados experimentais levantados nestes estudos são utilizados no ajuste de correlações para o coeficiente de transferência de calor. Nestas correlações, a pressão pode ser encontrada explícita ou implicitamente, sendo, neste caso, através das propriedades do fluido. Correlações como as de Cooper (1984), Gorenflo et al (1994), Leiner (1994) e Ribatski (1999) envolvem uma dependência explícita de p_r . No desenvolvimento de tais correlações é importante trabalhar com bancos de dados que envolvam faixas de pressão relativamente amplas, apesar de, eventualmente, envolverem condições atípicas.

Tabela 1– Resumo da literatura sobre ebulição nucleada em superfícies lisas.

Autor	Ano	Fluido	p_{sat} (pressão de saturação) ou T_{sat} (temperatura de saturação)
Furse	1965	R-11 e R-12	10, -3,9, -17,8 e -31,7°C
Vachon et al.	1968	H ₂ O, n-pentano, CCl ₄	1 atm
Kartsounes	1975	R-11	-17,7, -12,2 e -6,6°C
Sauer. et al	1975	R-11	não especificada
Corman e McLaughlin	1976	R-22, H ₂ O	110, 138, 207kPa
Czikk et al.	1981	R-11	1,07°C
Nishikawa et al.	1984	água	1 atm
Tewari. et al.	1986	água e mistura de água com HEC (aditivo)	8 a 100 kPa
Wanniarachchi et al.	1987	R-114 e mistura R-114 e óleo	-2,2 e 6,7°C
Silva	1989	R11, R113 e R114 e suas misturas com óleo lubrificante	30,7, 36,1, 40,0; 47,5, 60,0, 70,0; 6,0, 14,0 e 24,0°C
Sokol et al.	1990	propano e propileno	$0,05 \leq p_r \leq 0,5$
Palm, B.	1991	R-11, R-22, R-134a	1, 2, 5, 8; 1, 3; 3 e 5 bar
Webb e Pais	1992	R-11, R-12, R-22R-113, R-134a	4,44 e 26,7°C
Gorenflo et al	1993	R-134a, R-152a, R-227,propano	$0,035 \leq p_r \leq 0,5$
Hsieh e Hsu	1994	R-114, água, R-134a	14,8, 99,9 e 4,4°C
Kudritski e Kolomiets	1995	H ₂ O	0,02 e 0,1MPa
Benjamin e Balakrihnan	1997	H ₂ O, CCl ₄ , n-hexano e acetona	1 atm
Chang e You	1997	FC-87 e R123	1 atm
Hsieh e Weng	1997a	água, R-134a e suas misturas com óleo	99,9 e 4,4°C
Hsieh e Weng	1997b	R-134a, R-407c	4,4°C
Luke	1997	propano	$p_r=0,1, 0,2, 0,4$ e $0,5$

Dentro deste contexto, o presente trabalho analisa o efeito da pressão na taxa de transferência de calor na ebulição nucleada para o refrigerante R11 na superfície exterior de um tubo de cobre. Nesse sentido, foi construído uma aparato experimental que permite cobrir amplas faixas de temperatura de saturação (-10 a 70°C), tendo tal aparato permitido levantar

curvas de ebulição para as seguintes pressões reduzidas: 0,0088, 0,0125, 0,0227, 0,0335, 0,0931.

2. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi desenvolvida tendo por objetivo permitir o controle da temperatura de saturação de um banho de refrigerante, ao mesmo tempo em que proporciona valores de fluxo de calor, resultante de aquecimento elétrico, e temperatura da superfície ensaiada, parâmetros que permitem o levantamento da curva de ebulição. A Fig. 1 apresenta um diagrama esquemático do aparato. Este consiste dos seguintes componentes básicos: cuba de ebulição, superfície de testes, sistema de controle de temperatura e vazão da solução resfriadora, sistema de alimentação de potência e sistema de aquisição de dados. A cuba de ebulição foi construída em aço-carbono, com o interior bicromatizado. Na sua tampa está conectada uma resistência elétrica de 1500W/220V, cujo objetivo é facilitar manobras de refrigerante e permitir, no caso de ensaios com temperaturas elevadas, uma rápida obtenção das condições experimentais. A temperatura nas regiões inundadas e secas da cuba, são determinadas através de termopares blindados do tipo T. Os resultados fornecidos por estes termopares (embora possam apresentar pequena diferença devido ao efeito de coluna do refrigerante) podem ser contrastados com a temperatura de saturação, avaliada por intermédio da pressão na cuba, determinada por um transdutor de pressão.

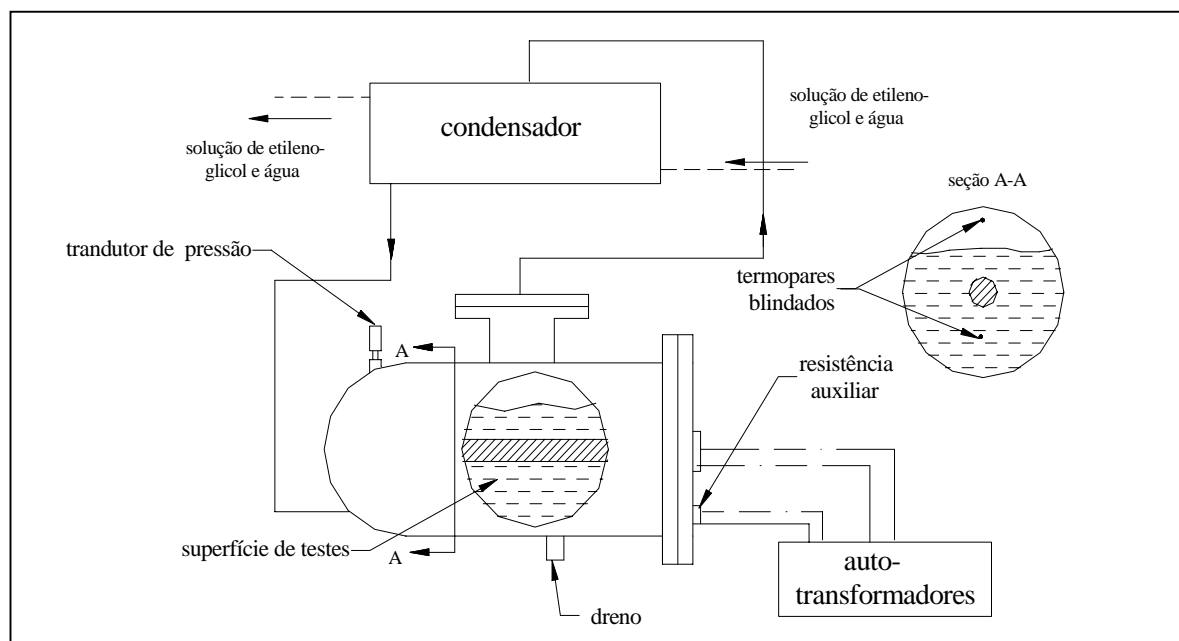


Figura 1- Diagrama ilustrativo do equipamento experimental

O fluido de refrigeração é constituído de uma solução de 50% de etileno-glicol em água, tendo como funções condensar o vapor gerado na superfície de testes e controlar a pressão no interior da cuba de ebulição. O controle da temperatura da solução é realizado por um circuito frigorífico (compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador) e uma resistência de aquecimento, cuja potência elétrica pode ser ajustada por um dispositivo eletrônico.

A superfície de testes é constituída de um tubo de cobre polido externamente, de diâmetro externo e espessura de parede respectivamente iguais a 19,0 e 3,1mm. O tubo é sustentado por um suporte de latão, fixado através de rosca na tampa da cuba. A superfície de ensaio foi fixada neste suporte através de uma peça de latão e um anel de teflon com uma das

extremidades chanfrada. Este anel, ao ser pressionado contra a superfície cônica interna do suporte, através da peça externa, permite o estancamento da cuba, conforme ilustrado na Fig.2.

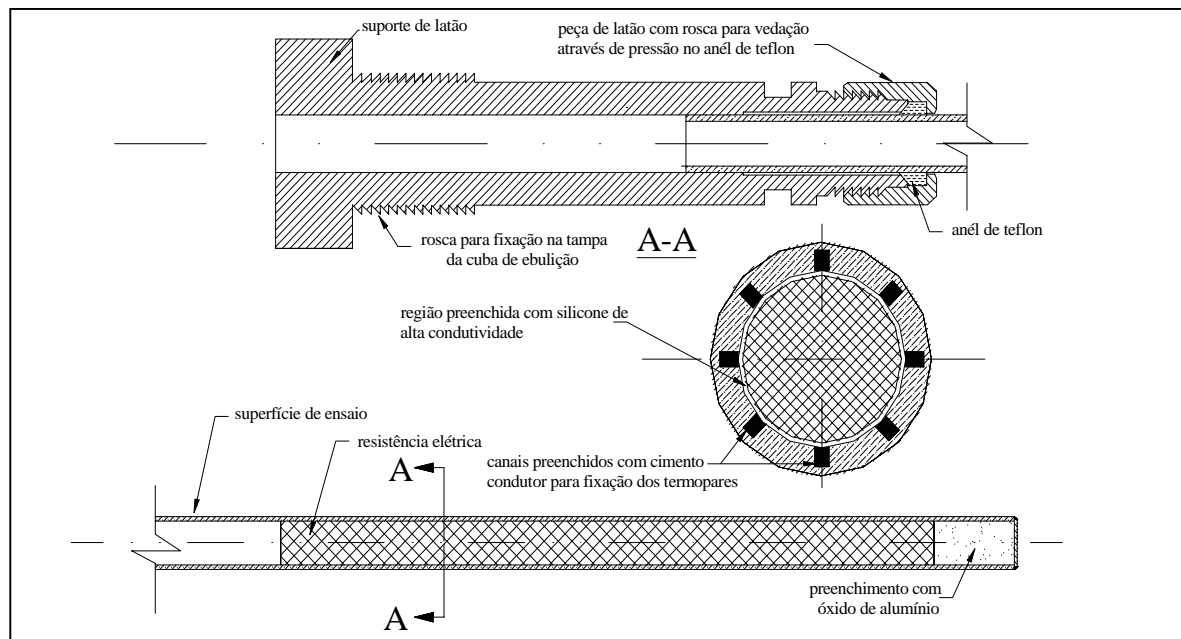


Figura 2 – Diagrama esquemático da superfície de testes

O aquecimento da superfície é proporcionado por uma resistência de cartucho instalada no interior do tubo de testes, apresentando a mesma uma potência nominal de 1500 W para uma tensão de 220 V, para um comprimento de 210 mm e diâmetro de 19,0 mm. A resistência é alimentada por um variador de voltagem, podendo proporcionar um fluxo de calor específico máximo de 140 kW/m^2 . O espaço entre a resistência e a superfície foi preenchido com graxa de silicone de condutividade térmica igual a $1,2 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$. Oito termopares tipo T (cobre-constantan), bitola 30 AWG, são utilizados na medida da temperatura superficial, sendo posicionados no interior de canais abertos na superfície interior do tubo pelo processo de eletro-erosão e fixados com uma resina epoxi condutora térmica.

A medida da potência elétrica e, indiretamente, do fluxo de calor, é efetuada por intermédio de um transdutor de potência ativa. Como equipamento auxiliar na medida da potência é utilizado um transformador de corrente, reduzindo o valor desta grandeza para níveis compatíveis com o sistema de aquisição.

Os sinais elétricos resultantes dos transdutores (termopares tipo T, termopares blindados, transdutor de pressão e transdutor de potência) são processados por um sistema de aquisição de dados da marca STRAWBERRY TREE, USA, incluindo 2 terminais de temperatura para 8 canais cada um (12 bits de resolução), 1 terminal (8 canais cada um) para sinais elétricos e 2 placas conversoras A/D, de 16 canais cada uma, além do “software” “Work Bench for Windows 3.11”.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente era realizado vácuo no sistema (cuba de ebulição e condensador) até uma pressão absoluta de 0,45 kPa, mantida durante período superior à 12 horas, após o que o sistema era carregado com R11. A existência de gases não condensáveis era verificada pela correspondência entre as temperaturas dos termopares blindados (do banho) e a pressão. A aquisição de dados era realizada para condições fixas de pressão e fluxo de calor. Este último

parâmetro, tinha seu valor elevado gradativamente até um valor máximo, sendo, em seguida, reduzido, cobrindo uma faixa de 2,4 a 140kW/m². Para o início da aquisição, verificava-se a possibilidade de ocorrência de subresfriamento do líquido, comparando a diferença entre as temperaturas indicadas pelos termopares blindados, que deveria ser inferior à 0,1K. A vazão e a temperatura da solução de etileno-glicol eram ajustadas para cada fluxo de calor, permitindo manter constante a pressão no interior da cuba. Para cada condição experimental foram realizadas seguintes medições:

- i. Potência elétrica fornecida pela resistência
- ii. Temperatura em 8 diferentes posições da superfície
- iii. Temperatura do refrigerante e pressão do sistema.

A temperatura de saturação foi avaliada como sendo a média aritmética dos valores obtidos nos termopares blindados. Na determinação da temperatura da parede, considerou-se, a média dos valores na seção central do tubo. Este valor foi corrigido para considerar o efeito de resistência térmica da parede do tubo, assumindo que os termopares estejam localizados junto a superfície externa dos canais onde estão alojados. As demais medidas foram utilizadas na verificação de efeitos de condução longitudinal. Estes efeitos não foram considerados, já que verificou-se que eram desprezíveis. O fluxo de calor foi referido à área da superfície exterior do tubo ($\pi D_0 L$).

4. ANÁLISE DE INCERTEZAS

Considerando os erros causados pelos procedimentos adotados e instrumentos de medida foi realizada uma análise de incertezas. Na calibração dos termopares e do sistema de medição de potência foi adotado o procedimento sugerido por Abernethy e Thompson (1973). Os termopares foram calibrados para uma faixa de temperaturas entre -30 e 90°C, com termômetros de precisão, 1/20 °C, e um banho termostático. Verificou-se uma incerteza na medida da temperatura igual a $\pm 0,15$ K. Na calibração da potência fornecida pela resistência elétrica de aquecimento, foram utilizados como valores padrões os resultados obtidos em um voltímetro e um amperímetro de precisão. Para a determinação das incertezas relativas ao superaquecimento da parede e ao fluxo específico de calor, variáveis não medidas diretamente, adotou-se o procedimento sugerido por Abernethy e Thompson (1973). Estes resultados são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Estimativa de incertezas

Parâmetros	Incertezas
Fluxo mínimo de calor $q/A=2,4\text{kW/m}^2$	$\pm 2,61\%$
Fluxo máximo de calor $q/A=140\text{kW/m}^2$	$\pm 1,16\%$
Superaquecimento da parede, $(T_p - T_{sat})$, para o fluxo mínimo de calor	$\pm 0,2$ K
Superaquecimento da parede, $(T_p - T_{sat})$, para o fluxo máximo de calor	$\pm 0,3$ K
Temperatura de saturação	$\pm 0,15$ K
Área de transferência de calor	$\pm 0,26\%$

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As curvas de ebulição foram levantadas para as seguintes pressões de saturação: 0,385, 0,55, 1,47 e 4,1 bar. A Fig. 3 ilustra, apenas, os resultados obtidos com a redução do fluxo de calor. Nesta figura, observa-se que, para um mesmo nível de fluxo de calor, o superaquecimento da superfície, $(T_p - T_{sat})$, é menor para pressões maiores. Ou seja, a transferência de calor eleva-se com a pressão. Esta tendência se intensifica para valores reduzidos de p_r . Assim, para um fluxo de calor de 130 kW/m², a elevação da pressão reduzida

de 0,0088 para 0,0333 (278%) implica na redução de, aproximadamente, 12 °C no valor de $(T_p - T_{sat})$, ao passo que a elevação da pressão reduzida de 0,0333 para 0,0929 (178%) resulta num decréscimo do superaquecimento da superfície de apenas 7°C .

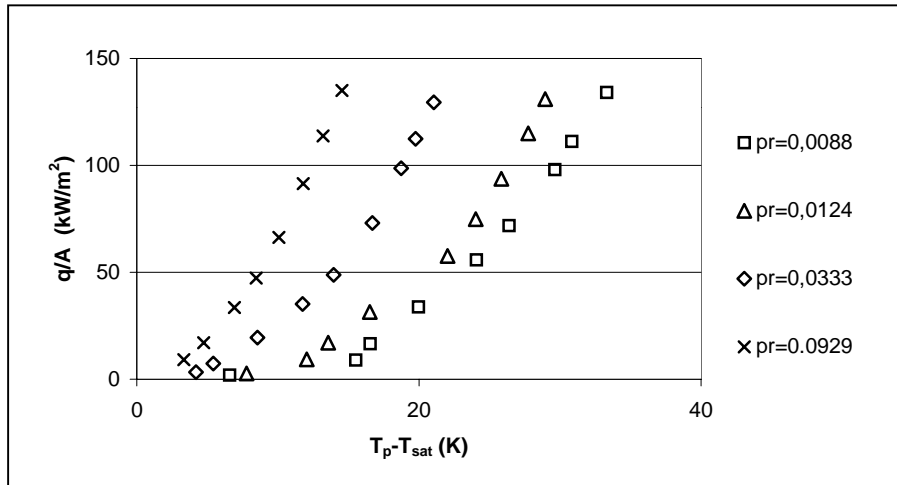


Figura 3 – Efeito da pressão reduzida na taxa de transferência de calor.

Embora tenha sido observada a redução no superaquecimento necessário para o início da ebulição com o aumento da pressão, o incremento deste parâmetro, resultou, para a curva levantada para valores crescentes de fluxo de calor, na elevação da diferença entre a temperatura máxima para o regime de convecção natural e a temperatura para o início da ebulição nucleada. No presente estudo, para $p_r=0,00888$, esta diferença foi de aproximadamente 4°C , já, para $p_r= 0,0124$, foi de 9°C.

A Fig. 4 apresenta a comparação entre os resultados experimentais e as correlações de Cooper (1984) e Stephan e Abdelsalan (1978), para uma rugosidade superficial, R_p , de 2,0 μm , valor típico de superfícies consideradas lisas. Embora ambas as correlações tenham correlacionado razoavelmente os resultados experimentais, a de Cooper resultou a mais adequada, tendo apresentado um desvio médio*, no valor do coeficiente de transferência de calor, em relação aos resultados experimentais de 7,35%, inferior a 14% daquela de Stephan e Abdelsalan.

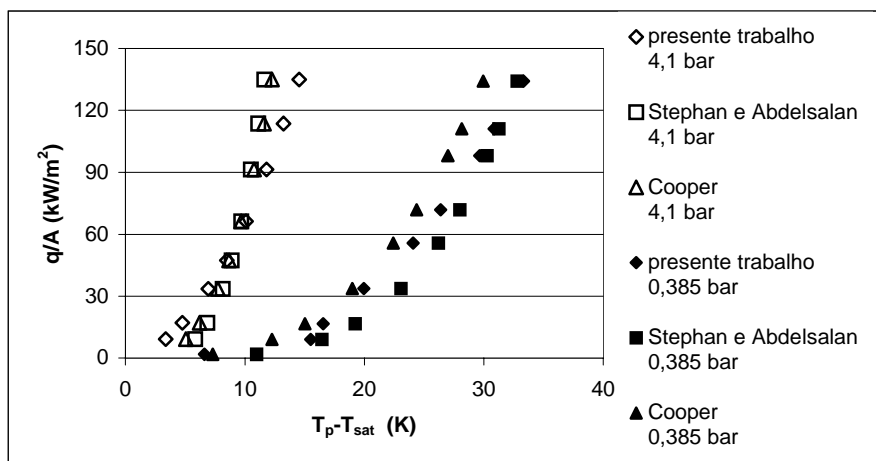


Figura 3. Comparação dos resultados experimentais com Correlações da literatura

* O desvio aritmético médio foi definido como:
$$= \frac{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\text{valor calculado} - \text{valor experimental}}{\text{valor experimental}} \right|}{n}$$

6. CONCLUSÕES

Os ensaios levados a cabo no presente estudo, envolvendo a ebulição nucleada do refrigerante R-11 sobre tubos de cobre polidos, proporcionaram resultados adequados, dos quais foi possível levantar as seguintes conclusões:

- Para o regime de ebulição nucleada ocorre uma redução no superaquecimento com o aumento da pressão, sendo tal comportamento mais acentuado em baixas pressões reduzidas.
- O superaquecimento necessário para o início da ebulição aumenta com a pressão.
- Os resultados obtidos permitem confirmar a proposta de Thome (1996), segundo a qual a correlação que mais se adequa aos resultados experimentais é a de Cooper(1984). Tal resultado, entretanto, contrasta com a proposta de Webb e Pais (1992), cujos resultados experimentais foram melhor correlacionados pelo modelo empírico de Stephan e Abdelsalan (1979).

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo auxílio concedido através de uma bolsa de doutorado e às empresas APEMA Ltda, Danfoss do Brasil Ind. e Com. Ltda. e Bitzer Compressores Ltda. Pelo apoio dado à presente pesquisa, através da doação de componentes para o aparato experimental. Os autores gostariam de estender seus agradecimentos ao Sr. José Roberto Bogni pela preciosa colaboração no desenvolvimento e construção da bancada experimental.

8. REFERÊNCIAS

- Abernethy, R. B., Thompson, J. W., 1973, “Handbook, uncertainty in gas turbine measurements”, Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, Tennessee
- Benjamin, R. J., Balakrishnan, A. R., 1997, “Nucleation site density in pool boiling of saturated pure liquids: Effects of surface microroughness and surface and liquid physical properties”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.15, pp. 32-42
- Chang, J. Y., You, S. M., 1997c, “Enhanced boiling heat transfer from micro-porous cylindrical surfaces in saturated FC-87 and R-123”, *Journal of Heat Transfer*, Vol.119, pp.319-325
- Cizikk, A. M., Gotzmann, C. F., Ragi, E. G., Withers, J. G., Habdas, E. P., 1981, “Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers”, *ASHRAE Transactions*, Vol.76, part. I, pp. 96-109
- 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
- Corman, J. C., McLaughlin, M. H., 1976, “Boiling augmentation with structured surfaces” *ASHRAE transactions*, Vol.71 , part.1, pp.231-237
- Furse, F. G., 1965, “Heat transfer to refrigerants 11 and 12 boiling over a horizontal cooper surface”, *ASHRAE transactions*, Vol.71 , part.1, pp.231-237
- Gorenflo, D., Caplanis, S., Künstler, W., 1993, “Enhanced pool boiling heat transfer to new refrigerants” Em: *INTERNATIONAL CONFERENCE ENERGY EFFICIENCY IN REFRIGERATION AND GLOBAL WARMING IMPACT*, Comissão B1/2, International Institute of Refrigeration, University of Ghent, Bélgica, pp. 327-334
- Gorenflo, D., Luke, A., Künstler, W., Buschmeier, M., 1994, “Prediction of pool boiling heat transfer with new refrigerants”, Em : *CFC’S THE DAY AFTER*, Padova , spt 21-23, pp.557-563

- Hsieh, S. S., Hsu, P. T., 1994, "Nucleate boiling characteristics of R-114, distilled water (H₂O) and R-134a on plain and rib-roughened tube geometries", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp.1423-1432
- Hsieh, S. S., Weng, C. J., 1997a, "Nucleate pool boiling heat transfer coefficients of distilled water (H₂O) and R-134a/oil mixtures from rib-roughened surfaces", *Journal of Heat Transfer*, Vol.119, pp.142-151
- Hsieh, S.S., Weng, C.J., 1997b, "Nucleate pool boiling from coated surfaces in saturated R-134a and R-407c", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.40, pp.519-532
- Kartsounes, G. T., 1975, "A study of treatment on pool boiling heat transfer in refrigerant 12", *ASHRAE Transactions*, Vol.18, pp. 320-326
- Kudrinskii, G. R., Kolomiets, E. A., 1994, "Effect of geometric characteristics of heating surfaces on heat transfer and the onset of boiling of heat transfer agent", *Heat Transfer Research*, Vol 16, pp.18-21
- Leiner, W., 1994, "Heat transfer by nucleate pool boiling – general correlation based on thermodynamic similarity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp.763-769
- Luke, A., 1997, "Pool boiling heat transfer from horizontal tubes with different surface roughness", *Int. J. Refrig.*, Vol.20, pp. 561-574
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., Ohta, H., 1984, "Effects of surface configuration on nucleate boiling heat transfer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.27, pp.1559-1571
- Palm, B., 1991, "Enhancement of boiling heat transfer by aid of perforated metal foils", Tese de doutorado, Departament of Applied Thermodynamics and Refrigeration, The Royal Institute of Technology, Estocolmo, Suécia, 214p
- Ribatski, G., Jabardo J. M. S., 1999, "Uma correlação para o coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada", 15^o Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, Brasil
- Sauer, Jr. H. J., Medrow, R. A., Sinnarwalla, A. M., 1975, "Effects of surface Condition on nucleate boiling of refrigerant-11", *ASHRAE Transactions*, Vol.81, part. 2, pp. 274-281
- Silva, C. L., 1989, "Investigação experimental da ebulição de misturas refrigerante-óleo". Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo São Paulo, São Paulo, Brasil, 261p
- Sokol, P., Blein, P., Gorenflo, D., Rott, W., Schömann, H., 1990, "Pool boiling heat transfer from plain and finned tubes to propane and propylene", *Heat Transfer 1990: Proceedings of the 9th Int Heat Transfer Conf.*, Vol.1, pp.75-86
- Tewari, P. K., Verma, R. K., Ramani, M. P. S., 1986, "Effect of surface roughness e polymeric additive on nucleate pool boiling at subatmospheric pressures", *Int. Comm. Heat mass transfer.*, Vol.13, pp.503-514
- Thome, J. R., 1996, "Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review", *Int. J. Refrig.*, Vol.19, pp.435-457
- Vachon, R. I., Nix, G. H., Tanger, G. E., 1968, "Evaluation of constants for the Rohsenow pool-boiling correlation", *Journal of Heat Transfer*, may, pp.239-247
- Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J., Reilly, J. T., 1987, "Effect of oil on pool boiling performance of R-114 from enhanced surfaces", 2nd ASME-JSME, Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, HI.
- Webb, R. L., 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, pp.1893-1904