

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA POROSIDADE DA ESTRUTURA POROSA NO ÂNGULO DE MELHOR DESEMPENHO DE UM TUBO DE CALOR

Mauricio Araujo Zanardi

UNESP - Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia
Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – CEP 12516-410
mzanardi@feg.unesp.br

Petronio Masanobu Tanisho

UNESP - Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia
Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – CEP 12516-410
tanisho@feg.unesp.br

Resumo. O funcionamento dos tubos de calor é baseado em processos de mudança de fase, e existe a necessidade do retorno do condensado para a região de evaporação. Para os tubos de calor que operam com o evaporador acima do condensador, o retorno do líquido é feito por capilaridade, através de uma estrutura porosa. Quanto mais elevado estiver o evaporador, maior será a pressão de capilaridade exigida. Assim, o aumento da inclinação em relação à horizontal, pode causar uma diminuição do fluxo transferido devido à diminuição do retorno do líquido. Quando o tubo opera com o evaporador abaixo do condensador, a força da gravidade auxilia o retorno do líquido ao evaporador. Neste caso, a existência da estrutura porosa pode até ser dispensável. A colocação da estrutura porosa, apesar de introduzir perdas de carga adicionais no escoamento de líquido, pode auxiliar no funcionamento do tubo de calor por melhorar a distribuição do líquido junto à parede do evaporador e do condensador e por mudar as condições de condensação e evaporação. Em princípio, o tubo deveria ter seu desempenho melhorado quando se aumenta a inclinação em relação à horizontal, entretanto, resultados experimentais não demonstram este fato, e normalmente se tem determinado ângulo onde a eficiência do tubo é máxima. A obtenção de uma expressão que permita obter o ângulo de melhor desempenho do dispositivo é bastante difícil de ser desenvolvida levando-se em consideração a grande quantidade de variáveis envolvidas. Neste trabalho apresenta-se uma análise experimental da influência da estrutura porosa no ângulo de melhor desempenho de um tubo de calor que utiliza água como fluido de trabalho. Foram construídos, e testados tubos com estrutura porosa formada por telas, com malhas de “mesh” 34 a 400. Os resultados obtidos permitem determinar as inclinações de melhor desempenho, em função das características da estrutura porosa e das condições de operação.

Palavras chave: tubo de calor , efeito de inclinação.

1. Introdução

O tubo de calor é, essencialmente, um dispositivo de troca de calor que possui condutividade térmica bastante elevada, sendo um dos sistemas de maior eficiência de transferência de calor conhecidos atualmente. Esta característica é devida ao fato de que a transferência de calor se dá através de processos de mudança de fase e assim é possível se transferir uma grande quantidade de calor através de uma seção transversal pequena e com pequenas diferenças de temperatura entre as fontes quente e fria.

O conceito de tubo de calor foi proposto por R. S. Gaugler em 1942, através de um pedido de patente homologado em 1944. Esta patente tratava de um dispositivo de refrigeração no qual o evaporador poderia ficar localizado acima do condensador sem necessidade de nenhum trabalho adicional para a movimentação do fluido. Este projeto foi baseado no tubo de Perkins, que basicamente é similar aos atualmente chamados termossifões e que foram desenvolvidos em 1892. O dispositivo de Gaugler entretanto, não foi utilizado preferindo-se sistemas tradicionais de refrigeração.

Em 1962, com o programa espacial americano, a idéia de Gaugler foi ressuscitada por Trefethen. A partir do ano seguinte, iniciou-se estudos mais relevantes com objetivos de aplicação em refrigeração de reatores nucleares e equalização de temperaturas de satélites artificiais. Grover, em 1963, “reinventa” o dispositivo de Gaugler, denominando-o de *heat pipe*. O primeiro trabalho publicado onde aparece o nome *heat pipe* ocorreu em 1964 no qual Grover e Erickson (1964) apresentam resultados preliminares de tubos com água e com sódio como fluidos de trabalho.

A aplicação dos tubos de calor é bastante ampla, encontrando-se trabalhos, por exemplo em conservação de energia, aplicações domésticas e industriais, coletores solares, resfriamento de componentes eletrônicos, etc., como pode ser verificado em Faghri (1995), Groll et all (1998) e Vasiliev (1998).

Os tubos de calor apresentam diversas condições limites de funcionamento para a transferência de calor sendo os principais:

- a) Limite de arrasto : ocorre quando a velocidade do escoamento de vapor é muito alta e causa o arrasto do líquido que está próximo à interface da camada porosa com o vapor. Isso faz com que parte do líquido fique presa no condensador, causando a secagem do evaporador e praticamente interrompendo a transferência de calor. Em termos físicos, onde a quantidade de fluido de trabalho é maior, pode-se ter a inundação do condensador.
- b) Limite sônico : ocorre quando o fluxo de vapor dentro do tubo alcança a velocidade sônica. Como a distribuição de pressões, devido à injeção e retirada de massa, é similar à que ocorre num bocal convergente – divergente, o tubo se torna um bocal bloqueado, limitando o fluxo máximo de vapor e consequentemente a transferência de calor.
- c) Limite de capilaridade : para um tubo de calor funcionar a pressão máxima de capilaridade, que é função da estrutura porosa, deve ser maior que a perda de carga total dentro do tubo, somada aos efeitos da gravidade. Este limite é particularmente importante quando o evaporador trabalha acima do condensador.
- d) Limite de ebulição : quando se tem baixos fluxos de calor, este é transportado, para o interior do tubo, basicamente por condução através da parede e da estrutura porosa e a ebulição e condensação ocorrem na interface líquido vapor. Quando este fluxo aumenta, pode haver a formação de bolhas de vapor na estrutura porosa. Essas bolhas podem obstruir a circulação do líquido causando a secagem do evaporador. Como a condutividade térmica do vapor é muito menor que a do líquido, isso pode também dificultar ainda mais a transferência de calor.

Para os tubos de calor que usam água como fluido de trabalho, e operam com o evaporador acima do condensador, o limite mais crítico é o de capilaridade. As expressões para o cálculo do limite de fluxo de calor do tubo podem ser encontradas em Dunn e Reay (1976). Nestes casos, para uma mesma estrutura porosa, a elevação do evaporador faz com que a capacidade de transferência diminua.

Quando o tubo opera com o evaporador abaixo do condensador, a força da gravidade auxilia o retorno do líquido ao evaporador. Neste caso, a existência da estrutura porosa pode até ser dispensável tendo-se assim um termossifão.

A colocação da estrutura porosa, apesar de introduzir perdas de carga adicionais no escoamento de líquido, pode auxiliar no funcionamento do tubo de calor por melhorar a distribuição do líquido junto à parede do evaporador e condensador, por mudar as condições de condensação e evaporação, além de diminuir a quantidade de fluido que se acumula no evaporador. Em princípio, o tubo deveria ter seu desempenho melhorado quando se aumenta a inclinação em relação à horizontal, entretanto, resultados experimentais não demonstram este fato, e normalmente se tem determinado ângulo onde a eficiência do tubo é máxima. Para termossifões, encontram-se na literatura alguns trabalhos que relacionam o ângulo de inclinação com melhor desempenho em função das características dos escoamentos internos. Dentre eles pode-se citar o trabalho de Hahne e Gross (1981) onde se determinou que o ângulo de melhor desempenho para um termossifão, utilizando R115 como fluido de trabalho, era de 50° em relação à horizontal. Negishi e Sawada (1983) estudaram o efeito da inclinação em termossifões com água em função da carga de fluido no dispositivo e encontraram que a partir de ângulos relativamente pequenos em relação à horizontal, o desempenho do termossifão diminui. Para tubos de calor, este tipo de análise não é muito frequente. Recentemente Said e Akash (1999) publicaram um trabalho onde se avalia experimentalmente tubos de calor em função de alguns ângulos de inclinação.

A determinação de expressões que permitam determinar o ângulo de melhor desempenho de um tubo de calor ou de um termossifão é bastante difícil de ser realizada levando-se em consideração a grande quantidade de variáveis envolvidas. Neste trabalho apresenta-se uma análise experimental da influência da estrutura porosa no ângulo de melhor desempenho de um tubo de calor que utiliza água como fluido de trabalho. Para se atingir o objetivo foram construídos e testados tubos com estrutura porosa formada por telas, com malhas variando entre 34 e 400 fios por polegada. Os resultados obtidos permitem determinar as inclinações de melhor desempenho, em função das características da estrutura porosa e das condições de operação.

2. Características dos tubos de calor testados

Com o objetivo de se verificar a influência de alguns parâmetros de construção no desempenho de tubos de calor, foram construídos nove tubos com as características mostradas na Tab. (1). Estes tubos foram montados a partir de tubos de cobre de 3/4" de diâmetro nominal, com exceção de dois tubos de calor para os quais se utilizou tubos de cobre de 1/2" e 1 1/2".

Como estrutura porosa foram utilizadas telas metálicas de bronze e aço inoxidável com textura variando entre 34 e 400 fios por polegada. Em cada tubo foi utilizada uma única tela, sendo que a montagem foi feita de forma a se garantir a melhor aderência possível entre a tela e a superfície do tubo.

Com o intuito de se tentar verificar fenômenos que pudessem explicar algumas características de funcionamento, foram também montados dois tubos de calor utilizando tubos de vidro de mesmo diâmetro dos tubos de cobre, com estrutura porosa de tela mesh 34 e 150. Nesta construção a tela ocupava cerca de 90% da circunferência do tubo, existindo portanto uma janela para permitir a visualização do núcleo do tubo de calor.

A carga de enchimento de cada tubo foi determinada de forma a se garantir a saturação completa da estrutura porosa e o preenchimento do espaço de vapor durante a operação sob taxa de fornecimento de calor máxima. Por limitações do sistema de testes utilizado, a potência de projeto foi 1000W, com temperatura média de operação do tubo de calor de 100°C. Os volumes de enchimento foram determinados utilizando os estudos de Streltsov (1975) e Murcia (1982).

Tabela 1 – Características dos tubos de calor construídos

Tubo	Mesh	δ (mm)	D_f (mm)	D_i (mm)	Material da tela	carga (ml)
1	400	0,067	0,032	17,4	aço inox	3,0
2	250	0,089	0,043	17,4	aço inox	3,5
3	200	0,093	0,047	17,4	bronze	3,8
4	100	0,217	0,096	17,4	bronze	8,4
5	60	0,372	0,205	17,4	latão	14,4
6	150	0,126	0,069	17,4	aço inox	4,9
7	34	0,678	0,314	17,4	aço inox	24,3
8	100	0,217	0,096	11,1	bronze	3,0
9	100	0,217	0,096	36,3	bronze	17,2

Nesta tabela δ é a espessura da tela, D_f é o diâmetro do fio da tela, D_i o diâmetro interno do tubo de cobre e todos os tubos construídos possuem comprimentos de 600 mm.

3. Descrição do sistema de testes

Os testes foram realizados em um sistema montado para esta finalidade no Laboratório da Área Térmica da UNESP Campus de Guaratinguetá, e que está mostrado na Fig.(1).

É basicamente um túnel de vento com uma redução de seção, de circular para retangular, no local onde os tubos são fixados. Todas as distâncias de montagem foram calculadas de acordo com a ISO5167 (1991), para que os perfis de velocidade estivessem desenvolvidos na placa de orifício e na seção de testes.

Calor é fornecido ao evaporador do tubo de calor através de resistências elétricas do tipo fita com potência máxima de 1,0 kW. O resfriamento do tubo é feito pela circulação de ar através de um ventilador centrífugo com vazão máxima de 7000 m³/h. . Este sistema permite a variação do ângulo de inclinação em intervalos de 5°.

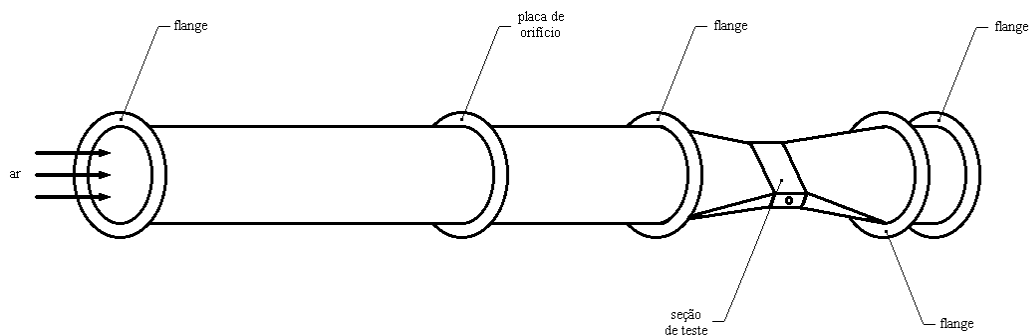


Figura 1 – Esquema do sistema de testes

Para a determinação das temperaturas de entrada e saída do ar foram utilizados 10 termopares do tipo ferro-constantan, 5 na entrada e 5 na saída, ao longo de toda a seção transversal. No cálculo da potência retirada pelo tubo de calor utilizou-se os valores de temperatura média de mistura nas seções anterior e posterior ao dispositivo.

A vazão do sistema foi medida através de uma placa de orifício calibrada e ao final de cada teste foi feita uma verificação da vazão utilizando-se um anemômetro tipo turbina montado na saída do sistema.

A instrumentação do tubo de calor foi feita através de 10 termopares dispostos conforme mostrado na Fig. (2). Todos estes termopares foram calibrados utilizando-se substâncias em condições de mudança de fase e um termômetro de coluna de mercúrio com divisão de 0,1°C. As substâncias escolhidas foram: água (fusão e ebulição), NaSO₄ - sulfato de sódio (ponto de cristalização) e C₆H₄Cl₂ – p-dicloro benzeno (solidificação).

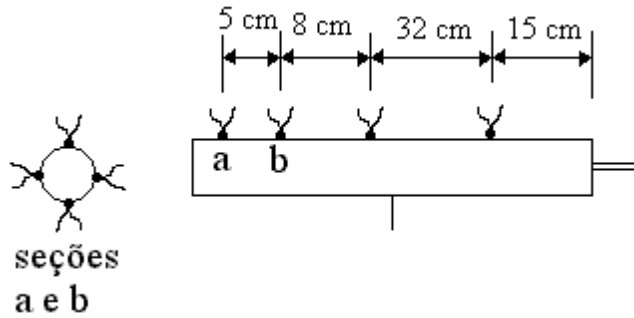


Figura 2 – Esquema da instrumentação do tubo

A leitura dos dados foram feitas através de uma placa de aquisição de dados LINX-CAD12/32 com módulos de condicionamento de sinais LINX-PCX810 e software LINX-AQDADOS.

Foram realizados testes variando-se a potência fornecida entre 600 e 900 W para todos os tubos. Cada rodada consistiu de um período inicial de estabilização do sistema de 1 hora para cada potência, e leitura contínuas das temperaturas, em intervalos de 2 minutos, durante 1/2 hora para cada inclinação. Estes tempos foram determinados em testes preliminares e garantiram em todos os casos a operação em regime permanente do sistema.

4. Resultados e discussões

A seguir são apresentados os resultados obtidos nos diversos ensaios realizados sendo que os valores representados nos gráficos são médias de três ensaios realizados sob as mesmas condições.

Na Fig. (3) é apresentada a potência retirada pelo tubo em função da inclinação e da potência utilizada no aquecedor para o tubo de calor com tela com textura *mesh* 400. Pode-se notar que para os dois casos representados, existe uma melhora significativa da potência transferida com o aumento do ângulo de inclinação. Neste caso, não se verificou tendências de diminuição ou estabilização da potência transferida sendo a melhor condição de funcionamento a posição vertical.

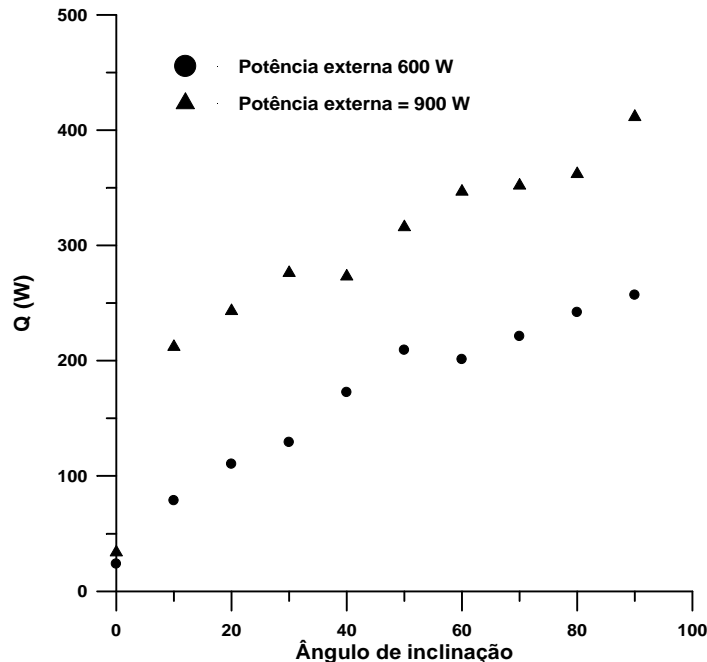


Figura 3 – Potência retirada em função da inclinação – tela *mesh* 400

Este comportamento entretanto não se repete quando a textura da tela é mais grossa. Quando se analisa o comportamento para um tubo com tela *mesh* 34, conforme mostrado na figura 4, verifica-se que, a partir de determinado ângulo de inclinação, existe uma tendência de estabilização ou mesmo de queda na potência transferida.

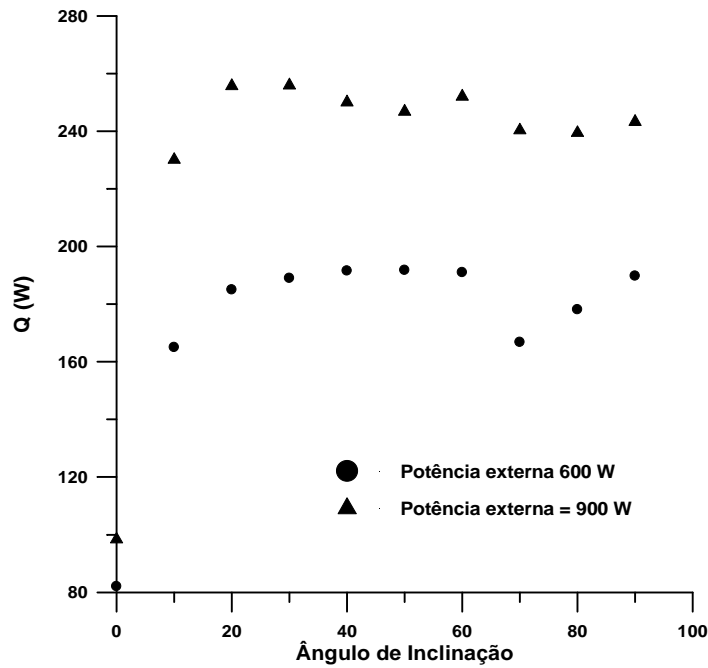


Figura 4 - Potência retirada em função da inclinação – tela *mesh* 34

A observação das medidas de temperatura ao longo do tubo de calor mostraram, em todos os casos, que as variações circunferenciais de temperaturas no condensador não foram significativas, mesmo com a condição de convecção utilizada não sendo totalmente simétrica. Entretanto, as variações ao longo da direção axial do tubo apresentam uma característica interessante. Nos tubos com telas de capilaridade alta a distribuição de temperaturas é quase uniforme sobre todo o condensador, o que é o comportamento esperado devido ao processo de mudança de fase. Por outro lado, no tubo com tela *mesh* 60, a partir da inclinação de 80° verificou-se uma queda de temperatura, na seção de medida posicionada mais perto do final do condensador, de cerca de 3°C em relação à seção anterior. No tubo com tela *mesh* 34 essas diferenças, que ocorreram para todas as inclinações, foram bastante significativas, atingindo valores máximos da ordem de 25°C com inclinações acima de 80°. Assim, nestes tubos, a transferência de calor está sendo prejudicada nesta região.

As Figs (5) e (6) permitem visualizar o comportamento geral em função da textura da tela. Para possibilitar a comparação entre os tubos, foi feita a normalização de todos os dados em relação à potência máxima retirada pelo tubo. Esse procedimento possibilita se fazer a comparação dos diferentes tubos de forma mais fácil.

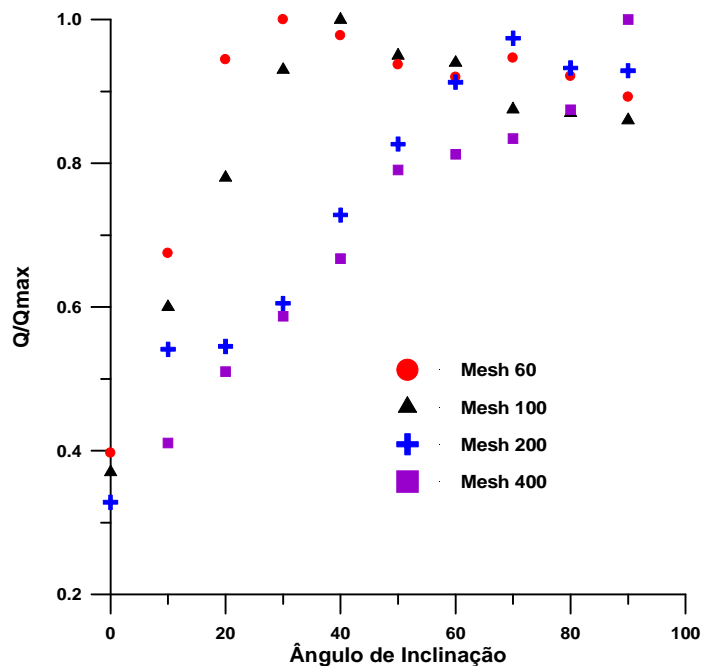


Figura 5 – Relação Q/Q_{max} em função da inclinação

Como pode ser observado na Fig. (5), existe uma clara tendência de se ter ângulos de melhor eficiência mais elevados quanto mais fina for a tela, ou seja, quanto maior for sua capilaridade. Na Fig. (6) estão mostrados os resultados para todos os tubos. Nesta representação foram eliminados os valores de inclinação 0° para se melhorar a escala. Os tubos com telas finas, devido à menor quantidade de fluido de trabalho, apresentam uma tendência não funcionarem bem perto desta inclinação, pois existe uma grande resistência ao retorno do líquido através da estrutura porosa causando a secagem de evaporador.

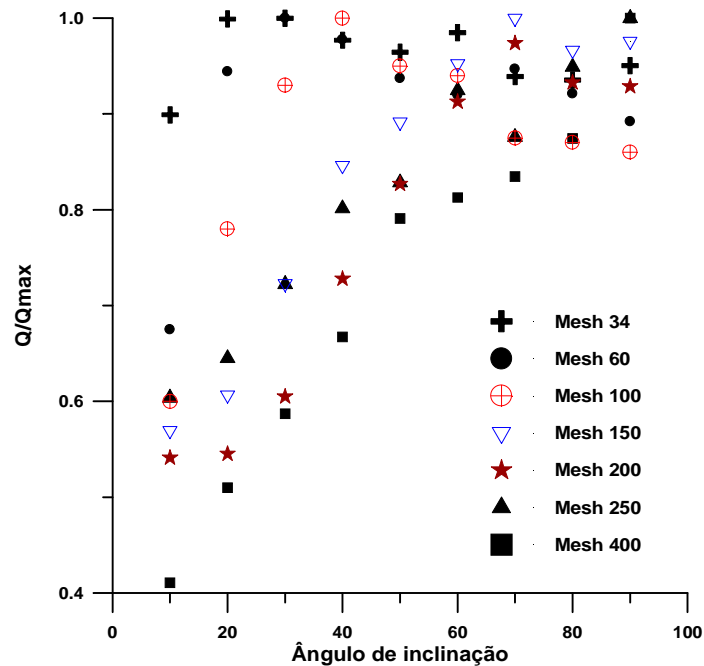


Figura 6 - Relação Q/Q_{max} em função da inclinação

Os resultados sugerem como ângulos de melhor desempenho, ou a partir do qual não existe um ganho significativo na potência transferida, os valores da Tab. (2).

Tabela 2 – Ângulos de melhor funcionamento

Tela	Ângulo	Tela	Ângulo
34	15 a 20°	200	70 a 80°
60	20 a 30°	250	90°
100	~ 40°	400	90°
150	60 a 70°		

Quanto mais grossa for a tela, no sentido de espaçamento entre os fios, mais o tubo de calor deve ser aproximar de um termossifão. Assim, à medida que o número de *mesh* diminui, os resultados devem se aproximar daqueles para um termossifão.

Negishi e Sawada (1983) estudaram os mecanismos relacionados com a evaporação e condensação em termossifões verificando os efeito de carga e inclinação do tubo sendo seus resultados reproduzidos na Fig. (7). Nesta figura, a variável v_R é a relação de volume de fluido carregado no tubo em relação ao volume total do tubo. Assim $v_R = 1$ corresponde a um termossifão monofásico (somente com convecção em líquido).

Fica bastante claro que, para um termossifão com carga bastante pequena ($v_R = 0,05$), a partir de um ângulo de inclinação entre 10 e 15 graus não ocorrem melhorias no funcionamento do equipamento. O tubo com telas de *mesh* 34, e até mesmo o de *mesh* 60, são os que mais se aproximam de um termossifão e estes possuem uma carga de enchimento bastante baixa em relação ao volume total do tubo. A comparação dos resultados encontrados para estes tubos mostram estar coerentes com o caso limite, que é o tubo sem tela.

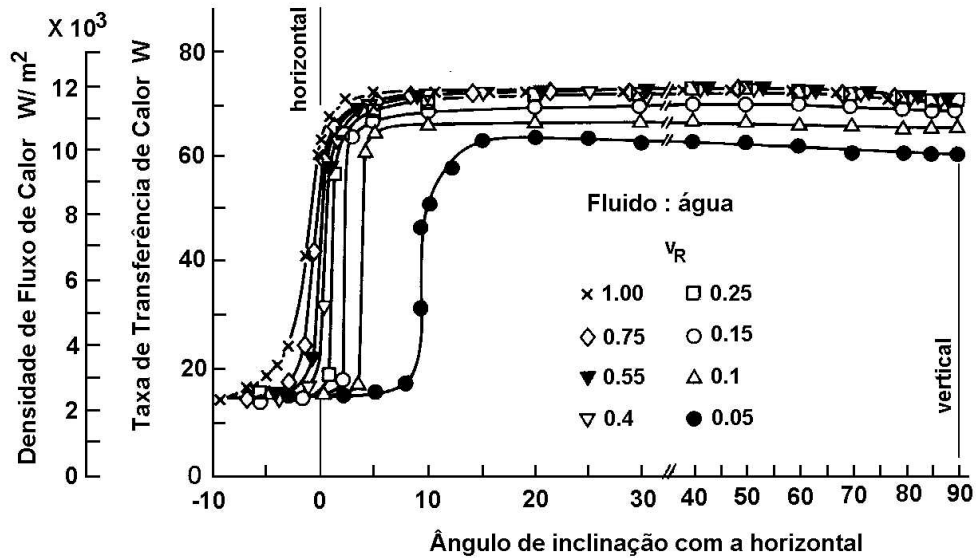


Figura 7 – Resultados reproduzidos de Negishi e Sawada (1983) para termossifões

Numa tentativa de se visualizar algum fenômeno importante neste estudo, foram construídos dois tubos de calor com tubo de vidro e telas *mesh* 100 e 34. Usou-se um fluido refrigerante (R11), para se poder operar em temperaturas mais baixas. A primeira observação, em telas mais grosseiras por ter rigidez mais elevada, é a dificuldade de se garantir o contato perfeito entre a tela e o tubo o que dificulta a transferência de calor.

A visualização do que ocorre internamente é bastante difícil sem a utilização de equipamentos sofisticados, porém notou-se que no tubo com tela *mesh* 34 ocorre, em grande inclinações, a condensação com gotejamento do líquido e regiões onde não se tem a saturação da tela durante a operação. No tubo com tela com número de *mesh* maior, devido à maior capilaridade e à perda de carga, a tela permanece quase que totalmente molhada e não foram observados gotejamentos.

Finalmente se realizou algumas experiências para se verificar a influência do diâmetro do tubo em relação ao desempenho do mesmo em vários ângulos de inclinação. Os testes feitos, por terem sido em pequeno número, não permitem levar a análises totalmente conclusivas porém um resultado médio de três testes é apresentado na Fig. 8.

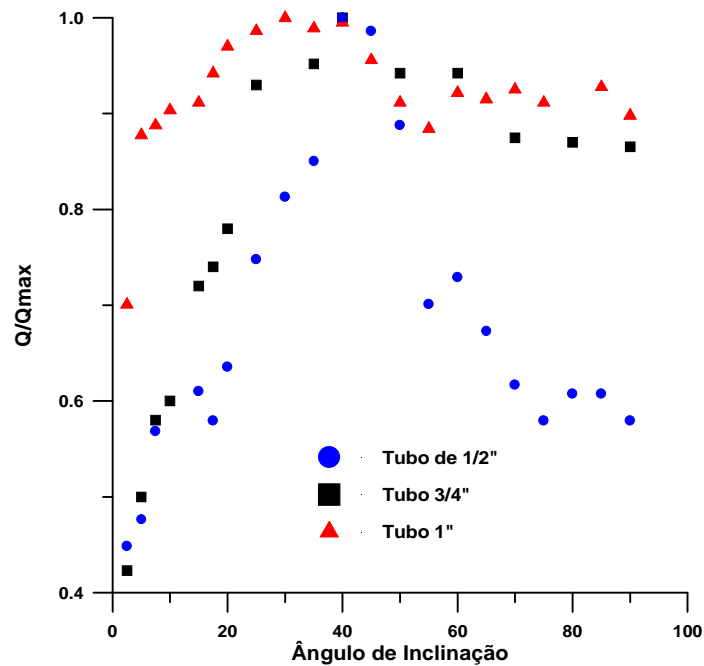


Figura 8 – Influência do diâmetro do tubo no ângulo de melhor desempenho

Aparentemente o diâmetro do tubo não afeta significativamente o ângulo de melhor operação. Existe entretanto, uma grande influência no comportamento após este ponto, principalmente no tubo de menor diâmetro, quando ocorre uma queda grande de desempenho. Será necessária uma análise mais detalhada e principalmente um número maior de testes para se ter um melhor indicativo a respeito da influência desta variável.

5. Conclusões

A influência da inclinação do tubo, trabalhando a favor da gravidade, na quantidade de calor transferida é bastante sensível. Existem muito poucos estudos analíticos a respeito dos limites de operação de tubos de calor assistidos por gravidade, sendo que Shiraishi et al (1992, 1997) relatam a existência de um único modelo físico para um tubo na vertical, apresentado por Prenger (1984). A razão para este fato é que, apesar de ser um comportamento observado por vários pesquisadores, os fenômenos físicos envolvidos ainda não são totalmente compreendidos. Shiraishi et al (1992, 1997), determinaram visualmente a existência de uma onda no escoamento de líquido, que retarda o retorno do líquido ao evaporador. Neste estudo eles utilizaram um tubo sem estrutura porosa (termossifão) com carga de enchimento de 80% do volume do evaporador. Para cargas baixas, e com a presença da estrutura porosa estes efeitos de onda serão bastante diminuídos ou inexistentes.

Para verificar a influência dos parâmetros construtivos no desempenho de um tubo de calor foi realizada uma análise experimental na qual se variou a textura da tela, o diâmetro do tubo e o ângulo de inclinação.

Os resultados obtidos no estudo experimental da influência da inclinação no desempenho do tubo de calor são sugestivos e demonstram que um dos parâmetros mais importantes é a textura da tela. Este parâmetro é responsável pela capilaridade da tela, por uma redução na velocidade do escoamento de líquido e como consequência, por uma melhor distribuição do líquido em toda a estrutura porosa. Esta distribuição uniforme contribui bastante para a melhoria da condutividade térmica efetiva da estrutura porosa, pois o líquido possui condutividade térmica muito superior à do vapor.

Determinou-se experimentalmente que, dependendo da textura da tela, existem faixas de ângulos para as quais o desempenho do tubo é melhor, e que para ângulos maiores pode até mesmo ocorrer uma menor transferência de calor, mantendo-se as mesmas condições nas fontes quente e fria. Quando se compara os resultados para telas com texturas mais grossas com aqueles obtidos para termossifões, se verifica consistência nos resultados.

Para se chegar a resultados mais precisos existe a necessidade de um número maior de experimentos, com variações angulares mais refinadas e com sistemas de testes com maior controle.

Verificou-se ainda que o diâmetro do tubo não influencia significativamente nos ângulos de melhor desempenho porém, quando se utiliza diâmetros pequenos, existe uma diminuição mais acentuada do calor transferido a medida que o ângulo de inclinação aumenta, em relação à horizontal.

Alguns parâmetros devem ainda ser mais estudados, dentre eles destacam-se o comprimento do tubo e principalmente a quantidade de fluido de trabalho.

Os mesmos fenômenos foram identificados quando se realiza testes com trocadores de calor com tubos de calor. A existência de ângulos de inclinação de melhor eficiência e, principalmente, a queda de eficiência quando se reduz o diâmetro e se aumenta a inclinação são aspectos importantes para quem pretende projetar e utilizar comercialmente estes dispositivos.

6. Referências

- Dunn, P.D., Reay, D.A., 1976, "Heat Pipes" Oxford : Pergamon Press Ltd., New York, USA, 334p.
- Faghri, A., 1995, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, Washington, USA, 874p.
- Groll, M., Schneider, M., Sartre, V., Zaghoudi, M.C., Lallemand, M., 1998, "Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes", Rev. Gen. Thermique, vol 37, pp 323-352.
- Grover, G. M., Erickson, G. F., 1964, "Structures of Very High Thermal Conductance", Journal of Applied Physics, American Institute of Physics, v.35(6), pp. 1190-1191.
- Hahne E., Gross, U., 1981, "The influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon", Proceedings of the 4th International Heat Pipe Conference, London, England, pp.125-136.
- Murcia, N., 1982, "Estudo Teórico e Experimental em Tubos de Calor, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas, 205 p.
- Negeshi, K., Sawada, T., 1983, "Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, v.26, n. 2, 1207-1213.
- Prenger, F.C., 1984, "Research and Development of Heat Pipe Technology (In Proceedings of the 5th International Heat Pipe Conference, Japan)", pp-1-5.
- Said, S.A., Akash, B.A., 1999, "Experimental Performance of a Heat Pipe", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol 26, n. 5, pp-679-684.
- Shiraishi, M., Nakano, A., Terdtoon, P., Murakami, M., 1997, "Performance Limits of an Inclined Gravity Assisted Heat Pipe", Proceedings of the 10th International Heat Pipe Conference, Stuttgart, Germany.

- Shiraishi, M., Terdtoon, P., Murakami, M., 1992, "Effects of Inclination Angle on Flow Patterns in a Two-Phase Closed Thermosyphon", Proceedings of the 8th International Heat Pipe Conference, Beijing, China.
- Streltsov, A.I., 1975, "Theoretical and Experimental Investigation of Optimum Filling for Heat Pipes", Heat Transfer – Soviet Research, vol. 7, n.1, pp 23-27.
- Vasiliev, L.L., 1998, "State-Of-The-Art on Heat Pipe Technology in the Former Soviet Union – Review Paper", Applied Thermal Engineering, vol18., n.7, pp. 507-551.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE WICK POROSITY IN THE BEST PERFORMANCE INCLINATION ANGLE OF A HEAT PIPE

Mauricio Araujo Zanardi

UNESP - Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia
Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – CEP 12516-410
mzanardi@feg.unesp.br

Petronio Masanobu Tanisho

UNESP - Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia
Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Pedregulho – Guaratinguetá – S.P. – CEP 12516-410
tanisho@feg.unesp.br

Abstract. *The heat pipe operation is based on phase-change processes. In this way the return of the condensed fluid to the evaporator section is determinant for the heat transfer process. If the heat pipe works with the evaporator region above the condenser, the liquid return occurs by wick capilarity effects. The increase of the tilt angle with respect to the horizontal tends to reduce the heat transfered. On the other hand, in the gravity assisted heat pipes the liquid returns to the evaporator by gravity forces and the wick is not essential for the operation. The presence of the wick, although it increases the liquid flow head losses, may cause a better liquid distribution and cause changes in the evaporation and condensation processes increasing the heat transfer performance. Theoretically, performance of the heat pipe in a vertical position would be better than in an inclined position. However, experiences show that this fact is not allways true. There are some tilt angles that provides better performance. An expression that would permit to determine these angles is very hard to be obtained because of the great number of variables involved in the process. In this paper we present an experimental analysis of the influence of the wick porosity in heat pipes operating at different tilt angles. It was used cooper-water heat pipes with screen type wick with mesh number varying between 34 and 400. The experimental results permitted to determine tilt angles ranges of the heat pipe best performance.*

Keywords. *heat pipes, inclination effects*