

ANÁLISE DA EFICIÊNCIA DE TUBOS DE CALOR ROTATIVOS

Humberto Araujo Machado

Universidade do Vale do Paraíba, UNIVAP - IP&D, Av Shishima Hifume, 2911, 12244-000
São José dos Campos, SP, E-mail: machado@univap.br

Ricardo Fortes de Miranda

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, 38400-902,
Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: rfmiranda@mecanica.ufu.br

Resumo

Os tubos de calor quando empregados na refrigeração de equipamentos rotativos apresentam vantagens sobre os sistemas convencionais e pode transportar continuamente o calor, sem que haja a secagem da região porosa, desde que a passagem do escoamento não seja bloqueada e seja mantida uma pressão de capilaridade suficiente. O efeito da rotação é bastante intenso, influenciando a eficiência do processo, podendo bloquear o processo de troca, impedindo a condensação e eliminando o efeito de refrigeração, e é de difícil previsão por meio empírico ou usando os modelos simplificados atualmente empregados. Neste trabalho, é apresentada uma curva que limita a região de bloqueio do tubo em função da rotação e de outros parâmetros. São apresentados resultados computacionais para as características de tubos de calor rotativos em regime permanente, em vários graus de bloqueio do tubo, obtidos com acoplamento entre as regiões porosa e de vapor.

Palavras-chave: Tubos de calor, Tubos rotativos, Mudança de fase, Volumes finitos

1. INTRODUÇÃO

O uso de tubos de calor na refrigeração de equipamentos rotativos, como motores elétricos e turbinas (normalmente montados no eixo da máquina), apresenta diversas vantagens em relação aos sistemas convencionais. A quantidade de calor transportada é normalmente muito maior do que em um sistema convencional, via calor sensível. Daí a sua capacidade de retirar grande quantidade de calor em um sistema de pequenas dimensões. Dentre as vantagens de se utilizar tubos de calor estão simplicidade na construção, excepcional flexibilidade, controle, habilidade de transportar altas taxas de calor sobre consideráveis distâncias com baixíssimas quedas nas temperaturas, não necessitar de nenhum elemento externo de bombeamento. Devido a essas características, os tubos de calor tem sido empregados na refrigeração de equipamentos rotativos, como motores elétricos, turbinas, entre outros, com vantagens sobre os sistemas convencionais.

Esses equipamentos podem transportar continuamente o calor, desde que não haja a secagem da região porosa, o que pode ser mantido enquanto a passagem do escoamento não seja bloqueada e desde que seja mantida uma pressão de capilaridade suficiente. No entanto, o efeito da rotação sobre a capacidade de troca do tubo é bastante intenso, influenciando a eficiência do processo devido à força centrífuga, que em geral atua no sentido de dificultar a injeção da superfície porosa, na região do evaporador, em tubos montados axialmente. Esse efeito pode vir a bloquear o processo de troca, impedindo a evaporação e eliminando o efeito

de refrigeração, e é de difícil previsão por meio empírico ou usando os modelos simplificados, como nos trabalhos de Daniels e Al-Jumaily (1973) e Daniels e Willians (1978, 1979).

Ismail e Miranda (1988) apresentaram um modelo bidimensional para tubos rotativos cilíndricos, mostrando resultados para rotações de até 3600 rpm, que indicavam a presença de uma rotação crítica, acima da qual o tubo poderia entrar em colapso.

Faghri et al. (1993) investigou tubos com Número de Reynolds radial de 0.01 à 0.20, e rotação de até 2800 rpm, onde foi confirmada a presença de escoamento reverso acima de uma certa rotação. Harley e Faghri (1995) apresentaram um modelo bidimensional para tubos rotativos de geometria cônica.

Ismail e Miranda (1997) apresentaram um modelo 2-D para tubo de calor cilíndrico rotativo com estrutura porosa, que foi complementado por Miranda (1998), onde são explorados com mais detalhes os efeitos do fluxo de calor na velocidade de injeção e sobre os escoamentos, para vários diâmetros e rotação, na tentativa de encontrar um ponto ótimo de operação. Neste trabalho, o modelo de Miranda (1998) é estendido à região porosa, e são analisados os efeitos do aumento do fluxo de calor e rotação na capacidade de troca térmica do tubo. Uma curva de $Re_{\text{radial}} \times Re_{\text{axial}}$ é apresentada como um dos limites de operação.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Seja um tubo cilíndrico com rotação constante Ω operando em regime permanente, submetido a uma taxa de transferência de calor Q na metade da superfície a partir de uma das bases e $-Q$ na outra metade (Figura 1).

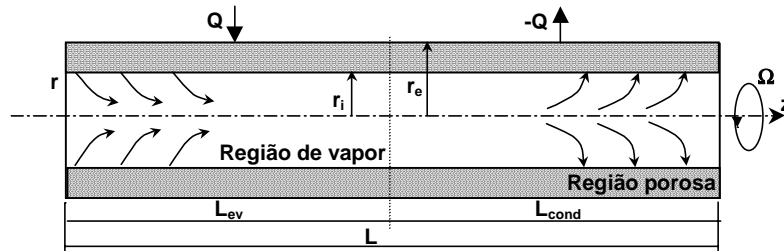


Figura 1. Tubo de calor rotativo: representação esquemática.

O sistema de equações representando o sistema físico em geometria axisimétrica é dado por:

$$\frac{\partial V}{\partial r} + \frac{V}{r} + \frac{\partial U}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(V \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V^2}{r} + U \frac{\partial V}{\partial z} \right) = -\varepsilon \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} V + 2\rho \Omega W + \rho \Omega^2 r \quad (2)$$

$$\rho \left(V \frac{\partial W}{\partial r} - \frac{W^2}{r} + U \frac{\partial W}{\partial z} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial r} - \frac{W}{r} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} W + 2\rho \Omega V \quad (3)$$

$$\rho \left(U \frac{\partial U}{\partial r} + U \frac{\partial U}{\partial z} \right) = -\varepsilon \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - \frac{\mu \varepsilon}{K} U + \rho g z \quad (4)$$

$$V \frac{\partial T}{\partial r} + U \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_c \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Na região de vapor, a porosidade é considerada $\varepsilon = 1$ e a permeabilidade $K \rightarrow \infty$. As condições de contorno são:

$$V_r = V_\theta = V_z = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{em } z = 0 \text{ e } z = 1, \quad V_r = V_\theta = 0; \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad \text{em } r = 0,$$

$$V_r = V_i(z); V_\theta = V_z = 0; T = T_{\text{sat}} \quad \text{em } r = r_i, \quad V_r = V_\theta = V_z = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = \pm Q \quad \text{em } r = r_e \quad (5.a-d)$$

onde $V_i(z)$ é a velocidade de injeção, que é o fator de acoplamento entre as regiões porosa e de vapor.

3. RESULTADOS E ANÁLISE

A solução das equações foi obtida através do método dos volumes finitos, aplicado à uma malha co-localizada de 202 x 82 pontos. O acoplamento pressão velocidade foi feito via algoritmo SIMPLE, e os casos foram executados num computador PC Pentium 200 MHz. As simulações foram feitas considerando água como fluido de trabalho. O tubo possui raio de 0.02 m e comprimento de 1 m. A região porosa tinha raio interno de 0.0127 m, e foram usadas as propriedades do cobre sinterizado, com permeabilidade de 0.358×10^{-8} e porosidade de 0.446. Os resultados foram obtidos para $\Omega = 0, 5, 10, 30$ e 60 rpm, usando fluxos de calor de $10^2, 5 \times 10^2, 10^3, 5 \times 10^3, 10^4, 5 \times 10^4$ e 10^5 .

A presença de rotação implica que o fluido deve vencer a força centrífuga para escoar em direção ao condensador. Se a energia do fluido não for suficiente, atinge-se a condição crítica, ou seja, o escoamento é bloqueado, provocando colapso do tubo de calor (Miranda, 1998). Nesse sentido, qualquer fator que induza perdas no escoamento, como recirculações e instabilidades, podem ser vistos como causas de redução da eficiência do tubo.

Os resultados mostrados a seguir são relativos à rotação de $\Omega = 60$ rpm, o caso mais extremo estudado, onde é possível observar claramente os efeitos da rotação em cada variável estudada. Na Figura 2, podem ser observadas as linhas de corrente para diversos valores de Q . É possível observar que, para um fluxo muito baixo, forma-se uma recirculação na região do evaporador, para equilibrar a resistência devida à rotação (a), o que indica que a velocidade de injeção decresce bruscamente nessa região. A medida que o fluxo aumenta, o escoamento se normaliza (b), até que se atinge o limite superior, quando a resistência da rotação provoca instabilidades no escoamento, provocando uma região de recirculação na extremidade do condensador (c), nesse caso, o fluido sofre uma grande aceleração no evaporador, devendo ser desacelerado no condensador, pois sua energia é mais do que suficiente para vencer a resistência da força centrífuga. Com o aumento do fluxo, forma-se mais um centro de circulação (d). É lícito esperar que ambas as recirculações tendam para instabilidades à medida que se atingem os extremos máximo e mínimo do fluxo de calor. A partir daí, maior parcela da energia será gasta para manter o escoamento, implicando na redução da eficiência da troca de calor. Em todos os casos, pode-se notar que o escoamento no meio poroso é perfeitamente regular e se adapta às condições impostas

A Figura 3 mostra a variação da pressão com o fluxo de calor. Como já foi mencionado, o comportamento dessa variável na região porosa é bastante suave e regular (a), não apresentando modificações com o aumento de Q . Na região do vapor, observa-se que, para o valor mais alto de Q , a pressão está condicionada ao escoamento na direção axial, com uma pequena perturbação na região das recirculações (b): a distribuição da pressão está

basicamente condicionada à variação da velocidade axial, já que nesse caso o fluido tem energia suficiente para vencer a resistência imposta pela rotação. A medida que o fluxo de calor se reduz, o nível de pressão vai se reduzindo, e a diferença ao longo da coordenada radial vai aumentando, primeiro a partir de um ponto próximo ao centro (c), depois ao longo de toda a extensão do tubo na direção axial (d,e), até que os gradientes na direção axial sejam desprezíveis em comparação com aqueles na direção radial (f), o que significa que o escoamento naquela direção passa a absorver uma quantidade maior de energia, em função do aumento da influência da força centrífuga.

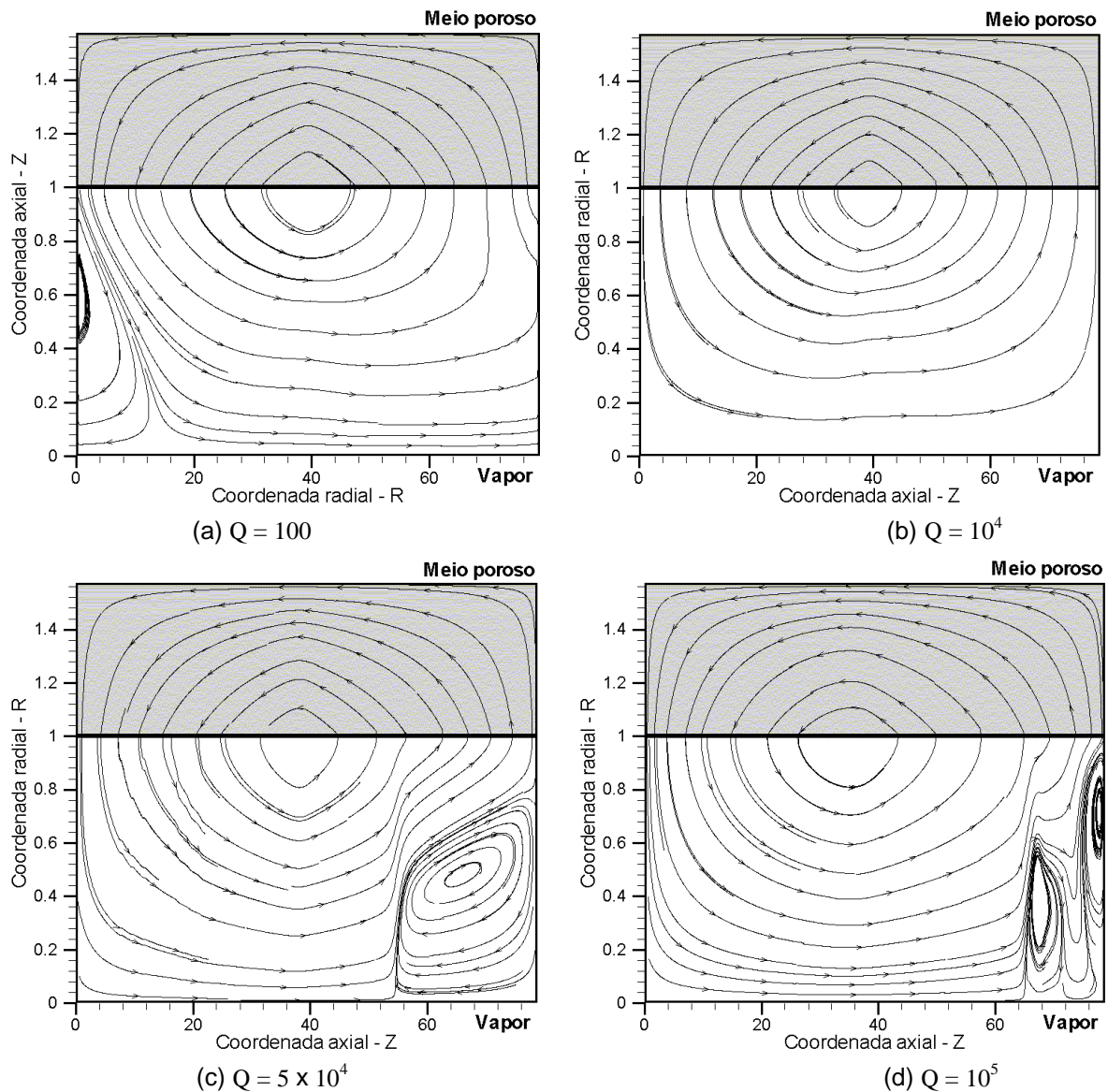
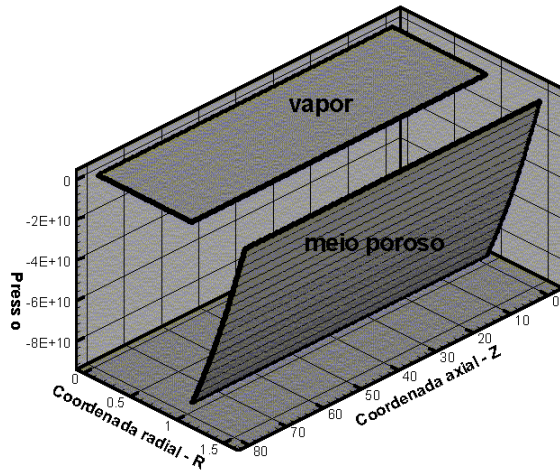
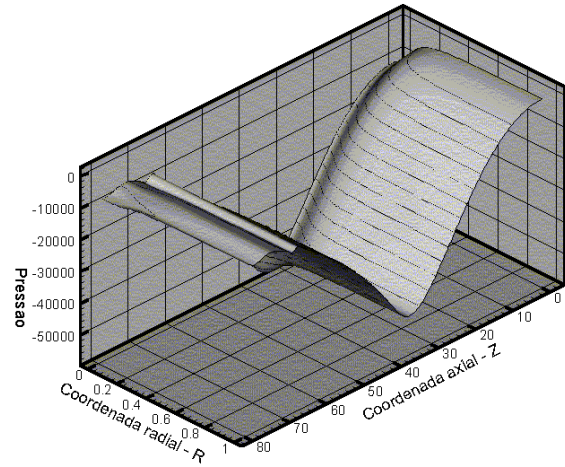


Figura 2. Linas de corrente, $\Omega = 60$.

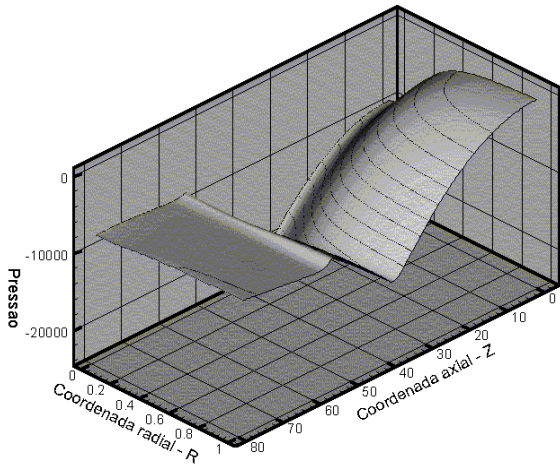
O comportamento das velocidades reflete os fenômenos já descritos. Nas Figuras 4 e 5, são mostrados dois casos extremos. Para $Q = 10^5$ (4.b, 5.b), o perfil é bastante regular, exceto na extremidade do condensador, onde se localizam as recirculação. Nestes pontos, são observadas oscilações da velocidade radial, além de um pico na velocidade, que normalmente ocorre devido à desaceleração axial do fluido e o efeito de rotação. Quando $Q = 10^2$ (4.a, 5.a), os dois campos apresentam fortes ondulações na região de recirculação do evaporador, e a ordem de grandeza dessas oscilações é mais próxima do que no caso anterior, o que evidencia a perda de energia do processo.



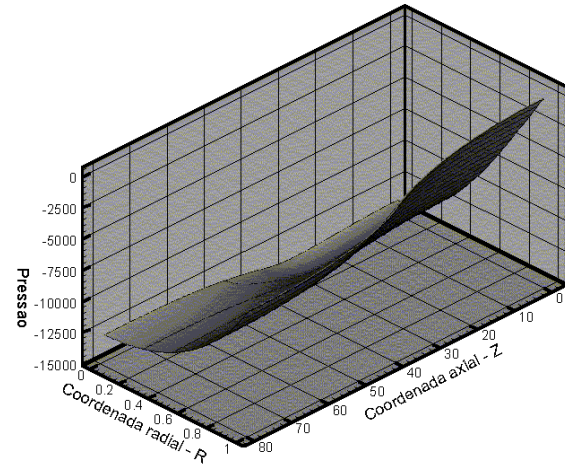
(a) vapor e líquido, $Q = 10^5$



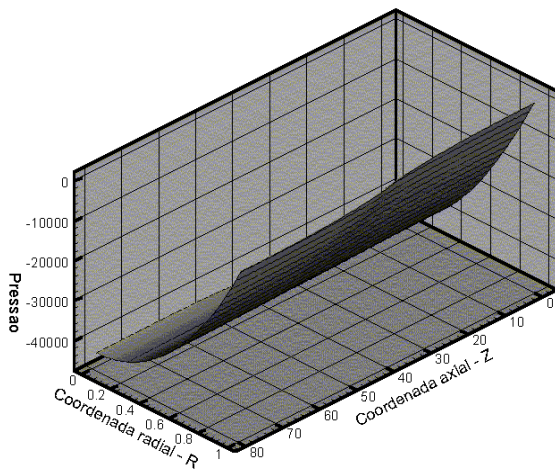
(b) $Q = 10^5$



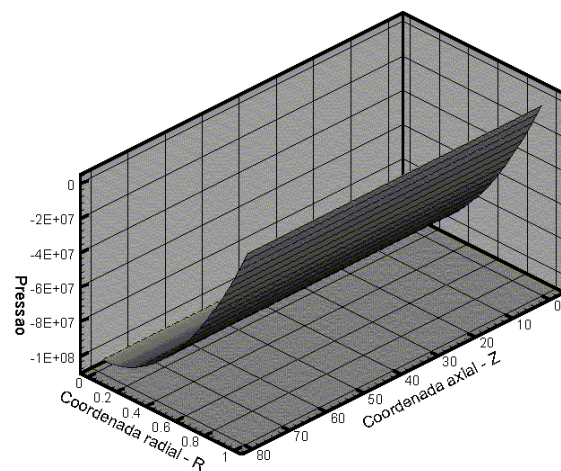
(c) $Q = 5 \times 10^4$



(d) $Q = 10^4$

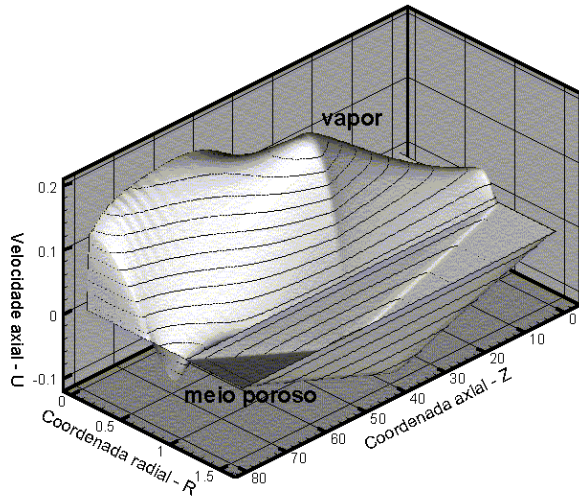


(e) $Q = 5 \times 10^3$

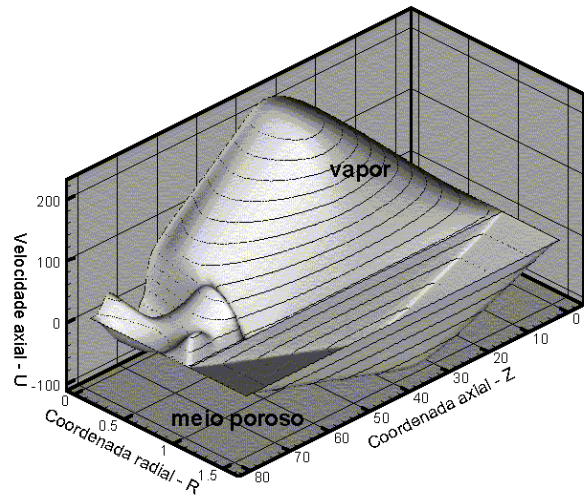


(f) $Q = 10^2$

Figura 3. Campos de pressão, $\Omega = 60$: (a) vapor e líquido; (b), (c), (d), (e) e (f) vapor.

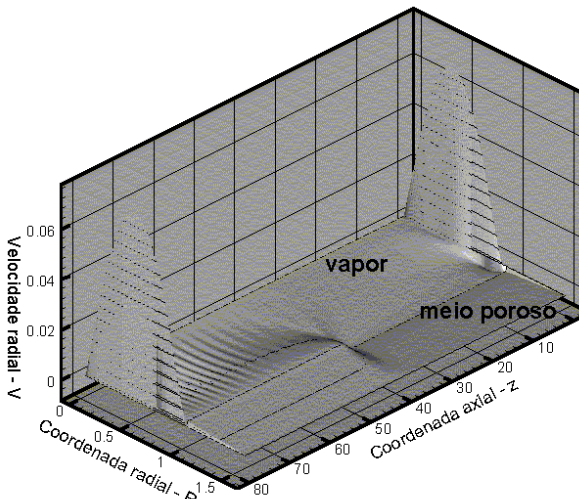


(a) $Q = 10^2$

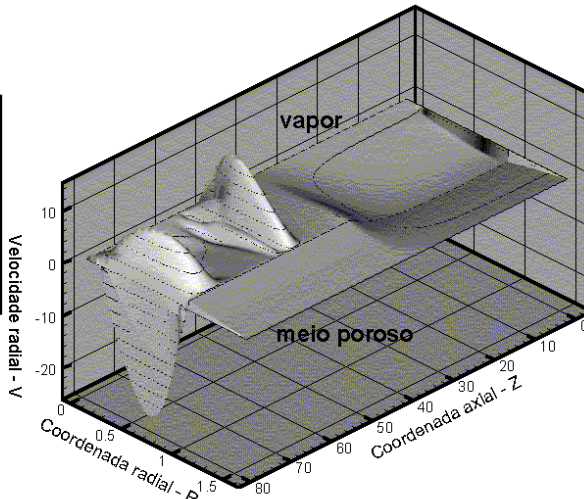


(b) $Q = 10^5$

Figura 4. Campos da velocidade axial - U, $\Omega = 60$.

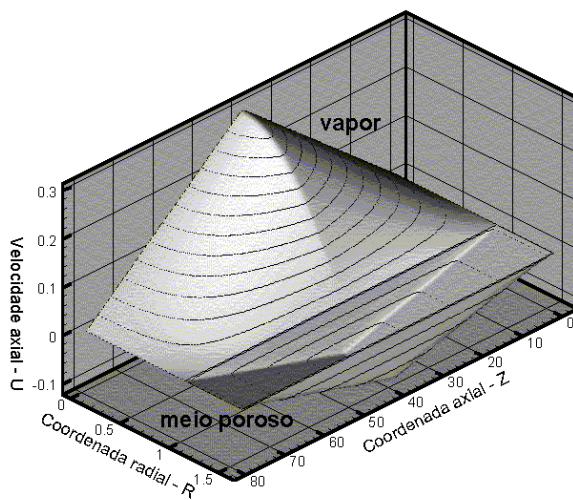


(a) $Q = 10^5$

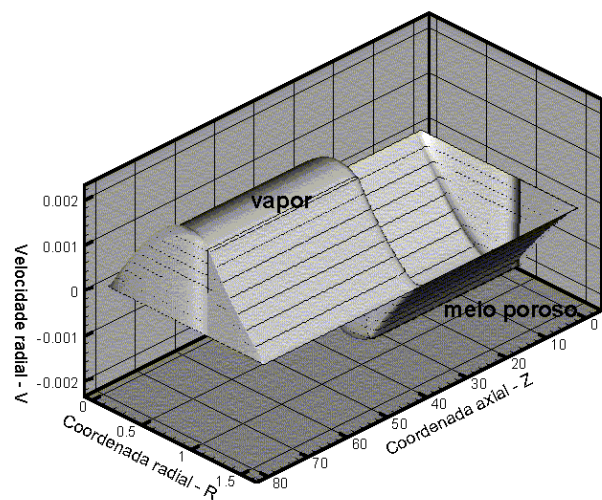


(b) $Q = 10^2$

Figura 5. Campos da velocidade radial - V, $\Omega = 60$.



(a) Componente axial - U



(b) Componente radial - V

Figura 6. Campos de velocidade, $\Omega = 0$.

Para efeito de comparação, são mostrados na Figura 6 os perfis de velocidade de um tubo de calor sem rotação, para um fluxo de calor $Q = 10^4$. É notória a simetria dos campos, em decorrência da ausência de rotação.

Um fator de importância para a limitação do fluxo é a temperatura atingida pelo fluido na região do evaporador. O funcionamento perfeito do tubo de calor pressupõe a inexistência de ebulição nucleada, o que se convencionou ocorrer por volta de 10 % acima da temperatura de saturação (considerada aqui 100°C). A figura 7 mostra os perfis de temperatura no interior do tubo, num caso extremo, em que a temperatura no evaporador ultrapassou em muito o limite de funcionamento, e onde se encontra próxima à esse limite. Além do aumento do nível de temperatura, o único outro fator observado foi uma variação mais suave da temperatura no meio poroso (a), ocorrendo uma queda menos abrupta na passagem do evaporador para condensador (b). Nota-se também que a região de vapor se mantém à temperatura de saturação, com variações desprezíveis em toda a sua extensão. A figura 8 mostra a variação da temperatura máxima na região porosa em função do fluxo de calor, que é independente da rotação.

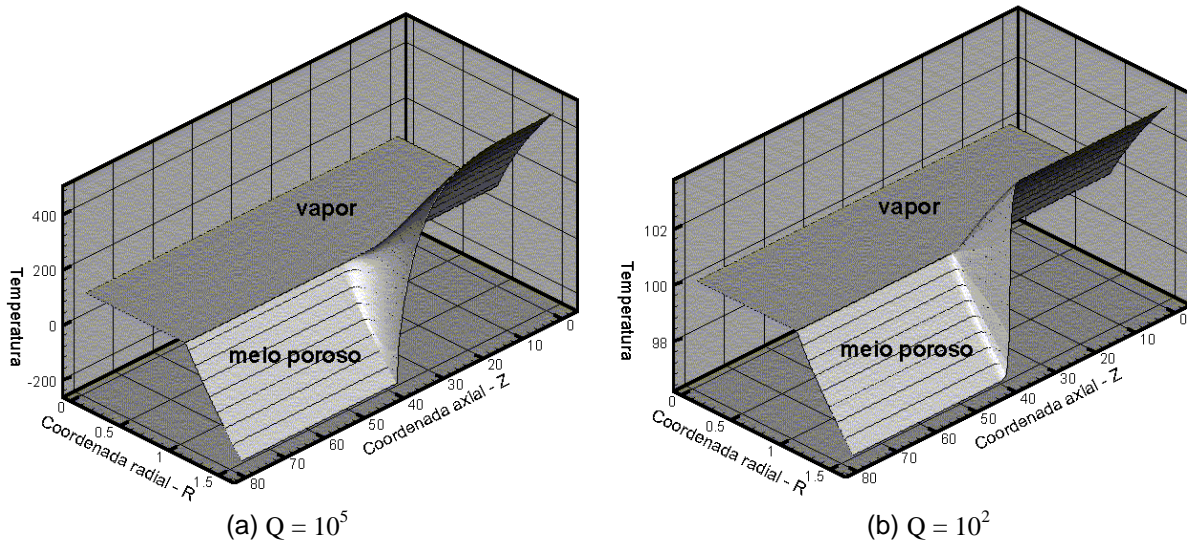


Figura 7. Campos de temperatura, $\Omega = 60$.

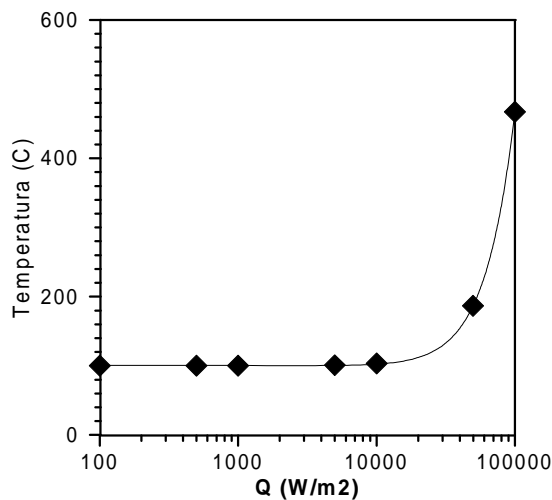


Figura 8. Temperatura máxima da região porosa em função do fluxo de calor.

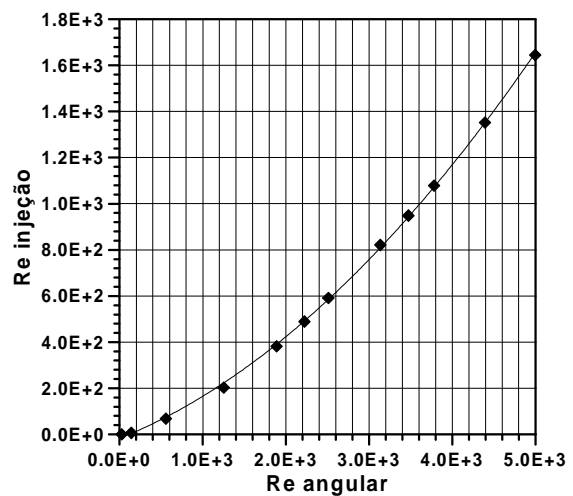


Figura 9. Curva limite de operação para tubo de calor cilíndrico.

Finalmente, os resultados apresentados por Miranda (1998) para o limite inferior de aplicação são estendidos para uma curva generalizada do Número de Reynolds angular ($Re_{\text{angular}} = \Omega r_i/v_{\text{vapor}}$) em função do número de Reynolds de injeção ($Re_{\text{injeção}} = V_i^*L/v_{\text{vapor}}$), apresentada na Figura 9. V_i^* é a velocidade de injeção teórica do fluido na interface, dada por $V_i^* = Q/(\rho_{\text{vapor}} H)$, onde H é o calor latente de vaporização. É possível notar que essa planilha relaciona diretamente o fluxo de calor e a rotação.

4. CONCLUSÃO

Neste trabalho, foram mostrados os efeitos da rotação no processo de troca de calor em tubos de calor rotativos. Evidenciou-se a presença de recirculações nos dois casos extremos, quando o fluxo é muito alto ou quando é pequeno demais para compensar a resistência ao escoamento da força centrífuga. O limite inferior de operação é função do crescimento das recirculações, até o colapso do tubo. O limite superior, entretanto, é ditado pela temperatura do fluido da região porosa, que independe da rotação. É apresentada uma planilha demarcando o limite inferior de forma genérica.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à FAPEMIG pelo suporte financeiro durante a realização deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Daniels, T. C., Al-Jumaily, F. K., Investigations of the Factor Affecting the Performance of a Rotating Heat Pipe, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 18, pp 691-973.
- Daniels, T. C., Willians, R. J., 1978, Experimental Temperature Distribution and Heat Load Characteristics of Rotating Heat Pipes, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 21, pp 193-201.
- Daniels, T. C., Willians, R. J., 1979, The Effect of External Boundary Conditions on Condensation Heat Transfer in Rotating Heat Pipes, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 22, pp 1237-1241.
- Faghri, A., Gogineni, S., Thomas, S., 1993, Vapour Flow Analysis of Axially Rotating Heat Pipe, *Int. J. Heat & Mass Transfer*, 36(9), pp 2293-2303.
- Harley, C., Faghri, A., 1995, Two-dimensional Rotating Heat Pipe Analysis, *Trans. ASME - J. Heat Transfer*, 117, pp 202-208.
- Ismail, K. A. R., Miranda, R. F., 1988, Theoretical Analysis of a Rotating Heat Pipe, *IHSP, Tsukuba, Japão*, pp 157-162.
- Ismail, K. A. R., Miranda, R. F., 1997, Two-dimensional Axisymmetrical Model for a Rotating Porous Wicked Heat Pipe, *Applied thermal Engineering* 17(2), pp 135-155.
- Miranda, R. F., 1998, Desempenho de Tubos de Calor Rotativos com Distribuição Qualquer de Calor no Evaporador, *Congresso Norte-Nordeste de Engenharia Mecânica, Fortaleza, CE*, pp 103-110.