

MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO CAPILAR

Pedro Pedrosa Rebouças Filho
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Ceará
pedrosa_rf@hotmail.com

Heitor Victor Ribeiro Camargo
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Ceará
heitorvictor.gorceix@petrobras.com.br

RESUMO

Sistemas de bombeamento capilar são utilizados e testados com sucesso nas operações de controle térmico em situações de microgravidade há mais de duas décadas. Este trabalho é uma continuação dos estudos em andamento no Laboratório de Combustão e Engenharia Térmica da Universidade Federal de Santa Catarina, visa dar continuidade aos últimos experimentos realizados durante a Missão Centenário, com o envio de um protótipo do sistema para teste na Estação Espacial Internacional, pelo astronauta Marcos Pontes. Neste artigo, é descrito o desenvolvimento de uma ferramenta computacional capaz de auxiliar no dimensionamento da bomba capilar utilizada nesses sistemas. Essa ferramenta foi desenvolvida em linguagem C++, sendo capaz de determinar a capacidade limite de transferência de calor da bomba capilar. O programa permite que diferentes fluidos de trabalho possam ser escolhidos, como água, amônia, acetona e freon 11. Pode-se optar também pelo tipo de bomba capilar, pelo ângulo de posicionamento da régua no seu interior, pelas dimensões das ranhuras circunferenciais, pela geometria do circuito, pela pressão real de bombeamento capilar, dentre outros instrumentos. Para comparar os resultados obtidos pela ferramenta desenvolvida, foi construída uma bancada no Laboratório de Ensaios Mecânicos do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, composta por uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais, operando com água como fluido de trabalho. Os resultados da simulação foram confirmados através de vários testes experimentais, comprovando a sua eficiência.

Palavras-Chave: Sistemas de bombeamento capilar, transferência de calor, programa computacional e linguagem C++

ABSTRACT

For more than two decades, capillary pumping loops have been successfully used and tested in thermal control operations in microgravity environment. This work is a continuation of the studies in progress at the Combustion and Thermal Engineering Laboratory of Santa Catarina State Federal University. It has the purpose of carrying on the experiments done by the astronaut Marcos Pontes during the "Centenary Mission", and the sending of a system prototype to be tested at the International Space Station. This article describes the development of a computational tool capable of assisting in the capillary pump dimensioning. This software was developed in C++ language oriented to object and it is able to determine the maximum heat flux that the capillary pump can dissipate. This software allows several types of working fluids to be chosen, such as water, ammonia, acetone and Freon-11. It also allows one to choose the kind of capillary pump, the positioning angle, the circuitry geometry, the circumferential grooves dimension and the actual capillary pumping pressure of the system among other things. A facility was built in the Mechanics Laboratory of the Education, Science and Technology Federal Institute of Ceará State, in order to evaluate the results of the simulating tool. The facility is made of a circumferentially grooved capillary pump and it uses water as the working fluid. The results showed that the simulation results are in accordance with the experimental ones. This proves the efficiency of the developed software.

Key words: Capillary pumping loop, heat transfer, software, C++ language

INTRODUÇÃO

No sentido de corresponder às necessidades associadas à dissipação térmica em componentes eletrônicos, circuitos de bombas capilares (CPL – Capillary Pumped Loop) têm sido exaustivamente testados, para garantir um funcionamento estável, como sistemas de refrigeração de componentes eletrônicos em satélites e estações espaciais. Eles têm comprovada eficiência em testes de laboratório e em testes de microgravidade [1,2]. Para torná-los ainda mais confiáveis e competitivos, este projeto dá andamento aos trabalhos iniciados no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos da Universidade Federal de Santa Catarina, visando dar continuidade aos últimos experimentos realizados durante a Missão Centenário, com o envio de um protótipo do sistema para teste na ISS [3] (Estação Espacial Internacional), pelo astronauta Marcos Pontes.

Nesse sentido, o presente trabalho tem por objetivo desenvolver uma ferramenta computacional, para auxiliar no dimensionamento de uma bomba capilar. Diversas informações, como o tipo de bomba, tipo de fluido, den-

tre outras características do sistema de bombeamento capilar, devem ser consideradas durante o processo de dimensionamento do sistema.

1 SISTEMA DE BOMBEAMENTO CAPILAR

Um circuito de bombas capilares é um sistema de refrigeração bifásico que não necessita de bombeamento mecânico para a circulação do fluido térmico. Forças capilares desenvolvidas a partir das tensões superficiais geradas entre o contato líquido/vapor – o sólido do fluido de trabalho e a parede microranhurada interna do evaporador, ou o elemento poroso contido no seu interior são capazes de promover a circulação do fluido térmico sem a necessidade de bombeamento externo e sem a inserção de partes móveis nem potência externa para o seu funcionamento [4]. Um sistema básico de bombeamento capilar é composto por um evaporador capilar, um condensador, um reservatório e linhas de transporte de líquido e vapor.

Em sistemas de bombeamento capilar, a tensão superficial gerada pelo contato entre o fluido de trabalho e a parede ou poro interno fornece uma diferença de pressão que é capaz de circular o fluido de trabalho ao longo do sistema, contrabalanceando as perdas de carga geradas no circuito [5]. A circulação do fluido de trabalho em uma bomba de ranhuras circunferenciais acontece da seguinte forma: o líquido proveniente do condensador chega às ranhuras através do canal de líquido interno da bomba capilar e flui pelas ranhuras circunferenciais até a parte superior do evaporador, onde recebe calor proveniente da fonte quente que se deseja resfriar. Esse calor faz com que o fluido no interior das ranhuras se evapore, fazendo com que o líquido que estava no canal de líquido da bomba comece a se movimentar. O vapor gerado aumenta a pressão interna do evaporador. Esse aumento de pressão faz com que o restante do líquido e do vapor na saída do evaporador se desloque em direção ao condensador, iniciando assim a movimentação do fluido de trabalho.

Uma maior ou menor força de tensão superficial vai depender da estrutura capilar e da escolha do fluido de trabalho. A capacidade de bombeamento capilar desses sistemas está também relacionada com o tamanho das ranhuras ou poros presentes na estrutura capilar. Quanto menor esses valores, maior será a capacidade de superar a perda de carga no circuito e de transportar o calor até o condensador. Não se pode deixar de observar que, para um bom funcionamento do sistema, quanto maior a permeabilidade, maior será a facilidade com que o fluido de trabalho atravessará o elemento capilar [6]. Testes demonstram que, apesar de possuir pequenos diâmetros de poros e uma grande pressão de bombeamento capilar, uma baixa permeabilidade conduz a baixas taxas de transferência de calor.

O limite capilar, quantidade máxima de calor transportado, está relacionado com a perda de carga no circuito. A pressão desenvolvida pelos meniscos (pressão de bombeamento capilar) sustenta esta perda de carga gerada pelo escoamento ao longo do circuito. Esse escoamento está diretamente relacionado com o fluxo de calor imposto à bomba capilar. O máximo fluxo de massa que a pressão capilar pode sustentar corresponde a um fluxo de calor máximo que está relacionado ao limite capilar. Qualquer tentativa de exceder esse valor irá secar a região do evaporador e elevar rapidamente sua temperatura de parede [7].

De acordo com Camargo e Bazzo [8], a máxima pressão de bombeamento capilar é derivada da equação de Young – Laplace por:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma \cdot \cos(\theta)}{r_c} \quad (1)$$

Onde, Δp_c é referente a máxima pressão de bombeamento capilar, σ equivale à tensão superficial do líquido refrigerante, r_c é o raio efetivo de capilaridade e θ equivale ao ângulo entre o menisco e a estrutura capilar.

No presente trabalho, uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais é utilizada para comprovar os resultados computacionais em uma bancada de testes especialmente construída para operar em laboratório. Na Figura 1 é mostrado um esquema da configuração interna do evaporador capilar. Ele é constituído por um tubo circunferencialmente ranhurado, com uma régua de aço fazendo a divisão entre os canais de líquido e de vapor do evaporador. Essa régua é apoiada em calços de politetrafluoretileno e nas extremidades opostas fechado com plugues do mesmo material. A finalidade desses calços e plugues é reduzir ao máximo a presença de interstícios entre a régua interna e a parede ranhurada do tubo e garantir que a única passagem entre os canais de líquido e vapor seja através das ranhuras circunferenciais.

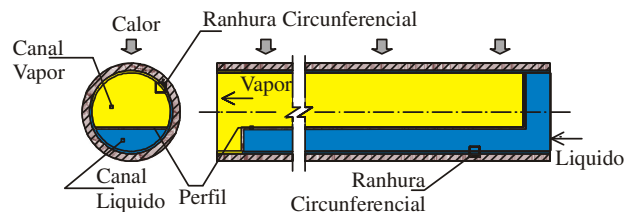
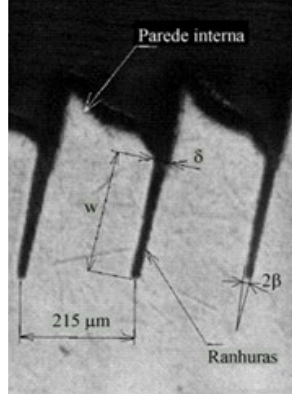


Figura 1: Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

Na Figura 2 é mostrada uma micrografia da parede interna do tubo de alumínio, detalhando a forma e o tamanho das ranhuras internas presentes no evaporador capi-

lar. O sistema desenvolvido dimensiona a bomba capilar para diversos tipos de geometria e tipos de bomba (Ranhurais Circunferenciais, Monogroove e Elemento Poro-so), levando em consideração vários tipos de fluido (água, freon 113, acetona e amônia).



Dimensões médias da ranhura:
 $\delta = 33 \pm 7 \mu\text{m}$
 $w = 310 \pm 59 \mu\text{m}$
 $\beta = 0,6 \pm 0,4^\circ$
 Espaçamento entre ranhuras: 215 μm

Figura 2: Micrografia da bomba Capilar.

2 MODELAMENTO MATEMÁTICO DA BOMBA CAPILAR

O limite capilar é função dos parâmetros geométricos da bomba capilar (ver Figura 3) devendo determinar a capacidade máxima de transporte de calor no momento em que:

$$p_{cm} - \Delta p_{cp} - \Delta p_{loop} = 0 \quad (2)$$

Onde, p_{cm} é a máxima pressão de bombeamento capilar, Δp_{cp} é a queda de pressão dentro da bomba capilar e Δp_{loop} é a queda de pressão ao longo do circuito.

Teoricamente, a máxima pressão de bombeamento capilar é dada por:

$$p_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (3)$$

Onde, σ é a tensão superficial do fluido de trabalho e r_c é o raio efetivo de capilaridade da ranhura.

O raio efetivo de capilaridade pode ser calculado, segundo a formulação descrita em Bazzo [4], para bombas de ranhuras circunferenciais como sendo:

$$r_c = 2 \frac{\cos(\beta)}{1 - \sin(\beta)} \left(\frac{w}{2} - \delta \cdot \tan(\beta) \right)$$

Onde, β é o ângulo da metade da abertura da ranhura, δ é a profundidade da ranhura e w é a largura da ranhura.

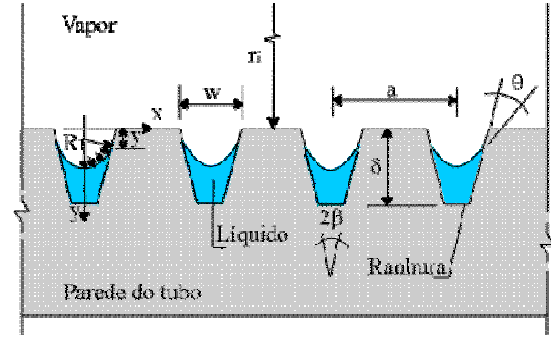


Figura 3: Parâmetros geométricos da bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

O fluxo de massa ao longo da ranhura diminui no sentido ascendente devido ao processo de evaporação do fluido térmico, com a hipótese de variação linear ao longo da ranhura e condição de secagem no topo ($\psi = \pi/2$), e é calculado por:

$$\dot{m} = \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) r_i \frac{q'}{\Delta h} \quad (5)$$

Onde, q' é a quantidade de calor que é aplicada na bomba capilar, ψ representa a posição na ranhura (ver Figura 4) e Δh a diferença de entalpia.

A variável ψ tem origem junto ao perfil interno da bomba capilar, sendo nesse ponto igual a ψ_0 . Por sua vez, a diferença de entalpia Δh compreende o valor do calor latente de vaporização (h_{fg}) e o ganho de calor sensível, ou seja:

$$\Delta h = h_{fg} + c_{p_l} \cdot (T_v - T_l) \quad (6)$$

Onde, c_{p_l} é o calor sensível do líquido, T_v e T_l são as temperaturas do vapor e líquido respectivamente.

Se a perda de carga ao longo do circuito não for considerada, a pressão do líquido em $\psi = \psi_0$ será igual à pressão do vapor. Caso essa perda de carga seja diferente de zero, a pressão do líquido no mesmo ponto será menor que a pressão do vapor e igual a:

$$p_l(\psi = \psi_0) = p_v - \Delta p_{loop} \quad (7) \quad (2)$$

Onde p_v é assumido igual à pressão de saturação como função da temperatura de operação do circuito, controlada através do reservatório.

Conforme mostrado na Figura 5, p_v é a pressão de vapor dentro do canal de vapor e $p_l(\psi)$ é a pressão do líquido dentro do canal de líquido da bomba capilar.

Na Eq. (7), o termo Δp_{loop} é calculado utilizando correlações existentes disponíveis na literatura [10].

Na Eq. (2), o termo Δp_{cp} é calculado considerando as características geométricas da estrutura capilar, o fluxo de massa (\dot{m}), velocidade do líquido (v), área da seção transversal (A), ângulo de contato do menisco (θ), raio do menisco (R_l), e a posição do menisco desde a superfície interna do tubo (y), ao longo do comprimento da bomba capilar (ver Figura 5).

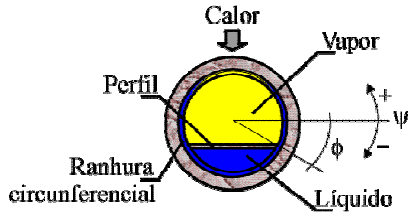


Figura 4: Esquema mostrando o posicionamento do perfil interno da bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

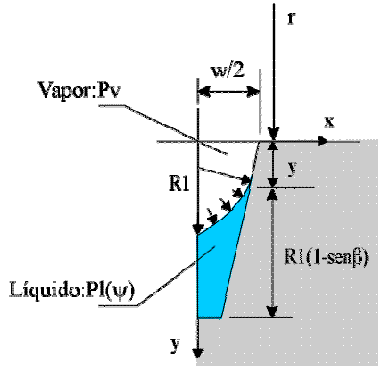


Figura 5: Esquema da metade da ranhura e parâmetros principais.

A pressão do líquido diminui na medida em que avança ao longo da ranhura, devido à perda de carga. Como consequência, forçado pela pressão maior do vapor, o menisco recua até um novo valor de R_l , que corresponda ao novo equilíbrio governado pela equação de Young-Laplace, conforme Peterson [11]. O valor de R_l é calculado por:

$$R_l(\psi) = \frac{\sigma}{p_v - p_l(\psi)} \quad (8)$$

Para cada valor de ψ , a posição do menisco relativamente ao topo da ranhura pode ser calculada por:

$$y = \left[\delta - \frac{r_c}{2} (1 - \sin(\beta)) \right] \left[\frac{2R_l \cos(\beta) - w}{r_c \cos(\beta) - w} \right] \quad (9)$$

Para pequenas potências $y = 0$. Não há recuo do menisco e o ângulo formado com a parede da ranhura θ é dado por

$$\theta = \arccos \left(\frac{w}{2R_l} - \beta \right) \quad (10)$$

A partir do instante $R_l \cos(\beta) \leq \frac{w}{2}$, assume-se θ igual a zero. O menisco retrocede e o valor de y cresce até que ocorra secagem da ranhura e colapso da bomba capilar.

A velocidade do líquido ao longo da ranhura pode ser calculada como sendo:

$$v_i = \frac{1}{\rho_i A_i} r_i \frac{q'}{\Delta h} \quad (11)$$

Onde, A_i é a área transversal do filete de líquido dentro da ranhura.

$$p_{cm} - \sum \Delta p_i - \Delta p_{loop} = 0 \quad (12)$$

Com base nas equações acima, foi montado um programa computacional em linguagem C++ orientada ao objeto capaz de determinar a capacidade limite de transferência de calor da bomba capilar. O modelo não leva em conta uma pequena parcela de calor, que é transferida para o canal de alimentação de líquido da bomba capilar.

O programa pode ser utilizado para projetar um sistema que atenda a uma necessidade específica, onde as dimensões das ranhuras podem ser variadas até que a carga térmica determinada seja rejeitada pelo sistema, dependendo da escolha de todas as variáveis envolvidas.

Com a evolução do programa, a bomba capilar de elemento poroso foi introduzida com a finalidade de atender a uma maior gama de projetos. Para isso, novas equações foram deduzidas de acordo com o equacionamento abaixo, onde a perda de carga nos canais da ranhura circunferencial foi substituída pela perda de carga no interior do elemento poroso.

A equação de Forchheimer foi colocada no lugar da equação de Darcy, por aquela ser uma extensão desta última e é dada por:

$$-\nabla P = \frac{\mu}{K} \mathbf{v} + \beta \cdot \rho \cdot \mathbf{v}^2 \quad (13)$$

Onde, o primeiro termo representa a equação de Darcy e o segundo o acréscimo relativo a parcela cinética do escoamento e

$$\beta = \frac{1}{k_2} \quad (14)$$

$$k_2 = \frac{D_c \cdot \varepsilon^3}{1,75(1 - \varepsilon)} \quad (15)$$

De modo mais formal, a equação de Forchheimer em coordenadas polares pode ser escrita por:

$$\frac{dP}{dr} = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot A_w \cdot k_1} + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot A_w^2 \cdot k_2} \quad (16)$$

e

$$k_1 = \frac{D_c^2 \cdot \varepsilon^3}{150(1 - \varepsilon)^2} \quad (17)$$

Na equação de Forchheimer os coeficientes K_1 e K_2 podem ser calculados por fatores geométricos ou inseridos os valores medidos em laboratório. Já o fluxo de massa é calculado por:

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{lw}} \quad (18)$$

A área de passagem é dada por:

$$A_w = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L_{eff} \quad (19)$$

Substituindo os valores da área dada acima na Eq.(16), tem-se:

$$\frac{dP}{dr} = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot r \cdot L_{eff}} + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L_{eff})^2} \quad (20)$$

Multiplicando ambos os lados por dr , tem-se:

$$dP = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \cdot \frac{1}{r} \cdot dr + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot L_{eff})^2} \cdot \frac{1}{r^2} \cdot dr$$

$$(21)$$

Com a integração de ambos os lados desde o raio interno do elemento poroso até o raio externo, tem-se:

$$\int dP = \int \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \cdot \frac{1}{r} \cdot dr + \int \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot L_{eff})^2} \cdot \frac{1}{r^2} \cdot dr \quad (22)$$

e

$$\Delta P = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \int \frac{1}{r} \cdot dr + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot L_{eff})^2} \int \frac{1}{r^2} \cdot dr \quad (23)$$

a partir disto

$$\Delta P = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \ln(r) \Big|_{r_{int}}^{r_{ext}} + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot L_{eff})^2} \left(-\frac{1}{r} \right) \Big|_{r_{int}}^{r_{ext}} \quad (24)$$

finalmente

$$\Delta P = \frac{\mu_l \cdot \dot{m}_l}{\rho_l \cdot k_{1,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right) + \frac{\dot{m}_l^2}{\rho_l \cdot k_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot L_{eff})^2} \left(\frac{1}{r_{int}} - \frac{1}{r_{ext}} \right) \quad (25)$$

agrupando-se os termos, tem-se a equação final utilizada no programa para o cálculo da perda de carga no interior do elemento poroso:

$$\Delta P_{EC} = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l \cdot 2 \cdot \pi \cdot L_{eff}} \left[\left(\frac{\mu_l}{k_1} \ln \frac{r_{ext}}{r_{int}} \right) + \frac{\dot{m}_l}{k_{2,2} \cdot \pi \cdot L_{eff}} \left(\frac{r_{ext} - r_{int}}{r_{ext} \cdot r_{int}} \right) \right] \quad (26)$$

A perda de carga total no caso das bombas de elementos porosos (ΔP_{BCEP}) é composta pelo somatório da perda de carga no canal de líquido (ΔP_{ll}), pela perda de carga no elemento poroso (ΔP_w), e pela perda de carga nos canais de vapor (ΔP_{lv}). O canal de líquido é formado pelo tubo de raio interno do elemento poroso e seu comprimento efetivo. O canal de vapor é formado pelo somatório das áreas formadas pelas ranhuras axiais e dividido pelo fluxo de massa igualmente entre todas elas. A equação inicial básica deste modo é:

$$\Delta P_{BCEP} = \Delta P_w + \Delta P_{ll} + \Delta P_{lv} \quad (27)$$

A perda de carga na tubulação de líquido e de vapor é calculada a partir de:

$$\Delta P_{lv} = f \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (28)$$

O fator de atrito, dependendo da linha de líquido ou de vapor, pode ser dado por:

$$f_{li} = \frac{64}{Re_{li}} \quad (29)$$

ou

$$f_{va} = \frac{64}{Re_{va}} \quad (30)$$

Onde, o número de Reynolds é dado por:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_h}{\mu} \quad (31)$$

Caso o valor de Reynolds seja maior que 2300, a equação para o fator de atrito da linha de vapor deve ser substituída por:

$$f_{va} = \frac{0,3164}{Re_{va}^{0,25}} \quad (32)$$

O cálculo do diâmetro hidráulico é dado por:

$$D_h = 4 \frac{A}{P} \quad (33)$$

Onde, a área e o perímetro são calculados por:

$$A = n_{Ra} \cdot a \cdot b \quad (34)$$

e

$$P = 2 \cdot n_{Ra} \cdot (a + b) \quad (35)$$

Onde, a e b são os comprimentos dos lados da ranhura e são calculados por:

$$a = r_i - r_{ext} \quad (36)$$

e

$$b = \frac{\pi \cdot r_i^2}{n_{Ra}} \quad (37)$$

O valor da velocidade no interior dos canais é dado por:

$$v = \frac{4 \cdot q}{h_{lv} \cdot \rho \cdot \pi \cdot D^2} \quad (38)$$

A Figura 6 ilustra a interface do programa desenvolvido na linguagem de programação C++, possibilitando realizar os cálculos citados anteriormente, conseqüentemente dimensiona a bomba utilizada para cada projeto específico.

Nessa ferramenta computacional, pode-se selecionar o tipo de bomba capilar utilizada (RC – ranhura circunferencial, EP – elemento poroso ou MG – monogroove), incluindo informações geométricas tanto da bomba capilar, como o ângulo de abertura da ranhura, raio interno, a profundidade da ranhura, a largura da ranhura, o espaçamento e o comprimento da mesma, além do sistema por ela formado. O tipo de fluido também pode ser selecionado, especificando a temperatura do líquido e do vapor e a quantidade de calor inicial em watts que deveria ser dissipada pelo sistema. Há ainda a opção de salvar todas as informações e importar as mesmas previamente.

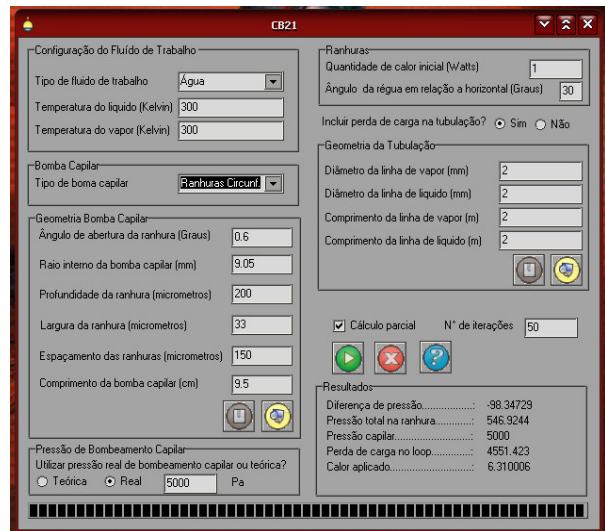


Figura 6: Interface gráfica do programa desenvolvido.

O programa desenvolvido pode também ser configurado se a pressão teórica do sistema deva ser levada em consideração, pressão essa calculada a partir da Eq. (1), em

detrimento à pressão real que leva em conta problemas durante a montagem do sistema, evidenciando a presença de interstícios e onde o seu valor é medido através de um teste de bolhas desenvolvido especialmente para a sua mensuração [6]. Todas essas informações são levadas em consideração no cálculo da ferramenta computacional.

Nessa ferramenta computacional, pode-se selecionar o tipo de bomba capilar utilizada (RC – ranhura circunferencial, EP – elemento poroso ou MG – monogroove), incluindo informações geométricas tanto da bomba capilar, como o ângulo de abertura da ranhura, raio interno, a profundidade da ranhura, a largura da ranhura, o espaçamento e o comprimento da mesma, além do sistema por ela formado. O tipo de fluido também pode ser selecionado, especificando a temperatura do líquido e do vapor e a quantidade de calor inicial em watts que deveria ser dissipada pelo sistema. Há ainda a opção de salvar todas as informações e importar as mesmas previamente.

O programa desenvolvido pode também ser configurado se a pressão teórica do sistema deva ser levada em consideração, pressão essa calculada a partir da Eq. (1), em detrimento à pressão real que leva em conta problemas durante a montagem do sistema, evidenciando a presença de interstícios e onde o seu valor é medido através de um teste de bolhas desenvolvido especialmente para a sua mensuração [6]. Todas essas informações são levadas em consideração no cálculo da ferramenta computacional.

3 RESULTADOS

Utilizando o programa desenvolvido, é possível traçar vários gráficos que mostram o máximo calor transportado pelo sistema dependendo das opções utilizadas.

Na Figura 7 são mostrados os resultados obtidos após as simulações, utilizando valores teóricos de pressão de bombeamento capilar para bombas capilares de ranhuras circunferenciais e de elemento poroso.

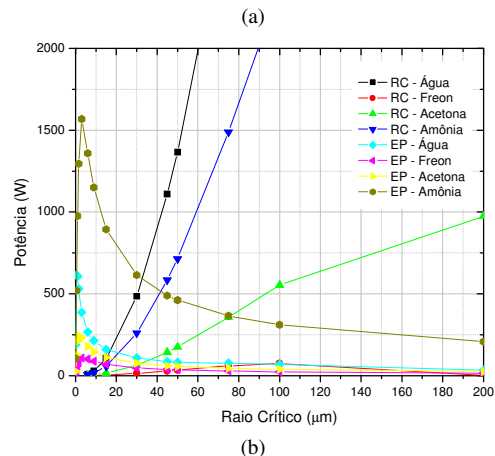
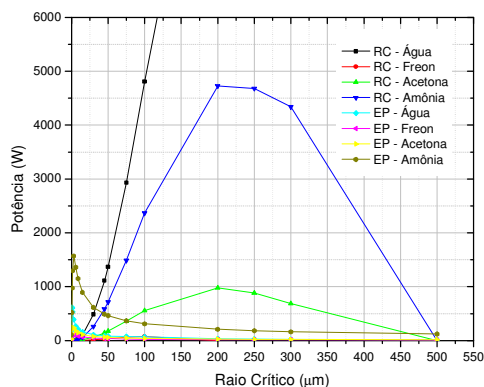
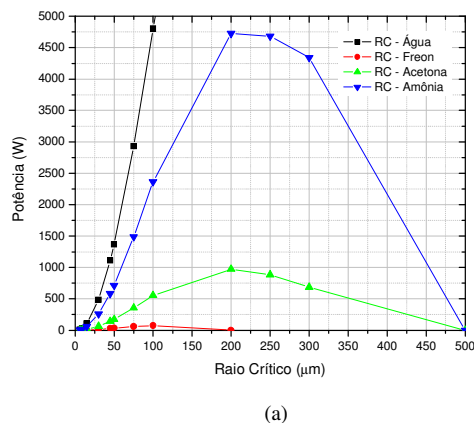
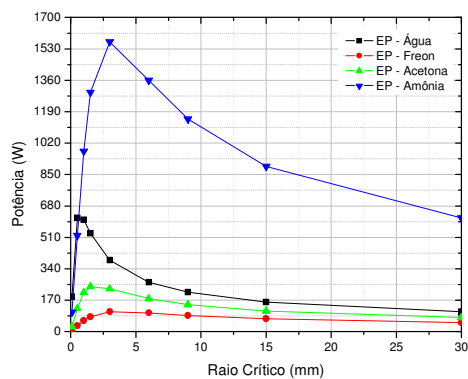


Figura 7: Resultados Numéricos: (a) Comparação entre todas as bombas capilares, (b) Zoom na região inicial de raio crítico.

Na Figura 8 os resultados estão separados entre bombas de ranhuras circunferenciais e bombas de elemento poroso.

Observa-se que, para pequenos diâmetros críticos, as bombas de elementos porosos são as mais indicadas para serem usadas, contudo para maiores diâmetros críticos, as bombas de ranhuras circunferenciais produzem resultados mais satisfatórios. Diâmetros maiores produzem pequenas pressões de bombeamento capilar em bombas capilares de elementos porosos e, em contrapartida, uma perda de carga maior que as de ranhuras circunferenciais. Diâmetros críticos pequenos, por sua vez, produzem uma grande pressão de bombeamento capilar, mas tem o inconveniente de produzir uma baixíssima permeabilidade, o que pode inviabilizar o seu uso.





(b)

Figura 8: Resultados Numéricos: (a) Testes com bombas de ranhuras circunferenciais, (b) Testes com bombas de elementos porosos.

Para comprovar os resultados das simulações uma bancada de testes foi construída para tentar obter os mesmos resultados previamente observados, conforme mostrado na Figura 9.

A bancada foi submetida a testes de partida, de reativação e de regime permanente. Para monitorar o comportamento térmico desse sistema, são utilizados 18 termopares do tipo K, ligados a um sistema de aquisição de dados [9].

Vários testes foram realizados na bancada experimental, visando verificar o seu funcionamento e a comparação com os dados extraídos do programa computacional. Dentre os testes podem ser citados como comparativo um teste de recuperação, mostrado na Figura 10.

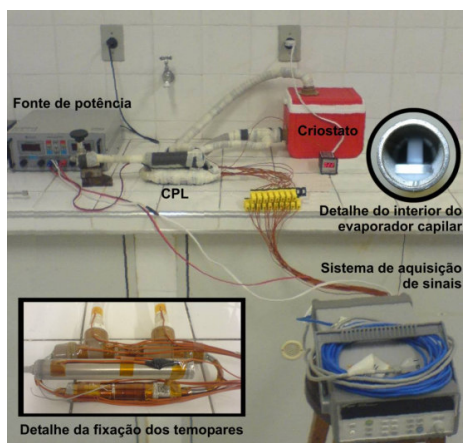


Figura 9: Bancada para testes.

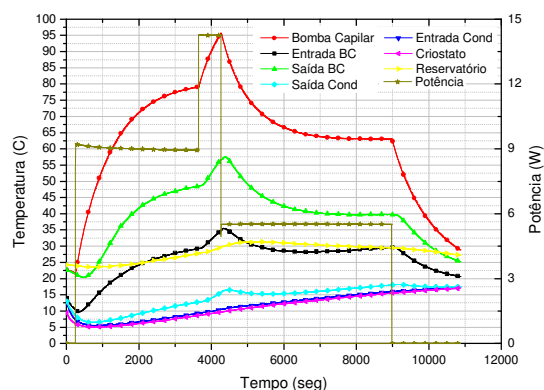


Figura 10: Teste de reativação.

Nesse teste, a bomba capilar é forçada a um colapso proposital e é verificada a sua capacidade de retorno ao funcionamento com a simples redução de potência aplicada. Inicialmente foi empregada uma potência de 9 W por cerca de 1 hora, após esse período uma potência de 14,5 W foi aplicada, visando levar o sistema à falha. Depois de aproximadamente 15 minutos, notou-se claramente o colapso do sistema com a elevação brusca da temperatura superficial do corpo do evaporador capilar, seguido da elevação da temperatura do condensador e da entrada da bomba capilar acima da temperatura do reservatório. Essa temperatura indica que bolhas de vapor estão passando para o interior do canal de alimentação de líquido da bomba capilar. Esse fato seca o canal, fazendo com que a bomba capilar entre em colapso. Após o colapso, o retorno dessa situação é realizado com a redução da potência aplicada. Com esse mecanismo, pode-se notar que as temperaturas do sistema retornaram aos patamares desejáveis com certa estabilidade, comprovando o bom funcionamento do sistema como um todo.

Na Figura 11, um teste de regime permanente pode ser visualizado. Nesse teste, uma potência de 5,5 W foi aplicada durante aproximadamente 3 horas. Durante esse período nota-se um patamar estável de temperaturas. Uma variação pode ser observada, mas essa variação é explicada pela falta de controle sobre o reservatório, onde, no decorrer do teste, sua temperatura subiu, assim como a temperatura do condensador, que variou nesse teste de aproximadamente 10 °C. Um controle maior sobre a temperatura do reservatório e, principalmente, sobre o condensador é necessário para um rendimento melhor de todo o sistema.

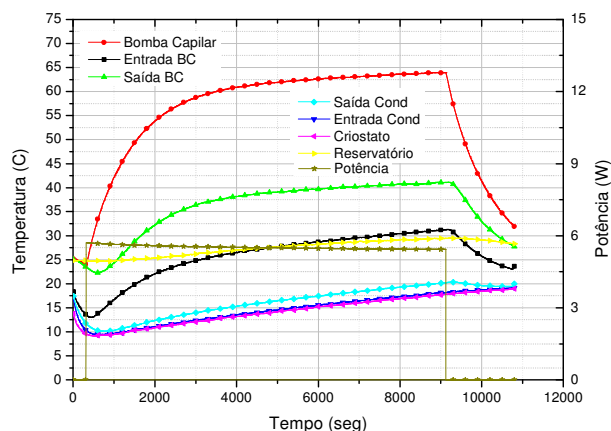


Figura 11: Teste de regime permanente.

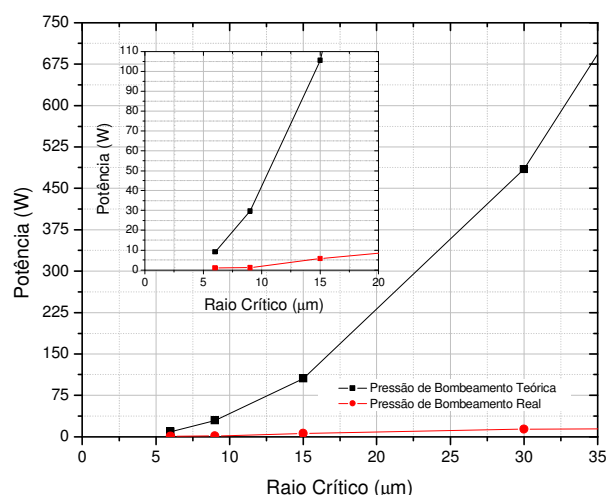


Figura 12: Resultados Numéricos: Testes com bomba de ranhura circunferencial e água como fluido de trabalho para pressões reais e teóricas de bombeamento capilar.

Na Figura 13 é apresentada uma comparação entre o resultado das simulações para o caso teórico de uma bomba de ranhuras circunferenciais operando com água, onde não há problemas durante a montagem do sistema, e para caso real, onde há problemas de montagem do sistema e como consequência uma grande redução da potência que deveria ser transferida pela bomba capilar.

Fica evidenciado no gráfico que para uma bomba capilar teórica de ranhuras circunferenciais de $33 (\pm 15 \mu\text{m})$ de raio crítico, um valor de até 100 W poderia ser alcançado. Para o mesmo caso, agora utilizando a pressão de bombeamento real do sistema, o programa calculou um valor de aproximadamente 15 W. Os testes experimentais comprovam esse último valor, apontando para valores da ordem dos 15 W.

Essa variação está mostrada nas telas do programa (Figura 13) onde em (a) está exposto o cálculo para a pressão teórica de bombeamento capilar (4927 Pa) e o resultado indica um valor de calor aplicado de 74,85W.

Em (b) o mesmo cálculo é realizado agora com a pressão de bombeamento real medida em laboratório (1000 Pa) resultando em um valor de calor aplicado de 14,60 W, comprovando a eficiência do programa como ferramenta auxiliar para dimensionamento do sistema de bombeamento capilar.



(a)



(b)

Figura 13: Resultados Numéricos, Tela do programa mostrando a saída de resultados para pressão de bombeamento capilar: (a) teórica e (b) real.

4 CONCLUSÕES

Foi desenvolvido um programa em C++, orientado a objetos capazes de dimensionar o sistema de bombeamento capilar, levando em consideração vários tipos de fluidos, bombas capilares e geometrias de sistema.

Os resultados dessa simulação foram confirmados através de testes experimentais os quais mostraram que a

bomba dimensionada pelo programa suportou todos os testes realizados, como testes de partida, de reativação e de regime permanente.

Este trabalho contribui com o dimensionamento adequado da bomba de um sistema de bombeamento capilar, evitando falhas posteriores e diminuindo o tempo gasto no desenvolvimento do projeto final.

Como trabalhos futuros, sugerem-se a inserção de novos tipos de bombas e fluidos ao sistema, além de uma forma de apresentação mais adequada e interativa ao usuário.

REFERÊNCIAS

- [1] ANTONIUK, D.; POHNER, J. Deleterious Effect of Non Condensable Gas During Capillary Pumped Loop Start Up. 24th INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS and 5th EUROPEAN SYMPOSIUM ON SPACE ENVIRONMENTAL CONTROL SYSTEMS, Friedrichshafen, Germany, June 20 – 23, 1994.
- [2] BAZZO, E.; CAMARGO, H. V. R. Circumferentially Microgrooved Capillary Evaporators: Ground and Microgravity Experimental Results, 14th INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, Florianópolis, 22 – 27 Abril, 2007, Paper 04 Section 03.
- [3] BAZZO, E.; REIMBRECHT, E.G. *Centenary Mission AEB/MCT-ISS-MCENT CEM Capillary evaporator microgravity experiment*. Florianópolis, 2006. 400p. Technical Report.
- [4] BAZZO, E. *Investigação Teórica e Experimental de Circuitos de Bombas Capilares*. 190f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UFSC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- [5] BAZZO, E.; GROLL, M.; BROST, O.; COLLE, S. Bombas Capilares Aplicadas a Circuitos de Transferência de Calor de Doble-Fase. *Revista Informacion Tecnológica*, Chile, v. 8, n. 4, p. 355 a 364, April, 1997.
- [6] CAMARGO, H. V. R. *Estudo Teórico-Experimental de Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais*. 1999. 136f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – UFSC, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.
- [7] CAMARGO, H. V. R.; BAZZO, E. Comportamiento Térmico y Hidrodinámico de Bombas Capilares Con y Sin Presencia de Gases No Condensables. *Revista Información Tecnológica del Chile*, Chile, v.13, n.1, p. 13 - 19, Janeiro, 2002.
- [8] CAMARGO, H. V. R.; BAZZO, E. Comportamento Térmico da Acetona e da Amônia como Fluidos de Trabalho em Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais, 11th BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING, Curitiba, 5 – 8 Dezembro, 2006, Curitiba, CIT06 – 0406.
- [9] CAMARGO, H. V. R.; REBOUÇAS FILHO, P. P. Montagem e Testes de Uma Bancada Compacta de Transferência de Calor Utilizando Sistemas de Bombeamento Capilar, 1º ENCONTRO BRASILEIRO SOBRE EBULIÇÃO, CONDENSAÇÃO E ESCOAMENTO MULTIFÁSICO LÍQUIDO-GÁS, Florianópolis, 28 – 29 Abril, 2008, MF – 102.
- [10] FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 3. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 1988.
- [11] PETERSON, G. P. *An introduction to heat pipes – Modeling, testing, and applications*. New York: Ed. Wiley-Interscience, 1994.

AGRADECIMENTOS

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará (IFCE), à Diretoria de Pesquisa e Inovação (DIPPI), ao Laboratório de Ensaios Mecânicos (LEM), à Fundação Cearense de Apoio ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico (FUNCAP) e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro para a realização deste trabalho. Ao engenheiro Edevaldo Brandílio Reinaldo, do Laboratório de Ciências Térmicas e ao professor Edson Bazzo do Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, ambos da Universidade Federal de Santa Catarina, que auxiliaram decisivamente na montagem do experimento utilizado como base para as comparações deste artigo.