

UTILIZAÇÃO DE BOMBAS CAPILARES EM CIRCUITOS SECUNDÁRIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Gustavo Portella Montagner

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina,
Departamento de Engenharia Mecânica,
88040-900 – Florianópolis – SC
melo@polo.ufsc.br

Resumo: O objetivo deste trabalho é investigar as características de funcionamento de uma CPL (Capillary Pumped Loop) como um circuito secundário de transferência de calor para sistemas alternativos de refrigeração. Um protótipo de um circuito CPL foi projetado e construído e exposto a condições específicas de funcionamento exigidas pelo setor da refrigeração. Os testes realizados permitiram identificar os limites de funcionamento para cada configuração do sistema. Tais testes permitiram também a identificação de falhas e geraram propostas de melhorias para tornar a operação do conjunto confiável numa ampla faixa de condições de operação.

Palavras chave: CPL, capillary pumped loop, bomba capilar, sistema secundário de transferência de calor

1. Introdução

A história mostra que o homem tem buscado dominar os princípios de refrigeração desde os primórdios da civilização, visando, primeiramente, a conservação de alimentos. Para tanto, era feito uso da neve ou do gelo, disponíveis em zonas específicas do globo terrestre, os quais podiam ser usufruídos por todos aqueles com poder e recursos para obtê-los.

Com o passar do tempo, a refrigeração evoluiu, tornando-se independente da natureza para o *fornecimento de frio* em 1862, quando surgiu a primeira máquina de refrigeração. Entretanto, deve-se ressaltar que a utilização do gelo natural continuou até o início do século XX, época em que as 10 maiores empresas da bolsa de valores de Nova York ainda o explorava comercialmente.

O desenvolvimento dos sistemas de refrigeração trouxe consigo problemas ambientais consideráveis. Isso motivou a busca por tecnologias alternativas de refrigeração e também por novos fluidos refrigerantes. Somado a isto, com as perspectivas de escassez das fontes de energia devido ao aumento da demanda, da limitação das reservas de petróleo e dos rígidos controles ambientais relativos à produção energética, passou a ser imperativo que os sistemas de refrigeração se tornassem o mais eficiente possível.

Novas tecnologias para a geração de frio, com características inovadoras quanto à eficiência energética e ao uso de substâncias não nocivas ao meio ambiente têm surgido com certa regularidade. Todas essas tecnologias, entretanto, operam gerando duas regiões, uma quente e outra fria, ambas na máquina de refrigeração. Isso cria a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor para comunicar a região fria com o compartimento refrigerado e a região quente com o ambiente externo. Tal necessidade exige o desenvolvimento de sistemas secundários de transferência de calor compactos, passivos, de capacidade de transferência de calor elevada e com reduzida diferença de temperatura entre as partes trocando calor.

Entre as tecnologias existentes para a produção de frio a refrigeração por compressão mecânica de vapores é, ainda, a mais comum, podendo ser encontrada na grande maioria dos refrigeradores e condicionadores de ar. Neste sistema, o fluido de trabalho circula no trocador de calor situado no ambiente a ser refrigerado (evaporador), absorvendo calor Q_L e, após ser comprimido, circula no trocador que se encontra no ambiente externo (condensador) onde o calor Q_H é rejeitado. Neste caso, um único fluido de trabalho é empregado em todo o sistema de refrigeração não havendo, portanto, a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor.

Entretanto, todos os sistemas alternativos de refrigeração exigem sistemas secundários de transferência de calor. A Figura 1 ilustra um sistema secundário de transferência de calor para um sistema genérico de refrigeração.

O sistema é chamado *secundário* porque emprega fluidos com propriedades termofísicas convenientes para o transporte de calor no nível de temperatura exigido para o funcionamento do sistema e sem qualquer relação com o fluido de trabalho empregado na máquina de refrigeração, quando este existe.

Como exemplos de sistemas de refrigeração alternativos podem ser citados os sistemas Stirling, Termoelétrico, Termoacústico, Magnetocalórico e Eletrocalórico.

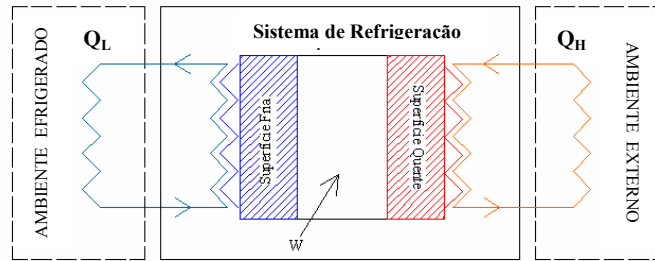


Figura 1 – Aplicação de trocadores de calor secundários em sistemas de refrigeração

Transferir energia entre as superfícies do sistema de refrigeração e os ambientes externo e interno não é, entretanto, uma tarefa fácil. Dois pontos principais devem ser observados: (i) o processo de transferência de calor exige uma diferença de temperatura entre as superfícies e os ambientes externo e interno, o que gera irreversibilidades termodinâmicas; (ii) as resistências de contato restringem o processo de transferência de calor e elevam ainda mais o diferencial de temperatura exigido.

Estas limitações são ilustradas na Figura 2, onde observa-se que para transportar calor de um reservatório térmico de baixa temperatura à T_{gab} para um reservatório térmico de alta temperatura à T_{amb} , a superfície fria da máquina de refrigeração deve estar à uma temperatura T_C inferior à T_{gab} enquanto que a superfície quente deve estar à uma temperatura T_H superior à T_{amb} . Isto gera dois diferenciais de temperatura, ΔT_{amb} e ΔT_{gab} .

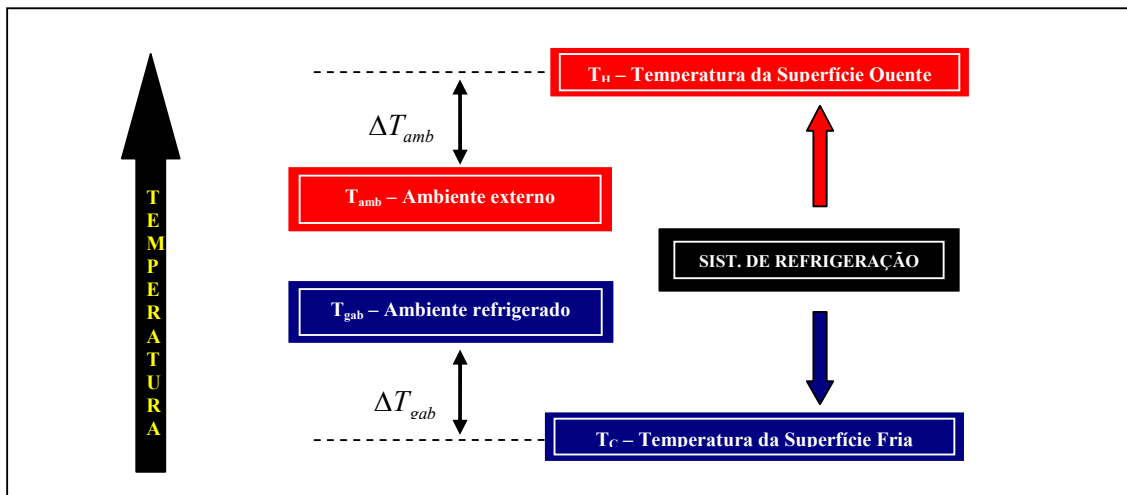


Figura 2 – Diferenciais de temperaturas num sistema de refrigeração

A resistência de contato eleva ainda mais os diferenciais de temperatura ΔT_{amb} e ΔT_{gab} , devido a necessidade de redução de T_C e de elevação de T_H .

Para ilustrar a influência dos trocadores de calor no desempenho do sistema, pode-se considerar o COP de Carnot (Equação 1), o qual indica o melhor desempenho possível para um sistema de refrigeração.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad (1)$$

Considerando $T_{gab} = -18^\circ\text{C}$ (255K) e $T_{amb} = 32^\circ\text{C}$ (305K), o COP_{Carnot} seria então de:

$$COP_{carnot} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad COP_{CARNOT} = \frac{255}{305 - 255} \quad COP_{CARNOT} = 5,1 \quad (2)$$

Considerando diferenciais de temperatura ΔT_{amb} e ΔT_{gab} de 10°C nos trocadores de calor, atinge-se o seguinte coeficiente de performance:

$$COP_{SIS} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad COP_{SIS} = \frac{245}{315 - 245} \quad COP_{SIS} = 3,5 \quad (3)$$

Observa-se portanto uma redução de 30% no COP do sistema (de 5,1 para 3,5) apenas pela utilização de trocadores de calor reais. Percebe-se, portanto, que quanto mais eficiente for o sistema secundário de transferência de calor, também o será o sistema de refrigeração.

Para entender o impacto dos sistemas secundários de transferência de calor sobre o desempenho do sistema de refrigeração, considere a transferência de calor da superfície quente do sistema para o ambiente externo, ou seja,

$$Q_H = UA \cdot \Delta T_{amb} \quad (4)$$

Onde: Q_H – taxa de transferência de calor entre o sistema de refrigeração e o ambiente externo
 U – coeficiente global de transferência de calor
 A – área de transferência de calor
 $\Delta T_{amb} = (T_H - T_{amb})$ – diferença de temperatura entre a superfície quente e o ambiente externo

A Equação 4 mostra que para reduzir ΔT_{amb} , mantendo a mesma taxa de transferência de calor Q_H , deve-se aumentar o parâmetro UA . O coeficiente global “U” pode ser melhorado através do uso de materiais de alta condutividade térmica ou através do aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Já o aumento da área de troca “A” nem sempre é possível devido aos custos e a atual tendência de miniaturização dos equipamentos.

Esforços vêm sendo feitos no sentido de desenvolver sistemas secundários de transferência de calor com as seguintes características: (i) altas taxas de transferência de calor utilizando processos de mudança de fase, (ii) sistemas passivos, ou seja, sem consumo de energia, (iii) diferencial de temperatura mínimo entre as superfícies do sistema de refrigeração e os ambientes externo e interno e (iv) fluido de trabalho que não agrida o meio-ambiente.

A Figura 3 ilustra um esquema de um sistema secundário de transferência de calor genérico aplicável à superfície quente do sistema de refrigeração e que obedece, em linhas gerais, as características citadas anteriormente. Uma quantidade de calor Q_H deve ser transferida da superfície quente do sistema de refrigeração para o ambiente externo, que se encontra a uma temperatura T_{amb} , mantendo a temperatura desta superfície em T_H . Para tanto, o calor Q_H é transferido da superfície quente para o evaporador onde ocorre a vaporização do fluido de trabalho. Este vapor é então deslocado para o condensador, onde será dissipado para o ambiente. O fluido condensado retorna então ao evaporador, reiniciando assim o processo.

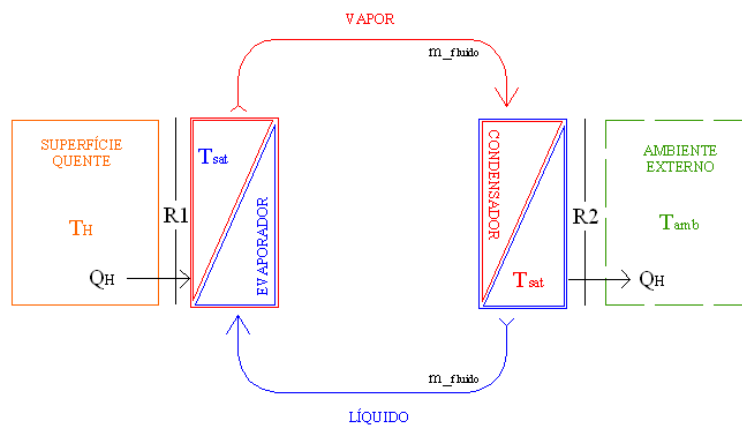


Figura 3 – Sistema secundário de transferência de calor genérico

Observa-se que (i) o fluido deve circular no sistema com consumo mínimo senão nulo de energia elétrica e (ii) que o sistema proposto é constituído por dois trocadores de calor (o evaporador e o condensador), onde existem duas resistências térmicas R_1 e R_2 , representadas na Figura 4. Tais resistências geram uma diferença de temperatura ΔT_{amb} que é, por sua vez, composta pelas diferenças entre as temperaturas da superfície quente do sistema de refrigeração e o fluido de trabalho, que está à uma temperatura de saturação T_{sat} , e deste com o ar do ambiente externo.

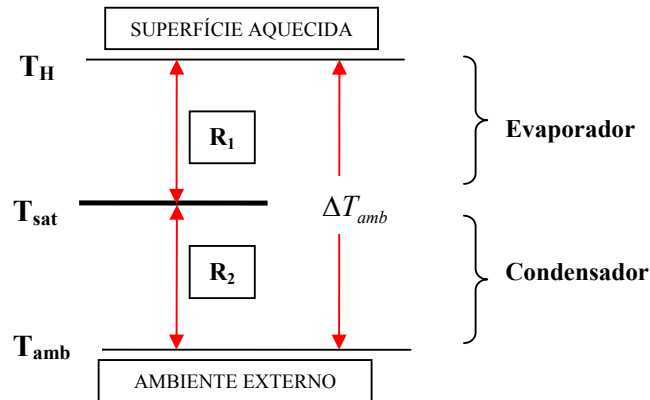


Figura 4 – Diferenças de temperatura num sistema secundário de transferência de calor

O foco deste trabalho está voltado para sistemas secundários de transferência de calor especificamente para o lado quente do sistema de refrigeração. A idéia principal é explorar formas alternativas de transporte de calor que gerem um diferencial de temperatura mínimo entre os trocadores de calor, não consumam energia e que possam ser aplicadas em sistemas com capacidade de refrigeração de até 600W.

2. Revisão Bibliográfica

Alguns conceitos de sistemas secundários de transferência de calor são amplamente conhecidos e utilizados em aplicações aeroespaciais. Com o barateamento dos custos de produção, alguns desses conceitos se tornaram também alternativas para o controle térmico de dispositivos eletrônicos, os quais exigem dimensões reduzidas e altas taxas de transferência de calor. Como exemplos de sistemas secundários de transferência de calor podem ser citados: Termosifão, Bombeamento Bifásico (2PPL), Heat Pipe (HP), Loop Heat Pipe (LHP) e Capillary Pumped Loop (CPL).

Dentre estes, os conceitos de LHP e de CPL se assemelham, sendo ambos evoluções do conceito de Heat Pipe. Como vantagem desses sistemas pode-se citar: (i) tolerância a inversão do loop, isto é, condensador situado em um nível inferior ao evaporador; (ii) possibilidade de utilização de dutos flexíveis para o transporte do fluido de trabalho, admitindo layouts complexos; (iii) separação das linhas de vapor e líquido o que reduz a perda de carga por interação entre as fases; (iv) tolerância à presença de gases incondensáveis no circuito; (v) sistema inteiramente passivo (Nikitkin e Cullimore, 1998).

Chen e Lin (2001) utilizaram um circuito CPL para o arrefecimento de chips de computador. Eles utilizaram um elemento poroso de polietileno e FC72 como fluido de trabalho e variaram a potência aplicada, a diferença de nível entre o evaporador e o condensador e a carga de refrigerante. Eles concluíram que era possível dissipar 40W com a superfície quente sendo mantida abaixo de 100°C. Um ΔT_{amb} de aproximadamente 60°C foi observado. Apesar deste valor ser muito superior aos valores aceitáveis para sistemas de refrigeração, o trabalho em questão fornece informações interessantes relativas ao funcionamento do sistema, como potência e tempo mínimos para inicialização (start up) e influência do volume do circuito no funcionamento geral do sistema. Além disso, a utilização de um elemento poroso de polietileno, contrastando com os usuais metais sinterizados, fornece uma fonte de comparação especialmente importante.

O controle da temperatura de operação do circuito foi estudado por Wolf e Bienert (1994) que compararam o comportamento de um sistema LHP trabalhando com auto regulagem e com um controle de temperatura ativo aplicado no reservatório. No caso da auto regulagem, a temperatura ficou susceptível às variações das condições do meio de rejeição de calor. A aplicação do controle ativo no reservatório tornou a temperatura de operação independente das condições do meio externo. A temperatura externa foi variada entre -38°C a +30°C, a potência entre 10W à 240W e o desnível entre o evaporador e o condensador foi também variado. O sistema era composto por um elemento poroso de níquel e a amônia foi utilizada como fluido de trabalho.

Maidanik et al (1994) também estudaram métodos de regulagem da temperatura de operação do LHP, utilizando R-152-a como fluido de trabalho e níquel como elemento poroso. Ratificando as conclusões de Wolf e Bienert (1994), eles

mostraram que o controle ativo é eficiente, permitindo o controle da temperatura de operação do LHP numa ampla faixa de variação das condições externas. Eles mostraram também que a energia gasta com o processo de regulação é ínfima quando comparada com a energia transportada pelo sistema.

Cheung et al (1998) estudaram as características operacionais de um LHP com elemento poroso sinterizado em níquel. Eles mostraram que a presença de vapor no evaporador influencia o start up e modifica as condições de operação do sistema. Eles mostraram também que variações acentuadas na potência aplicada, provocam histerese na temperatura de operação, o que pode ser um problema em aplicações que exijam um maior controle de temperatura numa ampla faixa de operação. Foram utilizadas potências na faixa de 5W a 700W e a temperatura do ambiente externo foi variada entre -5°C à 25°C.

As características de operação e a interação entre os componentes do LHP foi o objetivo do trabalho de Ku (1999). Neste trabalho, os parâmetros do elemento poroso foram levados em consideração, mostrando que a pressão capilar é inversamente proporcional ao diâmetro do poro. Por esta razão, materiais sinterizados têm tido grande aplicação como elemento poroso. O ângulo de contato do fluido de trabalho com o elemento poroso também afeta a capacidade de bombeamento do sistema. A capacidade do condensador, assim como a migração de calor para o reservatório, se mostraram variáveis importantes já que o correto funcionamento do sistema depende do subresfriamento do líquido na entrada do elemento poroso. A histerese na temperatura observada por Cheung et al (1998) foi também analisada neste trabalho.

CPL e LHP clássicos utilizam evaporadores e elementos porosos cilíndricos. Todos os trabalhos citados anteriormente utilizaram este tipo de configuração. Existem, entretanto, diversas aplicações para evaporadores e elementos porosos planos, embora existam poucos estudos a respeito. Delil e Baturkin (2002) estudaram elementos porosos planos, sinterizados a partir de pó e de fibras. Eles mostraram que a taxa de transferência de calor aumentou quando os canais de remoção de vapor foram situados na parede do aquecedor, e não no elemento poroso.

A presença de aletas para facilitar a transferência de calor entre o elemento de aquecimento e o elemento poroso foi o objeto de estudo de Liao e Zhao (1999). A configuração aletada facilitava a evacuação do vapor, mas reduzia a área de transferência de calor pela diminuição do contato entre aquecedor e elemento poroso. O processo de vaporização no elemento poroso e o ponto de ocorrência do *dry out* foram estudados em detalhes. Observou-se que com o aumento da potência aplicada, o coeficiente de transferência de calor do sistema passa por um ponto de máximo, o que afeta diretamente o processo de mudança de fase no elemento poroso. A porosidade e a espessura do elemento poroso foram variadas, assim como também o desnível evaporador/condensador. Neste experimento, a água foi utilizada como fluido de trabalho e as potências foram variadas entre 10W à 300W.

Cerza et al (2001) desenvolveram um trabalho próximo das reais necessidades de um sistema de refrigeração. Neste trabalho explorou-se o efeito da variação da temperatura externa sobre uma CPL, aplicada no arrefecimento de dispositivos eletrônicos de navios. Eles utilizaram um elemento poroso plano em polietileno e água como fluido de trabalho. A potência dissipada variou entre 200W e 800W e a temperatura externa entre 18°C e 32°C. Foi obtido um ΔT_{amb} de 100°C para uma potência dissipada de 800W, valor este muito acima do aceitável para um sistema de refrigeração.

Um outro ponto de interesse são os efeitos causados por gases incondensáveis no circuito CPL. Estes gases originam-se a partir de reações químicas entre o fluido de trabalho e os materiais utilizados no sistema. Penetração de ar no circuito é também uma fonte de geração de incondensáveis. Nikitkin et al (1998) mostraram que a presença de gases incondensáveis atrasa o processo de inicialização do sistema, o que foi confirmado por Bumann (1998).

Percebe-se que os trabalhos publicados abrangem diversas particularidades dos sistemas secundários de transferência de calor em diferentes aplicações, mas não especificamente voltadas para o setor da refrigeração. Para tal aplicação deve-se considerar a reunião em um mesmo estudo de algumas particularidades:

- utilização de fluidos de trabalho seguros e que não agridam o meio ambiente (os trabalhos publicados geralmente usam amônia, que é tóxica e inflamável);
- a temperatura ambiente deve estar próxima de 32°C (a maioria dos trabalhos publicados são voltados para aplicações aeroespaciais);
- a temperatura máxima da superfície quente deve se manter abaixo de um certo limite (na maioria dos trabalhos publicados esta variável se situa acima do limite aceitável para o setor de refrigeração);
- altos fluxos de calor;
- presença da gravidade (a aplicação espacial, foco da maioria dos trabalhos, não considera este parâmetro).

3. Proposta do Trabalho

Desde que foi criado, o conceito CPL vem sendo pesquisado, primeiramente para aplicações aeroespaciais e posteriormente para a indústria de computadores. O presente trabalho se propõe a estudar uma nova aplicação para o sistema CPL que consiste na sua utilização como um sistema secundário de transferência de calor em novas tecnologias de refrigeração. Este sistema foi escolhido por ser menos complexo e possuir um maior potencial para aplicação em refrigeração, principalmente pela liberdade no posicionamento do reservatório e pela possibilidade de se trabalhar com o evaporador em um nível superior ao condensador.

3.1. O Conceito Capillary Pumped Loop - CPL

Uma CPL é um sistema bifásico que usa a aplicação de calor e as forças geradas pela tensão superficial de um elemento poroso para promover a circulação de um fluido refrigerante num circuito fechado. O diferencial de pressão necessário para a circulação do fluido vem da pressão capilar gerada no menisco que separa as fases líquida e vapor no elemento poroso, localizado no evaporador. A grande diferença entre uma CPL para aplicação aeroespacial de uma para aplicação terrestre é a presença da gravidade. Numa aplicação terrestre o elemento poroso não deve vencer apenas o atrito, mas também as diferenças de altura. Um esquema do sistema em questão pode ser visto na Figura 5.

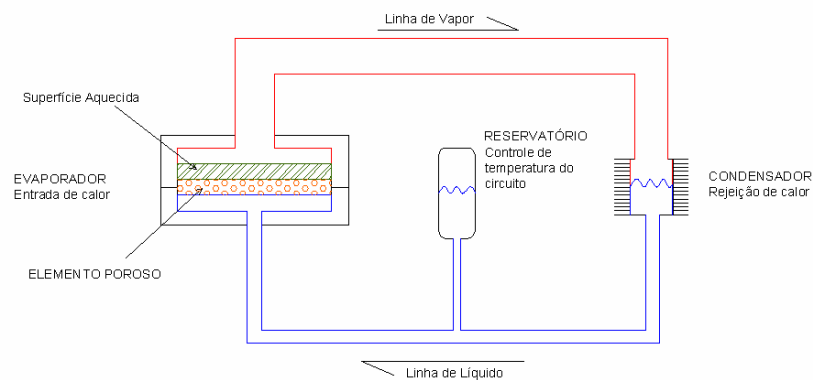


Figura 5 – Esquema de um circuito CPL

Em operação, o fluido de trabalho presente no evaporador da CPL absorve energia da fonte de calor, no caso a superfície quente do sistema de refrigeração, e vaporiza. O vapor flui até o condensador onde é condensado, liberando o calor previamente absorvido no evaporador. O líquido retorna então ao evaporador, completando o circuito.

Além de rejeitar o calor absorvido no evaporador, o condensador também subresfria o fluido refrigerante para evitar a sua vaporização na linha de líquido. O dimensionamento do condensador é importante, pois este limita a capacidade da CPL para uma dada temperatura de operação.

O reservatório é térmica e hidráulicamente conectado ao circuito e tem como função controlar a temperatura de funcionamento e promover a inicialização do sistema (start up). A possibilidade de redistribuição do líquido entre o condensador e o reservatório permite a regulação da condutância do sistema, mantendo a pressão e, conseqüentemente a temperatura do circuito constante. A posição do reservatório é uma das principais diferenças em relação ao LHP já que neste o reservatório está intimamente acoplado ao evaporador. Na CPL o reservatório pode ser posicionado em qualquer lugar, bastando estar acoplado a linha de líquido por uma canalização fina.

Outra característica da CPL é ser um sistema passivo de transporte de energia. Como o agente promotor do movimento do fluido no sistema é a força capilar gerada no elemento poroso, não existe dispêndio de energia com bombeamento.

3.2. Aparato Experimental

A bancada de testes desenvolvida para avaliar o desempenho de sistemas secundários de transferência de calor consiste essencialmente de um circuito de bombeamento bifásico (CPL) e de um circuito de ar (túnel de vento).

3.2.1. Circuito CPL

O circuito CPL é composto basicamente por três componentes, quais sejam: evaporador, reservatório e condensador (Figura 6).

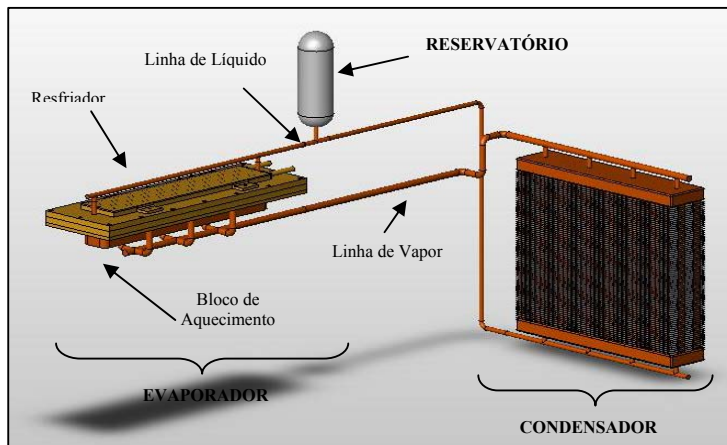


Figura 6 – Capillary Pumped Loop - CPL

O evaporador recebe o líquido proveniente do condensador através da linha de líquido e o distribui na superfície do elemento poroso. No lado oposto da CPL, calor é dissipado no bloco de aquecimento através de resistências elétricas, como forma de simular a superfície quente do sistema de refrigeração. O líquido, recebendo esse calor, evapora e é direcionado para o canal de vapor. A Figura 7 mostra detalhes internos do evaporador. Este componente foi confeccionado em latão, para ser compatível quimicamente com o fluido de trabalho, e é dotado de aletamento interno para intensificar a transferência de calor. A pressão de contato do elemento poroso com o aletado do lado do vapor é uniforme, o que melhora o processo de vaporização e permite a passagem do vapor pelos canais de comunicação com a linha de vapor. O aletado do lado do líquido, além de distribuir o líquido, também auxilia na manutenção do subresfriamento na entrada no elemento poroso. Este subresfriamento é necessário para evitar a formação de vapor neste ponto do evaporador o que viria a paralisar a ação da CPL. O subresfriamento é obtido no condensador, porém, em virtude da existência de transferência de calor do lado de vapor para o de líquido através da estrutura do evaporador, deve-se prever um sistema adicional que seja capaz de manter este líquido subresfriado. O subresfriamento do líquido é mantido a partir do acoplamento de um resfriador à tampa do lado do líquido (Figura 8). A taxa de transferência de calor dissipada pelo resfriador é obtida através da vazão e da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido do trocador de calor.

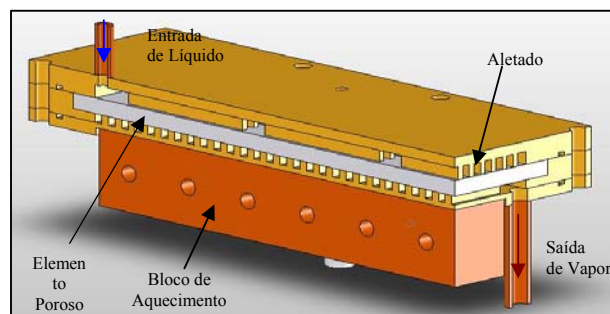


Figura 7 – Detalhamento interno do evaporador

O elemento poroso promove o diferencial de pressão necessário para a circulação do fluido de trabalho. Com o aquecimento de uma das suas superfícies, surge um menisco que separa as fases líquida e vapor. A tensão superficial gera então uma pressão capilar a qual bombeia o líquido inundando os poros. O material empregado foi o polietileno, o qual possui uma baixa condutividade térmica ($\approx 0,33 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$), diminuindo assim a migração de calor da região aquecida para a região líquida do evaporador e prevenindo, portanto, a formação de vapor. Além disso, o diâmetro dos poros, da ordem de 15 a 50 microns, permite a geração de pressões capilares suficientemente altas para o sistema proposto (a pressão capilar é inversamente proporcional ao diâmetro do poro).

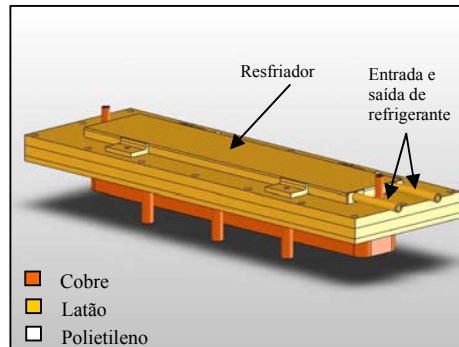


Figura 8 – Resfriador acoplado ao evaporador

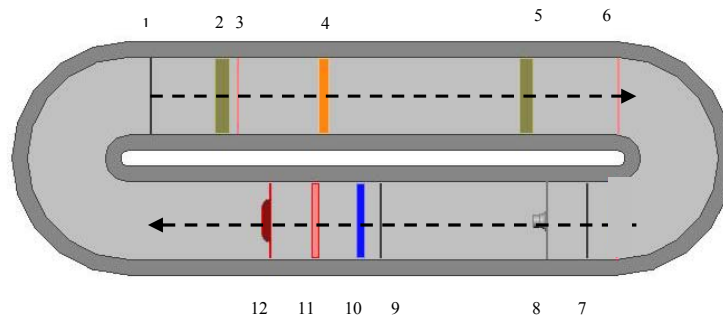
O fluido de trabalho não deve ser agressivo ao meio ambiente e nem trazer riscos ao ser humano. Ao mesmo tempo, deve ser compatível com os materiais utilizados no circuito e possuir propriedades termofísicas adequadas (baixa viscosidade, alta capacidade térmica e alta tensão superficial). Assim, optou-se pelo Etanol (C_2H_5OH) para posteriormente realizar testes comparativos com água (H_2O).

Todo o sistema foi isolado termicamente, salvo o condensador, que foi posicionado no interior do circuito de ar. Este aspecto é de suma importância para evitar a perda de calor para o ambiente o que geraria indicações errôneas da taxa de transferência de calor do sistema.

3.2.2. Circuito de Ar

O circuito de ar é essencialmente um túnel de vento fechado e isolado termicamente, que permite o controle da temperatura e da vazão de ar em circulação. O circuito permite a obtenção da taxa de transferência de calor no lado do ar, variável importante para avaliação das potencialidades do circuito CPL. O dimensionamento térmico baseou-se numa taxa de transferência de calor de 1200W. Os equipamentos de medição e controle foram especificados com base nas normas ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92), ANSI/ASHRAE 37-1988 e ARI Standard 410 – 2001.

Com base na Figura 9, pode-se descrever o funcionamento do circuito de ar. Partindo do ventilador, o ar passa por uniformizadores de velocidade (1) e de temperatura (2) e por uma estação de medição de temperatura (3). Em seguida, o ar passa pelo condensador do circuito CPL (4), onde ganha calor e conseqüentemente tem a sua temperatura elevada. Na seqüência o ar passa por outro uniformizador de temperatura (5), por uma outra estação de medição de temperatura (6), por um outro uniformizador de velocidade (7) e por um bocal (8) que permite a medição da vazão de ar em circulação. Do bocal o ar passa por mais um uniformizador de velocidade (9), por uma estação de resfriamento (9), por uma bateria de resistências elétricas (11), retornando então ao ventilador (12).



- | | |
|----------------------------------|---------------------------------|
| 1 – Uniformizador de Velocidade | 7 – Uniformizador de velocidade |
| 2 – Uniformizador de Temperatura | 8 – Bocal |
| 3 – Medição de Temperatura | 9 – Uniformizador de velocidade |
| 4 – Condensador da CPL em teste | 10 – Evaporador |
| 5 – Uniformizador de Temperatura | 11 – Resistências |
| 6 – Medição de Temperatura | 12 – Ventilador |

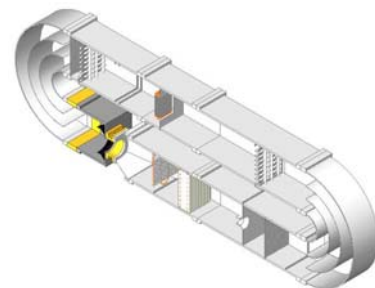


Figura 9 – Esquema do circuito de ar

4. Metodologia de Teste

O objetivo dos testes é avaliar a taxa de transferência de calor movimentada pelo circuito CPL com diferentes configurações de matriz porosa, fluido de trabalho, geometria do circuito e temperatura de condensação. Como meta, deseja-se maximizar a taxa de transferência de calor e minimizar a temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador.

Os dois circuitos são monitorados por termopares, transdutores de fluxo de calor, transdutores de pressão e por transdutores de potência para possibilitar a geração dos dados necessários para a realização de balanços térmicos. A potência aplicada no bloco de cobre acoplado ao evaporador da CPL deve ser aproximadamente igual à soma das taxas de transferência de calor no condensador e no resfriador. A diferença deve-se a transferência de calor com o meio ambiente.

$$\dot{Q}_{APLIC} \cong \dot{Q}_{CALC} = \dot{Q}_{CALORIMETRO} + \dot{Q}_{RESFRIADOR} \quad (5)$$

O circuito de ar fornece o valor de $\dot{Q}_{CALORIMETRO}$ a partir de um balanço de energia no condensador, expresso pela Equação 6, onde $T_{entrada.ar}$ e $T_{saida.ar}$ referem-se respectivamente as temperaturas do ar na entrada e na saída do condensador, \dot{m} é a vazão mássica de ar em circulação e Cp_{ar} é o calor específico do ar.

$$\dot{Q}_{CALORIMETRO} = \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} (T_{saida.ar} - T_{entrada.ar}) = \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T_{ar} \quad (6)$$

A densidade (ρ_{ar}) e o calor específico (Cp_{ar}) do ar foram obtidas considerando o ar como gás ideal. A vazão mássica \dot{m} foi obtida através da correlação proposta pela norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987, alimentada com a diferença de pressão no bocal.

O calor dissipado no resfriador $\dot{Q}_{RESFRIADOR}$ foi determinado através de duas formas, usando as indicações de transdutores de fluxo de calor e através de um balanço de energia, expresso pela Equação 7.

$$\dot{Q}_{RESFRIADOR} = \dot{m}_{H2O} \cdot Cp_{H2O} (T_{saida.H2O} - T_{entrada.H2O}) \quad (7)$$

onde \dot{m}_{H2O} representa o fluxo de água no resfriador, Cp_{H2O} o calor específico da água e $(T_{saida.H2O} - T_{entrada.H2O})$ a diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída do resfriador.

5. Resultados

Diversos testes foram realizados com a seguinte configuração de CPL: elemento poroso em polietileno, diâmetro de poro de 50microns, porosidade de 50%, espessura de 6mm, álcool etílico como fluido de trabalho, desnível nulo entre evaporador e condensador, temperatura de condensação de 25°C, área de transferência de calor de 150cm².

A Figura 10 mostra resultados do balanço de energia, efetuado mediante a aplicação da Equação 5. Observa-se que existe uma diferença de aproximadamente 10% entre os valores reais e calculados, a qual deve-se as perdas de calor para o meio ambiente.

A Figura 11 mostra a temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador em função do fluxo de calor aplicado, onde se pode observar uma temperatura de 75°C para um fluxo de calor máximo de 4,5W/cm². Acima deste valor, o sistema se torna instável com um aumento brusco da temperatura de interface bloco de aquecimento/evaporador, provocado pelo secamento do elemento poroso. Isso ocorre porque com tal taxa de transferência de calor o elemento poroso não consegue fornecer um fluxo de fluido refrigerante suficiente e isso leva a introdução de vapor no elemento poroso.

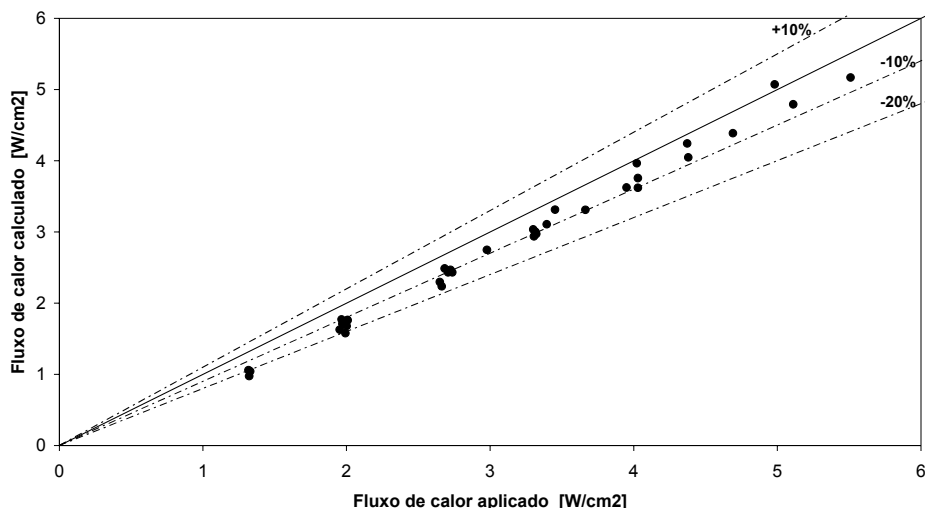


Figura 10 – Balanço de energia no sistema

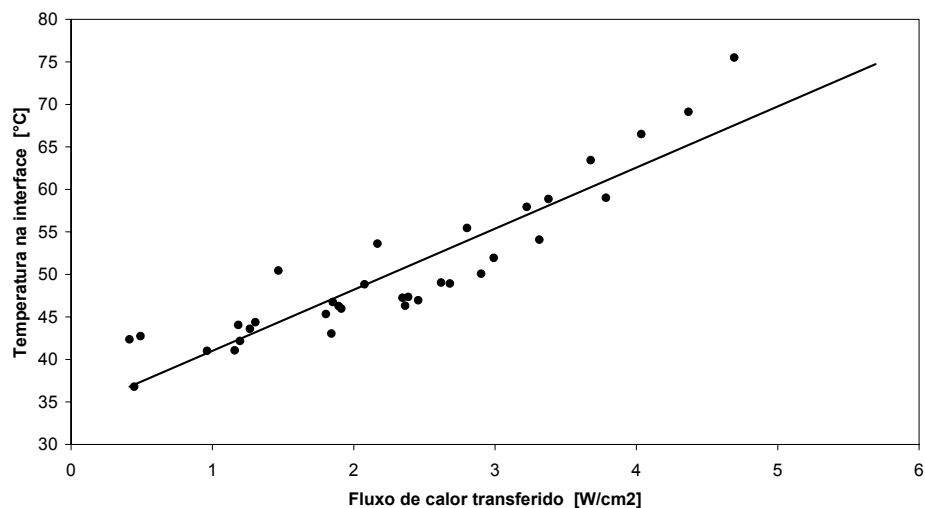


Figura 11 – Temperatura na interface bloco de aquecimento/evaporador versus fluxo de calor transferido

6. Conclusões

Os testes executados durante esta primeira fase de experimentos permitiram caracterizar o circuito e averiguar a confiabilidade tanto do funcionamento da bancada quanto da medição das variáveis de interesse.

A configuração proposta suportou um fluxo de calor máximo de $4,5\text{W}/\text{cm}^2$ o que indica uma deficiência na capacidade de bombeamento do elemento poroso. Isso vai exigir testes com tamanhos de poro menores e com variações de espessura, como forma de se atingir fluxos de calor da ordem de $8,0\text{ W}/\text{cm}^2$.

A temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador, por sua vez, também se situou em valores acima do esperado para a prática de refrigeração. Trabalhos visando minimizar a resistência de contato na interface bloco de aquecimento/evaporador vêm sendo realizados, indicando perspectivas animadoras para o futuro.

7. Referências

- ANSI/ASHRAE 41.2 (RA 92), 1987, *Standard methods for laboratory airflow measurement*.
- ANSI/ASHRAE 37, 1988, *Methods of testing for rating unitary air-conditioning and heat pump equipment*.
- ARI Standard 410, 2001, *Forced-circulation air-cooling and air-heating coils*.
- Baumann, J.; Cullimore, B.; Yendler, B.; Buchan, E., 1998, "Non condensable gas and adverse tilt effects on the start up of loop heat pipes", SAE 1999-01-2048.
- Cerza, M.; Herron, R.; Harper, J., 2001, "The effect of sink temperatura on a capillary pumped loop employing a fln evaporator and shell and tube condenser", *ASME-International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, New York, 11 – 16/11/2001.
- Chen, P.; Lin, W., 2001, "The application of capillary loop for cooling of electronic components", *Applied Thermal Engineering*, vol 21: 1739-1754.
- Cheung, K.; Hoang, T.; Ku; L., 1998, "Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipes", *28th International Conference on Environmental Systems*, Massachusetts – USA, 13-16/07/1998.
- Delil, A.; Baturkin, V., 2002, "Miniature loop heat pipe with a flat evaporator", *12th International Heat Pipe Conference*, Russia, 19-24/05/2002.
- Goncharov, K.; Kotlyarov, E.; Smirnov, F.; Schlitt, R.; Beckmann, K.; Meyer, R.; Müller, R., 1994, "Investigation of temperature fluctuation in loop heat pipes", *24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems*, Germany, 20-23/06/1994.
- Ku, J., 1999, "Operating characteristics of loop heat pipes", *29th International Conference on Environment System*, Denver – USA, 12-15/07/1999.
- Liao, Q.; Zhao, T., 1999, "Evaporative heat transfer in a capillary structure heated by a grooved block", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 13(1), pp. 126-133.
- Maidanik, Y.; Fershtater, Y.; Solodovnik, N., 1994, "Design and investigation of methods of regulation of loop heat pipes for terrestrial and space applications", SAE 941407.
- Nikitkin, M.; Bienert, W.; Goncharov, K., 1998, "Non condensable gases and loop heat pipes operation", SAE 981584.
- Nikitkin, M.; Cullimore, B., 1998, CPL and LHP: "What are the differences, what are the similarities?", SAE 981587.
- Wolf, D.; Bienert, W., 1994, "Investigation of temperature control characteristics of loop heat pipes", SAE 941576.

UTILIZATION OF CAPILLARY PUMPED LOOPS AS SECONDARY HEAT TRANSFER CIRCUITS IN REFRIGERATION SYSTEMS

Gustavo Portella Montagner
Cláudio Melo
Federal University of Santa Catarina
Mechanical Engineering Department
88040-900 – Florianópolis – SC
melo@polo.ufsc.br

Abstract

This work studied the performance characteristics of a CPL (Capillary Pumped Loop) as a secondary heat transfer circuit for alternative refrigeration systems. A CPL prototype was designed and constructed and subjected to specific operation conditions required by the refrigeration sector. The test results provided useful information about the operation limits of each system configuration. Such tests also provided a basis for identifying failures and for improving the circuit in order to expand its application for a broad range of operation condition.

Keywords: CPL, capillary pumped loop, secondary heat transfer systems