

GUILHERME ALEXANDRE BATISTA WOBETO

RESFRIAMENTO DE CHIPS ELETRÔNICOS ATRAVÉS DE SISTEMA  
BIFÁSICO UTILIZANDO FLUIDO R-134A

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Porto Alegre  
2009



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
**Escola de Engenharia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**RESFRIAMENTO DE CHIPS ELETRÔNICOS ATRAVÉS DE SISTEMA BIFÁSICO  
UTILIZANDO FLUIDO R-134A**

**GUILHERME ALEXANDRE BATISTA WOBETO**

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-  
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Prof. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica**

***BANCA EXAMINADORA:***

**Prof. Dr. Paulo Smith Schneider  
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo  
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. Sergio Luiz Frey  
UFRGS / DEMEC**

**Porto Alegre  
2009**

de modo especial, a minha família, namorada e amigos, que sempre foram companheiros em todos os momentos.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais *Hed Wobeto e Marlene Ramos* pela criação e oportunidade de educação que me proporcionaram

ao meu orientador, *Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França* que sempre esteve disponível para sanar minhas dúvidas e sugerir ótimas idéias

à minha namorada *Juliana Gonçalves da Silva* pela paciência e compreensão

ao funcionário do LETA *João Batista da Rosa* pelo apoio sempre que requisitado

ao funcionário do Laboratório de Usinagem *Aldoni Gabriel Wiedenhof* pela grande ajuda prestada para a usinagem do protótipo

à Luzitana Ar Condicionado, em particular ao Sr. Sérgio, pela indispensável ajuda na montagem do protótipo e pelos conselhos para a realização do trabalho

à Refrigeração Marton, em particular ao Sr. Wilson, pela ajuda indispensável para o andamento deste trabalho, no processo de carga do fluido para o protótipo construído

O rio atinge seus objetivos  
porque aprendeu a  
contornar obstáculos

*Lao Tsé*

WOBETO, G. A. **Resfriamento de chips eletrônicos através de sistema bifásico utilizando fluido R-134a**. 2009. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **RESUMO**

Neste trabalho, é calculado e construído um protótipo de um sistema bifásico fechado para resfriamento de chips eletrônicos baseado em um termosifão. O funcionamento do sistema é baseado na transferência de calor através da ebulição nucleada e da condensação em vasos, o projeto do protótipo é guiado pelos resultados obtidos nos cálculos. O protótipo é construído em cobre e carregado com fluido refrigerante R-134a, e dimensionado para operar com o chip do sistema de teste, que opera a uma potência variável e controlada. São realizados testes comparativos entre o sistema proposto e um dissipador de calor comum composto por superfície aletada e ventilador, apresentando vantagem para o sistema proposto, que apresentou uma temperatura de trabalho do chip 3° C menor. Ao fim, são propostas melhorias a fim aumentar a eficiência sistema, sugerindo a incorporação de aletas ao condensador.

**PALAVRAS-CHAVES:** Termosifão, Serpentina, Sistema bifásico, Ebulição em vasos, Condensação em tubo, Resfriamento eletrônico, Resfriamento a ar.

WOBETO, G. A. **Two-phase cooling system for electronic chips based on R-134a fluid.** 2009. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

#### **ABSTRACT**

In this study, a closed two-phase prototype of a thermosyphon for electronic chips is calculated and built. The system is based in heat transfer by nucleate boiling and tube condensation, the prototype project is guided by the results obtained from calculations. The prototype is built in copper and charged with R-134a refrigerant, it is scaled to operate with the test setup chip that works with a variable and controlled power. Tests comparing the system with a default chip cooler are made, these tests show superior performance for the prototype that shows a chip operation temperature 3° C colder. At last, an improvement is proposed for the system aiming for better efficiency, this optimization consists on adding fins to the condenser.

**KEYWORDS:** Thermosyphon, Serpentine, Two-phase system, Pool boiling, Tube condensation, Electronic cooling, Air cooling.

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	3
3.1. Termosifão.....	3
3.2. Fluido de trabalho.....	3
3.3. Aplicações.....	3
4. ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	4
4.1. Resistência de contato.....	4
4.2. Ebulição em vasos – excesso de temperatura.....	4
4.3. Diagrama P – v.....	4
4.4. Potência do chip.....	5
4.5. Vazão volumétrica no condensador.....	6
4.6. Fluxo de calor crítico para ebulição nucleada.....	6
4.7. Condensação no interior de tubos.....	6
4.8. Convecção externa forçada de baixa velocidade.....	7
5. MATERIAL E MÉTODOS.....	8
5.1. Projeto do protótipo.....	8
5.1.1. Dimensões e formato.....	8
5.1.2. Materiais e procedimento de fabricação.....	9
5.1.3. Visor de líquido e ventilador.....	10
5.2. Carga de fluido R-134a.....	11
5.3. Sistema de teste.....	11
6. RESULTADOS E ANÁLISES.....	12



7. MELHORIAS PROPOSTAS .....	14
8. CONCLUSÕES .....	15
REFERÊNCIAS .....	16
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....	17
APÊNDICE .....	18
ANEXOS .....	22

## 1. INTRODUÇÃO

Na última década, a busca por maior capacidade computacional ocasionou um grande aumento no calor dissipado por componentes eletrônicos. Com a dissipação de calor por fluxo de ar chegando ao limite, estão entre as alternativas propostas sistemas que utilizam líquido para arrefecimento; este tipo de refrigeração pode ser utilizado com ou sem ebulição, no entanto os sistemas bifásicos têm se mostrado mais eficientes devido ao alto coeficiente de transferência de calor alcançado por fluidos na fase de ebulição nucleada.

Este trabalho propõe uma forma de arrefecimento de chips baseada no conceito de um termosifão. Khodabandeh (2004) define termosifão como um sistema de arrefecimento bifásico por onde o fluido entra em ebulição na fonte de calor e é condensado novamente no lado oposto, o fluido condensado retorna ao evaporador devido à ação da gravidade. Basicamente um termosifão é um sistema de transporte de calor e massa. Este sistema pode ser apenas um tubo ou um circuito, um exemplo é mostrado na Figura 1.

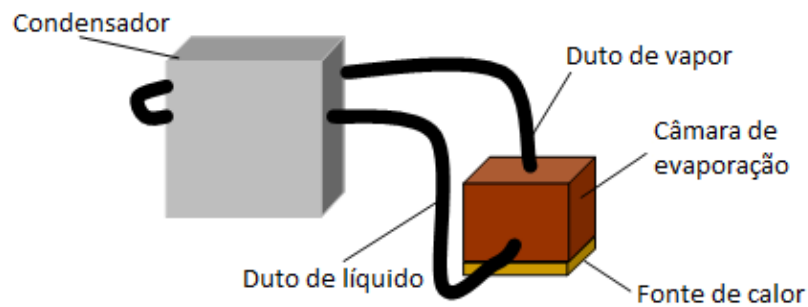


Figura 1: Termosifão do tipo circuito (Adaptado de: BEITEMAL & CHANDRAKANT, 2002)

Foi projetado e montado um protótipo utilizando como fluido de trabalho o refrigerante R-134a trabalhando na pressão de saturação, os testes foram realizados em um computador com processador Athlon XP 2800+, placa mãe Asus A7V266-MX e 1Gb de memória RAM DDR 400MHz. Os resultados de desempenho do protótipo são comparados com resultados obtidos com um dissipador de calor padrão de computadores constituído por uma base aletada e um pequeno ventilador. São observadas as temperaturas do chip, a dissipação de calor para diferentes frequências de operação, as temperaturas na parede do condensador e a temperatura ambiente.

Os resultados obtidos são analisados a fim de verificar a aplicabilidade do protótipo para utilização em computadores, tendo em vista o desenvolvimento de um sistema de resfriamento localizado.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O problema de refrigeração de chips eletrônicos, principalmente de computadores, está sendo estudado por muitos pesquisadores atualmente; constatou-se também que houve um grande aumento no número de trabalhos nesta área nos últimos anos.

Khodabandeh (2004) realizou um experimento com um termosifão carregado com Isobutano (R-600a) para refrigerar chips eletrônicos de fluxos térmicos na ordem de 10-90 W/cm<sup>2</sup> com um condensador baseado no princípio de convecção forçada e outro baseado em convecção natural. O autor atingiu resultados de dissipação de calor de 80 W utilizando convecção forçada e 60 W com convecção natural, para um chip de área de 1cm<sup>2</sup> e temperatura de trabalho na ordem de 90° C. O pesquisador concluiu que as resistências térmicas entre a

fonte de calor e o evaporador, e entre o condensador e o ar são dominantes na determinação da eficiência de um termostifão.

Em seu trabalho de conclusão de curso, Oliveira (2004) construiu um sistema de resfriamento de chips eletrônicos bifásico utilizando fluido R-134a e realizou testes utilizando um computador de mesa como fonte de calor. O autor concluiu que o sistema mostrou-se mais eficiente que um dissipador de calor comum recomendado pelo fabricante do chip.

Campbell (2005) realizou um experimento com um sistema fechado utilizando fluido R-134a em estado bifásico para arrefecer sistemas eletrônicos de veículos elétricos, o autor resalta que este fluido foi originalmente desenvolvido para aparelhos de ar condicionado automotivo. Este trabalho também cita que este fluido tem uma razão de volume vapor-água muito menor do que a água, o que implica que um sistema bifásico fechado utilizando este fluido será muito mais compacto que um que utilize água. Componentes eletrônicos foram submersos em banho deste fluido e após 850 dias de testes com dissipação média de 600 W, foi concluído que este fluido tem ótimas propriedades para esta aplicação.

Chan *et al.* (2009), realizou experimentos em um protótipo de refrigeração bifásica baseado em um circuito fechado com uma bomba de vácuo e conseguiu dissipar até 200 W de calor a uma temperatura de trabalho do chip de 70° C. O autor conclui que os sistemas bifásicos são a melhor alternativa para a refrigeração de chips de grande fluxo de calor. Segundo ele, quando a frequência de trabalho de um processador de computador ultrapassa 3.6 GHz, os dissipadores de calor convencionais tendem a não conseguir um arrefecimento satisfatório do chip. Na Figura 2 é mostrado um gráfico que relaciona a frequência do processador para chips de um, dois ou quatro núcleos com a sua dissipação de calor - existe uma região azul clara na parte superior do gráfico que indica o limite da capacidade dos dissipadores de calor comuns. Ele também cita que o mercado atual de refrigeração de computadores está dividido da seguinte maneira: dissipadores aletados com ventiladores; refrigeração líquida com radiador acoplado; e pequenos dutos de calor com condensadores resfriados a ar alocados remotamente ou diretamente colocados próximo ao chip. Ainda neste trabalho, Chan *et al.* (2009) concluem que a mais de 50% da resistência térmica dos dissipadores de calor para chips eletrônicos é devido à convecção externa forçada no ar.

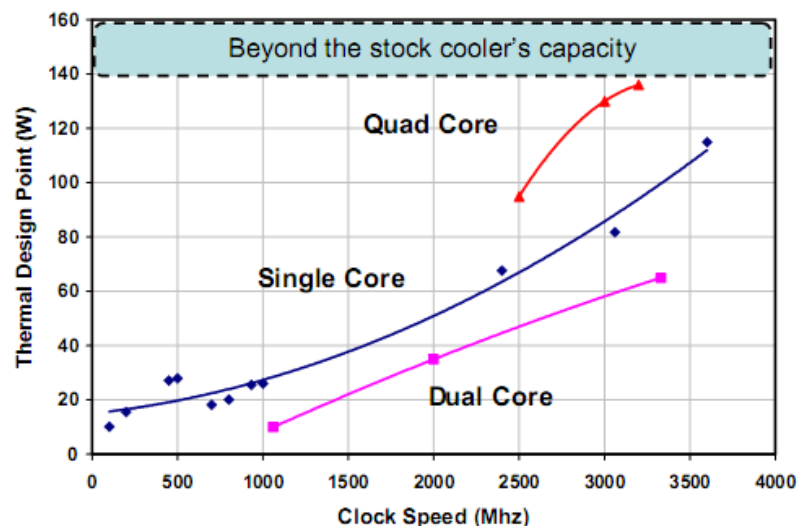


Figura 2: Gráfico relacionando o calor dissipado pelo chip com sua frequência de trabalho, para processadores de um, dois ou quatro núcleos. (Fonte: CHAN *et al.*, 2009)

### 3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

#### 3.1. Termosifão

O protótipo montado utiliza um bloco oco como interface entre o chip e o fluido de trabalho, sendo este o evaporador do sistema, e como condensador serão utilizados uma serpentina e um ventilador, um primeiro esboço pode ser visto na Figura 3.

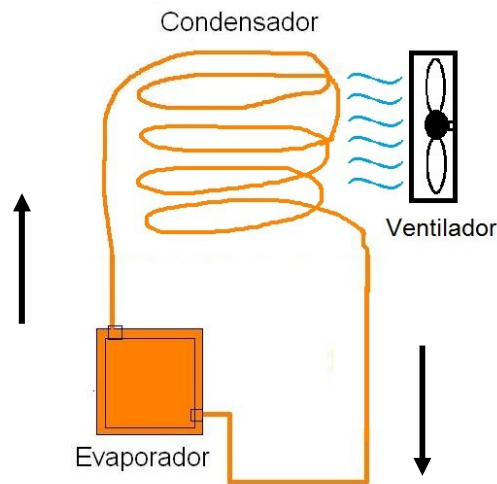


Figura 3: Esboço do protótipo montado

O sistema caracteriza-se como um termosifão por possuir troca de fase, onde o fluido entra em ebulição no evaporador, condensa no condensador e retorna ao evaporador por ação da gravidade. Uma observação importante é que sendo o sistema dependente da ação da força da gravidade, não deve ser utilizado em orientação horizontal ou inclinado, apenas na posição vertical.

#### 3.2. Fluido de trabalho

Foi escolhido como fluido de trabalho o refrigerante R-134a (1,1,1,2 – Tetrafluoretano) devido à sua relativamente baixa pressão de saturação quando na temperatura de trabalho requerida no projeto, às suas boas propriedades de transferência de calor, boa disponibilidade no mercado de refrigeração, e também por ser um refrigerante livre de CFCs, que não ataca a camada de ozônio e é ambientalmente favorável.

#### 3.3. Aplicações

O sistema proposto pode ser utilizado para resfriamento de componentes eletrônicos em inúmeras aplicações, podem ser citados como exemplos computadores de mesa, sistemas de som e impressoras.

Deve-se observar que o sistema deve trabalhar apenas em posição vertical, como citado anteriormente, o que limita o escopo de aplicações a componentes estacionários, outro fator limitante é o dimensional, já que o condensador ocupa uma área consideravelmente grande para algumas aplicações em particular.

## 4. ANÁLISE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A fim de dimensionar o protótipo a ser construído, foram feitas análises independentes para cada fenômeno termodinâmico que ocorre no funcionamento do sistema. A temperatura de trabalho do chip utilizada nos cálculos foi a recomendada pelo fabricante, de 55° C (AMD, 2009). As propriedades do fluido encontram-se listadas no Apêndice A.

### 4.1. Resistência de contato

Foi calculada a resistência de contato entre o chip e o fluido  $R_{t,c}''$  através da interface do bloco de cobre utilizando-se a equação proposta por Incropera & Dewitt (2002):

$$R_{t,c}'' = \frac{T_A - T_B}{q_x''} \quad (1)$$

na qual  $T_A$  é a temperatura de um lado da interface,  $T_B$  a temperatura do outro lado e  $q_x''$  a taxa de transferência de calor por condução que passa pela interface em W/m<sup>2</sup>; para determinarmos o valor de  $(T_A - T_B) = \Delta T$ , considerando  $R$  permanente, precisamos do auxílio da Lei de Fourier:

$$q_x'' = \frac{k\Delta T}{L} \quad (2)$$

na qual  $k$  é a condutividade térmica do cobre de 400 W/m · K conforme Incropera & Dewitt (2002) e  $q_x''$  a potência máxima dissipada pelo chip (72,5 W) dividida pela área do chip em contato com o bloco de cobre, estimada em  $2,76 \cdot 10^{-4}$  m<sup>2</sup>, ou seja,  $q_x'' = 263,15 \cdot 10^3$  W/m<sup>2</sup>. Resolvendo para a espessura da base do bloco de cobre  $L = 4,76$  mm, ou seja,  $4,76 \cdot 10^{-3}$  m, resulta em  $\Delta T = 3,13^\circ$  C. Assim,  $R_{t,c}'' = 0,12 \cdot 10^{-4}$  m<sup>2</sup> · K/W.

### 4.2. Ebulição em vasos – excesso de temperatura

Para calcularmos o excesso de temperatura  $\Delta T_e$ , ou seja, a diferença de temperatura entre a superfície em contato e o fluido em ebulição, utilizou-se a correlação para ebulição nucleada proposta por Rohsenow *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$q_s'' = \mu_l h_{lv} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{Cp_l \Delta T_e}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^n} \right)^3 \quad (5)$$

resolvendo para  $q_s'' = 263,15 \cdot 10^3$  W/m<sup>2</sup>,  $n = 1,7$  (INCROPERA & DEWITT, 2002) e  $C_{sf} = 0,007$  (JABARDO, 2008), encontramos um valor de  $\Delta T_e = 10,9^\circ$  C. É importante ressaltar que esta equação fornece um valor de excesso de temperatura com incerteza na ordem de 30%.

A temperatura da serpentina utilizada nos cálculos foi considerada como a temperatura calculada para o fluido, que é a temperatura do chip (55° C) subtraídas as temperaturas da resistência de contato (3,13° C) e excesso de temperatura (10,9° C), resultando em 41° C; para facilitar os cálculos foi adotada a temperatura para a serpentina de 40° C.

### 4.3. Diagrama P – v

Como o sistema irá operar fechado, deverá operar com uma massa fixa de fluido a um volume constante, assim temos um volume específico constante também. Com base na temperatura ambiente na qual foram realizados os testes (22° C), na temperatura medida na parede

da serpentina quando o sistema estava em funcionamento, tomada como temperatura do fluido (40° C), e na massa de refrigerante carregada no sistema (49,5 g), foram calculadas as variáveis para a construção de um diagrama P- v. Para calcularmos as variáveis constantes no diagrama, também devemos ter conhecimento das propriedades do fluido. O volume interno do sistema é de 66 cm<sup>3</sup>.

**Propriedades do fluido R-134a a 22°C:** (SONNTAG *et al.*, 2003)

$$P_{sat} = 608 \text{ kPa} \quad v_{liq} = 0,000821 \text{ m}^3/\text{Kg} \quad v_{gas} = 0,0337 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$v \text{ em estado bifásico} = 0,00133 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Assim, pode-se concluir que a esta temperatura temos o volume total ocupado por 26 cm<sup>3</sup> em fase gasosa e 40 cm<sup>3</sup> na fase líquida; e em massa temos 0,768 g em fase gasosa e 48,72 g em fase líquida, o que resulta em um título  $x=0,0155$ .

**Propriedades do fluido R-134a a 40°C:** (SONNTAG *et al.*, 2003)

$$P_{sat} = 1017 \text{ kPa} \quad v_{liq} = 0,000872 \text{ m}^3/\text{Kg} \quad v_{gas} = 0,0199 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$v \text{ em estado bifásico} = 0,00133 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Assim, pode-se concluir que a esta temperatura temos o volume total ocupado por 23.9 cm<sup>3</sup> em fase gasosa e 42.1 cm<sup>3</sup> na fase líquida; e em massa temos 1,196 g em fase gasosa e 48,28 g em fase líquida, o que resulta em um título  $x=0,0242$ . Com o aumento da temperatura do fluido, há um aumento no volume da fase líquida e uma redução do volume na fase gasosa. A Figura 4 mostra um diagrama P- v, no qual constatamos que existe uma relação de volume específico constante com a elevação da pressão do sistema.

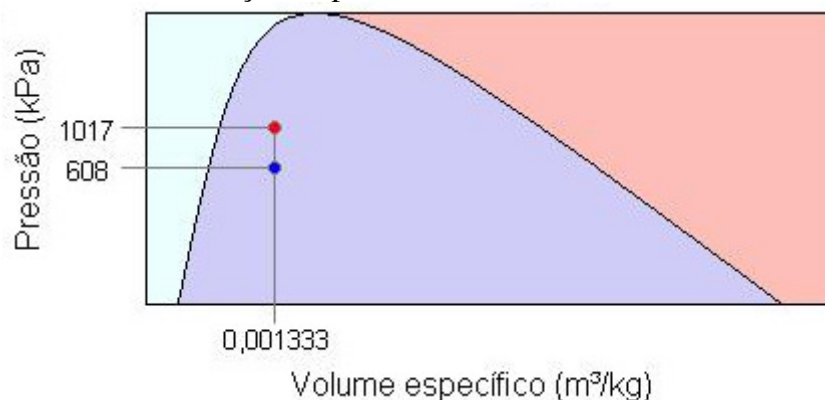


Figura 4: Diagrama P- v (Log-Log)

#### 4.4. Potência do chip

Para os testes do protótipo, foi utilizado como fonte de calor um processador de computador modelo AMD Athlon XP 2800+, que pode operar na sua frequência original ou em outras mais baixas. No teste executado foram selecionadas três frequências de operação para o processador, este valor corresponde diretamente ao calor dissipado pelo chip (tabela 1). Especificações técnicas do chip podem ser vistas no Anexo A.

Tabela 1: Relação frequência e dissipação de calor para o chip (Fonte: AMD, 2003)

Frequencia (MHz)	Calor dissipado pelo chip (W)	Fluxo de calor (W/m <sup>2</sup> )
1250	43,6	158,26·10 <sup>3</sup>
1666	58,1	210,89·10 <sup>3</sup>
2083	72,5	263,15·10 <sup>3</sup>

#### 4.5. Vazão volumétrica no condensador

Primeiramente, foi calculada a vazão mássica de fluido circulando no interior do sistema devido à ebulição e condensação, utilizando-se a equação proposta por Incropera & Dewitt (2002):

$$q = \dot{m} h_{lv} \quad (3)$$

na qual  $q$  é o calor dissipado pelo chip (72,5 W),  $\dot{m}$  a vazão mássica em kg/s e  $h_{lv}$  a entalpia de evaporação do fluido a 40° C. Resolvendo para  $\dot{m}$ , obtemos um valor de  $4,4 \cdot 10^{-4}$  kg/s.

Para calcularmos a vazão de líquido no condensador, precisamos multiplicar a vazão mássica encontrada em kg/s pelo volume específico do fluido em fase líquida à temperatura de trabalho de 40° C (0,000872 m³/kg), o que resulta em uma vazão volumétrica de  $3,8 \cdot 10^{-7}$  m³/s ou 0,38 ml/s, com o diâmetro interno da serpentina de 0,005m, a vazão volumétrica corresponde a uma velocidade interna do fluido de  $1,95 \cdot 10^{-2}$  m/s.

#### 4.6. Fluxo de calor crítico para ebulição nucleada

Para calcular o fluxo crítico de calor em que ainda ocorre ebulição nucleada, foi utilizada a equação proposta por Lienhard *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$q''_{\max} = 0,149 h_{lv} \rho_v \left[ \frac{\sigma \cdot g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

na qual as propriedades do fluido são a temperatura de 40° C,  $\rho_l$  é a massa específica do fluido na fase líquida,  $\rho_v$  a densidade do fluido no estado gasoso,  $\sigma$  é a tensão superficial do fluido e  $g$  a aceleração da gravidade, adotada como 9,8 m/s². Resolvendo para  $q''_{\max}$ , obtemos um valor de 48,79 W/cm².

De posse do valor do fluxo crítico de calor para ebulição nucleada, o comparamos com o fluxo de calor máximo dissipado pelo chip calculado anteriormente no item 4.1.  $q''_x = 26,315$  W/cm², a fim de verificar a viabilidade do projeto. Como o fluxo de calor dissipado pelo chip é menor do que o fluxo de calor crítico, conclui-se que o fluido opera em ebulição nucleada.

#### 4.7. Condensação no interior de tubos

A condensação do fluido no tubo horizontal (serpentina) ocorre em película devido à baixa velocidade do vapor, o perfil deste processo pode ser visualizado na Figura 5. O contato do vapor com a parede da serpentina, que está a uma temperatura inferior, faz com que o fluido ceda calor à parede do condensador, retornando assim à fase líquida.



Figura 5: Seção transversal e longitudinal do perfil de condensação em película (Fonte: OLIVEIRA, 2004)

O fenômeno de condensação em película no interior da serpentina foi calculado utilizando a formulação proposta por Chato *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$\overline{h_D} = 0,555 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) K_l^3 \cdot h'_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

na qual:

$$h'_{lv} = h_{lv} + \frac{3}{8} C_{p,l} (T_{sat} - T_s) \quad (7)$$

Esta formulação só é válida para números de Reynolds, Re abaixo de 35000, por isso deve ser verificado este valor antes de aplicarmos a correlação acima, para este cálculo foi utilizada a equação proposta por Fox & Mcdonald (1995):

$$Re_D = \frac{\rho_v u_{m,v} D}{\mu_v} \quad (8)$$

resolvendo para  $D_i = 0,005$  m (diâmetro interno da serpentina) e  $u_{m,v}$  (velocidade do fluido no interior da serpentina) de  $1,95 \cdot 10^{-2}$  m/s, encontra-se  $Re = 343$ , um valor aceitável para que possamos utilizar a correlação recomendada. Resolvendo a correlação para  $T_{sat} = 40^\circ$  C e  $T_s = 39^\circ$  C, encontramos  $\overline{h_{D_i}} = 3202$  W/m<sup>2</sup>·K (coeficiente de transferência de calor por convecção, interno).

#### 4.8. Convecção externa forçada de baixa velocidade

A troca de calor por convecção no lado externo da serpentina ocorre devido ao ar movimentado pelo ventilador em sua direção, com uma velocidade do ventilador considerada baixa, de aproximadamente 4,2 m/s (EVERCOOL, 2009). Para calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção externo  $\overline{h_{D_e}}$ , foi utilizada a correlação proposta por Churchill e Bernstein *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$\overline{Nu_D} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[ 1 + (0,4/Pr)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{Re_D}{282.000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \quad (9)$$

na qual as propriedades do ar são utilizadas na temperatura de filme (31° C). O número de Reynolds (Re) foi calculado utilizando a formulação citada no item 4.7., tendo como dados as propriedades do ar, a velocidade do ar movimentado pelo ventilador e o diâmetro externo da serpentina  $D_e = 0,00635$  m; o valor calculado foi  $Re = 1670$ .

Como a correlação de Churchill e Bernstein resulta no número de Nusselt  $\overline{Nu_D}$ , precisamos relacionar com  $\overline{h_{D_e}}$  através da igualdade abaixo proposta Nusselt *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$\overline{h_D} = \frac{\overline{Nu_D} \cdot k}{D} \quad (10)$$



desta forma, o valor encontrado para  $\overline{h_{De}}$  é de 85,97 W/m<sup>2</sup>·K. Pode-se observar que é um valor muito menor do que o do coeficiente de transferência de calor por convecção interno, sendo então a convecção externa a parte crítica para o bom funcionamento do sistema.

De posse do coeficiente  $\overline{h_{De}}$ , é possível calcular o comprimento da serpentina necessário para que ocorra a dissipação de todo o calor gerado pelo chip, utilizou-se para isto a equação abaixo proposta por Incropera & Dewitt, (2002):

$$L = \frac{q}{h\Delta T\pi D} \quad (11)$$

na qual  $q$  é o calor dissipado pelo chip e  $\Delta T$  a diferença entre a temperatura da superfície da serpentina e a temperatura ambiente, considerada aceitável como 18° C. Calculando-se, resulta em um comprimento mínimo  $L = 2,34$  m para a serpentina do protótipo a ser construído.

## 5. MATERIAL E MÉTODOS

### 5.1. Projeto do protótipo

#### 5.1.1. Dimensões e formato

Para dimensionar o protótipo, foi preciso analisar a estrutura de fixação da placa-mãe do computador e a disposição de seus componentes, a fim de que o sistema montado encaixasse perfeitamente sem entrar em contato com nenhum dispositivo exceto o chip a ser arrefecido. A Figura 6 mostra uma foto da placa mãe utilizada para os testes, onde está destacada em vermelho a região a ser instalado o chip e seu dissipador de calor – nota-se que existem componentes próximos à região do chip, também pode ser observada a furação para fixação do bloco ao redor do soquete.

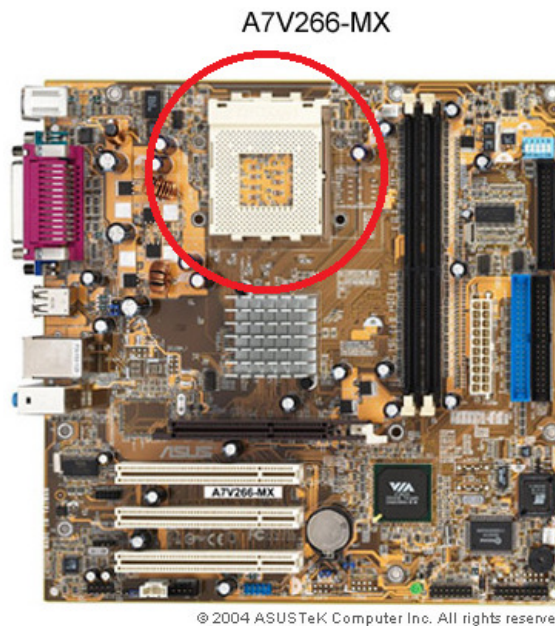


Figura 6: Foto da placa mãe Asus A7V266-MX, destacada em vermelho a região do soquete do chip (Fonte: ASUS, 2009)

Foi elaborado em software *CAD* um desenho de fabricação com as dimensões e a furação do bloco de cobre, vistas em perspectiva também foram elaboradas em software de modelagem 3D *SketchUp* (presentes no Apêndice B).

### 5.1.2. Materiais e procedimento de fabricação

O material utilizado para o bloco e para a serpentina foi o cobre eletrolítico, que foi escolhido devido à sua excelente condutividade térmica ( $k \approx 400 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ), maleabilidade e compatibilidade com o fluido. O comprimento da serpentina adotado foi de 2,4 m, respeitando assim o valor mínimo calculado no item 4.8., o tubo de cobre utilizado para a confecção da serpentina possui diâmetro externo de 6,35 mm (1/4") e diâmetro interno de 5 mm.

Blocos maciços de cobre foram utilizados como matéria prima conforme as medidas do projeto (Figura 7), para usinar a cavidade no bloco onde circula o fluido foi utilizada primeiramente uma furadeira de topo, e para o acabamento das bordas foi utilizada uma fresa de topo. A furação da base do bloco foi também realizada na furadeira de topo, estes procedimentos foram executados no laboratório de usinagem da UFRGS.

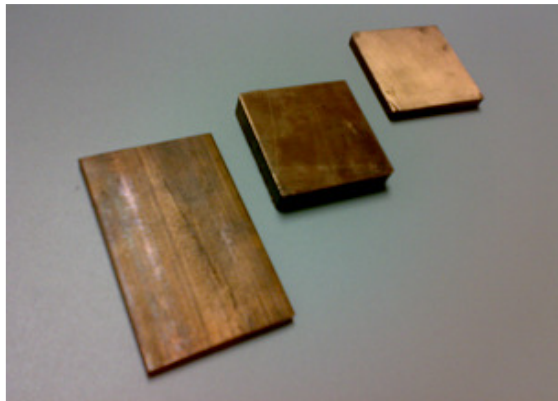


Figura 7: Blocos de cobre ainda não usinados

Após usinadas, as peças foram polidas. Na Figura 8, pode-se visualizar as peças que compõem o bloco de cobre já usinadas e polidas.

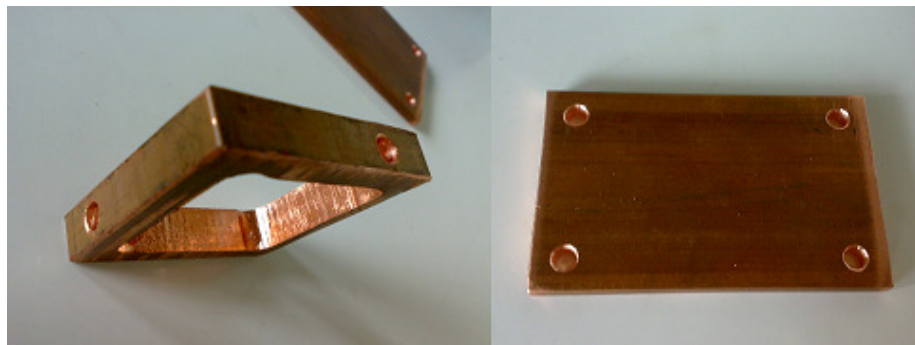


Figura 8: Blocos de cobre usinados e polidos

Para unir as três peças a fim de formar um bloco oco de cobre, foi utilizado o processo de brasagem utilizando como consumível varetas de liga de cobre (92%) e fósforo (8%) de nome comercial *Foscopper*; importante ressaltar que como o protótipo é um sistema fechado, a tubulação da serpentina teve de ser unida ao bloco no mesmo processo, evitando assim que um novo aquecimento do conjunto provocasse folga por dilatação térmica. O bloco unido pode ser visualizado na Figura 9.



Figura 9: Bloco de cobre unido com a tubulação da serpentina

### 5.1.3. Visor de líquido e ventilador

Com o intuito de assegurar que o nível do fluido esteja acima do ponto de contato entre o chip e o bloco, foi instalado um visor de líquido da marca Ashida em série com a serpentina do termosifão (Figura 10). Através deste instrumento pode-se visualizar o nível de líquido e também se o sistema está seco ou úmido.



Figura 10: Visor de líquido instalado no sistema

Para arrefecer a serpentina e promover a condensação do fluido, foi utilizado um ventilador marca Evercool modelo EC9225H12S de sete pás (Figura 11), suas especificações estão listadas na tabela 2.



Figura 11: Ventilador Evercool EC9225H12S (Fonte: EVERCOOL, 2009).

Tabela 2: Especificações do ventilador Evercool EC9225H12S (Fonte: EVERCOOL, 2009).

Rotações por minuto a 12 volts	2600 rpm
Vazão de ar máxima	72 pés <sup>3</sup> /min ou 0,034 m <sup>3</sup> /s
Nível de ruído	31 dBa
Dimensões	90x90x25 mm
Velocidade do ar	4,2 m/s

## 5.2. Carga de fluido R-134a

A fim de permitir que o sistema fosse carregado com fluido R-134a, foi instalada no sistema uma válvula de carga do tipo utilizada em aparelhos de ar-condicionado. A carga do fluido foi realizada em uma máquina utilizada para recarregar R-134a em aparelhos de ar-condicionado automotivo, marca RobinAir modelo Cooltech AC490PRO. Esta máquina permite selecionar a quantidade de fluido a ser carregado e a pressão manométrica do sistema, para a carga do protótipo foi selecionada a pressão de saturação do fluido a temperatura ambiente de 22° C,  $P_{abs} = 608$  kPa, o que resulta em uma pressão manométrica de 506 kPa; durante a carga do fluido observou-se pelo visor de líquido que foi atingido o nível desejado de fase líquida. A máquina registrou que durante a carga foi transferida para o sistema uma massa de fluido de 49,5 g.

## 5.3. Sistema de teste

Os componentes do teste foram montados em um gabinete de computador tipo mini-torre vertical, respeitando a limitação de funcionamento do termostato. A parte superior do gabinete foi removida a fim de liberar espaço para alojamento da serpentina (Figura 12). Foram utilizados três sensores para a obtenção das temperaturas do sistema: um sensor PT100 para medir a temperatura ambiente, um termopar tipo J para obter a temperatura da parede da serpentina, e para obter a temperatura do chip foi utilizado o diodo térmico embutido de fábrica no seu encapsulamento, todos os testes foram realizados a uma temperatura ambiente de 22° C.

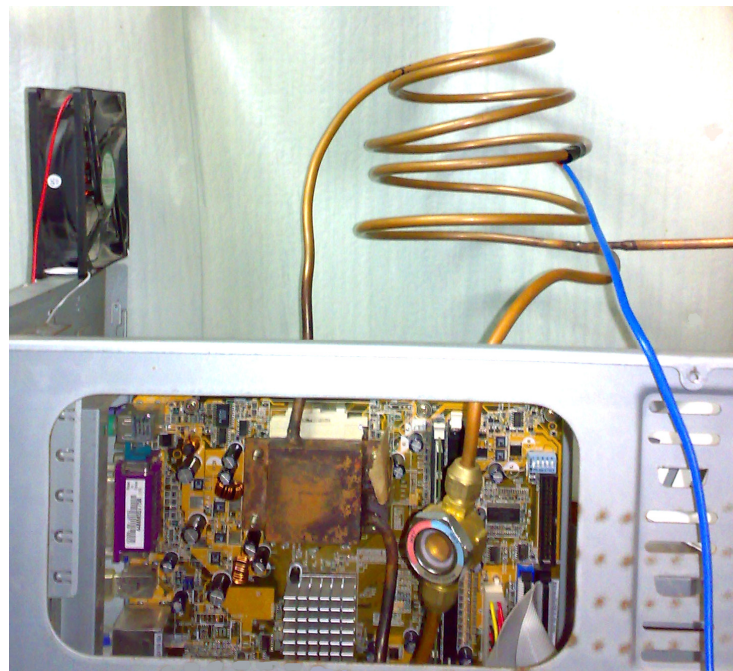


Figura 12: Sistema de teste montado em um gabinete mini torre vertical



A fim de comparação, também foram realizados testes com o dissipador de calor padrão recomendado pelo fabricante do chip (Figura 13).

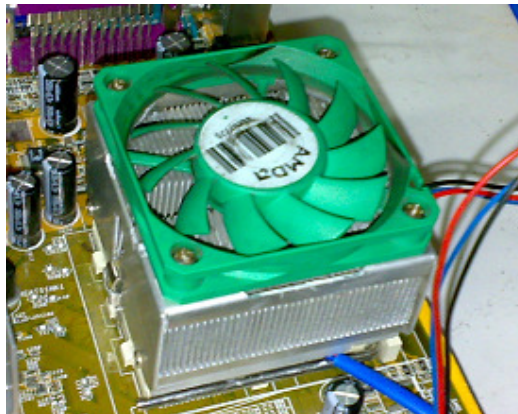


Figura 13: Dissipador de calor padrão

Os testes foram executados utilizando-se o software Prime 95 (WOLTMAN, 2002) para simular um uso de 100% do processador, e também com o computador em estado de repouso. Utilizando-se o software Motherboard Monitor 5.0 (KAAM, 2004), foram monitoradas as variações de temperatura durante uma hora para cada uma das três possíveis frequências de trabalho do chip, este procedimento foi executado tanto para os testes com o protótipo quanto para os testes com o dissipador de calor padrão. Após a coleta dos dados, foram confeccionados gráficos comparativos para todas as situações.

## 6. RESULTADOS E ANÁLISES

O protótipo foi mais eficiente na tarefa de arrefecer o chip se comparado ao dissipador de calor padrão, as temperaturas obtidas para o chip ficaram abaixo da temperatura de trabalho recomendada pelo fabricante, de 55° C. Verificando-se as temperaturas obtidas na parede da serpentina (tabela 3), observa-se que o condensador do sistema está a uma temperatura muito próxima à do chip, o que demonstra que o sistema pode ser otimizado através de alterações na região do condensador, como um aumento na área de contato do condensador ou no coeficiente de convecção externa  $\overline{h_{De}}$ .

Tabela 3: Temperaturas encontradas na parede da serpentina

Frequência do chip	Chip ocioso	Chip 100% uso
1250 MHz	30° C	34° C
1666 MHz	32° C	38° C
2083 MHz	34° C	40° C

A fim de comprovar esta teoria, foi realizado um rápido teste no qual foi substituído o ventilador da serpentina por um ventilador residencial de grande vazão de ar, marca Arno modelo NV32 (diâmetro de 360 mm) de 55 W de potência. Este ventilador foi direcionado apenas para a serpentina a fim de evitar que outros componentes do sistema fossem refrigerados pela corrente de ar. Para esta configuração foi testado apenas o caso de maior dissipação de calor do chip, em 100% de uso à frequência de 2083 MHz. Nas Figuras 14, 15 e 16 podem ser observados gráficos comparativos de desempenho dos sistemas de resfriamento para cada frequência de trabalho do chip.

### Processador @1250 MHz - 43,6 Watts

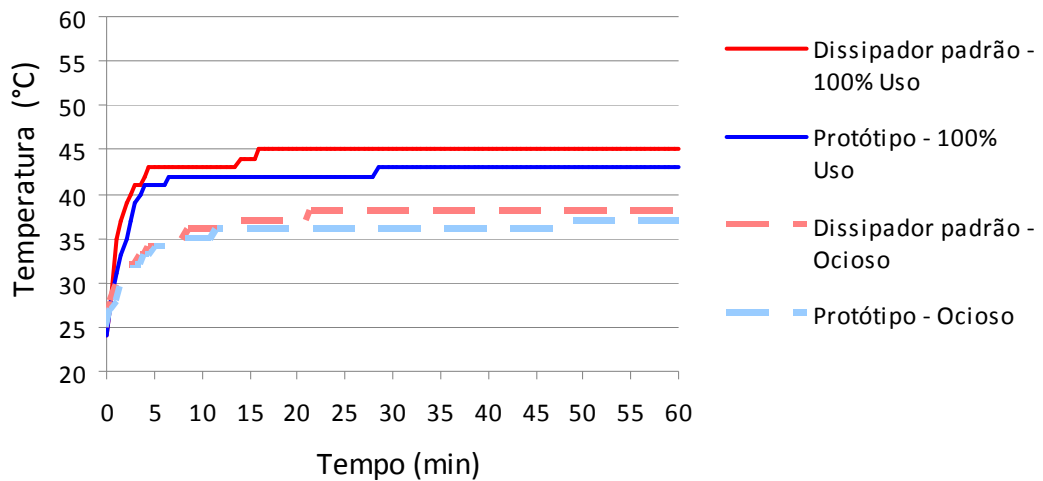


Figura 14: Gráfico comparativo dos dois sistemas para a frequência do chip de 1250 MHz

### Processador @1666 MHz - 58,1 Watts

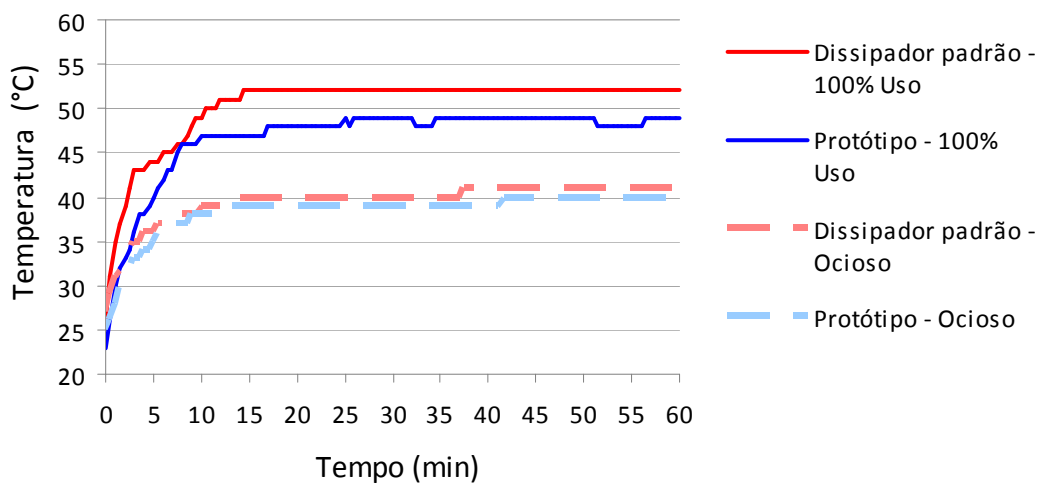


Figura 15: Gráfico comparativo dos dois sistemas para a frequência do chip de 1666 MHz

### Processador @2083 MHz - 72,5 Watts

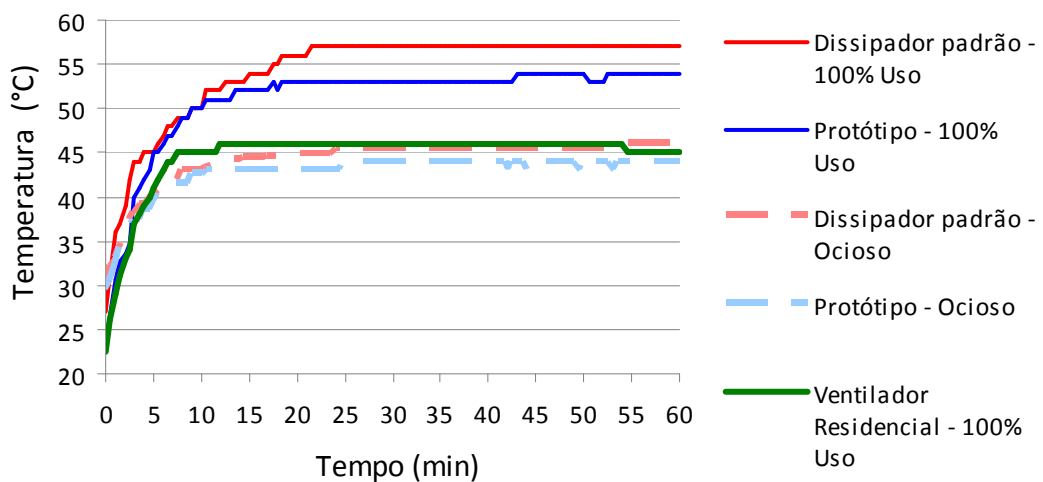


Figura 16: Gráfico comparativo dos dois sistemas para a frequência do chip de 2083 MHz

Observando-se a Figura 16, é facilmente percebida a melhora da eficiência do sistema quando adotado o ventilador residencial para resfriar a serpentina, com esta configuração a temperatura máxima atingida na serpentina foi de 32° C, e do chip foi de 46° C, uma redução de 8° C (14,8%) sobre o sistema com o ventilador Evercool e uma redução de 11° C (19,3%) em relação ao dissipador padrão.

## 7. MELHORIAS PROPOSTAS

O teste realizado com o ventilador residencial mostrou uma excelente performance para o protótipo, porém o elevado ruído e as grandes dimensões impedem que esta solução seja adotada como definitiva. Como os testes mostram que a parte crítica para o bom funcionamento do sistema é o arrefecimento do condensador, uma outra solução consiste em aumentar a área de contato deste com o ar em movimento, através do uso de superfícies estendidas chamadas aletas. Um esboço gráfico desta melhoria proposta pode ser visto no Apêndice C, um sistema compacto de aletas com um pequeno ventilador acoplado. O material proposto para as aletas é o alumínio, devido à sua boa condutividade térmica ( $k = 240 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ) aliada a baixo peso. As aletas são ligadas à serpentina pelo processo de brasagem, um sistema de 18 aletas de 105x70x1 mm e passo de 8 mm foi proposto. Para calcularmos a temperatura esperada para o chip, precisamos, primeiramente calcular o número de Reynolds a fim de determinar o tipo de escoamento,  $Re_D$  é calculado através da equação 8, na qual o comprimento característico  $D$ , devido ao sistema de aletas ter geometria transversal retangular e não circular, é o diâmetro hidráulico  $D_h$ , obtido através da equação 12 proposta por Incropera & Dewitt (2002):

$$D_h \equiv \frac{4A_C}{P} \quad (12)$$

na qual  $A_C$  é a área da seção transversal entre duas aletas e  $P$  é o perímetro da região “molhada” pelo fluido. Resolvendo a equação 12 para a geometria das aletas, obtemos um valor de  $D_h = 0,013 \text{ m}$ , e assim,  $Re_D = 3447$ , um valor que determina um perfil de escoamento turbulento. O coeficiente  $\bar{h}$  sobre as aletas que pode ser obtido através da equação proposta por Gnielinski *apud* Incropera & Dewitt (2002) para convecção interna de escoamento turbulento em tubos circulares:

$$\bar{h} = \frac{Nu_D \cdot K}{D_h} = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} \left( Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad (13)$$

Antes de aplicar a equação 13, precisamos calcular o fator de atrito  $f$  através da equação 14 proposta por Pethukov *apud* Incropera & Dewitt (2002):

$$f \equiv (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (14)$$

Com o valor obtido para  $f = 0,0435$ , podemos resolver a equação 13 e obtemos o valor de  $\bar{h} = 23,47 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Para calcularmos a taxa total de transferência de calor por convecção a partir das aletas e da superfície primária, utilizamos a equação (15) proposta por Incropera & Dewitt (2002):

$$q_t = hA_t \cdot \left[ 1 - \frac{NA_a}{A_t} \cdot (1 - \eta_a) \right] \cdot \theta_b \quad (15)$$

na qual  $A_t$  é a área total da superfície em contato com o ar - da serpentina somada às aletas (0,314 m<sup>2</sup>),  $N$  é o número de aletas (30),  $A_a$  é a área de uma aleta individual (0,0148 m<sup>2</sup>),  $\eta_a$  é a eficiência das aletas calculada em 61% e  $\theta_b$  é o excesso de temperatura, ou seja, a diferença entre as temperaturas da serpentina e ambiente. Resolvendo para  $q_t = 72,5$  W (máxima dissipação de calor do chip, com uso 100%), encontramos  $\theta_b = 13,5^\circ$  C. Com a temperatura ambiente de  $22^\circ$  C, a temperatura esperada para a serpentina é de  $35,5^\circ$  C, desprezando a perda de calor por condução na parede da serpentina, esta temperatura pode ser considerada a temperatura do fluido. Adotando os valores encontrados no item 4.1. de  $3,13^\circ$  C de diferença de temperatura entre o chip e o bloco de cobre, e o valor encontrado no item 4.2. de  $10,9^\circ$  C de diferença de temperatura entre a superfície de contato do bloco e o fluido, pode-se calcular uma temperatura esperada para o chip de  $T_{chip} = 35,5 + 3,13 + 10,9 = 49,5^\circ$  C, uma redução de 8,4% ante a temperatura do chip no sistema sem aletas,  $T_{chip} = 54^\circ$  C. O sistema com aletas, além de mais eficiente é bastante mais compacto, como pode ser visto nos desenhos no Apêndice C.

## 8. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi construído um protótipo de um sistema baseado em um termosifão, blocos de cobre foram usinados e conectados a uma serpentina e a um visor de líquido, este sistema foi fechado e carregado com fluido R-134a a pressão de saturação, a massa de fluido a ser inserida no sistema foi calculada a partir da pressão de operação desejada. Medições de temperatura do chip e da serpentina foram realizadas para três diferentes frequências de operação de um processador de computador, os resultados foram comparados com os obtidos utilizando um dissipador de calor comum. O protótipo atingiu os objetivos determinados em seu projeto, tendo sido provado neste trabalho que o sistema de resfriamento de chips eletrônicos através de sistema bifásico é uma alternativa que apresenta desempenho superior ao de um dissipador de calor comum, quando utilizando o fluido R-134a. Através dos resultados práticos pôde-se observar que os cálculos realizados foram válidos, aproximando o modelo teórico do real.

O sistema mostrou-se mais eficiente do que um dissipador de calor comum utilizado em computadores, porém as altas temperaturas obtidas na serpentina, que é o condensador do sistema, indicaram que havia espaço para uma melhoria do projeto do condensador. A fim de comprovar a teoria de que o condensador limitava o sistema, foi realizado um teste utilizando um ventilador doméstico de alta potência para arrefecer o condensador e foi atingida uma temperatura 14,8% menor no chip. A melhoria proposta foi a adoção de um sistema compacto com 18 aletas de alumínio ligadas à serpentina, foi realizado um cálculo teórico que demonstrou que este sistema provocaria uma redução de 8,4% na temperatura de trabalho do chip; a construção deste protótipo com aletas e a comparação com o resultado teórico obtido é uma idéia para trabalhos futuros. Também é sugestão para uma próxima etapa a realização de testes do protótipo utilizando outros fluidos de trabalho. O projeto tem ótima função didática, apresentando a troca de fase do fluido através do visor de líquido, em um sistema fechado trabalhando apenas com processos de ebulição e condensação.

Por fim, o sistema proposto mostrou-se viável para o uso em computadores de mesa, e futuramente pode ser estendido a aplicações portáteis como uma alternativa de resfriamento localizado eficiente e silenciosa, características cada vez mais desejadas por usuários de microcomputador.



## REFERÊNCIAS

- AMD. **AMD Athlon XP Processor Model 10 Data Sheet**. 2003. Disponível em: <[http://support.amd.com/us/Processor\\_TechDocs/25175.pdf](http://support.amd.com/us/Processor_TechDocs/25175.pdf)>. Acesso em: 12 de outubro de 2009.
- ASUS. **ASUSTeK Computer Inc.**. Disponível em: <<http://www.asus.com>>. Acesso em: 16 de outubro de 2009.
- BEITELMAL, H.M.; CHANDRAKANT, P.D.. **“Two-Phase Loop: Compact Thermosyphon”**, HP Laboratories Palo Alto, HPL – 2002 – 6, January 11th, 2002
- CAMPBELL, J.B.; TOLBERT, L.M.; AYERS, C.W.; OZPINECI, B.; LOWE, K.T. **Two-Phase Cooling Method Using R134a Refrigerant to Cool Power Electronic Devices**. Em: Applied Power Electronics Conference (APEC 2005), pp. 141–147, 2005.
- CHAN, M.A.; YAP, C.R.; NG, K. C. **Modeling and testing of an advanced compact two-phase cooler for electronics cooling**. International Journal of Heat and Mass Transfer v.52 p. 3456–3463. 2009
- EVERCOOL. **Evercool**. Disponível em: <<http://www.evercool.com>>. Acesso em: 16 de outubro de 2009.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.. **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”** Ed. Guanabara Koogan S.A, Rio de Janeiro, 1995, 4a. ed.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**. New York: John Wiley & Sons, 5th edition, 2002.
- JABARDO, J.M.S. Transferência de calor por ebulição e trocadores de calor bifásicos. Em: **Anais do 1º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico Líquido-Gás (EBECEM 2008)**, Florianópolis, 2008.
- KAAM, A. **Motherboard Monitor-** Version 5.3.7.0 (Motherboard Monitor 5). 2004
- KHODABANDEH, R. **Thermal performance of a closed advanced two-phase thermosyphon loop for cooling of radio base stations at different operating conditions**. Applied Thermal Engineering v.24 p. 2643–2655. 2007
- LADEIRA, H.M.S; FILHO, E.P.B. **Estudo do dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, operando como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração**. Em: Anais do Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (15º POSMEC), Uberlândia, 2005.
- OLIVEIRA, A.S.B.D. **Cooling of Eletronic Components Using a Thermosyphon**. 2004. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.
- PIMENTA, J.M.D. **Uso em aplicações residenciais – Hidrocarbonetos**. Climatização e Refrigeração n. 91, p. 52-55. 2008.

SONNTAG, E.R.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G.J. **Fundamentals of Thermodynamics**. New York: John Wiley & Sons, 6th edition, 2003.

WOLTMAN, G. **Mersenne Number Tests**- Version 22.12.1 (Prime 95). 2002.

#### **BIBLIOGRAFIA CONSULTADA**

GAHM, D.; LAATSCH, M. **Meeting the Demands of Computer Cooling with Superior Efficiency**. Disponível em: <[http://www.cray.com/Assets/PDF/products/xt/whitepaper\\_ecophlex.pdf](http://www.cray.com/Assets/PDF/products/xt/whitepaper_ecophlex.pdf)>. Acesso em: 14 de setembro de 2009.

GIMA, S.; NAGATA, T.; ZHANG, X.; FUJII, M. Experimental Study on CPU Cooling System of Closed-Loop Two-Phase Thermosyphon. **Heat Transfer—Asian Research**, v. 34, N. 3, 2005

KIM, S.J.; LEE, S.W. **Air Cooling Technology for Electronic Equipment**. Boca Raton, Florida: CRC Press, 1996.

## APÊNDICE

### APÊNDICE A – Propriedades do fluido R-134a e do ar ambiente

#### Propriedades do fluido R-134a a 22°C:

$P_{sat} = 608 \text{ kPa}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $v_{liq} = 0,0008211 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $v_{gas} = 0,03377 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)

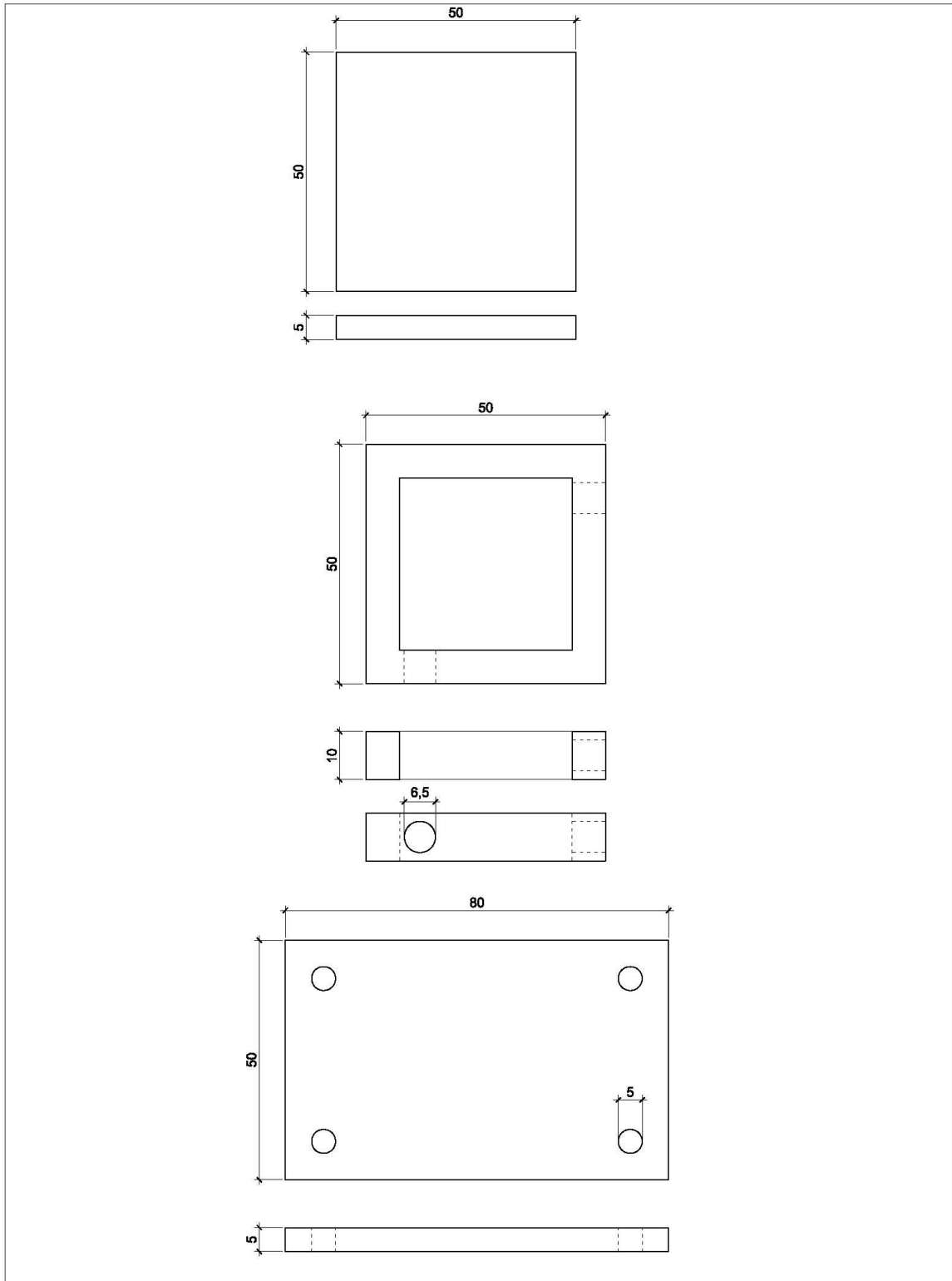
#### Propriedades do fluido R-134a a 40°C:

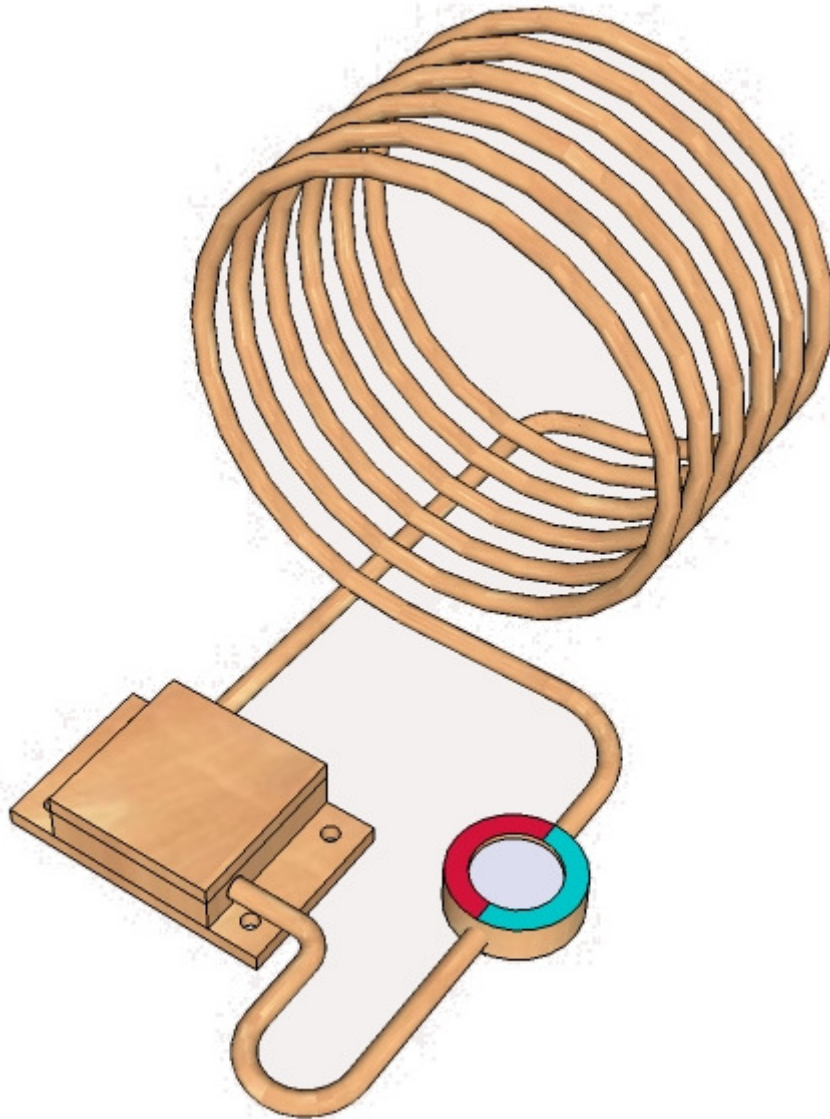
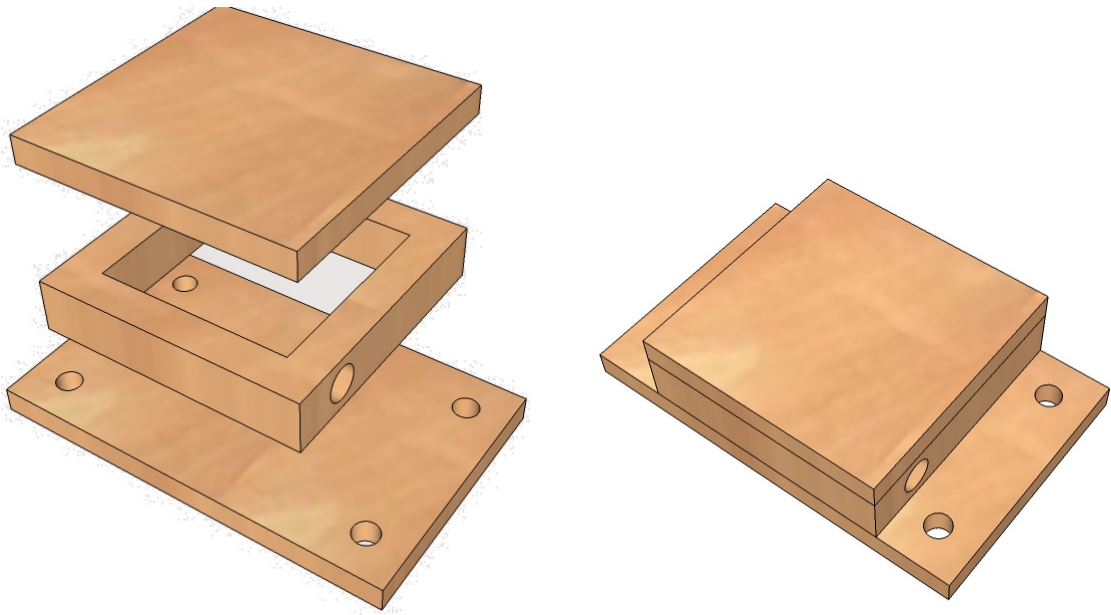
$P_{sat} = 1017 \text{ kPa}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $v_{liq} = 0,0008721 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $v_{gas} = 0,01997 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $h_w = 163282 \text{ J/kg}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $\rho_l = 1146,8 \text{ kg/m}^3$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $\rho_v = 50,075 \text{ kg/m}^3$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $\sigma = 0,006 \text{ N/m}$  (LADEIRA & FILHO, 2005)  
 $\mu_l = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$  (PIMENTA, 2008)  
 $\mu_v = 1,42 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$  (PIMENTA, 2008)  
 $Cp_l = 1500 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$  (PIMENTA, 2008)  
 $K_l = 0,076 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (PIMENTA, 2008)  
 $Pr_l = 3,22$

#### Propriedades ar ambiente a 31°C (temperatura de filme para convecção externa):

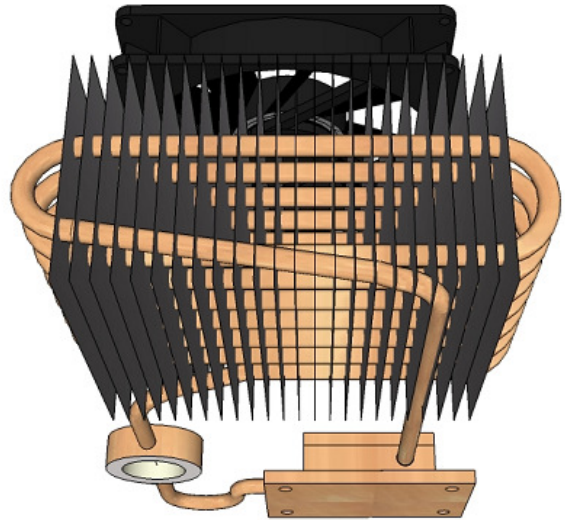
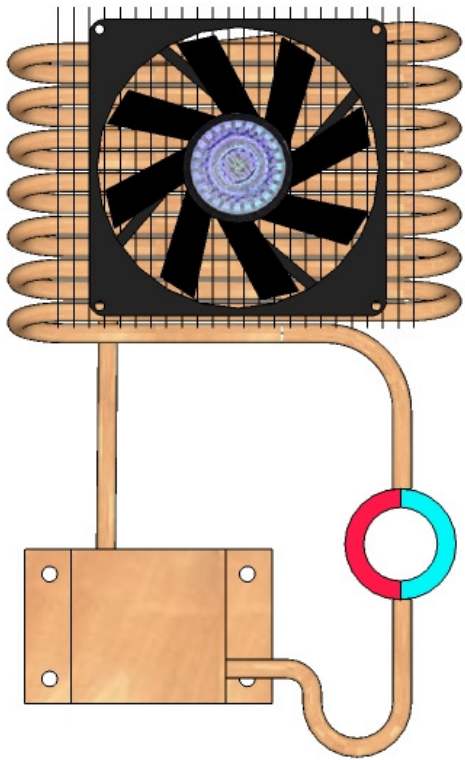
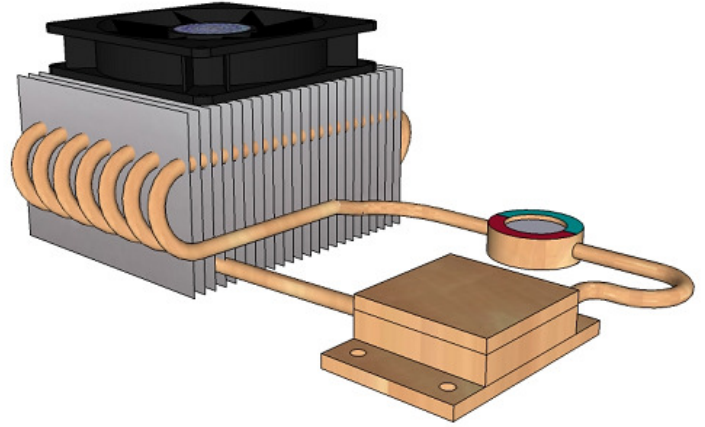
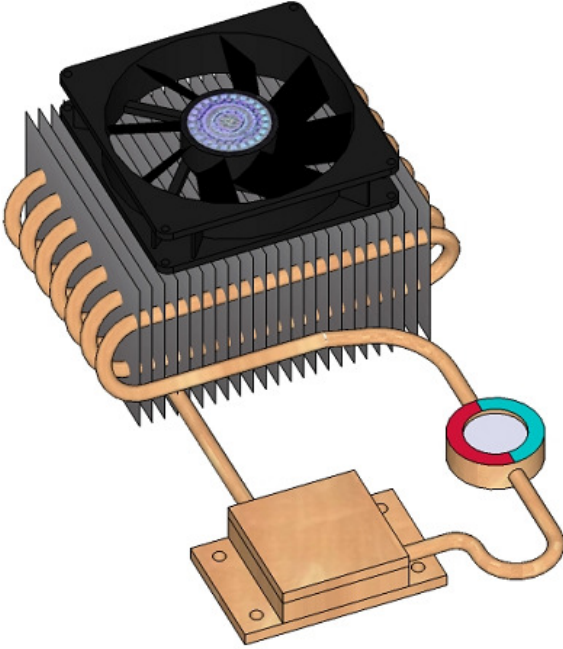
$Pr = 0,707$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $\mu = 1,846 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)  
 $K_l = 0,0263 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  (SONNTAG *et al.*, 2003)

## APÊNDICE B – Desenhos e projetos de fabricação do protótipo





APÊNDICE C – Desenhos do projeto de melhoria com aletas





## ANEXOS

## ANEXO A – Especificações técnicas do processador AMD Athlon XP (Fonte: AMD, 2003)

## Preliminary Information



26237C—May 2003

AMD Athlon™ XP Processor Model 10 Data Sheet

## 6 Advanced 333 Front-Side Bus AMD Athlon™ XP Processor Model 10 Specifications

This chapter describes the electrical specifications that are unique to the advanced 333 front-side bus (FSB) AMD Athlon™ XP processor model 10.

### 6.1 Electrical and Thermal Specifications for the Advanced 333 FSB AMD Athlon™ XP Processor Model 10

Table 1 shows the electrical and thermal specifications in the C0 working state and the S1 Stop Grant state for this processor.

**Table 1. Electrical and Thermal Specifications for the Advanced 333 FSB AMD Athlon™ XP Processor Model 10**

Frequency in MHz (Model Number)	V <sub>CC_CORE</sub> (Core Voltage)	I <sub>CC</sub> (Processor Current)				Thermal Power <sup>5</sup>		Maximum Die Temperature
		Working State C0		Stop Grant S1 <sup>1, 2, 3, 4</sup>		Maximum	Typical	
		Maximum	Typical	Maximum	Typical			
1833 (2500+)	1.7 V	41.4 A	32.5 A	12.1 A	7.2 A	72.5 W	53.7 W	85°C
1917 (2600+)								
2083 (2800+)		45.0 A	35.4 A	74.3 W	58.4 W			
2167 (3000+)								

**Notes:**

1. See Figure 3, "AMD Athlon™ XP Processor Model 10 Power Management States" on page 9.
2. The maximum Stop Grant currents are absolute worst case currents for parts that may yield from the worst case corner of the process and are not representative of the typical Stop Grant current that is currently about one-third of the maximum specified current.
3. These currents occur when the AMD Athlon™ system bus is disconnected and has a low power ratio of 1/8 for Stop Grant disconnect and a low power ratio of 1/8 Halt disconnect applied to the core clock grid of the processor as dictated by a value of 2003\_1223h programmed into the Clock Control (CLK\_Ct) MSR. For more information, refer to the AMD Athlon™ and AMD Duron™ Processors BIOS, Software, and Debug Developers Guide, order# 21656.
4. The Stop Grant current consumption is characterized at 50°C and not tested.
5. Thermal design power represents the maximum sustained power dissipated while executing publicly-available software or instruction sequences under normal system operation at nominal V<sub>CC\_CORE</sub>. Thermal solutions must monitor the temperature of the processor to prevent the processor from exceeding its maximum die temperature.