

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONJUGADA CONVECÇÃO NATURAL- RADIAÇÃO TÉRMICA EM UM DISSIPADOR DE CALOR ALETADO

Bruno Alessandro Pacher, brunoalessandropacher@gmail.com¹

Thiago Antonini Alves, thiagoaalves@utfpr.edu.br²

¹Université de Bretagne-Sud, Institut Universitaire de Technologie de Lorient, Lorient, França

²Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa, Ponta Grossa, Brasil

Resumo: No presente trabalho foi realizado um estudo experimental da transferência de calor conjugada convecção natural-radiação térmica em um dissipador de calor aletado. Este problema está associado ao resfriamento conjugado de um chipset montado em uma placa-mãe de um microcomputador comum. A investigação experimental foi executada em um aparato composto por um microcomputador, uma fonte de alimentação, um sistema de aquisição de dados e uma seção de testes. Para a realização dos experimentos, a temperatura do ambiente foi mantida em aproximadamente 20°C e os termopares utilizados eram do tipo K. Uma câmera termográfica de alto desempenho foi utilizada para captação de imagens térmicas. O fluido de resfriamento utilizado foi o ar e o dissipador de calor utilizado era de alumínio. Para o cálculo das incertezas experimentais foi adotada a Técnica de Amostragem Simples. As propriedades termofísicas foram consideradas constantes, obtidas da biblioteca do software Engineering Equation Solver™ (EES™). Para a faixa de investigação do número de Rayleigh ($Ra_L \sim 10^5$) a natureza da camada-limite fluidodinâmica foi laminar. Os comportamentos da condutância térmica global e da resistência térmica em função da potência dissipada e o comportamento do número de Nusselt médio em função do número de Rayleigh foram apresentados. Estes resultados experimentais apresentaram uma ótima concordância com os resultados disponíveis na literatura.

Palavras-chave: convecção natural, radiação térmica, resfriamento conjugado, dissipador de calor, investigação experimental

1. INTRODUÇÃO

Os equipamentos eletroeletrônicos se tornaram mais rápidos, incorporaram maiores funcionalidades e foram miniaturizados, acarretando inevitavelmente um aumento significativo da densidade de empacotamento e consequente aumento da dissipação de calor, como no caso de *smartphones*, *notebooks*, *tablets* e microcomputadores (NISHIDA *et al.*, 2014). O comportamento do fator de falha do componente eletrônico aumenta quase que exponencialmente com a temperatura de funcionamento que não deve ultrapassar um valor entre 85°C e 100°C (BARBUR *et al.*, 2014; ANTONINI ALVES *et al.*, 2015). As possíveis causas das falhas são a difusão do material semiconductor, as reações químicas, a movimentação da colagem dos materiais e as tensões térmicas (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

De acordo com Roy (2008), cerca de 1% de toda a energia consumida no planeta durante o ano de 2007 foi destinada aos dispositivos de telecomunicações, o que equivale a energia consumida por 15 milhões de casas americanas ou o equivalente a emissão de gás carbônico de 29 milhões de automóveis. Deste montante, segundo Kilper *et al.* (2011), 25% foram utilizados pelo sistema de resfriamento térmico dos componentes eletroeletrônicos contidos nos dispositivos de telecomunicações.

O resfriamento conjugado convecção natural-radiação térmica de equipamentos eletroeletrônicos e de componentes eletrônicos utilizando dissipadores de calor aletados é um método de transferência de calor intrinsecamente confiável, silencioso, ambientalmente correto, economicamente atraente e que não necessita de manutenção (MACHADO & ANTONINI ALVES, 2014). De acordo com Tari & Mehrtasg (2013) e com Pinheiro & Antonini Alves (2015), a configuração mais simples para os dissipadores de calor de componentes eletrônicos montados em placas de circuito impresso são aletas planas retangulares.

Neste contexto, no presente trabalho foi realizado um estudo experimental da transferência de calor conjugada por convecção natural e por radiação térmica em um conjunto de aletas planas retangulares. Este problema está associado ao resfriamento conjugado de um dissipador de calor aletado em um *chipset* montado em uma placa-mãe de um microcomputador comum (PACHER, 2014).

2. METODOLOGIA

2.1. Descrição da Montagem do Aparato Experimental

A investigação experimental foi executada no Laboratório de Controle Térmico (LabCT), vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa. O aparato experimental utilizado para realização dos experimentos, mostrado na Fig. 1, consistiu de um microcomputador *Dell*TM, de uma fonte de alimentação *Politerm*TM POL-16E, de um sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A com multiplexador de 20 canais e de uma seção de testes. Uma câmera termográfica de alto desempenho *FLIR*TM T-440 foi utilizada para captação de imagens térmicas durante a execução dos experimentos.

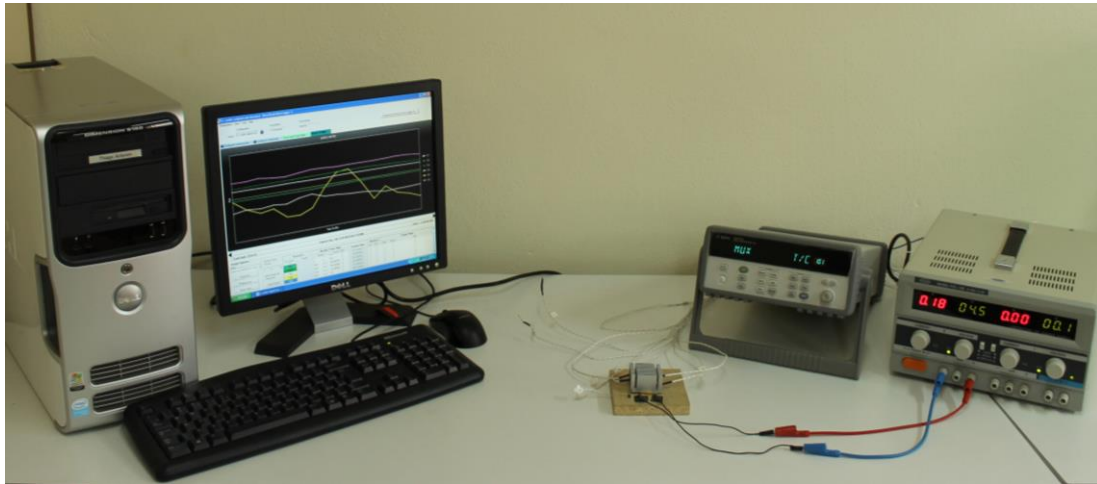


Figura 1. Aparato experimental.

O componente principal do aparato experimental foi uma seção de testes composta por uma base em MDP (*Medium Density Particleboard*), por uma resistência elétrica do tipo *skin heater* e por um conjunto de aletas planas retangulares comercial (dissipador de calor aletado de um *chipset*). A base em MDP foi confeccionada sob medida, Fig. 2, e suas dimensões são de 100 mm de comprimento, de 100 mm de largura e de 15 mm de espessura. A montagem da base foi restringida à colocação dos pinos de encaixe para a aleta, simulando as condições reais de pressão do dissipador de calor acoplado ao *chipset* de uma placa-mãe de um microcomputador comum.

Além disso, foram necessárias realizar algumas furações na base em MDP para instalação dos termopares *Minipa*TM do tipo K. Feito isso, uma resistência elétrica do tipo *skin heater*, que simulou a dissipação de potência em um *chipset*, foi instalada no centro da base em MDP. A espessura da resistência térmica pode ser considerada desprezível e suas dimensões são de 42,3 mm de comprimento e de 42,3 mm largura, iguais às da base quadrada do dissipador de calor aletado de 42,3 mm de aresta utilizada neste trabalho. A fixação da resistência elétrica sob a base em MDP foi realizada com uma fita termosensível *Kapton*TM, pois esta fita não interfere nas medições e suporta altas temperaturas além de não danificar o componente após ser retirada. Após a fixação da resistência elétrica sobre a base em MDP, pasta térmica foi aplicada sobre a resistência elétrica visando diminuir a resistência térmica de contato entre a ela e o dissipador de calor aletado, conforme ilustrado na Fig. 3.

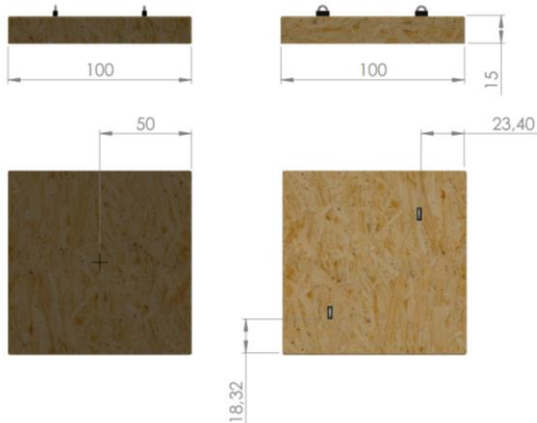


Figura 2. Dimensões da base em MDP [mm].



Figura 3. Resistência elétrica

Como mencionado anteriormente, o dissipador de calor aletado comercial estudado, utilizado no resfriamento de um *chipset* montado em uma placa-mãe de um microcomputador comum, consiste de um conjunto de aletas planas retangulares contendo dois rasgos feita em alumínio extrudado e possuindo dimensões ilustradas esquematicamente na Fig. 4.

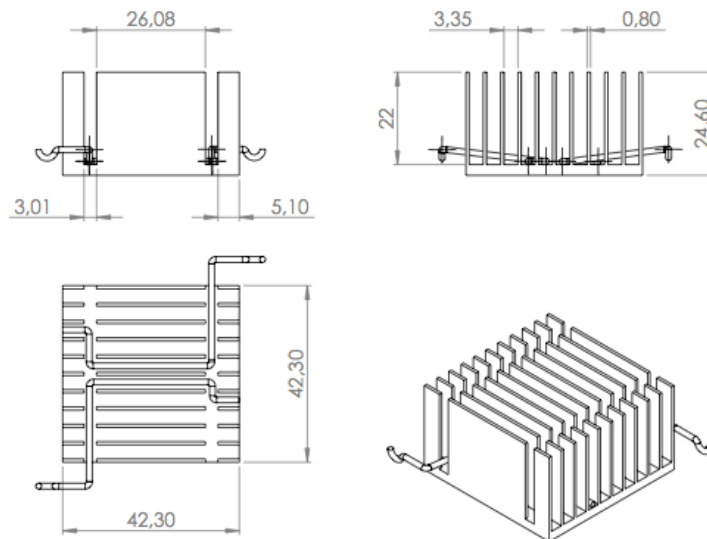


Figura 4. Dimensões do dissipador de calor aletado [mm].

Finalmente, o dissipador de calor aletado comercial foi fixado sobre a montagem base em MDP-resistência elétrica, como mostrado na Fig. 5. Contudo, alguns cuidados antes de colocá-lo foram tomados, um deles foi a total remoção do adesivo e da pasta térmica original. Para tal, o dissipador de calor passou por um processo de polimento da base utilizando uma politriz com uma lixa de granulometria 300 e por uma limpeza com álcool etílico em um banho ultrassônico *Kondentech*TM.

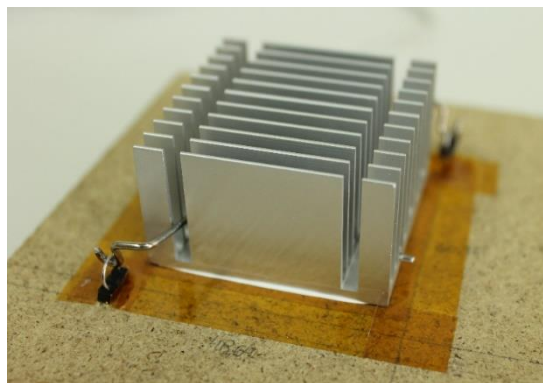


Figura 5. Montagem da seção de testes.

Para a obtenção da distribuição de temperatura em diferentes posições da seção de testes foram utilizados seis termopares *Minipa*TM MTK-01 do tipo K conectados ao multiplexador com 20 canais do sistema de aquisição de dados *Agilent*TM 34970A, dos quais cinco foram fixados no dissipador de calor aletado (Termopares #1, #2, #3, #4 e #5) e outro (Termopar #6) posicionado ao redor do dissipador de calor para obtenção da temperatura ambiente. A localização dos termopares é ilustrado esquematicamente na Fig. 6 enquanto a Fig. 7 apresenta uma fotografia da montagem experimental final da seção de testes. Os dados de temperatura foram coletados a cada 10 segundos, gravados no microcomputador *Dell*TM através do software *Agilent*TM *Benchlink*TM *Data Logger* 3 e, posteriormente, tratados e analisados.

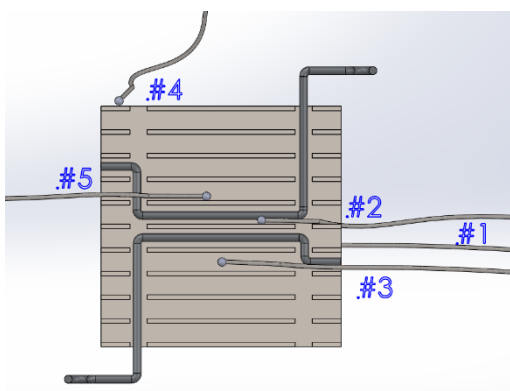


Figura 6. Localização dos termopares.

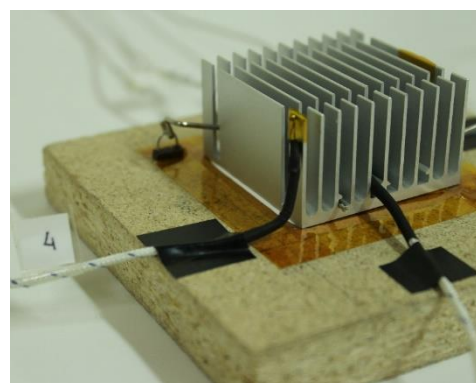


Figura 7. Montagem final da seção de testes.

2.2. Procedimento Experimental

Os testes experimentais foram repetidos três vezes e os erros foram comparados levando em consideração que a diferença entre as médias dos valores de temperatura fossem menores que $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os testes experimentais foram realizados considerando 13 casos diferentes de cargas térmicas variando de 1 W até 11 W. Cada teste experimental durou aproximadamente uma hora, tempo necessário para obtenção do regime *quasi* permanente. Na realização dos testes experimentais as condições térmicas do LabCT/UTFPR/Câmpus Ponta Grossa foram controladas em $20,6^{\circ}\text{C} \pm 0,3^{\circ}\text{C}$ através de um aparelho de ar condicionado *York*TM. A localização do aparato experimental em relação à saída de ar do condicionador térmico de ambiente também foi tomada em conta, para que as correntes de ar não provocassem interferência. Maiores informações podem ser encontradas em Pacher (2014).

2.3. Análise de Incertezas Experimentais

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos termopares do tipo K ($\pm 2,2^{\circ}\text{C}$), ao sistema de aquisição de dados e à fonte de alimentação ($\pm 1\%$) e foram apresentadas juntamente com os resultados obtidos. Para a determinação da incerteza da medição da dissipação de potência na resistência elétrica foi utilizado o método de propagação de erros descrito por Holman (2011). Este mesmo procedimento foi aplicado para a determinação das incertezas dos outros parâmetros térmicos de interesse.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente trabalho, a transferência de calor conjugada convecção natural-radiação térmica em um dissipador de calor aletado comercial foi analisada experimentalmente para números de *Rayleigh* compreendidos em 10^5 . Para esta faixa de investigação de Ra_L a natureza da camada-limite fluidodinâmica foi laminar (BERGMAN *et al.*, 2014). O fluido de resfriamento utilizado foi o ar atmosférico. O dissipador de calor utilizado era de alumínio, garantindo assim as condições isotérmicas, devido sua alta condutividade térmica. As propriedades termofísicas do fluido e do sólido foram consideradas constantes e foram obtidas através da biblioteca do *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM).

Na Tabela 1 são apresentados os resultados experimentais encontrados para a temperatura da superfície, T_s (média aritmética entre os Termopares #1, #2, #3, #4 e #5) e para a temperatura do ambiente, T_{∞} (Termopar #6), nos diferentes casos analisados. A Figura 8, captada com a câmera termográfica de alto desempenho durante a execução do teste experimental do Caso #5, comprova a condição isotérmica no dissipador de calor aletado.

Tabela 1. Dados experimentais coletados.

Caso	i [A]	U [V]	q [W]	T_s [$^{\circ}\text{C}$]	T_{∞} [$^{\circ}\text{C}$]
#1	0,59	1,7	1,0	29,5	20,9
#2	0,73	2,1	1,5	33,2	20,5
#3	0,83	2,5	2,1	36,4	20,3
#4	0,91	2,8	2,5	39,0	20,8
#5	1,00	3,0	3,0	42,0	20,8
#6	1,16	3,5	4,1	46,9	20,3
#7	1,30	3,9	5,1	51,5	20,5
#8	1,42	4,3	6,1	56,6	20,8
#9	1,53	4,7	7,1	60,7	20,4
#10	1,65	5,0	8,1	64,7	20,3
#11	1,73	5,3	9,1	68,6	20,8
#12	1,83	5,5	10,1	72,4	20,6
#13	1,91	5,8	11,0	76,1	20,6

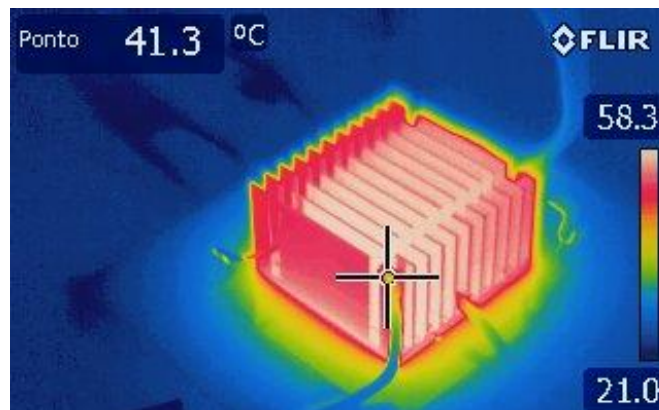


Figura 8. Imagem termográfica do Caso #5.

A Figura 9 apresenta o comportamento da temperatura da superfície do dissipador de calor em função da potência dissipada. Uma correlação com erros menores do que 6,3% pode ser expressa por:

$$T_s = 27,54q^{0,406} \quad (1)$$

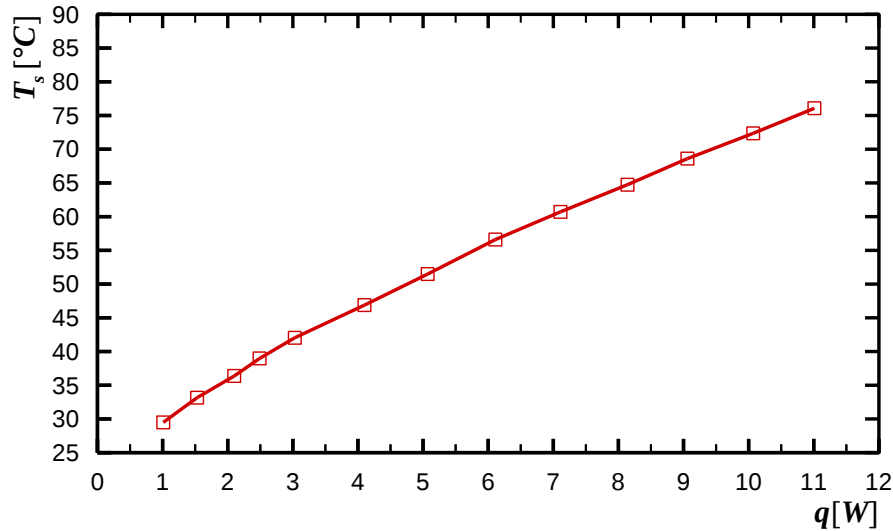


Figura 9. Temperatura superfície do dissipador de calor em função da potência dissipada.

Para estimar a transferência de calor por radiação térmica foi considerada uma emissividade na superfície do dissipador de calor igual a 0,61 (ÖHMAN, 2009). Na Tabela 2 são apresentados os valores para as taxas de transferência de calor conjugada (q), por radiação térmica (q_{rad}) e por convecção natural (q_{conv}). O comportamento das taxas de transferência de calor por radiação térmica e por convecção natural é apresentado na Fig. 10 em função da dissipação de calor.

Tabela 2. Taxas de transferência de calor total, convecção natural e radiação térmica.

Caso	q [W]	q_{rad} [W]	q_{conv} [W]	q_{rad}/q	q_{conv}/q
#1	1,0	0,63	0,38	0,62	0,38
#2	1,5	0,94	0,59	0,61	0,39
#3	2,1	1,21	0,89	0,58	0,42
#4	2,5	1,38	1,11	0,56	0,44
#5	3,0	1,65	1,38	0,54	0,46
#6	4,1	2,10	2,00	0,51	0,49
#7	5,1	2,51	2,56	0,50	0,50
#8	6,1	2,99	3,12	0,49	0,51
#9	7,1	3,42	3,69	0,48	0,52
#10	8,1	3,85	4,29	0,47	0,53
#11	9,1	4,23	4,83	0,47	0,53
#12	10,1	4,66	5,41	0,46	0,54
#13	11,0	5,09	5,92	0,46	0,54

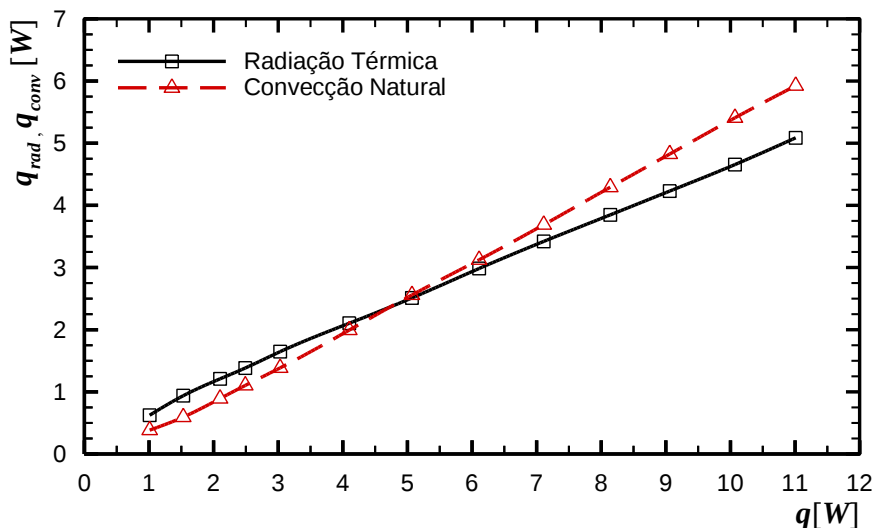


Figura 10. Transferência de calor conjugada por convecção natural-radiação térmica.

É possível observar que para uma baixa dissipação de calor, a transferência de calor pelo fenômeno de radiação térmica predomina, iniciando com quase o dobro do valor da transferência de calor por convecção natural. Com o aumento da dissipação de calor ocorre uma inversão dos papéis, onde a quantidade de calor transferida com o ambiente por convecção natural é dominante, o que é possível comprovar a partir do Caso #7.

Como mencionado anteriormente, as propriedades termofísicas do ar (fluido de resfriamento) foram obtidas por meio da biblioteca disponível no *software Engineering Equation Solver™* (EES™). Estes valores foram calculados considerando a temperatura de filme. As propriedades termofísicas calculadas foram: condutividade térmica (k), coeficiente de expansão térmica (β), viscosidade cinemática (ν), difusividade térmica (α) e número de Prandtl (Pr) – Tab. 3.

Tabela 3. Propriedades termofísicas do ar obtidas na temperatura de filme através do software EES™.

Caso	T_f [°C]	$k \cdot 10^3$ [W/m.K]	$\beta \cdot 10^4$ [K ⁻¹]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	$\alpha \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
#1	25,2	26,27	33,52	15,82	22,36	0,7075
#2	26,8	26,37	33,34	15,95	22,55	0,7074
#3	28,3	26,48	33,17	16,08	22,74	0,7072
#4	29,9	26,58	33,00	16,21	22,93	0,7070
#5	31,4	26,57	32,83	16,20	22,92	0,7068
#6	33,6	26,85	32,60	16,56	23,44	0,7066
#7	36,0	27,04	32,35	16,81	23,80	0,7062
#8	38,7	27,23	32,07	17,06	24,17	0,7059
#9	40,6	27,39	31,88	17,27	24,48	0,7057
#10	42,5	27,55	31,68	17,50	24,80	0,7055
#11	44,7	27,67	31,46	17,66	25,04	0,7053
#12	46,5	27,84	31,29	17,88	25,37	0,7050
#13	48,3	28,03	31,11	18,14	25,74	0,7047

Com todas as propriedades termofísicas encontradas, foram calculadas a resistência térmica do dissipador de calor, R_t , Eq. (2), e a condutância térmica global, UA , Eq. (3).

$$R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{T_s - T_\infty}{q}, \quad (2)$$

e,

$$UA = \frac{q}{\Delta T} = \frac{1}{R_t}. \quad (3)$$

O comportamento da resistência térmica do dissipador de calor aletado em função da dissipação de calor é mostrado na Fig. 11 e na Tab. 4. Pode ser observado que a resistência térmica do dissipador de calor diminui com o aumento da dissipação de potência.

Tabela 4. Resultados experimentais da resistência térmica e suas incertezas.

Caso	q [W]	R_t [°C/W]	Incerteza [+/-]	Incerteza [%]
#1	1,0	8,51	3,10	36,41
#2	1,5	8,29	2,00	24,14
#3	2,1	7,67	1,50	19,57
#4	2,5	7,29	1,20	16,46
#5	3,0	7,01	1,00	14,26
#6	4,1	6,48	0,77	11,88
#7	5,1	6,11	0,62	10,15
#8	6,1	5,87	0,52	8,87
#9	7,1	5,67	0,44	7,76
#10	8,1	5,46	0,38	6,96
#11	9,1	5,28	0,34	6,44
#12	10,1	5,14	0,31	6,03
#13	11,0	5,04	0,28	5,56

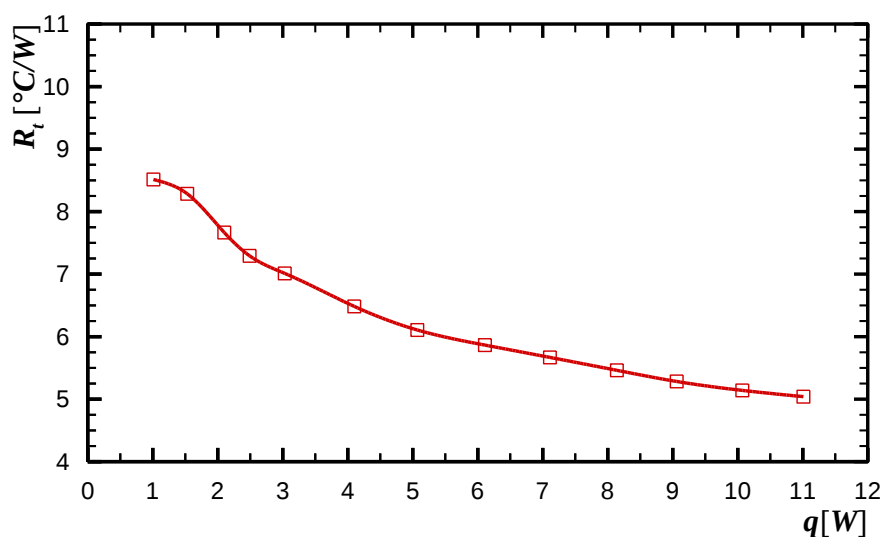


Figura 11. Resistência térmica em função da potência dissipada.

Na Tabela 5 são apresentados os valores da condutância térmica global associada ao dissipador de calor aletado em função da dissipação de calor. Pode ser observado na Fig. 12 que a condutância térmica global aumenta com o aumento da dissipação de potência.

Tabela 5. Resultados experimentais da condutância térmica global e suas incertezas.

Caso	q [W]	UA [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]	<i>Incerteza</i> [+/-]	<i>Incerteza</i> [%]
#1	1,0	0,1175	0,043	36,61
#2	1,5	0,1207	0,030	24,86
#3	2,1	0,1304	0,025	19,16
#4	2,5	0,1371	0,024	17,50
#5	3,0	0,1426	0,021	14,73
#6	4,1	0,1542	0,018	11,67
#7	5,1	0,1638	0,017	10,38
#8	6,1	0,1705	0,015	8,80
#9	7,1	0,1764	0,014	7,94
#10	8,1	0,1831	0,013	7,10
#11	9,1	0,1893	0,013	6,87
#12	10,1	0,1945	0,012	6,17
#13	11,0	0,1984	0,011	5,54

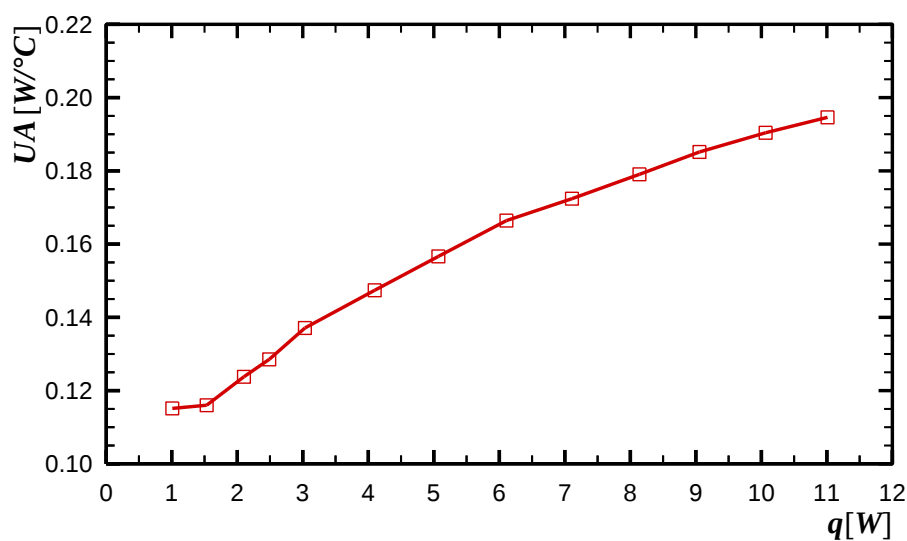


Figura 12. Condutância térmica global em função da potência dissipada.

Os resultados experimentais encontrados para o número de *Nusselt* médio em função do número de *Rayleigh* são apresentados na Tab. 6. Os números de *Nusselt* médio, Nu_L , e de *Rayleigh*, Ra_L , podem ser expressos por:

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h}k}{L}, \quad (4)$$

$$Ra_L \equiv \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}, \quad (5)$$

sendo que o comprimento característico L é o comprimento do dissipador de calor, g é a aceleração gravitacional e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção natural médio

Tabela 6. Número de *Nusselt* médio experimental com suas respectivas incertezas.

Caso	q [W]	$Ra \cdot 10^{-5}$	h [W/m ² K]	Nu_L	Incerteza [+/-]	Incerteza [%]
#1	1,0	0,60	2,26	3,64	1,6	44,01
#2	1,5	0,87	2,36	3,79	1,4	36,97
#3	2,1	1,08	2,80	4,47	1,5	33,59
#4	2,5	1,19	3,07	4,89	1,6	32,73
#5	3,0	1,39	3,29	5,24	1,6	30,55
#6	4,1	1,65	3,79	5,97	1,8	30,16
#7	5,1	1,85	4,18	6,53	1,9	29,11
#8	6,1	2,06	4,41	6,84	2,0	29,25
#9	7,1	2,25	4,63	7,14	2,0	28,03
#10	8,1	2,40	4,88	7,48	2,1	28,06
#11	9,1	2,52	5,10	7,78	2,2	28,26
#12	10,1	2,64	5,28	8,02	2,2	27,44
#13	11,0	2,74	5,39	8,13	2,3	28,28

Na Figura 13 é apresentado o comportamento do número de *Nusselt* médio em função do número de *Rayleigh*. Como esperado, o número de *Nusselt* médio aumenta com o número de *Rayleigh*, fato que indica uma maior transferência de calor por convecção natural. Estes resultados foram correlacionados com um desvio máximo de cerca de 9,1%:

$$\overline{Nu}_L = 0,005 Ra_L^{0,59} \quad (6)$$

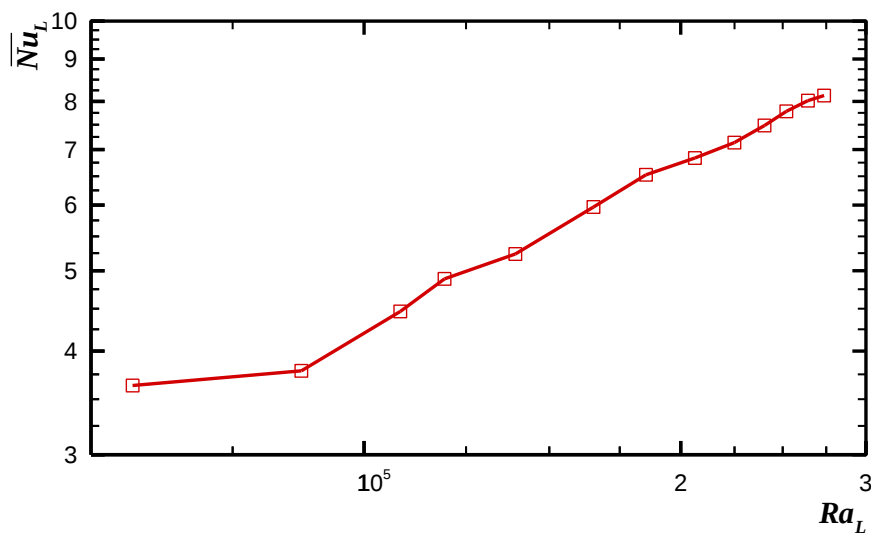


Figura 13. *Nusselt* médio experimental em função de *Rayleigh*.

4. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma investigação experimental da transferência de calor conjugada por convecção natural e por radiação térmica em um dissipador de calor aletado comercial utilizado no resfriamento conjugado de um *chipset* montado em uma placa-mãe de um microcomputador comum, para números de *Rayleigh* compreendidos em 10^5 . Nesta faixa de investigação de Ra_L a natureza da camada-limite fluidodinâmica foi laminar. Os testes experimentais foram executados em um aparato composto por um microcomputador, uma fonte de alimentação, um sistema de aquisição de dados e uma seção de testes. Os testes experimentais foram realizados considerando treze casos diferentes de cargas térmicas variando de 1 W até 11 W. Cada teste experimental durou aproximadamente uma hora, tempo necessário para obtenção do regime *quasi* permanente. Durante a execução dos experimentos, a temperatura do ambiente foi mantida em aproximadamente 20°C. Uma câmera termográfica de alto desempenho foi utilizada para captação de imagens térmicas. O fluido de resfriamento utilizado foi o ar e o dissipador de calor utilizado era de alumínio. Para o cálculo das incertezas experimentais foi adotada a Técnica de Amostragem Simples. As propriedades termofísicas foram consideradas constantes, obtidas da biblioteca do *software Engineering Equation Solver*TM (EESTM). Os comportamentos da resistência térmica e da condutância térmica global em função da potência dissipada e do número de *Nusselt* em função do número de *Rayleigh* foram apresentados. Estes resultados experimentais apresentaram uma ótima concordância com os resultados disponíveis na literatura. Finalmente, destaca-se que o presente trabalho fornece uma contribuição científico-tecnológica que proporcionará um melhor conhecimento do comportamento da transferência de calor conjugada convecção natural-radiação térmica em um dissipador de calor aletado e que poderá ser utilizado como *benchmark* para validação de resultados provenientes de simulações numéricas utilizando *softwares* CFD.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecimentos são prestados à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação (PROPPG) da UTFPR, à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação (DIRPPG), ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) e ao Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

6. REFERÊNCIAS

- Antonini Alves, T., Santos, P.H.D. & Barbur, M.A., 2015, “An Invariant Descriptor for Conjugate Forced Convection-Conduction Cooling of 3D Protruding Heaters in Channel Flow”, *Frontiers of Mechanical Engineering*, Vol. 10, pp. 263-276.
- Barbur, M.A., Nishida, F.B. & Antonini Alves, T., 2014, “Resfriamento por Convecção Forçada de um Aquecedor 3D Protuberante em um Canal com Escoamento Laminar”, *Revista de Engenharia e Tecnologia*, Vol. 6, pp. 30-49.
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. & DeWitt, D.P., 2014, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, *Livros Técnicos e Científicos*, Rio de Janeiro, Brasil, 672 p.
- Bilitsky, A., 1986, “The effect of geometry on heat transfer by free convection from a fin array”, Master Thesis, Mechanical Engineering, Ben Gurion University of the Negev, Beer Sheva, Israel.
- Çengel, Y.A. & Ghajar, A.J., 2012, “Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática”, McGraw-Hill, São Paulo, Brasil, 904 p.
- Holman, J.P., 2011, “Experimental Methods for Engineers”, McGraw-Hill, New York, 800 p.
- Kilper, D.C., Atkinson, G., Korotky, S.K., Goyal, S., Vetter, P., Suvakovic, D. & Blume, O., 2011, “Power Trends in Communication Networks,” *IEEE Journal of Selected Topics in Quantum Electronics*, Vol. 17, pp. 275–284.
- Machado, V., 2013, “Análise numérica e investigação experimental da convecção natural laminar em um canal vertical com aquecimento discreto”, Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, Brasil.
- Machado, V. & Antonini Alves, T., 2014, “Análise Experimental da Convecção Natural na Camada-Limite Laminar em um Canal Retangular Vertical com Aquecimento Discreto”, *Revista de Engenharia e Tecnologia*, Vol. 6, pp.126-135.
- Machado, V. & Antonini Alves, T., 2014, “Análise Numérica da Transferência de Calor por Convecção Natural na Camada-Limite Laminar em um Canal Retangular Vertical com Aquecimento Discreto”, *Revista Científica Linkania Master*, Vol. 10, pp. 39-65.
- Machado, V. & Antonini Alves, T., 2014, “Convecção Natural na Camada-Limite Laminar em um Canal Retangular Vertical com Aquecimento Discreto: Problema Fluidodinâmico”, *Mecânica Computacional*, Vol. 33, pp. 221-234.
- Nishida, F.B., Tadano, Y.S. & Antonini Alves, T., 2014, “Conjugate Forced Convection-Conduction Heat Transfer in Channel Flow Using Different Cooling Fluids”, *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference*, Kyoto, Japan, IHTC15-9594.
- Pacher, B.A., 2014, “Estudo numérico-experimental da transferência de calor conjugada convecção natural-radiação em aleta plana retangular”, Trabalho de Conclusão de Curso, Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, Brasil.
- Pinheiro, K.V. & Antonini Alves, T., 2015, “Performance de um Dissipador de Calor Aletado Assistido por Tubos de Calor”, *Boletim Técnico da Faculdade de Tecnologia de São Paulo*, Vol. 40, pp. 52.

- Öhman, C., 1999, Emittansmätningar med AGEMA E-Box, AGEMA Technical Report (FLIR Systems AB), Stockholm, Swenden.
- Roy, S.N., 2008, "Energy Logic: A Road map to Reducing Energy Consumption in Telecommunications Networks", Proceedings of the IEEE 30th International Telecommunications Energy Conference, San Diego, USA.
- Tari, I. & Mehrtash, M., 2013, "Natural Convection Heat Transfer from Inclined Plate-Fin Heat Sinks", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 56, pp. 574-593.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

CONJUGATE NATURAL CONVECTION-THERMAL RADIATION HEAT TRANSFER IN A HEAT SINK

Bruno Alessandro Pacher, brunoalessandropacher@gmail.com¹

Thiago Antonini Alves, thiagoaalves@utfpr.edu.br²

¹Université de Bretagne-Sud, Institut Universitaire de Technologie de Lorient, Lorient, França

²Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa, Ponta Grossa, Brasil

Abstract. In this work was performed an experimental study of conjugate natural convection-thermal radiation heat transfer in a heat sink. This problem is related to the conjugate cooling of a chipset assembled on computer motherboard. The experimental investigation was performed in an experimental setup comprising a computer, a DC power supply, a data acquisition system, and a test section. To execution of the experimental tests, the environmental temperature was kept in approximately 20°C and the used thermocouples were K-type. A high performance infrared camera was used to capture thermal images. The cooling fluid was the air and the heat sink was made of aluminum. For the calculation of the experimental uncertainties, the Simple Sampling Technique was adopted. The thermophysical properties were considered constant and were obtained from the library of the Engineering Equation Solver™ software (ESS™). For the Rayleigh number investigation range, the boundary layer was laminar. The behavior of the overall thermal conductance and the thermal resistance in function of the dissipated power and the behavior of the average Nusselt number in function of the Rayleigh number were presented. These experimental results presented a great agreement with the literature results available.

Keywords: natural convection, thermal radiation, conjugate cooling, heat sink, experimental investigation