

CONVECÇÃO NATURAL EM SUPERFÍCIES COM FONTES DE CALOR PROTUBERANTES SUJEITAS A DIFERENTES CONDIÇÕES DE CONTORNO

Ricardo A. V. Ramos – ramos@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP
Caixa Postal 31 – 15385-000 – Ilha Solteira, SP

Luiz F. Milanez – milanez@fem.unicamp.br

Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP
Caixa Postal 6122 – 13081-970 – Campinas, SP

***Resumo.** Neste trabalho é estudado numericamente o efeito da convecção natural sobre o escoamento e a transferência de calor em superfícies adiabáticas com fontes de calor protuberantes, simulando componentes eletrônicos, sujeitas a diferentes condições de contorno. O escoamento é considerado em regime permanente, laminar e bidimensional. As propriedades físicas são consideradas constantes e é feita a aproximação de Boussinesq. É utilizado o método de volumes de controle finitos para discretização das equações e a solução numérica é obtida pelo algoritmo SIMPLE. São obtidos os campos de velocidade e de temperatura no escoamento e a distribuição da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes, em função da potência dissipada, da distribuição de potência nas fontes, do espaçamento entre elas e da razão de aspecto do domínio. São comparados os níveis de temperatura em cada uma das situações, permitindo a escolha da configuração que apresente os menores níveis de temperatura, reduzindo-se assim a possibilidade de falha dos componentes.*

***Palavras-Chave:** Convecção natural, Fontes de calor, Método de volumes finitos.*

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho aborda um problema de considerável interesse em várias aplicações tecnológicas, principalmente no controle térmico de equipamentos eletrônicos. O crescente desenvolvimento da tecnologia na indústria eletrônica tem permitido a fabricação de componentes cada vez menores. Isso faz com que a densidade de potência volumétrica aumente, aumentando os fluxos de calor locais e a possibilidade de superaquecimento e, conseqüentemente, de falha. O desempenho e a confiabilidade do componente são fortemente dependentes da temperatura de operação. A taxa de falha aumenta quase que exponencialmente com o aumento da temperatura de operação e, dentre os fatores ambientais que influenciam o controle térmico de um equipamento eletrônico, a temperatura é responsável por quase metade dos defeitos apresentados.

Diferentes mecanismos de transferência de calor podem ser utilizados para que os níveis de temperatura sejam mantidos abaixo do limite crítico, diminuindo a taxa de falha e não comprometendo o funcionamento do sistema. No entanto, geralmente costuma-se prever o comportamento térmico em situações mais críticas levando-se em conta, neste caso, apenas o resfriamento por convecção natural devido a sua simplicidade, confiabilidade e baixo custo.

Existem diversos trabalhos na área de projeto e controle térmico de equipamentos eletrônicos, entre eles temos livros clássicos como: Steinberg, 1980 e Kraus & Bar-Cohen, 1983. Existem outros trabalhos mais genéricos sobre o “estado da arte” neste assunto, como: Incropera, 1988; Peterson & Ortega, 1990 e Bar-Cohen, 1992, entre outros.

Grande parte destes estudos envolvendo convecção natural considera as fontes de calor discretas como sendo embutidas na parede ou com espessura infinitesimal, entre eles podemos citar: Milanez & Bergles, 1986; Wang *et al.*, 1990; Elpidorou *et al.*, 1991; Ho & Chang, 1994 e Ramos *et al.*, 1998, entre outros.

No entanto, para modelar mais realisticamente o problema do resfriamento de equipamentos eletrônicos por convecção natural, os componentes devem ser considerados como fontes de calor protuberantes que bloqueiam parcialmente o escoamento. Como referência podem ser citados: Afrid & Zebib, 1989; Chen & Kuo, 1988; Shakerin *et al.*, 1988; Ramos & Milanez, 1998 e Ramos & Milanez, 1999, entre outros.

Neste trabalho será feita uma análise numérica da convecção natural em superfícies adiabáticas com fontes de calor protuberantes, simulando componentes eletrônicos, sujeitas a diferentes condições de contorno, como mostra a Figura 1. Serão determinados os campos de velocidade e de temperatura no escoamento e a distribuição da temperatura na superfície na qual estão montadas as fontes. Além disso, será feita uma análise dos parâmetros que influenciam o escoamento, tais como: potência dissipada, distribuição de potência nas fontes, espaçamento entre elas e a razão de aspecto do domínio.

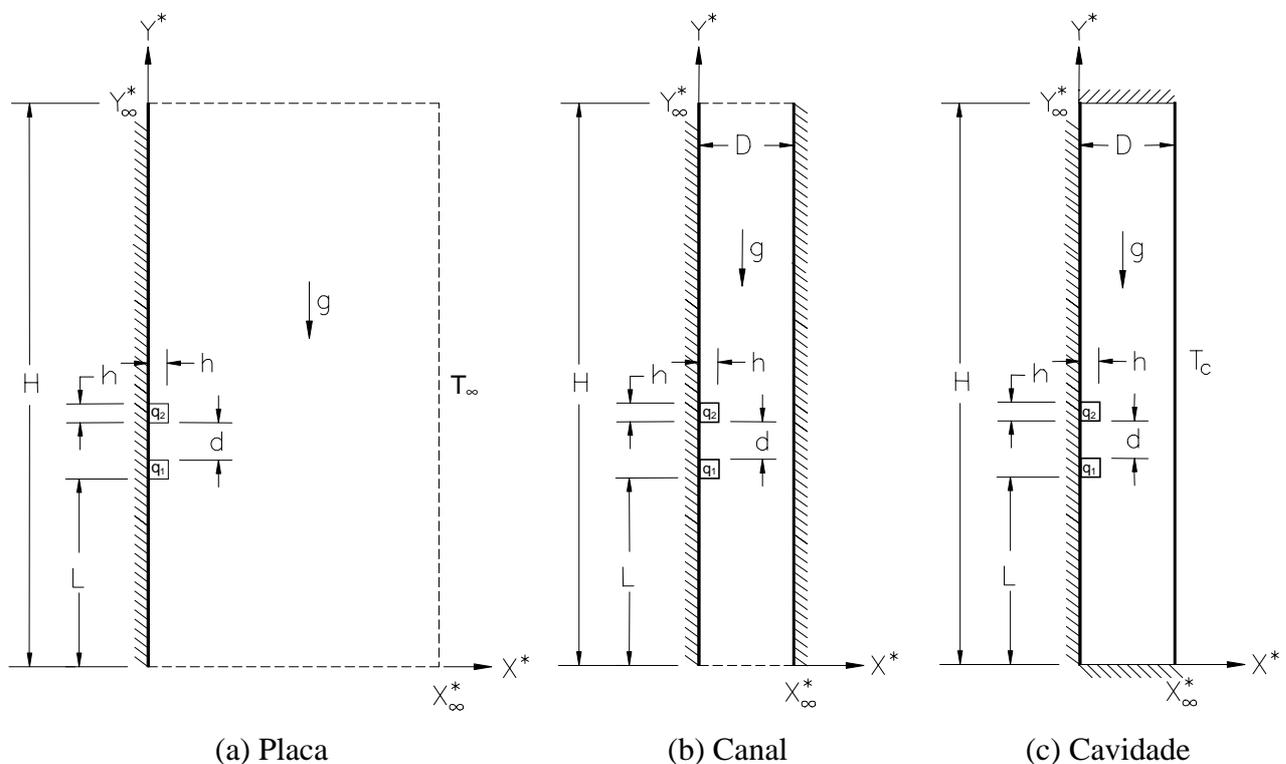


Figura 1: Superfícies com fontes de calor protuberantes, sujeitas a diferentes condições de contorno.

2. DESENVOLVIMENTO MATEMÁTICO

O escoamento é considerado laminar, bidimensional e em regime permanente. As propriedades físicas são constantes, sendo o efeito da radiação desprezado e feita a aproximação de Boussinesq.

Para o equacionamento do problema foram feitas as seguintes adimensionalizações:

$$\text{Distâncias: } x^* = x/L \text{ e } y^* = y/L \quad (1)$$

$$\text{Velocidades: } u^* = u/(\alpha/L) \text{ e } v^* = v/(\alpha/L) \quad (2)$$

$$\text{Pressão: } P^* = P/[\rho(\alpha/L)^2] \quad (3)$$

$$\text{Temperatura: } T^* = (T - T_\infty)/(q_1 L^2 / k_f) \quad (4)$$

$$\text{Rayleigh modificado: } Ra_q = g\beta q_1 L^5 / (k_f \alpha \nu) \quad (5)$$

$$\text{Termo fonte: } S^* = k_s/k_f \text{ (fontes) e } S^* = 0 \text{ (fluido)} \quad (6)$$

$$\text{Propriedades: } k^* = k_s/k_f; \mu^* = \infty \text{ (fontes) e } k^* = 1; \mu^* = 1 \text{ (fluido)} \quad (7)$$

Levando-se em conta as considerações feitas acima, as equações governantes do problema podem ser escritas na seguinte forma adimensional:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \quad (8)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \mu^* Pr \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \right) \quad (9)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial y^*} + \mu^* Pr \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} \right) + Ra_q Pr T^* \quad (10)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = k^* \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \right) + S^* \quad (11)$$

Independentemente dos casos, as paredes são consideradas adiabáticas, impermeáveis e nelas não ocorre deslizamento. Todas as condições de contorno onde as fronteiras são abertas são homogêneas de segunda espécie, ou seja, de derivada nula.

3. SOLUÇÃO NUMÉRICA

Foram fixados os seguintes parâmetros: altura do domínio, $H = 30$ cm; altura e largura das fontes, $h = 1$ cm; largura das placas (profundidade do domínio), $W = 100$ cm; e a distância

da base do domínio até a primeira fonte, $L = 10$ cm, que será considerada como comprimento característico, seguindo a sugestão de Afrid & Zebib (1989). Além disso, foi considerada a relação entre as condutividades da fonte (cerâmica) e do ar como sendo $k_s/k_f = 1000$. Foram escolhidos três valores distintos para os parâmetros de interesse na simulação, a saber: número de Rayleigh modificado, $Ra_q = 10^9$, 5×10^9 e 10^{10} (5, 25 e 50 W por fonte); razão de dissipação, $q_2/q_1 = 0,5$, 1,0 e 2,0; espaçamento entre as fontes, $d/L = 0,1$, 0,2 e 0,3; e razão de aspecto, $D/H = 0,1$, 0,133 e 0,167 (correspondente a $D/L = 0,3$, 0,4 e 0,5). Foi considerada a temperatura ambiente igual a 25 °C. A análise paramétrica foi feita com base na configuração: $Ra_q = 5 \times 10^9$, $d/L = 0,2$, $q_2/q_1 = 1,0$ e $D/H = 0,133$, ou seja, utilizando-se sempre três destes valores e variando-se o outro dentro dos valores acima estabelecidos, para estudar a influência de cada um dos parâmetros sobre a temperatura máxima do escoamento. As propriedades físicas foram consideradas constantes e na temperatura média, sendo extraídas de Bejan, 1996.

As equações adimensionalizadas são resolvidas numericamente pelo método dos Volumes de Controle Finitos com o esquema da Lei da Potência e o algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) desenvolvido por Patankar (1980).

Foram usadas malhas estruturadas não uniformes com maior refinamento na região sobre as fontes e entre elas, onde os gradientes são mais acentuados, com crescimento suave do espaçamento a partir desta região, com distribuição dos pontos da malha baseada na lei das potências (Lage & Bejan, 1991), numa razão menor que 10%, para evitar instabilidade numérica (Roache, 1976).

Foi feito um teste de malha para a configuração básica, sendo considerado como parâmetro de controle a temperatura máxima do escoamento, tendo sido adotada como critério de convergência do processo iterativo a seguinte condição:

$$\xi = \max \left| \frac{\phi_{i,j}^{(n)} - \phi_{i,j}^{(n-1)}}{\phi_{i,j}^{(n)}} \right| \leq 10^{-4} \quad (12)$$

onde: ξ : tolerância admitida;

ϕ : parâmetro generalizado (u^* , v^* ou T^*);

n : referente à n -ésima iteração;

i,j : posição do ponto no domínio.

4. RESULTADOS

Na Tabela 1 são apresentados todos os casos estudados, juntamente com as temperaturas máximas do escoamento, que ocorre na interface entre a fonte superior e a parede na qual ela está montada.

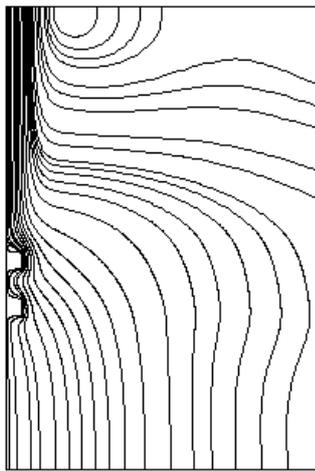
Nas Figuras 2 e 3 são mostrados, respectivamente, os resultados qualitativos para as linhas de correntes e isotérmicas de cada um dos problemas, para o caso básico considerado (caso 2).

Resultados quantitativos da temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes (T_p), em função do número de Rayleigh modificado, da distribuição de potência nas fontes e do espaçamento entre elas, são apresentados nas Figuras 4 a 6, para cada um dos casos considerados.

A Figura 7 mostra uma comparação da distribuição de temperatura ao longo da superfície onde estão montadas as fontes em função do problema estudado, para o caso básico considerado.

Tabela 1: Temperatura máxima na parede para cada um dos casos estudados.

Casos considerados					Placa	Canal	Cavidade
Número	Ra_q	q_2/q_1	d/L	D/H	T_{max} [°C]	T_{max} [°C]	T_{max} [°C]
(1)	1×10^9	1,0	0,2	0,133	27,0	36,3	37,7
(2)	5×10^9	1,0	0,2	0,133	33,5	71,7	78,4
(3)	1×10^{10}	1,0	0,2	0,133	52,8	109,3	126,8
(4)	5×10^9	0,5	0,2	0,133	33,2	69,7	78,7
(5)	5×10^9	2,0	0,2	0,133	51,8	105,7	107,6
(6)	5×10^9	1,0	0,1	0,133	37,3	74,4	83,0
(7)	5×10^9	1,0	0,3	0,133	30,1	69,8	73,4
(8)	5×10^9	1,0	0,2	0,100	-	78,5	86,3
(9)	5×10^9	1,0	0,2	0,167	-	64,4	74,2



(a) Placa

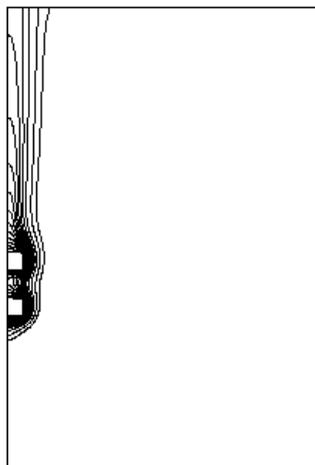


(b) Canal



(c) Cavidade

Figura 2: Linhas de corrente para o caso básico ($Ra_q=5 \times 10^9$; $d/L=0,2$; $q_2/q_1=1$ e $D/H=0,133$).



(a) Placa



(b) Canal



(c) Cavidade

Figura 3: Linhas Isotérmicas para o caso básico ($Ra_q=5 \times 10^9$; $d/L=0,2$; $q_2/q_1=1$ e $D/H=0,133$).

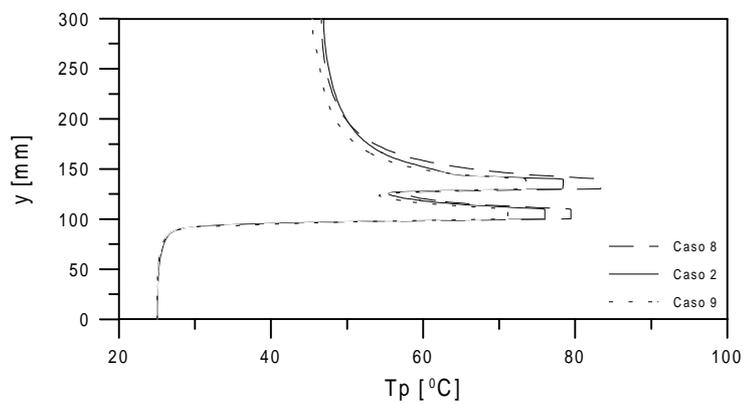
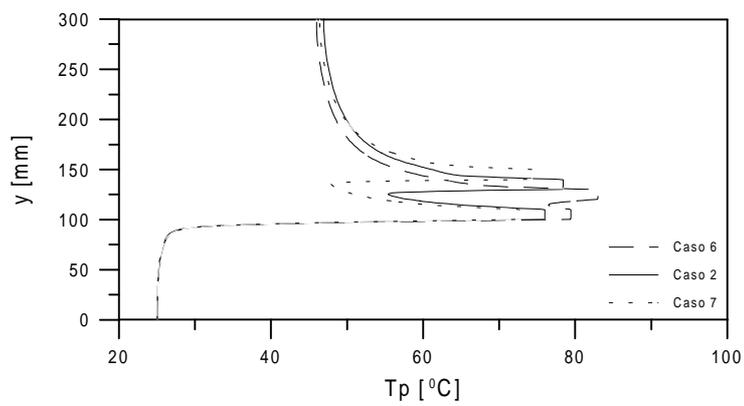
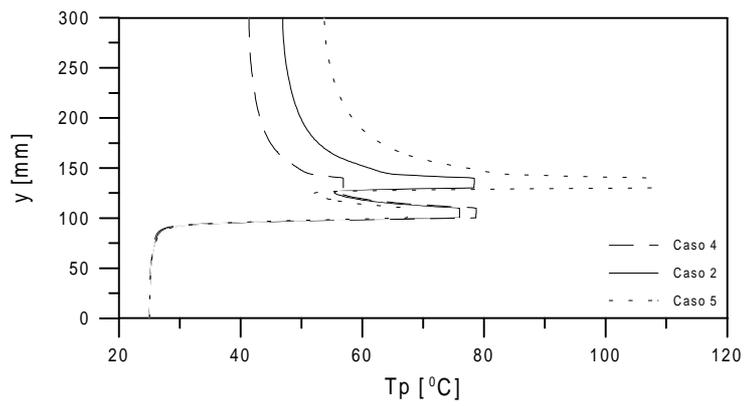
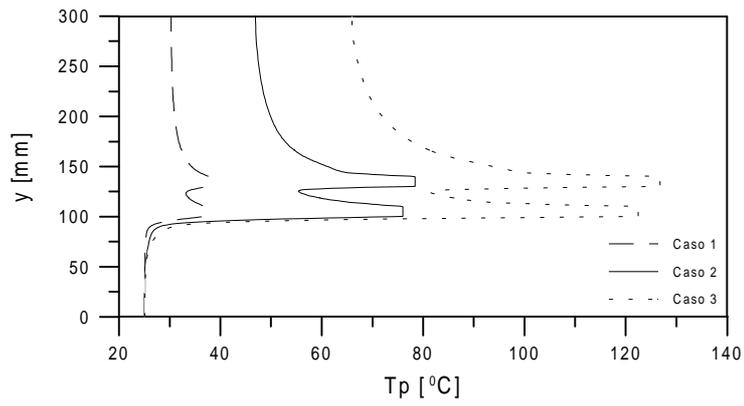
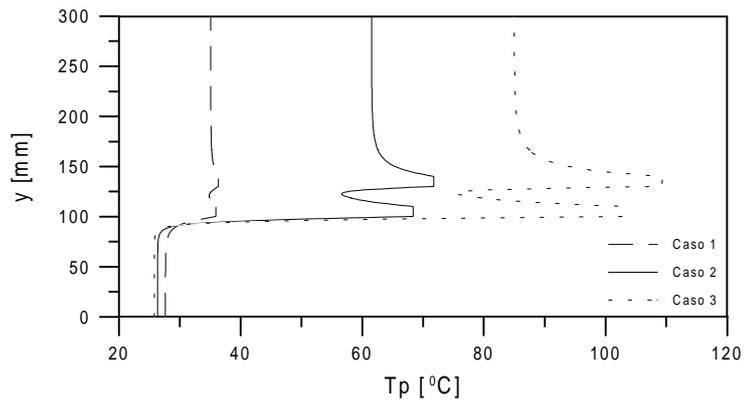
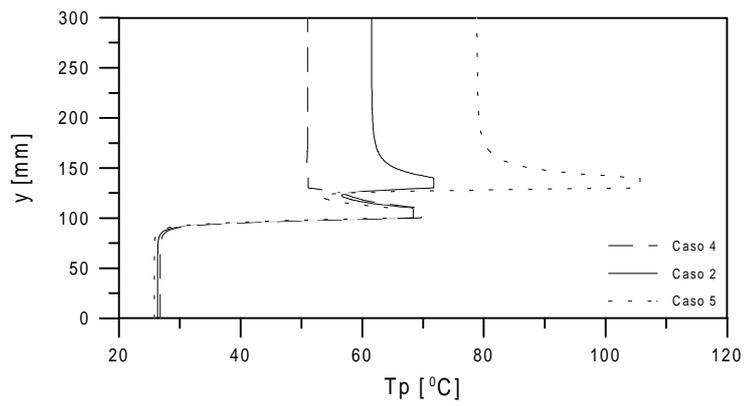


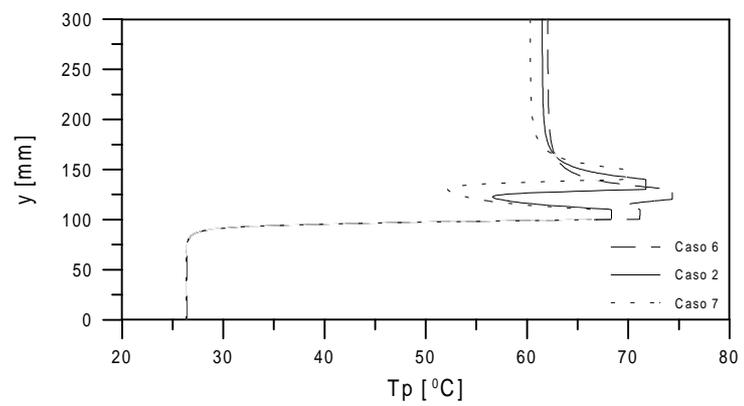
Figura 4: Distribuição de temperatura na parede para o caso da cavidade vertical.



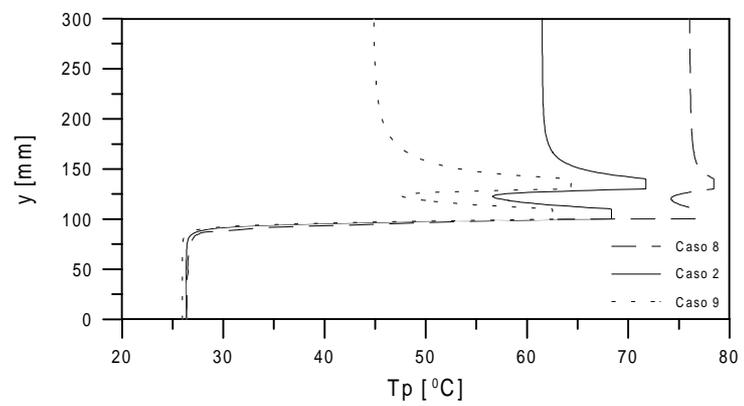
(a) $T_p \times Ra_q$



(b) $T_p \times q_2/q_1$

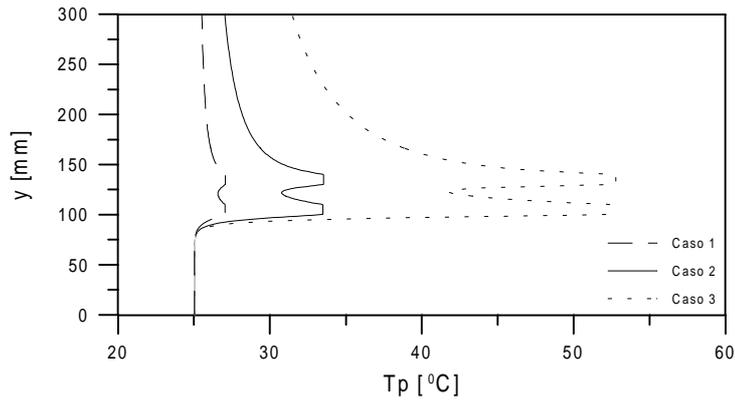


(c) $T_p \times d/L$

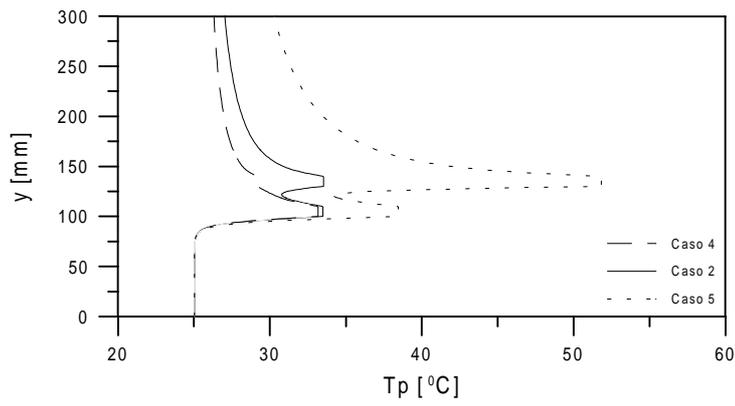


(d) $T_p \times D/H$

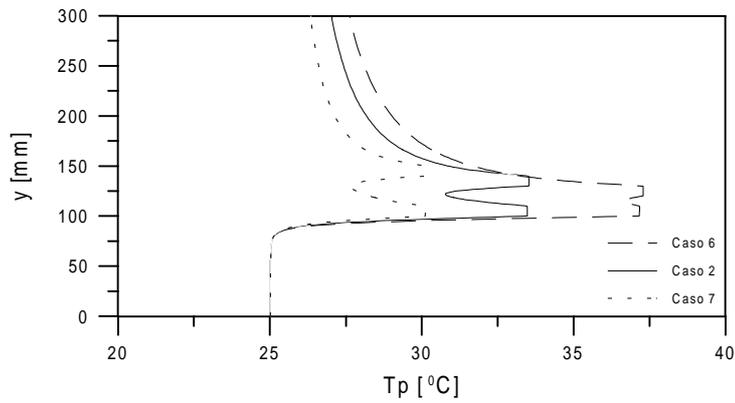
Figura 5: Distribuição de temperatura na parede para o caso do canal vertical.



(a) $T_p \times Ra_q$



(b) $T_p \times q_2/q_1$



(c) $T_p \times d/L$

Figura 6: Distribuição de temperatura na parede para o caso da placa vertical.

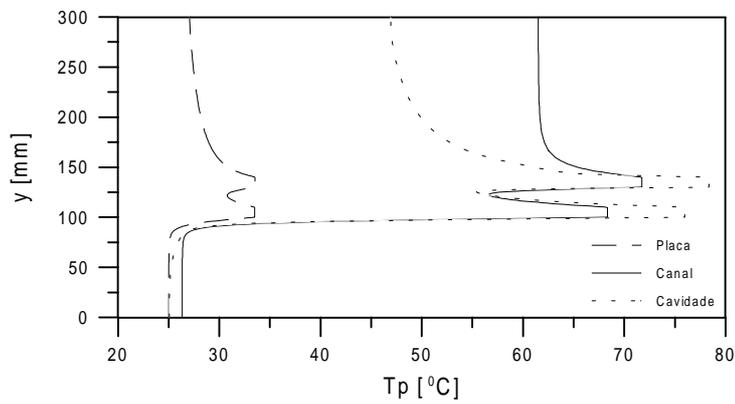


Figura 7: Distribuição de temperatura na parede em função das condições de contorno.

5. CONCLUSÕES

As linhas de corrente mostram que o ar se movimenta em direção às fontes, sendo verificadas zonas de recirculação na região logo acima das fontes em alguns casos. A obstrução provocada pela protuberância das fontes, faz com que estas linhas sejam distorcidas nesta região. Esta distorção é proporcional ao número de Rayleigh. As linhas isotérmicas apresentam um comportamento do tipo de camada limite na faixa de Rayleigh analisada. À medida que se aumenta o valor do número de Rayleigh, a espessura da camada limite térmica decresce e o ar penetra mais nos espaços entre as fontes, melhorando a transferência de calor.

A temperatura da parede aumenta bruscamente nas proximidades das fontes, como esperado. Os níveis destas temperaturas são proporcionais ao número de Rayleigh. A fonte superior recebe a influência da dissipação da fonte inferior por estar no sentido de corrente do escoamento. Com relação ao efeito da distribuição de potência nas fontes, para uma mesma dissipação, a temperatura da fonte superior é ligeiramente superior; quando a fonte inferior dissipa menos calor, os níveis de temperatura são menores e, quando a dissipação de calor na fonte superior é maior, existe um acréscimo ainda maior na temperatura máxima. Analisando-se o efeito do espaçamento entre as fontes, pode-se verificar que, quando o mesmo é aumentado, diminui-se a influência de uma fonte sobre a outra. Por fim, verifica-se que os níveis de temperatura são reduzidos à medida que se aumenta a razão de aspecto, como esperado. Os níveis de temperatura na parede da cavidade são maiores que no canal, que por sua vez são maiores que na placa, independentemente do caso considerado, isso por causa do aumento do gradiente de temperatura devido ao maior confinamento do escoamento.

Através do estudo paramétrico levando-se em conta as condições de contorno, o efeito da dissipação, da distribuição de potência nas fontes, do espaçamento entre as fontes e da razão de aspecto, sobre a temperatura máxima do escoamento, pode-se concluir que uma configuração geral mais adequada que apresentaria menores níveis de temperaturas seria obtida através da utilização de menores taxas de dissipação, de maiores espaçamento entre as fontes, do posicionamento da fonte com menor dissipação na posição inferior, bem como o uso de uma maior razão de aspecto possível e um maior número de contornos abertos.

Agradecimentos

Este trabalho foi desenvolvido utilizando recursos computacionais financiados pela FAPESP e FUNDUNESP. Os autores são gratos por este suporte.

REFERÊNCIAS

- Afrid, M. & Zebib, A., 1989, Natural convection air cooling of heated components mounted on a vertical wall, *Numerical Heat Transfer*, vol. 15, pp.243-259.
- Bar-Cohen, A., 1992, State of the art in thermal packaging of electronic equipment, *Journal of Electronic Packaging*, vol. 114, pp.257-270.
- Bejan, A., 1996, *Transferência de Calor*, Ed. Edgard Blucher Ltda., São Paulo.
- Chen, Y. M. & Kuo, Y., 1988, Studies on natural convection heat transfer from arrays of block-like heat-generating modules on a vertical plate, *Proceedings of the 20th International Symposium on Heat Transfer in Electronic Equipment*, Yugoslavia, pp.1-8.
- Elpidorou, D., Prasad, V. & Modi, V., 1991, Natural convection in a vertical channel with a finite wall heat source, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, n. 2, pp.573-578.
- Ho, C. J. & Chang, J. Y., 1994, A study of natural convection heat transfer in a vertical

- rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, n. 6, pp.917-925.
- Incropera, F. P., 1988, Convection heat transfer in electronic equipment cooling, *Journal of Heat Transfer*, vol. 110, pp.1097-1111.
- Kraus, A. D. & Bar-Cohen, A., 1983, *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*, McGraw-Hill, New York.
- Lage, J. L. & Bejan, A., 1991, The Ra-Pr domain of laminar natural convection in a enclosure heated from the side, *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 19, pp.21-41.
- Milanez, L. F. & Bergles, A. E., 1986, Studies on natural convection heat transfer from thermal sources on a vertical surface, *Proceedings of the 8th International Heat Transfer Conference*, vol. 3, pp.1347-1352.
- Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington.
- Peterson, G. P. & Ortega, A., 1990, Thermal control of electronic equipment and devices, in *Advances in Heat Transfer*, vol. 20, pp.181-314.
- Ramos, R. A. V. & Milanez, L. F., 1998, Convecção natural em canal vertical com fontes de calor em uma das paredes, *Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica do Norte-Nordeste*, Fortaleza-CE, Vol. III, pp.243-249.
- Ramos, R. A. V., Dias Júnior, T. & Milanez, L. F., 1998, Numerical and experimental analysis of natural convection in a cavity with flush mounted heat sources on a side wall, *Proceedings of the 6th International Conference on Thermal Phenomena in Electronic Systems*, Seattle, pp.130-134.
- Ramos, R. A. V. & Milanez, L. F., Natural convection in a vertical cavity with heat sources simulating electronic components, *Proceedings of the XV Brazilian Congress of Mechanical Engineering (em CD ROM)*, Águas de Lindóia-SP.
- Roache, P. J., 1976, *Computational Fluid Mechanics*, Hermosa Publishers, New Mexico.
- Shakerin, S., Bohn, M. & Loehrke, R. I., 1988, Natural convection in an enclosure with discrete roughness elements on a vertical heated wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, n. 7, pp.1423-1430.
- Steinberg, D.S., 1980, *Cooling Techniques for Electronic Equipment*, John Wiley, New York.
- Wang, G. -X., Zhang, H. -L. & Tao, W. -Q., 1990, Numerical simulation of natural convection in rectangular enclosures with discrete heated elements, *Heat Transfer in Electronic and Microelectronics Equipment*, Hemisphere, pp.197-209.

NATURAL CONVECTION IN SURFACES WITH PROTRUDING HEAT SOURCES SUBJECTED TO DIFFERENT BOUNDARY CONDITIONS

Abstract. *In this work the effect of the natural convection on the flow and on the heat transfer in adiabatic surfaces with protruding heat sources simulating electronic components is studied numerically, for different boundary conditions. The flow is assumed in steady state, laminar and two-dimensional. The physical properties are considered constants and the Boussinesq approximation is used. The method of the finite control volumes to discretize the equations is used and the numerical solution is obtained by the SIMPLE algorithm. The results obtained are the velocity and temperature fields and the temperature distribution along the surface where the sources are mounted, as a function of the power dissipated, the power distribution in the sources, the spacing between them and the aspect ratio of the domain. The temperature levels in each of the situations are compared, thus permitting the choice of the configuration with the lower temperature level to reduce the possibility of failure of the components.*

Key words: *Natural convection, Heat sources, Finite volumes method.*