

ANÁLISE EXPERIMENTAL DA CONVECÇÃO NATURAL NA CAMADA-LIMITE LAMINAR EM UM CANAL RETANGULAR VERTICAL COM AQUECIMENTO DISCRETO

Resumo: Neste trabalho foi realizada uma análise experimental da transferência de calor por convecção natural na camada-limite laminar em um canal retangular vertical com aquecimento discreto. Este problema está associado ao resfriamento por convecção natural de um aquecedor 3D isotérmico rente à superfície de uma placa de circuito impresso vertical. Nesta investigação foi utilizado um Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada. As incertezas experimentais foram calculadas por meio da técnica de amostragem simples. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes, obtidas da biblioteca do *software Engineering Equation Solver™* (EES™). A avaliação das perdas por radiação térmica foi devidamente quantificada visando à obtenção dos resultados para a transferência de calor por convecção natural. Os resultados experimentais dos parâmetros térmicos de interesse foram obtidos para números de *Rayleigh*, considerando o ar como fluido de resfriamento, compreendidos na faixa de 10^6 . Estes resultados foram comparados com os disponíveis na literatura considerando uma placa plana vertical isotérmica e apresentaram uma boa concordância.

Palavras-chave: Convecção Natural, Camada-Limite Laminar, Canal Retangular Vertical, Aquecimento Discreto, Análise Experimental.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION IN LAMINAR BOUNDARY LAYER ON A VERTICAL RECTANGULAR CHANNEL WITH DISCRETE HEATING

Abstract: In this work, it was performed an experimental analysis of heat transfer by natural convection in laminar boundary layer on a vertical rectangular channel with discrete heating. This problem is associated with cooling by natural convection of a printed circuit board 3D isothermal heater. In experimental research an Experimental Apparatus Natural Convection and/or Forced was used. The experimental uncertainties were calculated through the simple technique of sampling. The thermophysical properties of the fluid and solid were considered constant, obtained from the library of the Engineering Equation Solver™ (EES™) software. The assessment of losses by thermal radiation was properly quantified in order to obtain the results for the heat transfer by natural convection. The experimental results of thermal parameters were obtained for Rayleigh numbers 10^6 considering the range of air as the cooling fluid. These results were compared with those available in the literature considering an isothermal vertical flat plate and had a good agreement.

Keywords: Natural Convection, Laminar Boundary Layer, Vertical Rectangular Channel, Discrete Heating, Experimental Analysis.

1. INTRODUÇÃO

Um grande desafio para Engenharia Térmica envolve o estudo de sistemas de resfriamento para componentes eletrônicos. Como relatado por Kraus & Bar-Cohen (1983) e Huang *et al.* (2011) um controle térmico eficiente visando a remoção da alta geração de calor mantém a estabilidade e confiança destes componentes, uma vez que as altas temperaturas comprometem seu desempenho. De acordo com Peterson & Ortega (1990), o fator de falha de componentes eletrônicos cresce exponencialmente com o aumento da temperatura, não sendo aconselhável ultrapassar temperaturas de 85°C . Quanto maior for a temperatura de funcionamento, menos confiáveis se tornam os componentes e maior é a possibilidade de que ocorram falhas. As possíveis causas das falhas são a difusão no material semicondutor, as reações químicas, a movimentação da colagem dos materiais e as tensões térmicas (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Neste contexto, a convecção natural muitas vezes é o principal mecanismo de transferência de calor em equipamentos eletrônicos em que não existe a possibilidade de instalação de dispositivos para promover escoamentos forçados sobre seus componentes. O resfriamento por convecção natural utilizando o ar como fluido de resfriamento é um método intrinsecamente confiável, silencioso, ambientalmente correto, que não necessita de manutenção. Outra vantagem é o fato que o ar se apresenta em abundância e sem nenhum custo de utilização, e ainda o uso da convecção natural reduz o peso dos equipamentos (MACHADO, 2013).

2. FUNDAMENTAÇÃO

Para problemas envolvendo o caso clássico de convecção natural laminar em placas planas verticais e isotérmicas, é possível encontrar na literatura correlações empíricas que auxiliam na solução de problemas e definição de parâmetros adimensionais. Jaluria (2004), Incropera *et al.* (2008) e Çengel & Ghajar (2012) realizaram uma revisão na literatura, compilando os resultados das correlações para placas planas verticais aquecidas isotérmicas e com temperatura definida.

Ostrach (1952) visando aplicações na indústria aeronáutica desenvolveu soluções para *Nusselt* médio realizando um estudo híbrido analítico-numérico a partir de um parâmetro de similaridade. A solução encontrada por ele é representada pela Eq. (1).

$$\overline{Nu}_L \equiv \frac{\bar{h}L}{k} = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} g(Pr) = \frac{4}{3} Nu_L. \quad (1)$$

LeFevre (1956) correlacionou os resultados de Ostrach (1952) através de uma fórmula de interpolação, na faixa de $0 < Pr < \infty$, e encontrou uma solução para o número de *Nusselt* médio representada por

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} \frac{0,75 Pr^{1/2}}{\left(0,609 + 1,221 Pr^{1/2} + 1,238 Pr \right)^{1/4}}. \quad (2)$$

Oosthuizen & Naylor (1999) propuseram outra correlação para a solução de Ostrach (1952) representada por

$$\overline{Nu}_L = \frac{4}{3} \left(\frac{Gr_L}{4} \right)^{1/4} \left(\frac{0,316 Pr^{5/4}}{2,44 + 4,88 Pr^{1/2} + 4,95 Pr} \right)^{1/4}. \quad (3)$$

Expressões no formato da Equação (4) foram desenvolvidas por McAdams (1954) e Warner (1968) e apresentam uma faixa de aplicação de acordo com intervalos de números de *Rayleigh*. Para o escoamento laminar ($10^4 \leq Ra_L \leq 10^9$), Incropera *et al.* (2008) apresentam a correlação

$$\overline{Nu}_L = 0,59 Ra_L^{1/4}. \quad (4)$$

Churchill & Chu (1975) desenvolveram uma correlação para a placa plana isotérmica englobando todo um intervalo de *Rayleigh* que foi expressa por

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (5)$$

Com uma precisão ligeiramente superior, Churchill & Chu (1975) propuseram uma correlação, Eq. (6), que engloba apenas regime de escoamento laminar.

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (6)$$

Em todas as correlações apresentadas anteriormente, o número de *Rayleigh* é expresso por

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu \alpha} \quad (7)$$

3. METODOLOGIA

A investigação experimental foi executada no Laboratório Didático de Ciências Térmicas vinculado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da UTFPR/Campus Ponta Grossa.

3.1. Aparato Experimental

O equipamento utilizado foi um Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada, confeccionado pela empresa espanhola *Edibon*, ilustrado esquematicamente na Fig. 1. Este aparato é composto por um canal retangular vertical (seção de testes), um módulo de controle e de aquisição de dados e um microcomputador.

A seção de testes utilizada possui um canal retangular de aço inoxidável, com abertura superior e inferior, dimensões de 0,155 m de comprimento, 0,124 m de largura e 0,700 m de altura e sustentado por uma estrutura de alumínio anodizado construída com barras de perfil quadrado (0,035 m x 0,035 m). Uma representação com as principais dimensões do canal retangular vertical e sua estrutura é mostrada na Fig. 2.

A seção de testes possibilita a utilização de um dissipador de calor em formato de placa plana quadrada (0,0995m x 0,0995m) confeccionado com alumínio com 0,005 m de espessura, representando um aquecedor 3D rente à superfície. Este aquecedor discreto possui em sua base uma resistência elétrica envolvida por um invólucro isolante. Devido ao efeito *Joule*, a energia elétrica é transformada em calor, considerando para o experimento, a conversão total de energia elétrica em térmica. Além disso, existe uma espuma isolante ao redor das laterais do aquecedor para reduzir a transferência de calor por condução para as paredes do canal. A condição isotérmica no aquecedor foi garantida pela alta condutividade térmica do alumínio.



Figura 1 – Diagrama esquemático do aparato experimental.

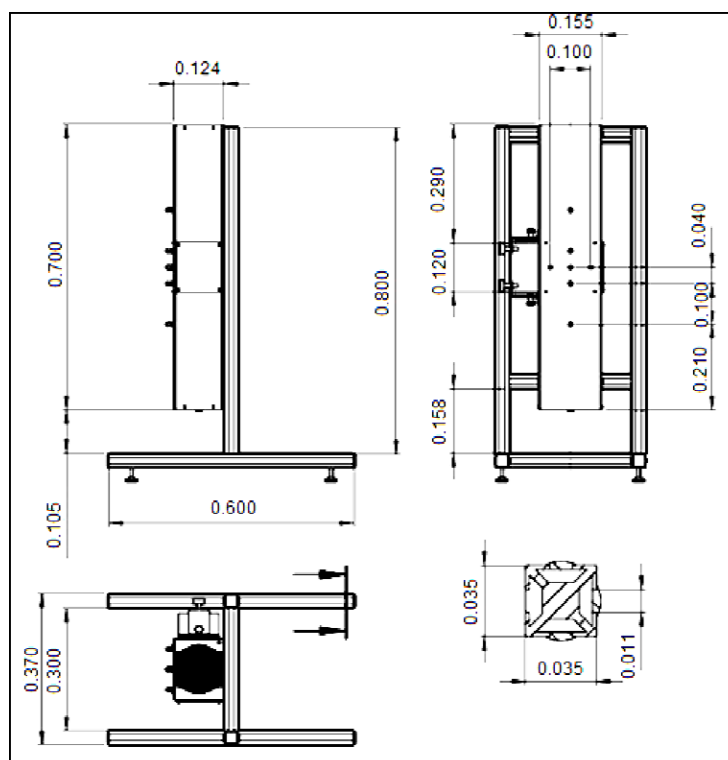


Figura 2 – Representação das principais dimensões da seção de testes e sua estrutura [m].

Para a medição das temperaturas podem ser utilizados até 8 termopares do Tipo J. Estes termopares estão instalados em diferentes posições do canal retangular, sendo ST-1 e ST-7 na parte superior e inferior, respectivamente, para medir a temperatura de entrada e saída do ar no canal. ST-4 e ST-5 estão distantes da placa e alinhados horizontalmente em relação a ST-3, localizado no centro do canal. Os termopares ST-2 e ST-6 são alinhados verticalmente com ST-3. Finalmente, ST-8 é utilizado para a medição da temperatura na placa. Um diagrama esquemático indicando a localização dos termopares é apresentado na Fig. 3.

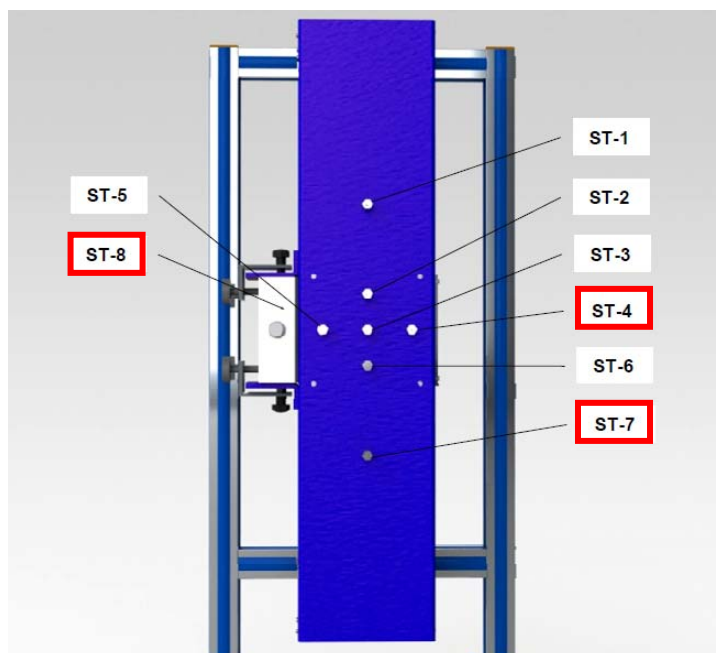


Figura 3 – Localização dos termopares na seção de testes.

Para a obtenção dos resultados experimentais, foram utilizados os dados fornecidos por 3 termopares: ST-4 (temperatura da vizinhança), ST-7 (temperatura do fluido quiescente) e ST-8 (temperatura do aquecedor). Os termopares do Tipo J possuem em sua composição o ferro como termoelemento positivo, e o *constantan* como termoelemento negativo, sendo capazes de realizar medições na faixa de 0°C a 760°C. O erro de um termopar é o máximo desvio permitido. Os desvios permissíveis são estabelecidos por normas, sendo usual utilizar as normas da *American National Standards Institute* (ANSI), que define que para os termopares do Tipo J, a precisão encontra-se em uma faixa de $\pm 2,2^\circ\text{C}$.

O controle da potência dissipada na resistência elétrica do aquecedor discreto e a aquisição das temperaturas de interesse foram efetuados através do módulo de controle e de aquisição de dados por intermédio de um *software SCADA*[®], desenvolvido em linguagem de programação *Labview*[®] 8.0 pelo fabricante do aparato experimental. As temperaturas fornecidas pelos termopares e dados como a dissipação de calor no aquecedor, foram armazenados e exibidos em uma interface gráfica. O módulo de controle e de aquisição de dados está conectado a um microcomputador *Dell*[®] (processador *Pentium* 4 HT 3,06GHz com 512MB de RAM).

3.2. Procedimento Experimental

Para a execução do experimento, primeiramente se fez necessário ligar o computador, o módulo de controle e de aquisição de dados e executar o *software*. A seção de testes foi montada corretamente, com cada termopar alocado em seu lugar específico e com a correspondente entrada no módulo de aquisição de dados. O dissipador foi fixado cuidadosamente na lateral da seção de testes. Após todo o aparato experimental conectado e ligado corretamente, a porcentagem de dissipação de potência (40%) foi ajustada através da interface do *software SCADA*[®]. Uma vez que no experimento o modo de transferência de calor a ser avaliado é a convecção natural, a velocidade do ventilador foi ajustada para 0%. O salvamento dos dados foi ativado para que sejam armazenados no *software*, e na sequência coletados e analisados. As temperaturas foram, então, coletadas através dos valores fornecidos pelos termopares.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os testes experimentais foram realizados utilizando o Aparato Experimental de Convecção Natural e/ou Forçada. As condições termo-higrométricas do ambiente do Laboratório Didático de Ciências Térmicas do DAMEC/UTFPR/Campus Ponta Grossa não foram controladas. Uma taxa de dissipação de calor uniforme foi gerada no aquecedor. Os dados experimentais foram obtidos em uma faixa de investigação entre 30°C e 90°C, com intervalos de 2,5°C, para a temperatura do aquecedor.

Os valores obtidos para a taxa de transferência de calor total, a temperatura do aquecedor isotérmico (termopar ST-8), a temperatura do fluido quiescente (termopar ST-7) e a temperatura da vizinhança (termopar ST-4) são apresentadas na Tab. 1. As perdas experimentais por radiação térmica foram estimadas considerando uma emissividade da superfície do aquecedor, $\varepsilon = 0,06$ (alumínio polido). As taxas de transferência de calor total, por radiação térmica e por convecção natural também são apresentadas na Tab. 1, onde a contribuição da radiação térmica na transferência de calor total é, em média, de 6,4%.

Utilizando as propriedades obtidas através da biblioteca disponível no *software Engineering Equation Solver*[®] para cada caso, os números de *Grashof* e *Rayleigh* no final do aquecedor ($x = L = 0,0995\text{m}$) foram calculados e são apresentados na Tab. 2. Nesta tabela também são apresentados os números de *Nusselt* médio, obtidos a partir da definição da Lei de Resfriamento de *Newton*, com suas respectivas incertezas calculadas pelo método da técnica da amostragem simples.

Tabela 1 – Temperaturas captadas pelos termopares experimentalmente e taxa de transferência de calor total, por convecção natural e por radiação.

#	T_s [°C]	T_{∞} [°C]	T_{viz} [°C]	q_{total} [W]	q_{rad} [W]	q_{conv} [W]	q_{rad}/q_{total}	q_{conv}/q_{total}
01	30,00	16,66	16,97	0,636	0,046	0,590	0,072	0,928
02	32,50	16,79	17,15	0,785	0,055	0,730	0,070	0,930
03	35,00	16,97	17,39	0,934	0,064	0,870	0,068	0,932
04	37,50	17,28	17,91	1,082	0,072	1,010	0,066	0,934
05	40,00	17,38	18,12	1,242	0,081	1,161	0,066	0,934
06	42,50	17,52	18,39	1,407	0,091	1,316	0,065	0,935
07	45,00	17,68	18,68	1,574	0,101	1,473	0,064	0,936
08	47,50	17,79	19,00	1,748	0,111	1,637	0,063	0,937
09	50,00	17,96	19,40	1,921	0,121	1,800	0,063	0,937
10	52,50	18,11	19,78	2,101	0,131	1,970	0,062	0,938
11	55,00	18,28	20,20	2,281	0,141	2,140	0,062	0,938
12	57,50	18,42	20,66	2,462	0,152	2,310	0,062	0,938
13	60,00	19,07	21,74	2,606	0,160	2,446	0,061	0,939
14	62,50	19,42	22,45	2,777	0,170	2,606	0,061	0,939
15	65,00	19,70	22,95	2,957	0,181	2,775	0,061	0,939
16	67,50	19,69	22,94	3,163	0,195	2,969	0,062	0,938
17	70,00	19,68	22,98	3,372	0,208	3,164	0,062	0,938
18	72,50	19,66	23,01	3,585	0,222	3,363	0,062	0,938
19	75,00	19,63	23,03	3,796	0,236	3,560	0,062	0,938
20	77,50	19,65	23,17	4,010	0,250	3,760	0,062	0,938
21	80,00	19,67	23,30	4,224	0,264	3,960	0,062	0,938
22	82,50	19,66	23,44	4,448	0,278	4,170	0,063	0,937
23	85,00	19,68	23,59	4,663	0,293	4,370	0,063	0,937
24	87,50	19,70	23,83	4,888	0,308	4,580	0,063	0,937
25	90,00	19,73	24,09	5,113	0,323	4,790	0,063	0,937
26	92,50	19,83	24,42	5,328	0,338	4,990	0,063	0,937
27	95,00	19,99	24,79	5,540	0,353	5,186	0,064	0,936

Tabela 2 – Números de *Rayleigh* e *Grashof* no final do aquecedor e de *Nusselt* médio com as incertezas.

#	$Ra_L \cdot 10^{-6}$	$Gr_L \cdot 10^{-6}$	\overline{Nu}_L	Incerteza [+/-]	Incerteza [%]
01	1,28	1,80	17,02	4,1	24,12
02	1,47	2,08	17,81	3,6	20,22
03	1,66	2,34	18,43	3,3	17,93
04	1,82	2,57	19,00	3,1	16,32
05	1,99	2,82	19,44	2,8	14,51
06	2,16	3,05	19,89	2,7	13,64
07	2,31	3,27	20,29	2,5	12,25
08	2,46	3,49	20,66	2,4	11,59
09	2,60	3,68	20,98	2,3	10,95
10	2,74	3,88	21,32	2,2	10,33
11	2,87	4,06	21,61	2,1	9,72
12	2,99	4,24	21,84	2,1	9,63
13	3,06	4,33	21,98	2,0	9,17
14	3,15	4,47	22,17	1,9	8,64
15	3,25	4,61	22,37	1,9	8,56
16	3,37	4,77	22,59	1,9	8,44
17	3,48	4,94	22,81	1,8	7,93
18	3,59	5,09	23,01	1,8	7,86
19	3,70	5,24	23,17	1,7	7,33
20	3,79	5,38	23,35	1,7	7,30
21	3,88	5,51	23,50	1,7	7,23
22	3,97	5,64	23,68	1,7	7,17
23	4,06	5,76	23,80	1,6	6,72
24	4,14	5,87	23,96	1,6	6,67
25	4,21	5,98	24,10	1,6	6,64
26	4,27	6,07	24,19	1,6	6,61
27	4,33	6,15	24,28	1,6	6,56

O comportamento do número de *Nusselt* médio no aquecedor em função do número de *Rayleigh* é mostrado na Fig. 4. Como esperado, *Nusselt* médio aumenta com o aumento de *Rayleigh* indicando uma maior transferência de calor por convecção natural. Estes resultados foram correlacionados com um desvio de no máximo de 0,55%, pela Eq. (8).

$$\overline{Nu}_L = 0,302 Ra_L^{0,287} \tag{8}$$

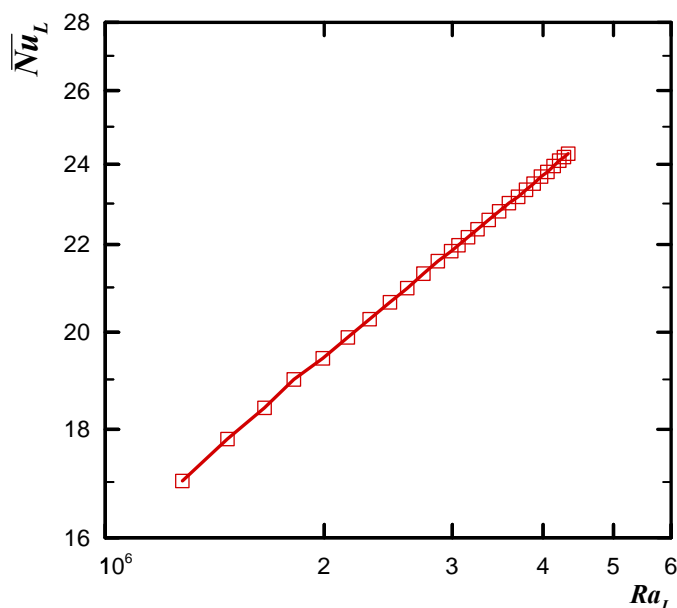


Figura 4 – *Nusselt* médio experimental em função de *Rayleigh*.

Os resultados experimentais do Número de *Nusselt* médio em função de *Rayleigh* são comparados com os dados fornecidos pela literatura e compilados na Tab. 3. Estes resultados são mostrados na Fig. 5.

Tabela 3 – Comparações entre os números de *Nusselt* médio utilizando as correlações da literatura.

$Ra_L \cdot 10^{-6}$	Experimental	LeFevre (1956)	Oosthuizen & Naylor (1999)	Incropera <i>et al.</i> (2008)	Churchill & Chu (1975)	Churchill & Chu (1975)
1,28	17,02	17,31	18,47	19,83	17,67	17,96
1,47	17,81	17,94	19,14	20,55	18,36	18,59
1,66	18,43	18,48	19,71	21,16	18,95	19,12
1,82	19,00	18,91	20,17	21,66	19,43	19,55
1,99	19,44	19,35	20,64	22,16	19,92	19,99
2,16	19,89	19,74	21,06	22,61	20,35	20,37
2,31	20,29	20,08	21,42	23,00	20,74	20,72
2,46	20,66	20,40	21,77	23,37	21,10	21,04
2,60	20,98	20,69	22,07	23,70	21,42	21,32
2,74	21,32	20,95	22,36	24,00	21,72	21,59
2,87	21,61	21,19	22,61	24,28	22,00	21,83
2,99	21,84	21,42	22,85	24,53	22,25	22,05
3,06	21,98	21,54	22,98	24,67	22,39	22,17
3,15	22,17	21,70	23,16	24,86	22,58	22,33
3,25	22,37	21,86	23,34	25,05	22,77	22,50
3,37	22,59	22,06	23,54	25,27	22,99	22,69
3,48	22,81	22,24	23,74	25,48	23,20	22,87
3,59	23,01	22,41	23,92	25,68	23,40	23,05
3,70	23,17	22,58	24,10	25,87	23,59	23,21
3,79	23,35	22,72	24,25	26,03	23,75	23,35
3,88	23,50	22,85	24,40	26,19	23,91	23,49
3,97	23,68	22,99	24,54	26,34	24,06	23,62
4,06	23,80	23,11	24,67	26,48	24,20	23,74
4,14	23,96	23,22	24,79	26,61	24,33	23,85
4,21	24,10	23,32	24,90	26,72	24,45	23,95
4,27	24,19	23,41	24,99	26,83	24,55	24,04
4,33	24,28	23,49	25,08	26,92	24,64	24,12

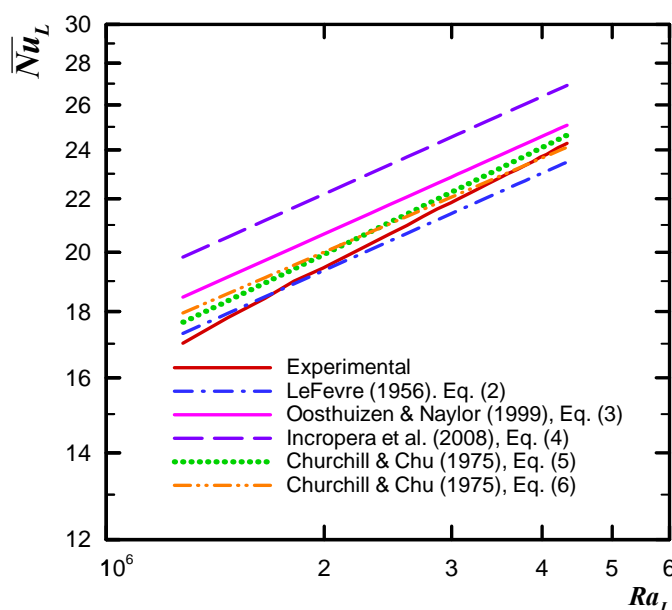


Figura 5 – Comparação entre os números de *Nusselt* médio com as correlações utilizadas.

Como pode ser notado, *Nusselt* médio experimental apresentou um valor menor com exceção de alguns números de *Rayleigh* para os casos LeFreve (1956) e Churchill & Chu (1975). Este fato é justificado devido às perdas térmicas por condução na parte posterior da base do aquecedor. Elas foram comprovadas através de imagens termográficas obtidas utilizando uma câmera termográfica FLIR T-440 considerando $T_s = 95^\circ\text{C}$ ($Ra_L = 4,33 \cdot 10^6$) – Figura 6.

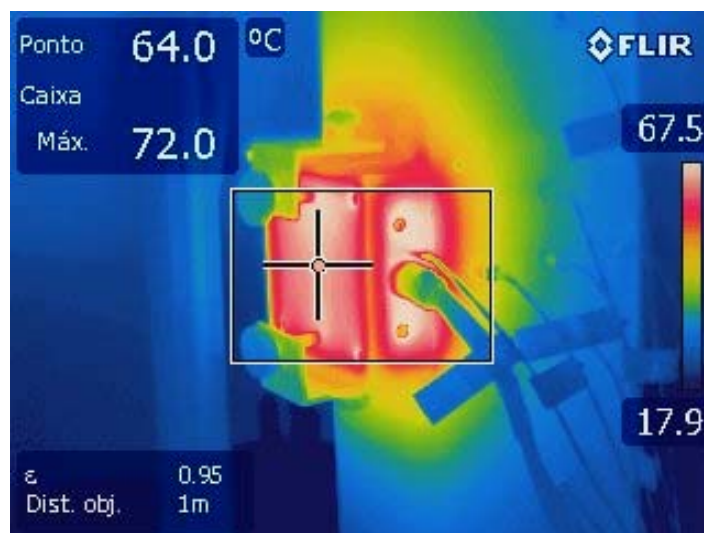


Figura 6 – Imagem termográfica das perdas térmicas por condução.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma análise experimental da transferência de calor por convecção natural na camada-limite sobre um aquecedor 3D montado rente a uma das paredes de um canal retangular vertical, para números de *Rayleigh* compreendidos em 10^6 . Nesta faixa de investigação de Ra_L a natureza da camada-limite fluidodinâmica é laminar. O fluido de resfriamento considerado foi o ar atmosférico. O aquecedor 3D rente foi considerado de alumínio e as paredes do canal vertical de aço inoxidável. A condição isotérmica no aquecedor foi garantida devido à alta condutividade térmica do alumínio. As propriedades termofísicas do fluido e dos sólidos foram consideradas constantes, obtidas através do *software Engineering Equation Solver*[®] (EES[®]).

Nos testes experimentais as condições termo-higrométricas do ambiente do Laboratório Didático de Ciências Térmicas do DAMEC/UTFPR/Campus Ponta Grossa não foram controladas. Uma taxa de dissipação de calor uniforme foi gerada no aquecedor. Os dados experimentais foram obtidos em uma faixa de investigação entre 30°C e 90°C , com intervalos de $2,5^\circ\text{C}$, para a temperatura do aquecedor. As incertezas experimentais foram calculadas utilizando a técnica de amostragem simples. Os resultados de *Nusselt* médio obtidos por intermédio das correlações da literatura, apresentaram boas concordâncias. Como sugestões para trabalhos futuros propõem-se a realização de estudos numérico visando uma comparação numérico-experimental.

A contribuição científico-tecnológica deste trabalho proporcionará um embasamento teórico-experimental para a ampliação dos estudos da transferência de calor conjugada por convecção natural e radiação térmica ou conjugada por convecção natural, condução e radiação térmica, no âmbito da Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica.

REFERÊNCIAS

ÇENGEL, Y.A., GHAJAR, A.J. *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. McGraw-Hill, 2012.

CHURCHILL, S.W., CHU, H.H. *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 18, p. 1049-1053, 1975.

HUANG, C.H., LU, J.J., AY, H. *A three-dimensional heat sink module design problem with experimental verification*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 54, p. 1482-1492, 2011.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Livros Técnicos e Científicos, 2008.

JALURIA, Y. *Mechanical and Aerospace Engineering Department: Natural Convection*. Rutgers University, 2004.

KRAUS, A.D., BAR-COHEN, A., *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*. McGraw-Hill, 1983.

LEFREVE, E.J. *Laminar Free Convection from a Vertical Plane Surface*. In: 9th International Congress on Applied Mechanics, Brussels, Belgium, v. 4, p. 168-174, 1956.

MACHADO, V. *Análise Numérica e Investigação Experimental da Convecção Natural em um Canal Vertical com Aquecimento*. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil., 2013.

MC ADAMS, W.H. *Heat Transmission*. McGraw-Hill, 1954.

OOSTHUIZEN, P.H., NAYLOR, D. *An Introduction to Convective Heat Transfer Analysis*. McGraw-Hill, 1999.

OSTRACH, S. *An Analysis of Laminar Free-Convection Flow and Heat Transfer about a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force*. NASA, Washington, DC, USA: NACA Report 2635, 1952.

PETERSON, G. P., ORTEGA, A. *Thermal control of electronic equipment and devices*. In: Hartnett, J. P., Irvine, T. F., eds, *Advances in heat transfer*. Academic Press, ch. 4, p. 181-314., 1990.

WARNER, C.Y., ARPACI, V.S., *An experimental investigation of turbulent natural convection in air at low pressure along a vertical heated flat plate*. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 11, p. 397-406, 1968.