

## DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Edson Jansen Pedrosa de Miranda Júnior<sup>1</sup>

Rubens Soeiro Gonçalves<sup>2</sup>

### RESUMO

O coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , é uma função de difícil estimativa, pois depende de diversas variáveis. Diante disso, o principal objetivo deste estudo é determinar experimentalmente o  $h$  em regime estacionário, através do parâmetro da aleta, e em regime transiente, utilizando o método da capacitância global. Os valores estimados do  $h$  para ambiente livre e ambiente confinado são de 22,38 e 18,39 W/m<sup>2</sup>K para regime estacionário, e de 12,25 e 11,85 W/m<sup>2</sup>K para regime transiente. Os valores estimados do  $h$  mostraram uma boa concordância com os valores da literatura. A metodologia experimental deste estudo apresenta-se como uma alternativa simples que pode ser utilizada como uma estimativa inicial do  $h$  para regime estacionário e regime transiente.

**Palavras-chave:** coeficiente de transferência de calor por convecção; regime estacionário; regime transiente; modelos teóricos de aletas; método da capacitância global.

### EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE CONVECTION HEAT TRANSFER COEFFICIENT

#### ABSTRACT

*The convection heat transfer coefficient,  $h$ , is a function of difficult estimation because it depends on several variables. Accordingly, the main objective of this study is to experimentally determine the  $h$  in a stationary regimen, by the parameter of the wing, and in a transient regimen, by the lumped capacitance model. The estimated values of  $h$  for free ambient and confined ambient are 22.38 and 18.39 W/m<sup>2</sup>K for stationary regimen and 12.25 and 11.85 W/m<sup>2</sup>K for transient regimen. The estimated values of  $h$  show a good agreement with the values of the literature. The experimental methodology of this study is presented as a simple alternative that can be employed as an initial estimation of  $h$  for stationary regimen and transient regimen.*

**Keywords:** convection heat transfer coefficient; stationary regimen; transient regimen; theoretical models of wings; lumped capacitance model.

<sup>1</sup> Departamento de Educação Profissional – DEP – IFMA – Brasil; edson.jansen@ifma.edu.br.

<sup>2</sup> Departamento de Mecânica e Materiais – DMM – IFMA – Brasil.

## 1. INTRODUÇÃO

O coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película,  $h$ , segundo a lei do resfriamento de Newton, é o ponto chave para se obter a quantidade de calor transferida de uma superfície para um fluido ou vice-versa. Portanto, a determinação do  $h$  está diretamente relacionada com a taxa de transferência de calor.

Na maioria dos casos reais, existe uma dificuldade de se calcular o  $h$ , devido a sua dependência com a viscosidade do fluido e com outras propriedades do fluido, como, por exemplo, condutividade térmica, calor específico, densidade (HOLMAN, 2010). Portanto, o  $h$  é uma função de diversas variáveis e isto dificulta o seu cálculo analítico.

Para alguns casos simples, pode-se calcular o  $h$  analiticamente; entretanto, para as situações mais complexas, este é determinado experimentalmente (HOLMAN, 2010). Ademais, existe ainda a possibilidade de se determinar o  $h$  a partir de métodos numéricos (GOMES, 2015; LEDEZMA & BEJAN, 1996).

O  $h$  é, na verdade, uma função complexa que depende do escoamento do fluido, das propriedades físicas do meio do fluido e da geometria do sistema. No caso das propriedades físicas do fluido e de seu escoamento, podem-se citar: viscosidade dinâmica do fluido, densidade do fluido, calor específico do fluido, condutividade térmica do fluido, coeficiente de expansão volumétrica, velocidade do fluido, aceleração da gravidade e a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido. Com relação à geometria, pode-se citar a dimensão característica, dimensão que domina o fenômeno da convecção.

Tendo em vista as inúmeras variáveis que influenciam no cálculo do  $h$ , não existem tabelas para se obter o coeficiente convectivo. Em geral, na maioria das aplicações da engenharia, o  $h$  é determinado experimentalmente (MIRANDA JR., 2010;

MIRANDA JR. & GONÇALVES, 2012) e a partir de correlações empíricas. A importância de se calcular o coeficiente convectivo para uma dada situação específica, dentro uma faixa de precisão, é primordial para um dimensionamento adequado das demandas térmicas em questão.

O principal objetivo deste estudo foi determinar experimentalmente o  $h$  segundo duas condições: a primeira, em regime estacionário, e a segunda, em regime transiente. Em regime estacionário, o  $h$  foi obtido através do parâmetro da aleta,  $m$ , de uma aleta retangular plana, segundo os modelos teóricos de aletas infinita, adiabática e convectiva. Em regime transiente, o  $h$  foi obtido a partir do resfriamento de dois corpos cilíndricos, onde se utiliza o método da capacitância global.

## **2. PERCURSO METODOLÓGICO**

### **2.1 Materiais**

#### 2.1.1 Micrômetro

As medidas foram obtidas utilizando-se micrômetro STARRETT (0,01mm), N°. 436 – 25 mm.

#### 2.1.2 Placa de Aquisição de Dados

A placa de aquisição de dados é dotada de oito entradas para termopares com a saída ligada a um computador; termopar tipo K; precisão de temperatura:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 0,5\%$ ; precisão de velocidade:  $\pm 0,2\%$  da leitura e  $\pm 10 \mu\text{V}$ ; resolução: 20 bits.

**Figura 1** – Placa de aquisição de dados.



### 2.1.3 Sistema Experimental de Aletas

O sistema experimental é composto de diversas aletas de geometrias diferentes, materiais variados e uma fonte de aquecimento. A aleta utilizada foi uma aleta retangular plana de alumínio, que apresenta comprimento de 194,05 mm, largura de 40 mm e espessura de 1,75 mm.

**Figura 2** – Sistema experimental de aletas. A aleta utilizada está identificada.



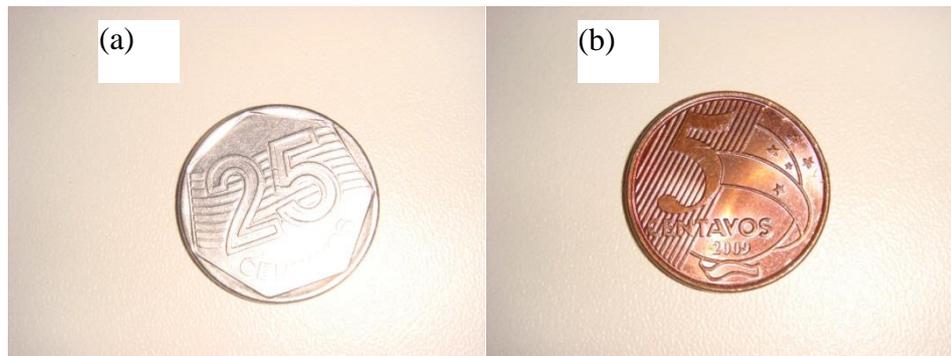
## 2.1.4 Corpo Cilíndrico 1

O primeiro corpo cilíndrico, ilustrado na Figura 3 (a), de aço inox, apresenta as seguintes dimensões: 1,65 mm de comprimento e 23,45 mm de diâmetro.

## 2.1.5 Corpo Cilíndrico 2

O segundo corpo cilíndrico, ilustrado na Figura 3 (b), de bronze comercial, apresenta as seguintes dimensões: 1,55 mm de comprimento e 22,1 mm de diâmetro.

**Figura 3** – Corpos cilíndricos 1 (a) e 2 (b).



## **2.2 Métodos**

### 2.2.1 Determinação Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor em Regime Estacionário

Os experimentos foram realizados em duas condições operacionais: a primeira em ambiente livre e a segunda em ambiente confinado. Após o sistema experimental de

aletas alcançar o regime estacionário, as temperaturas foram medidas em uma aleta retangular plana de alumínio ilustrada na Figura 2. Foram utilizados termopares posicionados em seis pontos equidistantes, distribuídos ao longo da aleta e na direção normal a base da aleta.

Um dos termopares utilizados estava livre e tinha a finalidade de aferir a temperatura ambiente. Os termopares foram fixados na aleta por meio de fios finos de cobre. A placa de aquisição de dados foi ligada a um computador, permitindo o armazenamento dos dados. Na condição de ambiente confinado, foi utilizada uma caixa de papelão de  $1 \text{ m}^3$  para isolar o ambiente do sistema aletado. Os experimentos foram realizados a  $T = 28 \text{ }^\circ\text{C}$  e a pressão atmosférica ambiente.

### 2.2.2 Determinação Experimental do Coeficiente de Transferência de Calor em Regime Transiente

Dois corpos cilíndricos de dimensões e materiais diferentes ilustrados na Figura 3, previamente aquecidos, foram resfriados até a temperatura ambiente. Os dois corpos encontravam-se na posição horizontal.

Foram utilizados três termopares, dois deles fixados em cada um dos cilindros e o terceiro livre para aferir a temperatura ambiente. A aquisição feita pelos termopares era a cada 30 segundos. A placa de aquisição de dados foi ligada a um computador, permitindo o armazenamento dos dados de temperaturas em função do tempo para cada um dos cilindros. Os experimentos foram realizados a  $T = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## **3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **3.1 Método da Capacitância Global**

O método da capacitância global, ou método dos parâmetros concentrados, considera desprezível o gradiente de temperatura no interior do sólido, nas três dimensões  $x$ ,  $y$  e  $z$ , variando somente com o tempo. Supondo o resfriamento de um corpo sólido submerso em um fluido, tem-se o seguinte balanço de energia:

$$-hA_s(T - T_\infty) = \rho V c \frac{dT}{dt}, \quad (1)$$

onde  $A_s$  é a área superficial,  $T_\infty$  é a temperatura ambiente,  $\rho$  é a massa específica,  $c$  é o calor específico,  $V$  é o volume e  $t$  é tempo. Resolvendo-se a Equação 1 e levando-se em conta que:

$$\begin{aligned} \theta &= T - T_\infty, \\ \theta_i &= T_i - T_\infty, \end{aligned} \quad (2)$$

tem-se:

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\left(\frac{hA_s}{\rho V c}\right) t\right], \quad (3)$$

onde  $T_i$  é a temperatura em  $t = 0$ . É interessante observar que a grandeza  $(\rho V c / hA_s)$  pode ser interpretada como uma constante de tempo térmica representada por:

$$\tau_t = \frac{\rho V c}{hA_s}. \quad (4)$$

O método da capacitância global é o método mais simples e pode ser utilizado na solução de problemas transientes de aquecimento e de resfriamento. Valendo-se dessa afirmação, é importante observar a validade do método, ou seja, em que condições

o método da capacitância global pode ser utilizado. Pode-se afirmar que este método é válido quando obedecer à seguinte relação (INCROPERA, 2001):

$$Bi = \frac{hL_c}{k} < 0,1, \quad (5)$$

onde  $Bi$  é chamado de número de Biot,  $k$  é a condutividade térmica e  $L_c$  é o comprimento característico dado por:

$$L_c = \frac{V}{A_s}. \quad (6)$$

Se o número de Biot for menor que 0,1; logo, o erro associado ao uso deste método é desprezível. Outra grandeza que merece destaque é o número de Fourier, que é um tempo adimensional e que tem como função de caracterizar problemas de condução transiente, assim como o número de Biot. Ele é definido como sendo:

$$Fo = \frac{\alpha t}{L_c^2}, \quad (7)$$

onde a difusividade térmica,  $\alpha$ , é definida como sendo:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c}. \quad (8)$$

Este método é bastante útil para a engenharia, pois, a partir dele, podem-se determinar algumas propriedades dos materiais no seu resfriamento ou aquecimento, tendo em vista que se tem o perfil de temperatura deste material no decorrer do tempo.

### 3.2 Perfis de Temperatura em Aletas

As aletas podem ser definidas como superfícies estendidas tendo como principal objetivo o aumento da taxa de transferência de calor entre um sólido e um fluido, como,

por exemplo, o ar. O  $h$  também pode ser determinado a partir de dados do perfil de aquecimento de aleta em regime estacionário para uma dada condição operacional.

Considerando-se o tratamento unidimensional na direção  $x$  longitudinal, embora na realidade a condução de calor no interior da aleta seja tridimensional, a taxa na qual a energia passa para o fluido por convecção em qualquer ponto da superfície da aleta deve ser igualada à taxa líquida na qual a energia atinge aquele ponto devido à condução na direção  $(y, z)$  normal.

Uma vez que, na prática, devido à aleta ser fina e as variações de temperatura na direção normal e transversal no interior da aleta serem pequenas quando comparadas à diferença de temperatura entre a aleta e o fluido adjacente, pode-se considerar que a temperatura é uniforme ao longo da espessura e da largura da aleta, isto é, ela é somente função de  $x$  (INCROPERA, 2001).

Para que possam ser obtidas as distribuições de temperaturas ao longo de uma aleta, consideram-se: condições de regime estacionário, condutividade térmica constante, radiação térmica desprezível, resistência térmica de contato desprezível, coeficiente de transferência de calor uniforme ao longo da superfície, sem geração de calor e área da secção transversal uniforme. A partir dessas considerações, pode-se analisar o perfil de temperatura de uma aleta segundo três condições de contorno que serão discutidas.

A primeira considera uma aleta muito longa, ou seja, o comprimento da aleta tende para o infinito, logo se tem:

$$T = (T_b - T_\infty)e^{-mx} + T_\infty, \quad (9)$$

onde  $x$  é a distância ao longo da aleta,  $T_b$  é a temperatura da base e  $m$  é o parâmetro da aleta definido como:

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kA_{tr}}}, \quad (10)$$

em que  $P$  é o perímetro e  $A_{tr}$  é a área transversal. A segunda condição de contorno considera desprezível a perda de calor na extremidade, tem-se assim, um segundo perfil de temperatura:

$$T = (T_b - T_\infty) \frac{\cosh[m(L - x)]}{\cosh(mL)} + T_\infty, \quad (11)$$

em que  $L$  é o comprimento da aleta. A terceira condição de contorno considera que há transferência de calor por convecção na extremidade da aleta, logo tem-se:

$$T = (T_b - T_\infty) \frac{\cosh[m(L - x)] + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh(L - x)}{\cosh(mL) + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh(mL)} + T_\infty. \quad (12)$$

### 3.3 Desempenho de uma Aleta

A aleta representa uma resistência térmica condutiva à transferência de calor na superfície não aletada e, por esse motivo, não existe qualquer garantia de que a taxa de transferência de calor aumente com o emprego de aletas. As resistências térmicas da aleta,  $R_{t,a}$ , e da base,  $R_{t,b}$ , podem ser calculadas pelas seguintes expressões:

$$R_{t,a} = \frac{\theta_b}{q_a}, \quad (13)$$

onde  $q_a$  é a taxa de transferência de calor da aleta e:

$$\theta_b = T - T_b, \quad (14)$$

e:

$$R_{t,b} = \frac{1}{hA_{tr,b}}, \quad (15)$$

em que  $A_{tr,b}$  é a área da seção transversal na base da aleta. Pode-se definir também outro parâmetro que analisa o desempenho térmico de uma aleta, esse parâmetro é chamado de eficiência da aleta e é definido por:

$$\eta_a \equiv \frac{q_a}{q_{max}} = \frac{q_a}{hA_a(T - T_\infty)}, \quad (16)$$

em que  $A_a$  é a área superficial da aleta,  $q_{max}$  é a taxa máxima de dissipação de energia que existiria em uma aleta caso toda a sua superfície estivesse à mesma temperatura da sua base. Para a terceira condição (aleta infinita), a eficiência da aleta é calculada por:

$$\eta_a = \frac{1}{mL}. \quad (17)$$

Para a segunda condição (aleta adiabática), tem-se:

$$\eta_a = \frac{\tanh mL}{mL}. \quad (18)$$

Harper & Brown (1922) mostraram que a solução da condição de aleta convectiva pode ser expressa da mesma forma que a Equação 18, desde que se utilize um comprimento corrigido para a aleta. Assim, teremos:

$$\eta_a = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}, \quad (19)$$

em que para aletas retangulares:

$$L_c = L + (t_s/2), \quad (20)$$

onde  $t_e$  é a espessura. Erros associados a esta aproximação são desprezíveis se  $(ht_e/k) \leq 0,0625$ .

### 3.4 Equações Simplificadas para o ar

Algumas equações simplificadas são utilizadas para uma estimativa rápida, porém aproximada, do coeficiente de transferência de calor por convecção médio de superfícies isotérmicas no ar à pressão atmosférica e em temperaturas moderadas. Para obtenção de resultados mais precisos, empregam-se expressões mais exatas. A equação simplificada a ser utilizada neste trabalho se aplica para o ar, entre 20 e 800 °C. Ademais, também se aplica para o CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e para os gases de chaminé (HOLMAN, 2010). O número de Grashof pode ser definido como:

$$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L^3}{\nu^2}, \quad (21)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão volumétrica,  $T_w$  é a temperatura do sólido,  $\nu$  é a viscosidade cinemática e  $L$  é o comprimento. Levando-se em conta a geometria de uma placa horizontal, com a superfície quente voltada para cima e a superfície fria voltada para baixo, tem-se duas correlações que serão apresentadas.

A primeira para regime laminar, obedecendo à seguinte condição:

$$10^4 < GrPr < 10^9, \quad (22)$$

sendo  $Pr$  o número de Prandtl. O coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por:

$$h = 1,32\left(\frac{\Delta T}{L}\right)^{\frac{1}{4}}, \quad (23)$$

sendo  $\Delta T = T_w - T_\infty$ . A segunda correlação é para regime turbulento, obedecendo à seguinte condição:

$$GrPr > 10^9. \tag{24}$$

Neste caso, o coeficiente de transferência de calor por convecção é dado por:

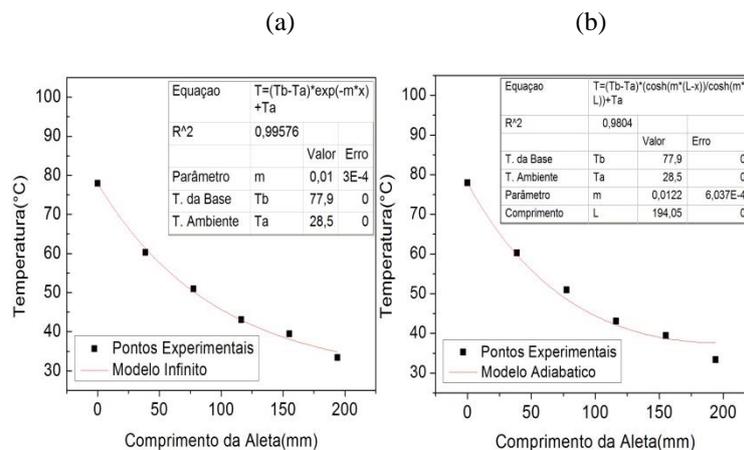
$$h = 1,43(\Delta T)^{\frac{1}{5}}. \tag{25}$$

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

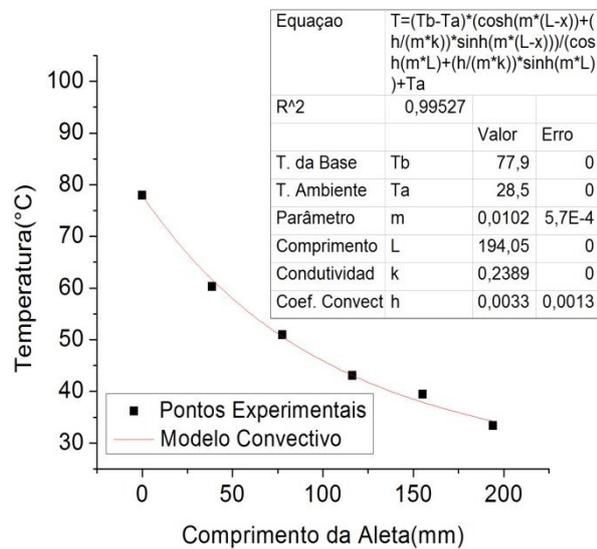
### 4.1 Determinação do $h$ em Regime Estacionário

Observa-se, na Figura 4, os perfis de temperatura em regime estacionário e ambiente livre. Pode-se observar, na Figura 4, que o melhor ajuste foi pelo modelo infinito com um  $r^2$ , coeficiente de determinação, igual a 0,99576. O valor do  $h$  foi então obtido pela Equação 10, com o valor de  $m$  ajustado pelo modelo de aleta infinita. Utilizou-se uma condutividade média de 238,93 W/mK, logo, o coeficiente convectivo encontrado foi de 22,38 W/m<sup>2</sup>K. A Tabela 1 apresenta os demais parâmetros para ambiente livre, onde, para o cálculo do coeficiente convectivo  $h$  teórico, foi utilizada a correlação simplificada para o ar, a partir da Equação 23.

**Figura 4** – Perfil de temperatura da aleta em regime estacionário e ambiente livre: ajuste pelo modelo infinito (a), adiabático (b) e convectivo (c).



(c)



**Tabela 1** – Parâmetros da aleta calculados para ambiente livre.

Parâmetro	Ambiente Livre
$R_{t,a}$	5,9695 K/W
$R_{t,b}$	638,325 K/W
$q_a$	9,1067 W
$h$ teórico	3,816 W/m <sup>2</sup> K
$\eta$	0,48

Fonte: elaboração própria

Na Figura 5, apresentam-se os perfis de temperatura em regime estacionário para ambiente confinado. Pode-se observar na Figura 5, que o melhor ajuste com um  $r^2$  igual a 0,9977, foi o ajuste pelo modelo convectivo. Para o cálculo do coeficiente convectivo, utilizou-se o parâmetro  $m$  do modelo infinito, assim como no ambiente livre, na Eq. 10 para o cálculo de  $h$ . Foi utilizada uma condutividade média de 239,042 W/mK, assim, o coeficiente convectivo encontrado foi de 18,39 W/m<sup>2</sup>K.

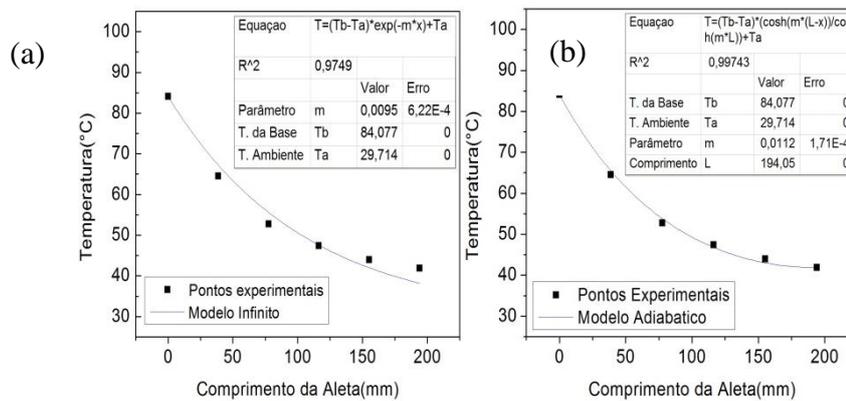
A Tabela 2 apresenta os demais parâmetros para ambiente confinado, onde, para o cálculo do coeficiente convectivo  $h$  teórico, foi utilizada a correlação simplificada para o ar, a partir da Equação 23.

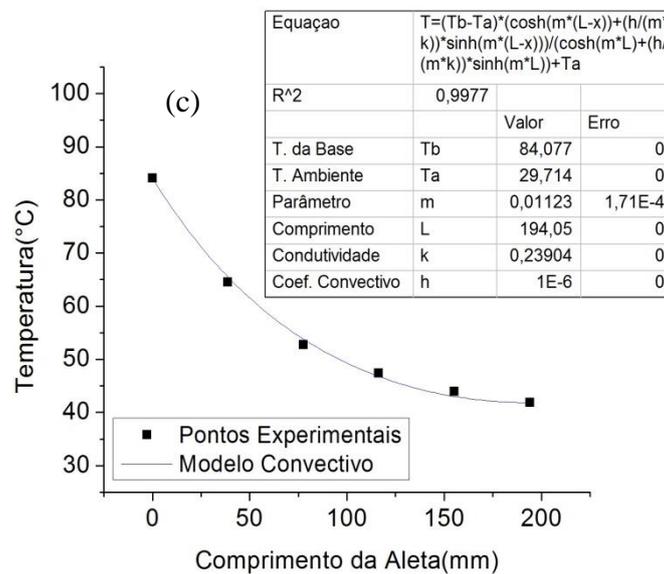
**Tabela 2** – Parâmetros calculados para ambiente confinado.

Parâmetro	Ambiente Confinado
$R_{t,a}$	6,706 K/W
$R_{t,b}$	776,82 K/W
$q_a$	8,1046 W
$h$ teórico	4,776 W/m <sup>2</sup> K
$\eta$	0,52

Fonte: elaboração própria

**Figura 5.** Perfil de temperatura da aleta em regime estacionário e ambiente confinado: ajuste pelo modelo infinito (a), adiabático (b) e convectivo (c).





Comparando-se os experimentos em ambiente confinado e em ambiente livre, pôde-se observar uma maior transferência de calor para o experimento livre, o que foi corroborado pelo valor de  $h$  experimental obtido em convecção livre.

O  $h$  teórico obtido a partir da correlação simplificada para o ar, considerando ambiente confinado, foi de  $4,776 \text{ W/m}^2\text{K}$ , o que representa 26% do  $h$  experimental. Para o ambiente livre, o  $h$  teórico forneceu um valor de  $3,816 \text{ W/m}^2\text{K}$ , o que representa 17% do  $h$  experimental.

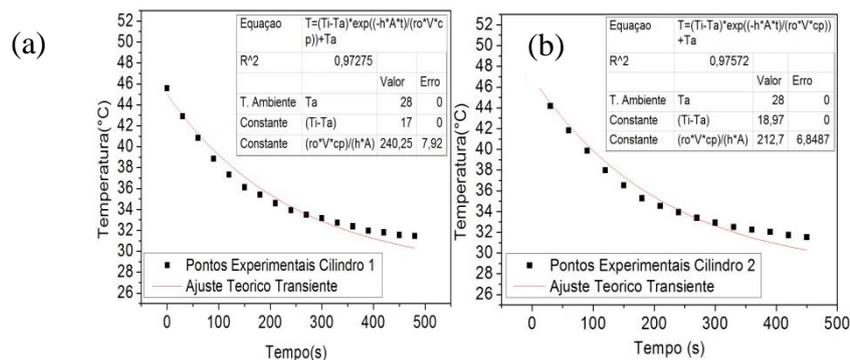
Ressalta-se que as medidas das temperaturas em função do tempo foram realizadas em uma aleta de alumínio, como explicado no percurso metodológico, e não em cada uma das aletas de diferentes geometrias e materiais. Tem-se que considerar também que a fonte de aquecimento possui um termostato, logo, não foi possível o aquecimento máximo da aleta, pois quando a aleta alcançava uma temperatura muito elevada, a fonte de aquecimento desligava e ocasionava uma variação na temperatura em regime transiente e estacionário.

O coeficiente convectivo experimental obtido encontra-se dentro do intervalo de valores típicos, que, para convecção natural, é de 2 a 25 W/m<sup>2</sup>K para o caso de gases (INCROPERA, 2001).

## 4.2 Determinação do $h$ em Regime Transiente

Apresenta-se, na Figura 6, os perfis de temperatura em regime transiente em ambiente livre. Uma análise dos resultados dos ajustes realizados para os experimentos em questão indicam valores para a constante de tempo de: 240,25 e 212,79 s<sup>-1</sup>, com seus respectivos  $r^2$ : 0,97275, 0,97572, para o cilindro 1 e 2, respectivamente. A partir da definição da constante de tempo, Equação 4, os valores de  $h$  calculados foram iguais a: 12,25 e 11,85 W/m<sup>2</sup>K, para os cilindros 1 e 2, respectivamente. O  $h$  teórico obtido a partir da correlação simplificada para o ar, Equação 23, para o cilindro 1, foi de 1,41 W/m<sup>2</sup>K, o que representa 11,5 % do  $h$  experimental. Para o cilindro 2, o  $h$  teórico foi de 1,39 W/m<sup>2</sup>K, o que representa 11,7 % do  $h$  experimental.

**Figura 6.** Perfil de temperatura do cilindro 1 (a) e 2 (b) em regime transiente e ambiente livre.



Para validar os coeficientes convectivos experimentais encontrados, foi feita uma análise do número de Biot em cada um dos dois casos. Utilizando-se da Equação 5, encontrou-se o número de Biot para cada um dos dois cilindros. Para o cilindro 1, o

número de Biot encontrado foi de 0,000632 e para o cilindro 2 foi de 0,000155. Os dois números de Biot obedeceram à condição  $Bi < 0,1$ , portanto, conclui-se que o método de parâmetros concentrados para o cálculo dos coeficientes convectivos foi válido para os dois cilindros em questão.

O coeficiente convectivo experimental obtido também encontra-se dentro do intervalo de valores típicos de 2 a 25 W/m<sup>2</sup>K para o caso de gases (INCROPERA, 2001).

## 5. CONCLUSÃO

O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , foi obtido experimentalmente a partir dos métodos em regime estacionário e em regime transiente. Os valores obtidos indicam uma boa concordância com os valores médios indicados na literatura para a faixa de convecção livre e confinado, indicando também uma variação de 75,5%, aproximadamente, em relação ao valor de  $h$  obtido pela correlação simplificada para o ar.

A comparação entre os valores obtidos experimentalmente com o valor teórico calculado pela correlação simplificada para o ar corrobora que esta correlação é apenas uma aproximação inicial para o valor de  $h$ , devendo-se determiná-lo para cada situação específica quando se requer uma melhor exatidão.

## 6. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão (IFMA) pelo suporte financeiro.

## 7. REFERÊNCIAS

GOMES, L.A.C.N. **Estudo da transferência de calor por convecção natural em dissipadores usando OpenFoam**. 2015. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 2015.

HARPER, D. R.; BROWN, W. B. **Mathematical Equations for Heat Conduction in the Fins of Air Cooled Engines**, NACA Report, 158, 1922.

HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 10 ed. Mc Graw Hill, 2010.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5. ed. John Wiley & Sons, 2001.

LEDEZMA, G.; BEJAN, A. Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 39 (9), p. 1773-1783, 1996).

MIRANDA JR., E.J.P. **Aulas práticas em termofluidodinâmica no Departamento de Mecânica e Materiais do curso de Engenharia Mecânica Industrial do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão**. 2010. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica Industrial) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Maranhão, Maranhão, 2010.

MIRANDA JR., E.J.P.; GONÇALVES, R.S. Determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por convecção. Em: **Anais do VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2012.