



XXVI CREEM

Congresso Nacional de Estudantes
de Engenharia Mecânica

ILHÉUS/ITABUNA - BAHIA



XXVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica,
CREEM 2019
19 a 23 de agosto de 2019, Ilhéus, BA, Brasil

ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO EM UMA PLACA PLANA POR IMAGEAMENTO TÉRMICO

Pedro Paulo Silva de Almeida, almeidapps@gmail.com¹

José Leandro Cardoso Rivera Vila, jl.vila@hotmail.com¹

Jhon Nero Vaz Goulart, jvaz@unb.br²

Tallita Karoline Nunes, tallita.nunes@unb.br³

Tiago de Melo, tiago.melomec@gmail.com¹

¹ Centro Universitário do Distrito Federal, Brasília, 70.390-045, Brasil

² Universidade de Brasília, Gama, 72.405-601, Brasil

³ Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC, UnB, Gama, 72.405-601, Brasil

Resumo. Uma técnica experimental é desenvolvida para avaliar o coeficiente de transferência de calor em uma placa plana, usando imageamento térmico sem perturbar o escoamento do fluido sobre a superfície aquecida. O aparato experimental consiste em uma placa plana submetida a uma fonte de calor contante. A placa é inserida em um canal aerodinâmico com velocidade do escoamento controlada por um inversor de frequência. Diferentes técnicas experimentais e materiais foram utilizados. Contudo, o experimento de maior sucesso contou com um fino filme de alumínio. Esse filme foi dividido em pequenos pedaços, levando a minimização do termo de condução e maximização do processo de convecção. Os resultados experimentais são condizentes com a literatura aberta levando a uma solução do tipo $Nu = C Re_x^m Pr^n$, onde C , m e n , foram, respectivamente, 0,031, 0,85 e 1/3. Foram testados valores de Reynolds de 1000 até 5.77×10^4 .

Palavras chave: Imageamento térmico. Convecção forçada. Placa plana, experimentação em transferência de calor.

1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor por convecção rege o funcionamento de diversos dispositivos no vasto cenário de engenharia, desde dispositivos eletrônicos até equipamentos mais robustos na indústria de energias renováveis, tais como os receptores solares de alta pressão e temperatura, tubos internos em trocadores de calor e dutos aletados são exemplos de configurações dentro da engenharia. Nesses equipamentos a confiança nos dados de transferência de calor é de primeira importância, e aporta de forma significativa na segurança operacional de vários equipamentos.

O mecanismo de convecção na transferência de calor depende do padrão de escoamento, das propriedades do fluido e da configuração geométrica da superfície. Entre esses o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , é o principal parâmetro para o cálculo da quantidade de energia térmica transferida entre o fluido e a superfície.

Nas últimas décadas, inúmeras pesquisas experimentais foram desenvolvidas para investigar a transferência de calor por convecção em placa plana, avaliando as funções de variáveis fluidodinâmicas e geométricas. No entanto, a maioria desses estudos experimentais utilizaram parâmetros médios de transferência de calor, aplicando medições de temperatura pontuais, e obtiveram como resultado um conhecimento modesto de convecção (Nakamura, 2007). O recente aprimoramento da técnica de imageamento térmico, com relação a resoluções espaciais e de temperatura permite investigar as distribuições de temperatura médias em superfícies sob transferência de calor por convecção, sem promover alterações nas condições de escoamento ao redor da geometria de interesse (Nakamura, *et al.*, 2011).

Nakamura (2009) desenvolveu um estudo experimental acerca do mecanismo de transferência de calor em regime transiente em uma placa plana submetida a um escoamento paralelo, seguido por suas pesquisas posteriores Nakamura e Igarashi (2006), Nakamura e Yamada (2013) e Nakamura e Yamada (2017). Os pesquisadores desenvolveram técnicas de medições para as características espaciais e temporais de transferência de calor usando termografia infravermelha e empregando uma superfície finas com baixa capacidade térmica, buscando elucidar o comportamento espaço-temporal da transferência de calor promovida pela turbulência do escoamento. Os autores verificaram ainda que a condutividade térmica da superfície em transferência de calor, devido à baixa condutividade térmica do ar, promove efeitos consideráveis sobre os resultados uma vez que a condução térmica tende a uniformizar a distribuição de temperatura da superfície em convecção. Para amenizar esses efeitos os pesquisadores desenvolveram aparatos experimentais buscando minimizar a resistência a transferência de calor por convecção e maximizar a resistência a transferência de calor por condução (Yamada e Nakamura, 2015, 2016). Para isso, empregaram filmes metálicos com baixa capacidade térmica, aquecidos por efeito Joule. As avaliações experimentais buscam elucidar a

relação entre a transferência de calor e as estruturas turbulentas do escoamento em uma placa plana posicionada a jusante de um degrau voltado para trás. A metodologia experimental se mostrou promissora para investigar o comportamento espacial da transferência de calor por convecção em função das estruturas turbulentas desenvolvidas no escoamento. Em um estudo mais recente Jakkareddy e Balaji (2018), utilizou uma técnica não intrusiva, *liquid crystal thermography*, para determinar os coeficientes de transferência de calor que variam espacialmente em uma placa plana com fontes de calor. As fontes de calor, constituídas por três blocos de alumínio aquecidos por meio de resistências cartucho, eram inseridas em uma placa de *hylam*. Os autores determinaram uma correlação para o número de Nusselt local a partir dos resultados experimentais.

Blair (1983a e 1983b) desenvolveu extensivos experimentos objetivando determinar a influência da intensidade de turbulência da corrente livre sobre a transferência de calor da camada limite turbulenta em uma placa plana, a intensidade de turbulência gerada na grade variou de 0.25 a 6 %. O autor constatou que o número de Stanton, para os testes conduzidos com intensidade de turbulência entre 6 % e 18 %, era maior do que o caso com baixa intensidade de turbulência. Estudos experimentais posteriores foram desenvolvidos por MacMullin, *et al.*, 1989, Young, *et al.*, 1992, Péneau, *et al.* 2004 e Melina, *et al.*, 2018 empregando técnicas experimentais de medições pontuais e imageamento térmico para avaliar a distribuição de temperatura da placa. De forma geral os autores investigaram a sensibilidade do coeficiente de transferência de calor a intensidade de turbulência. MacMullin, *et al.*, 1989, a partir das medições experimentais, apresentaram correlações para o número de Stanton em função do número de Reynolds e da intensidade de turbulência da corrente livre em placas parcialmente e totalmente aquecidas. Os autores verificaram o aumento do coeficiente de transferência de calor local com a intensificação da turbulência na corrente livre e observaram que adição do comprimento inicial não aquecido causou um aumento no número de Stanton em comparação com a placa totalmente aquecida, com o efeito um pouco aumentado nos números mais elevados de Reynolds e reduzido nos números mais baixos de Reynolds investigados.

Fato esse corroborado anos depois por Péneau e seus colaboradores (Péneau, *et al.*, 2004). Nesse trabalho os autores observaram um aumento de até 200% na transferência de calor local, quando a intensidade de turbulência variava de 2% a 16%, para número de Reynolds local de até $8,0 \times 10^4$.

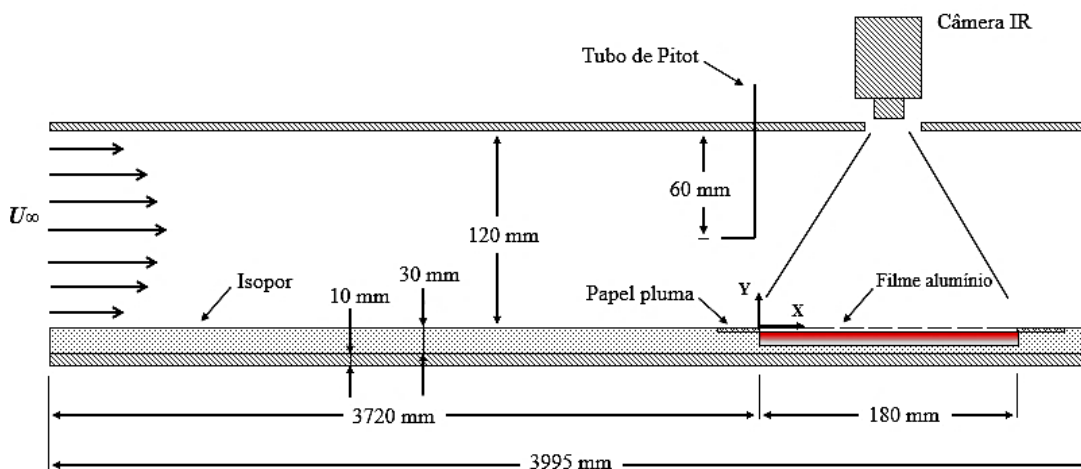
Nesse contexto, o presente trabalho busca investigar o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada empregando uma técnica de imageamento térmico. Nesta pesquisa uma técnica experimental é desenvolvida para estimar o coeficiente de transferência de calor variando espacialmente. Os resultados experimentais mostraram-se em boa concordância com a literatura aberta.

2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

2.1 Placa Plana

A Fig. 1 mostra um desenho esquemático da placa plana aquecida inserida em uma canal aerodinâmico. O canal é de acrílico e possui seção de testes de 200×150 [mm]. O fluido de trabalho é ar a temperatura ambiente, dirigido ao interior do canal por um ventilador centrífugo controlado por um inversor de frequência, permitindo o controle da velocidade.

Figura 1. Desenho esquemático seção de teste experimental



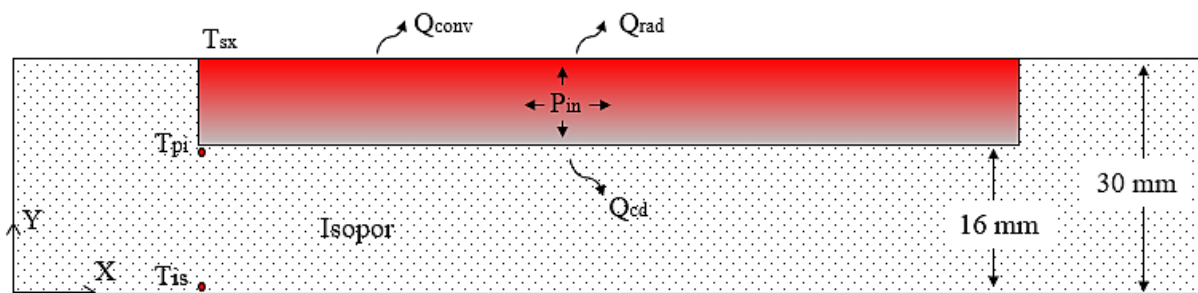
O canal aerodinâmico possui 4000 mm de comprimento. A temperatura média do escoamento e a velocidade de referência, U_∞ , são avaliadas por um termopar tipo k e um tubo de Pitot, respectivamente, localizados próximo a seção de teste, tal como mostrado na Fig. 1. A intensidade de turbulência na região de medição é de 3% e foi aferida com

anemômetro de fio quente IFA-300 – TSI. A distribuição de temperatura instantânea da superfície foi medida por meio de uma câmera térmica modelo Fluke™ Ti 125, posicionada a 120 mm da placa aquecida, através da corrente de ar, que é transparente para a radiação infravermelha (Nakamura, 2009). Para isso a superfície de teste, submetida ao escoamento, foi coberta por uma fina camada de tinta com alta emissividade (Silveira e Goulart, 2018).

Nesse trabalho, duas configurações de placa plana foram investigadas, sendo ambas acopladas na seção de teste do canal aerodinâmico. Para as duas configurações, a fonte geradora de energia térmica foi construída por um cilindro oco, usinado em latão, alumínio e cobre, com uma resistência cartucho embutida, resultando em uma célula aquecida que foi acoplada em um suporte de poliestireno expandido e coberta pela placa plana estudada (Jakkareddy e Balaji, 2018).

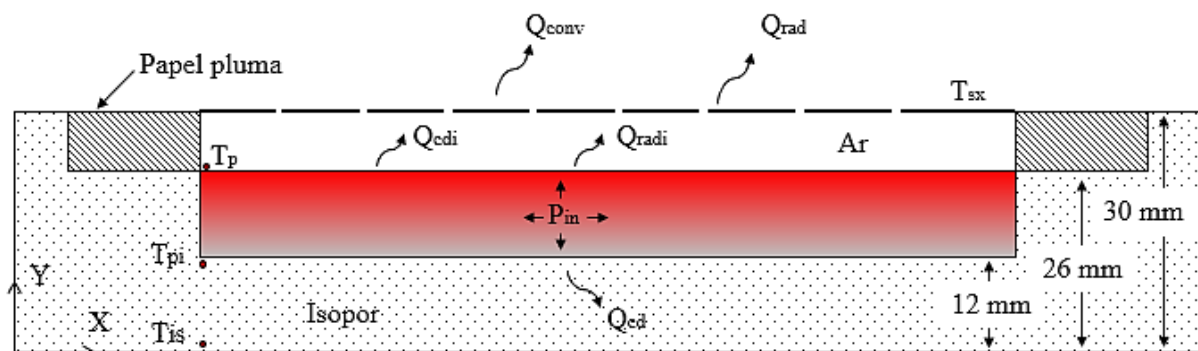
No primeiro modelo, a placa plana, com 14 mm de largura e 180 mm de comprimento, foi confeccionada em latão, alumínio e cobre, com condutividade térmica de 109, 205 e 385 W/m·K respectivamente, e montada em um substrato de poliestireno expandido, com condutividade térmica de 0,033 W/m·K. Esse substrato foi utilizado para reduzir as perdas de calor por condução nas direções y e z, durante o experimento. A Figura 2 apresenta o diagrama esquemático da primeira placa plana estudada, com a representação das principais temperaturas analisadas e das taxas de energia térmica consideradas a partir da fonte de calor.

Figura 2. Desenho esquemático do primeiro modelo de placa plana, com representação das temperaturas e taxas de calor cedidas pela resistência cartucho durante os experimentos



A Figura 3 mostra o desenho esquemático do segundo protótipo de placa plana, confeccionada em filme de alumínio, com 25 mm de largura e 195 mm de comprimento, similar aos desenvolvidos por Mehendale, *et al.*, 1990 e Young, *et al.*, 1992. Contudo, a fim de reduzir a condução térmica ao longo ao longo da placa essa foi seccionada em pedaços de 15 mm de comprimento e coladas diretamente em um substrato de 4 mm de espessura, 50 mm de largura e 300 mm de comprimento de papel pluma. O papel pluma apresenta boas propriedades de isolamento térmico porque é formado por duas camadas de papel e um núcleo de espuma, que diminuem o fluxo de calor através do substrato (Silveira e Goulart, 2018). Uma condição de fluxo térmico constante foi obtida realizando o aquecimento da placa confeccionada em filme de alumínio utilizando a placa de alta condutividade com elemento resistivo acoplado.

Figura 3. Desenho esquemático do segundo modelo de placa plana, com representação das temperaturas e taxas de calor cedidas pela resistência cartucho durante os experimentos



Em ambos os substratos os métodos de aquisição de temperatura da superfície e medição de velocidade de referência foram idênticos. Contudo, no segundo substrato tomou-se mais cuidado no isolamento da peça aquecida. A fonte de calor em ambos os casos foi uma resistência cartucho aquecida por meio de uma fonte de alimentação DC marca Minipha, modelo MPL 3305 com saída de até 32 V e 5 Amperes.

Uma condição de fluxo térmico constante foi obtida realizando o aquecimento da placa confeccionada em filme de alumínio utilizando a placa de alta condutividade com elemento resistivo acoplado

3. EQUAÇÕES GOVERNANTES

3.1 Números Adimensionais

Os números adimensionais que governam a transferência de calor por convecção sobre uma placa plana são o número de Reynolds (Re), o número de Prandtl (Pr), o número de Nusselt (Nu) e o número de Stanton (St). O número de Reynolds é definido pela relação entre força inercial e força viscosa. Esse denota que o escoamento é laminar ($Re < 5 \times 10^5$) ou turbulento ($Re > 5 \times 10^5$), Das (2017). A expressão para o número de Reynolds é:

$$Re_x = \frac{\rho U_\infty x}{\mu} \quad (1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, U_∞ é a velocidade do fluido na corrente livre, x é a distância a partir da aresta frontal da placa e μ é a viscosidade dinâmica do fluido e

O número de Prandtl é definido como a razão entre a difusividade molecular e a difusividade térmica. Esse também é aplicado para quantificar a espessura da camada limite de velocidade e da camada limite térmica. A expressão para o número de Prandtl é apresentada por:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2)$$

onde v é a difusividade molecular, α é a difusividade térmica, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, C_p é o calor específico e k é a condutividade térmica do fluido. O número de Nusselt e o número de Stanton são empregados mais extensivamente para representar a taxa de transferência de calor. O número de Nusselt (Nu), é definido como a razão entre a transferência de calor por convecção (q_{cv}) e a transferência de calor por condução (q_{cd}) da superfície para o fluido ou vice-versa. O Nu é dado por:

$$Nu_x = \frac{Q_{cv}}{Q_{cd}} \quad (3)$$

sendo

$$Q_{cv} = hA_s \Delta T \quad (4)$$

$$Q_{cd} = kA_s \frac{\Delta T}{x} \quad (5)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_s é a área de superfície exposta à convecção, k é condutividade térmica do fluido, x é a distância a partir da aresta frontal da placa e ΔT é o gradiente de temperatura entre a fonte de maior e menor temperatura, .

Logo o número de Nusselt pode ser definido conforme apresentado na Eq. (6), assim como, representado pela Eq. (7) em função do número de Reynolds e do número de Prandtl. Os valores de C , m e n são obtidos através de dados experimentais, para geometrias e regime de escoamento específicos.

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \quad (6)$$

$$Nu_x = C Re_x^m Pr^n \quad (7)$$

O número de Stanton local, definido conforme apresentado na Eq. 8, é um número adimensional utilizado por inúmeros pesquisadores para representar o coeficiente de transferência de calor local. A partir dos resultados experimentais expressões para o número de Stanton em função do número de Reynolds e Prandtl podem ser obtidas, Eq. (9).

$$St = \frac{h_x}{\rho C_p U_\infty} \quad (8)$$

$$St = C Re_x^{-m} Pr^{-n} \quad (9)$$

A partir dos parâmetros adimensionais determinados neste item, pode-se observar que o problema da transferência de calor por convecção forçada em uma placa plana consiste em quantificar o coeficiente de transferência de calor por convecção.

3.2 Coeficiente de Transferência de Calor

Neste trabalho, a taxa de calor gerada no interior da resistência cartucho foi calculada a partir da potência dissipada. Essa foi determinada por meio da tensão e da corrente que foram medidas utilizando um voltímetro e um amperímetro embutidos na fonte de corrente contínua (DC). A transferência de calor na placa será através de convecção forçada na superfície superior submetida ao escoamento do fluido, por radiação e condução conforme o modelo esquemático do fluxo de calor na placa plana mostrado na Fig. 3.

Para quantificar as perdas de calor por radiação e por condução da resistência cartucho para o substrato foram instalados termopares para mensurar (i) a temperatura na superfície superior da placa (T_p), (ii) a temperatura na superfície inferior da placa (T_{pi}) e (iii) a temperatura na superfície inferior do suporte de poliestireno expandido (T_{iso}). A distribuição de temperatura instantânea na superfície (T_{sx}) foi determinada por imageamento térmico.

Conforme Nakamura (2009), o coeficiente de transferência de calor por convecção local foi calculado como:

$$h_x = \frac{P_{in} - Q_{rad} - Q_{cd} - Q_{rad} - Q_{cdi}}{T_{sx} - T_{ar}} \quad (10)$$

Onde P_{in} é a potência dissipada pelo elemento resistivo, Q_{rad} é a taxa energia térmica perdida por radiação da superfície superior da placa plana para o fluido, Q_{cd} é a taxa de transferência de calor perdida por condução para o substrato, Q_{radi} é a taxa de transferência de calor por radiação da superfície superior da placa plana o fluido e Q_{cdi} é a taxa de energia térmica transferida por condução da placa plana para o filme de ar. Sendo considerada a emissividade da superfície metálica com aplicação de um filme de tinta preto fosco (ϵ_s) igual à 0,95 (Melina, *et al.*, 2018). e a emissividade do filme de alumínio (ϵ_{alu}) aproximadamente de 0,05, conforme Ahmed e Talama (2008). As soluções para P_{in} , Q_{rad} , e Q_{cd} são dadas pelo conjunto de Eq. 11, (Nakamura e Yamada, 2013).

$$\begin{aligned} P_{in} &= VI \\ Q_{rad} &= \epsilon A_s (T_{sx}^4 - T_{ar}^4) \\ Q_{cd} &= A_{st} k \frac{(T_p - T_{iso})}{L_{iso}} \\ Q_{cdi} &= A_{st} k \frac{(T_p - T_{sx})}{L_{ar}} \\ Q_{radi} &= \frac{\epsilon A_{sf} (T_p^4 - T_{ar}^4)}{\frac{1}{\epsilon_s} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \end{aligned} \quad (11)$$

No conjunto de Eqs. 11, V é a tensão elétrica, I é a corrente elétrica, k_{ar} é a condutividade térmica do ar, k_{iso} é a condutividade térmica do isopor, A_s é a área da superfície da placa seccionada e A_{st} é a área da superfície.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As correlações de transferência de calor para regime de escoamento turbulento de placa plana foram empregadas para verificação dos resultados experimentais. Os testes foram realizados para condições de fluxo de calor uniforme com número de Reynolds entre $5,77 \times 10^4$ e $8,25 \times 10^4$. Em cada caso, as distribuições do número de Stanton (S_t) e o número de Nusselt (N_u), variando espacialmente em função do número de Reynolds (Re_x), foram determinadas.

As taxas de energia térmica cedida pela resistência cartucho por condução para o substrato de poliestireno expandido e por radiação, a partir da superfície aquecida, calculadas como aproximadamente iguais à 8,00 e 7,75 %, respectivamente. Essas taxas podem ser reduzidas diminuindo o nível de potência dissipada pela resistência, contudo isso levaria a baixos níveis de energia, o que pode acarretar maiores incertezas nos resultados experimentais (Jakkareddy e Balaji, 2018).

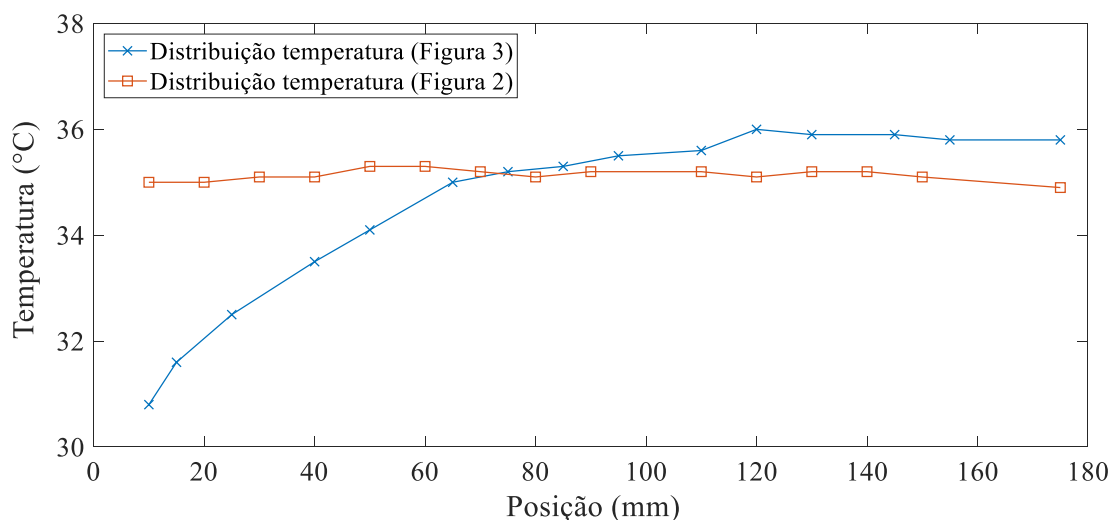
O aquecimento do sistema é realizado por efeito Joule, energizando a resistência cartucho de 450 W de potência, utilizando uma fonte Minipa modelo MPL – 3305 com uma corrente máxima de 5 A. As potências foram testadas dentro dos limites impostos pela fonte disponível $P_d \leq 9,57 W$, uma potência ótima que produz um gradiente de

temperatura entre o escoamento e a placa de aproximadamente $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e mantém uma condição de fluxo de calor constante é empregada para estudar a transferência de calor da camada limite “laminar” de placa plana.

A distribuição de temperatura (T_{xy}) foi medida com uma câmera infravermelha modelo Fluke™ Ti 125, posicionada fora do túnel de vento e focada no lado aquecido da placa através de uma janela na parede superior da seção de teste. O procedimento de aquisição da T_{xy} , utilizando a câmera IR foi realizado conforme Melina, *et al.*, 2018. O elemento resistivo foi energizado utilizando a fonte de corrente contínua ajustada em 4.48 W. A distribuição de temperatura instantânea da superfície (distribuição de temperatura do filme metálico aquecido), foi adquirida usando a câmera IR depois de permitir tempo suficiente (aproximadamente 25 min) para que as condições de estado estacionário sejam obtidas. O túnel de vento foi ligado e foi permitido um tempo de estabilização para que a temperatura do escoamento, T_{ar} , medida utilizando um termopar se tornasse estável na velocidade desejada U_{∞} e para que as condições de estado estacionário sejam atingidas pela placa plana. Finalmente, a distribuição de temperatura instantânea da superfície em convecção forçada foi adquirida com a câmera IR. Os valores médios da temperatura da superfície (T_{sx}) foram obtidos pela média de pontos na direção z em cada posição x avaliada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor variando espacialmente na placa.

Inúmeros testes experimentais foram realizados em placas planas confeccionados em latão, alumínio e cobre, aquecidas por efeito Joule energizando a resistência cartucho. Este método, no entanto, tem um problema inerente em que o gradiente de temperatura na direção do escoamento é atenuado devido a condução do material empregado para confecção da placa plana (Yamada e Nakamura, 2016). Foi observado que a condutividade térmica da superfície em transferência de calor, devido à baixa condutividade térmica do ar ($0,02620\text{ w/m}\cdot\text{k}$) promove efeitos consideráveis sobre os resultados uma vez que a condução térmica na direção do escoamento tende a uniformizar a distribuição de temperatura da superfície em convecção. A Fig. 5 mostra a distribuição de temperatura nas configurações de placa plana das Figs. 2 e 3 para os mesmos valores de velocidade de referência e potência de aquecimento. Pode-se notar que a configuração 2 não conseguiu mostrar gradiente de temperatura, portanto seus resultados não são mostrados nesse artigo.

Figura 5. Distribuição de temperatura nas configurações de placa plana das Figs. 2 e 3

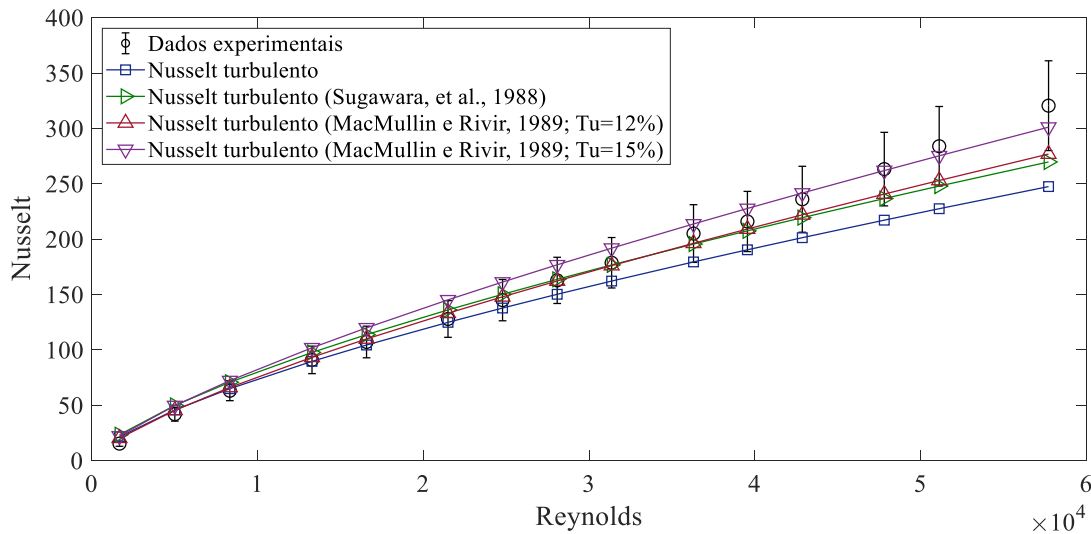


As distribuições de Nusselt variando espacialmente na placa plana foram calculadas com uma incerteza relativa máxima na ordem de 15 %. Estes parâmetros de transferência de calor foram comparados com os resultados experimentais de Sugawara, *et al.*, 1988 e MacMullin e Rivir (1989).

A Fig. 6 mostra a relação entre os números de Nusslet local e o Reynolds local em uma placa plana aquecida com fluxo térmico constante. Nota-se uma curva bastante condizente com aquela esperada teoricamente. Os dados experimentais foram aproximados pela Eq. 7 e as constantes de aproximação foram $C = 0,031$, $m = 0,85$ e $n = 1/3$. A constante C variou de 0,022 até 0,032 nas análises feitas.

Junto aos dados experimentais desse trabalho são mostrados outros autores que relacionaram a transferência de calor convectivo a intensidade de turbulência da corrente livre e ao comprimento inicial não aquecido da placa (Sugawara, *et al.*, 1988 e MacMullin e Rivir, 1989).

Figura 6. Relação entre número de Nusselt local e Reynolds local em placa plana aquecida com fluxo térmico constante



Para uma razoável comparação os resultados dos outros autores foram corrigidos pela Eq. 12

$$Nu_{x\xi} = \frac{Nu_x}{\left[1 - \left(\xi / x^{9/10}\right)\right]^{1/9}} \quad (12)$$

onde, x é a posição a jusante do início da placa, ξ é o comprimento não aquecido da placa.

5. CONCLUSÃO

Esta campanha experimental buscou investigar a transferência de calor por convecção em uma placa plana aquecida sob fluxo térmico contante. A avaliação térmica foi feita utilizando termografia e resistência do tipo charuto.

Durante o trabalho experimental foram feitos dois modelos de substrato aquecido. No primeiro caso os resultados não foram condizentes com a literatura. A alta condutividade térmica da placa aquecida não permitiu visualizar uma distribuição de temperatura, levando a uma distribuição quase constante, independentemente do valor de Reynolds ou potência de aquecimento a qual a placa foi submetida.

Na segunda configuração os processos de controle de fuga de calor foram aprimorados. Esquações que relacionavam a transferência de calor por condução e convecção foram incluídas na avaliação do cálculo do calor convectivo.

Os resultados experimentais encontrados estão em concordância com outros autores. O único valor encontrado que parece fugir das soluções anteriormente propostas foi o expoente $m = 0,85$. Contudo, uma possível explicação parece ser encontrada no trabalho de MacMullin e Rivir (1989) e Péneau, *et al.*, 2004 que sugere o aumento da taxa de crescimento de Nusselt com o Reynolds local a partir do aumento da intensidade de turbulência. Esse ainda é um ponto em aberto nesse artigo.

6. REFERÊNCIAS

- Ahmed, M. R., and Talama, F., 2008. Flow characteristics and local heat transfer rates for a heated circular cylinder in a crossflow of air. *International Journal of Fluid Mechanics Research*, 35(1).
- Blair, M.F., 1983a. Influence of free-stream turbulence on turbulent boundary layer heat transfer and mean profile development. Part I— Experimental Data, *Journal of Heat Transfer* 105, 33–40.
- Blair, M.F., 1983b. Influence of free-stream turbulence on turbulent boundary layer heat transfer and mean profile development. Part II— analysis of results, *Journal of Heat Transfer* 105, 41–47.
- Bejan, A. *Convection Heat Transfer*, 3rd ed., Wiley, New York, 2004.
- Das, R. C., 2017. Multi-scale analysis of turbulent thermal boundary layer with zero pressure gradient.
- Dyban, E.P., Epick, E.Y. and Surpun, T.T., 1977. Characteristics of the laminar layer with increased turbulence of the outer stream, *Int. Chem. Eng.* 17(3), 501–504.
- Jakkareddy, P.S. and Balaji, C., 2018. "A non-intrusive technique to determine the spatially varying heat transfer coefficients in a flat plate with flush mounted heat sources." *International Journal of Thermal Sciences* 131: 144–159.

- Kays W. M. and Crawford M. E., 1983. *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd. ed., McGraw Hill, New York, 163.
- Nakamura, H. and Igarashi, T., 2006. "Measurements of Time-Space Distribution of Convective Heat Transfer Using a Thin Carbon-Film." ICHMT DIGITAL LIBRARY ONLINE. Begel House Inc.
- MacMullin, R. Elrod, W. and Rivir, R., 1989. Free-stream turbulence from a circular wall jet on a flat plate heat transfer and boundary layer flow. *Journal of Turbomachinery*, 111(1), 78-86.
- Mehendale, A. B. Han, J. C. and Ou, S., 1991. Influence of high mainstream turbulence on leading edge heat transfer. *Journal of Heat Transfer*, 113(4), 843-850.
- Melina, G. Bruce, P. J. K. Nedić, J. Tavoularis, S. and Vassilicos, J. C., 2018. Heat transfer from a flat plate in inhomogeneous regions of grid-generated turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 123, 1068-1086.
- Nakamura, H. Takaki, S. and Yamada, S., 2011. "Spatio-temporal characteristics of heat transfer in separated and reattaching flows." ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2011.
- Nakamura, H., 2007. "Measurements of time-space distribution of convective heat transfer to air using a thin conductive-film." TSFP DIGITAL LIBRARY ONLINE. Begel House Inc.
- Nakamura, H., 2009. "Frequency response and spatial resolution of a thin foil for heat transfer measurements using infrared thermography." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52.21-22: 5040-5045.
- Nakamura, Hajime, and Yamada, S., 2013. "Quantitative evaluation of spatio-temporal heat transfer to a turbulent air flow using a heated thin-foil." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 64: 892-902.
- Nakamura, H. and Yamada, S., 2017. "Fast infrared imaging of turbulent heat transfer." *Selected Papers from the 31st International Congress on High-Speed Imaging and Photonics*. Vol. 10328. International Society for Optics and Photonics.
- Péneau, F. Boisson, H. C. Kondjoyan, A. and Djilali, N., 2004. Structure of a flat plate boundary layer subjected to free-stream turbulence. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 18(2), 175-188.
- Yamada, S. and Nakamura, H., 2015. "Spatial correlation of velocity and heat transfer downstream of a backward facing step using 2D-3C PIV and IR thermography." TSFP DIGITAL LIBRARY ONLINE. Begel House Inc., 2015.
- Yamada, S. and Nakamura, H., 2016 "Construction of 2D-3C PIV and high-speed infrared thermography combined system for simultaneous measurement of flow and thermal fluctuations over a backward facing step." *International Journal of Heat and Fluid Flow* 61: 174-182.
- Young, C. D. Han, J. C. Huang, Y. and Rivir, R. B., 1992. Influence of jet-grid turbulence on flat plate turbulent boundary layer flow and heat transfer. *Journal of heat transfer*, 114(1), 65-72.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.