

ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA DE UM AQUECEDOR 3D PROTUBERANTE EM UM CANAL RETANGULAR HORIZONTAL COM ESCOAMENTO LAMINAR DE UM FLUIDO DIELÉTRICO

Felipe Baptista Nishida^a and Thiago Antonini Alves^b

*Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica
Federal do Paraná (UTFPR/Campus Ponta Grossa), Av. Monteiro Lobato, s/n, km 04,
Jardim Carvalho, CEP 84016-210, Ponta Grossa, Paraná, Brasil
^afelipenishida@hotmail.com, ^bthiagoalves@utfpr.edu.br
<http://www.utfpr.edu.br/pontagrossa>*

Palavras-chave: Análise Numérica, Convecção Forçada, Aquecedor 3D Protuberante, Escoamento Laminar, Fluido Dielétrico.

Resumo. A transferência de calor por convecção forçada de um aquecedor 3D protuberante montando na placa inferior de um canal retangular horizontal foi investigada numericamente através do *software ANSYS/FluentTM 14.5*. Uma taxa uniforme de geração de calor foi assumida no aquecedor protuberante e seu resfriamento ocorreu por meio de um escoamento laminar forçado de fluido dielétrico *NovecTM 7500* com propriedades constantes sob condições de regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura eram uniformes. As equações de conservação com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente, dentro de um único domínio através de um procedimento acoplado, utilizando o Método dos Volumes de Controle (ou Método dos Volumes Finitos). O algoritmo SIMPLE foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada por meio do esquema *Upwind* de Segunda Ordem. Devido às não-linearidades na equação do *momentum*, as componentes de velocidade e a correção da pressão foram sub-relaxadas para prevenir instabilidade e divergência. Após um estudo de refinamento de grade computacional, os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme contendo aproximadamente 200.000 volumes de controle. Esta grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões. Os resultados foram obtidos para números de *Reynolds* na faixa de 100 a 300, correspondendo a velocidades médias de entrada do fluido de resfriamento no canal de 0,01 m/s a 0,03 m/s. Os parâmetros térmicos de interesse, tais como: distribuição de temperatura ao longo do canal, temperatura média do aquecedor e números de *Nusselt* adiabáticos local e médio, foram determinados e comparados, quando possível, com os resultados disponíveis na literatura considerando o ar como fluido de resfriamento.

1 INTRODUÇÃO

A busca por melhoramentos e inovações tecnológicas de resfriamento de equipamentos eletrônicos tem sido muito grande nas últimas duas décadas, através de desenvolvimentos industriais e atividades de pesquisa acadêmica. O resfriamento por convecção forçada utilizando o ar como fluido de trabalho é ainda o método mais comum de transferência de calor nos aquecedores discretos. Isso porque o ar está facilmente à nossa disposição e dispositivos que o movimentam não apresentam alto custo, além de ser 100% não poluente. Por estes motivos, ainda nos dias atuais, muita ênfase é dada no sentido de estender os limites da capacidade de resfriamento por ar, devido à natureza competitiva da indústria de computadores. (Nishida & Alves, 2013).

Em aplicações especiais, como por exemplo, em supercomputadores onde a geração de calor é excessiva e o espaço dedicado à transferência de calor é limitado, faz-se necessário a utilização de técnicas não-convencionais de resfriamento de alto custo. Para tal, fluidos dielétricos são utilizados para o controle térmico apropriado do empacotamento eletrônico em questão. Nestes sistemas, um dos fatores problemáticos é a sua manutenção, pois há a preocupação com o descarte do fluido de resfriamento além do perigo de intoxicação pelo seu manuseio. Portanto, a seleção de um fluido de transferência de calor para seus equipamentos de processamento semicondutor e eletrônicos deve receber uma atenção especial, pois problemas ambientais têm se tornado um fator crítico nas decisões de operações em fabricação e projeto de computadores. Soluções de alto desempenho e de longo prazo são necessárias, visando uma menor manutenção e assim provocando um menor impacto ambiental (Nishida, 2012).

No presente trabalho, foram considerados problemas motivados pelo Nível 2 de empacotamento eletrônico, associados ao controle térmico de uma fileira de aquecedores 3D protuberantes montados em uma placa de circuito impresso, como indicado na Fig. 1 (Alves, 2010). O fluido de trabalho considerado foi um fluido dielétrico. O espaço disponível para os aquecedores pode ser limitado e seu resfriamento deve ocorrer por convecção forçada com velocidades moderadas (baixo número de *Reynolds*) por limitações operacionais e para redução de ruídos. Estes componentes podem ser simulados por blocos protuberantes montados em um canal de placas paralelas (Alves & Altemani, 2010).

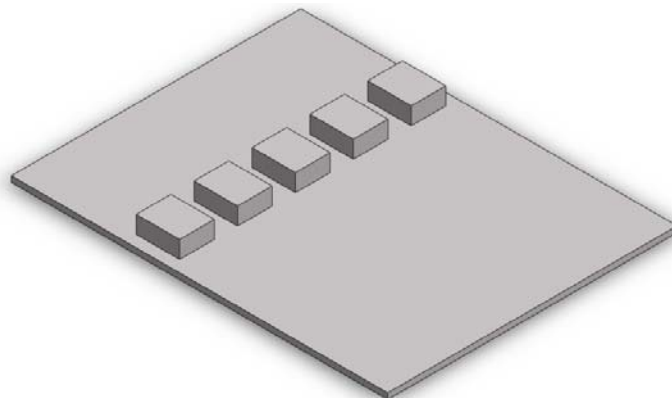


Figura 1: Configuração com uma fileira de aquecedores 3D protuberantes montados em uma PCB.

O fluido dielétrico selecionado para execução deste trabalho foi o *Novec*TM 7500 que é utilizado para testes térmicos e resfriamento de eletrônicos por imersão, vendido sob a marca *3M*TM *Novec Engineered Fluids*. Ele foi escolhido devido a sua adequação com a faixa de temperatura utilizada e suas propriedades ambientalmente corretas, assumindo, na atualidade,

a posição de um dos fluidos dielétricos que causa menor impacto ambiental. Os fluidos *Novec*TM são um grupo de materiais com baixo potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*) e têm excelentes propriedades para aplicações de transferência de calor, tais como, propriedades dielétricas, larga faixa de ponto de ebulição e boa compatibilidade de materiais, além de exigir pouca manutenção e oferecerem desempenho seguro. Eles têm alta resistividade e não causarão danos aos equipamentos eletrônicos ou *chip* em um eventual vazamento ou outra falha. Estas características fizeram com que os fluidos *Novec*TM se tornassem reconhecidos por inúmeras indústrias e corporações reguladoras no mundo, sendo aprovados para “uso sem restrição” sob a política de novas alternativas significantes dos Estados Unidos (SNAP – *Significant New Alternatives Policy*). Maiores informações sobre o *Novec*TM 7500 são apresentadas no catálogo do fabricante (3M, 2009).

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nakamura *et al.* (2001) desenvolveram estudos experimentais para investigar o escoamento fluido e a transferência de calor sobre um aquecedor 3D protuberante cúbico montado em uma placa de acrílico. As temperaturas na superfície do aquecedor e no substrato adiabático foram medidas diretamente com múltiplos termopares sob a condição de fluxo de calor constante. O comportamento do escoamento próximo às superfícies do aquecedor e do substrato foi apresentado qualitativamente. As distribuições de pressão e do número de *Nusselt* local na região próxima ao aquecedor cúbico e ao substrato adiabático foram ilustradas. A distribuição do número de *Nusselt* nas superfícies do aquecedor 3D foi observada para diferentes posições. As características da transferência de calor local no aquecedor e no substrato foram correlacionadas com as características do escoamento sobre eles. Uma correlação para o número de *Nusselt* médio no aquecedor 3D protuberante foi expressa por $Nu_m = 0,137Re^{0,68}$ para a faixa de número de *Reynolds* investigada.

Nakajima *et al.* (2005) apresentaram resultados numéricos do escoamento laminar e da transferência de calor de aquecedores 3D retangulares montados na superfície de um canal. Eles estudaram o caso de três fileiras de aquecedores 3D protuberantes. Uma comparação dos resultados numéricos e experimentais das linhas de corrente do escoamento laminar foi mostrada. A investigação numérica foi executada para números de *Reynolds* na faixa de 100 a 500 considerando o número de *Prandtl* de 0,7. As principais características do escoamento ao redor dos aquecedores 3D foram a formação de vórtices ferradura e as regiões de recirculação. As distribuições do coeficiente de atrito local na placa inferior a montante dos aquecedores e nas paredes dos aquecedores foram apresentadas. A distribuição de temperaturas no fluido ilustra a esteira térmica proveniente da geração de calor. A distribuição de temperaturas nas superfícies dos aquecedores é também apresentada. O coeficiente de transferência de calor variou notadamente nas diferentes superfícies dos aquecedores e também com a variação de *Re*. O número de *Nusselt* médio aumentou com o aumento de *Reynolds*.

Yaghoubi & Velayati (2005) estudaram numericamente a transferência de calor e o escoamento 3D em desenvolvimento sobre uma configuração de uma fileira de cubos na direção transversal ao escoamento, representando aquecedores 3D protuberantes montados em uma superfície plana (configuração semelhante à Fig. 1). Devido às condições de simetria, a análise da transferência de calor e do escoamento sobre os aquecedores 3D foi feita considerando um domínio computacional contendo apenas uma região da placa e metade do aquecedor 3D cúbico. As principais características do escoamento sobre os aquecedores foram apresentadas. Os perfis de velocidade e a distribuição de pressão nas regiões a montante e a jusante do aquecedor cúbico foram mostrados. O comportamento do coeficiente de atrito médio em função do número de *Reynolds* para diferentes alturas do canal de placas

paralelas foi apresentado. O coeficiente de atrito médio diminuiu com o Re e aumentou com a razão de bloqueio. As distribuições de temperaturas em um aquecedor 3D e em uma configuração de aquecedores 3D foram apresentadas. Os resultados numéricos encontrados para o número de *Nusselt* médio em um aquecedor protuberante foram comparados com os resultados experimentais de Nakamura *et al.* (2001) e Incropera *et al.* (2008) e apresentaram uma boa concordância.

Alguns autores que também contribuíram com a pesquisa da transferência de calor por convecção forçada sobre aquecedor(es) protuberante(s) foram Sparrow *et al.* (1980), Lehmann & Wirtz (1985), Davalath & Bayazitoglu (1987), Moffat & Anderson (1990), Garimella & Eibeck (1991), Nakayama & Park (1996), Molki & Faghri (2000), Alves & Altemani (2008), Zeng & Vafai (2009) e Nishida *et al.* (2013).

3 MODELAGEM

A configuração básica representando o problema para um dos aquecedores 3D protuberantes está indicada na Fig. 2. Neste caso, o canal possui altura H , comprimento L e largura W . O substrato possui o mesmo comprimento e a mesma largura do canal, espessura t e condutividade térmica k_s . O aquecedor possui comprimento L_h , altura H_h , largura W_h , condutividade térmica k_h e está localizado a uma distância L_u da entrada do canal. O espaçamento entre os aquecedores é de $2W_s$. Uma taxa uniforme de geração de calor foi assumida nos aquecedores protuberantes e o resfriamento ocorreu por meio de um escoamento laminar forçado de fluido dielétrico *Novec*TM 7500 com propriedades constantes sob condições de regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade (u_0) e de temperatura (T_0) do escoamento foram considerados uniformes. As superfícies superior e inferior do canal eram adiabáticas.

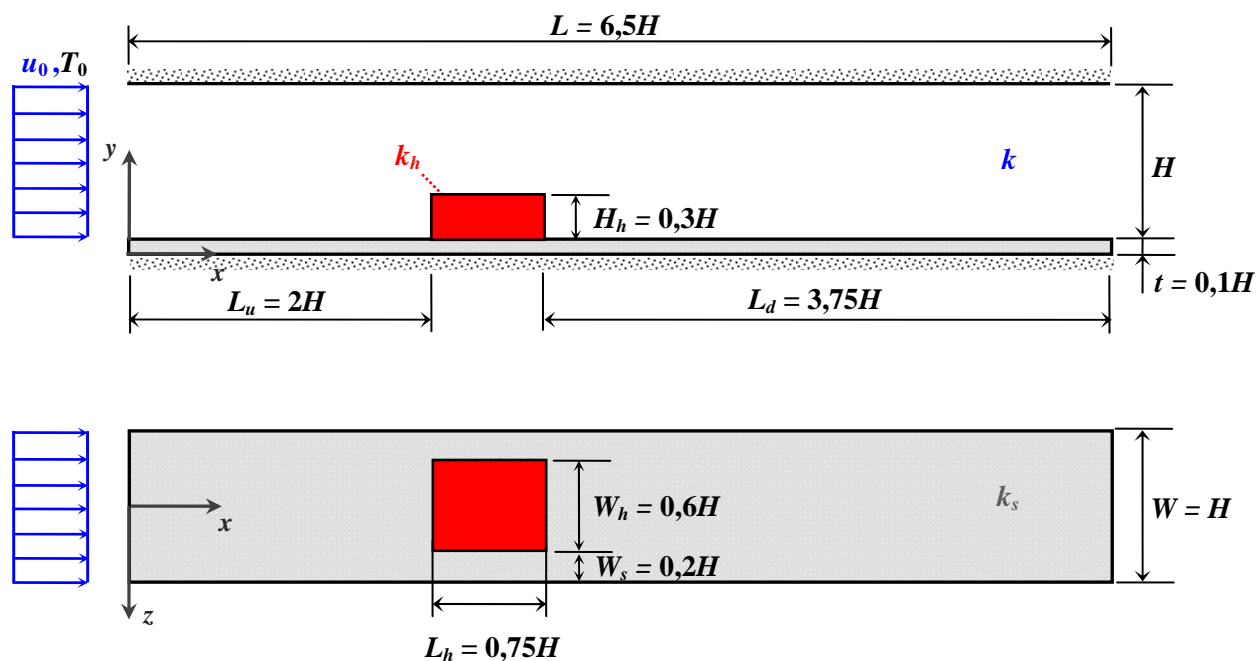


Figura 2: Configuração do problema analisado.

3.1 Formulação Matemática

A modelagem matemática do problema foi efetuada para um domínio único, compreendendo as regiões sólidas e o escoamento fluido no canal. Devido à simetria do problema, as equações de conservação foram formuladas para o domínio de comprimento L , largura $W/2$ e altura $(H+t)$, como ilustrado na Fig. 3.

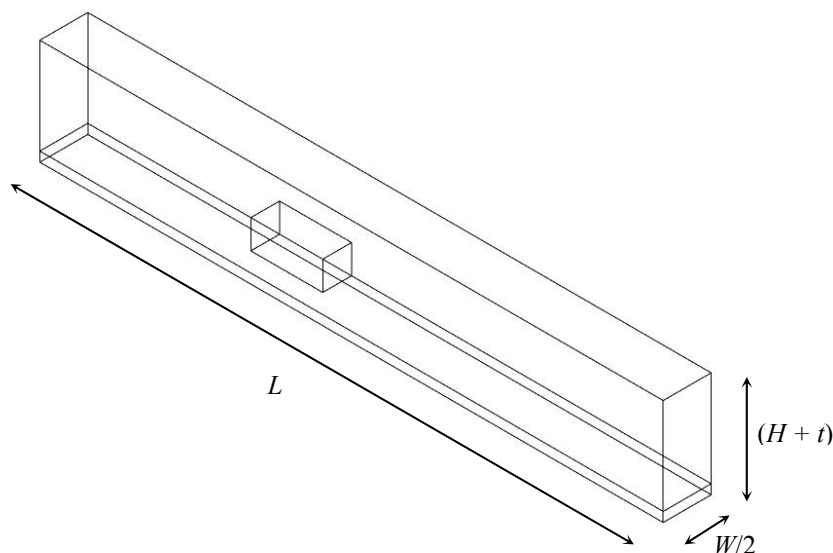


Figura 3: Domínio da modelagem matemática do problema.

As equações governantes englobam os princípios de conservação no domínio considerado, sob condições de regime permanente, propriedades constantes e dissipação viscosa desprezível. Os eventuais efeitos de convecção natural, de radiação térmica e de oscilação do escoamento não foram considerados nesta modelagem, um procedimento adotado em problemas similares, Ramadhyani *et al.* (1985), Davalath & Bayazitoglu (1987), Zeng & Vafai (2009) e Alves & Altemani (2012).

Conservação da Massa

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

Conservação do *Momentum*

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2)$$

Conservação da Energia

$$\rho c_p (\mathbf{u} \cdot \nabla)T = k \nabla^2 T + \delta S \quad (2)$$

sendo que, $\delta = 1$ na região do aquecedor e $\delta = 0$ nas regiões do fluido e do substrato.

As condições de contorno do escoamento foram velocidade uniforme (u_0) na entrada do canal e velocidade nula nas superfícies superior e inferior do domínio. Na saída do canal, o escoamento foi tratado com uma difusão desprezível na direção x para as três componentes de velocidade. As condições de contorno térmicas consideradas foram temperatura uniforme (T_0) na entrada do canal e na sua saída, a difusão térmica na direção x foi desprezada. As superfícies superior e inferior do domínio foram consideradas adiabáticas. Nas fronteiras laterais do domínio de solução, condição de contorno de simetria (condição periódica) é aplicada para os campos de velocidade e de temperatura (mesmas geometria e dissipação de calor em cada um dos aquecedores 3D protuberantes).

3.2 Parâmetros Físicos de Interesse

O número de *Reynolds*, Re , foi baseado na altura do aquecedor protuberante,

$$Re = \frac{\rho u_0 H_h}{\mu} = \frac{u_0 H_h}{\nu} \quad (4)$$

O coeficiente convectivo local, $h(\xi)$, foi definido baseado na diferença entre a temperatura local da superfície do aquecedor, $T_h(\xi)$, e uma temperatura de entrada do fluido no canal T_0 ,

$$h_0(\xi) = \frac{q_f''(\xi)}{T_h(\xi) - T_0} \quad (5)$$

sendo que, $q_f''(\xi)$ representa o fluxo térmico local da superfície do aquecedor para o escoamento fluido.

Com a definição do coeficiente convectivo local, Eq. (5), o comprimento L_h dos aquecedores foi selecionado como a dimensão característica para o número de *Nusselt* local no aquecedor,

$$Nu_0(\xi) = \frac{h_0(\xi) L_h}{k} \quad (6)$$

O coeficiente convectivo e o número de *Nusselt* médios dos aquecedores foram respectivamente definidos como

$$\bar{h}_0 = \frac{q_f}{A_{cv}(\bar{T}_h - T_0)} \quad (7)$$

$$\overline{Nu}_0 = \frac{\bar{h}_0 L_h}{k} \quad (8)$$

sendo que, A_{cv} é a área das superfícies do aquecedor em contato com o escoamento fluido.

3.3 Solução Numérica

As equações governantes com suas condições de contorno foram resolvidas numericamente utilizando o Método dos Volumes de Controle (Patankar, 1980) através do software *ANSYS/Fluent*TM 14.5. O algoritmo *SIMPLE* (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) foi utilizado para tratar do acoplamento pressão-velocidade. A discretização dos termos difusivo-convectivos foi realizada através do esquema *Upwind* de 2ª Ordem. As condições de contorno mencionadas para o escoamento e para a distribuição de temperaturas foram impostas nas fronteiras do domínio analisado. Após um estudo de independência de grade computacional (Nishida, 2012), os resultados numéricos foram obtidos com uma grade 3D não-uniforme no domínio de solução contendo 212.670 volumes de controle, mostrada na Fig. 4. Esta grade computacional foi mais concentrada nas regiões próximas às interfaces sólido-fluido e na região à jusante do aquecedor protuberante devido aos maiores gradientes das variáveis primitivas nestas regiões. O critério de parada do processo iterativo de resolução foi estabelecido para mudanças absolutas das variáveis

primitivas menores do que quatro algarismos significativos entre duas iterações consecutivas, enquanto a conservação global de massa no domínio foi satisfeita em todas as iterações. As resoluções numéricas foram executadas em um microcomputador com processador *Intel*TM *Core i7* 3,6GHz e 16GB de RAM. O tempo de processamento de uma solução típica considerando o resfriamento por convecção forçada de aquecedores 3D protuberantes foi de aproximadamente 15 (quinze) minutos. Estas simulações numéricas foram executadas no Laboratório de Pesquisa Computacional (LPC) do Departamento Acadêmico de Mecânica vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR/Campus Ponta Grossa.

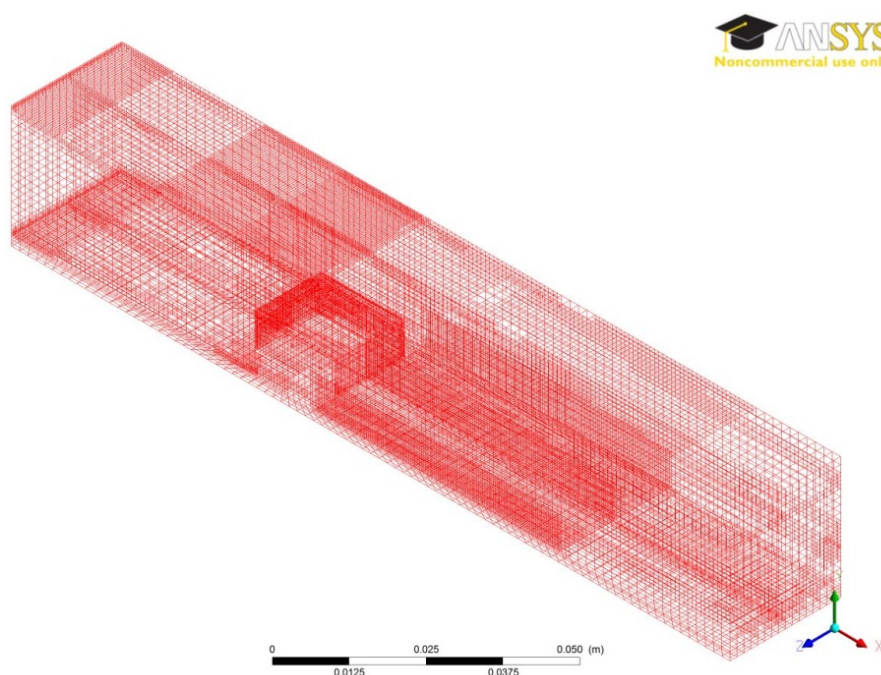


Figura 4: Grade Computacional 3D utilizada na obtenção dos resultados.

4 RESULTADOS

Para obtenção dos resultados numéricos, foram utilizados valores típicos de geometria e propriedades encontrados nas aplicações de resfriamento de componentes eletrônicos montados numa placa de circuito impresso (Bar-Cohen *et al.*, 2003). As configurações geométricas ilustradas na Fig. 1, foram definidas considerando um espaçamento entre as placas paralelas de $H = 0,0254\text{m}$. O fluido de resfriamento foi o fluido dielétrico *Novec*TM 7500 e o aquecedor 3D protuberante foi considerado como sendo de alumínio puro. As propriedades termofísicas do fluido dielétrico foram obtidas do catálogo do fabricante (3M, 2009): $c_p = 1128\text{ J/kg.K}$, $k = 0,065\text{ W/m.K}$, $\mu = 0,00124\text{ Pa.s}$, $\rho = 1614\text{ kg/m}^3$ e $Pr = 21,519$. As propriedades do fluido dielétrico e do aquecedor foram consideradas constantes. A condutividade térmica do substrato foi de $0,001\text{ W/(m.K)}$, tornando-o praticamente adiabático. A taxa de dissipação de calor no aquecedor foi de 1W . Os efeitos do número de *Reynolds* foram investigados para $Re = 100, 150, 200, 250$ e 300 (velocidades médias do *Novec*TM 7500 de aproximadamente $0,01\text{m/s}$ até $0,03\text{ m/s}$). De acordo com Morris & Garimella (1996), nesta faixa de investigação de *Re* o regime do escoamento no canal é laminar.

Na Figura 5, as linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante, em uma vista em perspectiva 3D, são apresentadas para números de *Reynolds* iguais a 100, 200 e 300. Na Figura 6, estas linhas de corrente são apresentadas mais detalhadamente para a região à montante do aquecedor. As principais características do escoamento laminar consistem de vórtice(s) ferradura que inicia(m) sua formação à montante do aquecedor e se desenvolve(m) ao redor das superfícies laterais do aquecedor; da formação de uma pequena recirculação à montante do aquecedor protuberante; do descolamento da camada-limite fluidodinâmica do escoamento no topo do aquecedor causando uma recirculação (fluxo reverso) e de uma grande região de recirculação à jusante do aquecedor devido ao recolamento do escoamento. Ressalta-se ainda, que o desenvolvimento do escoamento do fluido ao redor das superfícies laterais dos aquecedores 3D protuberantes não ocorre livremente em virtude do pequeno espaçamento entre os aquecedores.

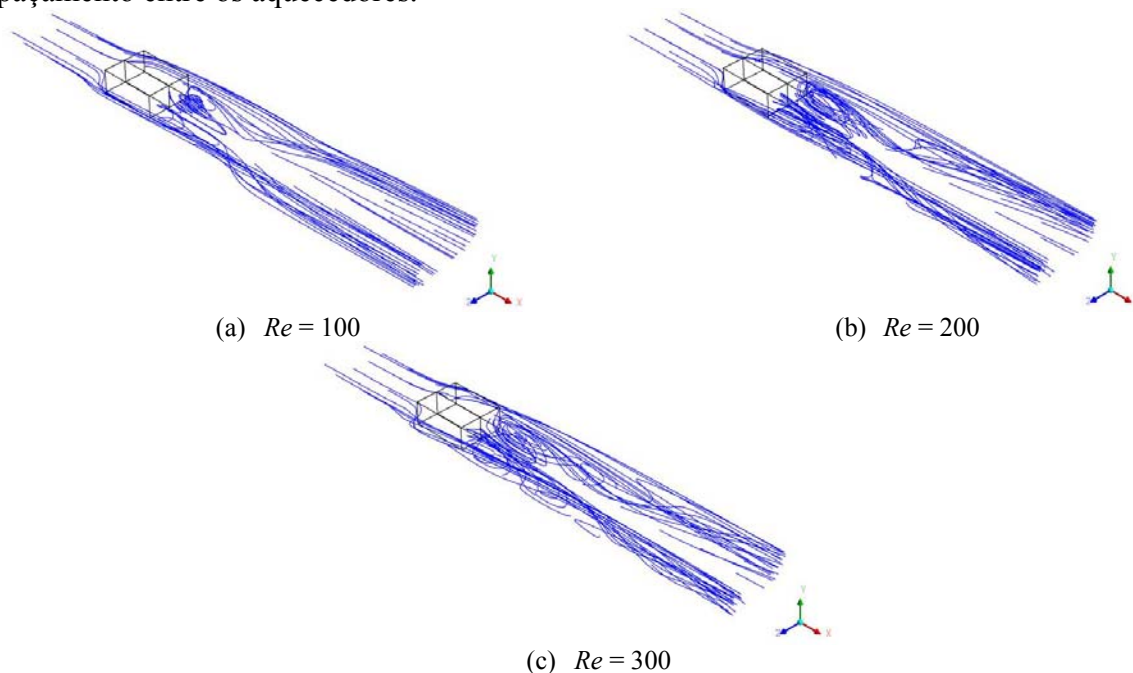


Figura 5: Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante (em vista perspectiva 3D).

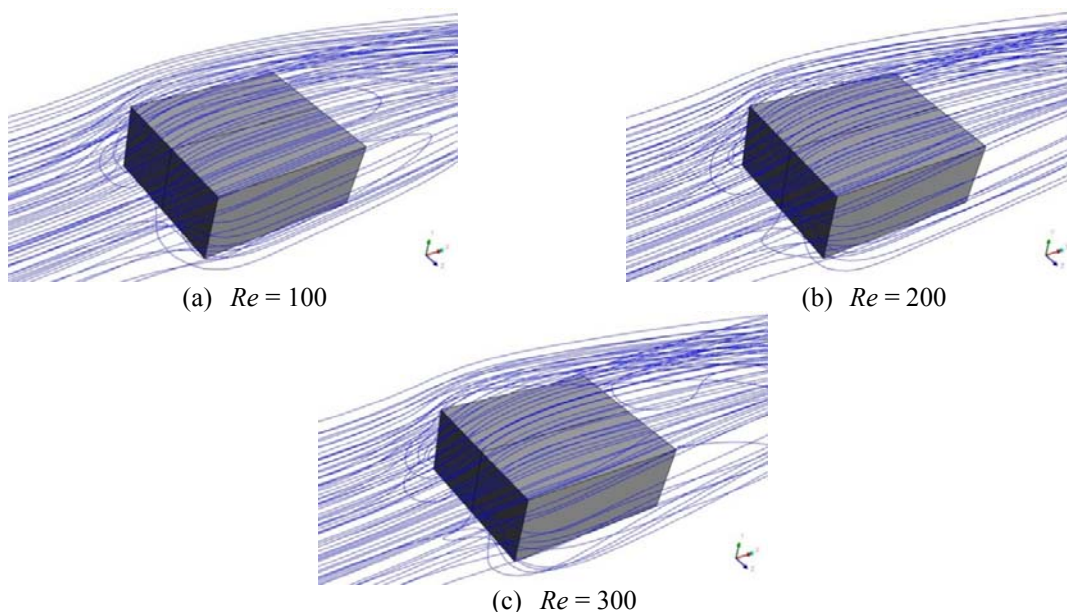


Figura 6: Linhas de corrente sobre um aquecedor 3D protuberante (em vista perspectiva 3D – detalhe).

Nas Figuras 7, 8 e 9 são apresentados os perfis de velocidade do escoamento laminar de fluido dielétrico *Novec*TM 7500 para os planos *xy*, *xz* e *yz*, respectivamente.

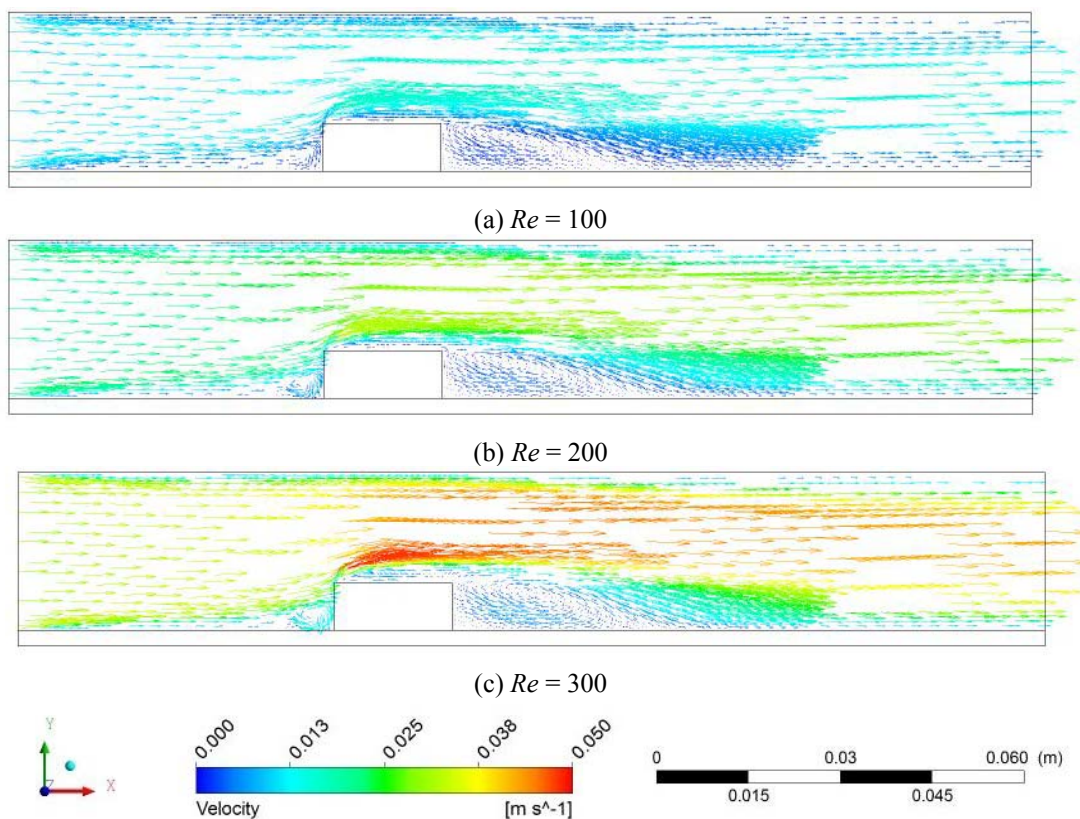


Figura 7: Perfil de velocidade *Novec*TM 7500 sobre um aquecedor 3D protuberante no plano *xy* para $z=0$.

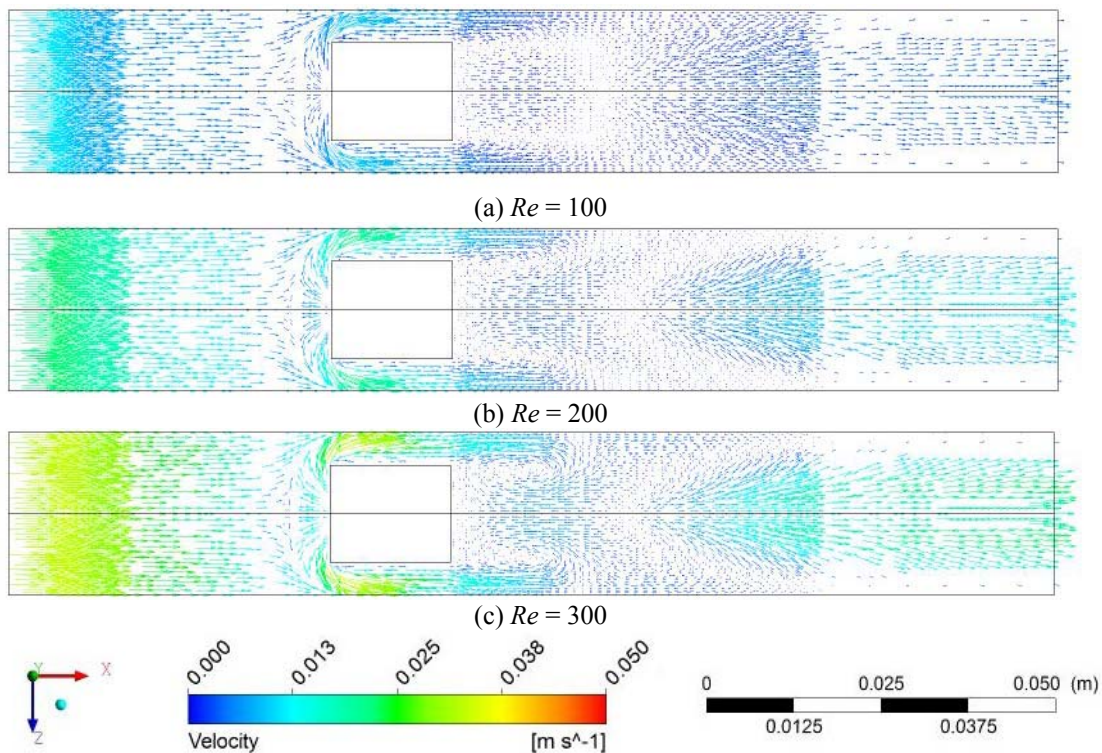


Figura 8: Perfil de velocidade *Novec*TM 7500 sobre um aquecedor 3D protuberante no plano *xz* para $y = 0,16H$.

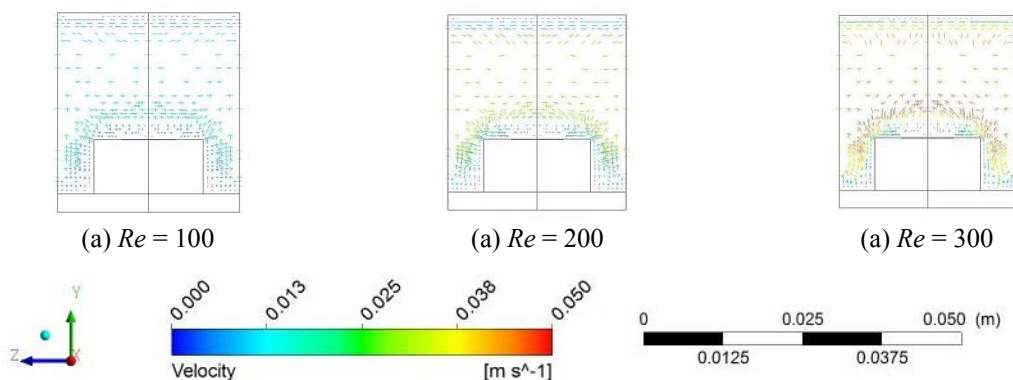


Figura 9: Perfil de velocidade *Novec*TM7500 sobre um aquecedor 3D protuberante no plano *yz* para $x=2,375H$.

Nas Figuras 10, 11 e 12 são apresentadas as distribuições de pressão do escoamento laminar do *Novec*TM 7500 para os planos *xy*, *xz* e *yz*, respectivamente. Como esperado, a região a montante do aquecedor protuberante possui um pressão maior do que a região a jusante. Independentemente do número de *Reynolds*, as maiores pressões encontradas situam-se próximas a superfície frontal do aquecedor 3D devido ao ponto de estagnação. Além disso, quanto maior o *Re*, maior serão os gradientes de pressão próximos à estagnação.

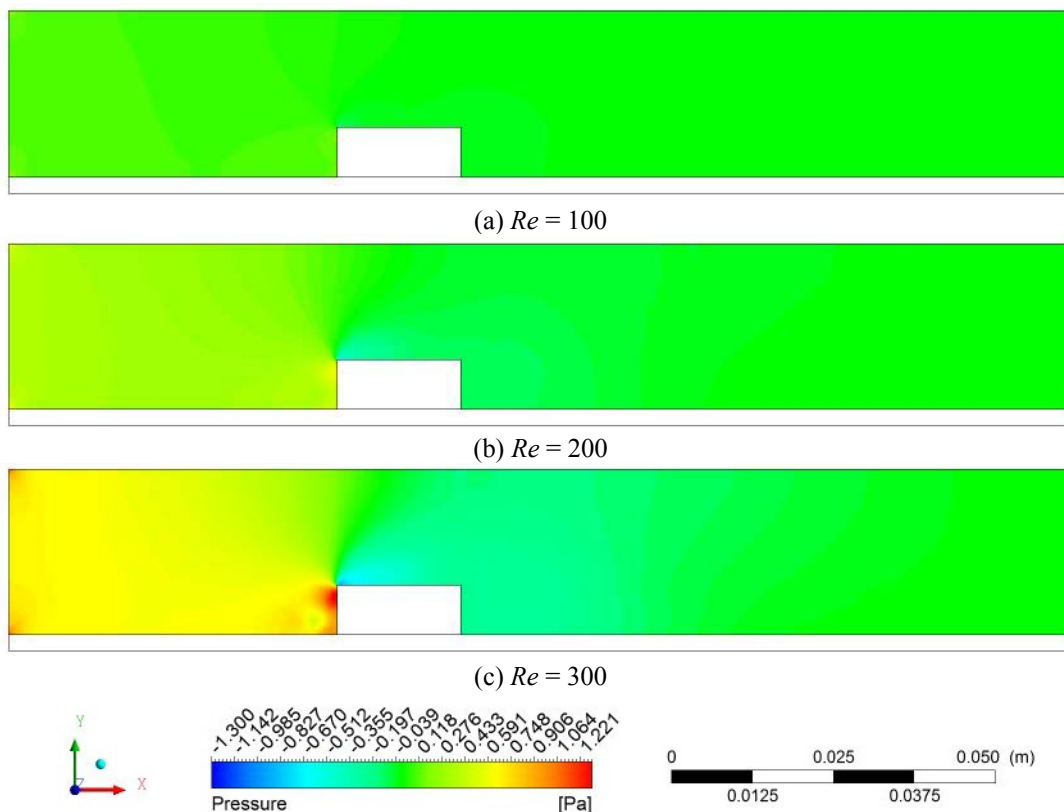


Figura 10: Mapa de distribuição de pressão no *Novec*TM 7500 no plano *xz* para $y = 0,16H$.

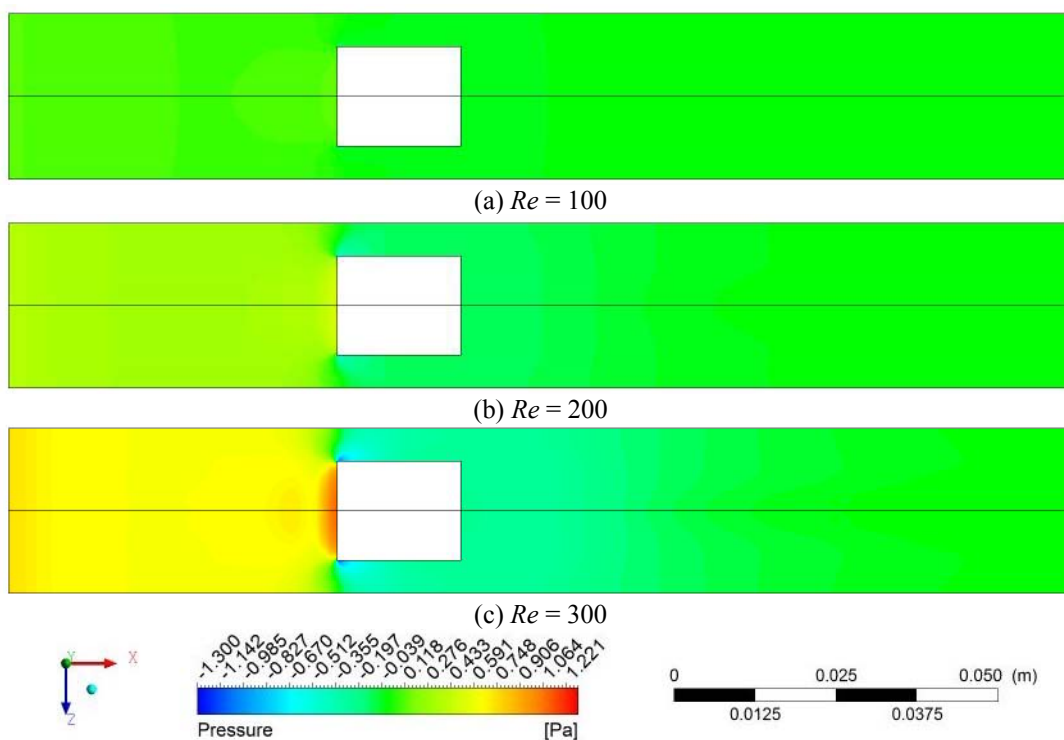


Figura 11: Mapa de distribuição de pressão no *Novec*TM 7500 no plano xz para $y = 0,16H$.

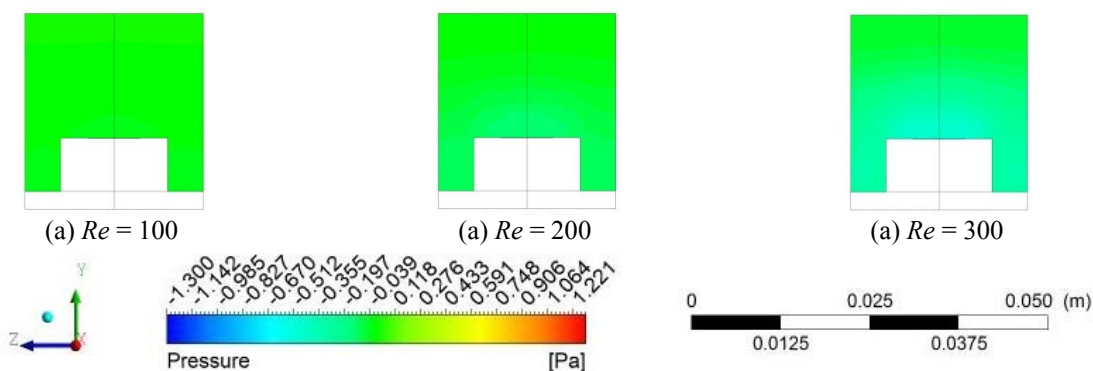


Figura 12: Mapa de distribuição de pressão no *Novec*TM 7500 no plano yz com $x = 2,375H$.

Um estudo numérico detalhado do escoamento laminar do fluido dielétrico *Novec*TM 7500 sobre os aquecedores 3D protuberantes foi apresentado em Nishida & Alves (2013). No referido trabalho, os autores analisaram as linhas de corrente, o perfil de velocidade, o coeficiente de atrito médio, a distribuição de pressão, a queda de pressão total no canal, a potência de bombeamento requerida e o fator de atrito de *Darcy-Weisbach*.

Considerando o substrato adiabático, a transferência de calor das superfícies do aquecedor 3D protuberante para o escoamento ocorre apenas por convecção forçada caracterizando um resfriamento por convecção forçada. Os mapas das isotérmicas para $Re = 100$, 200 e 300 são mostradas nas Figs. 13, 14 e 15 para os planos xy , xz e yz , respectivamente, considerando o *Novec*TM 7500 como fluido de resfriamento.

Devido à elevada condutividade térmica do aquecedor, os resultados obtidos para a distribuição de temperatura no aquecedor foram praticamente uniformes para todos os casos estudados. Desta forma, o aquecedor protuberante pode ser considerado isotérmico. Além disso, a influência das características do escoamento laminar ao redor do aquecedor protuberante na distribuição de temperatura pode ser notadamente observada.

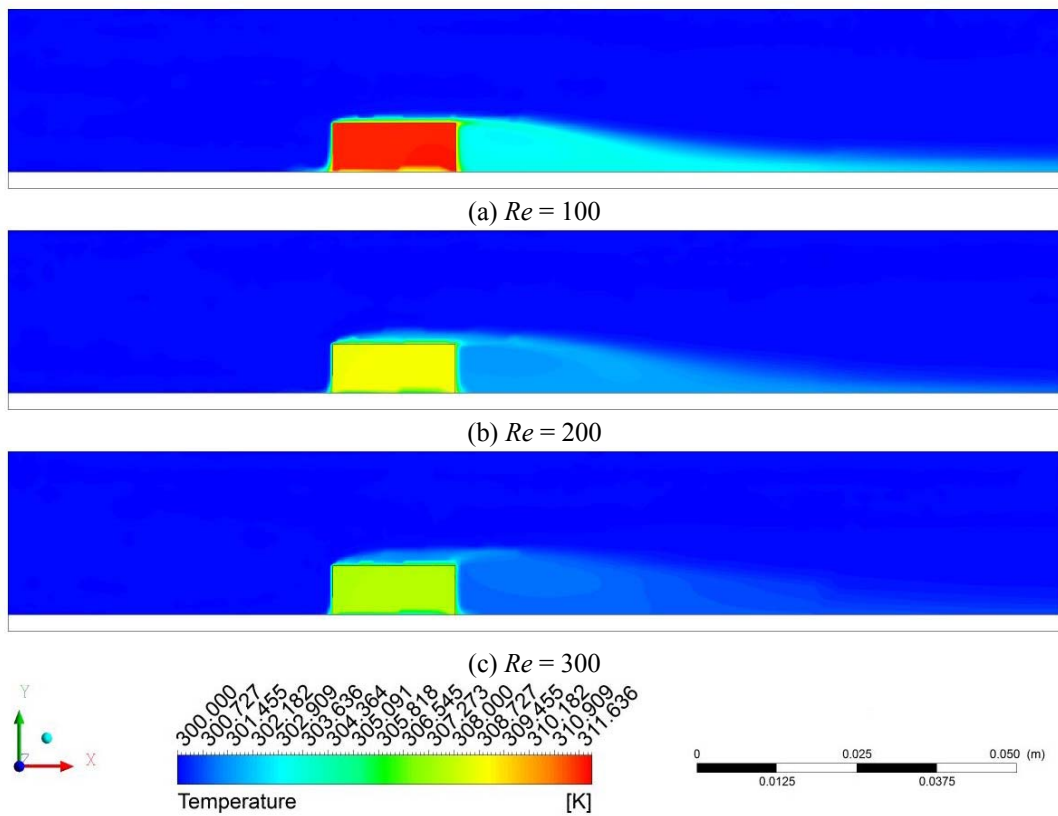


Figura 13: Mapa de isotérmica no plano xy com $z = 0$ considerando o *Novec*TM 7500.

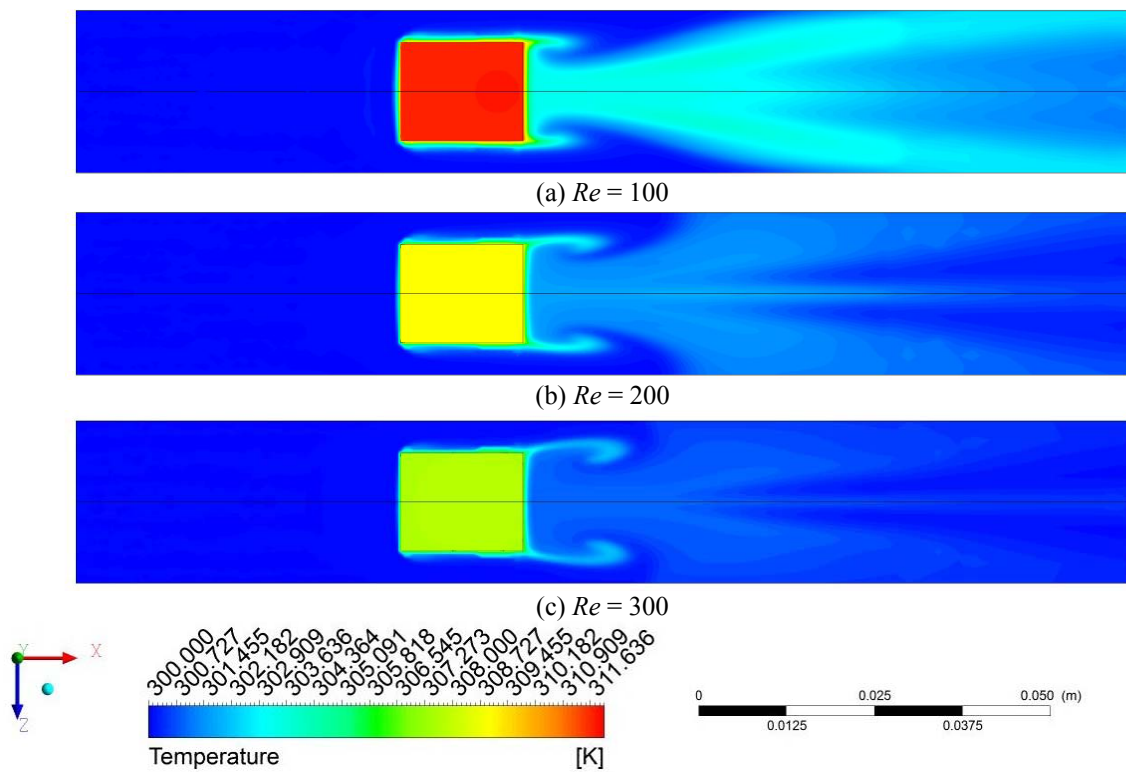


Figura 14: Mapa de isotérmica no plano xz com $y = 0,16H$ considerando o *Novec*TM 7500.

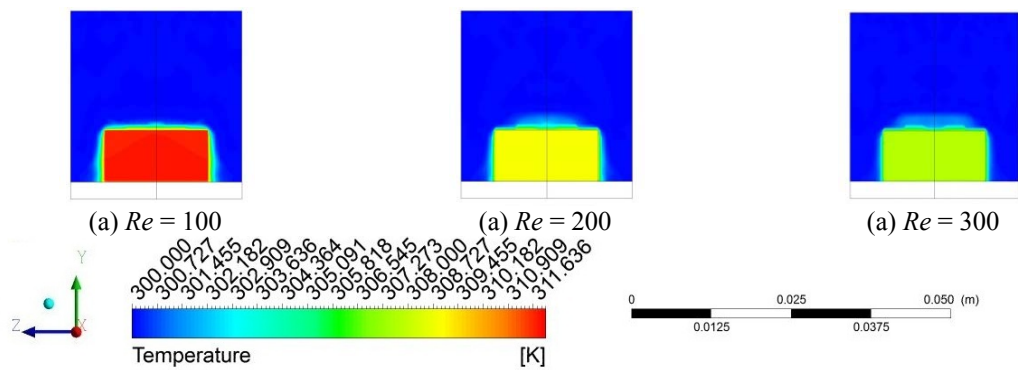


Figura 15: Mapa de isotérmica no plano yz com $x = 2,375H$ considerando o *Novec*TM 7500.

Nas Figuras 16(a), 16(b) e 16(c) são mostradas as distribuições do número de *Nusselt* local ao longo das linhas ABCD, EFGH e IJKL das superfícies de um aquecedor 3D protuberante, respectivamente, em função do número de *Reynolds*. $Nu_0(\xi)$ aumenta com o *Reynolds*.

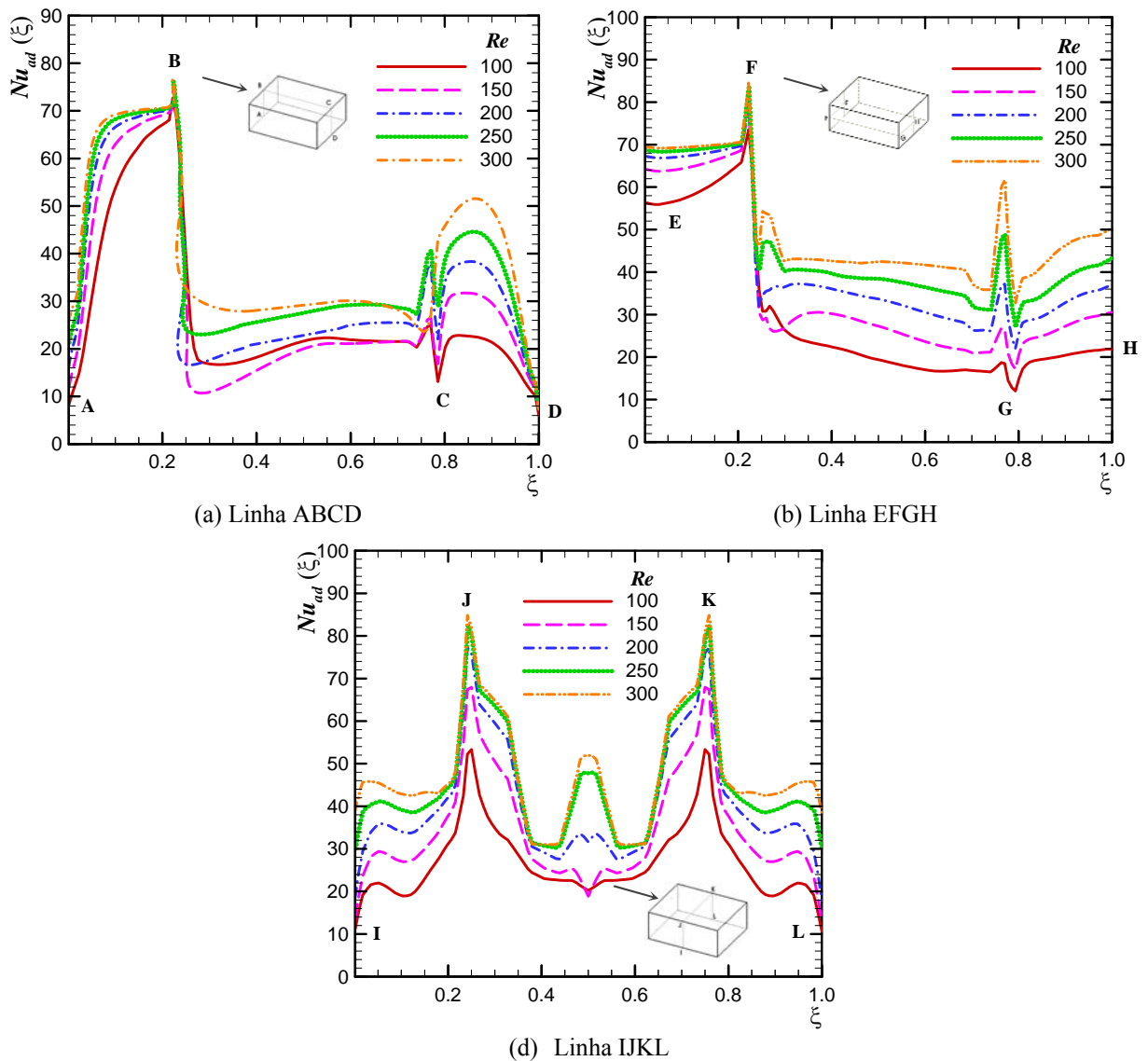


Figura 16: Distribuição do número de *Nusselt* local.

Os resultados da temperatura média do aquecedor e do número de *Nusselt* médio são apresentados em função do número de *Reynolds* na Tab. 1 considerando o fluido dielétrico *Novec*TM 7500. Para fins de comparações, os resultados numéricos considerando o ar como fluido de resfriamento (Nishida & Alves, 2014) também são apresentados na Tabela 1. As propriedades do ar foram consideradas constantes, obtidas à temperatura de 300 K (Incropera *et al.*, 2008).

<i>Re</i>	<i>Novec</i> TM 7500			Ar (Nishida & Alves, 2014)		
	\bar{T}_h [K]	\bar{T}_h [°C]	\bar{Nu}_{ad}	\bar{T}_h [K]	\bar{T}_h [°C]	\bar{Nu}_{ad}
100	311,744	38,594	30,07	398,50	125,35	8,87
150	309,944	36,794	35,48	382,32	109,17	10,58
200	308,764	35,614	40,40	373,12	99,97	11,96
250	308,060	34,910	43,95	366,66	93,51	13,13
300	307,664	34,514	46,36	362,05	88,90	14,16

Tabela 1: Parâmetros térmicos de interesse.

As magnitudes das temperaturas médias do aquecedor considerando o resfriamento por convecção forçada com fluido dielétrico *Novec*TM 7500 são menores do que as obtidas considerando o resfriamento convectivo por ar devido ao fato que os números de *Nusselt* médios (ou coeficientes convectivos) associados ao *Novec*TM 7500 (líquido dielétrico) são maiores do que os relativos ao ar.

O comportamento da temperatura média do aquecedor 3D protuberante é apresentado na Fig. 17, para $100 \leq Re \leq 300$. Estes resultados indicam que a temperatura média do aquecedor diminui com o aumento de *Re*.

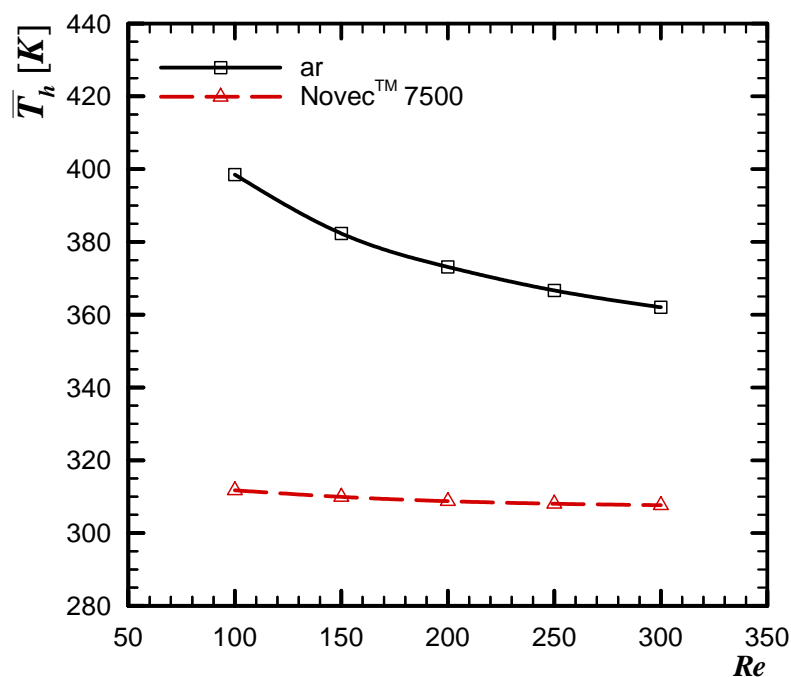


Figura 17: Temperatura média do aquecedor protuberante.

O comportamento do número de *Nusselt* adiabático médio em função do número de *Reynolds* é mostrado na Fig. 18. Pode ser observado que o *Nusselt* adiabático médio aumenta com *Reynolds*, indicando a queda da temperatura do aquecedor com a vazão mássica de fluido dielétrico no canal.

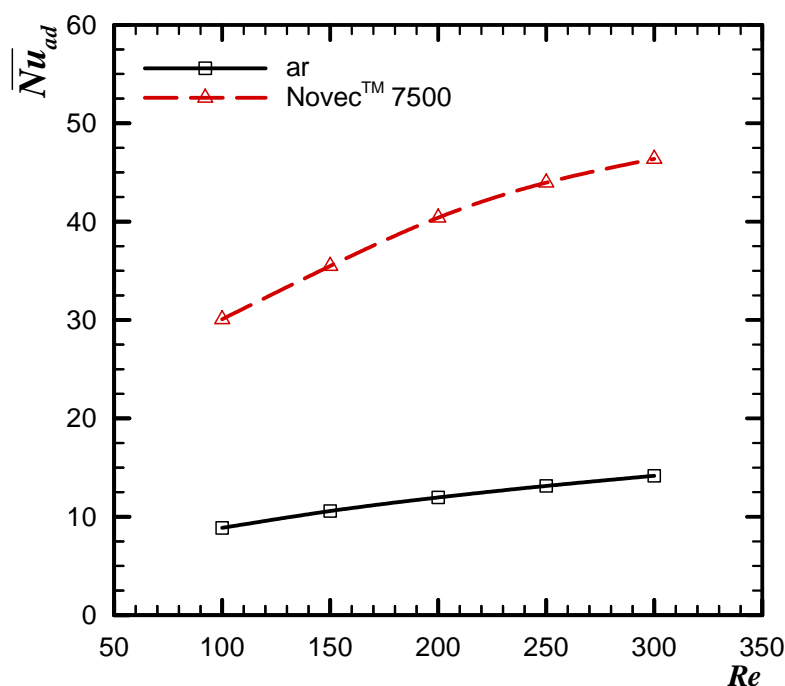


Figura 18: Número de *Nusselt* adiabático médio.

Estes resultados podem ser correlacionados dentro de uma diferença menor do que 2,0 % através da correlação:

$$\overline{Nu}_{ad} = 1,504 Re^{0,414} Pr^{0,354} . \quad (9)$$

5 CONCLUSÕES

A transferência de calor por convecção forçada de um aquecedor 3D protuberante montando em uma placa inferior de um canal retangular horizontal foi investigada numericamente utilizando o *software ANSYS/Fluent™* 14.5. Uma taxa uniforme de dissipação de calor foi assumida no aquecedor protuberante e seu resfriamento ocorreu por meio de um escoamento laminar forçado de fluido dielétrico Novec™ 7500 com propriedades constantes sob condições de regime permanente. Na entrada do canal, os perfis de velocidade e de temperatura eram uniformes. O comportamento do escoamento sobre o aquecedor protuberante foi apresentado. As distribuições de temperatura e do número de *Nusselt* local também foram mostradas. A transferência de calor por convecção forçada foi quantificada através da obtenção do número de *Nusselt* médio. As magnitudes das temperaturas médias do aquecedor considerando o resfriamento por convecção forçada com fluido dielétrico Novec™ 7500 são menores do que as obtidas considerando o resfriamento convectivo por ar devido ao fato que os números de *Nusselt* médios (ou coeficientes convectivos) associados ao Novec™ 7500 (líquido dielétrico) são maiores do que os relativos ao ar.

Finalmente, destaca-se que o fluido dielétrico selecionado para execução deste trabalho foi o Novec™ 7500 que é utilizado para testes de resfriamento de eletrônicos por imersão, vendido sob a marca 3M™ *Novec Engineered Fluids*. Ele foi escolhido devido a sua adequação com a faixa de temperatura utilizada e suas propriedades ambientalmente corretas, assumindo, na atualidade, a posição de um dos fluidos dielétricos que causa menor impacto

ambiental. Os fluidos *Novec*TM são um grupo de materiais com baixo potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*) e têm excelentes propriedades para aplicações de transferência de calor, tais como, propriedades dielétricas, larga faixa de ponto de ebulição e boa compatibilidade de materiais, além de exigir pouca manutenção e oferecerem desempenho seguro. Eles têm alta resistividade e não causarão danos aos equipamentos eletrônicos ou *chip* em um eventual vazamento ou outra falha. Estas características fizeram com que os fluidos *Novec*TM se tornassem reconhecidos por inúmeras indústrias e corporações reguladoras no mundo, sendo aprovados para “uso sem restrição” sob a política de novas alternativas significantes dos Estados Unidos (SNAP – *Significant New Alternatives Policy*).

AGRADECIMENTOS

Os autores externam agradecimentos à Pró-Reitoria de Pesquisa e Pós-Graduação (PROPPG), à Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação (DIRPPG), ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica e ao Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR/*Campus* Ponta Grossa.

REFERÊNCIAS

- Alves, T.A., *Resfriamento conjugado de aquecedores discretos em canais*, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 129 p., 2010.
- Alves, T.A., and Altemani, C.A.C., An invariant descriptor for heaters temperature prediction in conjugate cooling, *International Journal of Thermal Sciences*, 58:92-101, 2012b.
- Alves, T.A., and Altemani, C.A.C., Convective cooling of three discrete heat sources in channel flow, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, XXX:245-252, 2008.
- Alves, T.A., and Altemani, C.A.C., Thermal design of a protruding heater in laminar channel flow, *Proceedings of 14th International Heat Transfer Conference*, Washington, DC, USA, Code IHTC14-22906, 2010.
- Bar-cohen, A., Watwe, A.A., and Prasher, R.S., *Heat transfer in electronic equipment*. In: BEJAN, A.; KRAUS, A.D. (Eds.). *Heat transfer handbook*, John Wiley & Sons, New Jersey, USA, 13:947-1027, 2003.
- Davalath, J., and Bayazitoglu, Y., Forced convection cooling across rectangular blocks, *Journal of Heat Transfer*, 109:321-328, 1987.
- Garimella, S.V., and Eibeck, P.A., Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34:2431-2433, 1991.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., and Lavine, A.S., *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, Livros Técnicos E Científicos Editora, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 644 p., 2008.
- Lehmann, G.L., and Wirtz, R.A., The effect of variations in stream-wise spacing and length on convection from surface mounted rectangular components, *Heat Transfer in Electronic Cooling*, ASME HTD, 48:39-48, 1985.

- Moffat, R.J., and Anderson, A.M., Applying heat transfer coefficient data to electronics cooling, *Journal of Heat Transfer*, 112:882-890, 1990.
- Molki, M., and Faghri, M., In-line array of electronic components simulated by rectangular blocks, *Electronics Cooling*, 6:26-32, 2000.
- Nakajima, M., Yanaoka, H., Yoshikawa, H., and Ota, T. Numerical simulation of three-dimensional separated flow and heat transfer around staggered surface-mounted rectangular blocks in a channel. *Numerical Heat Transfer*, 47:691-708, 2005.
- Nakamura, H., Igarashi, T., and Tsutsui, T. Local heat transfer around a wall-mounted cube in the turbulent boundary layer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44:3385–3395, 2001.
- Nakayama, W., and Park, S.H., Conjugate heat transfer from a single surface-mounted block to forced convective air flow in a channel, *Journal of Heat Transfer*, 118:301-309, 1996.
- Nishida, F. B., *Análise numérica do escoamento laminar e da transferência de calor de aquecedores 3D protuberante utilizando diferentes fluidos de resfriamento*, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, PR, Brasil, 118p., 2012.
- Nishida, F.B., and Alves, T.A., Laminar flow of a dielectric fluid around an array of 3D protruding heaters. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 3:240-248, 2013.
- Nishida, F.B., and Alves, T.A., Forced convection cooling of 3D protruding heaters with laminar flow in a rectangular channel. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 4:15-24, 2014.
- Patankar, S.V., *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, USA, 197 p., 1980.
- Ramadhani, S., Moffat, D.F., and Incropera, F.P., Conjugate heat transfer from small isothermal heat sources embedded in a large substrate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28:1945-1952, 1985.
- Sparrow, E.M., Ramsey, J.W., and Altemani, C.A.C., Experiments on in-line pin fin arrays and performance comparisons with staggered arrays, *Journal of Heat Transfer*, 102:44-50, 1980.
- Yaghoubi, M., and Velayati, E. Undeveloped convective heat transfer from an array of cubes in cross-stream direction. *International Journal of Thermal Sciences*, 44:756-765, 2005.
- Zeng, Y., and Vafai, K., An investigation of convective cooling of an array of channel-mounted obstacles, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 55:967-982, 2009.
- 3M™, *Thermal Management Fluids*. 8p, 2009.