

ESTUDO NUMÉRICO DA INTENSIFICAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ARRANJO DE ALETAS DE SEÇÃO TRANSVERSAL CONSTANTE EM CONVECÇÃO NATURAL

Luis Antonio Matile Cascelli (IC) e Prof. Edvaldo Angelo (Orientador)

Apoio: PIBIC CNPq

RESUMO

O artigo apresenta o estudo numérico da troca térmica de um arranjo de aletas com seção transversal constante em convecção natural em regime permanente. Foram testadas algumas configurações de aletas no intuito de obtenção de intensificação de troca de calor com objetivo adicional de diminuição de volume das aletas no arranjo e conseqüente diminuição de massa do dissipador térmico. O método dos volumes finitos foi utilizado para a resolução das equações de conservação. A troca de calor foi analisada numericamente para dez modelos de aletas, sendo a maioria de seção transversal constante, mantendo-se a temperatura da base do dissipador constante em 80°C. Foram feitos testes de validação dos modelos com os resultados experimentais divulgados na literatura técnico-científica, para uma geometria de aletas considerada tradicional. Os números de Nusselt e Rayleigh foram usados para a validação. Para esta última geometria, a troca de calor total foi de 2,4 W e a troca de calor pelo volume do dissipador de $3,35 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$. Os resultados mostraram que o arranjo I (aleta inclinada) obteve a maior troca térmica total, 2,66 W, enquanto o arranjo F (aletas curtas) a maior relação de troca por volume do dissipador, $4,61 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$.

Palavras-chave: Aletas. Troca de Calor. Convecção Natural

ABSTRACT

The article presents the numeric study of the natural convective flow and heat transfer in a set of thin arrays in steady state. Several thin arrays configurations were tested in order to obtain the best relation between the heat exchange and thin array volume, enabling lower manufacturing costs. The finite volumes method was used in the resolution of the conservative equations. The heat transfer rate was obtained for ten models of thin arrays with constant transversal section, the base temperature was maintained at 80°C. Validation tests were made based on technical and scientific literature, for the traditional thin array. Nusselt and Rayleigh numbers were used to validate the model. For this geometry, total heat transfer was 2,4 W and the heat transfer by volume was $3,35 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$. The results showed that the geometry with the greatest heat transfer rate was I (inclined thin), with 2,66 W. The greatest relation between heat transfer and volume was obtained with by F (small thins) geometry, $4,61 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$.

Keywords: Thin array. Heat transfer. Natural convection

1. INTRODUÇÃO

1.1 Problema de pesquisa

A necessidade de controle de temperatura em processos e equipamentos exige que estratégias de projeto sejam adequadamente planejadas e adotadas para obedecer por vezes restritos intervalos de variação. Neste sentido, algumas soluções de engenharia têm obtido sucesso no controle de temperatura. Entre elas, o aumento de área superficial quando se necessita intensificar a transferência de calor de um sólido para um meio fluido, ou de um meio fluido para um sólido.

Na literatura técnica é bem conhecido o efeito de aplicação de segmentos como aletas regulares (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2016), incrementos de superfícies irregulares, como agulhas ou outras formas de modificações na rugosidade das paredes metálica de dispositivos térmicos como trocadores de calor, para a obtenção de uma maior transferência térmica. Várias técnicas e tipos de projetos podem ser adotados para intensificar a transferência de calor em trocadores de calor (ZHANG et al, 2013, PAN et al, 2013; STIHLIK; JEGLA; KILKOVSKÝ, 2014).

A troca térmica entre uma interface (como, por exemplo, a superfície de um sólido) e um meio fluido, em situações que o meio fluido experimenta movimentação macroscópica de moléculas é conhecida como convecção térmica (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Quando a movimentação do fluido ocorre por gradientes de densidade provocados pela transferência de calor por convecção, denomina-se a convecção de natural. A troca térmica gera forças de campo, induzindo escoamento, ou correntes convectivas (INCROPERA, 2012). A convecção natural se diferencia da convecção forçada porque, ao contrário do que ocorre nesta última, não há ação de um dispositivo mecânico que promova o escoamento (ANGELO et al, 2012 e ANGELO, 2013).

O mecanismo básico de transferência de energia térmica denominada convecção é relativamente complexo, por ser influenciado diretamente por diversos parâmetros. Esses parâmetros são o tipo de fluido (e suas condições termodinâmicas, que determinarão as propriedades deste como a viscosidade dinâmica, condutividade térmica, densidade e calor específico) e as condições de escoamento que se estabelecem. Tais parâmetros são determinantes para a taxa de transferência de calor que se estabelecerá entre o fluido e a interface (neste caso, a superfície do sólido). Destaca-se o protagonismo no evento térmico do formato da superfície do corpo (e também acabamento superficial), que é francamente influenciadora do padrão de escoamento que se estabelece (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2016).

Nas superfícies de corpos em que há necessidade de intensificação da transferência de calor, as superfícies estendidas podem ser instaladas diretamente, como, por exemplo na

superfície externa de motores de combustão de motocicletas. Neste último caso as aletas fazem parte integrante do bloco do motor que geralmente é fabricado pelo processo de fundição e as aletas são parte integrante do mesmo. Em outras aplicações, no entanto, como no controle térmico de processadores de computadores, há necessidade da construção de uma peça separada do corpo que se quer intensificar a troca térmica, denominada dissipador térmico. O dissipador é posicionado em contato com a superfície que apresenta a demanda por troca térmica e será o responsável pela intensificação (aumento da área superficial). A Figura 1 representa um exemplo de dissipador térmico que contém aletas (superfícies estendidas) com seção transversal constante e regular (de formato retangular). O dissipador da Figura 1 é disposto para intensificar a troca térmica de uma superfície plana vertical.

Os estudos dos escoamentos com transferência de calor como os que acontecem na convecção natural, assim como outros escoamentos, podem ser realizados por três abordagens distintas (TU; YEOH; LIU, 2008): (a) analítica, (b) experimental e (c) numérica. Conforme indicado na literatura (ANDERSON, 1995), modelos para soluções analíticas são restritivos, pois dependem da adoção de uma série de hipóteses simplificadoras que geralmente distanciam os resultados do modelo teórico do comportamento físico real.

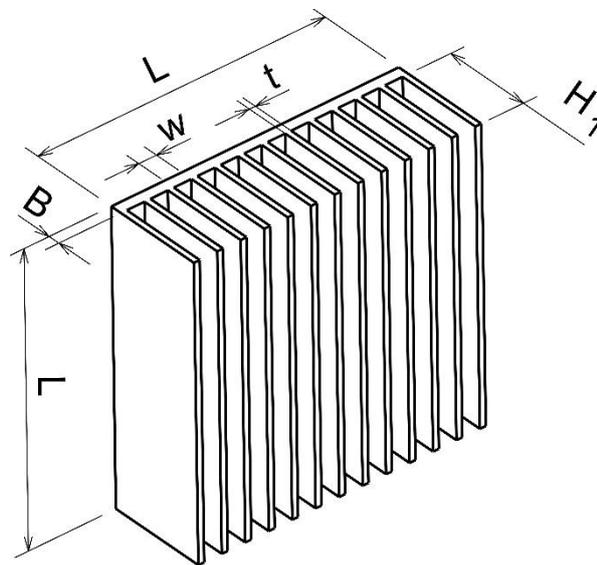


Figura 1 - Dissipador térmico de geometria convencional e dimensões.

O desenvolvimento de testes em laboratório é indispensável (HIRSCH, 2007), mas ensaios para obter o perfil de velocidades deste escoamento são realizados mediante construção de modelos experimentais reais, que utilizam uma técnica conhecida na literatura inglesa por *Particle Image Velocimetry* (PIV). A técnica depende de equipamentos relativamente caros e técnicos especializados para operá-los, pois as instalações são

específicas e os dispositivos sensores de construção elaborada. Além disso, muitas vezes, os projetistas pretendem testar várias condições de escoamento diferentes, o que exige múltiplos testes, multiplicando o número de horas de utilização das bancadas experimentais como as indicadas, elevando o custo de desenvolvimento.

A utilização da abordagem numérica apresenta diversas vantagens (TU; YEOH; LIU, 2008), que podem ser resumidamente indicadas:

- Oportunidade de solução de modelos matemáticos mais complexos, através da solução de equações diferenciais parciais com múltiplos termos, incluindo problemas tridimensionais em regime transitório e elaborados modelos de turbulência (para os casos em que há escoamento turbulento).
- Diminuição do tempo total de desenvolvimento do estudo porque permite (desde que haja recursos computacionais disponíveis) a simulação de diversas condições experimentais, de modo simultâneo.
- Possibilidade de simulação de situações de difícil ou impossível reprodução em laboratório (como uma explosão nuclear, por exemplo).

A abordagem numérica foi escolhida para o estudo proposto exatamente com o intuito de aproveitar as vantagens que a mesma oferece, contudo, o modelo matemático foi calibrado a partir da comparação com alguns casos em que experimentos são reportados na literatura (LEDEZMA; BEJAN, 1996). Na abordagem atual para problemas envolvendo escoamentos, normalmente uma combinação dos métodos é utilizada. Através de cálculos analíticos preliminares, com desenvolvimento posterior de diversas alternativas geométricas e simulações dessas alternativas e escolha de apenas algumas dessas alternativas para realização de testes em laboratório.

1.2. Justificativa

Em diversos processos industriais a convecção natural tem relevante importância. Entre eles é possível citar a refrigeração do isolamento de reatores nucleares, deposição química de vapores, processos de mudança de fase, aplicações na indústria química, de alimentação e metalúrgica (GANGULI; PANDIT; JOSHI, 2007), sistemas passivos de proteção, ou ainda como mecanismo ativo de transferência de calor de reatores nucleares (ANGELO et al, 2012). Adicionalmente também é possível citar o controle de temperatura em dispositivos eletrônicos como processadores de computadores (ANGELO et al, 2016), entre outros. Estudar estratégias geométricas para desenvolvimento de dispositivos térmicos que dependem do fenômeno da convecção natural, pode propiciar o encontro de geometrias mais eficientes do ponto de vista da troca térmica, sem causar obrigatoriamente o aumento na complexidade de produção (ou custos).

1.3 Objetivo

Propor modificações na geometria tradicional de um dispositivo térmico do tipo dissipador de calor que contém aletas de seção transversal retangular constante, visando o aumento da transferência de calor por convecção, ou a manutenção de taxa de transferência de calor pela base do dissipador em uma situação que a troca térmica dominante através do mesmo ocorra por convecção natural. Simular através da utilização de técnicas numérico computacionais a transferência de calor da geometria proposta de dissipador e comparar os resultados com a simulação da geometria de um dissipador tradicional equivalente, operando nas mesmas condições. O dissipador de geometria tradicional escolhido é um entre aqueles apresentados por Ledezma e Bejan (1996). As modificações propostas inicialmente são indicadas esquematicamente na Figura 2, em um padrão que pode ser denominado espinha de peixe.

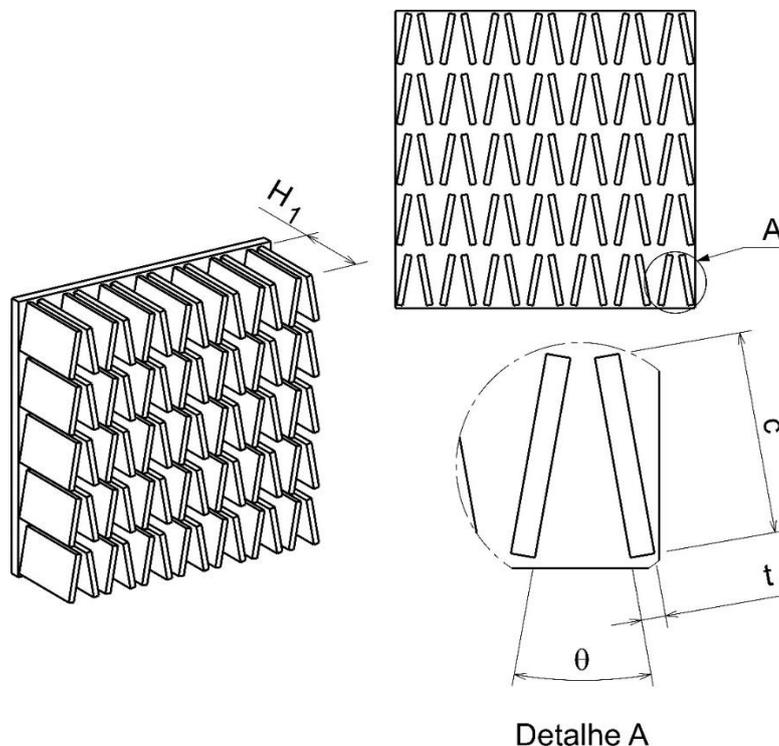


Figura 2 - Dissipador térmico de geometria tipo espinha de peixe.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

O domínio computacional utilizado é indicado esquematicamente na Figura 3 e foram estudados adicionalmente: (1) o tamanho adequado do mesmo para garantir que não interfira inadequadamente nos resultados (dimensões DFX, DFY e DFZ) e (2) a possibilidade de utilização imposições de simetria visando diminuir a demanda computacional (em função da diminuição do número de volumes finitos requeridos na simulação numérica). Para o modelo

computacional de geometria convencional, o plano de simetria (indicado na Figura 3) é possível de ser adotado.

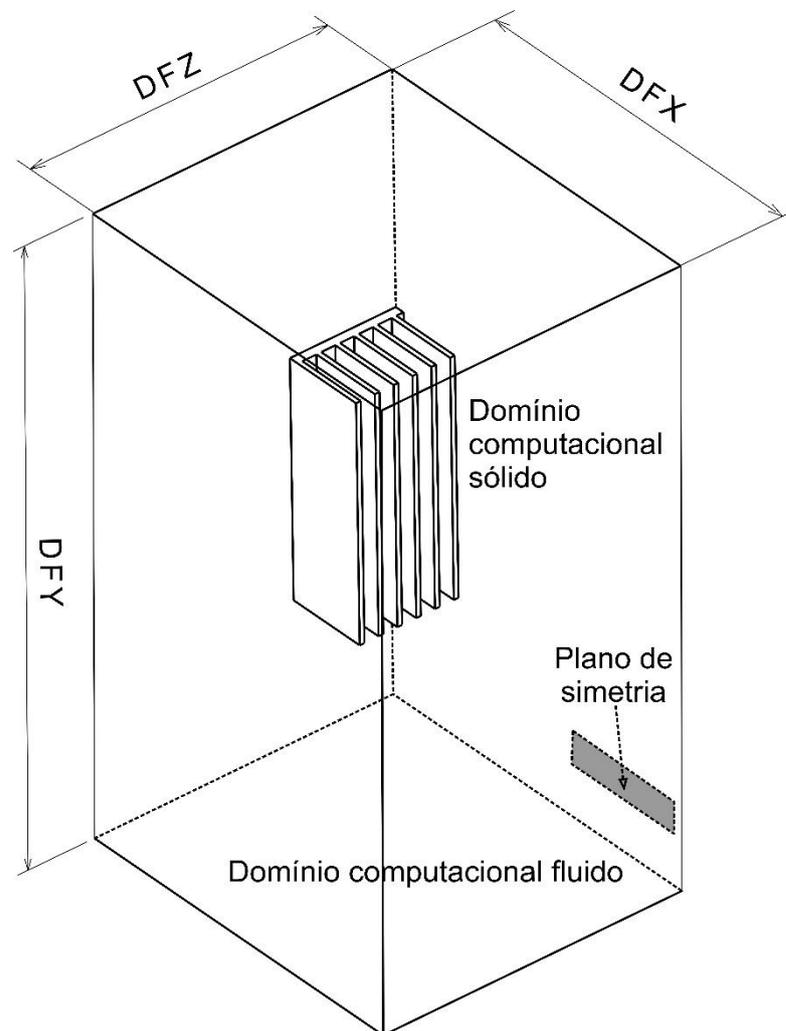


Figura 3 - Indicação do domínio computacional fluido (e suas dimensões principais: DFX, DFY e DFZ), do domínio computacional sólido do dissipador térmico (e o plano de simetria) de geometria de dissipador convencional.

As equações de conservação que formam o modelo matemático para o escoamento do fluido são apresentadas (equações 1, 2 e 3, respectivamente, conservação de massa, conservação da quantidade de movimento e conservação da energia), observando a adoção das seguintes hipóteses simplificadoras: (I) pequena variação das propriedades do fluido, (II) validade da hipótese de Stokes (WHITE, 1991), (III) pequena influência dos termos de dissipação viscosa na equação da conservação da energia, (IV) regime permanente, (V) escoamento laminar e, (VI) ausência de efeitos de trocas térmicas por radiação. As equações 1, 2 e 3 são indicadas para um sistema de coordenadas inercial e cartesiano (x_i , com índice i variando de 1 a 3, indicado respectivamente as direções ordenada, abscissa e cota).

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(U_i U_j)}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + 2 \frac{\partial}{\partial x_j} (\nu S_{ij}) + S_M \quad (2)$$

$$\frac{\partial(U_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Sendo p a pressão, S_M é um termo de fonte, S_{ij} é um tensor simétrico denominado tensor taxa de deformação (indicado na equação 4), T é a temperatura, U é a componente cartesiana da velocidade, α é a difusividade térmica do fluido e ν é a viscosidade dinâmica do fluido.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

A força em razão da diferença de densidade que atua no fluido, ocasionada pelo gradiente de temperaturas, denomina-se empuxo e é incluída na equação (2) como um termo de fonte, conforme indicado na equação (5). A densidade do fluido (ρ) é avaliada através da utilização da equação de estado dos gases perfeitos.

$$S_M = (\rho - \rho_{ref}) g_i \quad (5)$$

Em que g é a aceleração local da gravidade e o índice *ref* indica uma condição de referência, admitida em todos as simulações como a condição termodinâmica do fluido avaliada em uma posição distante da superfície do dissipador térmico.

Para o sólido apenas a equação da conservação da energia é necessária (ANGELO et al, 2016), sem a necessidade dos termos convectivos. Admitindo sólido homogêneo sem geração interna de calor e composto de material de propriedades constantes a equação da conservação da energia pode ser escrita conforme equação (6).

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} = 0 \quad (6)$$

O domínio computacional sólido e fluido são resolvidos simultaneamente em um tipo de simulação conhecida como acoplada. A técnica de solução empregada é a denominada método dos volumes finitos (ANSYS, 2011 e 2012), implementada sobre um domínio computacional discretizado com uma malha do tipo não estruturada (ÇENGEL; CIMBALA, 2011).

3. PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

As principais etapas do estudo foram:

- I. ***Aprendizado das equações de conservação no formato diferencial. Estudo do modelo numérico de volumes finitos (técnica numérica empregada na solução do sistema de equações diferenciais parciais). Atualização da pesquisa bibliográfica.*** O primeiro período do projeto será dedicado ao estudo das equações de conservação. Durante a graduação em Engenharia, os cursos de Fenômenos de Transporte não apresentam as equações de conservação no formato diferencial. Especialmente por ser um tópico tratado normalmente em nível de pós-graduação e também porque o sistema de equações diferenciais parciais necessita de métodos numéricos para solução. Sendo assim, esta etapa é indispensável a todo o desenvolvimento do projeto.
- II. ***Aprendizado do software Ansys CFX®.***
- III. ***Construção do modelo de dissipador convencional e execução das simulações numéricas no software Ansys CFX®.*** A construção do modelo e a simulação podem ser divididas em três etapas distintas: (a) pré-processamento, (b) processamento e (c) pós-processamento. O pré-processamento consiste na construção da geometria, na determinação da divisão do domínio computacional (etapa que foi executada de acordo com a metodologia indicada por WILSON et al, 2001a,b) e na imposição das condições de contorno e das propriedades dos fluidos. O processamento se refere à etapa de solução das equações de conservação e o pós-processamento é a análise dos resultados. Comparação dos resultados com os experimentos reportados na literatura por Ledezma e Bejan, 2016. Todas as etapas demandaram tempo, todavia, a etapa de pós processamento normalmente requereu tempo adicional para planejamento de apresentação dos resultados. Artigos de análise computacional semelhante podem servir como base para elaboração de uma estratégia de apresentação de dados.
- IV. ***Construção dos modelos alternativos de dissipador e execução das simulações numéricas no software Ansys CFX®.*** Os modelos alternativos foram construídos com base na proposta geométrica original. Esta etapa consistiu no estudo técnico-científico propriamente dito, exigindo algumas modificações e interações sucessivas, vislumbrando atingir o objetivo principal de aumento da taxa de transferência de calor entre o dissipador térmico e o fluido circundante. Comparação dos resultados do modelo geométrico alternativo ao modelo geométrico de Shyy-Woei et al, 2017 (que apresenta uma geometria relativamente

diferente à proposta neste trabalho, contudo, para aplicação com um dissipador térmico de dimensões de base e altura máxima iguais ao proposto, ou seja, vislumbrando a mesma finalidade).

- V. **Comparação entre os resultados das geometrias simuladas** (modelo convencional e modelo alternativo).

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Domínio Computacional e Discretização

O domínio computacional é mostrado na figura 1. Ele é considerado simétrico. As dimensões DX , DY e DZ são, respectivamente 100 mm, 629 mm e 152 mm. A posição relativa do dissipador em relação ao domínio computacional fluido também é mostrada na Figura 4.

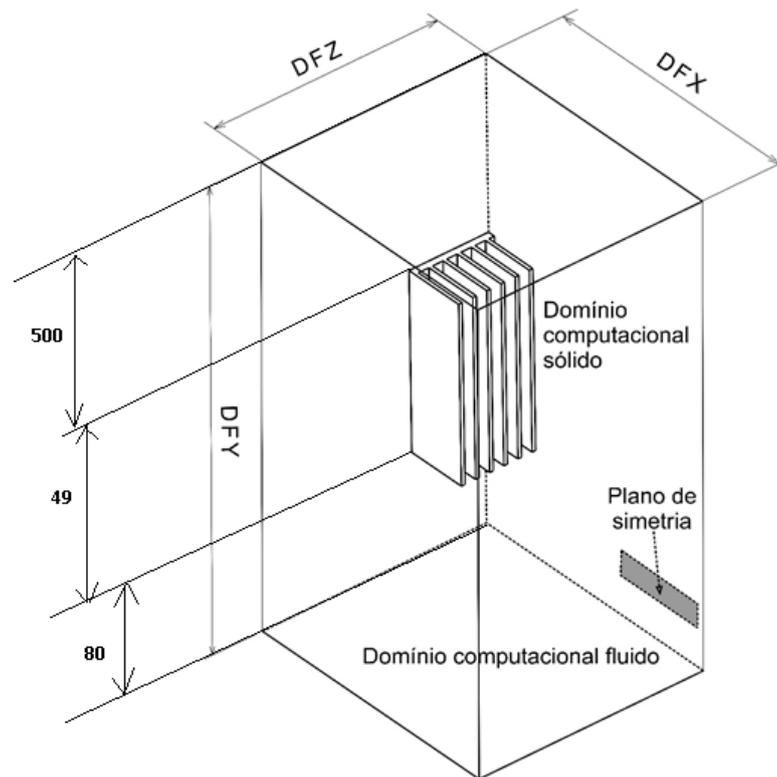


Figura 4 - Domínio Computacional e Posição do Dissipador

Foram feitos testes para se obter uma discretização do domínio computacional de acordo com a metodologia proposta por Stern et al. (2001) e Wilson et al. (2001), onde são feitos sucessivos refinamentos na malha até os resultados ficarem independentes da

discretização. Ou seja, um refinamento maior na malha não altera os resultados para as mesmas condições de contorno mostradas no próximo item.

4.2 Condições de Contorno

As condições de contorno são mostradas na Figura 5.

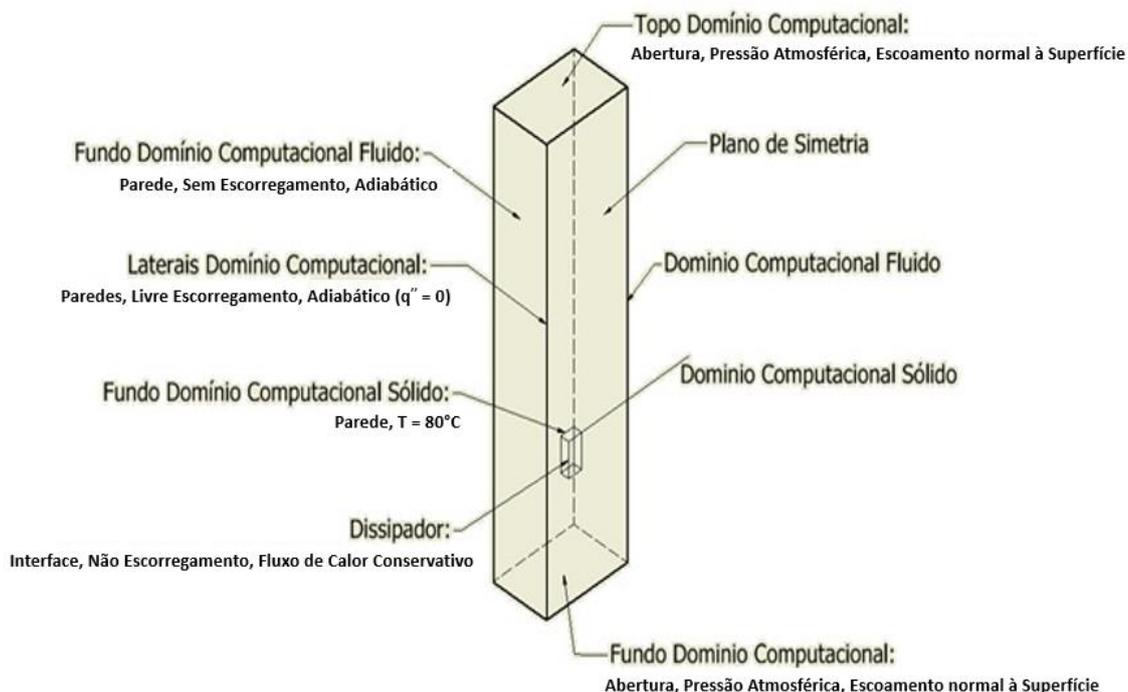


Figura 5 - Condições de Contorno

O fluido em escoamento é o ar com condições ao longe avaliadas em temperatura de 25°C e pressão atmosférica equivalente a pressão em nível do mar de $101,325 \text{ kPa}_{\text{abs}}$. O fundo do dissipador é mantido à temperatura constante de 80°C . É aplicada condição de não escorregamento entre o dissipador e o fluido. Ao longe do dissipador, nos limites do domínio computacional, não há troca de calor (região adiabática).

4.3 Modelos de Geometria

O dissipador base é mostrado na Figura 6, a simetria do dissipador já é considerada para o modelo. As dimensões externas (49,00 por 24,50 mm), espessura das aletas (1,00 mm), comprimento das aletas (15,00 mm), espaçamento entre aletas (3,00 mm), espessura da base (2,00 mm), são mantidos constantes. Nos modelos, apenas a geometria das aletas é alterada.

O modelo Espinha de Peixe é ilustrado na Figura 2 e na Figura 7, o modelo Espinha de Peixe Invertida é essencialmente o mesmo modelo, porém com a parte “mais estreita” da espinha voltada para baixo, conforme detalhe na Figura 7.

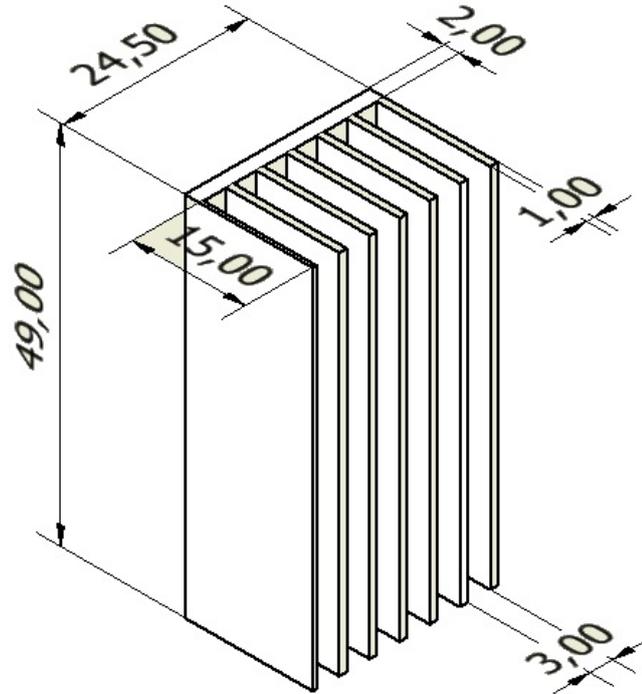


Figura 6 - Dimensões Gerais do Modelo do Dissipador

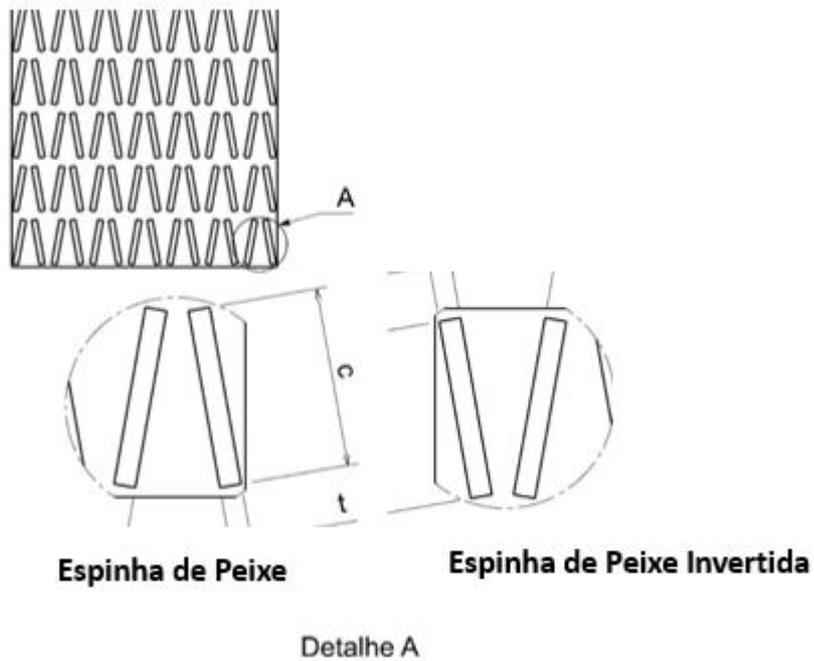


Figura 7 - Geometrias Espinha de Peixe e Espinha de Peixe Invertida

Os modelos de geometria alternativa testados são mostrados na Figura 8. Cada modelo recebeu uma designação para facilitar a referência no texto. A Figura 8 também conta com indicações geométricas (cotas) das modificações geométricas dos modelos propostos em relação ao modelo básico.

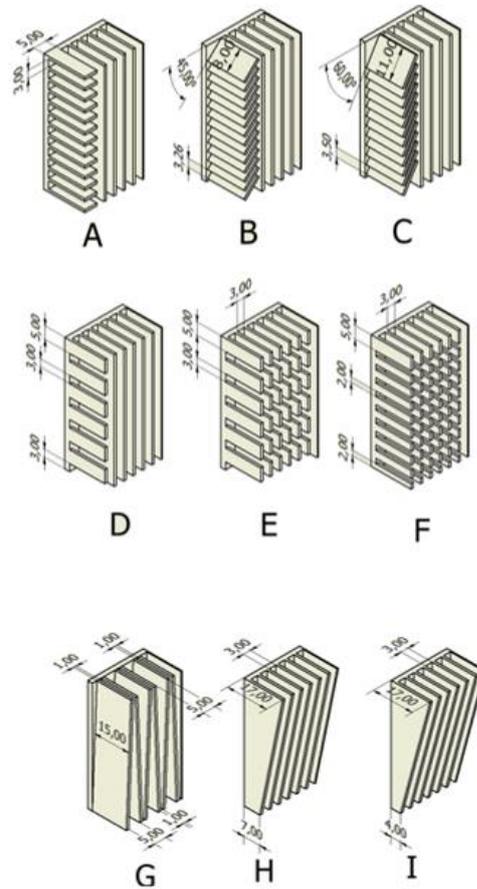


Figura 8 - Modelos de Geometria

4.4 Validação do Modelo

O modelo numérico é validado de acordo com os experimentos conduzidos por LEDEZMA *et al* (1995) para a geometria de dissipador base e para o dissipador com aletas inclinadas (conforme geometria I indicada na Figura 8). A Figura 9 compara os resultados experimentais e numéricos. A definição dos adimensionais Nusselt (Nu) e Rayleigh (Ra) podem ser encontrados na literatura clássica de transmissão de calor (INCROPERA, 2012).

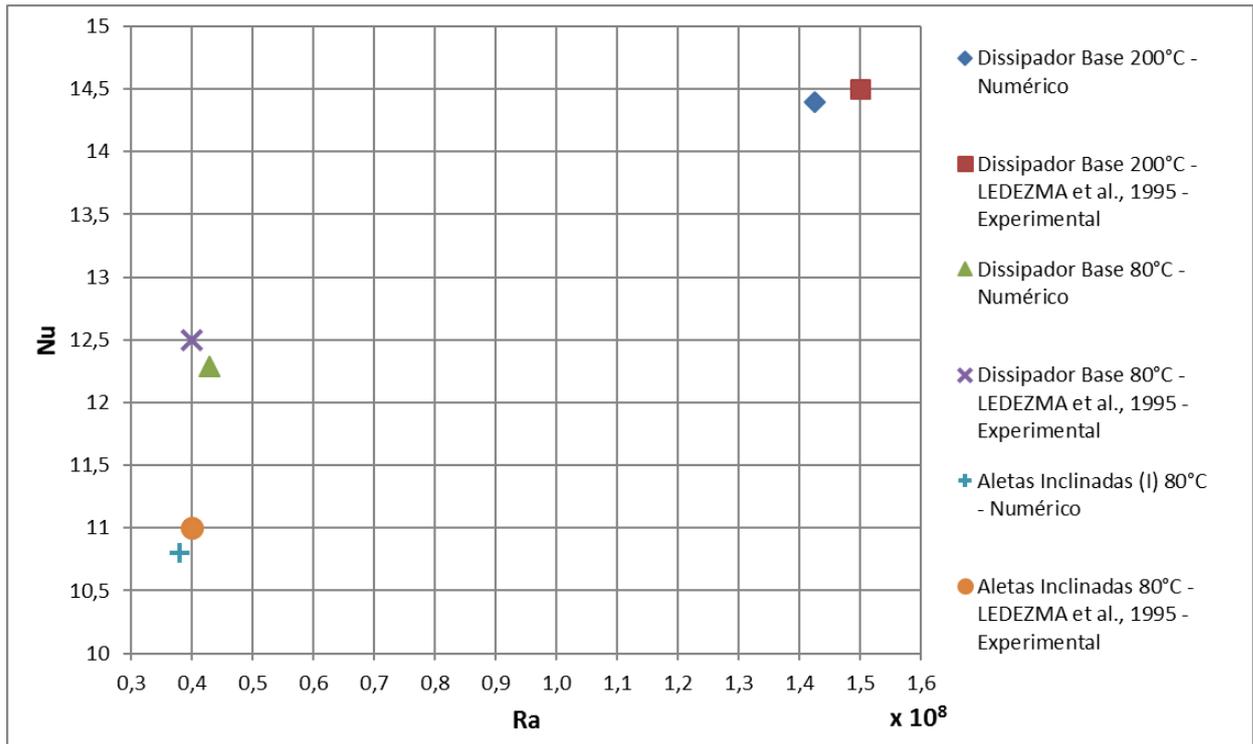


Figura 9 - Validação dos Modelos

Os resultados numéricos e experimentais para os mesmos valores de Ra obtêm valores de Nu relativamente próximos, o que indica que o modelo numérico é capaz de obtenção de resultados coerentes.

4.5 Resultados das Geometrias Testadas

Os resultados de interesse no problema são os referentes a troca de calor total do dissipador [W], a troca por área [W/m^2] e a troca pelo volume total do dissipador [W/m^3]. Esses resultados mostram indiretamente a eficiência da geometria testada na troca de calor. A Figura 10 indica os resultados para as simulações das geometrias testadas.

Algumas geometrias facilitam a troca de calor entre o dissipador e o ar, de uma maneira geral, com o aumento da área há aumento da troca, porém algumas geometrias são mais eficientes e com área menor tem troca maior. As geometrias E, F e D têm maior troca total. Porém como mostra a Figura 11 as geometrias E, I e H têm a maior troca térmica por área. Apesar de não possuir a maior troca total, as geometrias E, I e H têm maior eficiência, pois proporcionam maior fluxo de calor (taxa de transferência de calor por área).

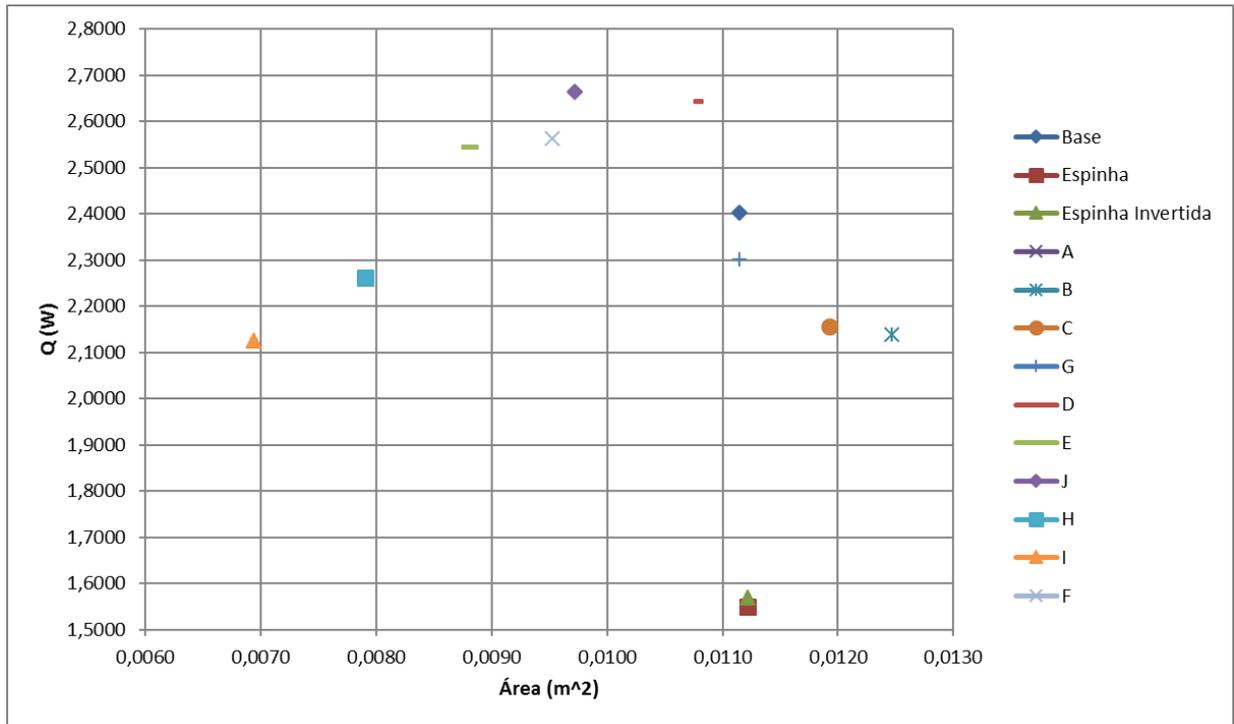


Figura 10 - Troca Total pela Área

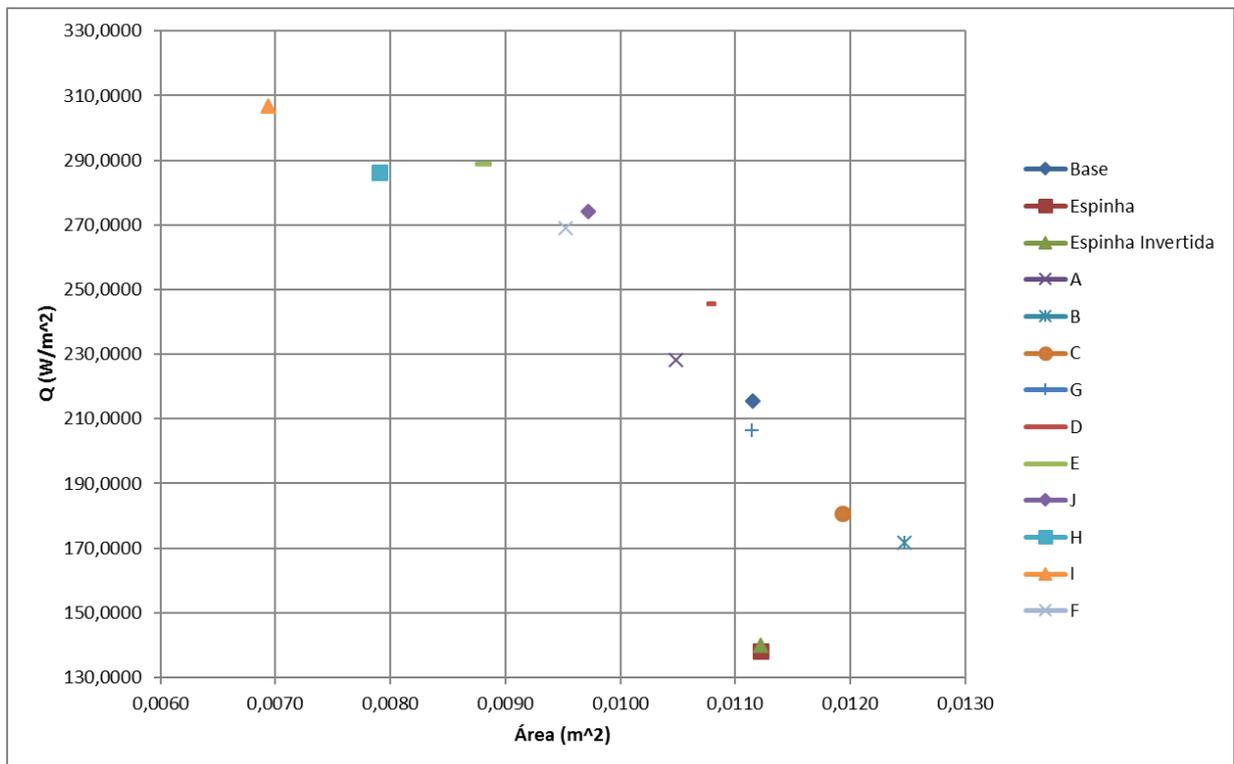


Figura 11 - Fluxo de Calor pela Área Total

A geometria I apresenta a melhor relação troca de calor por área, geometrias H e E também apresentam bons resultados. A maioria das geometrias testadas apresenta resultados maiores de troca por área que o trocador base.

Outro parâmetro para avaliar a eficiência do trocador, é a troca de calor em função da quantidade de material utilizado na sua construção, o que efetivamente reflete no preço total da peça. Além disso, o peso do trocador é crítico para algumas aplicações. Dessa forma um trocador mais leve geralmente é mais adequado. Esse parâmetro é mostrado na Figura 12, que indica a troca de calor em função do volume do trocador. As geometrias E e F apresentam os melhores resultados quanto à troca por volume.

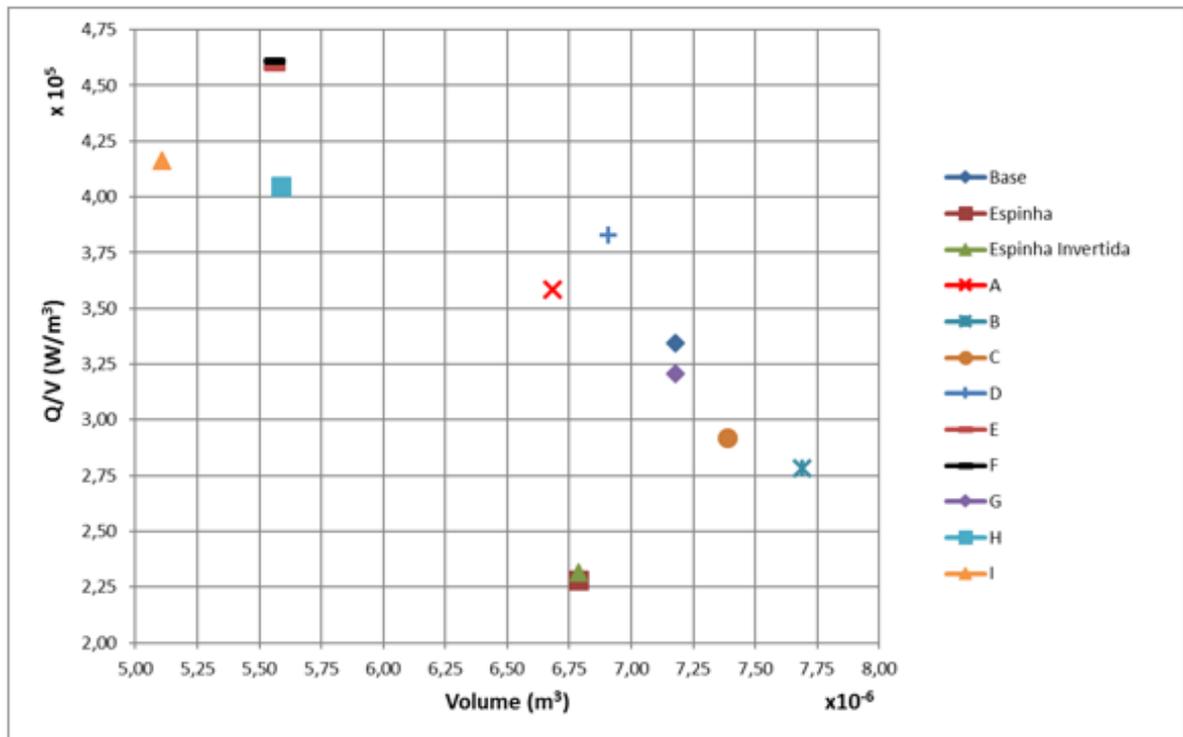


Figura 12 - Troca por Volume

4.6 Resultados Selecionados

Os resultados da geometria E (aletas curtas) foram selecionados por apresentarem valores de troca mais intensos e pela facilidade de fabricação dessa geometria. A Figura 13 mostra a distribuição de temperatura do ar na região próxima do dissipador de calor. É possível identificar a movimentação do ar por convecção natural e a geometria das aletas favorecendo a entrada de ar do ambiente no dissipador.

A Figura 14 mostra locais de interesse escolhidos para representação das componentes de velocidade (linhas indicadas como: Externa, Meio e Simetria). As componentes da velocidade do escoamento nas direções X, e Z são mostradas na Figura 15 e na Figura 16. É possível verificar o escoamento transversal de ar entrando pelas laterais do dissipador (direção X, Figura 15). A variação se deve à presença das aletas. Além disso, é possível verificar também o escoamento devido à convecção natural (direção Z, Figura 16).

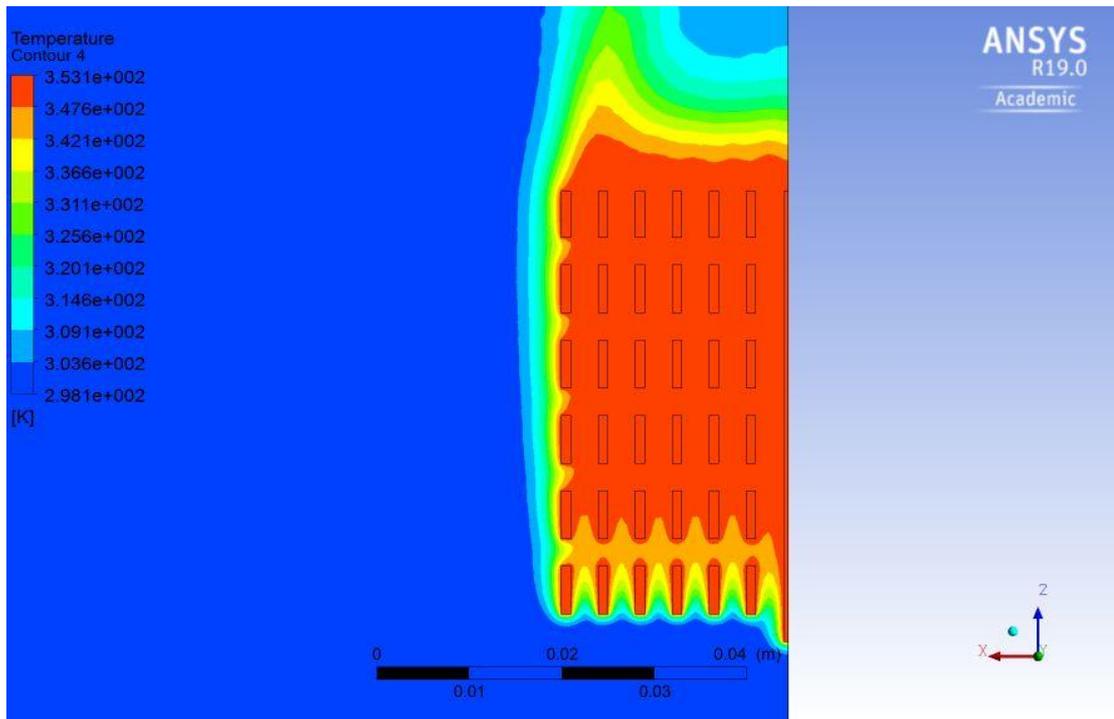


Figura 13 - Distribuição de Temperaturas no Dissipador (modelo E)

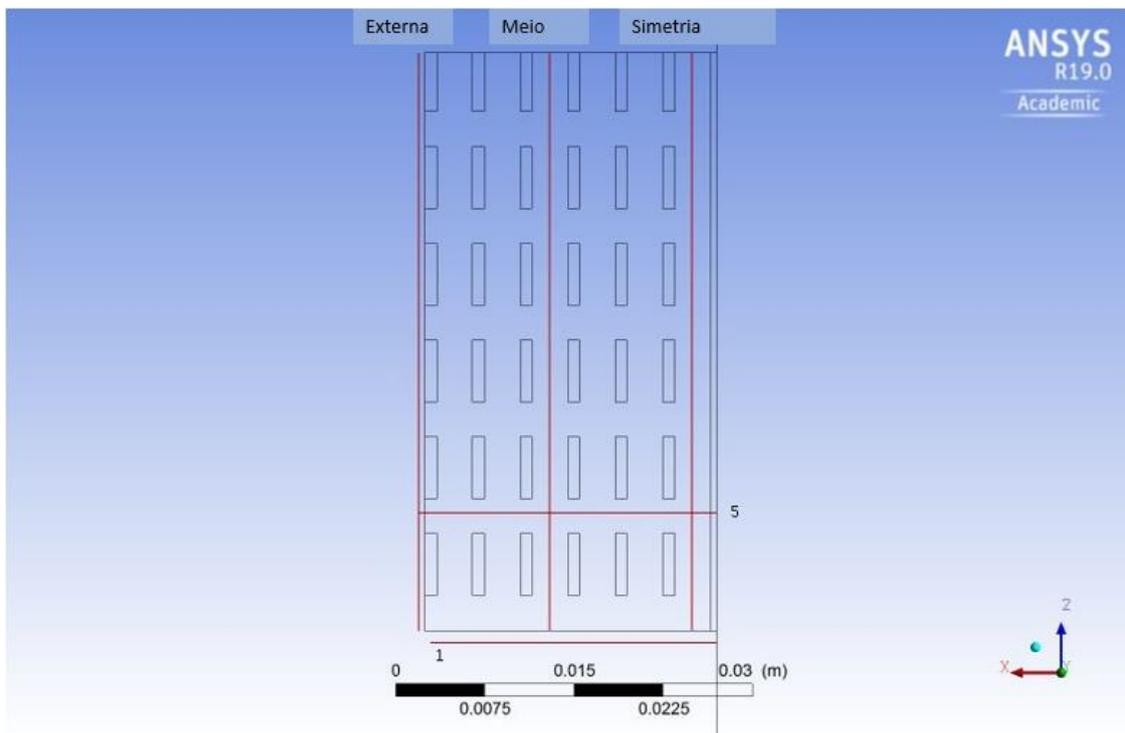


Figura 14 - Linhas de Interesse do Escoamento

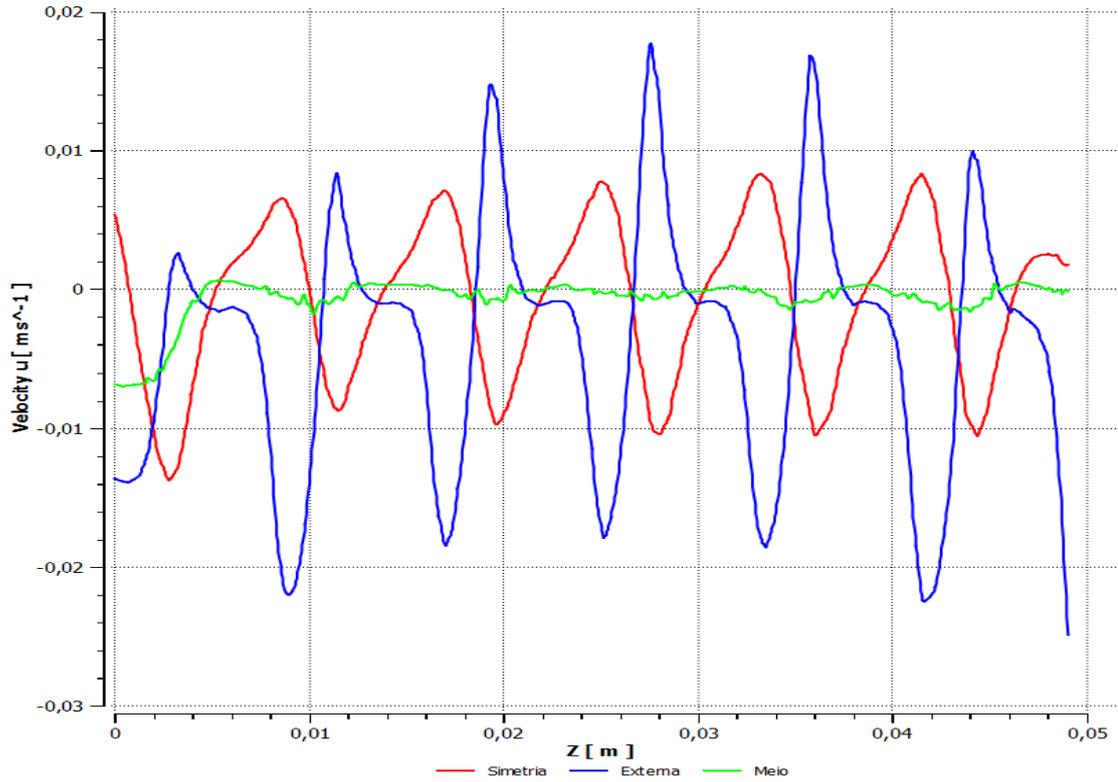


Figura 15 - Escoamento nas linhas de Interesse - Direção X, transversal ao escoamento por convecção natural

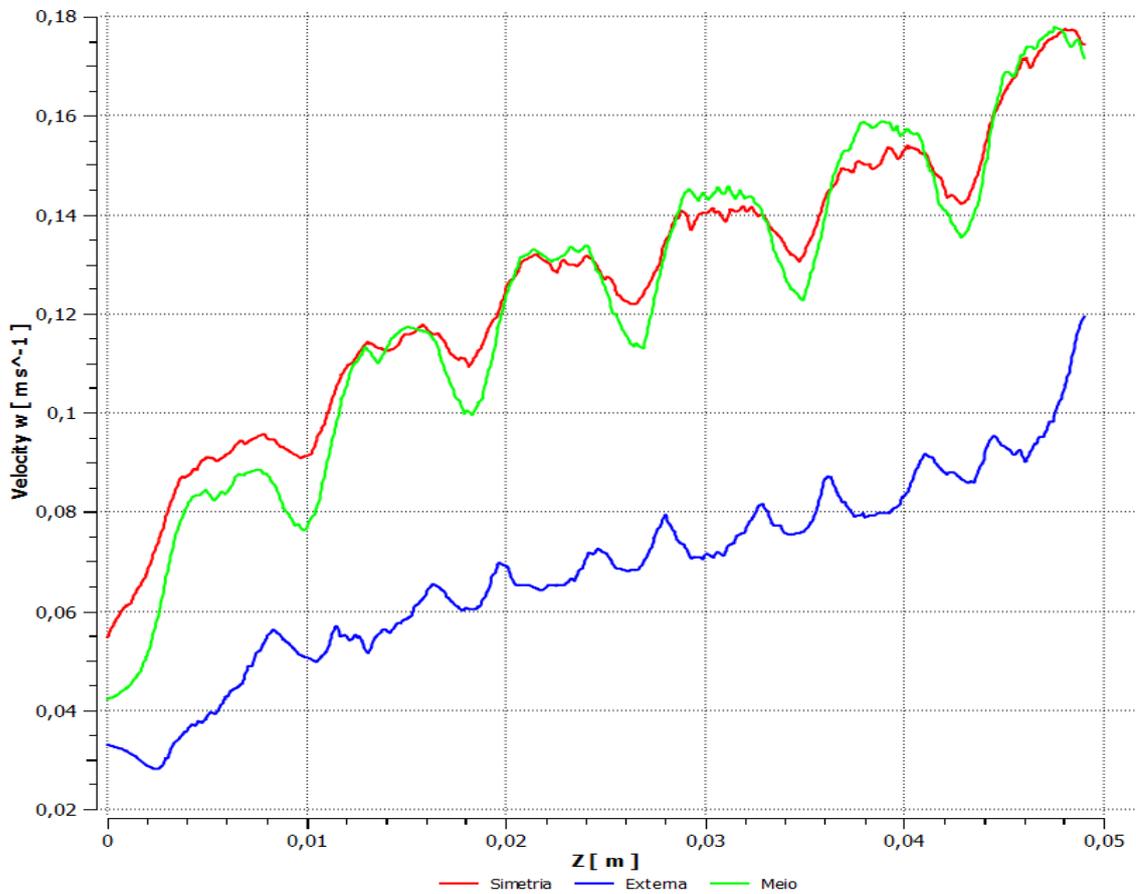


Figura 16 - Escoamento nas linhas de Interesse, direção Z, Convecção Natural

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados se mostraram que o objetivo de se obter uma geometria de dissipador de calor mais eficiente foi alcançado que a geometria do dissipador ficasse elaborada em demasia, o que prejudicaria a fabricação, elevando os custos. A abordagem numérica empregada se mostrou adequada e factível em análises de otimização da eficiência térmica de equipamentos.

O formato de aletas do trocador inicialmente sugerido (espinha de peixe) não se mostrou mais eficiente que o formato do dissipador tradicional, então outras geometrias foram testadas. Algumas dessas geometrias melhoram a relação troca de calor por volume do trocador em relação ao trocador original de referência. Para o trocador de referência o valor foi de $3,35 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$, enquanto para a geometria E, por exemplo, obteve-se $4,58 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$, configurando aumento de 37%. Isso representa que para a mesma carga térmica é possível a obtenção um trocador com menos material, portanto mais leve, gerando possível economia nos custos fabricação.

Além disso, no formato E (aletas curtas) também foi possível observar a maior mistura entre o ar quente e o ar à temperatura ambiente no trocador, o que mantém o dissipador em uma temperatura mais baixa em relação ao tradicional. Essa mistura pode ser observada no fluxo de ar que entra no dissipador na Figura 13.

6. REFERÊNCIAS

ANDERSON, J. D. **Computational fluid dynamics: the basics with applications**. New York: McGraw-Hill, 1995. 547 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).

ANGELO, E.; BARBOZA, R. A. R.; ANDRADE, D. A.; ANGELO, G. Estudo numérico da inclusão de geradores de turbulência em canal com transferência de calor. In: Décima Quinta Conferencia Iberoamericana en Sistemas, Cibernética e Informática, 2016, Orlando. **Memorias de la Décima Quinta Conferencia Iberoamericana en Sistemas, Cibernética e Informática**. Orlando: International Institute of Informatics and Systemics, 2016. p. 50-57.

ANGELO, G.; ANDRADE, D. G.; ANGELO, E.; TORRES, W. M.; SABUNDJIAN, G.; MACEDO, L. A.; SILVA, A. F., A numerical and three-dimensional analysis of steady state rectangular natural circulation loop, **Nuclear Engineering and Design**, v.244, p.61-72, 2012.

ANGELO, G., **Análise Numérica da Dinâmica do Escoamento em Circuitos de Circulação Natural**. 2013. 182 f. Tese (Doutorado em Ciências na Área de Tecnologia Nuclear – Reatores) INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES – IPEN. Universidade de São Paulo, São Paulo.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, 2011. xxi, 816 p.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. xxii, 902 p.

GANGULI, A. A.; PANDIT, A. B.; JOSHI, J. B., Numerical predictions of flow patterns due to natural convection in a vertical slot. **Chemical Engineering Science**, v.62, p.4479-4495, 2007.

HIRSCH, C., **Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics**. Butterworth-Heinemann, 2007. 680p.

INCROPERA, Frank P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2012. xix, 643 p.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, Mark S. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Cengage Learning, c2016. xv, 594 p.

LEDEZMA, G.; BEJAN, A. Heat sinks with sloped plate fins in natural and forced convection. **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 39, n. 9, p. 1773-1783, 1996.

PAN, M.; JAMALINIYA, S.; SMITH, R.; BULATOV, M.; GOUGH, M.; HIGLEY, P.; DROEGEMUELLER, P. New insights to implement heat transfer intensification for shell and tube heat exchangers, **Energy**, v. 57, p. 208-221, 1 August 2013.

STIHLIK, P.; JEGLA, Z.; KILKOVSKÝ, B. Possibilities of intensifying heat transfer through finned surfaces in heat exchangers for high temperature applications, **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 2, p. 1283-1287, 22 September 2014.

TU, J.; YEOH, G. H.; LIU, C. **Computational fluid dynamics: a practical approach**. Amsterdam: Elsevier, 2008. 459 p.

SHYY-WOEI, C.; HORNG-WEN, W.; DA-YU, G.; JUN-JIE, S., TANG-HONG, C. Heat transfer enhancement of vertical dimpled fin array in natural convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 106, p. 781-792, 2017.

STERN, F.; WILSON, R.; COLEMAN, H.; PATERSON, E. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 1: Methodology and procedures. **Journal of Fluids Engineering**, v. 123, n. 4, p. 793-802, 2001a.

WILSON, R.; STERN, F.; COLEMAN, H.; PATERSON, E. Comprehensive approach to verification and validation of CFD simulations - Part 2: Application for RANS simulation of a cargo/container ship. **Journal of Fluids Engineering**, v. 123, N. 4, pp. 803-810, 2001b.

WHITE, F. M. **Viscous fluid flow**. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill, c1991. xiii, 614 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).

ZHANG, L.; XIA, Y.; JIANG, B.; XIAO, X.; YANG, X. Pilot experimental study on shell and tube heat exchangers with small-angles helical baffles, **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 69, p. 112-118, July 2013.

Contatos: luis.caselli@gmail.com

eangelo@mackenzie.br