

TORTUOSIDADE EM PERMUTADORES DE CALOR DE PLACAS

Ricardo P. Dias^{1*}, Carla S. Fernandes², Carlos Balsa², João M. Nóbrega³ e João M. Maia³

1: Escola Superior de Tecnologia e de Gestão
Instituto Politécnico de Bragança
Campus de Santa Apolónia, Apartado 143, 5301-857 Bragança
e-mail: ricardod@ipb.pt

2: Escola Superior de Tecnologia e de Gestão
Instituto Politécnico de Bragança
Campus de Santa Apolónia, Apartado 143, 5301-857 Bragança
e-mail: {cveiga,balsa}@ipb.pt

3: IPC – Instituto de Polímeros e Compósitos
Departamento de Engenharia de Polímeros
Universidade do Minho
Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães
e-mail: {mnobrega,jmaia}@dep.uminho.pt

Palavras-chave: Permutadores de Calor de Placas, Tortuosidade, Mecânica de Fluidos Computacional

Resumo. *Utilizando o software comercial de mecânica de fluidos computacional POLYFLOW[®] estudou-se o escoamento laminar isotérmico de um fluido Newtoniano com propriedades físicas constantes no interior de canais de permutadores de calor de placas corrugadas. Foi estudada a dependência da tortuosidade e factor de forma dos canais com o ângulo de corrugação e factor de incremento de área. O coeficiente das relações $f-Re$ foi bem descrito por correlações da literatura para valores de factor de incremento de área usuais. A tortuosidade é utilizada por fabricantes destes equipamentos na determinação de perdas de carga e coeficientes convectivos de transferência de calor.*

1. INTRODUÇÃO

1.1. Permutadores de calor de placas

Os permutadores cuja superfície de transferência de calor é constituída por placas metálicas separadas por vedantes, escoando os fluidos que vão trocar calor em pequenos canais aí formados, designam-se permutadores de calor de placas (PCPs). Estas placas são emparelhadas, obtendo-se assim um permutador que ocupa pouco espaço e que apresenta elevados coeficientes de transferência de calor. Na Figura 1 encontra-se a representação esquemática de um permutador deste tipo.

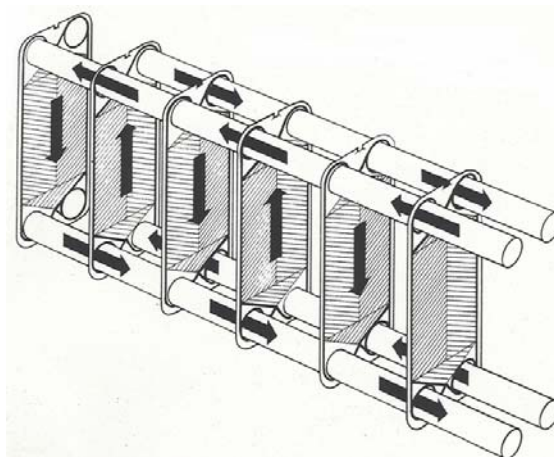


Figura 1: Representação esquemática de um PCP a operar em paralelo [1].

Atendendo à função do permutador, o elemento mais importante deste equipamento é, obviamente, a superfície de transferência de calor, ou seja, as placas. As placas têm orifícios localizados nos quatro cantos através dos quais se dá a entrada e saída dos dois fluidos. Estes orifícios estão cercados total ou parcialmente por vedantes cuja função é impedir a mistura dos fluidos. Com o objectivo de maximizar as trocas de calor, a superfície das placas é corrugada, existindo vários tipos de corrugações para o efeito. Os tipos mais utilizados possuem uma forma sinusoidal e as placas que as possuem são conhecidas por placas do tipo *chevron* e estão esquematizadas na Figura 2.

Esta textura permite aumentar a área de transferência de calor havendo uma diminuição do sujamento e um aumento do coeficiente de transferência de calor que se traduz numa grande eficiência térmica.

Tendo em consideração a configuração dos PCPs podem enunciar-se duas vantagens deste tipo de equipamento: pequenas perdas para o exterior devido à pequena distância entre as placas e à pequena área exposta ao exterior e dimensões reduzidas dada a grande eficiência térmica.

Como principais desvantagens deste tipo de equipamento podem citar-se as seguintes: as pressões de operação devem ser reduzidas (entre 10 a 20 bar), limitações nas temperaturas de

funcionamento devido à natureza dos vedantes e impossibilidade de tratar fluidos cujo teor de partículas seja elevado [2].

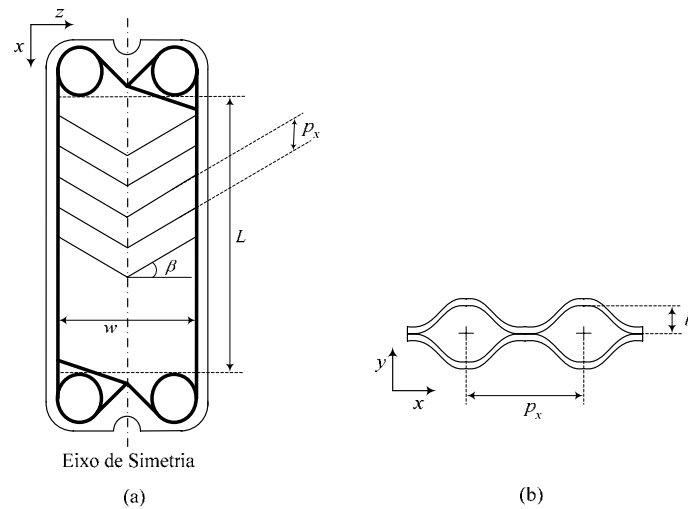


Figura 2: (a) Representação esquemática de uma placa do tipo *chevron*. (b) Dimensões das corrugações.

A forma como os vedantes são colocados conduz a escoamentos distintos dentro do permutador, podendo encontrar-se dois tipos de arranjo: em série e em paralelo (ver Figura 3) [3].

No arranjo em série, a corrente é contínua e muda de direcção após cada percurso vertical. Este tipo de arranjo é utilizado quando dois fluidos com um pequeno caudal trocam calor para provocar uma variação elevada de temperatura.

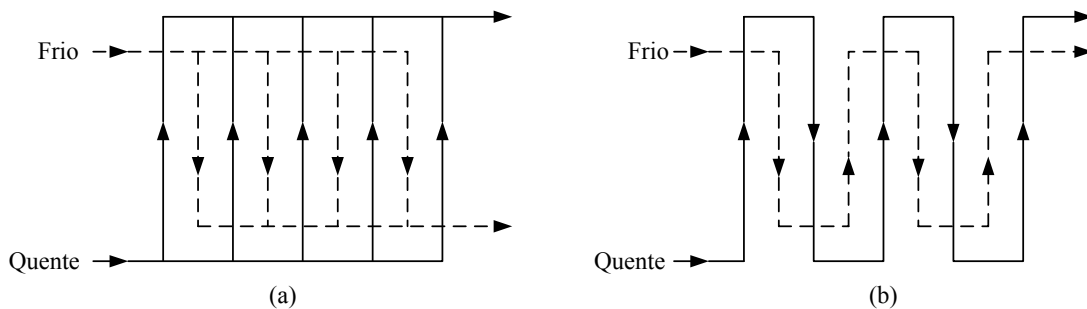


Figura 3: (a) Arranjo em paralelo. (b) Arranjo em série.

Quando se pretende tratar um grande caudal de fluido é conveniente dividir a corrente pelos vários canais do permutador uma vez que estes são estreitos e, conseqüentemente, um caudal elevado conduzirá a velocidades e quedas de pressão elevadas. Neste caso, deve optar-se por um arranjo em paralelo, ou seja, a corrente que dá entrada no permutador é dividida em vários fluxos paralelos que depois se juntam para sair do permutador como uma corrente única.

Quanto aos arranjos de escoamento possíveis num permutador, pode ainda efectuar-se a

seguinte classificação: escoamento em co-corrente e contra-corrente. No primeiro caso, os dois fluidos escoam no mesmo sentido, enquanto no segundo caso, tal como o próprio nome indica, o escoamento dos fluidos é efectuado em sentidos opostos.

O desempenho termo-hidráulico dos PCPs é dependente das propriedades geométricas das placas, nomeadamente do ângulo das corrugações, β , factor de incremento de área, ϕ , definido como a razão entre a área efectiva de uma placa e a área projectada da placa e do rácio de aspecto do canal, γ (ver Figura 2) [1].

O rácio de aspecto do canal é definido por:

$$\gamma = \frac{2b}{p_x}, \quad (1)$$

sendo b a distância entre placas e p_x o comprimento de onda da corrugação (ver Figura 2b). O factor de incremento de área pode ser calculado com precisão pela expressão [4]:

$$\phi = \frac{1}{6} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{\pi}{2 \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{0.5} + 4 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2\sqrt{2} \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{0.5} \right\}. \quad (2)$$

Este factor varia usualmente entre 1.1 e 1.5, variando b tipicamente entre 2 e 5 mm e β entre 22 e 65° [1][5].

1.2. Factor de Fanning, factor de forma e coeficiente de tortuosidade

As correlações do factor de Fanning, f -Re, em regime laminar assumem a forma:

$$f = K \text{Re}^{-1}, \quad (3)$$

dependendo o coeficiente K do ângulo β e do rácio γ . Re representa o número de Reynolds e pode definir-se como:

$$\text{Re} = \frac{\rho u D_H}{\eta}, \quad (4)$$

onde ρ e η representam a massa específica e viscosidade do fluido, respectivamente. Na Equação (4) a velocidade média no canal do PCP, u , e o diâmetro hidráulico, D_H , podem ser calculados por [1]:

$$u = \frac{M_v}{wb} \quad (5)$$

e

$$D_H = \frac{4 \times \text{channel flow area}}{\text{wetted surface}} \cong \frac{2b}{\phi}. \quad (6)$$

O factor de Fanning, f , pode determinar-se recorrendo à expressão:

$$f = \frac{\Delta P D_H}{2L\rho u^2}, \quad (7)$$

onde ΔP representa a queda de pressão e L o comprimento do canal. A queda de pressão gerada por um canal tortuoso com factor de forma K_0 pode relacionar-se com a velocidade intersticial média, v , recorrendo à equação de Hagen-Poiseuille [6]:

$$\Delta P = \frac{2K_0\eta L_{av}v}{D_H^2}, \quad (8)$$

onde L_{av} representa a distância média percorrida por um elemento de fluido no interior do canal. As velocidades u e v estão relacionadas através da relação matemática [6]:

$$v = u \frac{L_{av}}{L} = u\tau, \quad (9)$$

sendo τ o coeficiente de tortuosidade do escoamento 3D no canal corrugado. Substituindo a Equação (8) na Equação (9) e tendo em conta que $\tau = L_{av}/L$:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{2K_0\tau^2\eta}{D_H^2}. \quad (10)$$

Das Equações (3), (4), (7) e (10) obtém-se uma expressão que relaciona o coeficiente K da correlação f -Re com o factor de forma e a tortuosidade:

$$K = K_0 \tau^2. \quad (11)$$

Para além de estarem envolvidos no cálculo dos factores de Fanning, os coeficientes de tortuosidade dos canais de PCPs podem ser utilizados para estimar os coeficientes convectivos de transferência de calor observados nos canais destes equipamentos [7].

Atendendo ao carácter tortuoso dos canais dos PCPs, Wanniarachchi et al. [8] propuseram a expressão:

$$K = 1774 / \beta^{1.026}, \quad (12)$$

sendo esta válida para regime laminar.

2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA NUMÉRICO

Este trabalho tem como objectivo determinar numericamente alguns parâmetros de extrema utilidade no desenho e optimização das geometrias dos PCPs, nomeadamente factores de Fanning e coeficientes de tortuosidade dos canais deste equipamento. Para tal foram efectuadas simulações numéricas de escoamentos isotérmicos em regime laminar de um fluido Newtoniano com propriedades físicas constantes.

O trabalho numérico foi realizado recorrendo ao *software* comercial de mecânica de fluidos computacional, baseado no método de elementos finitos, POLYFLOW[®] e foi efectuado

usando uma Dell Workstation PW530 com 1GB de memória RAM.

2.1. Formulação matemática

Matematicamente, o problema em estudo consiste na determinação das soluções do sistema de equações diferenciais às derivadas parciais constituído pelas equações de conservação de massa e quantidade de momento. Para o escoamento de um fluido com propriedades físicas constantes em estado estacionário as referidas equações assumem a forma:

$$\text{div}(\mathbf{u}) = 0, \quad (13)$$

$$\text{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{g} - \rho \text{div}(\mathbf{u}\mathbf{u}) = 0, \quad (14)$$

onde \mathbf{u} representa o vector velocidade, \mathbf{T} o tensor das tensões e \mathbf{g} o vector aceleração da gravidade.

A resolução deste sistema passa por um processo iterativo cuja convergência foi avaliada recorrendo a um teste baseado no erro cometido no campo de velocidades, tendo sido fixado como critério de convergência $|\text{Erro relativo}| < 10^{-4}$, ou seja, para uma iteração genérica i , assume-se que o processo convergiu se:

$$\frac{\|\mathbf{u}_i - \mathbf{u}_{i-1}\|}{\|\mathbf{u}_{i-1}\|} < 10^{-4}, \quad (15)$$

com $\|\mathbf{u}\| = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}$ a norma euclidiana do vector velocidade.

2.2. Geometria e geração de malha

As corrugações das placas podem ser descritas, na direcção principal do escoamento (eixo dos xx), pela curva sinusoidal [9]:

$$y(x) = \frac{b}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{p_x}\left(x - \frac{p_x}{4}\right)\right) + \frac{b}{2}. \quad (16)$$

Neste trabalho, estudaram-se placas com corrugações com 6 ângulos distintos que variam entre os 30 e os 85°. Os valores de b e p_x foram fixados de forma a obter 3 factores de incremento de área distintos: 1.1, 1.2 e 1.4 (recorrendo-se, para tal, à Equação (2)).

Para a construção da geometria, considerou-se que o permutador em estudo opera em paralelo, pelo que as simulações foram efectuadas num único canal do PCP. À semelhança do que foi efectuado em trabalhos anteriores [10][11], admitiu-se que o escoamento em cada um dos canais é uniforme, pelo que foi possível estabelecer um eixo de simetria (ver Figura 2) e, deste modo, simplificar o domínio geométrico para metade de um canal do PCP (ver Figura 4). De referir que os resultados numéricos dos trabalhos citados foram comparados com dados experimentais [12], tendo-se encontrada uma boa concordância entre eles.

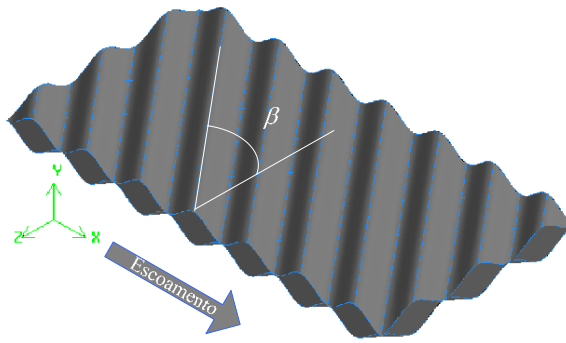


Figura 4: Representação de metade de um canal de um PCP com $\beta = 40^\circ$ e $\phi = 1.2$.

Ainda nos referidos trabalhos [10][11], foi possível verificar que existia uma periodicidade de resultados ao longo da largura do canal, o que vem de encontro à geometria em estudo. Este facto permitiu proceder a mais uma simplificação (no sentido do eixo dos zz), obtendo-se assim um canal semelhante ao representado na Figura 5.

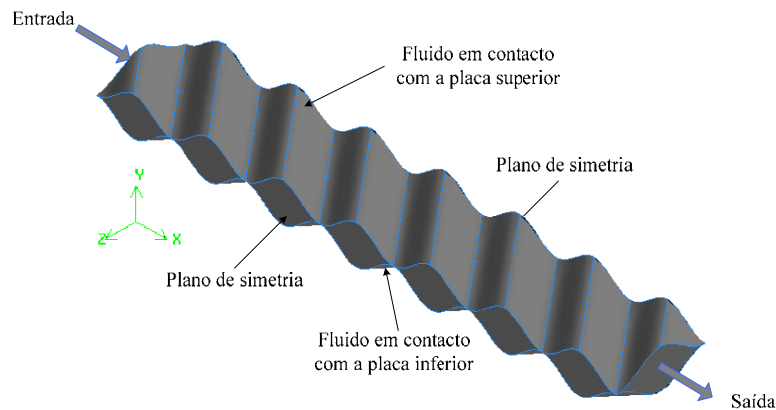


Figura 5: Domínio computacional com $\beta = 40^\circ$ e $\phi = 1.2$.

O canal representado na Figura 5 pode ser decomposto em pequenas células unitárias que se repetem ao longo do seu comprimento. Este conceito já foi utilizado por outros autores [9] contudo, a célula usada neste trabalho (ver Figura 6) difere ligeiramente da apresentada pelos referidos autores uma vez que inclui 5 pontos de contacto, 4 nos cantos e 1 no centro, e não 4 como referido por Mehrabian e Poulter [9].

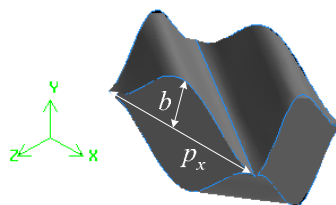


Figura 6: Célula unitária com $\beta = 60^\circ$ e $\phi = 1.4$.

Os factores de Fanning foram determinados em cada uma das células unitárias e constatou-se que este parâmetro assumia um valor constante na quinta ou sexta célula. Assim, uma vez que a última célula não pode ser considerada periódica, dado possuir a saída, as simulações foram efectuadas em canais constituídos por 7 células unitárias.

O domínio geométrico foi discretizado recorrendo a uma malha não estruturada constituída por elementos tetraédricos, hexaédricos e piramidais, possuindo cada um deles 4, 8 e 5 nós, respectivamente. De acordo com trabalhos anteriores [10][11], este tipo de malha descreve de forma adequado o complexo domínio do escoamento em estudo.

O tamanho dos elementos foi fixado após a realização de um teste de independência dos resultados com a malha. Este teste consistiu em refinar a malha sucessivamente e comparar os resultados obtidos com cada uma das malhas para os factores de Fanning, tendo sido fixado que estes eram independentes da malha utilizada quando se obtinham desvios inferiores a 1% [13].

2.3. Condições de fronteira

Foram impostos caudais volumétricos distintos na entrada do canal, correspondente ao plano $x = 0$, e a saída foi imposta no plano $x = l$, com l o comprimento do canal.

Atendendo ao modo como o domínio geométrico foi construído, impuseram-se dois planos de simetria nas paredes laterais do canal (ver Figura 5). Nas interfaces entre o fluido e as placas superior e inferior assumiu-se velocidade nula.

2.4. Validação do modelo

Antes de resolver o problema em estudo, foram resolvidos problemas mais simples de escoamento isotérmico incompressível de fluidos Newtonianos num canal sinusoidal de razão $b/a = 1$ (ver Figuras 7 e 8), para os quais está disponível na literatura a solução analítica. Este procedimento visa validar os pressupostos e métodos descritos nas secções anteriores.

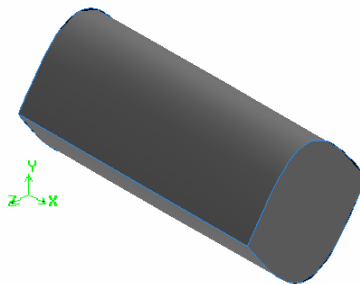


Figura 7: Canal sinusoidal com razão $b/a = 1$.

O valor numérico obtido para a constante K nestas simulações foi comparado com o valor determinado analiticamente por Ding e Manglick [14].

A discretização deste canal foi efectuada usando uma malha igual à descrita na Secção 2.2, podendo a sua representação, numa secção transversal do canal, ser visualizada na Figura

8.

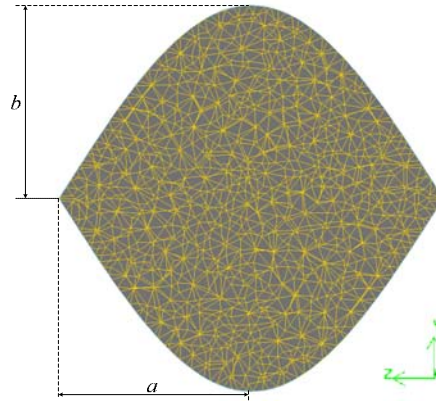


Figura 8: Malha na secção transversal do canal sinusoidal com $b/a = 1$.

As simulações foram realizadas impondo as condições de fronteira descritas na Secção 2.3. O valor analítico de K apresentado por Ding e Manglick [14] para este canal sinusoidal é de 15.5744, enquanto que o valor determinado no presente trabalho foi de 15.5795, ou seja, o desvio entre estes valores é de 0.03%.

3. RESULTADOS

O coeficiente de tortuosidade pode ser estimado recorrendo à Equação (9), onde estão presentes as velocidades média e intersticial. Uma vez que a primeira é dada pela Equação (5) e a última pode ser determinada numericamente, é simples calcular este coeficiente, estando os valores obtidos apresentados na Figura 9.

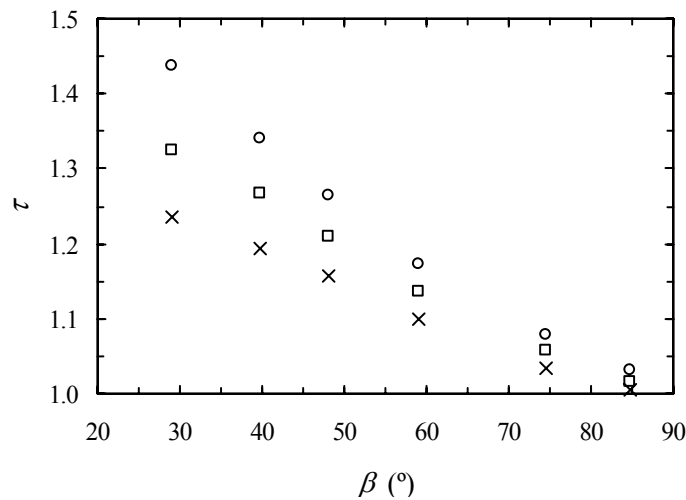
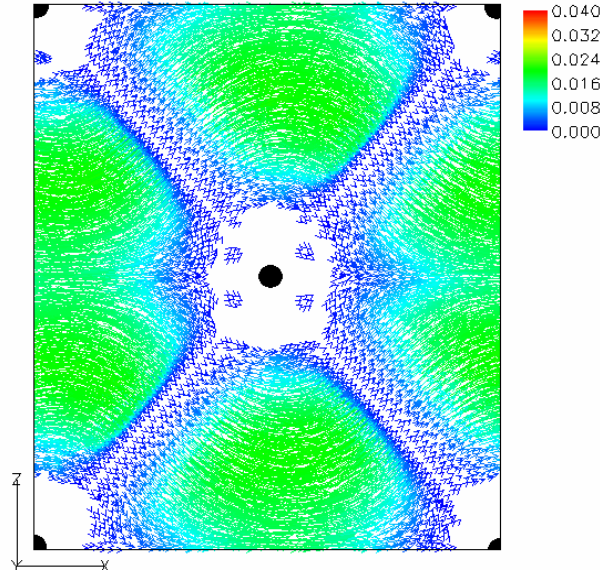
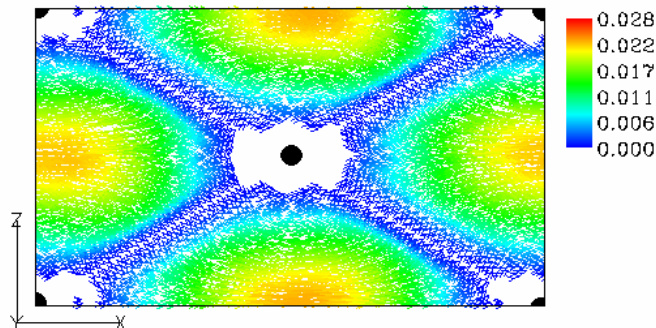


Figura 9: Tortuosidade para canais distintos. (\times) $\phi = 1.1$; (\square) $\phi = 1.2$ e (\circ) $\phi = 1.4$.

Observando a Figura 9, verifica-se que τ aumenta com o decréscimo de β . Como pode observar-se na Figura 10, quando o ângulo β é baixo (ver Figura 10a) o fluido tem uma componente de velocidade na direcção z superior à observada quando o ângulo β é superior (ver Figura 10b). Por este motivo, num plano horizontal (plano xz) a tortuosidade aumenta com o decréscimo de β , para um valor de ϕ constante .



(a)



(b)

Figura 10: Campo de velocidades no plano dos pontos de contacto para $\phi = 1.1$. (a) $\beta = 40^\circ$ e (b) $\beta = 60^\circ$. (●) representa os pontos de contacto entre placas.

Ainda da Figura 9, pode constatar-se que τ aumenta com o incremento de ϕ que, por sua vez, aumenta com o valor de γ para um determinado ângulo β (ver Equação (2)). Para um valor de γ baixo (ver Figura 11a) a componente de velocidades do fluido na direcção y é inferior à observada para um valor de γ maior (ver Figura 11b). Deste modo, num plano vertical (plano xy) a tortuosidade aumenta com o incremento de γ (e consequentemente

com o incremento de ϕ) para um valor de β constante .

A estimativa dos valores do coeficiente de tortuosidade é útil para uma melhor compreensão do escoamento no interior dos canais dos PCPs, sendo também um parâmetro chave na estimativa de coeficientes convectivos de transferência de calor.

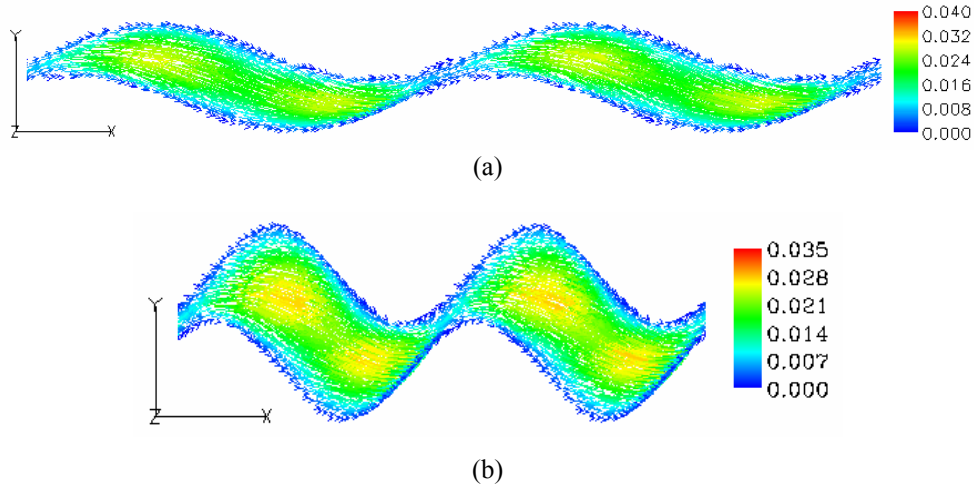


Figura 11: Campo de velocidades num plano de equação $z = \text{const.}$ para $\beta = 40^\circ$. (a) $\phi = 1.1$. (b) $\phi = 1.4$.

Uma vez conhecidos os valores da tortuosidade é simples estimar os valores de K_0 recorrendo à Equação (10), dado que a queda de pressão em cada uma das células unitárias consecutivas pode determinar-se a partir dos resultados numéricos. Como pode observar-se na Figura 12, os valores deste factor são menos sensíveis do que a tortuosidade a variações de ϕ , aumentando com o decréscimo de β .

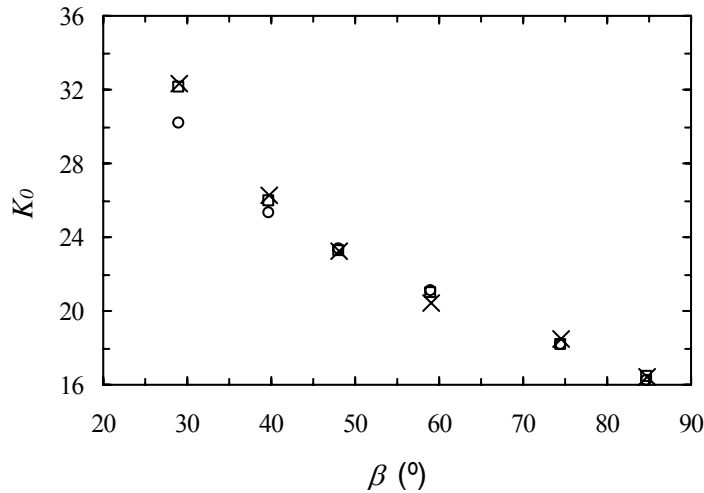


Figura 12: Factor de forma de canais distintos. (\times) $\phi = 1.1$; (\square) $\phi = 1.2$ e (\circ) $\phi = 1.4$.

Quando β tende para 90° , o factor de forma K_0 aproxima-se do valor 16 (factor de forma de

um tubo cilíndrico). Convém realçar que para este ângulo, os canais dos PCPs são formados por um conjunto de tubos paralelos e independentes com geometria sinusoidal (ver Figura 7) que podem apresentar valores de K_0 inferiores a 16. Recorde-se que o canal sinusoidal apresentado na Figura 7 dá origem a um valor de K_0 de 15.5744, uma vez que a tortuosidade neste tipo de canais assume o valor de um.

Da Equação (11) verifica-se que o coeficiente K está relacionado com τ e K_0 . Assim sendo, conhecendo os valores dos dois últimos parâmetros é possível determinar os valores de K . Para os canais e condições de operação consideradas neste estudo, os valores da constante da relação f -Re encontram-se representados na Figura 13.

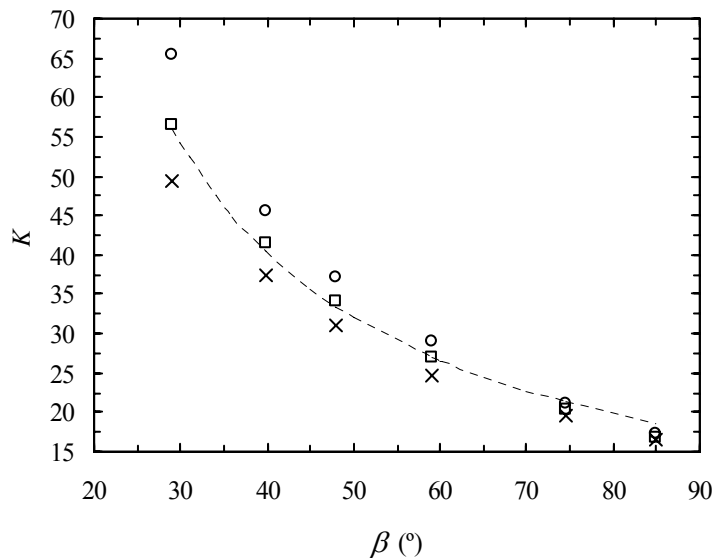


Figura 13: Coeficiente K para canais distintos. (\times) $\phi = 1.1$; (\square) $\phi = 1.2$ e (\circ) $\phi = 1.4$. (---) Equação (12).

À semelhança do que acontece com a tortuosidade, o coeficiente K aumenta com o aumento de ϕ e diminui com o aumento de β . Na Figura 13 pode verificar-se que a Equação (12) se aproxima dos valores numéricos obtidos para $\phi = 1.2$. O valor mais comum do factor de incremento de área é de 1.17 [9][15], sugerindo os presentes resultados que os estudos de Wanniarachchi et al. [8] tenham sido efectuados com placas com um valor de ϕ próximo de 1.2.

A utilidade dos coeficientes K das relações f -Re determinados no presente estudo vai para além da estimativa das quedas de pressão nos canais corrugados dos PCPs com fluidos Newtonianos durante o seu escoamento laminar. Estes coeficientes são úteis também na definição de número de Reynolds generalizados, que permitem estabelecer curvas de Fanning únicas para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, em escoamento laminar ou turbulento [16].

Outra área dos PCPs onde o coeficiente K é útil é na previsão da má distribuição (num arranjo em paralelo - ver Figura 3b) das condutas que transportam o fluido desde a sua entrada no PCP para os diferentes canais deste equipamento [17] (ver Figura 1). A

hipótese vulgarmente considerada de que num arranjo em paralelo o fluido é uniformemente distribuído pelos diferentes canais não se verifica na realidade, o que leva a que de facto se registem diferentes perdas de carga e se observem diferentes coeficientes convectivos de transferência de calor nos diferentes canais corrugados do PCP. Adicionalmente, o cálculo da perda de carga total no permutador envolve não só a estimativa da perda de carga nos canais corrugados mas também a estimativa da perda de carga adicional nos orifícios onde ocorre a passagem (com uma mudança brusca de direcção de 90°) do fluido das tubagens de acesso para os canais corrugados (ver Figura 1).

Os factos referidos no parágrafo anterior sugerem o desenho integral de um PCP e posterior simulação. Este trabalho foi recentemente realizado [18] com quatro canais, recorrendo ao *software* de mecânica de fluidos computacional FLUENT 6.1.22, embora os canais fossem bastante mais simples que os do presente trabalho, uma vez que as placas eram planas e paralelas e não corrugadas. A resolução do referido problema envolveu o uso de uma malha não estruturada com cerca de um milhão de elementos hexaédricos. A serem introduzidas corrugações nas placas, o número de elementos aumentaria drasticamente, o que inviabilizaria a resolução do problema com a estratégia e recursos informáticos utilizados no presente trabalho.

A resolução de um problema numérico com esta complexidade é inviável utilizando o *software* comercial POLYFLOW®. Este *software* foi concebido para ser executado sequencialmente num só processador. Nestas condições, e supondo que existiam recursos de memória suficientes, a resolução de problemas com esta dimensão exigiria enormes períodos de computação até à obtenção dos resultados.

O aumento da dimensão espacial da simulação passa pela utilização de computadores de processamento paralelo. Para tal o *software* deve ser implementado em paralelo de forma a tirar partido da plataforma computacional. Em mecânica dos fluidos computacional essa implementação é geralmente efectuada de acordo com o paradigma *Single Program on Multiple Data* (SPMD). Este tipo de programação associa uma linguagem de programação como o FORTRAN ou C ao *Message Passing Interface* (MPI) desenvolvida para trocar informações entre diferentes processos. Os códigos desenvolvidos de acordo com esta abordagem podem ser executados nos dois principais tipos de plataformas paralelas, nomeadamente as arquitecturas de memória paralela e de memória distribuída.

O desenvolvimento de raiz de um código paralelo para efectuar uma simulação complexa é uma tarefa árdua e prolongada. Uma alternativa consiste em adquirir uma versão comercial de um *software* comercial, no entanto estas versões são bastante dispendiosas. Outra alternativa consiste em adaptar ao problema em estudo um *software open source*, desenvolvido para determinadas simulações e disponibilizado gratuitamente pelos autores para fins não comerciais. Optando por esta estratégia, o primeiro passo devia consistir na pesquisa de *software* disponível possivelmente adaptável e numa segunda fase adaptar-se o *software* seleccionado ao problema em estudo.

Para implementar este tipo de estratégia deverá dar-se particular atenção à definição do domínio computacional. Como este é constituído pelos vários canais do PCP, poderia

optar-se por uma técnica decomposição do domínio em que cada processo seria responsável pela simulação de uma parte do domínio constituído por um ou mais canais, sendo as condições de fronteira comunicadas pelos processos responsáveis pelo processamento dos canais vizinhos. Esta decomposição poderia efectuar-se com ou sem sobreposição de partes do domínio.

Outro aspecto importante a ter em conta na paralelização consiste nas rotinas de resolução do sistema de equações. A discretização das equações de conservação de massa, momento e energia resulta num sistema de equações de grandes dimensões cuja resolução consome grande parte do tempo de simulação. Na fase inicial, deverá escolher-se o método de resolução indicado às características do(s) sistema(s) a resolver. Por exemplo, no caso do caso de sistemas simétricos definidos positivos o método mais indicado seria o método dos Gradientes Conjugados (CG). Numa segunda fase deveria proceder-se à procura de um versão paralela do método escolhido de modo a que este fosse incorporado no código de simulação.

4. CONCLUSÕES

Utilizando resultados numéricos e a equação de Hagen-Poiseuille foi estudada a tortuosidade e o factor de forma de canais de permutadores de calor de placas com diferentes propriedades geométricas.

O coeficiente de tortuosidade aumentou com o decréscimo do ângulo de corrugação e com o aumento do factor de incremento de área, enquanto o factor de forma demonstrou o mesmo comportamento com o ângulo de corrugação mas um comportamento inverso relativamente ao factor de incremento de área.

O coeficiente das relações f -Re foi bem descrito por correlações da literatura para valores de factor de incremento de área vulgarmente utilizados na prática.

Foram discutidas estratégias que poderão utilizar-se na simulação de permutadores constituídos por vários canais corrugados.

REFERÊNCIAS

- [1] S. Kakaç e H. Liu, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, 2nd ed., (2002).
- [2] J.C. Leuliet, J.F. Maingonnat e M. Lalande, “Etude de la Perte de Charge dans de Échangeurs de Chaleur à Plaques Traitant des Produits Non-Newtoniens”, *Rev. Gén. Therm.* N^o **308-309**, pp. 445-450, (1987).
- [3] W. M. Rohsenow, J. P Hartnett e Y. I. Cho, *Handbook of Heat Transfer*, 3th ed., McGraw-Hill, (1998).
- [4] H. Martin, “A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers”, *Chem. Eng. Process.* Vol. **35**, pp. 301-310, (1996).
- [5] M. Reppich, “Use of high performance plate heat exchangers in chemical and process industries”, *Int. J. Thermal Sci.* Vol. **38**, pp. 999-1008, (1999).

- [6] J. Du, X. Hu, W. Wu e B.X. Wang, “A thermal dispersion model for single phase flow in porous media”, *Heat Transfer – Asian Res.* Vol. **32**, 545-551, (2003).
- [7] O. Charre, R. Jurkowski, A. Bailly, S. Meziani e M. Altazin, “General Model for plate heat exchanger performance prediction”, *J. Enhanced Heat Transfer* Vol. **9**, pp. 181-186, (2002).
- [8] A.S. Wanniarachchi, U. Ratnam, B.E., Tilton e K. Dutta-Roy, *Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers. 1995 National Heat Transfer Conference*, (1995), pp. 145-151.
- [9] M.A. Mehrabian e R. Poulter, “Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach”, *Appl. Math. Modell.* Vol. **24**, pp. 343-364, (2000).
- [10] C.S. Fernandes, R. Dias, J.M. Nóbrega, I.M. Afonso, L.F. Melo e J.M. Maia, “Simulation of stirred yoghurt processing in plate heat exchangers”, *J. Food Eng.* Vol. **69**, pp. 281-290, (2005).
- [11] C.S. Fernandes, R.P. Dias, J.M. Nóbrega, I.M. Afonso, L.F. Melo e J.M. Maia, “Thermal behaviour of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers”, *J. Food Eng.* Vol. **76**, pp. 433-439, (2006).
- [12] I.M. Afonso, L. Hes, J.M. Maia e L.F. Melo, “Heat transfer and rheology of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers”, *J. Food Eng.* Vol. **57**, pp. 179-187, (2003).
- [13] H.M. Metwally e R.M. Manglik, “Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels”, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. **47**, pp. 2283-2292, (2004).
- [14] J. Ding e R.M. Manglik, “Analytical solutions for laminar fully developed flows in double-sine shaped ducts”, *Heat Mass Transf.* Vol. **31**, pp. 269-277, (1996).
- [15] H. Kumar, *The plate heat exchanger: construction and design.. First UK National Conference on Heat Transfer, Leeds, 1984*, Inst. Chem. Symp. Series No. 86, (1984), pp. 1275-1288.
- [16] F. Delplace e J.C. Leuliet, “Generalized Reynolds Number for the flow of power law fluids in cylindrical ducts of arbitrary cross-section”, *Chem. Eng. J.* Vol. **56**, pp. 33-37, (1995).
- [17] M.K. Bassiouny e H. Martin, “Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers – I”, *Chem. Eng. Sci.* Vol. **39**, pp. 693-700, (1984)
- [18] F.C.C. Galeazzo, R.Y. Miura, J.A.W. Gut e C.C. Tadini, “Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger”, *Chem. Eng. Sci.*, Vol. **61**, pp. 7133-7138, (2006).