

CFD APLICADA AO ESTUDO DE PERMUTADORES DE CALOR DE PLACAS CHEVRON

Carla S. Fernandes^{1*}, Ricardo P. Dias², 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: cveiga@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: ricardod@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, Número de Nusselt, Factor de Colburn, Mecânica de Fluidos Computacional

Resumo. *Utilizando o software comercial de mecânica de fluidos computacional POLYFLOW[®] estudou-se o escoamento laminar não-isotérmico de fluidos Newtonianos com propriedades físicas constantes no interior de canais de permutadores de calor de placas corrugadas. O factor de Fanning apresentou uma boa concordância com dados da literatura para ângulos de corrugação na gama 30°-75°. O número de Nusselt atingiu um máximo no interior da gama referida, tendo a localização desse máximo dependido do número de Prandtl. A eficiência termo-hidráulica foi avaliada através da razão entre os factores de Colburn e Fanning, tendo aumentando com o incremento do ângulo de corrugação.*

1. INTRODUÇÃO

1.1. Permutadores de calor de placas

Os permutadores de calor de placas (ver Figura 1) são bastante utilizados nas indústrias química, petroquímica, farmacêutica e alimentar, entre outras, devido, nomeadamente, à elevada densidade de área por unidade de volume destes permutadores de calor, facilidade de abertura para limpeza e esterilização assim como a sua alta eficiência.

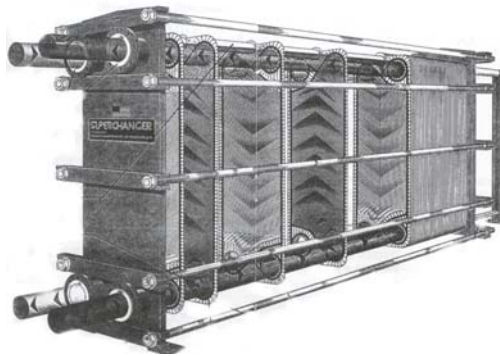


Figura 1: Representação de um permutador de calor de placas [1]

Quando fluidos alimentares com viscosidade elevada são processados em permutadores de calor de placas (PCPs), é usual que os escoamentos se desenvolvam em regime laminar nos canais dos referidos permutadores de calor de forma a obter perdas de carga aceitáveis.

O processamento em PCPs a velocidades elevadas de fluidos alimentares com estruturas frágeis poderá conduzir a uma redução irreversível da sua viscosidade devido às elevadas tensões de corte geradas nestes equipamentos. Por exemplo, o iogurte batido é usualmente processado em PCPs sendo uma viscosidade baixa um defeito comum encontrado pelo consumidor final. Os factores de Fanning determinados durante o escoamento laminar isotérmico de um fluido Newtoniano no interior dos canais dos PCPs poderão ser utilizados para estimar as taxas de deformação desenvolvidas e estas por sua vez poderão ser utilizadas para estimar a quebra de viscosidade de um fluido alimentar não-Newtoniano durante o seu processamento nos referidos equipamentos.

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) [2].

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 [3]:

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

Os valores dos parâmetros geométricos das placas, presentes nas equações anteriores, variam usualmente nas seguintes gamas: $2 \text{ mm} \leq b \leq 5 \text{ mm}$ e $22^\circ \leq \beta \leq 65^\circ$. O parâmetro ϕ assume muitas vezes um valor próximo de 1.17 [4][5][6].

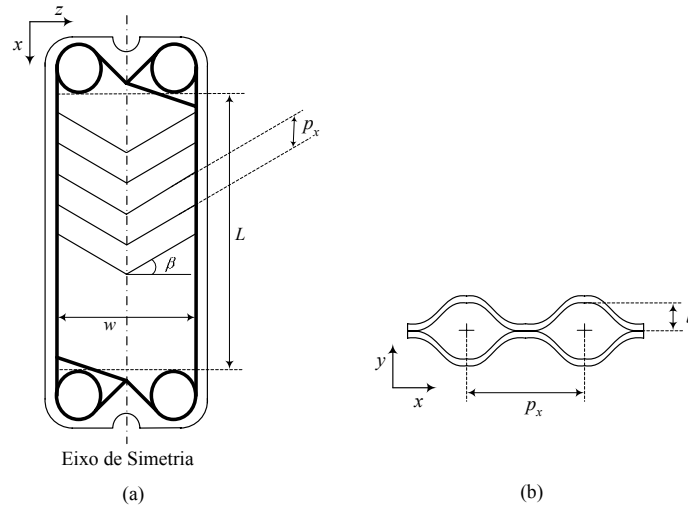


Figura 2: (a) Representação esquemática de uma placa do tipo *chevron*. (b) Dimensões das corrugações.

O projecto de um permutador de placas consiste essencialmente em determinar a área de transferência de calor e a potência de bombagem necessária para um dado tratamento térmico. Este dimensionamento deve ser efectuado tendo em consideração as propriedades físicas do fluido, o caudal de fluido a tratar e a gama de temperaturas em que se pretende operar, pois estes factores são de extrema importância para uma escolha adequada quer do tipo e configuração das placas quer do tipo de escoamento.

1.2. Factor de Fanning e número de Nusselt

As quedas de pressão, e consequentemente a potência de bombagem necessária para um determinado tratamento térmico, são usualmente estimadas recorrendo ao factor de Fanning, f . Para regime laminar este factor é determinado recorrendo a correlações f -Re que assumem a forma:

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

dependendo o coeficiente K do ângulo β e do rácio γ . O factor de Fanning pode ser

determinado recorrendo à expressão:

$$f = \frac{\Delta P D_H}{2L\rho u^2}, \quad (4)$$

onde ΔP representa a queda de pressão, L o comprimento do canal, ρ a massa específica do fluido, u a velocidade média no canal do PCP e D_H o diâmetro hidráulico do canal. Os valores de u e D_H podem determinar-se através das definições [2]:

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

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

O número de Reynolds, Re , presente na Equação (4) pode definir-se como:

$$Re = \frac{\rho u D_H}{\eta}, \quad (7)$$

onde η representa a viscosidade do fluido.

O coeficiente K pode ser estimado pela Equação (8) [7], tendo esta relação sido recomendada por Ayub [8] para cálculos precisos.

$$K = \frac{1774}{\beta^{1.026}} \quad (8)$$

Para avaliar a transferência de calor num PCP, e deste modo determinar a área de transferência de calor necessária para um dado tratamento térmico, pode recorrer-se ao número de Nusselt, cuja definição é:

$$Nu = \frac{h D_H}{k}, \quad (9)$$

com k a condutividade térmica do fluido e h o coeficiente convectivo de transferência de calor dado por:

$$h = \frac{q}{T_p - T_f}, \quad (10)$$

onde T_f representa a temperatura do fluido, T_p a temperatura da placa e q o fluxo de calor. O fluxo de calor transferido através de uma placa de área A pode ser determinado recorrendo à expressão:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{M_v \rho C_p \Delta T_f}{A}, \quad (11)$$

sendo M_v o caudal volumétrico de fluido e C_p a capacidade calorífica do fluido.

O desempenho termo-hidráulico de um PCP pode ser avaliado recorrendo a um único parâmetro que contabiliza simultaneamente os aspectos térmico e hidráulico do seu funcionamento. Este parâmetro define-se como a razão entre o factor de Colburn, j , e o factor de Fanning, podendo ser determinado, para regime laminar, através da expressão:

$$j/f = \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{1/3} K}, \quad (12)$$

onde Pr representa o número de Prandtl, cuja definição é:

$$\text{Pr} = \frac{\eta C_p}{k}. \quad (13)$$

2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA NUMÉRICO

Este trabalho tem como objectivo estudar numericamente a influência do ângulo de corrugação, assim como das propriedades do fluido, no desempenho termo-hidráulico de PCPs. Para tal foram efectuadas simulações numéricas de escoamentos laminares não-isotérmicos de fluidos Newtonianos 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

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

$$\text{div}(\mathbf{u}) = 0, \quad (14)$$

$$\text{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{g} - \rho \text{div}(\mathbf{u}\mathbf{u}) = 0, \quad (15)$$

$$\mathbf{T} \cdot \nabla \mathbf{u} + \rho h - \text{div} \mathbf{q} = 0, \quad (16)$$

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

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 e temperaturas, 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:

$$\frac{\|\mathbf{u}_i - \mathbf{u}_{i-1}\|}{\|\mathbf{u}_{i-1}\|} < 10^{-4} \wedge \frac{|T_i - T_{i-1}|}{T_{i-1}} < 10^{-4}, \quad (17)$$

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 [5]:

$$y(x) = \frac{b}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{p_x}\left(x - \frac{p_x}{4}\right)\right) + \frac{b}{2}. \quad (18)$$

No presente trabalho foram estudados canais de PCPs com um factor de incremento de área de 1.165 e com ângulos de corrugação entre os 31° e os 75° .

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. Adicionalmente, admitiu-se que o escoamento em cada um dos canais é uniforme, o que permitiu estabelecer um eixo de simetria (ver Figuras 2 e 3) e, conseqüentemente, reduzir o domínio geométrico a metade de um canal do PCP (ver Figura 3). Esta simplificação foi utilizada em trabalhos numéricos anteriores em que se estudou o escoamento do iogurte batido durante o seu arrefecimento num PCP [9][10]. Os resultados térmicos obtidos nos referidos trabalhos foram comparados com dados experimentais [11], tendo-se encontrada uma boa concordância entre eles.

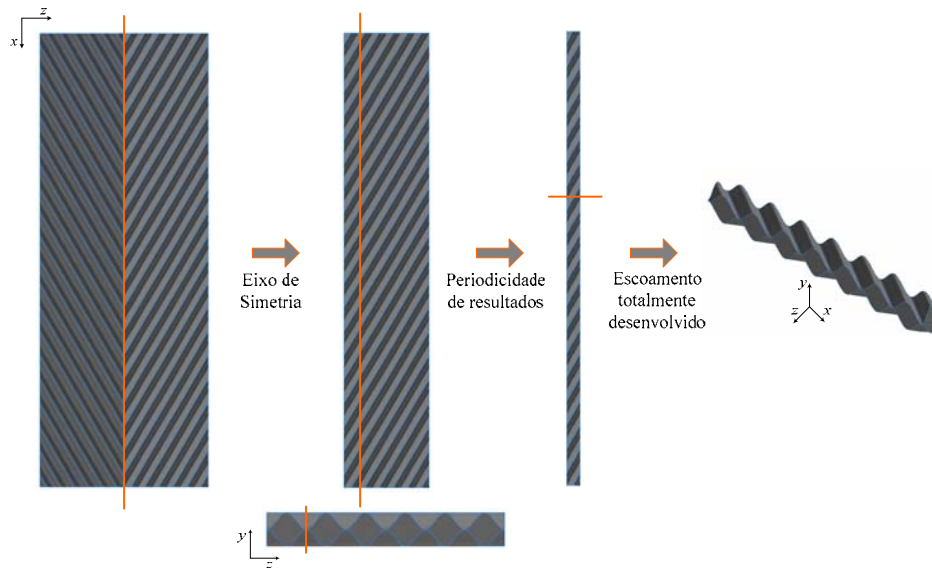


Figura 3: Simplificação da geometria de um canal de um PCP até ao domínio geométrico utilizado.

Os resultados numéricos obtidos com metade de um canal permitiram verificar que existia periodicidade de resultados ao longo da largura do canal, pelo que foi efectuada uma nova simplificação que conduziu a um canal com o comprimento do inicial mas mais fino (ver Figura 3). Este canal pode ser decomposto em pequenas células unitárias como a representada na Figura 4, tendo-se observado que se atingiam escoamentos térmica e hidraulicamente desenvolvidos entre a quinta e a sexta célula consecutiva.

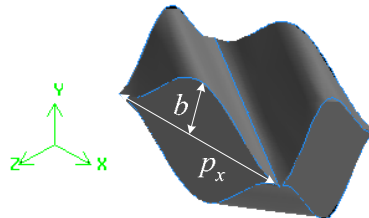


Figura 4: Célula unitária com $\beta = 60^\circ$.

Uma vez que a última célula não pode ser considerada periódica, por incluir a saída, as simulações foram efectuadas em canais constituídos por 7 células unitárias (ver Figura 3). O conceito de células unitárias já foi utilizado por outros autores [12][5], embora as células unitárias desses trabalhos difiram da usada neste estudo.

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 [9][10], 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

Na entrada do canal, plano $x = 0$, foram impostos caudais volumétricos distintos e uma temperatura constante de 290 K. Nas paredes laterais do canal foram impostos planos de simetria (ver Figura 5) e nas interfaces entre o fluido e as placas superior e inferior assumiu-se velocidade nula e uma temperatura constante de 373.15 K.

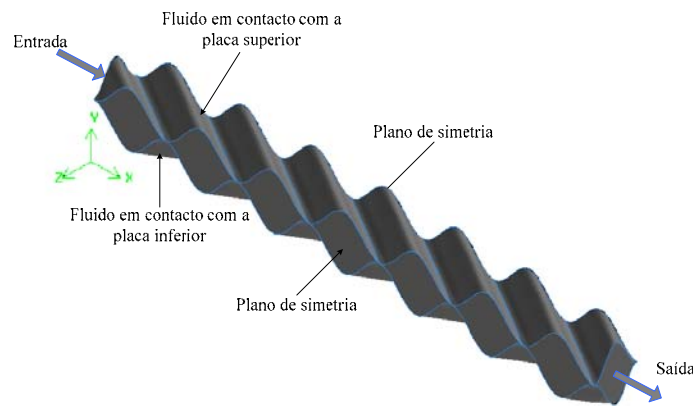


Figura 5: Domínio geométrico com indicação das condições de fronteira impostas.

2.4. Validação

Antes de resolver o problema em estudo, foram resolvidos problemas mais simples de escoamento isotérmico incompressível de fluidos Newtonianos com propriedades físicas constantes num canal sinusoidal, para os quais existe solução analítica. Este tipo de canais podem ser observados numa placa de um PCP contendo corrugações com um ângulo de β de 90° . O valor numérico obtido para a constante K nestas simulações foi comparado com o valor determinado analiticamente por Ding e Manglick [14]. Este procedimento visa validar os pressupostos e métodos descritos nas secções anteriores.

Foram efectuadas simulações para um canal sinusoidal de razão $b/a = 1$ (ver Figuras 6 e 7).

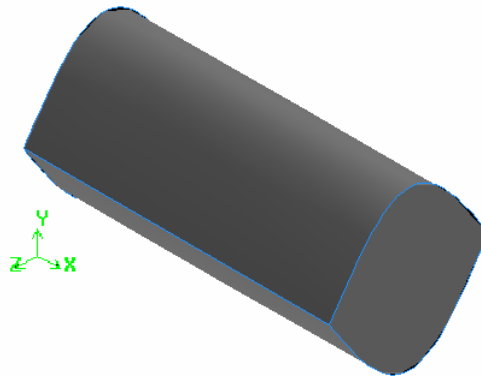


Figura 6: Canal sinusoidal com razão $b/a = 1$.

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 7.

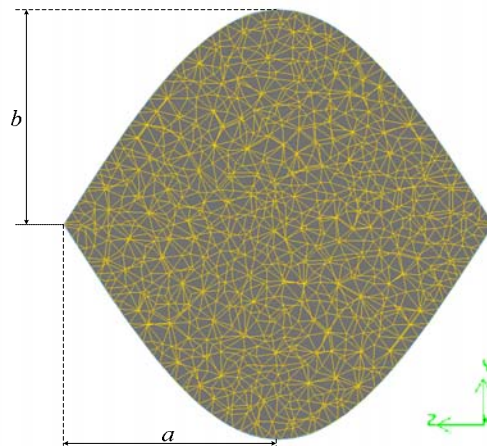


Figura 7: Malha na secção transversal do canal sinusoidal com $b/a = 1$.

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

As quedas de pressão determinadas através dos resultados numéricos permitiram, recorrendo às Equações (3) a (7), estimar os valores do coeficiente K da relação f -Re para os diferentes ângulos de corrugação estudados (ver Figura 8).

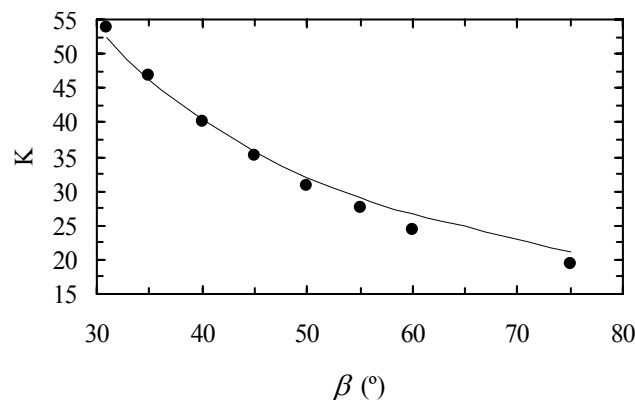


Figura 8: Variação do coeficiente K com β . (●) Valores numéricos; (—) Equação (8).

Da Figura 8, constata-se que a Equação (8) descreve melhor os resultados numéricos para ângulos inferiores a 50° . O desvio máximo entre os resultados numéricos e os previstos pela referida equação ocorre para $\beta = 75^\circ$ e assume o valor de 8.4%. A boa concordância entre os dados numéricos e a relação referida sugere que esta foi desenvolvida com placas possuindo valores de ϕ semelhantes ao considerado neste estudo.

De forma a avaliar a influência das propriedades físicas dos fluidos no desempenho dos PCPs, as simulações foram efectuadas para três fluidos Newtonianos com números de Prandtl distintos, a saber: $Pr = 5$, $Pr = 10$ e $Pr = 20$.

Na Figura 9 apresentam-se os perfis de temperatura para o mesmo número Re e $\beta = 31^\circ$. O número de Pr foi manipulado variando a viscosidade, tendo por isso as simulações com um Pr mais elevado sido efectuadas com um fluido de maior viscosidade. De modo a obter o mesmo número de Re para todos os fluidos, a velocidade utilizada com fluidos com números de Pr mais elevados foi maior, o que conduziu a menores variações de temperatura ao longo do canal.

Os resultados numéricos obtidos para a temperatura permitiram determinar o valor da temperatura média do fluido em cada uma das células unitárias, assim como a variação de temperatura aí sofrida pelo fluido. Com estes dados calcularam-se, recorrendo às Equações (9), (10) e (11), os fluxos de calor, coeficientes convectivos de transferência de calor e números de Nusselt para cada uma das células unitárias.

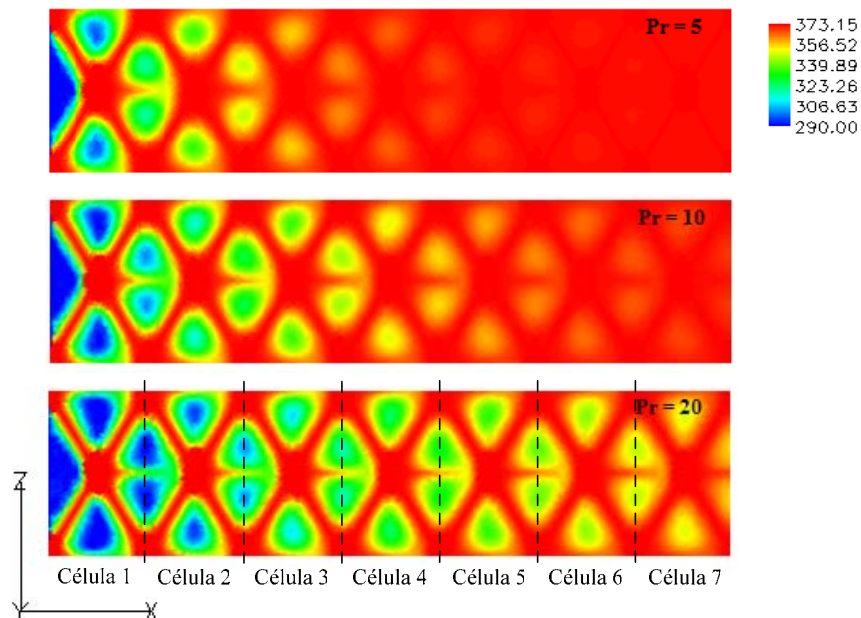


Figura 9: Perfis de temperatura no plano dos pontos de contacto para $\beta = 31^\circ$ e Re constante.

Os valores de Nu apresentados na Figura 10 correspondem aos valores obtidos para escoamento térmica e hidraulicamente desenvolvido, ou seja, os valores obtidos na quinta ou sexta célula unitária.

Da análise da Figura 10, conclui-se que o valor de β para o qual se atinge o máximo do número de Nusselt é dependente do número de Prandtl. Para um mesmo número de Reynolds e com o aumento do número de Prandtl o máximo do número de Nusselt é observado em ângulos de corrugação progressivamente maiores. Esta tendência não está de acordo com as correlações experimentais apresentadas por Kumar [4], sugerindo as mesmas que o número de

Nusselt é inversamente proporcional ao ângulo de corrugação, para β compreendido entre 30° e 60° e para placas com $\phi = 1.17$ (no presente estudo $\phi = 1.165$). Este autor desenvolveu correlações para regime laminar e turbulento, referindo que no último caso os erros poderão atingir o valor de $\pm 20\%$, sendo no entanto este erro bastante superior em regime laminar devido, nomeadamente, à incerteza do expoente ($1/3$) assumido para o número de Prandtl [4] nas correlações do tipo Dittus-Boetler (ver Equação (19)).

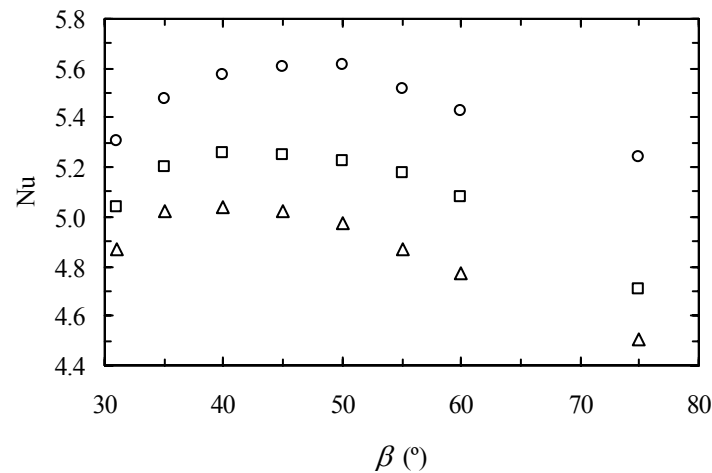


Figura 10: Variação do número de Nusselt com β para os diversos fluidos e Re constante. (○) Pr = 20; (□) Pr = 10 e (Δ) Pr = 5.

Recorrendo aos valores de K e de Nu já determinados calcularam-se, atendendo à Equação (12), os valores do factor j/f de modo a analisar a influência das propriedades do fluido e do ângulo de corrugação no desempenho termo-hidráulico dos PCPs (ver Figura 11).

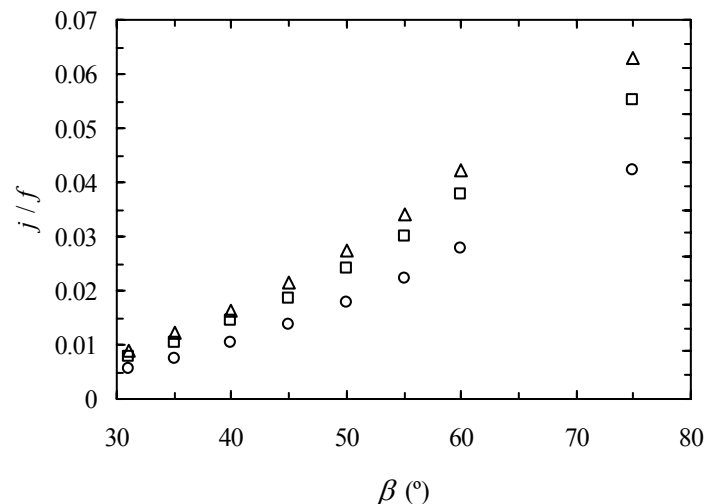


Figura 11: Dependência da razão j/f com β para os diferentes fluidos e Re constante. (○) Pr = 20; (□) Pr = 10 e (Δ) Pr = 5.

Dos dados apresentados na Figura 11 pode concluir-se que, para um número Re constante, o desempenho termo-hidráulico de um PCP aumenta com o ângulo de corrugação na gama estudada. Estes resultados sugerem estudos numéricos adicionais (numa gama mais alargada do número de Prandtl) que permitam estudar com precisão o expoente do número de Prandtl em correlações do tipo Dittus-Boetler [10]:

$$Nu = a Re^m Pr^n, \quad (19)$$

onde n e m assumem, tipicamente, o valor de $1/3$ e o parâmetro a é dependente do ângulo de corrugação. Uma vez que o factor de Colburn se define por [13]:

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}, \quad (20)$$

e levando em conta que f é definido pela Equação (3), então j/f virá dado por:

$$\frac{j}{f} = \frac{a}{K} Re^m Pr^{n-1/3}. \quad (21)$$

Da Equação (21) pode concluir-se que fixando β (e por isso a e K) e Re , se n for igual a $1/3$ então j/f deveria ser constante para um determinado ângulo β . Na Figura 11 observa-se que tal não acontece, principalmente para ângulos β elevados, estando esta discrepância provavelmente relacionada com o facto de n ser diferente de $1/3$ em regime laminar, como sugerido por Kumar [4].

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho estudou-se o escoamento laminar não-isotérmico de fluidos Newtonianos no interior de canais de permutadores de calor de placas corrugadas.

Os resultados numéricos obtidos para o factor de Fanning apresentam uma boa concordância com os dados da literatura.

Foram encontradas tendências interessantes para a variação do número de Nusselt com o ângulo de corrugação e número de Prandtl, passando o número de Nusselt por um máximo no interior da gama de ângulos de corrugação estudada e dependendo a localização do referido máximo do número de Prandtl.

Na gama estudada, a eficiência termo-hidráulica aumentou com o incremento do ângulo de corrugação.

Foi enfatizada a necessidade de se efectuarem simulações numa gama mais alargada de número de Prandtl de forma a estabelecerem-se correlações que traduzam com precisão a influência desse número adimensional no número de Nusselt.

REFERÊNCIAS

- [1] Çengel, Y. A., *Heat Transfer: a Practical Approach*, WCB/McGraw-Hill Companies,

- International Edition, (1998).
- [2] S. Kakaç e H. Liu, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, 2nd ed., (2002).
 - [3] H. Martin, “A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers”, *Chem. Eng. Process.* Vol. **35**, pp. 301-310, (1996).
 - [4] 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.
 - [5] M.A. Mehrabian e R. Poulter, “Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach”, *Appl. Math. Modell.* Vol. **24**, pp. 343-364, (2000).
 - [6] D.H. Han, K.J. Lee e Y.H. Kim, “Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations”, *App. Therm. Eng.* Vol. **23**, pp. 1209-1225, (2003).
 - [7] 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.
 - [8] Z.H. Ayub, “Plate heat exchanger survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators”, *Heat Transfer Eng.* Vol. **24**, pp. 3-16, (2003).
 - [9] 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).
 - [10] 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).
 - [11] 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).
 - [12] M. Ciofalo, J. Stasiak e M.W. Collins, “Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages – II. Numerical simulation”, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. **39**, pp. 165-192, (1996).
 - [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).