



INSTITUTO POLITÉCNICO DE BRAGANÇA Escola Superior de Tecnologia e de Gestão

Escoamento laminar de fluidos não-Newtonianos em permutadores de calor.

Jorge Vagaroso de Barros Pinheiro

Dissertação apresentada à Escola Superior de Tecnologia e de Gestão de Bragança para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Química

Orientado por
Dr. Ricardo Dias

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo Júri

**Bragança
2008**

Agradecimentos

Gostaria de agradecer toda a disponibilidade e motivação demonstrada pela Eng^a Carla Fernandes e pelo meu orientador, Dr. Ricardo Dias, durante a realização deste trabalho.

Também gostaria de agradecer ao Instituto Politécnico de Bragança, nomeadamente à Escola Superior de Tecnologia e de Gestão de Bragança, pelos meios físicos disponibilizados.

E por fim, agradecer à minha família pelo incentivo ao longo destes anos, pela motivação e pelo apoio, e acima de tudo por me terem dado a oportunidade de concluir um curso no ensino superior, porque sem eles eu não estaria aqui.

Resumo

Este trabalho teve como objectivo estudar numericamente o escoamento laminar de fluidos Newtonianos e não-Newtonianos em canais de permutadores de calor de placas do tipo *chevron* com ângulo de corrugação igual a zero (canais do tipo sinusoidal).

Em particular, foram estudados os factores de fricção de Fanning para o fluxo laminar completamente desenvolvido de fluidos Newtonianos e de fluidos não-Newtonianos (descritos pela lei de potência) em canais do tipo sinusoidal, sendo os factores de fricção de Fanning, f , descritos pela relação $f = K Re_g^{-1}$, em que Re_g representa o número de Reynolds generalizado.

Para fluidos Newtonianos o coeficiente K da relação acima referida foi relacionado com o rácio de aspecto dos diferentes canais sinusoidais. Uma vez que o coeficiente K depende do factor de forma, K_0 , e do coeficiente de tortuosidade, τ , através de $K = K_0 \tau^2$, K_0 e τ foram também relacionados com o rácio de aspecto dos diferentes canais.

Foram ainda estabelecidas curvas de fricção únicas para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, através da implementação de um número de Reynolds generalizado adequado, nos canais referidos.

As relações propostas são simples e úteis para cálculos de engenharia.

Palavras-chave: fluxo laminar, fluidos não-Newtonianos, permutadores de calor de placas, factores de fricção de Fanning.

Abstract

In this work it were numerically studied the fully developed laminar flows of Newtonian and non-Newtonian fluids in the channels from chevron type plate heat exchangers with corrugation angle equal to zero (sinusoidal channels).

In particular, were studied the Fanning friction factors for the fully developed laminar flow of Newtonian fluids and non-Newtonian fluids (from the power-law type) in sinusoidal channels, being the Fanning friction factors, f , described by $f = K Re_g^{-1}$, where Re_g represents the generalized Reynolds number.

For Newtonian fluids, the coefficient K was related with the channel aspect ratio of the different sinusoidal channels. The coefficient K is dependent from the shape factor, K_0 , and tortuosity coefficient, τ , by $K = K_0 \tau^2$.

The shape factor and τ were also related with the channel aspect ratio from the different channels.

In addition, it were proposed single friction curve equations for the flow of Newtonian and non-Newtonian fluids, through the implementation of an appropriate generalized Reynolds number, in the referred channels.

The proposed relations are simple and useful for engineering calculations.

Keywords: laminar flow, non-Newtonian fluids, plate heat exchangers, Fanning friction factors.

Índice

1 – Introdução	1
1.1 – Escoamento laminar de fluidos não-Newtonianos em permutadores de calor de placas.....	1
1.2 – Permutadores de calor de placas.....	1
1.3 – Factores, coeficientes e correlações para o regime laminar nos permutadores de calor de placas	6
1.3.1 – Factor de Fanning.....	6
1.3.2 – Número de Reynolds para fluidos Newtonianos	6
1.3.3 – Velocidade média e diâmetro hidráulico no canal do permutador de calor de placas	7
1.3.4 – Coeficiente K para fluidos Newtonianos	7
1.3.5 – Perdas de carga com fluidos não-Newtonianos	7
1.4 – Trabalhos numéricos em permutadores de calor de placas.....	8
1.4.1 – Formulação matemática.....	10
1.4.2 – Geometria e geração de malha.....	10
1.4.3 – Condições de fronteira.....	12
1.4.4 – Validação do modelo numérico.....	13
2 – Escoamento em canais sinusoidais.....	15
2.1 – Domínio geométrico e geração de malha	15
2.2 – Resolução numérica	16
2.3 – Validação.....	17
3 – Resultados.....	19
3.1 - Fluidos Newtonianos.....	19
3.2 - Fluidos não-Newtonianos.....	22
4 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.....	26
Bibliografia	28
Anexos	32
Anexo 1 – Resultados numéricos para a pressão.....	32
Anexo 2 – Ficheiro de listagem de resultados do POLYFLOW®	34
Anexo 3 – Comunicação efectuada na sequência deste trabalho	39

Nomenclatura

a	Parâmetro geométrico (-)
b	Distância entre placas (m)
c	Parâmetro geométrico (-)
D_H	Diâmetro hidráulico (m)
E_a	Energia de activação (J mol^{-1})
f	Factor de Fanning (-)
\mathbf{g}	Vector aceleração da gravidade (m s^{-2})
$g(n)$	Função hiperbólica (-)
K	Constante da relação $f \text{ Re}$ (-)
K_0	Factor de forma (-)
L	Comprimento do canal (m)
M_v	Caudal volumétrico ($\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$)
n	Índice de fluxo (-)
p_x	Comprimento de onda da corrugação no sentido principal do escoamento (m)
\mathbf{q}	Vector fluxo de calor (W m^{-2})
R	Constante dos gases perfeitos ($\text{J K}^{-1} \text{ mol}^{-1}$)
Re	Número de Reynolds (-)
Re_g	Número de Reynolds generalizado (-)
\mathbf{T}	tensor das tensões (Pa)
T	Temperatura (K)
\mathbf{u}	Vector velocidade (m s^{-1})
u	Velocidade média (m s^{-1})
u_i	Velocidade intersticial (m s^{-1})
w	Largura do canal (m)
x^*	Comprimento normalizado (-)
x, y, z	Coordenadas espaciais (m)

Símbolos gregos

β	Ângulo de corrugação ($^\circ$)
ϕ	Factor de incremento de área (-)
γ	Rácio de aspecto do canal (-)
$\dot{\gamma}$	Taxa de deformação (s^{-1})
η	Viscosidade aparente (Pa s)
η_0	Índice de consistência (Pa s^n)
η_g	Viscosidade generalizada (Pa s)
ρ	Massa específica do fluido (kg m^{-3})
τ	Tortuosidade (-)

1 – Introdução

1.1 – Escoamento laminar de fluidos não-Newtonianos em permutadores de calor de placas

Os fluidos alimentares são complexos e geralmente comportam-se como fluidos não-Newtonianos [1]. Um fluido não-Newtoniano é um fluido cuja viscosidade varia com o grau de deformação aplicado, assim como com a duração da mesma, isto é, depende do tempo. É usual designar-se a viscosidade destes fluidos por viscosidade aparente [2].

A viscosidade dos fluidos alimentares, para além das dependências referidas anteriormente, é usual apresentar uma forte dependência com a temperatura, relação que pode ser descrita pela Lei de Arrhenius. Admitindo estas dependências, a viscosidade aparente é dada pela expressão:

$$\eta(\dot{\gamma}, T) = \underbrace{\eta(\dot{\gamma})}_{\text{Modelo Reológico}} \underbrace{\exp\left(\frac{E_a}{RT}\right)}_{\text{Lei de Arrhenius}}, \quad (1)$$

onde η é a viscosidade aparente do fluido, $\dot{\gamma}$ é a taxa de deformação, T é a temperatura, E_a é a energia de activação e R é a constante dos gases perfeitos. Na equação anterior, a primeira parcela contabiliza a dependência da viscosidade aparente com a taxa de deformação e a segunda parcela contabiliza a relação com a temperatura. Para descrever a primeira dependência há vários modelos reológicos, sendo um dos mais utilizados a lei de potência:

$$\eta(\dot{\gamma}) = \eta_0 \dot{\gamma}^{n-1}, \quad (2)$$

em que η_0 é o coeficiente de consistência do fluido e n o índice de fluxo.

Os fluidos alimentares apresentam uma viscosidade muito mais elevada que a da água pelo que o escoamento destes fluidos em canais convergentes/divergentes não se desenvolve usualmente em regime turbulento [3]. No entanto, poucos autores estudaram as características da transferência de calor dos fluidos não-Newtonianos em regime laminar em permutadores de calor de placas [1, 4].

1.2 – Permutadores de calor de placas

Os permutadores de calor de placas são frequentemente utilizados na indústria alimentar, no tratamento térmico de produtos lácteos (leite, sobremesas de leite, etc.), sumos de frutas e molhos para carne, entre outros [3]. Estes equipamentos têm ainda grande aplicação na indústria química [1,4–7], petroquímica e farmacêutica, para referir apenas algumas. Tal variedade de aplicações industriais destes permutadores é devido à sua elevada densidade por unidade de volume, a facilidade de abertura para limpeza e esterilização (Figura 1), assim como a sua eficiência. Estes são utilizados para aquecer ou arrefecer fluidos não-Newtonianos [4], e em processos de pasteurização.

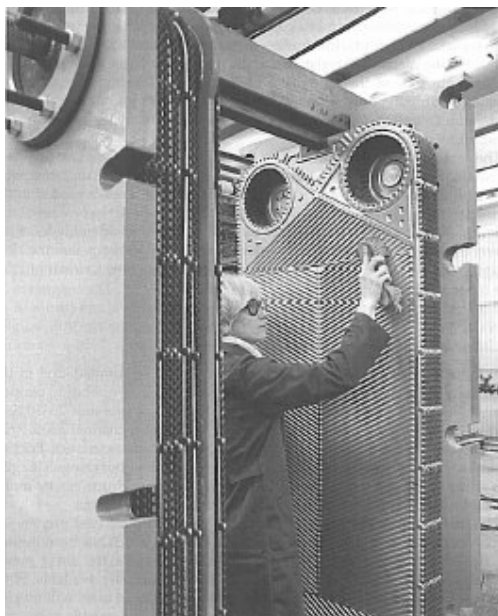


Figura 1 – Operação de limpeza de um permutador de calor de placas [8].

Os permutadores de calor de placas apresentam uma superfície de transferência de calor constituída por placas metálicas separadas por vedantes, em que os fluidos escoam e trocam calor através de pequenos canais aí formados. Por sua vez, estas placas metálicas são emparelhadas, obtendo-se assim um permutador que ocupa um espaço reduzido e que apresenta elevados coeficientes de transferência de calor. A Figura 2 apresenta uma representação de um permutador de calor de placas.

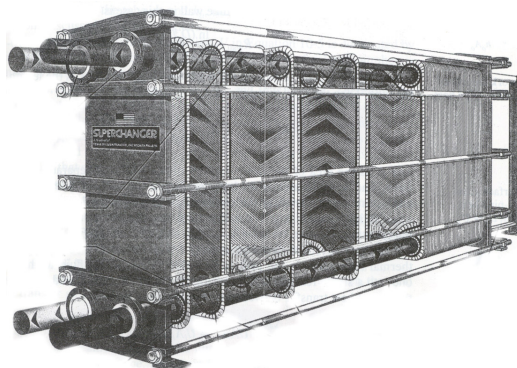


Figura 2 – Representação de um permutador de calor de placas [8].

Quanto aos arranjos possíveis de escoamento num permutador de calor de placas, estes podem ser classificados de escoamentos em co-corrente e em contra-corrente. Na Figura 3 apresenta-se um escoamento em contra-corrente, uma vez que os dois fluidos circulam em sentidos opostos em canais adjacentes.

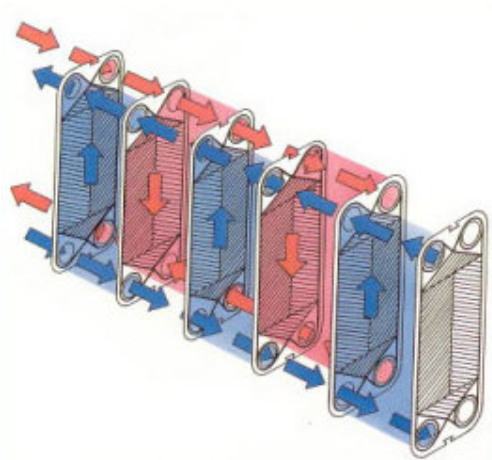


Figura 3 – Representação esquemática de um permutado de placas a operar em contra-corrente [8].

Na Figura 4 esquematizam-se os perfis de temperatura típicos obtidos em escoamentos em co-corrente e contra-corrente.

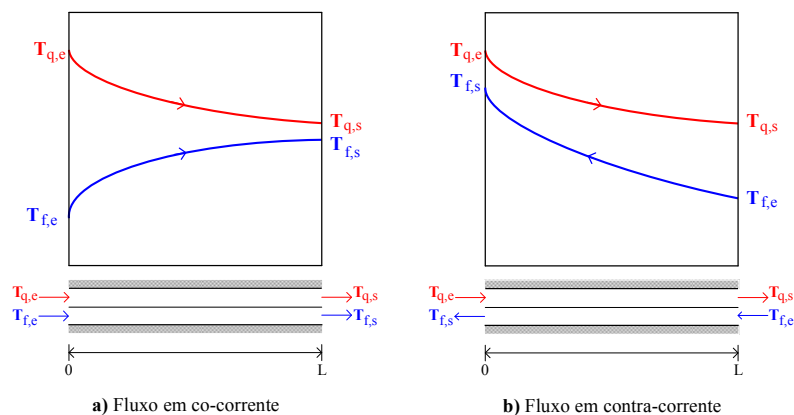


Figura 4 – Representação esquemática dos gradientes de temperatura.

Na Figura 4, T_q e T_f representam, respectivamente, a temperatura do fluido quente e frio, enquanto os subscritos e e s se referem à entrada e saída, respectivamente.

O elemento mais importante de um permutador de calor de placas é a superfície de transferência de calor, ou seja, as placas metálicas, de acordo com a respectiva função a desempenhar. Estas placas metálicas apresentam orifícios que estão localizados nos quatro cantos das respectivas placas, através dos quais se dá a entrada e a saída dos fluidos. Estes orifícios, por sua vez, estão cercados total ou parcialmente por vedantes cuja função é impedir a mistura dos dois fluidos que se encontram no interior do permutador de calor de placas. Com o objectivo de maximizar as trocas de calor, as superfícies das placas metálicas são corrugadas, existindo vários tipos de corrugações para o efeito (Figura 5).



Figura 5 – Representação esquemática dos diferentes tipos de corrugações [8].

As placas metálicas mais utilizadas contêm corrugações que apresentam uma forma sinusoidal, denominadas por placas do tipo *chevron*. Estas placas metálicas encontram-se esquematizadas na Figura 6.

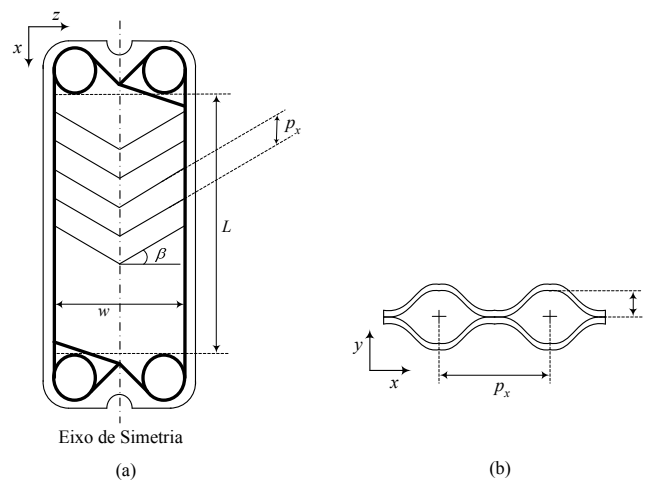


Figura 6 – (a) Representação esquemática de uma placa metálica do tipo *chevron*. (b) Dimensões das corrugações.

Esta textura, esquematizada na Figura 6, permite aumentar a área de transferência de calor, diminuir o sujamento e aumentar o coeficiente de transferência de calor que se traduz numa grande eficiência térmica.

De acordo com a configuração dos permutadores de calor de placas, podem enunciar-se duas vantagens deste tipo de equipamento e da sua respectiva utilização: perdas mínimas para o exterior devido à pequena distância entre as placas metálicas e à pequena área exposta ao exterior e dimensões reduzidas, dada a grande eficiência térmica.

Por outro lado, estes permutadores de calor também apresentam desvantagens, de entre todas elas pode citar-se as mais relevantes: as pressões de operação devem ser reduzidas (entre 10 a 20 bar), as limitações nas temperaturas de funcionamento devido à natureza dos vedantes e a impossibilidade de se tratar fluidos com um teor de partículas elevado [9].

Outro aspecto importante tem a ver com a forma como os vedantes são colocados, o que nos conduz a escoamentos distintos dentro de um permutador de calor de placas, podendo encontrar-se dois tipos de arranjos: em série e em paralelo [10]. Na Figura 7 é evidenciada a representação destes dois tipos de arranjos.

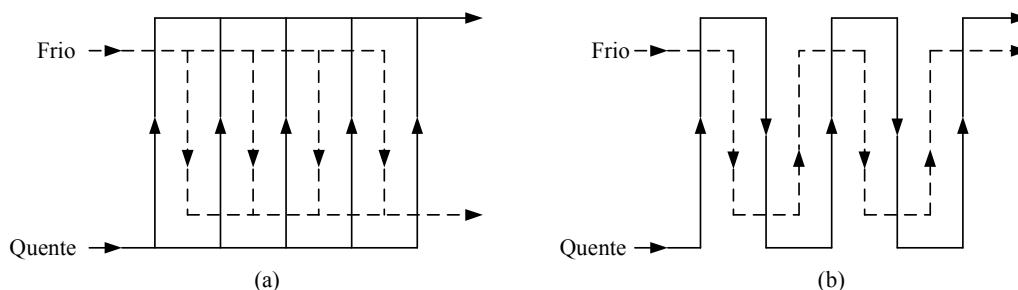


Figura 7 – Representação esquemática de dois tipos de arranjo dos vedantes: (a) em paralelo e (b) em série.

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

Por sua vez, deve optar-se por arranjos em paralelo quando se pretende tratar um grande caudal de fluido uma vez que é conveniente dividir a corrente pelos vários canais existentes no permutador de calor de placas, tendo em conta que estes são estreitos, visto que um caudal elevado conduzirá a elevadas velocidades e quedas de pressão. Nestes casos a corrente é então dividida em vários fluxos paralelos que depois se juntam para sair do permutador de calor de placas como uma única corrente.

Quanto ao desempenho termo-hidráulico dos permutadores de calor de placas, este é dependente das propriedades geométricas das placas metálicas, nomeadamente do ângulo das corrugações, β , do factor de incremento de área, ϕ , definido como a razão entre a área efectiva de uma placa metálica e a área projectada da placa e do rácio de aspecto do canal, γ [11]. Este rácio de aspecto do canal é definido por:

$$\gamma = \frac{2b}{p_x}, \quad (3)$$

sendo b a distância entre as placas metálicas existentes num permutadores de calor de placas e p_x o comprimento de onda da corrugação no sentido principal do escoamento (ver Figura 6(b)). O respectivo factor de incremento de área pode ser determinado com bastante precisão através da seguinte expressão [12]:

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

Os valores dos parâmetros geométricos das placas, referidos anteriormente, variam. O factor de incremento de área varia frequentemente entre 1.1 e 1.5, variando b tipicamente entre os valores de 2 e de 5 mm e β entre 22 e 65° [11, 13]:

O projecto de um permutador de calor de placas consiste essencialmente na determinação da 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 do fluido a tratar e a gama de temperaturas que se pretendem operar. Estes factores são de extrema importância para uma escolha adequada do tipo, configuração das placas metálicas e do tipo de escoamento nas placas.

1.3 – Factores, coeficientes e correlações para o regime laminar nos permutadores de calor de placas

1.3.1 – Factor de Fanning

Usualmente recorre-se ao factor de Fanning, f , para estimar as quedas de pressão e consequentemente a potência de bombagem necessária para um determinado tratamento térmico.

Os factores de Fanning determinados durante o escoamento laminar isotérmico de um fluido Newtoniano no interior dos canais dos permutadores de calor de placas 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 permutadores de calor de placas

Pra o regime laminar este factor é determinado recorrendo a correlações fRe , em que o coeficiente K depende do ângulo β e do rácio γ . Estas correlações assumem a seguinte forma:

$$f = K Re^{-1}. \quad (5)$$

O factor de Fanning pode ser obtido através da seguinte expressão:

$$f = \frac{\Delta P D_H}{2L \rho u^2}, \quad (6)$$

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 permutador de calor de placas e D_H o diâmetro hidráulico do respectivo canal.

1.3.2 – Número de Reynolds para fluidos Newtonianos

O número de Reynolds, Re , que está presente na Equação (5), pode se determinado através da seguinte expressão:

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

sendo η a viscosidade do fluido.

1.3.3 – Velocidade média e diâmetro hidráulico no canal do permutador de calor de placas

Os valores da velocidade média no canal do permutador de calor de placas, u , podem ser determinados através da seguinte definição [11]:

$$u = \frac{M_v}{wb}, \quad (8)$$

e o diâmetro hidráulico do canal D_H pode ser determinado através de [11]:

$$D_H = \frac{4 \cdot \text{área de secção transversal}}{\text{perímetro molhado}} \cong \frac{2b}{\phi}. \quad (9)$$

1.3.4 – Coeficiente K para fluidos Newtonianos

O coeficiente K , como foi referido anteriormente, depende do ângulo β e do rácio γ , podendo este ser estimado pela relação recomendada por Ayub [14,15], para cálculos precisos. Esta relação é apresentada na seguinte expressão:

$$K = \frac{1774}{\beta^{1.026}}, \quad (10)$$

em que [7]:

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

onde K_0 representa o factor de forma da tubagem e τ a tortuosidade. A tortuosidade pode ser calculada através de [7]:

$$\tau = \frac{u_i}{u}, \quad (12)$$

em que u_i representa a velocidade intersticial. Para permutadores de placas do tipo *chevron* e o ângulo β , compreendido entre 30° e 85°, Fernandes et al. [16] desenvolveu a seguinte expressão:

$$K = \left(\underbrace{1 + 0.5 \sqrt{\left(\frac{1}{\sin(\beta)} \right)^\gamma - 1}}_{\tau} \right)^2 \times \underbrace{16 \left(\frac{90}{\beta} \right)^{0.6554 - 0.0929\gamma}}_{K_0}. \quad (13)$$

1.3.5 – Perdas de carga com fluidos não-Newtonianos

Para fluidos não-Newtonianos que obedecem à lei da potência, representada pela Equação (2), pode-se definir um número de Reynolds generalizado:

$$\text{Re}_g = \frac{\rho u D_H}{\eta_g}, \quad (14)$$

em que a viscosidade generalizada, η_g , é dada por [16]:

$$\eta_g = \eta_0 \left(\frac{K}{2} \right)^{n-1} \left(\frac{u}{D_H} \right)^{n-1} g^n(n), \quad (15)$$

em que $g(n)$ é uma função hiperbólica. Para tubagens rectilíneas e com área de secção transversal uniforme, a função $g(n)$ é dada por [17, 18]:

$$g(n) = a \frac{1}{n} + c, \quad (16)$$

representando a e c parâmetros geométricos que são dependentes do tipo de tubagem aplicada. Na Tabela 1 apresentam-se valores de a e c para diferentes tubagens rectilíneas [19].

Tabela 1 – Valores dos parâmetros geométricos a e c , e da constante K para algumas tubagens.

Tipo de geometria	a	c	K
Cilindro	1/4	3/4	16.000
Placas planas paralelas infinitas	1/3	2/3	24.000
Tubagem com secção quadrada	0.239	0.761	14.226
Tubagem com secção triangular (triângulo equilátero)	0.225	0.775	13.334

Na Tabela 1 apresentam-se também os valores de K (Equação(5)) para escoamento laminar de fluidos Newtonianos nas diferentes geometrias. Para diferentes valores de n , utilizando um número de Reynolds generalizado definido pela Equação (14) e os parâmetros a e c presentes na Tabela 1 deverá obter-se:

$$f = K \text{Re}_g^{-1}, \quad (17)$$

em que K é coeficiente obtido para fluidos Newtonianos ($n = 1$). Por outras palavras, esta metodologia permite obter uma curva de fricção única para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos do tipo da lei da potência (Equação(17)), uma vez que a Equação (5) é um caso particular da Equação (17) para $n = 1$.

1.4 – Trabalhos numéricos em permutadores de calor de placas

A mecânica de fluidos computacional consiste na análise numérica de sistemas que envolvem escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenómenos associados tais como reacções químicas. A sua vasta aplicação prende-se com as enormes vantagens que apresenta relativamente aos trabalhos experimentais, a saber: redução

do tempo e custos associados ao desenvolvimento de novos equipamentos, detalhe de resultados praticamente ilimitado, possibilidade de estudar sistemas que experimentalmente seriam difíceis de estudar, etc [20].

Os permutadores de calor de placas possuem uma geometria bastante complexa uma vez que os canais que os constituem são muito finos e oferecem ao escoamento contracções e expansões bruscas, havendo pontos em que as placas que os formam entram em contacto obstruindo o escoamento. Assim, é muito complicado estudar experimentalmente o comportamento local dos fluidos processados nestes equipamentos, pelo que a mecânica de fluidos computacional pode ser um instrumento muito valioso na compreensão do que se passa efectivamente no interior dos canais dos permutadores de calor de placas e, conseqüentemente, permitir que o seu projecto se faça de forma mais sistematizada.

Na literatura, existem poucos estudos numéricos de escoamentos de fluidos não-Newtonianos em permutadores de calor de placas. Fernandes et al. [5,6] efectuaram este tipo de estudo para o escoamento de iogurte batido num permutador de calor de placas do tipo *chevron*. Os resultados obtidos nestes estudos foram comparados com resultados experimentais de Afonso et al. [21] e os autores verificaram que existia uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, no que diz respeito ao comportamento térmico.

Os estudos numéricos referidos foram realizados recorrendo a um software de mecânica de fluidos computacional designado POLYFLOW® e que tem associado dois pré-processadores – GAMBIT e POLYDATA – e um pré-processador – FIELDVIEW. O modo como estes elementos interagem é apresentado na Figura 8.

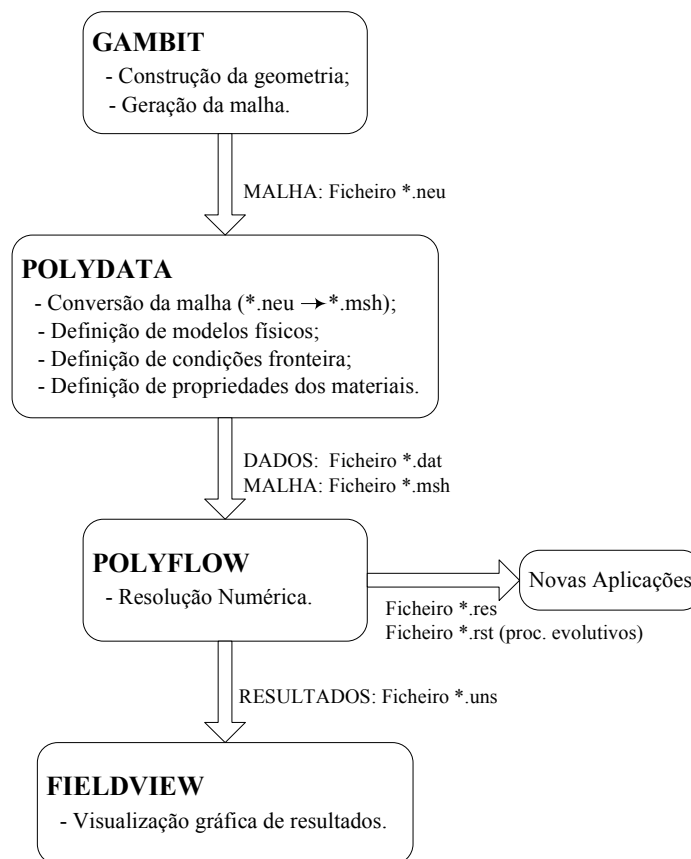


Figura 8 – Representação esquemática simplificada do POLYFLOW® [22].

No que toca a estudos numéricos de escoamentos de fluidos Newtonianos neste tipo de equipamento térmico, podem encontrar-se alguns na literatura. Por exemplo, Mehrabian e Poulter [23] e Ciofalo et al. [24] recorreram à dinâmica de fluidos computacional para estudar o comportamento termo-hidráulico numa célula unitária (elemento periódico nos canais de permutadores de calor de placas delimitado por 4 pontos de contacto) e a influência do ângulo de corrugação nesse comportamento. Outro estudo nesta área é o de Fernandes et. al [7]. Neste trabalho os autores também recorreram ao conceito de célula unitária, no entanto o seu estudo foi efectuado em canais que permitiram que o escoamento fosse hidraulicamente desenvolvido – estes canais eram constituídos por uma sucessão de células unitárias. Com este estudo, os autores pretenderam estudar o impacto do ângulo de corrugação e do rácio de aspecto do canal no desempenho hidráulico dos permutadores de calor de placas e desenvolveram modelos que permitem determinar parâmetros, como a tortuosidade e coeficiente K da relação f - Re (Equação (5)) em função do ângulo de corrugação.

1.4.1 – Formulação matemática

O escoamento de um fluido tem de obedecer aos princípios de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Assim, a formulação matemática de um problema de escoamento consiste num sistema de equações diferenciais às derivadas parciais constituído pelas equações que descrevem os princípios de conservação acima enunciados. Para o escoamento laminar não-isotérmico de um fluido com propriedades físicas constantes em estado estacionário, as equações assumem a forma apresentada a seguir:

$$\text{div}(\mathbf{u}) = 0, \quad (18)$$

$$\text{div} \mathbf{T} + \rho \mathbf{g} - \rho \text{div}(\mathbf{uu}) = 0, \quad (19)$$

$$\mathbf{T} \cdot \nabla \mathbf{u} + \rho \mathbf{q} - \text{div} \mathbf{q} = 0, \quad (20)$$

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

Para a resolução deste sistema, é necessária informação adicional que é introduzida no sistema incluindo o modelo constitutivo que descreve o comportamento do fluido no sistema, que será uma equação da forma da Equação (1).

1.4.2 – Geometria e geração de malha

Um dos aspectos principais e que mais condicionam a implementação de um método eficaz para a resolução do sistema de equações acima apresentado, usando a mecânica de fluidos computacional, é o domínio geométrico do problema, assim como a sua discretização. Quanto menos complexa for a geometria usada no problema mais simples e mais rápida será a resolução numérica do problema.

No caso dos permutadores de calor de placas, como já foi referido, os seus canais são extremamente complexos, o que acarreta um grande esforço computacional quando se pretende estudar numericamente o escoamento no seu interior.

Fernandes et al. [5,6,7] têm desenvolvido trabalhos numéricos com permutadores de calor de placas e simplificaram a geometria destes equipamentos a um único canal mais fino e curto do que um canal formado entre duas placas. Quando estudaram o arrefecimento de iogurte batido nestes equipamentos, os autores consideraram que o permutador operava em paralelo, pelo que as suas simulações foram efectuadas num único canal do permutador. Adicionalmente, admitiram que o escoamento em cada um dos canais era uniforme, o que lhes permitiu estabelecer um eixo de simetria (ver Figuras 6 e 9) e, conseqüentemente, reduzir o domínio geométrico a metade de um canal do permutador (Figura 9). Os resultados térmicos obtidos nestes trabalhos foram comparados com dados experimentais [21], tendo-se encontrada uma boa concordância entre eles.

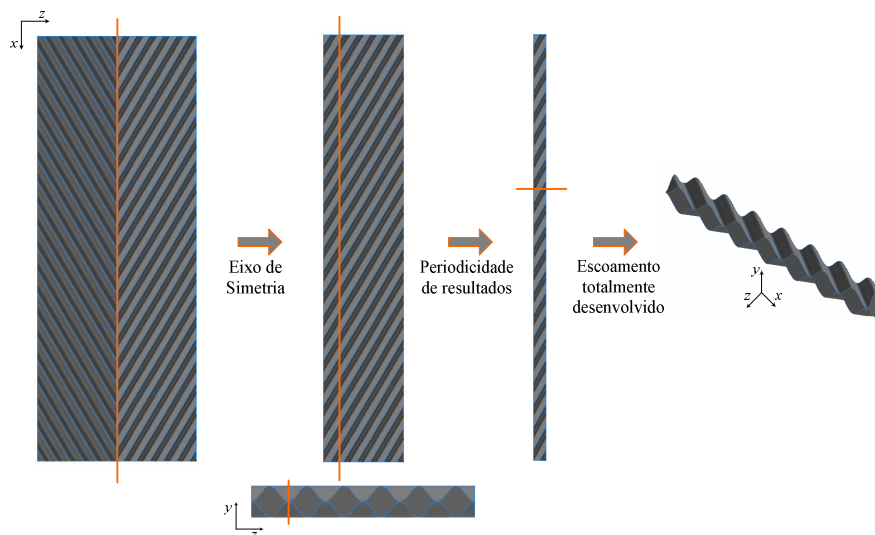


Figura 9 – Simplificação da geometria de um canal de um permutador de calor de placas [7].

Observando os resultados obtidos com metade de um canal, os autores verificaram que existia periodicidade de resultados ao longo da largura do canal, pelo que efectuaram uma nova simplificação que conduziu a um canal com o comprimento do inicial mas mais fino (ver Figura 9). Este canal era formado por pequenas unidades periódicas, designadas por células unitárias, como a representada na Figura 10. Com este tipo de geometria, os autores verificaram que se atingiam escoamentos térmica e hidraulicamente desenvolvidos entre a quinta e a sexta célula consecutiva, pelo que utilizaram nos seus estudos [7] canais constituídos por sete células consecutivas, uma vez que a última não pode ser considerada periódica pelo facto de conter a saída do canal.

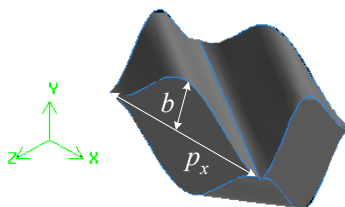


Figura 10 – Representação esquemática da célula unitária [7].

Para proceder à construção das placas, Fernandes et al. [5,6,7] consideraram que as corrugações das placas podem ser descritas, na direcção principal do escoamento (eixo dos xx), pela curva sinusoidal apresentada a seguir [23]:

$$y(x) = \frac{b}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{p_x}\left(x - \frac{p_x}{4}\right)\right) + \frac{b}{2}. \quad (21)$$

Depois de construído o domínio geométrico do problema há que o discretizar, isto é, é necessário gerar uma malha para que se possa efectuar a resolução numérica. Esta deve ser construída de modo a representar o mais fielmente possível o domínio geométrico, tendo em atenção, simultaneamente, o esforço computacional que a malha gerada irá acarretar.

Atendendo ao grau de complexidade dos canais em estudo, Fernandes et al. [5, 6, 7] utilizaram malhas não estruturadas e não uniformes, como a apresentada na Figura 11, que se revelaram eficazes uma vez que os resultados com elas obtidos apresentaram boa concordância com dados da literatura, nomeadamente os dados experimentais de Afonso et al. [21].

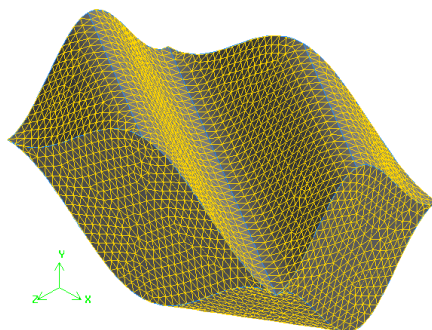


Figura 11 – Representação esquemática de uma malha não estruturada e não uniforme [7]

As referidas malhas eram constituídas por elementos tetraédricos, hexaédricos e piramidais, possuindo cada um deles, respectivamente 4, 8 e 5 nós.

Para fixar a dimensão dos elementos, os referidos autores realizaram testes de independência de resultados com a malha. Estes testes consistiam em refinar sucessivamente a malha e comparar os resultados obtidos para o factor de Fanning, mais concretamente para a constante K da relação f -Re, considerando que se tinha alcançado a independência pretendida quando a diferença entre os resultados era inferior a 1% [7, 25].

1.4.3 – Condições de fronteira

Para a resolução do sistema de equações já apresentado é necessário impor condições de fronteira.

Quando se trata de um escoamento isotérmico, as condições de fronteira são apenas mássicas, isto é, terá de se impor um caudal volumétrico na entrada do canal, definir qual a face por onde o fluido sai do canal e impor uma velocidade e/ou força junto à parede. Exemplo deste tipo de escoamento é o trabalho de Fernandes et al. [7]. Neste estudo, os autores consideraram uma velocidade nula junto à parede, dado tratar-se de um escoamento em

regime laminar, e consideraram que as paredes laterais eram planos de simetria, atendendo à forma como construíram o seu domínio geométrico (ver Figura 12).

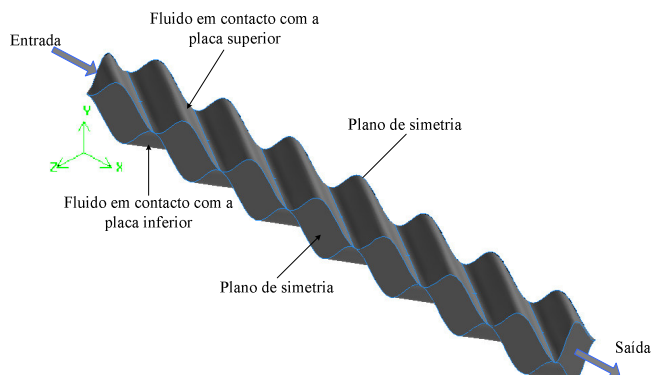


Figura 12 – Representação esquemática do domínio geométrico e condições de fronteira usadas por Fernandes et al. [7].

Quando o problema em estudo é não-isotérmico as condições de fronteira mássicas não são suficientes, há que impor, adicionalmente, condições térmicas. No estudo do arrefecimento do iogurte batido num permutador de calor de placas, Fernandes et al. [5, 6] impuseram uma temperatura constante na entrada do canal, consideraram que a saída, assim como uma das paredes laterais do canal, estavam isolados termicamente e nas placas impuseram duas condições de fronteira distintas – fluxo de calor constante e fluxo de calor variável ao longo do canal – tendo verificado que o ajuste dos seus dados com os dados experimentais de Afonso et al. [21] era melhor quando impuseram o fluxo de calor variável. Outros autores, como por exemplo Mehrabian e Poulter [23], impuseram como condição de fronteira térmica na parede das células unitárias uma temperatura constante. Esta condição será uma forma correcta de descrever o que se passa na interface fluido-placa sempre que o caudal de fluido que promove o aquecimento, ou arrefecimento, for bastante elevado, o que permitirá que a sua temperatura se mantenha aproximadamente constante ao longo do canal.

1.4.4 – Validação do modelo numérico

Os resultados experimentais são de extrema utilidade para quem realiza um trabalho numérico, pois o método desenvolvido para o efeito deve ser sempre validado com resultados de elevada qualidade [20]. Mesmo em regime laminar, o escoamento de um fluido num permutador de calor de placas (com ângulo de corrugação diferente de 90°) é complexo, não existindo por isso soluções analíticas para este problema.

Apesar da enorme quantidade de dados experimentais referentes a permutadores de calor de placas [26, 28 – 50], são poucos os dados obtidos em regime laminar, sendo este o regime em apreço no presente estudo. Para fluxos laminares em permutadores de calor de placas, Ayub [14] refere que os dados experimentais de Kumar [27] e Wanniarachchi et al. [15] são de boa qualidade, podendo estes dados ser utilizados na validação de estudos numéricos sobre a performance termo-hidráulica dos referidos equipamentos. Estes resultados experimentais foram no entanto obtidos para valores de β compreendidos aproximadamente entre 25 e 75°.

Na ausência de dados experimentais, outra forma de validar um trabalho numérico é utilizar problemas mais simples, com alguma afinidade relativamente ao problema em estudo, e para os quais existem soluções analíticas [20].

2 – Escoamento em canais sinusoidais

No presente trabalho pretendem estudar-se numericamente as propriedades do escoamento laminar isotérmico de fluidos Newtonianos ($n = 1$) e não-Newtonianos ($n = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$) em canais de permutadores de calor de placas com $\beta = 0^\circ$.

A resolução do problema numérico em estudo consiste na resolução das equações de conservação de massa e de quantidade de movimento para fluidos incompressíveis (Equações (18) e (19)). Para tal, recorreu-se a um procedimento semelhante ao descrito na Secção 1.4 e que se descreve detalhadamente nas secções que se seguem.

2.1 – Domínio geométrico e geração de malha

Com o intuito de analisar a influência das propriedades geométricas das placas no escoamento, utilizaram-se placas com diferentes comprimentos de onda (ver Figura 13) e com igual espaçamento entre placas, $b = 2.5$ mm. Na Tabela 2 apresentam-se as características geométricas dos 9 canais estudados.

Tabela 2 – Propriedades geométricas dos canais em estudo.

Designação	p_x (mm)	γ (Equação (3))
C1	5	1.000
C2	6	0.833
C3	8	0.625
C4	10	0.500
C5	15	0.333
C6	20	0.250
C7	25	0.200
C8	30	0.167
C9	50	0.100

As geometrias foram implementadas usando o pré-processador GAMBIT tendo em conta que as paredes dos canais podem ser descritas por uma curva sinusoidal cuja equação foi apresentada anteriormente – Equação (21). Na Figura 13 apresenta-se a geometria correspondente ao canal C1.

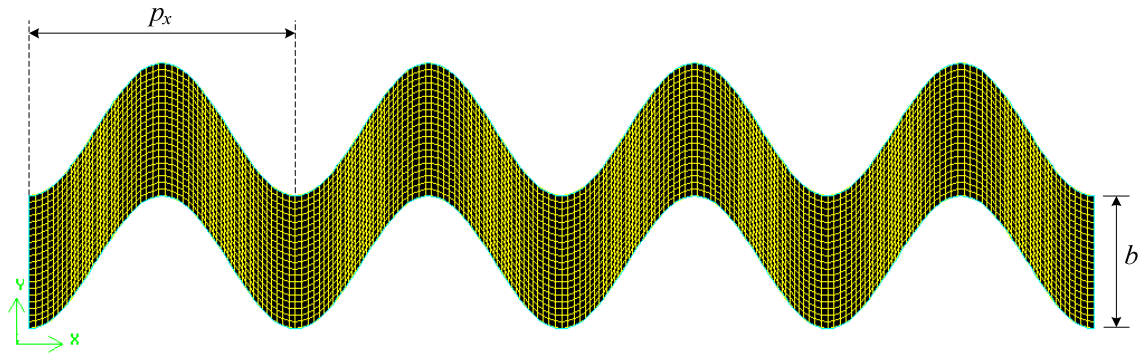


Figura 13 – Representação da geometria e malha referentes ao canal C1.

Como pode observar-se na figura anterior, os canais podem ser decompostos em unidades periódicas de comprimento p_x . O comprimento dos canais foi fixado após ter-se verificado que se obtinha um escoamento hidraulicamente desenvolvido [7, 24] na 2ª – 3ª unidade periódica, pelo que todos os canais são constituídos por 4 destas unidades uma vez que a última possui a saída. Assim, todos os resultados apresentados na Secção 3 foram obtidos na segunda ou terceira unidade periódica, isto é., são resultados correspondentes a escoamentos hidraulicamente completamente desenvolvidos.

Após construção dos vários domínios geométricos procedeu-se à sua discretização, usando-se para tal malhas estruturadas regulares (elementos 0.125×0.125 mm), Figura 13. A dimensão dos elementos quadriláteros utilizados foi fixada após a realização de um teste de independência de resultados com a malha que consistiu em aumentar sucessivamente a densidade da malha e comparar os resultados obtidos para a constante K da relação fRe , Equação (5), tendo-se considerado que a independência desejada era alcançada quando a diferença entre resultados era inferior a 1% [7, 25].

2.2 – Resolução numérica

A etapa principal da simulação numérica consistiu na resolução de um sistema de equações diferenciais constituídos pelas Equações (18), (19) e (2), considerando-se que o fluido possuía a massa específica e o índice de consistência do iogurte batido, 1043 kg m^{-3} e 3.65 Pa s^n , respectivamente [5].

Para resolver o sistema de equações referido foi necessário impor condições de fronteira mássicas. Na entrada do canal ($x = 0$) impuseram-se diferentes caudais volumétricos e nas paredes do canal admitiu-se velocidade nula (uma vez que estão a estudar-se escoamentos laminares).

O sistema de equações diferenciais a resolver é não-linear, assim a sua resolução envolveu um processo iterativo. Por forma a avaliar a convergência desse processo, o *software* utiliza um teste baseado no erro relativo cometido, em cada iteração, no campo de velocidade [22]. No presente trabalho assumiu-se como critério de convergência $|\text{Erro Relativo}| < 10^{-4}$, ou seja, para uma iteração genérica i , o critério de convergência é:

$$\frac{\|\mathbf{u}_i - \mathbf{u}_{i-1}\|}{\|\mathbf{u}_{i-1}\|} < 10^{-4}, \quad (22)$$

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

No decurso da resolução verificou-se, inicialmente, que o índice de fluxo comprometia a convergência da simulação quando assumia valores inferiores a 0.75 [22]. De facto, o parâmetro n influencia muito o comportamento de η e, conseqüentemente, a determinação da solução do sistema de equações em resolução. Para valores de $n < 1$, a viscosidade aumentará com a diminuição da taxa de deformação, pelo que $\eta \rightarrow \infty$ quando $\dot{\gamma} \rightarrow 0$, sendo esta tendência mais pronunciada quanto menor for o valor de n .

Para valores de $n < 0.75$, o método de Newton-Raphson torna-se ineficaz, pelo descrito anteriormente, uma vez que este se baseia na determinação da equação da recta tangente à função da qual se pretendem calcular os zeros. De uma forma genérica, o método de Newton-Raphson utiliza, na determinação da solução da equação $f(x) = 0$, em cada iteração i a expressão [51]:

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)}. \quad (23)$$

Para ultrapassar este problema, utilizou-se o método de iterações de Picard para $n = 0.5, 0.6$ e 0.7 . Este método é um método iterativo que pode ser utilizado na resolução de problemas de valor inicial da forma:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad \text{com} \quad y(0) = x_0 \quad (24)$$

que, no caso em estudo é o problema de valor inicial associado à Equação (2):

$$\frac{du_x}{dy} = \left(\frac{1}{\eta_0} \eta(\mathbf{u}, \mathbf{x}) \right)^{\frac{1}{n-1}} \quad \text{com} \quad \mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0. \quad (25)$$

Este método utiliza para determinação da solução de cada iteração i a expressão [50]:

$$y_i = y_0 + \int_{x_0}^x f(t, y_{i-1}(t)) dt. \quad (26)$$

2.3 – Validação

Para validação do método numérico utilizado no presente estudo recorreu-se à análise do escoamento laminar, isotérmico, incompressível e perfeitamente desenvolvido de fluidos Newtonianos ($n = 1$) e não-Newtonianos ($n = 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$) num canal formado por duas placas planas paralelas com largura infinita. Este canal representa o caso limite dos canais sinusoidais sob estudo (Figura 13) quando $p_x \rightarrow \infty$. A distância entre placas (2.5 mm) e a malha (Figura 13) utilizada na validação foram as que se utilizaram nos restantes canais estudados. Na Tabela 3 apresentam-se os valores de K obtidos utilizando a definição de Reynolds generalizado apresentada na Secção 1.3.5 (Equações (14) a (16)). Como explicado na mesma secção, seguindo a metodologia aí

apresentada, os valores de K (Equação (17)) estimados para os diferentes valores de n deverá ser aquele observado durante o escoamento laminar de um fluido Newtoniano.

Tabela 3 – Valores de K para fluidos distintos e placas planas paralelas.

n	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
K	24.0003	24.0008	24.0004	24.0002	24.0000	24.0000

A validação utiliza placas planas paralelas de largura infinita, uma vez que é sabido analiticamente [17, 19] que K deverá assumir um valor de 24 para este tipo de geometria (ver Tabela 1). Na mesma tabela poderão ser encontrados os valores de a e c utilizados em $g(n)$ (Equação (16)).

Na Tabela 3 pode observar-se que os valores de K obtidos numericamente estão em excelente acordo com o valor analítico de 24.

3 – Resultados

3.1 - Fluidos Newtonianos

Os resultados apresentados no presente trabalho foram obtidos em regime laminar, Figura 14, regime onde o produto fRe é uma constante (Equação (5)). Para valores elevados de γ ($\gamma \rightarrow 1$) a transição para o regime turbulento ocorre para valores baixos do número de Re, ou seja, para valores inferiores ou igual a 10 [25, 52]. Em regime laminar a geometria das paredes dos canais superfície não tem efeito no fluxo e o fluido move-se imperturbado através do canal (Figura 14), sem recirculação, adoptando simplesmente a forma ondulada do canal [53].

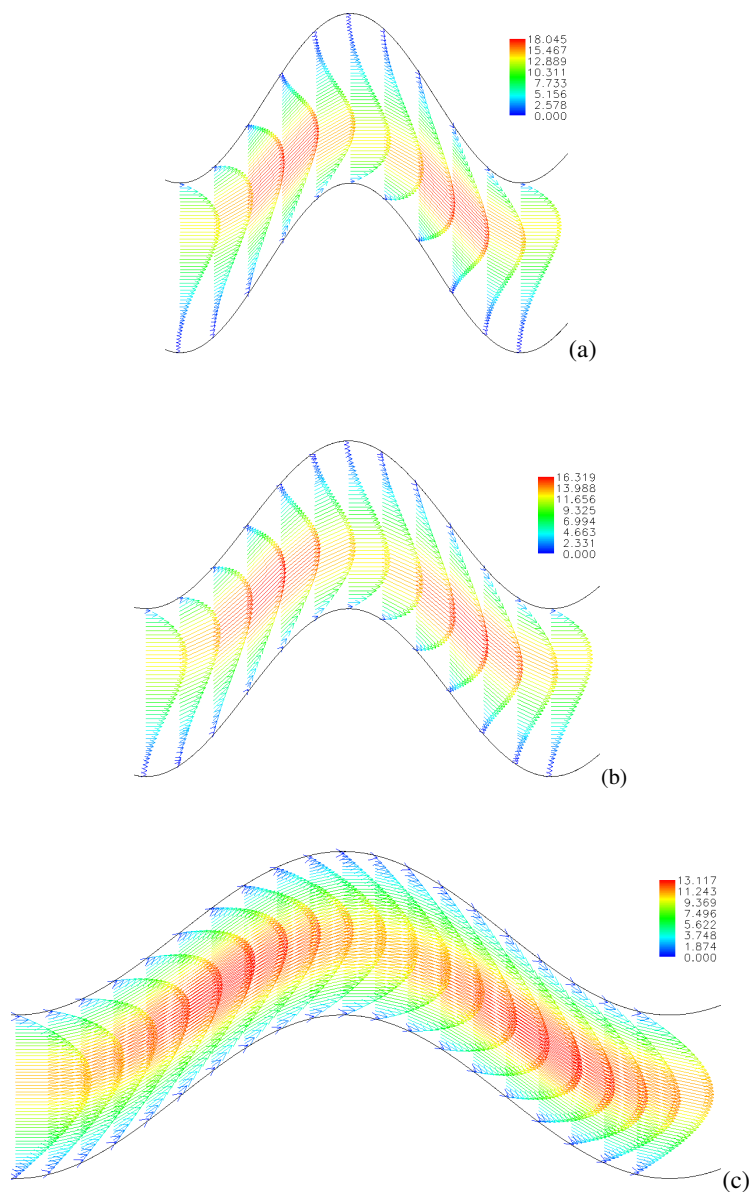


Figura 14 – Vectors de velocidade para diferentes canais e $u = 7 \text{ ms}^{-1}$. (a) $\gamma = 1$, (b) $\gamma = 0.833$, (c) $\gamma = 0.5$.

Na Figura 15 apresentam-se os valores numéricos do coeficiente K para os diferentes valores de γ ; sendo demonstrado que o referido coeficiente aumenta com o aumento do rácio de aspecto do canal.

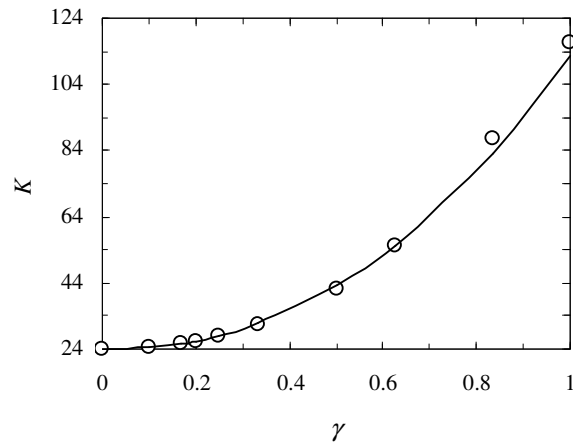


Figura 15 – Coeficiente K para diferentes valores de γ . (○) valores numéricos e (–) representa a Equação (27).

O coeficiente K é bem descrito (diferença máxima de 5 %) pela seguinte função:

$$K = 24(1 + 3.6943\gamma^{2.2107}) \quad (27)$$

Como esperado, para $\gamma = 0$ foi obtido o valor de $K = 24$ (placas planas paralelas com largura infinita). É importante notar que os valores de $fRe = K$ apresentados na Figura 15 foram obtidos utilizando o diâmetro equivalente $2b$ [5, 6] no factor de Fanning e na definição do número de Reynolds.

Utilizando os campos de velocidade (Figura 14) foi possível calcular a velocidade média intersticial, u_i . O coeficiente de tortuosidade pode ser calculado através da Equação (12).

Utilizando os valores de τ , K e a Equação (11), foi possível estimar os valores de K_0 (Figura 16).

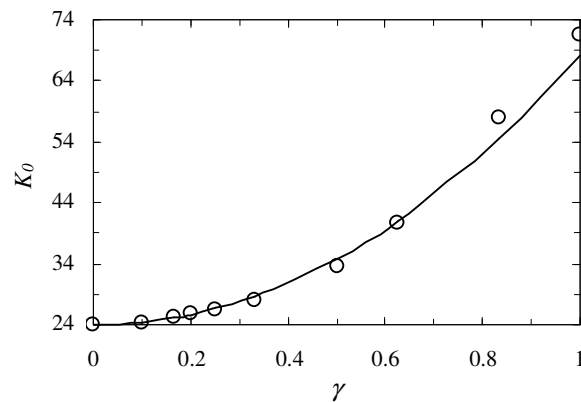


Figura 16 – Coeficiente K_0 para diferentes valores de γ . (○) valores numéricos e (–) representa a Equação (28).

Os valores numéricos de K_0 são bem descritos (diferença máxima de 6 %) por uma função semelhante à Equação (27):

$$K_0 = 24(1 + 1.8336\gamma^{2.0273}). \quad (28)$$

O coeficiente de tortuosidade também pode ser definido pelo rácio entre o comprimento do percurso de um elemento de fluido no canal e o comprimento do canal segundo o eixo dos xx . Portanto (ver Figura 14), τ aumenta com o aumento do rácio de aspecto do canal (Figura 17).

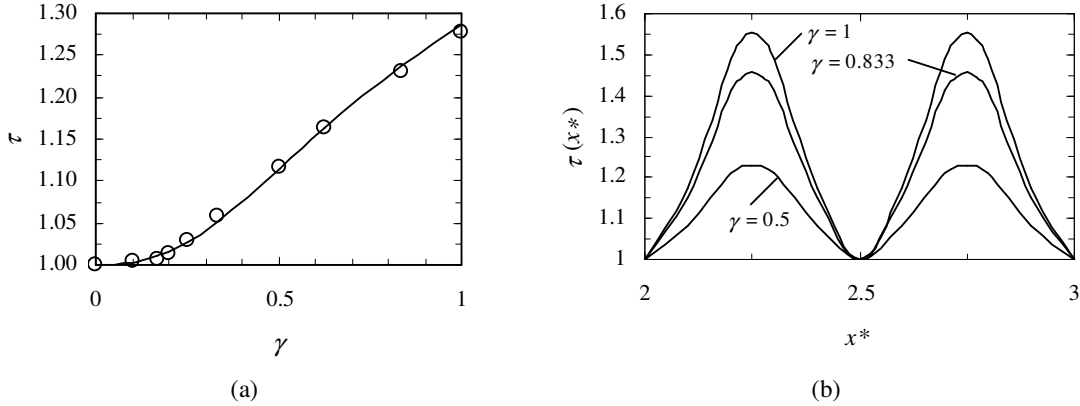


Figura 17 – Coeficiente de tortuosidade para diferentes valores de γ : (a) valor médio: (o) valores numéricos e (–) representa a Equação (7); (b) comportamento local.

O coeficiente de tortuosidade apresentado na Figura 17(a) é um valor médio, uma vez que este coeficiente varia ao longo do comprimento do canal, Figura 17(b). Na Figura 17(b) é apresentado o comportamento local do coeficiente de tortuosidade para escoamento completamente desenvolvido (terceira unidade periódica: ver Figura 13). O comprimento normalizado, x^* , representa o rácio entre x e p_x . Portanto, τ (e a velocidade intersticial) atinge um mínimo ($\tau = 1$) na entrada ($x^* = 2$) e na saída ($x^* = 3$) da unidade periódica, bem como no seu meio ($x^* = 2.5$). Os máximos são alcançados para $x^* = 2.25$ e para $x^* = 2.75$.

Utilizando as Equações (11), (27) e (28), os valores numéricos do τ podem ser previstos (diferença máxima de 0.8 %) por:

$$\tau = \left(\frac{1 + 3.6943\gamma^{2.2107}}{1 + 1.8336\gamma^{2.0273}} \right)^{0.5}. \quad (29)$$

Na área dos leitos granulados [54], o produto $K_0 \tau^2$ (Equação (11)) é conhecido como o coeficiente de Kozeny [7, 16, 54]. Utilizando uma analogia desenvolvida para o fluxo laminar de fluidos Newtonianos através de leitos granulados [54], o fabricante Francês CIAT [55] prevê os factores de atrito e os coeficientes convectivos de transferência de calor de permutadores de calor de placas recorrendo aos valores de τ [55]. Edwards et al. [4] realçou também a semelhança entre os canais de permutadores de calor de placas, constituídos por placas do tipo *chevron* com corrugações cruzadas, e um leito fixo granulado [4].

3.2 - Fluidos não-Newtonianos

No caso de fluidos não-Newtonianos do tipo lei da potência (ver Equação (2)) é vantajoso para cálculos de Engenharia definir um número de Reynolds generalizado e, conseqüentemente, uma viscosidade generalizada (Equações (14) e (15)). Uma das razões para tal é a de que é muito difícil (senão impossível) prever a viscosidade desenvolvida durante o fluxo de um fluido não-Newtoniano em canais com a complexidade dos estudados no presente trabalho (ver Figura 14). Isto acontece devido à complexidade do comportamento do gradiente de velocidades (Equação (2)) neste tipo de canais. Por outro lado, o Reynolds generalizado e viscosidade generalizada envolvem parâmetros geométricos, reológicos (η_0 e n), etc., fáceis de medir. Assim, no presente trabalho, tentou encontrar-se a função $g(n)$ (ver Secção 1.3.5) apropriada para os canais sob estudo. Combinando as Equações (14), (15) e (17) é possível obter:

$$g(n) = \sqrt[n]{\frac{2^{n-1} f \rho u^{2-n} D_H^n}{K^n \eta_0}}. \quad (30)$$

Para cada canal sinusoidal, através das simulações para os diferentes índices de fluxo (n) foi possível obter a queda de pressão numérica para um determinado caudal. Sabendo o caudal e queda de pressão, a velocidade e factor de Fanning puderam facilmente ser calculados através das Equações (8) e (6), respectivamente. Uma vez que para os diferentes canais (ver Tabela 2) o valor do coeficiente K é conhecido (ver Equação (27) ou Figura (15)) isso implica que o valor de $g(n)$ foi facilmente determinado através da Equação (30). De realçar que esta metodologia para a determinação de $g(n)$ foi recomendada por Delplace and Leuliet [19] e mais recentemente utilizada por Fernandes et al. [16] durante o estudo da queda de pressão de fluidos do tipo da lei da potência em canais de permutadores de calor de placas do tipo *chevron* com ângulos de corrugação compreendidos entre 31° e 60°. O presente estudo é similar ao de Fernandes et al. [16] mas o ângulo de corrugação, β , é diferente ($\beta = 0^\circ$ no presente estudo).

Como já referido, Metzner and Reed [18] e Kozicki et al. [17] propuseram para tubagens rectilíneas uma função $g(n)$ do tipo $g(n) = a/n + c$, variando os parâmetros a e c de geometria para geometria (ver Tabela 1 para alguns exemplos). Observando esta relação, pode constatar-se que para tubagens rectilíneas com área de secção transversal constante o comportamento de $g(n)$ em função de $1/n$ é linear. Observando a Figura 18 pode observar-se que tal não se verifica nos canais sob estudo (sinusoidais), isto é, canais de permutadores de calor de placas com $\beta = 0^\circ$. Fernandes et al. [16] concluiu o mesmo nos seus estudos com canais com ângulo de corrugação compreendidos entre 31° e 60°. De referir que alguns dos resultados numéricos obtidos no presente trabalho ($\gamma = 0.333, 0.25, 0.2$ e 0.167) não são apresentados na Figura 18 para maior clareza da mesma.

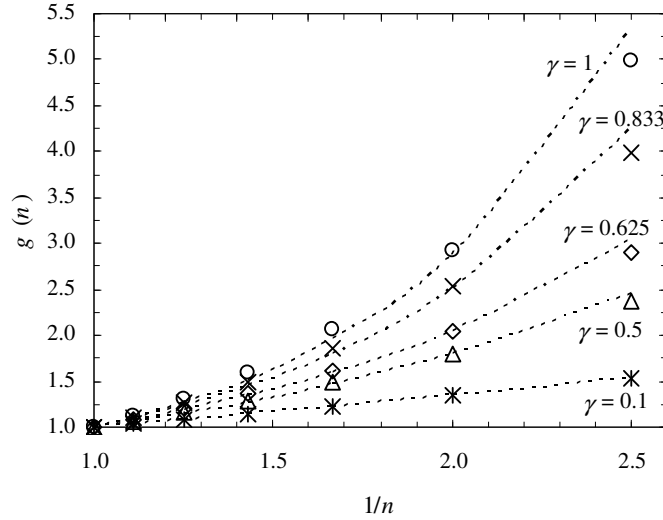


Figura 18 – Função $g(n)$ para diferentes valores de γ : (\circ), (\times), (\diamond), (\triangle) e ($*$) representam os valores numéricos e (---) representam a Equação (31) com α dado pela Equação (32).

Tal como estabelecido por Fernandes et al. [16] (e no seguimento dos estudos de Rene et al. [1]), os dados numéricos de $g(n)$ apresentados na Figura 18 são bem descritos pela seguinte função:

$$g(n) = \left(\frac{2}{3} + \frac{1/3}{n} \right) \left(\frac{1}{n} \right)^{\alpha/n}. \quad (31)$$

No presente trabalho α dependente do rácio de aspecto do canal e é bem descrito pela seguinte expressão (ver Figura 19):

$$\alpha = \frac{1.242 \gamma^{2.171}}{1 + 1.242 \gamma^{2.171}}. \quad (32)$$

Quando γ tende para zero (p_x elevado na Figura 13) os canais sinusoidais aproximam-se progressivamente de placas planas paralelas infinitas. Sendo as placas planas paralelas infinitas um canal do tipo rectilíneo, isso significa que a função $g(n)$ deverá aproximar-se de uma função do tipo $g(n) = a/n + c$ com $a = 1/3$ e $c = 2/3$ (ver Tabela 1). Segundo a Equação (32), α tende para zero quando γ tende para zero. Logo, na Equação (31) quando γ tende para zero obtém-se o que deverá obter-se, isto é, $g(n) = a/n + c$ com $a = 1/3$ e $c = 2/3$.

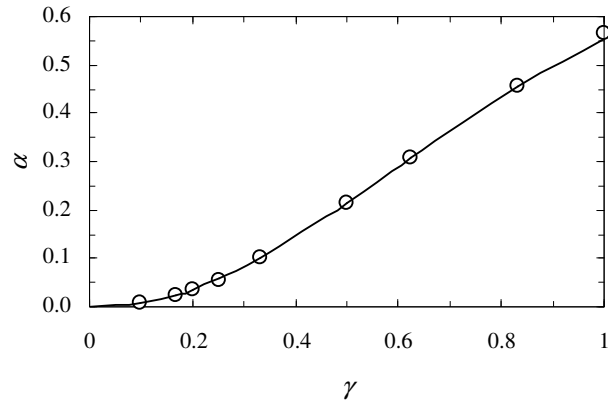


Figura 19 – Dependência de α relativamente a γ (\circ) valores numéricos e (–) representa a Equação (32)

Como já referido (ver Secção 1.3.5), a metodologia utilizada na presente secção deverá permitir obter uma curva de fricção única para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos do tipo da lei da potência. Isto significa que com o uso do Reynolds generalizado definido pelas Equações (14), (15), (31) e (32) o valor do coeficiente K na Equação (17) deverá ser aquele dos fluidos Newtonianos, isto é, o coeficiente K para os diferentes canais e diferentes índices de fluxo deverá ser bem descrito pela Equação (27). Na Figura 20 pode observar-se que tal acontece, uma vez que os valores de K obtidos para os diferentes canais e índices de fluxo são bastante próximos dos obtidos pela Equação (27).

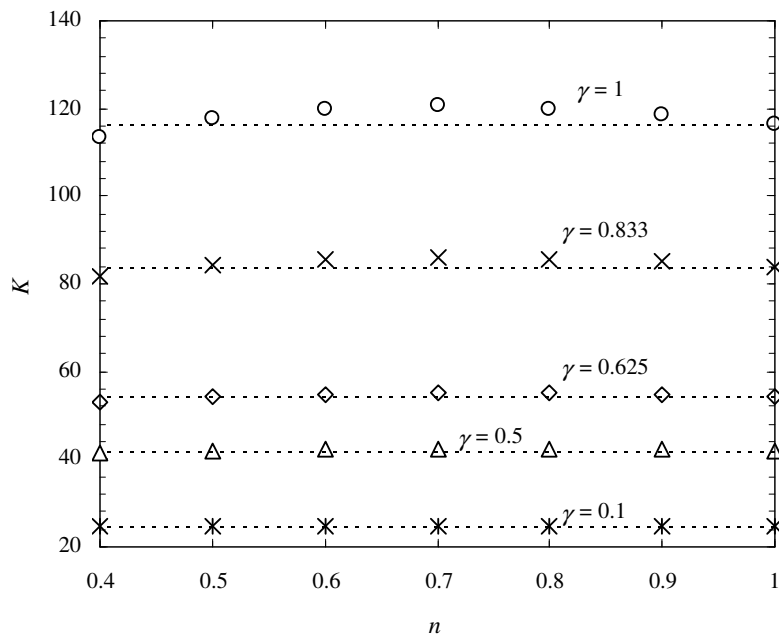


Figura 20 – Coeficiente K para diferentes valores de n e γ (\circ), (\times), (\diamond), (\triangle) e ($*$) representam os valores numéricos e (---) representam a Equação (27).

Como já referido, o coeficiente K é dado pelo produto $K_0 \tau^2$, podendo o coeficiente de tortuosidade ser calculado pela Equação (12). Nas Figuras 21 e 22 é apresentado o comportamento da tortuosidade local para diferentes

índices de fluxo. Pelas Figuras 21 e 22 pode concluir-se que, para cada canal, τ diminui com o decréscimo do índice de fluxo, tendo este comportamento sido já observado por Fernandes et al. [16] para ângulos de corrugação diferentes do abordado no presente estudo.

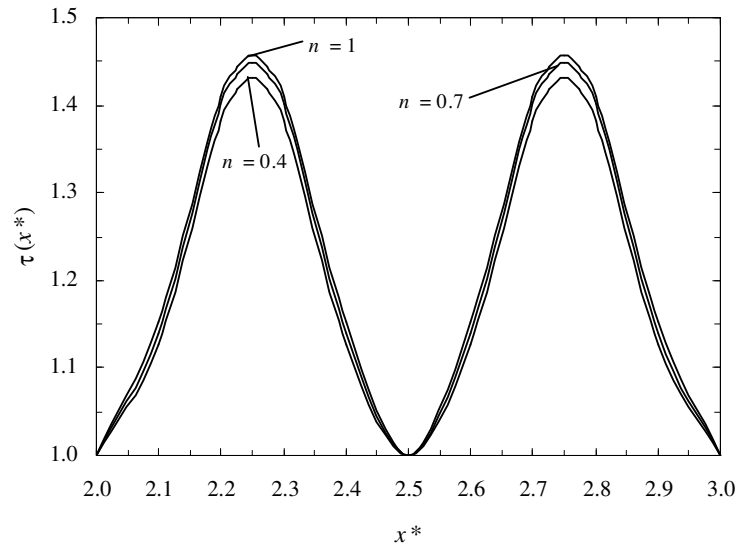


Figura 21 - Tortuosidade local para diferentes valores de n e $\gamma = 0.833$.

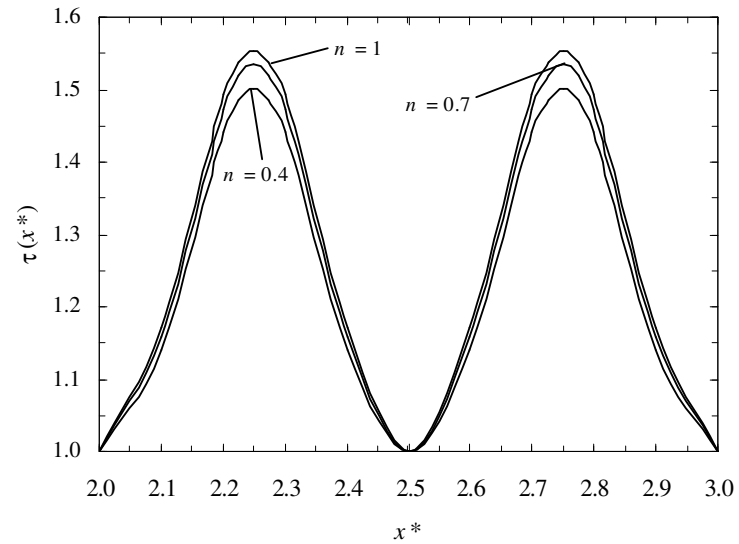


Figura 22 - Tortuosidade local para diferentes valores de n e $\gamma = 1$.

Comparando a Figura 21 com a 22 pode concluir-se (comparar os picos das Figuras 21 e 22) que o decréscimo do coeficiente de tortuosidade com o decréscimo do índice de fluxo é mais severo para valores de γ mais elevados.

4 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

No presente trabalho foram estudados numericamente os factores de Fanning para o fluxo laminar completamente desenvolvido de fluidos Newtonianos e de fluidos não-Newtonianos (descritos pela lei de potência) em canais do tipo sinusoidal. Para fluidos Newtonianos o coeficiente K da relação $f = K \text{Re}_g^{-1}$ foi relacionado com o rácio de aspecto, γ , dos diferentes canais sinusoidais pela seguinte expressão:

$$K = 24(1 + 3.6943\gamma^{2.2107}). \quad (33)$$

O coeficiente K é dado pelo produto $K_0 \tau^2$, tendo o factor de forma dos canais, K_0 , sido modelado por:

$$K_0 = 24(1 + 1.8336\gamma^{2.0273}), \quad (34)$$

enquanto o coeficiente de tortuosidade foi bem descrito por:

$$\tau = \left(\frac{1 + 3.6943\gamma^{2.2107}}{1 + 1.8336\gamma^{2.0273}} \right)^{0.5}. \quad (35)$$

Foram ainda estabelecidas curvas de fricção únicas para fluidos Newtonianos e não-Newtonianos, do tipo da lei de potência. O número de Reynolds generalizado, Re_g , pode ser descrito por:

$$\text{Re}_g = \frac{\rho u D_H}{\eta_g}, \quad (36)$$

em que a viscosidade generalizada, η_g , é dada por

$$\eta_g = \eta_0 \left(\frac{K}{2} \right)^{n-1} \left(\frac{u}{D_H} \right)^{n-1} g^n(n). \quad (37)$$

De forma a estabelecer-se curvas de fricção únicas ($f = K \text{Re}_g^{-1}$) para fluidos Newtonianos e fluidos do tipo lei de potência foi proposta a seguinte relação para $g(n)$:

$$g(n) = \left(\frac{2}{3} + \frac{1/3}{n} \right) \left(\frac{1}{n} \right)^{\alpha/n}, \quad (38)$$

sendo α dependente de γ através da seguinte relação:

$$\alpha = \frac{1.242 \gamma^{2.171}}{1 + 1.242 \gamma^{2.171}}. \quad (39)$$

Todas as relações acima propostas são fáceis de utilizar uma vez que contêm parâmetros facilmente determináveis. Está bem estabelecido [16, 19] que as relações do tipo das acima propostas são também

aplicáveis em condições não-isotérmicas, bastando para isso usar nas relações propostas o valor adequado de η_0 . Este valor poderá obter-se utilizando os valores η_0 à temperatura de entrada e à temperatura de saída, calculando-se em seguida a média aritmética dos dois valores. Se o perfil de temperaturas ao longo do canal for conhecido, um método mais exacto será a utilização da média geométrica dos diversos valores de η_0 ao longo do canal.

Para trabalhos futuros sugere-se o estudo dos números de Nusselt gerados pelos canais e fluidos do presente trabalho. Adicionalmente, poderá estudar-se o fluxo de fluidos descritos por modelos reológicos distintos do da lei de potência. Os modelos reológicos de Casson e Carreau são dois bons candidatos para estes estudos uma vez que estão disponíveis no *software* utilizado no presente trabalho.

Bibliografia

- [1] F. René, J.C. Leuliet, M. Lalande, Heat transfer to Newtonian and non-Newtonian food fluids in plate heat exchangers: experimental and numerical approaches, *Trans. IChemE*, 69 Part C (1991), pp. 115 – 126.
- [2] J. F. Steffe, *Rheological methods in food process engineering*, second ed., East Lansing: Freeman Press, (1996) pp. 350 – 384.
- [3] J.C. Leuliet, J. F. Maigonnat, M. Lalande, Thermal behaviour of plate heat exchangers with Newtonian and non-Newtonian fluids, in *Proceedings Congrès Eurotherm 5 et 1er Colloque TIFAN*, Compiègne, (1988) pp. 1 – 15.
- [4] M. F Edwards, A. A. Chagal Vaie, D. L Parrott, Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using Newtonian and non-Newtonian liquids, *The Chemical Engineer* 286-288 (1974), pp. 286 – 293.
- [5] C. S. Fernandes, R. Dias, J. M. Nóbrega, I. M. Afonso, L. F. Melo, J. M. Maia, Simulation of stirred yoghurt processing in plate heat exchangers, *Journal of Food Engineering* 69 (2005), pp. 281 – 290.
- [6] C. S. Fernandes, R. Dias, J. M. Nóbrega, I. M. Afonso, L. F. Melo, J. M. Maia, Thermal behaviour of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers, *Journal of Food Engineering* 76 (2006), pp. 433 – 439.
- [7] C. S. Fernandes, R. Dias, J. M. Nóbrega, J. M. Maia, Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor, *Chemical Engineering and Processing* 46 (2007), pp. 825 – 833.
- [8] J. L. T. Azevedo, *Apontamentos de permutadores de calor – Equipamentos t rmicos*, (2005) pp. 54 – 64.
- [9] J. C. Leuliet, J. F. Maigonnat, M. Lalande,  tude de la perte de charge dans des  changeurs de chaleur   plaques traitant des produits non-Newtoniens, *Revue Générale de Thermique Fr.*, N  308 – 309 (1987) pp. 445 – 450.
- [10] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, Y. I. Cho, *Handbook of heat transfer*, third ed., McGraw Will, (1998).
- [11] S. Kaka , H. Liu, *Heat exchangers selection, rating, and thermal design*, second ed., CRC Press, Boca Raton (2002), pp. 373 – 412.
- [12] H. Martin, A theoretical approach to predict the performances of chevron-type plate heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing* 35 (1996), pp. 301 – 310.
- [13] M. Reppich, Use of high performance plate heat exchanger in chemical and process industries, *International Journal of Thermal Science* 38 (1999), pp. 999 – 1008.
- [14] Z. H. Ayub, Plate heat exchangers survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, *Heat Transfer Engineering* 24 (2003), pp. 3 – 16.
- [15] A. S. Wanniarachchi, U. Ratnam, B. E. Tilton, K. Dutta – Roy, Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers, *National Heat Transfer Conference*, (1995), pp. 145 – 151.
- [16] C. S. Fernandes, R. P. Dias, J. M. Nóbrega, J. M. Maia, Friction factors of power-law fluids in chevron type plate heat exchangers, *Journal of Food Engineering* 89 (2008), pp. 441 – 447.

- [17] W. Koziicki, C.H. Chou and C. Tiu, Non-Newtonian flow in ducts of arbitrary cross-sectional shape, *Chemical Engineering Science* 21 (1966), pp. 665–679.
- [18] A.B. Metzner and J.C. Reed, Flow of non-Newtonian fluids – correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions, *AIChE Journal* 1 (1955), pp. 434–440.
- [19] F. Delplace and J. C. Leuliet, Generalized Reynolds number for the flow of power law fluids in cylindrical ducts of arbitrary cross-section, *The Chemical Engineering Journal*, 56 (1995), pp. 33-37.
- [20] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics*, Pearson Prentice Hall, Harlow (1995), pp.8.
- [21] I. M. Afonso, L. Hes, J. M. Maia, L. F. Melo, Heat transfer and rheology of stirred yoghurt during cooling in plate heat exchangers, *Journal of Food Engineering* 76 (2006), pp. 433 – 439.
- [22] Fluent, *POLYFLOW 3.9 User`s Guide*, Fluent Inc. (2001).
- [23] M. A. Mehrabian, R. Poulter, Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach, *Applied Mathematical Modelling* 24 (2000), pp. 343 – 364.
- [24] M. Ciofalo, J. Stasiek, M. W. Collins, Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages – II Numerical simulation, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 (1996), pp. 165 – 192.
- [25] H. M. Metwally, R. M. Manglik, Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugate-plate channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004), pp. 2283 – 2292.
- [26] R. A. Troupe, J. C. Morgan, and J. Prifiti, The plate heater versatile chemical engineering tool, *Chemical Engineering Progress* 56 (1960), pp. 124 – 128.
- [27] H. Kumar, The plate heat exchanger: construction and design, in *Proceedings First UK National Conference on Heat Transfer*, University of Leeds, Inst. Chem. Symp. Series, No. 86 (1984), pp. 1275-1288.
- [28] A. Muley, and R. M. Manglik, Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates, *Journal of Heat Transfer* 121 (1999), pp. 110 – 117.
- [29] R. L. Heavner, H. Kumar, and A. S. Wanniarachchi, Performance of an industrial heat exchanger: effect of chevron angle, *AIChE Symposium Series*, Vol. 89, N° 295, AIChE, New York (1993), pp. 262 – 267.
- [30] B. Thonon, Design method for plate evaporators and condensers, *1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry*, BHR Group Conference Series Publication, N° 18 (1995), pp. 37 – 47.
- [31] R. A. Buonopane, R. A. Troupe, and J. C. Morgan, Heat transfer design methods for plate heat exchangers, *Chemical Engineering Progress* 59 (1963), pp. 57 – 61.
- [32] R. D. Crozier, J. R. Booth, and J. E. Stewart, Heat transfer in plate and frame heat exchangers, *Chemical Engineering Progress* 60 (1964), pp. 43 – 45.
- [33] B. W. Jackson, and R. A. Troupe, Laminar flow in a plate heat exchanger, *Chemical Engineering Progress* 60 (1964), pp. 65 – 67.
- [34] A. F. Savostin, and A. M. Tikhonov, Investigation of the characteristics of plate type heating surfaces, *Thermal Engineering* 17 (1970), pp. 113 – 117.
- [35] L. M. Kovalenko, and A. M. Maslov, Soviet plate heat exchangers, *konservnaya i ovoshchesushil naya promyshlennost*, N° 7 (1970), pp. 15 – 17.

- [36] J. Marriott, Where and how to use plate heat exchangers, *Chemical Engineering* 78 (1971), pp. 127 – 134.
- [37] K. Okada, M. Ono, T. Tomimura, T. Okuma, H. Konno, and S. Ohtani, Design and heat transfer characteristics of a new plate heat exchanger, *Heat Transfer Japanese Research* 1 (1972), pp. 90 – 95.
- [38] A. Maslov, and L. Kovalenko, Hydraulic resistance and heat transfer in plate heat exchangers, *Molochnaya Promyshlennost* 10 (1972), pp. 20 – 22.
- [39] D. F. Clark, Plate heat exchanger design and recent developments, *The Chemical Engineer* 285 (1974), pp. 275 – 279.
- [40] A. Cooper, Recover more heat with plate heat exchangers, *The Chemical Engineer* (1974), pp. 280 – 285.
- [41] A. A. Chagal Vaie, The performance of plate heat exchanger, Ph.D. Thesis, University of Bradford, Bradford, UK (1975).
- [42] G. Rosenblad, and A. Kullendroff, Estimating heat transfer from mass transfer studies on plate heat exchanger surfaces, *Warme-und stoffubertragung* 8 (1975), pp. 187 – 191.
- [43] M. M. Amooie-Foomeny, Flow distribution in plate heat exchanger, Ph.D. Thesis, University of Bradford, Bradford, UK (1975).
- [44] Marriott, J., Performance of an alfaflex plate heat exchangers, *Chemical Engineering Progress* 73 (1977), pp. 73 – 78.
- [45] W. W. Focke, J. Zacharides, and I. Oliver, The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28 (1985), pp. 1469 – 1479.
- [46] J. C. Leuliet, J. F. Mangonnat, and M. Laiande, Flow and heat transfer in plate heat exchangers treating viscous Newtonian and pseudoplastic products. 1. Modeling the variations of the hydraulic diameter, *Canadian Journal of Chemical Engineering* 68 (1990), pp. 220 – 229.
- [47] D. Chisholm, and A. S. Wanniarachchi, Maldistribution in single-pass mixed-channel plate heat exchangers, *Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, HTD – Vol. 201, ASME, New York* (1992), pp. 95 – 99.
- [48] W. Roetzel, S. K. Das, and X. Luo, Measurement of the heat transfer coefficient in plate heat exchangers using a temperature oscillation technique, *International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37* (1994), suppl. 1, pp. 325 – 331.
- [49] A. C. Talik, L. S. Fletcher, N. K. Anand, and L.W. Swanson, Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger, *Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 4, ASME, New York* (1995), pp. 321 – 329.
- [50] A. C. Talik, L. S. Fletcher, N. K. Anand, and L. W. Swanson, Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using a propylene-glycol/water mixture as the working fluid, *30th National Heat Transfer Conference, Vol. 12, HTD Vol. 314, ASME, New York* (1995), pp. 83 – 88.
- [51] R. L. Burden, J. D. Faires, *Numerical Analysis, 7th. ed., Brooks/Cole, USA, 2001.*

- [52] Metwally, H. M., & Manglik, R. M., Computational modelling of enhanced laminar flow heat transfer in viscoplastic fluids in corrugated-plate channels. In: Proceedings ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, New Orleans, Louisiana (2002), pp. 1-8.
- [53] Wang, L., Sundén, B., & Manglik, R.M., Plate heat exchangers: design, applications and performance, WIT Press, Southampton, UK (2007), pp. 28-38, 111-141.
- [54] Carman, P.C., Fluid flow through granular beds. Transactions of the Institution of Chemical Engineers 15 (1937), pp. 150-166.
- [55] Charre, O., Jurkowski, R., Bailly, A., Meziani, S., & Altazin, M.. General Model for plate heat exchanger performance prediction. Journal of Enhanced Heat Transfer 9 (2002), 181-186.

Anexos

Anexo 1 – Resultados numéricos para a pressão

Neste anexo apresentam-se perfis de pressão para o mesmo caudal e, conseqüentemente, para a mesma velocidade média (Equação (8)).

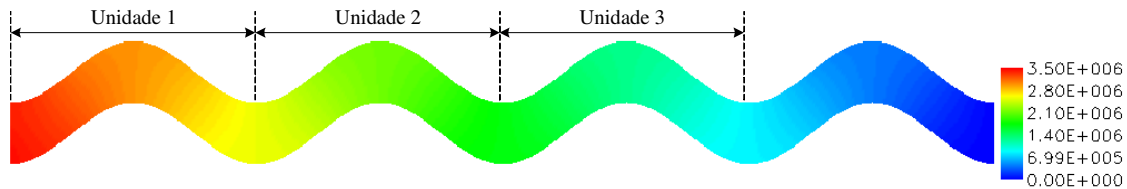


Figura 23 - Perfil de pressão para $n = 1$, $\gamma = 0.5$ ($p_x = 10\text{mm}$).



Figura 24 - Perfil de pressão para $n = 0.4$, $\gamma = 0.5$ ($p_x = 10\text{mm}$).

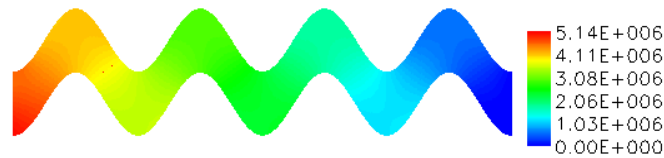


Figura 25 - Perfil de pressão para $n = 1$, $\gamma = 1$ ($p_x = 5\text{mm}$).

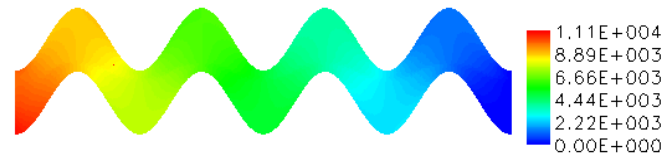


Figura 26 - Perfil de pressão para $n = 0.4$, $\gamma = 1$ ($p_x = 5\text{mm}$).

Nas Figuras 22 a 26 pode observar-se que a pseudoplasticidade (isto é, transição de $n = 1$ para $n = 0.4$) conduz ao decréscimo da queda de pressão em cada canal. Nas referidas figuras, pode ainda observar-se que a queda de pressão decresce com o decréscimo de γ . De realçar que o canal com $\gamma = 1$ dá origem a maiores quedas de pressão, apesar de possuir metade do comprimento do canal com $\gamma = 0.5$. Assim, para melhor comparação das quedas de pressão originadas ao longo dos diferentes canais, apresenta-se na Tabela 4 a razão entre a queda de pressão em cada unidade periódica e o comprimento de cada unidade periódica (ver Figura 23).

Tabela 4 – Valores numéricos de $\Delta P/p_x$ para dois canais distintos e dois índices de fluxo diferentes.

γ	n	$\Delta P/p_x$ (Pa m ⁻¹)		
		Unidade 1	Unidade 2	Unidade 3
0.5	1	8.65×10^7	8.59×10^7	8.59×10^7
	0.4	2.55×10^5	2.53×10^5	2.53×10^5
1	1	2.57×10^8	2.38×10^8	2.38×10^8
	0.4	5.51×10^5	5.12×10^5	5.12×10^5

Na tabela acima, pode ainda observar-se que as quedas de pressão são iguais na 2^a e 3^a unidades periódicas, isto é, atingem-se escoamentos completamente desenvolvidos hidraulicamente nas referidas unidades periódicas, tendo o mesmo acontecido para todos os canais estudados.

Anexo 2 – Ficheiro de listagem de resultados do POLYFLOW®

A título ilustrativo, apresenta-se neste anexo o ficheiro de listagem de resultados para $n = 0.4$, $\gamma = 0.5$ e $M_v = 1.75 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$.

Startup file is c:\fluent.inc\polyflow3.10.0\ntx86/.p3rc

Polyflow running on CC2 with 1 processor
Arguments of Polyflow :

```
PPPPPP  OOOOO  LL  YY  YY  FFFFFFFF LL  OOOOO  WW  WW
PP  PP  OO  OO  LL  YY  YY  FF  LL  OO  OO  WW  WW
PP  PP  OO  OO  LL  YY  YY  FF  LL  OO  OO  WW  WW
PPPPPP  OO  OO  LL  YY  YY  FFFFFF  LL  OO  OO  WW  WW
PP  OO  OO  LL  YYYY  FF  LL  OO  OO  WW  W  WW
PP  OO  OO  LL  YY  FF  LL  OO  OO  WW  W  WW
PP  OO  OO  LL  YY  FF  LL  OO  OO  WWW  WWW
PP  OOOOO  LLLLLLLL  YY  FF  LLLLLLLL  OOOOO  WW  WW
```

```
*****
*
* Polyflow s.a.
* Avenue Pasteur, 4
* B-1300 WAVRE
* BELGIUM
*
* TEL : 32-(0)10-452861
* FAX : 32-(0)10-453009
*
* URL : www.fluent.com
* www.polyflow.be
*
* Users Services Center :
* www.fluentusers.com
*
*****
```

```
*****
*
* Version 3.10. 0
*
*
*****
```



```

*****
*                                     *
*           TOPO                       *
*                                     *
*****

```

root mesh

```

Space Dim.      :           2
Num. of faces   :          11400
Num. of segm.   :          23281
Num. of nodes   :          11882

```

```

*****
*                                     *
*           PROBLEMS                   *
*                                     *
*****

```

Stream function

```

Support         :           S1.
Coordinates     :      COORDINATES
Input Fields    :      VELOCITIES
Output Fields   :  STREAM FUNCTION

```

Navier-Stokes 2D

```

Support         :           S1.
Coordinates     :      COORDINATES
Input Fields    :      -
Output Fields   :      VELOCITIES
                  PRESSURE

```

Navier-Stokes 2D and 2D 1/2
isothermal flow problem
generalized newtonian fluid
plane geometry

no streamline upwinding in momentum equation
picard iteration for viscosity law

viscosity function : $\text{visc} = F(g)$

shear-rate dependence of the viscosity : $F(g)$

viscosity law : power law :

$F(g) = \text{fac} * (\text{tnat}*g)^{(\text{expo}-1)}$

fac = 3.65000E+00 , tnat = 1.00000E+00

expo = 4.00000E-01

specific mass : $\text{ro} = 1.04300\text{E}+03$

gravity field neglected

inertia terms neglected in momentum equation

compressibility neglected

Inflow

Support : (S1*B1).
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : Flow rate
Output Fields : VELOCITIES
Grad P

Navier-Stokes 1D and 1D 1/2
isothermal flow problem
generalized newtonian fluid
plane geometry

no streamline upwinding in momentum equation
picard iteration for viscosity law

viscosity function : $\text{visc} = F(g)$

shear-rate dependence of the viscosity : $F(g)$

viscosity law : power law :

$F(g) = \text{fac} * (\text{tnat}*g)^{(\text{expo}-1)}$

fac = 3.65000E+00 , tnat = 1.00000E+00

expo = 4.00000E-01

specific mass : $\text{ro} = 1.04300\text{E}+03$

Flow Rate

Support : (S1*B1).
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : VELOCITIES
Output Fields : FLOW_RATE

algebraic post-processor 1D
the flow rate through the current boundary part is obtained
from the integration of the velocity field
plane geometry

Flow Rate

Support : (S1*B2).
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : VELOCITIES
Output Fields : FLOW_RATE

algebraic post-processor 1D
the flow rate through the current boundary part is obtained
from the integration of the velocity field
plane geometry

Flow Rate

Support : (S1*B3).
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : VELOCITIES
Output Fields : FLOW_RATE

algebraic post-processor 1D
the flow rate through the current boundary part is obtained
from the integration of the velocity field
plane geometry

Viscosity

Support : S1.
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : VELOCITIES
Output Fields : VISCOSITY

algebraic post-processor 2D and 2D 1/2
the mean least square technique is applied for computing
the viscosity $\mu(g,t)$

plane geometry

viscosity function : $\text{visc} = F(g)$

shear-rate dependence of the viscosity : $F(g)$
viscosity law : power law :
 $F(g) = \text{fac} * (\text{tnat}*g)^{(\text{expo}-1)}$
fac = 3.65000E+00 , tnat = 1.00000E+00
expo = 4.00000E-01

Shear rate

Support : S1.
Coordinates : COORDINATES
Input Fields : VELOCITIES
Output Fields :LOCAL SHEAR-RATE

algebraic post-processor 2D and 2D 1/2
the mean least square technique is applied for computing
the local shear rate ' $\gamma\text{-dot}$ '

plane geometry

* SOLVERS *

Solver : Preprocessors

Convergence assumed : Rel. var. LT 0.1000000E-03

Solver : F.E.M. Task 1

Convergence assumed : Rel. var. LT 0.1000000E-03

Solver : Local shear rate

Solver : Postprocessors

Convergence assumed : Rel. var. LT 0.1000000E+09

Flow rates

Flow rate = -0.1749800E-01 on (S1*B1).
Flow rate = 0.1749800E-01 on (S1*B2).
Flow rate = 0.0000000E+00 on (S1*B3).

Solver : Postprocessors

Memory information :

Total Memory requirement	:	187. Mbytes
Memory requirement for buffering	:	63. Mbytes
Memory requirement for active matrices	:	4. Mbytes

Cost information :

Maximum elimination cost : 6027. * 1E+06 floating operations

Time information :

CPU time	:	511.4 sec.
Elapsed time	:	511.0 sec.

Stop. Normal end of Polyflow

Polyflow running on CC2 with 1 processor

Arguments of Polyflow :

```
*****  
* Summary of the simulation *  
*****
```

The computation succeeded.

Anexo 3 – Comunicação efectuada na sequência deste trabalho

FINITE-ELEMENT SOLUTIONS FOR LAMINAR FLOW IN SINUSOIDAL CORRUGATED-PLATE CHANNELS

Jorge V. Pinheiro ⁽¹⁾, Carla S. Fernandes ⁽²⁾, Ricardo P. Dias ^{(1), (3)}, João M. Nóbrega ⁽⁴⁾, João M. Maia ⁽⁴⁾



(1) Instituto Politécnico de Bragança, Escola Superior de Tecnologia e de Gestão, Departamento de Tecnologia Química e Biológica, Bragança, Portugal

(2) Instituto Politécnico de Bragança, Escola Superior de Tecnologia e de Gestão, Departamento de Matemática, Bragança, Portugal

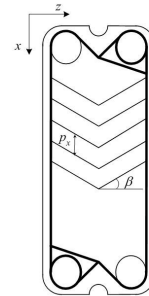
(3) Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia, CEFT – Centro de Estudos de Fenómenos de Transporte, Porto, Portugal

(4) Universidade do Minho, Departamento de Polímeros, IPC – Institute for Polymers and Composites, Guimarães, Portugal



INTRODUCTION

Analytical, numerical or experimental results for laminar flow in complex duct geometries are important for the design and application of compact heat exchangers. Chevron-type plate heat exchangers (PHEs) are commonly used in food, pharmaceutical, pulp and paper industry, offshore gas and oil applications, etc. In this work, fully developed laminar flows of Newtonian fluids in PHEs passages with a corrugation angle, β , of 0° , i.e., in sinusoidal wavy-plate channel, were numerically studied.



SINUSOIDAL WAVY-PLATE CHANNEL

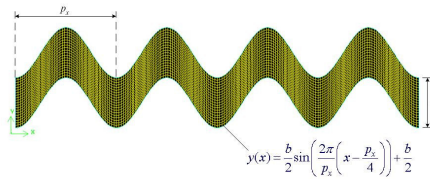


Plate width $\gg b \Rightarrow 2D$ channels

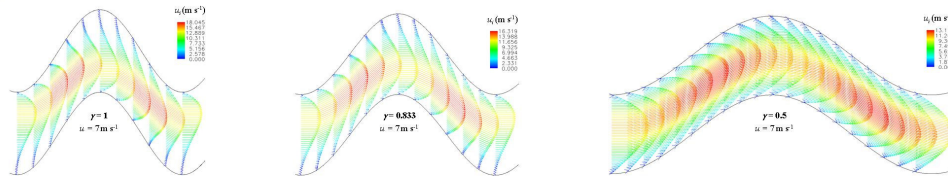
Hydraulic diameter: $D_H = 2b$

Channel aspect ratio: $\gamma = \frac{2b}{p_x}$

In the present work: $D_H = 5$ mm and $0 \leq \gamma \leq 1$

RESULTS

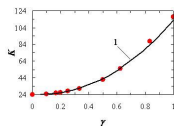
In the no-swirl flow regime, the surface geometry has no effect on the flow, and the fluid moves undisturbed through the passage, with no-recirculation, by simply adopting the wavy passage shape.



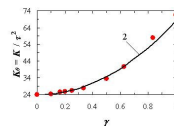
In the no-swirl flow regime, the Fanning friction factor, f , and the Reynolds number, Re , are related by the expression $fRe = K$, the coefficient K being related with the shape factor, K_0 , and the tortuosity coefficient, τ .

$$Re = \frac{\rho u D_H}{\eta} \quad f = \frac{\Delta P D_H}{2L \rho u^2} \quad \tau = \frac{u_i}{u} \quad K = K_0 \tau^2$$

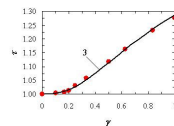
From the numerical calculations, it was possible to estimate the pressure drop in each of the consecutive modules (portion of the channel with length p_x) and, therefore, to compute the value of the coefficient K . Knowing the average interstitial velocity, u_i , the coefficient τ was determined. All the coefficients were modelled as functions of γ .



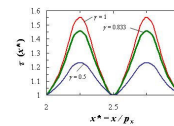
$$(1) K = 24(1 + 3.6943\gamma^{2.2107})$$



$$(2) K_0 = 24(1 + 1.8336\gamma^{2.0273})$$



$$(3) \tau = \left(\frac{1 + 3.6943\gamma^{2.2107}}{1 + 1.8336\gamma^{2.0273}} \right)^{0.5}$$



CONCLUDING REMARKS

In laminar regime, the hydraulic performance of PHEs can be easily modelled resorting to computer fluid dynamics techniques. Detailed information about the flow distribution can also be obtained.

The coefficient K and the average tortuosity coefficient increase with the increase of the channel aspect ratio, this dependence being also observed for the shape factor. The local value of τ reaches a minimum ($\tau=1$) at the inlet, outlet and middle of each consecutive module, the maximums being achieved at $1/4$ and $3/4$ of the length of each consecutive module.

Simulations with power-law fluids are in progress, in order to establish a single friction curve equation ($fRe = K$) for the flow of Newtonian and distinct power-law fluids in PHEs with $\beta = 0^\circ$ and different channel aspect ratios ($0 \leq \gamma \leq 1$).