



Caracterização Experimental da Transmissão de Calor em Escoamentos no Interior de Tubos Corrugados

Filipe Arruda Andrade

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientadores: Dra. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita
Prof. Helder Manuel Ferreira dos Santos

Júri

Presidente: Prof. Edgar Caetano Fernandes
Orientador: Dra. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita
Vogal: Prof. Miguel Abreu de Almeida Mendes

Novembro 2018

Agradecimentos

Este espaço é dedicado às pessoas que contribuíram para que conclísse esta importante etapa do meu percurso académico.

Em primeiro lugar, quero agradecer à Professora Ana Moita, na qualidade de orientadora, pela experiência e ensinamentos transmitidos, pelas sugestões e revisões de texto, e pelo apoio e orientação prestados ao longo do trabalho.

Ao Professor Hélder Santos, na qualidade de coorientador, agradeço a disponibilidade e apoio fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho, particularmente na revisão e na componente experimental.

Agradeço ao professor António Moreira pela recetividade no grupo de investigação e no projeto que permitiu desenvolver a presente dissertação.

Ao Artem Nikulin por todo apoio, supervisão e troca de ideias no desenvolvimento da instalação experimental e estudos experimentais.

Um especial obrigado a todos os colegas do laboratório que proporcionaram um bom ambiente de trabalho, nomeadamente, André Neves, Beatriz Marques, Fabrício Monteiro, Francisco Brás Monteiro, Frederico Jacinto, João Lameiras, João Xavier, Nuno Rocha, Pedro Pontes, Ricardo Cautela, Rui Araújo e Tiago Oliveira.

A todos os meus amigos pela amizade, companheirismo e bons momentos ao longo destes anos, um grande obrigado.

À minha família que esteve sempre presente e cujo contributo foi essencial para que este percurso se tornasse mais fácil.

À minha namorada, Catarina Cordeiro, pela dedicação, carinho, motivação e por estar sempre presente ao longo desta etapa.

Aos meus pais pelos valores que me inculcaram, apoio incondicional, incentivo e suporte emocional, sem o qual não teria conseguido concluir este trabalho e a quem quero dedicar esta conquista.

Por fim, ao Instituto Superior Técnico pela exigência e excelência de ensino fundamentais para um futuro profissional de sucesso.

Resumo

O presente trabalho considera a caracterização da perda de carga e transferência de calor para escoamento no interior de tubos lisos e tubos corrugados de passos ($p = 6 \text{ mm}$ e $p = 12 \text{ mm}$). Os tubos estudados apresentam diâmetro interno de 5.75 mm e um comprimento aquecido de 0.38 m. O fluido de trabalho utilizado foi água. Desenvolveu-se uma instalação experimental para reproduzir e validar medições de perdas de carga e transferência de calor em regime laminar, de transição e turbulento. O número de Reynolds variou entre 429 e 6212. O fluxo de calor imposto na parede dos tubos variou entre 5.5 kW/m² e 21.1 kW/m². O fator de atrito foi obtido para escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente. Em regime laminar, o número de Nusselt foi obtido para escoamento em desenvolvimento térmico e em regime turbulento para escoamento completamente desenvolvido termicamente. Os resultados experimentais obtidos para o fator de atrito e para o número de Nusselt, foram validados, para regime laminar e para regime turbulento, utilizando correlações disponíveis na literatura. Observou-se que o fator de atrito obtido para os tubos corrugados foi superior ao obtido com o tubo liso, sendo o fator de atrito do tubo corrugado de $p = 6 \text{ mm}$ superior ao de $p = 12 \text{ mm}$. Embora o número de Nusselt seja superior para o tubo de $p = 6 \text{ mm}$ em regime turbulento e de transição, em regime laminar, o tubo de $p = 12 \text{ mm}$ apresentou maior número de Nusselt. Para contornar algumas dificuldades encontradas demonstra-se aqui a utilidade da termografia como técnica de diagnóstico alternativa.

Palavras-chave: Escoamento Interno, Regime Transição, Tubos Corrugados, Fator de Atrito, Transmissão de Calor.

Abstract

The main purpose of this work is the characterization of pressure drop and heat transfer in internal flows in smooth and corrugated tubes ($p = 6 \text{ mm}$ e $p = 12 \text{ mm}$). The tubes have internal diameters of 5.75 mm and a heat length of 0.38 mm. The working fluid used was water. An experimental setup was developed to reproduce and validate experimental measurements of pressure drop and heat transfer in laminar, transitional and turbulent regime. The Reynolds number varied between 429 and 6212. The heat flux imposed on the wall of the smooth and corrugated tubes ranged from 5.5 kW/m² to 21.1 kW/m². The friction factor was obtained for hydrodynamically fully developed flow. In laminar regime, the Nusselt number was obtained for thermally developing flow and, in turbulent regime for thermally fully developed flow. The experimental results obtained for the friction factor and for the Nusselt number were validated for both regimes, laminar and turbulent, through correlations available in the literature. It was observed that the friction factor obtained for the corrugated tubes was higher than that obtained for the smooth tube, with the friction factor being higher for the $p = 6 \text{ mm}$ than for the $p = 12 \text{ mm}$. Although the Nusselt number is higher for the $p = 6 \text{ mm}$ tube in turbulent and transitional regime, in laminar regime the tube of $p = 12 \text{ mm}$ presented a higher Nusselt number. To overcome some of the difficulties encountered, the use of thermography as an alternative diagnostic technique is demonstrated here.

Keywords: Internal Flow, Transitional Regime, Corrugated Tubes, Friction Factor, Heat Transfer.

Índice

Índice	vi
Lista de Figuras	vii
Lista de Tabela	ix
Nomenclatura	x
Introdução.....	1
1.1 Contexto e motivação.....	1
1.2 Objetivos.....	4
1.3 Contribuição	5
1.4 Estrutura da dissertação.....	6
Revisão bibliográfica	7
2.1 escoamento interno em tubo liso	7
2.1.1 Perdas de carga	9
2.1.2 Transferência de calor	13
2.2 Tubo corrugado	19
Estudo experimental.....	23
3.1 Descrição da instalação experimental.....	23
3.2 Instrumentação.....	25
3.3 Procedimento experimental.....	32
3.4 Tratamento dos dados experimentais	35
3.5 Incertezas e a sua propagação	37
Análise e discussão de resultados	41
4.1 Avaliação do comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico	41
4.2 Avaliação de perdas térmicas	43
4.3 Análise de convecção.....	48
4.4 Validação da instalação experimental.....	48
4.4.1 Fator de atrito adiabático	48
4.4.2 Número de Nusselt.....	51
4.5 Análise das perdas de carga em escoamento adiabático em tubos corrugados	56
4.5.1 Fator de atrito adiabático	56
4.5.2 Fator de atrito diabático	59
4.6 Análise da transmissão de calor em tubos corrugados	61
4.7 Análise das perdas de carga e dos processos de transmissão de calor em simultâneo nos três tubos de teste.....	63
4.8 Análise qualitativa da transmissão de calor em tubos corrugados	65
Conclusão e propostas para trabalho futuro	69
5.1 Conclusão.....	69
5.2 Propostas de trabalho futuro	70
Referências Bibliográficas	73

Lista de Figuras

Fig. 1.1 – Tubos corrugados: a) exteriormente convexos e b) interiormente côncavos (adaptado de Dizaji <i>et al.</i> , 2015).....	3
Fig. 2.1 – Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica num tubo circular (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008).....	9
Fig. 2.2 – Desenvolvimento de uma camada limite térmica num tubo circular aquecido (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008).....	13
Fig. 2.3 – Variação axial do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo de um escoamento interno (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008).....	15
Fig. 2.4 – Variação axial da temperatura num processo de transferência de calor num tubo a fluxo de calor constante (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008).....	16
Fig. 2.5 – Volume de controlo para um escoamento interno num tubo (adaptado de Incropera <i>et al.</i> , 2008).....	16
Fig. 2.6 – Secção longitudinal de um tubo corrugado (adaptado de Vicente <i>et al.</i> , 2004a).....	19
Fig. 3.1 – Representação esquemática da montagem experimental: (1) Bomba hidráulica (2) Válvula (3) Válvula (4) Sensor de caudal (5) Secção de desenvolvimento (6) Secção de Teste (7) Válvula tipo esfera de ajuste fino (8) Sistema de mistura, aquecimento e refrigeração (9) Depósito de abastecimento.....	23
Fig. 3.2 – Representação esquemática da Secção de Teste, onde t1,t2,t3 e t4 representam os sensores de temperatura, DC representa a fonte de alimentação, ΔV o multímetro e dP2 o sensor diferencial de pressão.....	24
Fig. 3.3 – Representação dos tubos de teste. (a) Tubo liso. (b) Tubo corrugado ($p=12\text{mm}$). (c) Tubo corrugado ($p=6\text{mm}$).....	24
Fig. 3.4 – Bomba magnética de pás rotativas. Especificações: http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2016/08/HTP-Pompe-a-palette-a-trascinamento-magnetico.pdf	26
Fig. 3.5 – Conversor de frequência. Especificações: https://mobile.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId...cmd...pdf	26
Fig. 3.6 – Sensor de caudal mássico CORI-FLOW M15. Especificações: https://www.bronkhorst.com/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/	27
Fig. 3.7 – Sensor diferencial de pressão PX2300-10DI e PX2300-100DI. Especificações: https://www.omega.com/pressure/pdf/PX2300.pdf	27
Fig. 3.8 – Curva de calibração dos 6 sensores de temperatura instalados.....	28
Fig. 3.9 – Unidade de refrigeração. Especificações: http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488_1.pdf	29
Fig. 3.10 – Fonte de Alimentação DC. Especificações: http://www.volteq.com/volteq-power-supply-hy5050ex-50v-50a-over-voltage-over-current-protection-110v-input.html	29
Fig. 3.11 – Multímetro digital utilizado para medir a diferença de potencial na secção de teste. Especificações: https://www.tek.com/link-click-count?nid=72376&url=http%3A//download.tek.com/datasheet/Tektronix-DMM4020-Digital-Multimeter-Datasheet-6.pdf	30

Fig. 3.12 – Placa de aquisição DT9828. Especificações DAQ: https://www.mccdaq.com/pdfs/specs/DT9828-Datasheet.pdf	31
Fig. 3.13 – Sistema de aquisição de dados RIGOL. Especificações: http://beyondmeasure.rigoltech.com/acton/attachment/1579/f-04e2/0/-/-/-/file.pdf	31
Fig. 3.14 – Câmara térmica de infravermelhos de onda média (MWIR). Specifications: http://www.xenics.com/sites/default/files/leaflets/xb-014_05_onca-mwir-insb_scientific_lowres.pdf	31
Fig. 4.1 – Comprimento de entrada hidrodinâmico em função do número de Reynolds.....	42
Fig. 4.2 – Comprimento de entrada térmico em função do número de Reynolds.....	43
Fig. 4.3 – Fluxo de calor imposto na secção de teste em função do número de Reynolds para os três tubos estudados.....	45
Fig. 4.4 – Variação da diferença de temperatura entre a entrada e a saída da secção de teste em função do número de Reynolds, para os três tubos estudados.....	46
Fig. 4.5 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para cada um dos tubos de teste.....	48
Fig. 4.6 – Fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo liso na secção de teste.....	49
Fig. 4.7 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o tubo liso na secção de teste...51	51
Fig. 4.8 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds na secção de teste para regime laminar.....	52
Fig. 4.9 - Número de Nusselt em função do número de Reynolds na secção de teste para regime turbulento. Comparação dos resultados experimentais obtidos para tubo liso com os previstos pelas correlações disponíveis na literatura.....	54
Fig. 4.10 - Número de Nusselt local no tubo liso para $Re \approx 1650$ e $q_{imp} = 15 \text{ kW/m}^2$	55
Fig. 4.11 – Fator de atrito obtido em condições adiabáticas em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm.....	57
Fig. 4.12 – Aumento do fator de atrito em função do número de Reynolds, que os tubos corrugados proporcionam em relação ao tubo liso.....	58
Fig. 4.13 - Fator de atrito adiabático e diabático em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados.....	59
Fig. 4.14 – Viscosidade dinâmica obtida em condições de escoamento adiabático e diabático, em função do número de Reynolds, obtidas através dos ensaios com o tubo liso.....	60
Fig. 4.15 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados.....	61
Fig. 4.16 – Aumento número de Nusselt em função do número de Reynolds, que os tubos corrugados apresentam em relação ao tubo liso.....	62
Fig. 4.17 – Fatores j-Colburn em função do número de Reynolds obtido para cada um dos tubos de teste.....	64
Fig. 4.18 – Representação do escoamento nos dois tubos corrugados para diferente número de Reynolds.....	66
Fig. 5.1 – Representação de uma fita em espiral inserida no interior de um tubo.....	71

Lista de Tabela

Tabela 3.1 - Características dos tubos utilizados na secção de teste, sendo D o máximo diâmetro interno, D_e o diâmetro externo, L o comprimento total, p o passo helicoidal, e a altura da crista e ϕ o índice de severidade.	25
Tabela 3.2 - Equações de calibração de cada sensor de temperatura utilizado.	29
Tabela 3.3 - Características da Onca-MWIR-InSb.....	32
Tabela 3.4 - Incertezas das propriedades físicas utilizadas provenientes da literatura e das especificações da instrumentação utilizada.	39
Tabela 3.5 - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo liso.	39
Tabela 3.6 - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo corrugado com passo 6 mm.	40
Tabela 3.7 - Incertezas globais e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo corrugado com passo de 12 mm.....	40
Tabela 4.1 - Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo liso como tubo de teste.....	46
Tabela 4.2 - Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo corrugado com passo 6 mm como tubo de teste.	47
Tabela 4.3 - Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo corrugado com passo 12 mm como tubo de teste.	47
Tabela 4.4 - Desvios médios e máximos que os dados experimentais apresentam em relação e diferentes correlações disponíveis na literatura.	50
Tabela 4.5 - Desvios médios e máximos absolutos que os dados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações da literatura.	53
Tabela 4.6 - Desvios médios e máximos absolutos que os dados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações da literatura.	54
Tabela 4.7 - Desvios em percentagem e diferença de temperaturas verificada na comparação da correlação de Shah com números de Nusselt locais obtidos.	56
Tabela 4.8 - Aumento verificado pela reação do fator de atrito que cada tubo apresenta em relação ao outro.....	58

Nomenclatura

Símbolos

c_p	Calor específico a pressão constante [J/(kg.K)]
D	Máximo diâmetro interno [m]
e	Altura da crista [m]
f	Fator de atrito [-]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
Gr	Número de Grashof [-]
h	Coefficiente de transferência de calor [W/(m ² .K)]
I	Intensidade [A]
j	Fator j-Colburn [-]
k	Condutividade térmica [W/(m.K)]
L	Comprimento axial total [m]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
Nu	Número de Nusselt [-]
p	Pressão [Pa]
Pr	Número de Prandtl [-]
\dot{q}	Potência Térmica [W]
q''	Fluxo térmico [W/m ²]
r	Raio [m]
Ra	Número de Rayleigh [-]
Re	Número de Reynolds [-]
Ri	Número de Richardson [-]
\bar{T}	Temperatura média do fluido [°C]
U	Tensão [V]
V	Velocidade média do fluido [m/s]
x	Coordenada axial local [m]
x^*	Coordenada axial adimensional [-]

Símbolos gregos

β	Coefficiente de expansão térmica [K ⁻¹]
η	Eficiência Térmica [%]
ϕ	Índice de severidade [-]

ρ	Massa volúmica [kg/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]

Subscritos

<i>ap</i>	Aparente
<i>b</i>	Temperatura média do fluido
<i>cd, h</i>	Completamente desenvolvido hidrodinamicamente
<i>cd, t</i>	Completamente desenvolvido termicamente
<i>crit</i>	Crítico
<i>efet</i>	Efetivo
<i>h</i>	Hidráulico
<i>imp</i>	Imposto
<i>in</i>	Entrada
<i>out</i>	Saída
<i>s</i>	Superfície
<i>s, e</i>	Superfície exterior
<i>s, i</i>	Superfície interior

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contexto e motivação

O presente trabalho considera a caracterização experimental da perda de carga e transferência de calor no interior de tubos lisos e corrugados. Pretende-se obter dados experimentais para o fator de atrito e para o número de Nusselt em regime laminar, de transição e turbulento. Em termos de aplicação prática, os resultados obtidos no presente estudo deverão contribuir para o desenvolvimento de um permutador de calor que será utilizado num sistema de recuperação da energia térmica proveniente dos gases de escape, através de um ciclo de Rankine, num veículo automóvel. Para tirar o máximo de partido do sistema a implementar, é fundamental desenvolver um permutador de calor que seja o mais eficiente e compacto possível. Desta forma, o presente trabalho tem como objetivo contribuir para o desenvolvimento desse permutador de calor, através da caracterização experimental da perda de carga e transmissão de calor em escoamento monofásico no interior de um tubo liso e tubos corrugados, avaliando nestes últimos o potencial benefício de usar a corrugação para melhorar os processos de transmissão de calor no permutador.

Os permutadores de calor são muito utilizados em Engenharia para efetuar trocas de energia sob a forma de calor entre dois fluidos a temperaturas distintas, que se encontram delimitados por uma parede sólida. Existem diversas configurações possíveis para um permutador de calor, desde as mais simples tais como a configuração em paralelo e a configuração em contracorrente, até às mais complexas como a configuração em escoamento cruzado, a configuração de carcaça e tubos (*Shell-and-Tube*, na literatura Inglesa) e, por fim, os permutadores de calor compactos.

O permutador de calor que se pretende implementar é um permutador de carcaça e tubos de escoamento cruzado. Por questões de segurança, optou-se por utilizar água como fluido de trabalho a circular no interior dos tubos, enquanto que no exterior circulam os gases de escape. De acordo com Casella (2017), a água é um fluido que apresenta inúmeras vantagens em ser utilizada neste tipo de sistemas, uma vez que não envolve elevados custos, é um recurso abundante não nocivo ao ambiente, apresenta propriedades termofísicas elevadas (e.g. elevado calor específico) que beneficiam uma eficaz transferência de calor e reduzida viscosidade.

O principal objetivo de um permutador de calor é proporcionar uma maior transferência de calor sem que as perdas de carga sejam elevadas, uma vez que quanto maiores forem estas perdas, maior trabalho é exigido à bomba e, conseqüentemente, maiores são os custos de operação.

Num permutador de calor para recuperação de energia térmica dos gases de escape em veículos automóveis, a zona do pré-aquecedor corresponde a cerca de 70% do volume total do

permutador de calor. Na zona de pré-aquecimento, o escoamento ocorre em regime monofásico, no estado líquido. Dependendo das condições de operação, o escoamento no interior dos canais do permutador pode encontrar-se em regime laminar, de transição ou turbulento.

O regime laminar e turbulento têm sido estudados desde 1883. Porém, só a partir dos anos 90 é que se iniciaram os estudos em torno do regime de transição (Everts, 2014). Desde então, são ainda escassos os trabalhos de autores como Meyer e Ghajar que têm progredido no estudo do escoamento em regime de transição.

Assim, Ghajar e colaboradores foram os primeiros investigadores a estudar o modo como a geometria de entrada influenciava a transferência de calor e as perdas de carga em regime de transição (Everts, 2014). Ghajar e colaboradores estudaram maioritariamente escoamento completamente desenvolvido em condições de fluxo de calor imposto constante, utilizando misturas de etilenoglicol com elevado número de Prandtl (razão entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade térmica). Estes estudos permitiram verificar que a geometria de entrada influencia o valor do coeficiente de transferência de calor e, quanto mais suave fosse essa entrada e maior fosse o fluxo de calor imposto, maior o número de Reynolds para o qual ocorreria transição. Assim, através da alteração da geometria de entrada e do fluxo de calor imposto, é possível alterar o número de Reynolds para o qual a transição ocorre (Everts, 2014).

Apesar dos escassos trabalhos que ainda se encontram na literatura, caracterizando o escoamento no interior de tubos em regime de transição, muitos permutadores de calor operam neste regime (Meyer, 2014). De acordo com este autor, este é aliás um regime fundamental a explorar juntamente com o uso de tubos corrugados, para melhorar os processos de transferência de calor, dado que este regime permite um bom compromisso entre reduzida perda de carga e elevada taxa de transferência de calor. Esta tendência contrasta com a observada para regime laminar, onde apesar das perdas de carga serem reduzidas, os coeficientes de transferência de calor também são baixos (Meyer, 2014; Everts & Meyer, 2015) e com o regime turbulento onde, por sua vez, o coeficiente de transferência de calor é maior, mas as perdas de carga apresentam uma ordem de magnitude superior, em relação ao regime laminar, tornando-se numa desvantagem (Meyer, 2014; Everts & Meyer, 2015).

Em regime laminar, o coeficiente de transferência de calor é muito influenciado pelos efeitos do escoamento secundário (fenómeno que faz mover o fluido através de diferenças de massa volúmica causadas por diferenças de temperatura no próprio fluido), sendo esse efeito mais relevante, para fluxos de calor mais elevados como referido por Everts (2014). Por outro lado, em regime turbulento o coeficiente de transferência de calor não depende nem da região de entrada, nem do fluxo de calor imposto (Everts, 2014).

Uma das soluções para aumentar o coeficiente de transferência de calor e consequentemente a eficiência de permutadores de calor é utilizar tubos corrugados (Everts, 2014). A utilização de tubos corrugados em permutadores de calor do tipo carcaça e tubos tem permitido diminuir o tamanho e aumentar a eficiência dos próprios permutadores (Vicente *et al.*, 2004a; Vicente *et al.*, 2004b).

Como a corrugação dos tubos proporciona um aumento da turbulência e, conseqüentemente, uma melhor mistura do escoamento, é de esperar que o coeficiente de transferência de calor, h , aumente (Vicente *et al.*, 2004a; Vicente *et al.*, 2004b).

Os tubos corrugados têm sido utilizados em muitas aplicações industriais, nomeadamente em evaporadores, condensadores e radiadores (Vicente *et al.*, 2004a), uma vez que o aumento da perda de carga induzido pela corrugação é compensado pelo aumento do coeficiente de transferência de calor, e a produção de um tubo corrugado para além de ser pouco dispendiosa e simples, não necessita de mais material do que aquele que é usado no fabrico de tubos lisos (Vicente *et al.*, 2004b).

Como se verifica através da Fig. 1.1, existem dois tipos principais de tubos corrugados, os tubos corrugados exteriormente convexas; e os tubos corrugados interiormente côncavos (Dizaji *et al.*, 2015). O presente trabalho recorre a tubos corrugados côncavos no interior.

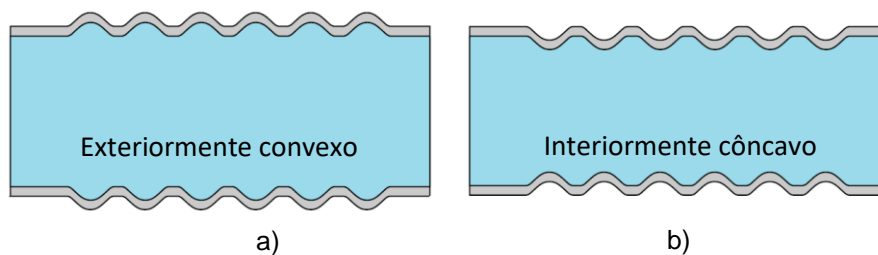


Fig. 1.1 – Tubos corrugados: a) exteriormente convexas e b) interiormente côncavos (adaptado de Dizaji *et al.*, 2015).

Alguns estudos (e.g., Rainieri e Pagliarini, e Vicente *et al.*) têm sido realizados para investigar as perdas de carga e os processos de transferência de calor em tubos corrugados para escoamento na horizontal. Rainieri e Pagliarini (2002) utilizaram etilenoglicol para investigar como se processa a transferência de calor na região de entrada de tubos corrugados com diferentes passos e para números de Reynolds entre 90 e 800. Estes autores concluíram que para $Re > 200$ a corrugação induz um *swirl* significativo no escoamento. Por outro lado, Vicente *et al.* (2004a) realizaram estudos, em regime laminar e em regime de transição, sobre os efeitos de perdas de carga adiabáticas e da transferência de calor em tubos corrugados e verificaram que a utilização de tubos corrugados implicou um aumento de 30% no coeficiente de transferência de calor e um aumento de 25% no fator de atrito adiabático.

1.2 Objetivos

No presente estudo pretende-se investigar a perda de carga e a transferência de calor para escoamento interior monofásico num tubo liso e em tubos corrugados com uma dimensão de passo distinta para regime laminar, transição e turbulento.

Este trabalho enquadra-se no objetivo final de desenvolver um permutador de calor, para ser integrado, num sistema de recuperação de energia térmica proveniente dos gases de escape de um veículo, com base num ciclo de Rankine. Neste contexto, a instalação experimental deverá permitir reproduzir condições de trabalho relevantes para a aplicação em estudo, tendo-se para isso adotado a instalação originalmente desenhada e construída por Ferreira (2016). Porém, a extensão para as condições de trabalho consideradas neste estudo requer um procedimento de validação dos resultados mais extensiva e rigorosa, que justifica as alterações significativas implementadas principalmente ao nível do equipamento usado. Pretende-se que os resultados aqui obtidos sejam úteis para o desenvolvimento do permutador. Porém, é objetivo secundário contribuir para descrever os mecanismos fluídicos e de transferência de calor que ocorrem nas condições particulares incluídas neste trabalho, nomeadamente a extensão ao escoamento no interior de tubos corrugados nos diversos regimes e em particular na transição laminar-turbulento, permitindo desenvolver, na etapa futura deste projeto, correlações que sejam válidas nestas condições.

1.3 Contribuição

O presente trabalho tem como objetivo analisar o escoamento com transmissão de calor e convecção forçada em tubos corrugados e lisos, contribuindo para o estudo de fenómenos de transporte (perda de carga e transmissão de calor). Os tubos serão posteriormente utilizados num permutador de calor de forma a recuperar a energia térmica dos gases de escape de veículos automóveis. Desta forma, é possível estudar experimentalmente as condições do escoamento características dos permutadores de calor, não só para aplicação em sistemas de recuperação de energia térmica em veículos, como também noutras áreas da indústria, como a aeroespacial e aeronáutica.

A instalação experimental utilizada permite estudar fenómenos hidrodinâmicos e térmicos num escoamento no interior de tubos corrugados e lisos em regime de transição, nos quais a camada limite térmica não se encontra desenvolvida – condições reais encontradas em permutadores de calor. Assim, espera-se que esta dissertação contribua para aprofundar o conhecimento sobre o escoamento no interior de tubos em condições de regime de transição, uma vez que este tema ainda é pouco estudado na literatura. No final, espera-se que os resultados experimentais obtidos e discutidos contribuam para desenvolver novas correlações válidas nas condições referidas.

No contexto das condições particulares de funcionamento de muitos permutadores de calor, como já foi referido, a instalação desenvolvida e os dados experimentais recolhidos neste trabalho contribuem para melhorar indiretamente a descrição destes escoamentos e permitir o desenvolvimento de novas correlações que sejam válidas nestas condições, contribuindo assim para o desenvolvimento de permutadores mais compactos e mais eficazes.

1.4 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos. No capítulo 1, nomeadamente no subcapítulo 1.1, é apresentado o contexto no qual este trabalho se insere, destacando a importância que os sistemas de recuperação de calor têm no aumento da eficiência de motores de combustão interna atualmente. No subcapítulo 1.2 encontram-se expostos os objetivos e, por fim, no subcapítulo 1.3 expõe-se a importância e a aplicabilidade prática do presente trabalho.

O segundo capítulo apresenta a revisão da literatura referente a escoamentos monofásicos no interior de tubos lisos e corrugados. Primeiramente, são revistos os processos de perdas de carga e de transferência de calor em escoamentos no interior de tubos lisos, e, posteriormente, é apresentado o estudo dos mesmos fenómenos em escoamentos no interior de tubos corrugados.

O capítulo 3 apresenta toda a descrição da configuração experimental, da instrumentação utilizada e de todas as calibrações efetuadas. Encontra-se também descrito neste capítulo, não só todo o procedimento experimental efetuado para obter os dados experimentais, como também o tratamento dos mesmos. Por último, é ainda apresentada a secção correspondente às incertezas das variáveis de interesse, tendo sido considerada a precisão inerente aos sensores e a propagação de erros para a medida e cálculo das mesmas.

No quarto capítulo são discutidos os resultados obtidos no estudo experimental, no qual é realizada uma avaliação do comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico, se avaliam as perdas térmicas, e se procede a uma análise do tipo de convecção e se valida a instalação experimental. O efeito da corrugação é avaliado usando dois tubos de passos distintos, inferindo-se a sua influência nas perdas de carga e nos processos de transferência de calor, por oposição aos resultados obtidos com o tubo liso. Adicionalmente, é apresentada uma análise qualitativa à transferência de calor através de uma câmara térmica de infravermelhos.

Por fim, no quinto capítulo são apresentadas as conclusões do presente estudo, as limitações do mesmo e propostas para futuros trabalhos e tópicos de investigação a serem desenvolvidos no seguimento deste trabalho.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

O presente capítulo aborda as várias terminologias e conceitos fundamentais necessários para a compreensão dos fenômenos que ocorrem em escoamentos internos, nomeadamente, perdas de carga e transferência de calor. É dado particular ênfase, no subcapítulo 2, ao efeito da corrugação dos tubos nas perdas de carga e nos fenômenos de transferência de calor, que foi relatado em trabalhos anteriores, consultados na bibliografia revista.

Para uma melhor compreensão destes conceitos, distinguem-se os diferentes regimes inerentes ao escoamento e os tipos de escoamento que esta apresenta – desenvolvido e em desenvolvimento. Para além disso, este capítulo revê correlações da literatura para descrever o fator de atrito e número de Nusselt para os diferentes regimes e tipos de escoamento.

2.1 Escoamento interno em tubo liso

Num escoamento interno, (e.g., escoamento no interior de um tubo), o fluido encontra-se completamente confinado por uma superfície sólida, podendo encontrar-se em regime laminar, regime de transição ou regime turbulento. De forma a identificar em que regime se encontra o escoamento, é utilizado o número adimensional de Reynolds (Re), que para um tubo circular é definido por:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (2.1)$$

onde \dot{m} é o caudal mássico que escoar no interior do tubo, D_h é o diâmetro hidráulico do tubo e μ a viscosidade dinâmica do fluido (Incropera *et al.*, 2008).

O regime de transição corresponde à região que separa a região de regime laminar da região de regime turbulento. A região de transição, é muitas vezes reduzida a um ponto, por se tratar de uma região complexa sobre a qual não existe ainda um conhecimento muito aprofundado. Esse ponto é comumente designado por Re de transição (Re_{tr}) ou ainda Re crítico (Re_{crit})¹ e, num escoamento interno completamente desenvolvido, tem o valor aproximado de $Re \approx 2300$, como será discutido posteriormente nesta secção. Para um Re acima desse valor, algumas gamas de frequências já não são amortecidas pelos efeitos viscosos, dando assim origem a turbulência. Logo, quanto maior for o Re maior turbulência é originada, sendo que o regime completamente turbulento apenas é atingido

¹Considerando a transição como um ponto, o Re_{tr} e Re_{crit} coincidem. O mesmo não se pode dizer se a transição for considerada como uma região, uma vez que Re_{crit} representa a fronteira entre a região onde todas as perturbações são amortecidas e a região onde existem perturbações amplificadas, e o Re_{tr} representa o limite a partir do qual se pode considerar regime turbulento.

tipicamente na ordem de $Re \approx 10^4$ (Incropera *et al.*, 2008). No caso de escoamentos internos a região de entrada e a rugosidade das paredes dos tubos têm uma grande influencia na transição (Brederode, 2014).

De acordo com Meyer e Olivier (2014), quanto mais suave for a entrada do tubo, mais tarde ocorre o regime de transição. Adicionalmente, os resultados indicam que para uma entrada em forma de boca de sino (*Bellmouth*) há um grande atraso na transição, que poderá ser atingida apenas para $Re \approx 7000$. Tam e Ghajar (1997) confirmam também que a entrada em *Bellmouth* atrasa a transição e referem ainda que uma entrada reentrante (*reentrant*) induz mais perturbações no escoamento, provocando um início de transição precoce. Assim, de forma a reduzir as perturbações que afetam o escoamento, não só é necessário ter em consideração o tipo de entrada, como também é importante que a rugosidade das paredes interiores do tubo seja a mínima possível.

Para uma melhor compreensão do que se segue é essencial entender os conceitos de convecção forçada e convecção natural. A convecção forçada ocorre quando o escoamento do fluido é provocado por meios externos, como por exemplo uma bomba hidráulica, enquanto que a convecção natural existe se o escoamento for provocado por forças de impulsão provenientes de um gradiente de massa volúmica provocado por variações de temperatura que atuam no fluido (Incropera *et al.*, 2008).

Assim, ao impor um fluxo de calor na parede do tubo, e como o fluido bombeado que circula no interior está a uma temperatura inferior à temperatura da parede, ocorre transferência de calor por convecção forçada da parede para o fluido (Incropera *et al.*, 2008). No entanto, também ocorre convecção natural nesse mesmo escoamento, uma vez que o fluido que se encontra na vizinhança da parede do tubo está a uma maior temperatura e, conseqüentemente, apresenta uma menor massa volúmica comparativamente ao fluido que se encontra no centro do tubo. Desta forma, o fluido com maior massa volúmica desloca-se no sentido descendente enquanto que o fluido com menor massa volúmica se move ascendentemente, gerando assim vorticidade devido às forças de impulsão, que se denomina por escoamento secundário. No entanto, se no escoamento os efeitos de convecção natural e de convecção forçada coexistirem e forem comparáveis, considera-se a ocorrência da designada convecção mista (Incropera *et al.*, 2008).

Geralmente, em processos de transferência de calor, ocorre convecção mista na região de entrada de tubos horizontais, na qual o escoamento se encontra em regime laminar (Vicente *et al.*, 2004a). De acordo com Kakac *et al.* (1897, cit. por Ndenguma *et al.*, 2017), num escoamento interno num tubo concêntrico, a presença de convecção mista pode alterar o perfil de velocidades e de temperatura aumentando assim o coeficiente de transferência de calor. Mais recentemente, Vicente *et al.* (2004a) referem também que em escoamentos com convecção mista o coeficiente de transferência de calor é sempre superior ao que estava previsto.

Uma das formas de definir o tipo de convecção dominante num escoamento é calculando um número de Richardson, como sugerido recentemente por Ndenguma *et al.* (2017). O número de Richardson, Ri , depende do número de Reynolds e do número de Grashof, Gr , e representa a razão entre a impulsão e as tensões de corte no escoamento, sendo definido pela expressão:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.2)$$

Importa referir que, de um modo geral, em convecção natural o número de Grashof tem o mesmo papel que o número de Reynolds em convecção forçada, sendo definido pela razão entre as forças de impulsão e as forças viscosas que se exercem no fluido (Incropera *et al.*, 2008).

De acordo com Ndenguma *et al.* (2017): i) $Ri < 0.1$, convecção forçada; ii) $0.1 \leq Ri \leq 10$, convecção mista, regime para o qual a convecção forçada e a convecção natural coexistem; e, iii) $Ri > 10$, convecção natural.

2.1.1 Perdas de carga

Considerando que um escoamento em regime laminar com velocidade uniforme entra num tubo circular, à medida que o fluido progride, o perfil de velocidades vai-se aproximar cada vez mais de um perfil parabólico, como representado na Fig. 2.1. Isto, porque na vizinhança das paredes do tubo, o fluido perde velocidade devido a efeitos viscosos, enquanto no eixo do tubo a velocidade tem de aumentar por conservação de massa. Assim, na vizinhança entre o fluido e as paredes do tubo começa a desenvolver-se uma camada limite provocada por efeitos viscosos. Neste sentido, à medida que o fluido avança no tubo, os efeitos viscosos tornam-se cada vez mais predominantes e a espessura de camada limite cresce. No momento em que a espessura de camada limite atinge o eixo central do tubo o perfil de velocidades estabelece-se como um perfil parabólico² (Incropera *et al.*, 2008), muitas vezes referido como o perfil parabólico de Hagen-Poiseuille (Kandlikar, 2005). Diz-se então que se atingiu a região do escoamento completamente desenvolvida e todo o escoamento passa, a partir daí, a ser dominado por efeitos viscosos (Incropera *et al.*, 2008).

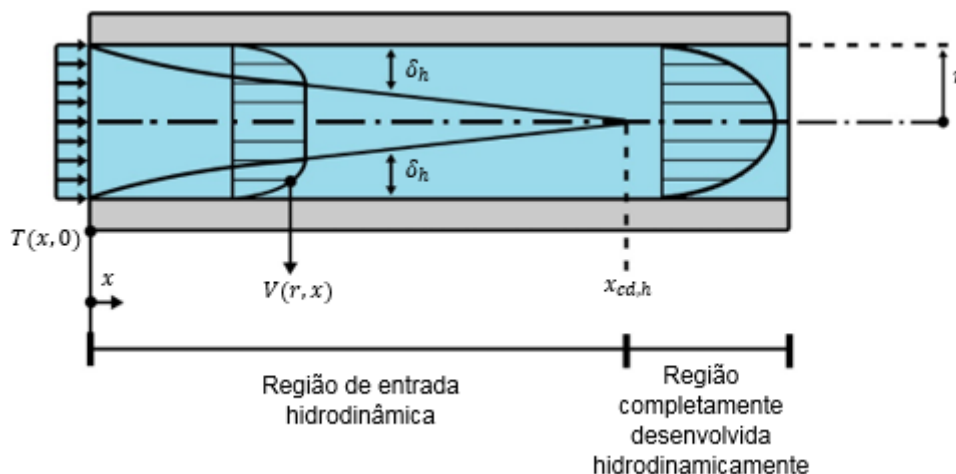


Fig. 2.1 - Desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica num tubo circular (adaptado de Incropera *et al.*, 2008).

² Num escoamento em regime laminar o perfil de velocidades é tipicamente parabólico, no entanto, em regime turbulento verifica-se um achatamento do mesmo.

A região de entrada hidrodinâmica corresponde à região que antecede a região do escoamento completamente desenvolvido, que é fundamental no estudo de escoamentos no interior de tubos circulares; daí a importância de conhecer o seu comprimento. Assim, para o cálculo do comprimento da região de entrada é necessário ter algumas considerações relativamente ao regime no qual o escoamento se encontra.

Segundo Langhaar (1942, cit. por Incropera *et al.*, 2008), para regime laminar ($Re \leq 2300$) em que o perfil de velocidade é aproximadamente uniforme à entrada do tubo, o comprimento da região de entrada pode ser calculado através da expressão:

$$\frac{x_{cd,h}}{D_h} \approx 0.05Re \quad (2.3)$$

onde $x_{cd,h}$ corresponde ao comprimento da região de entrada hidrodinâmica e D_h ao diâmetro hidráulico do tubo.

Por outro lado, de acordo com Kays e Crawford (1993, cit. por Incropera *et al.*, 2008), se não existir uma expressão genérica para o cálculo do comprimento de entrada em regime turbulento, é muito frequente utilizar-se a seguinte aproximação:

$$10 \lesssim \frac{x_{cd,h}}{D_h} \lesssim 60 \quad (2.4)$$

que é independente do Re , ao contrário da expressão apresentada para regime laminar.

O fator de atrito, também denominado por fator de atrito de Darcy-Weisbach, é o parâmetro adimensional que permite determinar a queda de pressão de um escoamento no interior de um tubo e é dado por:

$$f = \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right) D_h}{\frac{\rho V^2}{2}} \quad (2.5)$$

onde $\frac{dp}{dx}$ é a variação de pressão ao longo do tubo, ρ é a massa volúmica do fluido e V é a velocidade média do fluido (Incropera *et al.*, 2008).

Note-se que ao considerar o tubo finito de comprimento Δx em que o escoamento em regime laminar completamente desenvolvido percorre o interior do tubo na direção axial, $\frac{dp}{dx}$ passa a ser constante e a Equação (2.5) pode ser apresentada na forma:

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta x}\right) D_h}{\frac{\rho V^2}{2}} \quad (2.6)$$

podendo se reduzir ainda à ilustre equação de Hagen-Poiseuille (Incropera *et al.*, 2008):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.7)$$

Segundo Kandlikar (2005), na região onde o escoamento em regime laminar se encontra em desenvolvimento, não seria correto apenas considerar os efeitos de fricção para o cálculo da perda de carga ao longo do tubo, uma vez que assim estaríamos a desprezar os efeitos da região de entrada que, como já foi referido, influenciam o escoamento. Desta forma, para contabilizar estes dois efeitos utiliza-se um fator de atrito aparente, f_{ap} , que representa uma média do fator de atrito calculada entre a entrada e um determinado ponto x do tubo (Kandlikar, 2005). Assim, a perda de carga desde a entrada até um determinado ponto x num tubo com diâmetro hidráulico D_h pode ser calculada através de:

$$\Delta p = \frac{f_{app}\rho V^2 x}{2D_h} \quad (2.8)$$

Segundo Kandlikar (2005), um incremento de perda de carga, $K(x)$, que assenta na diferença entre o fator de atrito aparente de um comprimento x do tubo, f_{ap} , e o fator de atrito calculado numa região onde o escoamento está completamente desenvolvido, f , pode ser escrito da seguinte forma:

$$K(x) = \frac{(f_{ap} - f)x}{D_h} \quad (2.9)$$

Por sua vez, através das equações (2.7) e (2.8) é possível obter uma expressão para calcular a perda de carga ao longo do tubo em função de $K(x)$, que é dada da seguinte forma:

$$\Delta p = \frac{fRe\mu Vx}{2D_h^2} + K(x)\frac{\rho V^2}{2} \quad (2.10)$$

Para escoamento completamente desenvolvido, $K(x)$ passa a ser independente da coordenada axial e designa-se por fator de Hagenbach, $K(\infty)$ (Shah & London, 2014).

Segundo as equações de Navier-Stokes, para baixos Re , $K(\infty) = f(Re)$. Chen (1972, cit. por Shah & London, 2014) propôs então a seguinte expressão que permite calcular $K(\infty)$ para um tubo circular:

$$K(\infty) = 1.20 + \frac{38}{Re} \quad (2.11)$$

Uma correlação desenvolvida por Shah (1978, cit. por Shah & London, 2014) permite determinar para um tubo circular o f_{ap} , não só na região de entrada, mas também na região onde o escoamento se encontra completamente desenvolvido. Esta correlação é dada por:

$$f_{ap} = \frac{4}{Re} \left(\frac{3.44}{(x^*)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1.25/4x^* + 16 - 3.44/(x^*)^{\frac{1}{2}}}{1 + 0.00021(x^*)^{-2}} \right) \quad (2.12)$$

onde x^* é a coordenada axial alinhada com o escoamento em termos adimensionais dada por:

$$x^* = \frac{1}{Re} \frac{x}{D_h} \quad (2.13)$$

Tam *et al.* (2013) desenvolveram, para as condições de $799 < Re < 2240$ e $3 < \frac{x}{D_h} < 200$, uma correlação para o cálculo de f_{ap} , dada por:

$$f_{ap} = \frac{4}{Re} \left(16 + \frac{0.00314}{0.00004836 + 0.0609(x^*)^{1.28}} \right) \quad (2.14)$$

A equação (2.14), para as condições referidas, garante uma melhor precisão quando comparada com a equação (2.12) proposta por Shah (Tam *et al.*, 2013).

No presente trabalho como não existiu uma diferença significativa entre os resultados experimentais obtidos e os valores apresentados na literatura que justificasse a aplicação de uma correção, o fator de atrito aparente não foi utilizado.

Devido à sua maior complexidade, os escoamentos em regime turbulento tornam-se de difícil análise, sendo necessário recorrer a correlações empíricas para calcular o fator de atrito. Importa ainda referir que o fator de atrito não depende única e exclusivamente de Re , pois a rugosidade inerente às paredes do tubo também influencia o fator de atrito (Incropera *et al.*, 2008). Assim, é importante ter em conta que quanto mais rugosa for a parede do tubo, maior será o fator de atrito.

Uma das correlações mais utilizadas para prever a variação do fator de atrito em tubos de superfícies lisas, para $Re \lesssim 2 \times 10^4$, é conhecida como a equação de Blasius e pode ser escrita da seguinte forma (Incropera *et al.*, 2008):

$$f = 0.316 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (2.15)$$

Outra importante correlação para tubos com superfícies lisas é a correlação de Petukhov, concebida para um intervalo de $3 \times 10^3 \lesssim Re_D \lesssim 5 \times 10^6$ (Incropera *et al.*, 2008):

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (2.16)$$

De acordo com Meyer (2014), não há ainda muito trabalho desenvolvido em regime de transição. No entanto, como já foi apresentado na introdução, este regime é extremamente importante em aplicações industriais com permutadores, particularmente com tubos corrugados.

Na literatura são descritas várias correlações válidas para descrever o comportamento do escoamento em regime laminar e turbulento. Relativamente ao regime de transição, existem algumas correlações para tipos de geometria de entrada reentrante e entrada em borda viva (*squared-edge*), no entanto, para o tipo de entrada implementado neste trabalho as correlações são escassas. Uma vez que o objetivo deste trabalho não considera o estudo destas diferentes geometrias de entrada, apenas será apresentada uma correlação que se enquadra com as condições usadas neste trabalho.

Hrycak e Andruskhiw (1974, cit. por Tam *et al.*, 2013) desenvolveram uma correlação para descrever o comportamento de um escoamento completamente desenvolvido em regime de transição:

$$f = 4(-3.1 \times 10^{-3} + 7.125 \times 10^{-6}Re - 9.7 \times 10^{-10}Re^2) \quad (2.17)$$

sendo válida para $2100 < Re < 4500$.

2.1.2 Transferência de calor

Na secção anterior, introduziu-se um fenómeno hidrodinâmico inerente a escoamentos internos, nomeadamente a perda de carga adiabática e verificou-se como esta pode ser correlacionada em diferentes regimes do escoamento. Nesta secção, o objetivo passa por introduzir os fenómenos que ocorrem num escoamento interno, num tubo circular sujeito a trocas de calor com a vizinhança.

Considerando que um tubo circular é percorrido no seu interior por um escoamento que se encontra a temperatura uniforme e inferior à temperatura da superfície, a diferença de temperatura entre a superfície do tubo e o fluido dá origem ao fenómeno de transferência de calor por convecção que origina uma camada limite térmica, cuja espessura aumenta axialmente ao longo do tubo, Fig. 2.2. À semelhança do que foi mencionado anteriormente, na análise hidrodinâmica do escoamento é possível atingir uma região onde este se encontra completamente desenvolvido termicamente. Isto ocorre quando a temperatura à superfície do tubo é uniforme ou quando o fluxo térmico imposto na parede não varia ao longo do tempo (Incropera *et al.*, 2008). Importa ainda referir que neste caso, a diferença entre a temperatura de entrada e a temperatura do fluido aumenta com x .

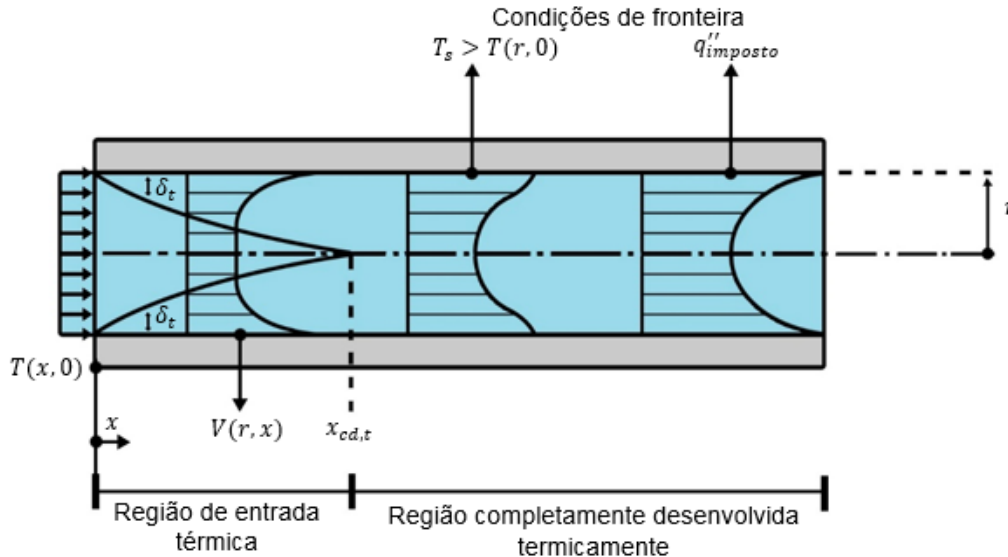


Fig. 2.2 - Desenvolvimento de uma camada limite térmica num tubo circular aquecido (adaptado de Incropera *et al.*, 2008).

Tal como na análise hidrodinâmica, a região que antecede a região térmica completamente desenvolvida tem o nome de região de entrada térmica em que o seu comprimento em regime laminar é dado por:

$$\frac{x_{cd,t}}{D_h} \approx 0.05 Re Pr \quad (2.18)$$

onde Pr é um parâmetro que relaciona a difusividade da quantidade de movimento (viscosidade cinemática) com a difusividade térmica do fluido (Kays & Crawford, 1993, cit. por Incropera *et al.*, 2008). Este parâmetro pode ser apresentado como:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.19)$$

Caso $Pr \approx 1$, a espessura de camada limite hidrodinâmica tem um desenvolvimento aproximadamente igual à espessura de camada limite térmica; enquanto que para o caso de $Pr > 1$, a espessura de camada limite hidrodinâmica desenvolve-se mais cedo que a espessura de camada limite térmica e, no caso de $Pr < 1$, a espessura de camada limite térmica desenvolve-se mais cedo que a espessura de camada limite hidrodinâmica. Note-se que para fluidos com $Pr \gtrsim 100$, onde $x_{cd,h} \lll x_{cd,t}$, é comum assumir um perfil de velocidades completamente desenvolvido ao longo da região de entrada térmica (Incropera *et al.*, 2008).

Em regime turbulento, o comprimento da região de entrada térmica é praticamente independente de Re e de Pr e, portanto, temos (Incropera *et al.*, 2008):

$$\frac{x_{cd,t}}{D_h} = 10 \quad (2.20)$$

Note-se que, na análise hidrodinâmica anteriormente referida, assim que o escoamento atinge o regime completamente desenvolvido num tubo de raio r , o perfil de velocidades $V(r)$ é estabelecido em forma de parábola e deixa de variar axialmente, podendo assim escrever-se $\frac{\delta V(r)}{\delta x} = 0$. Por outro lado, numa análise térmica com fluxo térmico imposto ou temperatura constante imposta na superfície do tubo, a temperatura média do fluido, \bar{T} , varia axialmente na região térmica completamente desenvolvida, podendo escrever-se $\frac{\delta \bar{T}}{\delta x} \neq 0$. Assim o perfil de temperaturas $T(r)$ está continuamente a variar na direção axial dando a percepção que nunca é atingida a condição de escoamento completamente desenvolvido (Incropera *et al.*, 2008). No entanto, adimensionalizando a diferença de temperatura $T_s(x) - T(r, x)$ por $T_s(x) - \bar{T}(x)$, onde T_s representa a temperatura da superfície do tubo e T a temperatura local do fluido, é possível abordar o problema com maior clareza. Deste modo, o perfil de temperatura $T(r)$ continua a variar axialmente, no entanto, a relação $\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - \bar{T}(x)}$ permanece constante ao longo de x (Kays & Crawford, 1993, cit. por Incropera *et al.*, 2008). Desta forma, se a condição $\frac{\delta}{\delta x} \left(\frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - \bar{T}(x)} \right)_{cd,t} = 0$ se verificar, diz-se que o escoamento se encontra completamente desenvolvido termicamente (Incropera *et al.*, 2008).

Como referido anteriormente, o quociente da diferença de temperatura não depende da componente axial x , o que implica que a derivada em ordem a r desse mesmo quociente também não depende de x (Incropera *et al.*, 2008). Assim, de acordo com Incropera *et al.* (2008), considerando a superfície do tubo e visto que $\frac{\delta}{\delta r} [T(x)] = 0$ temos:

$$\left(\frac{-\frac{\delta[T(r,x)]}{\delta x}}{T_s(x) - \bar{T}(x)} \right)_{r=r_s} \neq f(x) \quad (2.21)$$

Tendo em conta que a Lei de Fourier é dada por:

$$q_s'' = -k \frac{\delta T}{\delta y} \quad (2.22)$$

a Lei de arrefecimento de Newton é dada por:

$$q_s'' = h(T_s - \bar{T}) \quad (2.23)$$

e combinando as equações (2.21),(2.22) e (2.23), obtém-se:

$$\frac{h}{k} \neq f(x) \quad (2.24)$$

Assim, para um fluido com propriedades constantes, o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , não depende da componente axial na região onde o escoamento se encontra completamente desenvolvido termicamente (Incropera *et al.*, 2008).

Na região de entrada térmica, o coeficiente de transferência de calor, h , depende de x e varia conforme representado na Fig. 2.3. Como se pode verificar, h toma o seu valor máximo à entrada do tubo ($x = 0$), uma vez que a espessura de camada limite térmica aí é zero. À medida que a espessura de camada limite térmica aumenta, h diminui e, assim que é atingida a região completamente desenvolvida termicamente, h toma um valor constante ao longo de x (Incropera *et al.*, 2008).

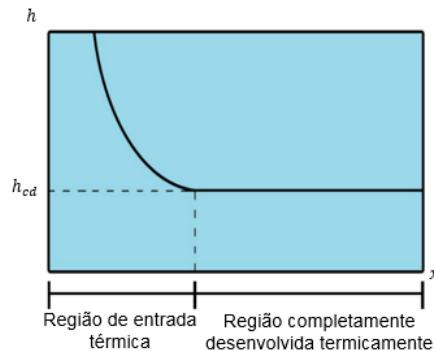


Fig. 2.3 - Variação axial do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo de um escoamento interno (adaptado de Incropera *et al.*, 2008).

Na análise de escoamentos internos, a temperatura média do fluido, \bar{T} , é um parâmetro muito importante, sendo fundamental entender como este varia axialmente no tubo para posteriormente calcular a taxa de transferência de calor, \dot{q} . Num caso de fluxo de calor imposto na superfície de um tubo, a temperatura média do fluido, \bar{T} , varia linearmente com x e conforme a expressão:

$$\bar{T}(x) = \bar{T}_{in} + \frac{q''_s \pi D_h}{\dot{m} c_p} x \quad (2.25)$$

onde \bar{T}_{in} é a temperatura média do fluido à entrada do tubo (Incropera *et al.*, 2008).

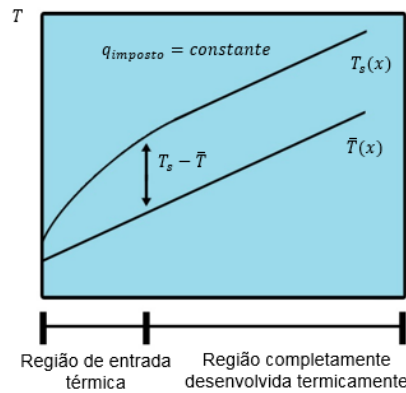


Fig. 2.4 - Variação axial da temperatura num processo de transferência de calor num tubo a fluxo de calor constante (adaptado de Incropera *et al.*, 2008).

Para além de \bar{T} variar com x , a diferença de temperaturas $T_s - \bar{T}$, presente na equação (2.23), também varia com x . Esta variação encontra-se representada na Fig. 2.4, que mostra que na região de entrada a diferença $T_s - \bar{T}$ começa por ser pequena, porque o h é máximo aí. Como a camada limite térmica começa a desenvolver-se, h diminui, o que faz aumentar $T_s - \bar{T}$. No entanto, assim que a região completamente desenvolvida termicamente é atingida, $T_s - \bar{T}$ deixa de depender de x e toma um valor constante porque h também não depende de x nessa região, tal como se pode ver na Fig. 2.3. Note-se que a equação (2.25) provem do balanço de energia realizado com base no volume de controlo, representado na Fig. 2.5, que integra o tubo, o escoamento do fluido de trabalho e o fluxo de calor imposto na superfície desse mesmo tubo (Incropera *et al.*, 2008).

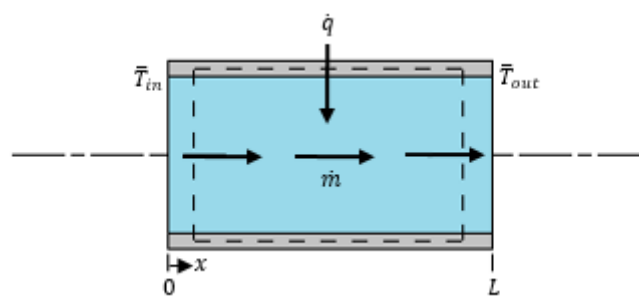


Fig. 2.5 – Volume de controlo para um escoamento interno num tubo (adaptado de Incropera *et al.*, 2008).

Este balanço de energia na sua forma mais simples é dado pela expressão geral:

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2.26)$$

e assume uma grande importância uma vez que relaciona \dot{q} , T_{out} e T_{in} , três importantes parâmetros (Incropera *et al.*, 2008). Este balanço de energia global pode ser aplicado independentemente das condições na superfície do tubo e no escoamento. No entanto, apresenta as seguintes imposições: a

dissipação viscosa deve ser desprezável; o fluido deve ser incompressível e a variação de pressão desprezável; e a transferência de calor na direção axial deve ser desprezável (Incropera *et al.*, 2008).

Na análise de transferência de calor em escoamento interno, um parâmetro adimensional muito importante é o número de Nusselt, Nu . Segundo Incropera *et al.* (2008), este traduz-se no quociente entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução que ocorrem no fluido e para tubos circulares apresenta-se na forma de:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.27)$$

O número de Nusselt também pode ser apresentado através de inúmeras correlações empíricas. No entanto, nesta secção serão apresentadas apenas as que são inerentes a escoamentos internos em tubos lisos circulares com uma superfície sujeita a um fluxo de calor uniforme. Em primeiro lugar serão apresentadas todas as correlações aplicáveis na região completamente desenvolvida para depois expor as que se aplicam à região de entrada (Incropera *et al.*, 2008).

Segundo Incropera *et al.* (2008), no caso de um escoamento em regime laminar completamente desenvolvido, o número de Nusselt local toma um valor aproximadamente constante:

$$Nu \approx 4.36 \quad (2.28)$$

Em regime turbulento a correlação de Gnielinski (1976, cit. por Incropera *et al.*, 2008):

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.29)$$

apresenta um erro associado de aproximadamente 10%, sendo válida para um intervalo $3000 \lesssim Re \lesssim 5 \times 10^6$ e $0.5 \lesssim Pr \lesssim 2000$. O fator de atrito, f , pode ser calculado através da equação (2.16), ou então através do Diagrama de Moody e as propriedades do fluido devem ser avaliadas para a temperatura média, \bar{T} (Incropera *et al.*, 2008).

Outra correlação que Gnielinski (1975, cit. por Zhang *et al.*, 2013) propõe para regime turbulento está representada em (2.30) e pode ser utilizada em condições em que $3000 \leq Re \leq 10^6$ e $1.5 \leq Pr \leq 500$.

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad (2.30)$$

No estudo realizado por Li e Xuan (2002), os autores apresentaram também uma correlação para regime turbulento, que para o caso em que o fluido de trabalho é água reduz-se a:

$$Nu = 0.0059Re^{0.9238}Pr^{0.4} \quad (2.31)$$

Esta correlação é válida para $2500 \lesssim Re \lesssim 25000$ e apresenta um erro de precisão de cerca de 8%.

Muitos investigadores nos últimos anos têm-se dedicado ao estudo do efeito da região de entrada no escoamento. Assim, apesar de existirem algumas correlações na literatura para a região de entrada, a maioria aplica-se a escoamentos sujeitos a aquecimento em que a temperatura permanece constante, o que não concorda com as condições adotadas no âmbito deste trabalho.

Ghajar e Tam (1994) propuseram uma correlação bastante abrangente que pode ser aplicada tanto na região de entrada como na região completamente desenvolvida do escoamento em regime laminar. A correlação é dada por:

$$Nu = 1.24 \left(\frac{RePrD_h}{x} + 0.024(GrPr)^{0.75} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right) \quad (2.32)$$

onde Gr representa o número adimensional de Grashof, μ_b a viscosidade dinâmica à temperatura média do fluido, e μ_s a viscosidade dinâmica à temperatura média da superfície do tubo. Segundo Ghajar e Tam (1994), a correlação (2.32) para ser aplicada requer que as seguintes condições se verifiquem: $3 < \frac{x}{D_h} < 192$; $280 < Re < 3800$; $40 < Pr < 160$; $1000 < Gr < 2.8 \times 10^4$ e $1.2 < \frac{\mu_b}{\mu_s} < 3.8$.

Outra correlação que pode ser aplicada em condições de escoamento em desenvolvimento térmico é a correlação de Petukhov (1967, Minakov *et al.*, 2015) dada por:

$$Nu = 1.55 \left(\frac{RePrD_h}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{-0.14} \quad (2.33)$$

Note-se que esta correlação apenas tem aplicabilidade em regime laminar (Minakov *et al.*, 2015).

Shah e London (1978, cit. por Utomo *et al.*, 2014) sugerem uma correlação para prever como varia o número de Nusselt local num escoamento de água, em regime laminar, sujeito a um fluxo de calor constante imposto na parede de um tubo:

$$Nu_x = \begin{cases} 1.302Gz(x)^{-\frac{1}{4}} - 1 & Gz(x) \leq 0.00005 \\ 1.302Gz(x)^{-\frac{1}{4}} - 0.5 & 0.00005 \leq Gz(x) \leq 0.0015 \\ 4.364 + 8.68(1000Gz(x))^{-0.506} & Gz(x) > 0.0015 \end{cases} \quad (2.34)$$

em que $Gz(x)$ é o número de Graetz local dado por:

$$Gz(x) = \frac{x}{RePrD_h} \quad (2.35)$$

A equação (2.34) é válida apenas para $500 \leq Re \leq 2000$ (Shah & London, 1978, cit. por Utomo *et al.*, 2014).

2.2 Tubo corrugado

Nos últimos 30 anos, tubos corrugados têm sido alvo de alguns estudos com o propósito de perceber como varia o fator de atrito e a transferência de calor em relação a tubos lisos convencionais (Vicente *et al.*, 2004a).

De forma a dar a conhecer este tema serão apresentados nesta secção alguns estudos realizados relativamente aos tubos corrugados.

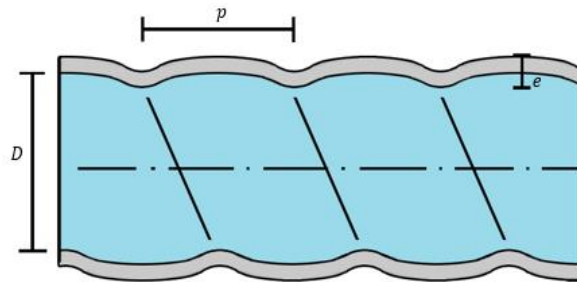


Fig. 2.6 – Secção longitudinal de um tubo corrugado (adaptado de Vicente *et al.*, 2004a).

Na Fig. 2.6 está representada a secção longitudinal de um tubo corrugado, onde p simboliza o passo helicoidal, e representa a altura da crista e D o diâmetro máximo do tubo. Com o objetivo de obter parâmetros que caracterizem a rugosidade de um tubo corrugado, é necessário definir uma altura e adimensional e um passo p adimensional. Assim vem, respetivamente $\frac{e}{D}$ e $\frac{p}{D}$. De modo a simplificar a análise, é possível combiná-los num único parâmetro para caracterizar a rugosidade do tubo, designado por índice de severidade (Vicente *et al.*, 2004a):

$$\phi = \frac{e^2}{pd} \quad (2.36)$$

Vicente *et al.* (2004a), realizaram ensaios com água e etilenoglicol em dez tubos corrugados em regime laminar e obtiveram uma correlação para o fator de atrito desde $200 < Re < 2000$:

$$f = 119.6\phi^{0.11}Re^{-0.97} \quad (2.37)$$

No desenvolvimento desta correlação, Vicente *et al.* (2004a) utilizaram tubos corrugados longos, onde apenas uma secção do tubo foi aquecida. Todos os tubos tinham um diâmetro máximo de 18 mm e o parâmetro $\frac{p}{d}$ variou entre 0.886 e 1.158. O trabalho de Vicente *et al.* (2004b) revela que em tubos corrugados, a transição de escoamento laminar para turbulento ocorre para Reynolds inferior ao que se verifica para o tubo liso. Vicente *et al.*, (2004b) verificaram ainda que o valor de Reynolds para o qual ocorre a transição é independente do passo helicoidal, $\frac{p}{d}$, dependendo apenas da altura da crista, $\frac{e}{d}$. Assim desenvolveram uma expressão para o Re_{crit} com 15% de precisão, dada por:

$$Re_{crit} = 2100 \left(1 + 1.18 \times 10^7 \left(\frac{e}{d} \right)^{3.8} \right)^{-0.1} \quad (2.38)$$

O estudo de Vicente *et al.* (2004b) evidencia que a transição de regime laminar para turbulento em tubo liso ocorre de forma mais abrupta do que em tubos corrugados. Vicente *et al.* (2004b) referem que as flutuações de pressão e intermitências que ocorrem para escoamento interno em tubos lisos, são amortecidas com a utilização de tubos corrugados, pelo facto de estes promoverem uma melhor mistura (*swirl*) do escoamento.

Vicente *et al.* (2004b) desenvolveram uma correlação para fator de atrito em condições adiabáticas, que apresenta bons resultados para tubos com índice de severidade pouco acentuada ($\phi < 10^{-3}$) e para condições de $2000 \lesssim Re \lesssim 8000$, dada por:

$$f = 6.12\phi^{0.46}Re^{-0.16} \quad (2.39)$$

Por outro lado, caso $\phi > 10^{-3}$ os autores recomendam que o fator de atrito, f , tome um valor constante avaliado a $Re = 8000$. Segundo Vicente *et al.* (2004b), a equação (2.39) apresenta uma elevada dependência de ϕ , uma vez que se verificou um aumento que se enquadra no intervalo entre 1.2 e 4, em relação à equação de Blasius (2.15).

Vicente *et al.* (2004b) estudaram a transferência de calor em regime turbulento para água e para etilenoglicol e propuseram a seguinte correlação:

$$Nu = 0.0344(Re - 1500)^{0.78}Pr^{0.37} \quad (2.40)$$

Os autores concluíram que quanto maior o número de Prandtl maior é a transferência de calor nos tubos corrugados. Para $Re < 10000$ os tubos com $\phi > 3 \times 10^{-3}$ apresentaram melhor desempenho, enquanto em $10000 < Re < 40000$, os tubos corrugados com corrugação intermédia ($1 \times 10^{-3} < \phi < 2 \times 10^{-3}$) apresentaram melhores resultados. Os autores também concluíram que tubos com $\phi < 10^{-3}$ não apresentam vantagens para aplicações práticas.

Assim, Vicente *et al.* (2004b) referem que a seleção dos tubos corrugados deve ser feita consoante a aplicação que se pretende, uma vez que tubos corrugados com maior ϕ têm um melhor desempenho em números de Reynolds reduzidos enquanto que para números de Reynolds superiores, tubos corrugados com $1.5 \times 10^{-3} < \phi < 2 \times 10^{-3}$, apresentaram melhores resultados. Os tubos corrugados usados no presente trabalho apresentam índices de severidade que assentam no caso $\phi > 3 \times 10^{-3}$ e, portanto, apresentam um elevado desempenho nos números de Reynolds que aqui foram estudados. Porém o desempenho tem ainda de ser caracterizado, dada a escassez de estudos neste tópico na literatura, particularmente com o tipo de corrugação usado no presente trabalho

Rainieri *et al.* (1996) estudaram o efeito da transferência de calor e o fator de atrito num escoamento interno em cinco configurações diferentes de tubos com corrugação helicoidal interior em regime laminar em fluxo de calor constante. Os diâmetros dos tubos variaram entre 16 mm e 18 mm, o passo helicoidal entre 10 mm e 18 mm e o índice de severidade entre 0.006 e 0.014. Os autores verificaram que a transição pode ocorrer em números de Reynolds inferiores a 2000 e devido a isso a transferência de calor aumenta consideravelmente.

Um estudo realizado por Rainieri e Pagliarini (2002) com tubos de 14 mm de diâmetro, passo helicoidal desde 16 mm a 64 mm e altura de crista 1.5 mm mostrou que tubos corrugados helicoidais para números de Reynolds não muito elevados ($Re \geq 200$), provocam *swirl* significativo, no entanto não se verifica um aumento da transferência de calor considerável. Os autores referem que relativamente à transmissão de calor em regime turbulento o efeito do passo helicoidal é aproximadamente desprezável e ainda referem que a colocação de uma secção de desenvolvimento que garanta escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente antes da secção de teste não tem efeitos significativos na transmissão de calor, mesmo a reduzidos números de Reynolds. Para além disso, observaram ainda que quanto maior o passo helicoidal maior será o número de Reynolds onde ocorre a transição.

Barba *et al.* (2002) estudaram o efeito da transferência de calor e do fator de atrito em tubos corrugados de diâmetro 14.5 mm, passo helicoidal de 11.5 mm e índice de severidade de 0.135, utilizando etilenoglicol como fluido de trabalho para $100 < Re < 800$. O autor propôs uma correlação para o fator de atrito que só depende do número de Reynolds e que descreve o fator de atrito obtido da seguinte forma:

$$f = 61.639Re^{-0.8602} \quad (2.41)$$

Segundo Incropera *et al.* (2008) o aumento da rugosidade da parede de um tubo provoca um aumento do fator de atrito, é também verificado um aumento do coeficiente de transferência de calor, no entanto se o fator de atrito para o tubo corrugado for quatro ou mais vezes superior ao valor do fator de atrito para tubo liso, o coeficiente de transferência de calor deixa de variar significativamente.

Pethkool *et al.* (2011) estudaram tubos corrugados com passo helicoidal de 4.5, 5.5 e 6.5 mm, com diâmetro interno de 26 mm, e ao contrário do que foi verificado por Vicente *et al.* (2004a, 2004b), os autores verificaram que quanto maior o passo helicoidal e a altura da crista, maior foi o número de Nusselt.

Como se pode verificar, ainda não existe um consenso nos estudos acerca de tubos corrugados, uma vez que muitos autores apresentam resultados para o fator de atrito que apenas dependem do número de Reynolds e outros autores afirmam que há também uma dependência do índice de severidade. Além do mais, no estudo de Vicente *et al.* (2004b) a transferência de calor observada sugere a existência de tubos corrugados otimizados para uma dada gama de números de Reynolds, que ao saírem dessa gama pioram o seu desempenho em relação a outros tubos. Assim, torna-se importante a realização de mais estudos nesta área, principalmente em regime laminar e de transição, uma vez que a literatura disponível é reduzida.

Capítulo 3

Estudo experimental

O presente capítulo apresenta uma descrição detalhada da instalação experimental e respetiva instrumentação utilizada. Posteriormente é descrito o procedimento experimental realizado e todos os métodos utilizados no tratamento dos dados experimentais obtidos. Por fim, é apresentado o método utilizado para calcular as incertezas dos parâmetros obtidos.

3.1 Descrição da instalação experimental

A configuração experimental inicialmente implementada baseou-se no trabalho de Ferreira (2016), tendo-se optado, mediante a exigência de precisão requerida nas medidas para abranger as condições experimentais estudadas especificamente no presente trabalho, por adaptar a instalação utilizada em Nikulin e Moreira (2018), que dispunha de instrumentação mais adequada.

A instalação experimental e todos os seus componentes encontram-se representados na Fig. 3.1. Os símbolos T e dP referem-se, respetivamente, aos sensores de temperatura e aos sensores de pressão.

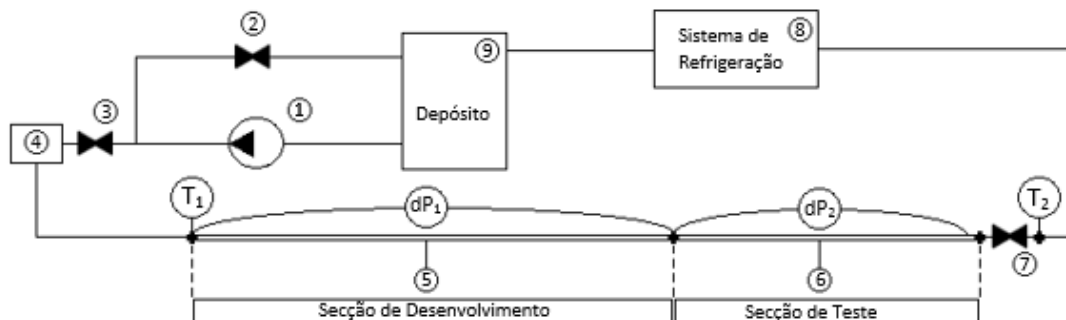


Fig. 3.1 – Representação esquemática da montagem experimental: (1) Bomba hidráulica (2) Válvula (3) Válvula (4) Sensor de caudal (5) Secção de desenvolvimento (6) Secção de Teste (7) Válvula tipo esfera de ajuste fino (8) Sistema de mistura, aquecimento e refrigeração (9) Depósito de abastecimento.

Nesta experiência recorre-se a uma bomba magnética de pás rotativas (1), através da qual a pressão do fluido de trabalho é elevada, obrigando-o assim a percorrer a instalação experimental. A bomba encontra-se conectada a um conversor de frequência que permite regular o caudal mássico debitado na instalação. A válvula (2) auxilia a regulação do caudal. Assim, quando aberta esta válvula obriga uma fração de caudal a recircular na direção do depósito de abastecimento (9) diminuindo assim a fração de caudal que percorre a restante parte da instalação. Deste modo, à medida que a válvula (2) é fechada, a fração de caudal recirculado diminui na direção do depósito e aumenta na restante parte da instalação. A jusante da bomba, o fluido atravessa um sensor de caudal de Coriolis (4), no qual é medido o caudal mássico, a massa volúmica e a temperatura a que o fluido se encontra. De seguida,

o fluido percorre a secção de desenvolvimento (5) composta por um tubo circular de aço inoxidável AISI 304 com um comprimento de 820 mm, um diâmetro interno de 5.75 mm e diâmetro externo de 6.5 mm. O comprimento do tubo foi definido de forma a assegurar que o escoamento no interior se encontra hidrodinamicamente desenvolvido antes de entrar na secção de teste (6). A secção de teste (6), representada na Fig. 3.2, encontra-se soldada à secção de desenvolvimento (5) e pode ser composta por um dos tubos de aço inoxidável AISI 304 identificados na Tabela 3.1.

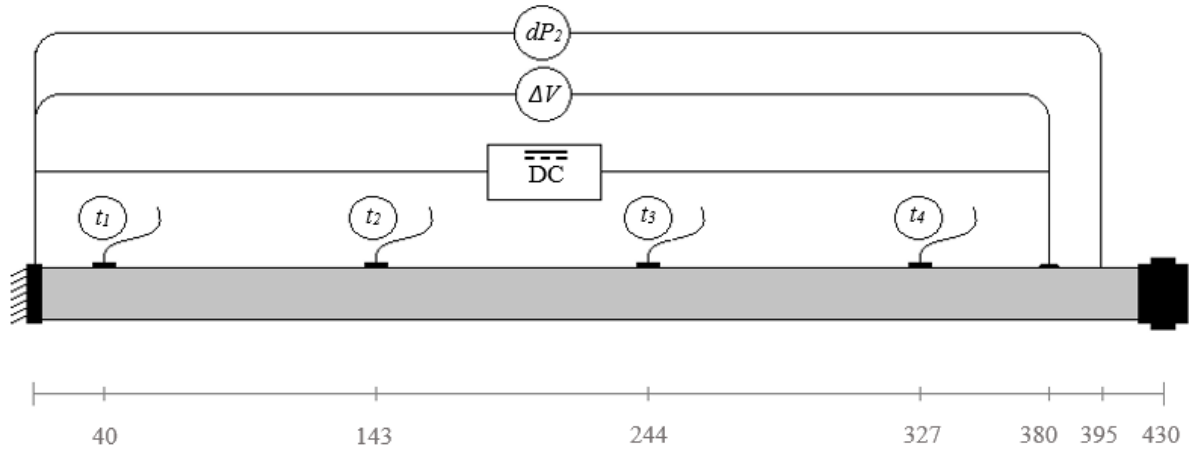


Fig. 3.2 – Representação esquemática da Secção de Teste, onde t_1, t_2, t_3 e t_4 representam os sensores de temperatura, DC representa a fonte de alimentação, ΔV o multímetro e dP_2 o sensor diferencial de pressão.

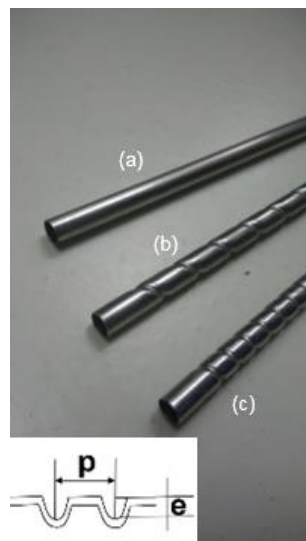


Fig. 3.3 – Representação dos tubos de teste. (a) Tubo liso. (b) Tubo corrugado ($p=12\text{mm}$). (c) Tubo corrugado ($p=6\text{mm}$).

Tabela 3.1

Características dos tubos utilizados na secção de teste, sendo D o diâmetro máximo interno, D_e o diâmetro externo, L o comprimento total, p o passo helicoidal, e a altura da crista e ϕ o índice de severidade.

Tubo	D [mm]	D_e [mm]	L [mm]	p [mm]	e [mm]	p/D [-]	e/D [-]	ϕ [-]
Liso	5.75	6.5	412	-	-	-	-	-
Corrugado	5.75	6.5	426	12	0.6	2.087	0.104	0.0052
Corrugado	5.75	6.5	490	6	0.6	1.043	0.104	0.0104

De forma a facilitar o processo de soldadura optou-se por utilizar tubos com secções de diâmetro idênticas, permitindo assim uma ligação entre a secção de desenvolvimento (5) e a secção de teste (6) mais suave e, conseqüentemente, a redução das perturbações ao nível do escoamento causadas por ligações hidráulicas convencionais e por discontinuidades de diâmetro. A secção de teste é aquecida por efeito de Joule, sendo ligada diretamente a uma fonte de alimentação DC (HY5050EX da VOLTEQ), de modo a assegurar um fluxo de calor uniforme na superfície do tubo (380 mm de comprimento). A potência elétrica que é efetivamente aplicada na superfície do tubo é medida por um multímetro, ligado à entrada e à saída da secção de teste, para contabilizar a potência elétrica que é dissipada pelos cabos condutores.

Ao longo da superfície do tubo de teste instalaram-se quatro sensores de temperatura do tipo K da Omega, com uma distância entre si de aproximadamente 100 mm, permitindo assim determinar a temperatura da superfície em quatro pontos distintos. Para além disso, foram ainda instalados dois sensores de temperatura do tipo K: (T_1) à entrada da secção de desenvolvimento (5) e (T_2) à saída da secção de teste (6). No último sensor foram identificados problemas na medição da temperatura do fluido, tendo-se por isso instalado uma válvula de corte fino semiaberta (7) imediatamente antes do sensor. Assim, a válvula (7) opera como câmara de mistura, promovendo uma melhor mistura do fluido e, conseqüentemente, uma medição mais precisa da temperatura média de escoamento ao nível do sensor (T_2).

Por fim, o fluido escoava para um sistema de mistura, aquecimento e refrigeração (8), atravessando de seguida o depósito de abastecimento (9) antes de regressar à bomba hidráulica, completando assim o circuito fechado.

3.2 Instrumentação

Bomba hidráulica

Nesta instalação experimental utilizou-se uma bomba magnética de pás rotativas da GemmeCotti, da série HTP 300, capaz de fornecer um caudal volumétrico de 300 l/h, conseguindo atingir uma pressão máxima de 13 bar e uma velocidade de rotação de 1400 rpm (Fig. 3.4). A temperatura de trabalho suportada varia entre os $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ e os $250\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Fig. 3.4 – Bomba magnética de pás rotativas. Especificações:

<http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2016/08/HTP-Pompe-a-palette-a-trascinamento-magnetico.pdf>.

Conversor de Frequência

O conversor de frequência (modelo CIMR-JC4A0002BAA da YASKAWA J1000), representado na Fig. 3.5, encontra-se conectado à bomba hidráulica, para regular o seu caudal, como mencionado anteriormente.



Fig. 3.5 – Conversor de frequência. Especificações:

<https://mobile.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId...cmd...pdf>

Sensor de Caudal

Na Fig. 3.6 está representado o sensor Coriolis de baixo caudal mássico de modelo mini CORI-FLOW M15.



Fig. 3.6 – Sensor de caudal mássico CORI-FLOW M15. Especificações:

<https://www.bronkhorst.com/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/>

Este sensor garante uma elevada precisão não só para líquidos, como também para gases e possui uma gama de medição entre os 0.2 kg/h e os 300 kg/h com uma precisão de 0.2% . Este sensor é capaz de fornecer medições de massa volúmica e ainda apresenta um sensor que mede a temperatura do fluido com uma precisão de $\pm 5 \text{ kg/m}^3$ e $\pm 0.5^\circ\text{C}$, respetivamente. Suporta pressões até 100 bar e temperaturas dos 0°C aos 70°C . A alimentação e o tratamento dos dados do sensor foram efetuados de acordo com as especificações e os dados experimentais foram obtidos através da plataforma de aquisição FlowDDE.

Sensores de pressão

De forma a medir a diferença de pressão entre dois pontos distintos, utilizaram-se dois sensores de pressão diferenciais representados na Fig. 3.7. Os sensores de pressão diferenciais são da OMEGA e os respetivos modelos são o PX2300-100DI, cuja gama de medição varia entre 0 bar e 0.689 bar (0 psi a 10 psi) e o PX2300-10DI, que apresenta uma gama de medição de 0 bar a 6.89 bar (0 psi a 100 psi). O PX2300-100DI foi utilizado para medir a diferença de pressão ao longo da secção de desenvolvimento, enquanto que o PX2300-10DI foi utilizado na secção de teste. Ambos os sensores de pressão diferencial apresentam uma precisão de $\pm 0.25\%$ a temperatura constante e conseguem operar a temperaturas de fluido entre os -18°C e 80°C . A alimentação e o tratamento dos dados do sensor foram efetuados de acordo com as especificações.



Fig. 3.7 – Sensor diferencial de pressão PX2300-10DI e PX2300-100DI. Especificações:

<https://www.omega.com/pressure/pdf/PX2300.pdf>

Sensores de temperatura

Na instalação experimental encontram-se instalados seis termopares do tipo K. Um dos termopares encontra-se à entrada da secção de desenvolvimento, T_1 e outro à saída da secção de teste T_2 . Os restantes quatro (t_1, t_2, t_3 e t_4) encontram-se instalados na secção de teste como referido anteriormente.

Todos os termopares foram conectados a uma placa de aquisição da DATA TRANSLATION modelo DT9828, que mede a tensão que provém de cada sensor. Para converter essa tensão diretamente em temperatura, utilizou-se o software QuickDAQ, uma vez que este contém uma curva de calibração pré-definida para diversos tipos de sensores de temperaturas.

Embora simplificasse o processo, esta curva de calibração inerente ao software utilizado não é muito precisa, tendo-se realizado uma nova calibração. Esta consistiu na utilização de um sensor de temperatura já calibrado, que se insere no sensor de caudal, como meio de comparação com os sensores de temperatura utilizados. A calibração foi efetuada cobrindo o regime laminar e o regime turbulento. Com o auxílio do sistema de aquecimento e refrigeração foi possível variar a temperatura do fluido de 5°C a 45°C e apresentar a curva de calibração, com um total de seis pontos, para cada sensor, como se pode verificar na Fig. 3.8.

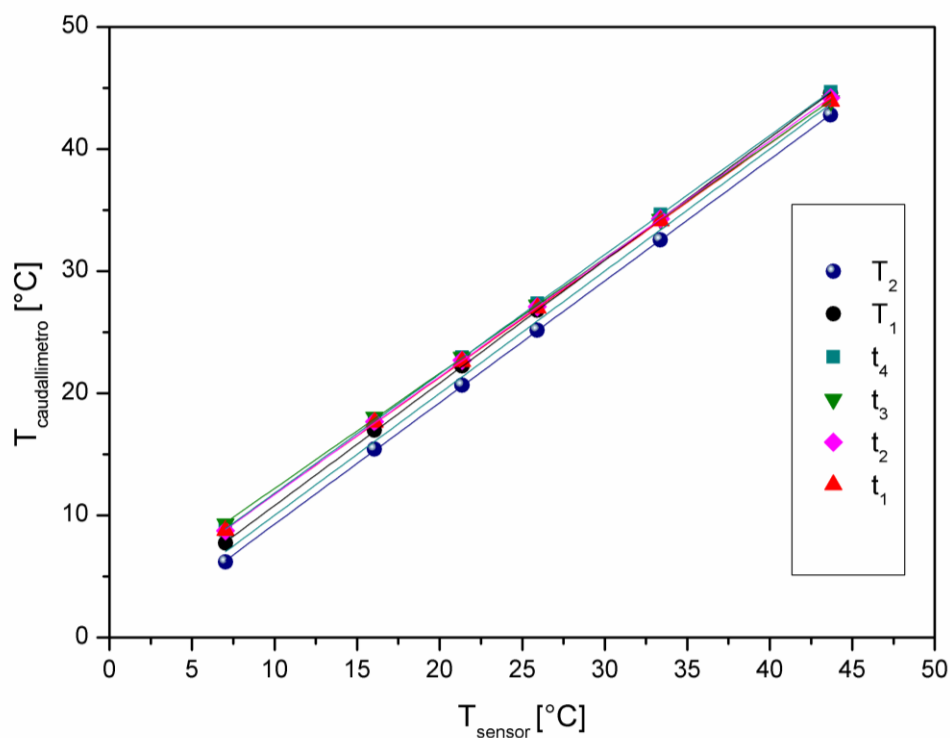


Fig. 3.8 – Curva de calibração dos 6 sensores de temperatura instalados.

Por fim as equações provenientes da calibração encontram-se dispostas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2

Equações de calibração de cada sensor de temperatura utilizado.

Sensor de temperatura	Equação de calibração
T_1	$T = 0.99642 T^* - 0.76523$
T_2	$T = 1.00400 T^* + 0.68964$
t_1	$T = 1.02380 T^* - 2.08996$
t_2	$T = 1.06079 T^* - 2.94846$
t_3	$T = 1.03595 T^* - 2.12762$
t_4	$T = 1.04411 T^* - 2.23301$

Importa referir que a calibração não foi realizada a temperaturas superiores a 45°C, porque os sistemas de aquecimento e refrigeração estão interligados e temperaturas elevadas podem provocar um aumento de pressão no fluido refrigerante, podendo danificar a instalação.

Unidade de refrigeração

Na instalação foi utilizada uma unidade de refrigeração da Embraco de modelo UNT6222GK, representada na Fig. 3.9. Esta é capaz de refrigerar a uma potência máxima de 2500 W e o refrigerante que circula na unidade é o R404A.



Fig. 3.9 - Unidade de refrigeração. Especificações: http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488_1.pdf

Fonte de Alimentação



Fig. 3.10 – Fonte de Alimentação DC. Especificações: <http://www.volteq.com/volteq-power-supply-hy5050ex-50v-50a-over-voltage-over-current-protection-110v-input.html>.

Nesta instalação foi utilizada uma fonte de alimentação de corrente contínua de alta tensão e corrente, do modelo VOLTEQ HY5050EX, representada na Fig. 3.10. Esta fonte de alimentação apresenta dois manípulos que permitem regular não só a tensão, como também a intensidade de corrente chegando a atingir 2500 W de potência máxima. Esta fonte de alimentação tem como input de tensão os 220-240 V; como output os 0-50 V; e intervalo de intensidade de corrente de 0-50 A. A estabilização da tensão, intensidade de corrente e potência possuem uma precisão de 0.2%, 0.5% e 0.3%, respetivamente.

Multímetro



Fig. 3.11 – Multímetro digital utilizado para medir a diferença de potencial na secção de teste. Especificações: <https://www.tek.com/link-click-count?nid=72376&url=http%3A//download.tek.com/datasheet/Tektronix-DMM4020-Digital-Multimeter-Datasheet-6.pdf>

Foi utilizado o multímetro digital da Tektronix, apresentado na Fig. 3.11, cujo modelo se designa por DMM4020. Este foi apenas utilizado para a medição da diferença de potencial entre dois pontos, no entanto, ainda permite medir a intensidade de corrente e o valor de resistências. A incerteza inerente a este instrumento relativamente à medição da tensão é de aproximadamente 0.015 V.

Sistema de aquisição

Os sinais lidos pelos sensores de temperatura foram adquiridos por uma placa de aquisição DT9828 da DATA TRANSLATION, representada na Fig. 3.12. Uma das extremidades de cada placa é conectada ao PC através de um cabo USB, enquanto a outra extremidade é utilizada para fazer a ligação de todos os sensores aos canais analógicos da mesma. Desta forma é possível, através do software computacional QuickDAQ, converter a tensão fornecida pelos sensores em valores de temperatura. A DT9828 possui oito canais de entrada para sensores de temperatura, tendo uma alta precisão (0.09 °C).

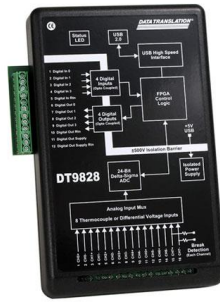


Fig. 3.12 – Placa de aquisição DT9828. Especificações DAQ: <https://www.mccdaq.com/pdfs/specs/DT9828-Datasheet.pdf>

A aquisição dos sensores de pressão é efetuada através de um dispositivo de aquisição de dados RIGOL da série M300. Os sensores são conectados diretamente no RIGOL que por sua vez é conectado ao PC através de um cabo USB, sendo a aquisição de dados realizada através do software fornecido pelo próprio sistema.



Fig. 3.13 – Sistema de aquisição de dados RIGOL. Especificações: <http://beyondmeasure.rigoltech.com/acton/attachment/1579/f-04e2/0/-/-/-/file.pdf>

Câmara térmica de infravermelhos



Fig. 3.14 – Câmara térmica de infravermelhos de onda média (MWIR). Specifications: http://www.xenics.com/sites/default/files/leaflets/xb-014_05_onca-mwir-insb_scientific_lowres.pdf

A câmara utilizada para realizar a análise dos processos de transmissão de calor foi uma câmara térmica de infravermelhos de alta velocidade (ONCA-MWIR-InSb da Xenics – da série ONCA 4696). Esta apresenta uma resolução de imagem de 320 x 256 pixels e está otimizada para representações gráficas de alta estabilidade térmica e para aplicações termográficas. Esta câmara opera num comprimento de onda entre 3.5 μm e 5.5 μm e apresenta um erro de precisão de temperatura de $\pm 1^\circ\text{C}$. As principais características da câmara termográfica utilizada estão resumidas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3

Características da Onca-MWIR-InSb.

Características da Câmara		Sistema Óptico		Características da Imagem	
Sensor:	InSb (MWIR)	Lente Focal:	13 mm	Taxa de Vídeo:	60 Hz
Sensibilidade Espectral:	3.5–5 μm	Material da Óptica:	Germânio	“Framerate” Máximo:	3000 fps
Resolução Espacial:	320x256 px	-----	-----	Pixeis Minimos (ROI):	15x5 px
Sensibilidade Térmica:	<17 mK	-----	-----	Exposição:	>1 μs

Por questões de segurança e facilidade de manuseio da câmara, implementou-se um sistema de suporte com corredeira, paralelo e ao mesmo nível da secção de teste, onde foi afixada a câmara. De modo a obter resultados fiáveis, foi necessário aproximar a secção de teste a um corpo negro de emissividade igual a 1, ($\epsilon_b = 1$). Desta forma, revestiu-se de preto uma placa de aço, que foi colocada atrás da secção de teste. Os três tubos da secção de teste foram pintados de preto e revestiu-se o suporte da instalação de preto.

A aquisição dos dados foi realizada através do software Xeneth, com uma frequência de 200 fps e com um tempo de integração de 1200 μs . Um tempo de integração elevado, apresenta uma sensibilidade elevada e um ruído reduzido, no entanto a imagem é mais propensa a saturar, o que equivale a um intervalo de temperaturas de medição reduzido. Como no presente trabalho o intervalo de temperatura obtido não foi muito elevado não foi necessário diminuir o tempo de integração.

Para eliminar o próprio reflexo da lente da câmara na imagem de infravermelhos cobriu-se a lente da câmara com um corpo de emissividade elevada e realizou-se uma calibração de *offset*. Uma descrição mais detalhada das propriedades da câmara e dos procedimentos usados pode encontrar-se em Teodori *et al.* (2018).

3.3 Procedimento experimental

Esta secção tem como objetivo descrever todo o procedimento realizado para a obtenção dos dados necessários à caracterização do escoamento no interior dos diferentes tubos utilizados.

Antes da realização dos ensaios experimentais, os tubos passaram por um processo de preparação, no qual se procedeu à colocação de quatro sensores de temperatura na parede de cada tubo. De forma a medir a perda de carga na secção de teste instalou-se um sensor de pressão diferencial com tomada de pressão à entrada e à saída da secção de teste, tal como representado na Fig. 3.2. No entanto, o facto da secção de teste se encontrar soldada à secção de desenvolvimento impede a obtenção de dados relativos à perda de carga na entrada da secção de teste. Foi necessário, então, realizar uma pequena perfuração na superfície do tubo da secção de desenvolvimento e de seguida instalar aí um canal, através de um processo de soldadura, que faz a ligação ao sensor diferencial de pressão permitindo-o medir a perda de carga à entrada da secção de teste. Importa referir que este procedimento apenas foi realizado uma vez, visto que a perfuração foi efetuada na secção de desenvolvimento.

Inicialmente, o sensor de pressão diferencial da secção de teste encontrava-se instalado entre a entrada e a saída da secção de teste. No entanto, os resultados obtidos no que toca às perdas de carga nunca foram satisfatórios, porque no final da secção de teste o escoamento atravessava uma ligação hidráulica que provocava um aumento da perda de carga mesmo antes deste atingir o terminal do sensor de pressão diferencial. Assim, as leituras da perda de carga provenientes do sensor de pressão diferencial apresentavam sempre uma magnitude maior que o esperado. Para contornar este problema, executou-se novamente uma pequena perfuração na extremidade final da superfície do tubo de teste e instalou-se nesse orifício, através de um processo de soldadura, um canal que permitisse a medição da perda de carga a montante da ligação hidráulica. Em seguida, soldou-se o tubo de teste à secção de desenvolvimento e, por fim, instalou-se a fonte de alimentação à entrada e a 380 mm desta. Este procedimento foi realizado tanto para o tubo liso, como para os tubos corrugados.

Após a fixação do tubo de teste à instalação, a colocação dos sensores de temperatura na superfície teve em conta algumas considerações. Uma vez que se pretende passar corrente elétrica diretamente nas paredes do tubo, os sensores de temperatura não devem estar em contato direto com as paredes para que o ruído elétrico não influencie as medições. Assim, após a devida limpeza da superfície dos tubos colocou-se um adesivo com duas componentes de resina epóxi para servir de isolante elétrico. Após a secagem do adesivo procedeu-se à colocação dos quatro sensores de temperatura sobre a superfície dos tubos e cobriu-se toda a tubagem e conexões hidráulicas com um isolante térmico de borracha (8 mm de espessura com condutividade térmica inferior a $0.04 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$). Importa referir que no caso dos tubos corrugados houve o cuidado de colocar os sensores de temperatura no intervalo entre cristas e não na crista em si, de forma a não influenciar as medições.

Relativamente aos ensaios experimentais, para a secção de desenvolvimento, foi medida a perda de carga; para a secção de teste foi medida a perda de carga e a transferência de calor, o que permitiu obter o fator de atrito e o número de Nusselt.

Numa primeira fase, na secção de teste utilizou-se apenas o tubo liso. Estes ensaios tiveram o objetivo de validar a instalação experimental através da comparação dos resultados experimentais obtidos com os previstos por correlações existentes na literatura. Para obter essa validação experimental, os testes realizados focaram-se principalmente no estudo das perdas de carga ao longo

do tubo da secção de desenvolvimento e da secção de teste. Após validação da instalação experimental, a avaliação das perdas de carga nas duas secções passou a ser realizada em paralelo com o estudo da transferência de calor na secção de teste.

Antes de dar início aos ensaios houve o cuidado de manter, à entrada da secção de desenvolvimento, a temperatura média do fluido de trabalho nos 25°C. Ao impor um fluxo de calor constante na superfície do tubo de teste e ao variar o caudal mássico, procurou-se sempre que possível ajustar a potência fornecida no sentido de obter um intervalo de temperatura entre T_2 e T_1 suficientemente amplo para que a influencia das incertezas da instrumentação fosse mínima nos resultados obtidos.

Os ensaios realizados, independentemente do tubo de teste utilizado, tiveram como base o seguinte procedimento:

1. Ligar o sistema de aquisição Rigol e o respetivo software de aquisição;
2. Ligar o conversor de frequência e a plataforma de aquisição FlowDDE;
3. Com a válvula (2) totalmente aberta, ligar a bomba hidráulica através do conversor de frequência;
 - 3.1 Verificou-se se havia presença de ar nas tomadas de pressão. Caso fosse encontrado ar nas tomadas de pressão fechava-se a válvula (2) obtendo assim regime turbulento e expelindo o ar das tomadas desapertando um parafuso presente nos sensores de pressão.
4. Ligar o sistema de mistura;
5. Verificar através da plataforma FlowDDE se a temperatura do fluido se encontrava a $25^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$;
 - 5.1 Se a temperatura do fluido estiver abaixo do intervalo pretendido, ligar o sistema de aquecimento e desligá-lo ao atingir a temperatura desejada;
 - 5.2 Se a temperatura do fluido estiver acima do intervalo pretendido, ligar o sistema de arrefecimento e desligá-lo ao atingir a temperatura desejada.
6. Ajustar a válvula (2) ou a frequência no conversor de frequência de modo a atingir o caudal pretendido;
7. Aguardar que os sensores de pressão e os sensores de temperaturas (t_1, t_2, t_3, t_4, T_1 e T_2) apresentem valores estáveis;
8. Gravar os dados experimentais obtidos para o pós-processamento das perdas de carga;
9. Ligar a fonte de alimentação e o multímetro;
10. Ajustar a tensão fornecida de modo a ser possível visualizar na plataforma QuickDAQ uma diferença de temperaturas superior ou aproximadamente igual a 5°C , entre T_2 e T_1 ;
11. Aguardar que os sensores de pressão e os sensores de temperaturas (t_1, t_2, t_3, t_4, T_1 e T_2) apresentem valores correspondentes a regime estacionário;
12. Gravar os dados experimentais obtidos através dos programas de aquisição;
13. Desligar a fonte de alimentação e o multímetro;
14. Voltar ao ponto 5.

Nestes ensaios, as gamas de caudal mássico utilizadas variaram entre os 1.71 g/s e os 24.23 g/s, enquanto a potência térmica imposta tomou valores entre os 38 W e os 145 W o que equivale a um fluxo térmico aplicado de 5.5 kW/m² e 21.1 kW/m², respetivamente.

3.4 Tratamento dos dados experimentais

As propriedades do fluido de trabalho, nomeadamente, a viscosidade dinâmica, μ ; o calor específico a pressão constante, c_p ; e a condutividade térmica, k , foram avaliadas à temperatura \bar{T} :

$$\bar{T} = T_0 + \frac{\Delta T}{2} \quad (3.1)$$

onde T_0 simboliza a temperatura média medida no sensor de caudal e $\Delta T = T_2 - T_1$.

Para qualquer tubo utilizado o número de Reynolds foi calculado através da equação:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (3.2)$$

onde o D_h representa o diâmetro hidráulico do tubo e \dot{m} representa o caudal mássico.

A velocidade média do escoamento foi obtida do seguinte modo:

$$V = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D_h^2} \quad (3.3)$$

onde ρ representa a massa volúmica do fluido de trabalho.

O fator de atrito de Darcy foi obtido através da seguinte expressão:

onde Δp representa a perda de carga ao longo do tubo e L o comprimento entre as duas tomadas de

$$f = \frac{2D_h \Delta p}{\rho V^2 L} \quad (3.4)$$

pressão do sensor diferencial de pressão.

O número de Prandtl foi obtido com base nas propriedades do fluido de trabalho através da seguinte equação:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.5)$$

A potência térmica em [W] transferida para o fluido de trabalho foi calculada com base na expressão:

$$\dot{q} = \dot{m} c_p \Delta T \quad (3.6)$$

Uma média aritmética dada pela equação (3.7) permitiu obter a temperatura média da superfície do tubo.

$$\bar{T}_s = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4} \quad (3.7)$$

O cálculo do valor médio do coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}c_p\Delta T}{\pi D_h L_{aquecido}(\bar{T}_s - \bar{T})} \quad (3.8)$$

onde $L_{aquecido}$ é o comprimento do tubo de teste sujeito a aquecimento. Assim foi possível obter o número de Nusselt médio através da expressão:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{k} \quad (3.9)$$

E seguidamente o fator j-Colburn:

$$j = \frac{\overline{Nu}}{RePr^{1/3}} \quad (3.10)$$

O número de Grashof, Gr , foi também calculado:

$$Gr = \frac{g\beta(\bar{T}_s - \bar{T})D_h^3}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2} \quad (3.11)$$

onde g representa a aceleração da gravidade e β o coeficiente de expansão térmica do fluido avaliado à temperatura \bar{T} .

O número de Rayleigh, Ra , foi obtido através de:

$$Ra = GrPr \quad (3.12)$$

Todas as equações indicadas até aqui foram apresentadas em termos de valores médios. No entanto, foi realizada também uma análise de transferência de calor em termos locais.

Em primeiro lugar calculou-se a temperatura local da superfície interior do tubo, $T_{s,i}$:

$$T_{s,i}(x) = T_{s,e}(x) - \frac{\dot{q}}{2\pi L_{aquecido}k_s} \ln\left(\frac{D_i}{D_e}\right) \quad (3.13)$$

onde x representa a variável local, k_s representa a condutividade térmica da superfície do tubo, D_i , o diâmetro interno, D_e o diâmetro externo e $T_{s,e}(x)$ representa a temperatura local da superfície exterior do tubo, que equivale neste caso à temperatura medida dada pelos sensores de temperatura t_1 , t_2 , t_3 e t_4 . Importa referir ainda que a condutividade térmica do aço inoxidável AISI 304 foi avaliado à temperatura \bar{T}_s .

A temperatura do fluido, $\bar{T}(x)$, foi calculada através de um balanço de energia ao longo do tubo:

$$\bar{T}(x) = T_{in} + \frac{\dot{q}x}{\dot{m}c_p L_{aquecido}} \quad (3.14)$$

sendo que T_{in} , neste caso, corresponde à temperatura à entrada da secção de desenvolvimento, T_1 .

Reunidos todos os parâmetros, o coeficiente de transferência de calor local foi obtido através da seguinte expressão:

$$h(x) = \frac{\dot{q}''}{T_{s,i}(x) - T_b(x)} \quad (3.15)$$

E finalmente, obteve-se o número de Nusselt local da seguinte forma:

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{k} \quad (3.16)$$

Neste estudo, o erro relativo dado em percentagem foi determinado segundo a expressão:

$$\%erro = \frac{|V_m - V_p|}{V_p} \times 100 \quad (3.17)$$

onde V_m simboliza o valor medido e V_p o valor previsto de acordo com a literatura. Assim, o erro relativo médio em percentagem é dado pela seguinte expressão:

$$\overline{\%erro} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|V_{mi} - V_{pi}|}{V_{pi}} \times 100 \quad (3.18)$$

onde N simboliza o número total de pontos da amostra utilizada.

3.5 Incertezas e a sua propagação

O resultado obtido através de uma medição é apenas uma estimativa do valor da propriedade física obtida, ou seja, existe sempre uma incerteza associada. Assim um resultado só se apresenta completamente descrito quando vem acompanhado da sua incerteza (Taylor & Kuyatt, 1994).

A incerteza de um certo resultado resulta de uma série de componentes que segundo uma abordagem da *International Committee for Weights and Measures* (CIPM) (Taylor & Kuyatt, 1994) podem ser avaliadas através de métodos estatísticos, ou através de outros métodos distintos. As componentes avaliadas através de métodos estatísticos denominam-se componentes de incerteza de origem aleatória, enquanto as que são avaliadas por outros métodos designam-se por componentes de incerteza de origem sistemática. As incertezas de origem aleatória dão origem a possíveis erros aleatórios, da mesma forma que incertezas de origem sistemática originam erros sistemáticos. A incerteza de carácter aleatório geralmente provém do tratamento de uma amostra de dados experimentais através de métodos estatísticos. Por outro lado, incertezas de carácter sistemático geralmente provém de especificações do fabricante dos instrumentos utilizados (Taylor & Kuyatt, 1994).

A combinação destes dois tipos de incertezas pode ser apresentada através de um parâmetro u_c , ao qual é dado o nome de incerteza combinada. Esta pode ser obtida através da combinação de incertezas de origem aleatória ou de origem sistemática e é geralmente conhecida como a "Lei de

propagação das incertezas”. Assim, é possível aplicar um intervalo confiança que abranja uma fração de distribuição de probabilidades que contenha o resultado medido e a sua incerteza e assim determinar a incerteza global, U , dada por:

$$U = ku_c \quad (3.19)$$

onde k é o fator de expansão relacionado com o intervalo de confiança aplicado.

Em geral, o valor de k é decidido consoante o intervalo de confiança que se pretende. No presente estudo foi utilizado o valor de $k = 2$, valor que corresponde a uma distribuição normal com um intervalo de confiança de aproximadamente 95%, segundo Taylor e Kuyatt (1994).

A avaliação das incertezas foi realizada de acordo com Taylor e Kuyatt (1994), sendo primeiro realizada uma avaliação das variáveis aleatórias e depois das variáveis sistemáticas. Assim, para o primeiro caso considerou-se uma variável aleatória X_i cujo valor foi estimado por n observações independentes $X_{i,k}$ de X_i sempre nas mesmas condições. Deste modo, para obter o valor estimado x_i recorreu-se à equação:

$$x_i = \bar{X}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_{i,k} \quad (3.20)$$

sendo \bar{X}_i o valor médio da variável aleatória.

Para determinar a incerteza do valor estimado x_i foi calculado o seu desvio padrão, $s(\bar{X}_i)$, dado por:

$$u(x_i) = s(\bar{X}_i) = \left(\frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^n (X_{i,k} - \bar{X}_i)^2 \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

A avaliação das variáveis de natureza sistemática foi realizada estimando os limites superiores e inferiores a_+ e a_- de um intervalo associado à variável X_j de modo a que a probabilidade do valor de X_j seja 100% ao se inserir nesse intervalo. Pode-se então assumir que é igualmente provável X_j se inserir em qualquer ponto do intervalo. Desta forma, x_j , valor estimado de X_j , é dado como o ponto médio do intervalo $x_j = \frac{a_- + a_+}{2}$ sendo a sua incerteza:

$$u(x_j) = \frac{a_+ - a_-}{2\sqrt{3}} \quad (3.22)$$

De acordo com as incertezas obtidas através das duas avaliações aqui referidas, verificou-se que as incertezas de natureza aleatória apresentavam uma magnitude desprezável em relação às incertezas de carácter sistemático. Desta forma, optou-se por calcular u_c com base nas incertezas de natureza sistemática.

Uma vez que, as variáveis de origem aleatória e sistemática são independentes, u_c é calculado através da seguinte expressão (BIPM, IFCC, & ISO, 2008):

$$u_c = \left(\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \right)^{1/2} \quad (3.23)$$

sendo f a função respetiva à propriedade física em questão.

As incertezas foram estimadas segundo as especificações dos fabricantes e estão resumidas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4

Incertezas das propriedades físicas utilizadas provenientes da literatura e das especificações da instrumentação utilizada.

Parâmetro	Incerteza	Unidades
Diâmetro hidráulico, D_h	± 0.05	[mm]
Comprimento axial total, L	± 3	[mm]
Temperatura à entrada da secção de desenvolvimento, \bar{T}_{in}	± 0.1	[K]
Temperatura à saída da secção de teste, \bar{T}_{out}	± 0.1	[K]
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída, $\Delta \bar{T}$	± 0.2	[K]
Temperatura da superfície do tubo, \bar{T}_s	± 0.1	[K]
Massa volúmica, ρ	± 5	[kg/m ³]
Tensão, U	± 0.015	[V]
Intensidade de corrente, I	0.5	[%]
Caudal mássico, \dot{m}	0.2	[%]

As incertezas associadas aos resultados obtidos através dos ensaios experimentais para os diferentes tubos e calculadas através da equação (3.23) estão dispostas nas seguintes tabelas:

Tabela 3.5

Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo liso.

Parâmetro	Incerteza global	
	Média	Máxima
Queda de pressão	± 20.3 Pa	± 20.3 Pa
Número de Reynolds, Re	1.2 %	1.2 %
Fator de atrito, f	5.7 %	7.9 %
Fluxo imposto na superfície do tubo, q_{imp}	8.7 %	23.0 %
Fluxo de calor recebido pelo fluido, q_{efet}	7.9 %	18.0 %
Coefficiente de transferência de calor, h	9.3 %	21.1 %
Número de Nusselt, Nu	10.9 %	24.4 %
Fator j-Colburn, j	11.0 %	24.4 %
Número de Rayleigh, Ra	4.2 %	5.3 %
Número de Richardson, Ri	5.7 %	6.6 %

Tabela 3.6

Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo corrugado com passo 6 mm.

Parâmetro	Incerteza global	
	Média	Máxima
Queda de pressão	± 20.3 Pa	± 20.3 Pa
Número de Reynolds, Re	1.2 %	1.2 %
Fator de atrito, f	1.3 %	2.9 %
Fluxo imposto na superfície do tubo, q_{imp}	8.7 %	23.4 %
Fluxo de calor recebido pelo fluido, q_{efet}	7.9 %	18.4 %
Coeficiente de transferência de calor, h	11.4 %	25.4 %
Número de Nusselt, Nu	13.2 %	29.4 %
Fator j-Colburn, j	13.4 %	29.5 %
Número de Rayleigh, Ra	5.6 %	8.9 %
Número de Richardson, Ri	6.8 %	9.7 %

Tabela 3.7

Incertezas globais e máxima das propriedades físicas obtidas através do teste com o tubo corrugado com passo de 12 mm.

Parâmetro	Incerteza global média	
	Média	Máxima
Queda de pressão	± 20.3 Pa	± 20.3 Pa
Número de Reynolds, Re	1.2 %	1.2 %
Fator de atrito, f	1.7 %	2.9 %
Fluxo imposto na superfície do tubo, q_{imp}	8.7 %	23.0 %
Fluxo de calor recebido pelo fluido, q_{efet}	7.7 %	18.0 %
Coeficiente de transferência de calor, h	11.2 %	24.8 %
Número de Nusselt, Nu	13.1 %	28.7 %
Fator j-Colburn, j	13.2 %	28.8 %
Número de Rayleigh, Ra	5.5 %	8.8 %
Número de Richardson, Ri	6.7 %	9.6 %

Capítulo 4

Análise e discussão de resultados

Neste capítulo apresentam-se os resultados experimentais obtidos e processados de acordo com os procedimentos descritos na secção 3.4 referentes ao tubo liso e aos tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm. Os resultados obtidos para o tubo liso têm como finalidade não só a validação da instalação experimental, realizada por comparação com algumas correlações descritas na literatura (e revistas no capítulo 2) como também servir como base de comparação com os resultados obtidos para os dois tubos corrugados.

A secção 4.1 é dedicada à avaliação de entrada hidrodinâmica e térmica. A análise das perdas de carga e da transmissão de calor referentes aos três tubos é realizada posteriormente em simultâneo. A secção 4.3 apresenta uma análise ao tipo de convecção que o escoamento exhibe. Na secção 4.4 é apresentada a validação experimental dos resultados obtidos referentes ao fator de atrito e ao número de Nusselt com o tubo liso como tubo de teste. A análise das perdas de carga em escoamento adiabático e diabático para os três tubos estudados no presente trabalho, é apresentada na secção 4.5. As perdas de carga são avaliadas em simultâneo com o fator j-Colburn na secção 4.7 e por fim, é apresentada uma breve análise qualitativa da transmissão de calor observada nos tubos corrugados, utilizando uma câmara térmica de infravermelhos.

4.1 Avaliação do comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico

Tal como apresentado na secção 2.1.1, em regime laminar o desenvolvimento da camada limite hidrodinâmica ocorre na denominada região de entrada hidrodinâmica do escoamento, sendo função do diâmetro hidráulico do tubo e do número de Reynolds ($x_{cd,h} \approx 0.05Re_D D_h$). Na região de entrada térmica, o comprimento de entrada térmico depende ainda do número de Prandtl ($x_{cd,t} \approx 0.05Re_D Pr D_h$). Em regime turbulento a região de entrada hidrodinâmica e térmica depende do diâmetro hidráulico do tubo e deste modo tende a ser significativamente mais curta. Tal como visto na secção 2.1.1, em regime turbulento o comprimento de entrada hidrodinâmico encontra-se compreendido no intervalo $10D_h \lesssim x_{cd,h} \lesssim 60D_h$, enquanto que o comprimento de entrada térmico é dado por $x_{cd,t} = 10D_h$.

A literatura da especialidade (e.g., Incropera *et al.*, 2008) refere $Re_{crit} = 2300$ para o escoamento interno em tubos lisos. Na presente secção, para $Re_{crit} = 2300$, a avaliação do comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico foi considerado, quer para tubo liso, quer para os tubos corrugados. A Fig. 4.1 mostra a variação do comprimento de entrada hidrodinâmico com o número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados de passo 6 mm e 12 mm, sendo o comprimento da secção de desenvolvimento indicado na figura a tracejado (0.82 m).

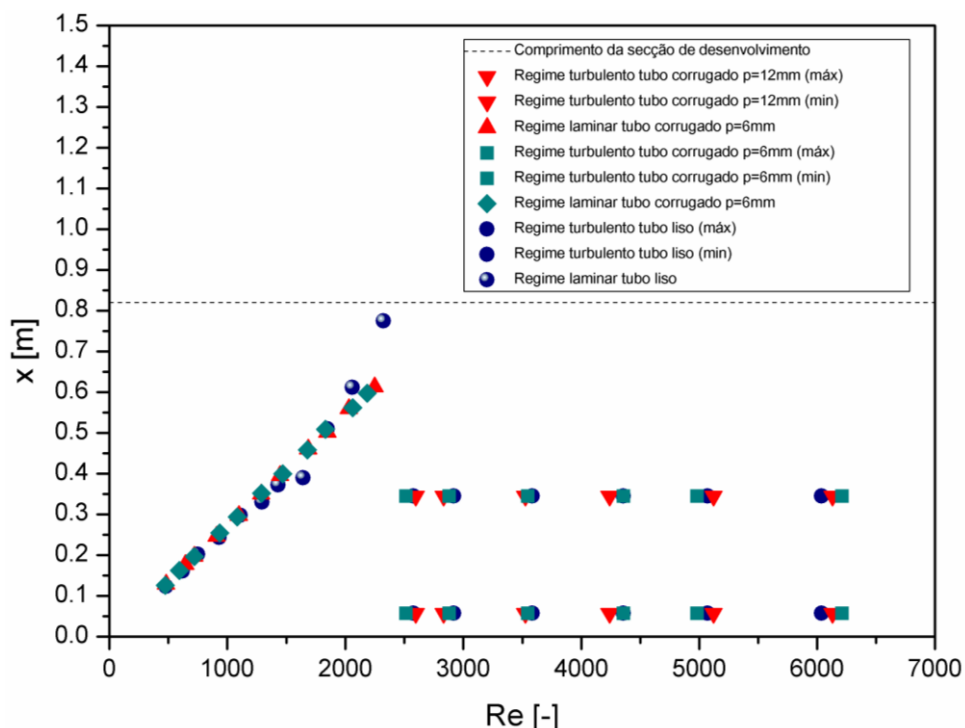


Fig. 4.1 – Comprimento de entrada hidrodinâmico em função do número de Reynolds.

A Fig. 4.1 confirma que o comprimento de entrada hidrodinâmico em regime laminar aumenta de forma linear com o número de Reynolds. Para regime laminar, e considerando o tubo liso, o comprimento de entrada hidrodinâmico varia no intervalo 0.12 m a 0.77 m, sendo os valores obtidos para os tubos corrugados muito similares.

A presente análise não considera um intervalo de número de Reynolds para a ocorrência de regime de transição, considerando por isso a transição de laminar para turbulento para $Re_{crit} = 2300$. A Fig. 4.1 mostra que para $Re_{crit} > 2300$, regime turbulento, o comprimento de entrada hidrodinâmico se encontra compreendido no intervalo $0.0575 < x_{cd,h} < 0.345$ m.

Tal como se pode observar na Fig. 4.1, a linha a tracejado representa o comprimento da seção de desenvolvimento, podendo afirmar-se que, independentemente do número de Reynolds, a seção de teste apresenta sempre escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente, uma vez que se encontra a jusante da seção de desenvolvimento.

Tal como foi referido na seção 2.2, Rainieri e Pagliarini, (2002) verificaram que a colocação de uma seção de desenvolvimento com corrugação não tem efeitos significativos nos resultados da transmissão de calor obtidos através do tubo corrugado da seção de teste. Assim, as conclusões tiradas para o tubo liso e para os tubos corrugados serão as mesmas relativamente ao tipo de escoamento.

A Fig. 4.2 mostra a variação do comprimento de entrada térmico com o número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados de passo 6 mm e 12 mm, sendo o comprimento da seção de teste indicado na figura a tracejado (0.412 m).

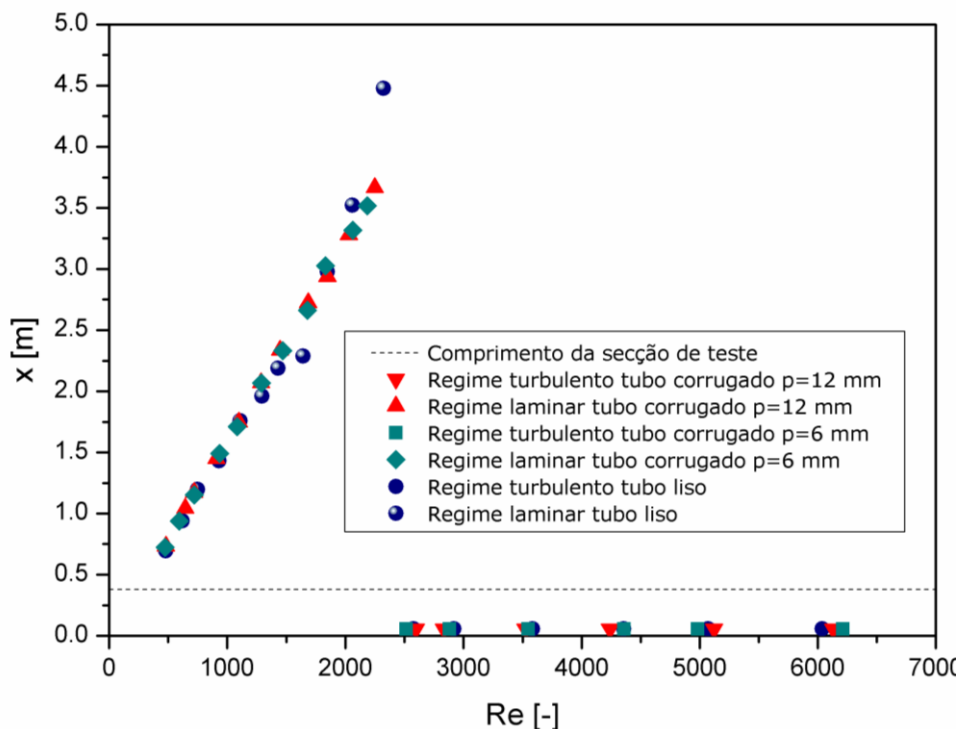


Fig. 4.2 – Comprimento de entrada térmico em função do número de Reynolds.

A Fig. 4.2 mostra que o comprimento de entrada térmico em regime laminar aumenta com o número de Reynolds. Note-se que para as condições em estudo, o número de Prandtl da água é $Pr \approx 6$, e como tal, para regime laminar o comprimento de entrada térmico é cerca de 6 vezes superior ao comprimento de entrada hidrodinâmico. Como a secção de desenvolvimento não é aquecida, não é possível obter escoamento termicamente desenvolvido à entrada da secção de teste. Assim, e como mostra a Fig. 4.2, os ensaios realizados foram feitos todos em condições de desenvolvimento térmico. Em regime turbulento verifica-se que o comprimento de entrada térmico é muito reduzido (0.0575 m), pelo que o escoamento se encontra completamente desenvolvido termicamente em 86% do comprimento da secção de teste.

Desta forma e no presente estudo, a análise dos resultados obtidos para a secção de teste em regime laminar ($Re < 2300$), baseia-se em condições de escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente e condições de escoamento em desenvolvimento térmico; por outro lado, para regime turbulento ($Re > 2300$), a análise dos resultados baseia-se em condições de escoamento completamente desenvolvido hidrodinamicamente e termicamente.

4.2 Avaliação de perdas térmicas

Tal como referido na secção 3.1, no presente trabalho foi utilizada uma fonte de alimentação de corrente contínua, o que permitiu aplicar diretamente um fluxo de calor na parede dos diferentes

tubos utilizados na secção de teste. Assim, a potência térmica imposta na parede do tubo da secção de teste é dada pela seguinte equação:

$$q_{imp} = UI \quad (4.1)$$

onde U representa a tensão e I a intensidade de corrente fornecida pela fonte de alimentação.

Considerando todos os ensaios realizados nos diferentes tubos, o fluxo de calor imposto pela fonte de alimentação na parede do tubo variou entre 5.5 kW/m² e 21.1 kW/m².

Devido à ocorrência de perdas térmicas para o ambiente, a potência térmica imposta na parede do tubo não é exatamente a mesma que é transferida para o fluido. Assim, a potência térmica efetivamente transferida para o fluido foi calculada através da seguinte expressão:

$$q_{efet} = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \quad (4.2)$$

onde \dot{m} é o caudal mássico de água que circula no interior do tubo, c_p é o calor específico a pressão constante da água (avaliado à temperatura que é transferida entre T_{in} e T_{out} , sendo T_{in} e T_{out} as temperaturas à saída e à entrada da secção de teste.

Posto isto, a eficiência térmica pode ser escrita através da razão entre as equações (4.2) e (4.1):

$$\eta = \frac{q_{efet}}{q_{imp}} \quad (4.3)$$

Assim, as perdas térmicas em termos percentuais podem ser determinadas através do seguinte balanço de energia:

$$BE = 1 - \frac{q_{efet}}{q_{imp}} \quad (4.4)$$

Esta abordagem foi realizada exatamente como Everts e Meyer (2018) descreveram quando estudaram escoamento em desenvolvimento num tubo liso em regime de transição. Segundo estes autores, BE deve apresentar um valor quase nulo para um caso em que a secção de teste se encontra devidamente isolada termicamente (condições ideais). No presente trabalho, as perdas térmicas médias obtidas para o tubo liso, tubo corrugado de passo 6 mm e tubo corrugado de passo 12 mm foram de aproximadamente 5,5% (0,9 kW/m² em média), 5,7% (0,9 kW/m² em média) e 6,2% (1,2 kW/m² em média), respetivamente. A avaliação realizada por Everts e Meyer (2018) indicou que as perdas térmicas foram inferiores a 3%, no entanto apesar de ser menor que o que foi verificado no presente trabalho, ainda assim não apresenta uma grande diferença.

Antes de iniciar a discussão acerca da validação dos resultados da instalação experimental, é importante mostrar, em primeiro lugar, como foram realizados os ensaios com fluxo de calor imposto na parede dos três tubos em estudo. Assim, tal como foi referido na secção 3.3, o fluxo de calor imposto foi regulado de forma a que a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da secção de teste, ΔT , permanecesse próxima do valor de $\Delta T = 5^\circ\text{C}$. No entanto tal não foi possível para todas as

condições de teste, uma vez que se atingiu o limite máximo da fonte de alimentação, o que implicou uma diminuição do ΔT .

Assim, a Fig. 4.3 apresenta o fluxo de calor imposto na secção de teste em função do número de Reynolds. O fluxo de calor imposto variou entre 5.5 kW/m² e 21.1 kW/m² e o número de Reynolds entre 474 e 6213.

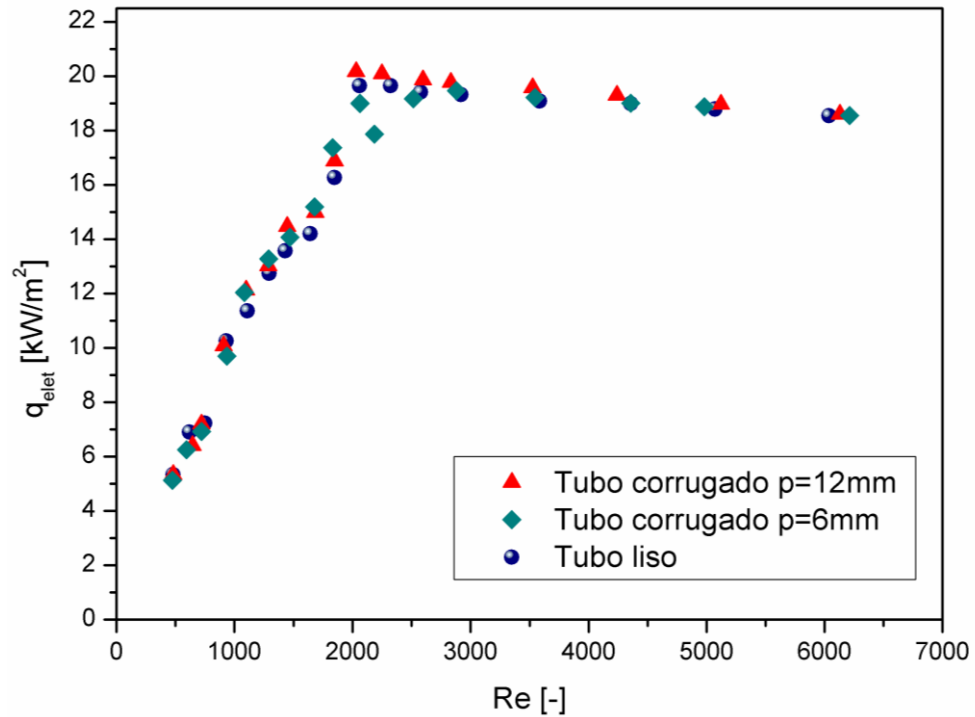


Fig. 4.3 – Fluxo de calor imposto na secção de teste em função do número de Reynolds para os três tubos estudados.

A Fig. 4.4 mostra como a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da secção de teste variou com o número de Reynolds.

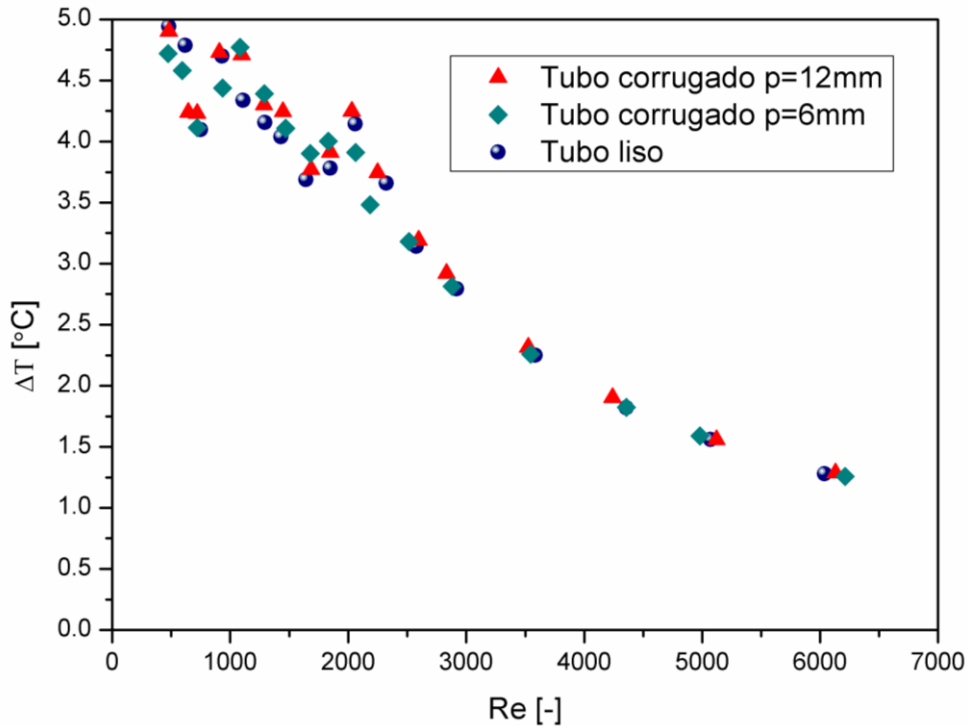


Fig. 4.4 – Variação da diferença de temperatura entre a entrada e a saída da secção de teste em função do número de Reynolds, para os três tubos estudados.

A Fig. 4.4 revela que a diferença de temperatura variou entre 1.3 °C e 4.9 °C, sendo que ΔT decresce com o número de Reynolds.

Os valores máximos e mínimos de cada parâmetro medido são apresentadas nas Tabela 4.1, Tabela 4.2 e Tabela 4.3 para o tubo liso, tubo corrugado com passo 6 mm e tubo corrugado com passo 12 mm, respetivamente.

Tabela 4.1

Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo liso como tubo de teste.

Intervalo	Unidades
$0.00171 \leq \dot{m} \leq 0.02378$	[kg/s]
$26.56 \leq \bar{T}_{out} \leq 31.01$	[°C]
$24.43 \leq \bar{T}_{in} \leq 26.07$	[°C]
$1.28 \leq \Delta \bar{T} \leq 4.94$	[°C]
$5.68 \leq q_{imp} \leq 20.71$	[kW/m ²]
$429 \leq Re \leq 6037$	[-]
$5.64 \leq Pr \leq 6.02$	[-]
$2864 \leq Gr \leq 15935$	[-]
$17239 \leq Ra \leq 91744$	[-]
$0.000082 \leq Ri \leq 0.034852$	[-]

Tabela 4.2

Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo corrugado com passo 6 mm como tubo de teste.

Intervalo	Unidades
$0.00178 \leq \dot{m} \leq 0.0242$	[kg/s]
$26.98 \leq \bar{T}_{out} \leq 30.13$	[°C]
$24.48 \leq \bar{T}_{in} \leq 25.85$	[°C]
$1.26 \leq \Delta\bar{T} \leq 4.77$	[°C]
$5.49 \leq q_{imp} \leq 20.60$	[kW/m ²]
$438 \leq Re \leq 6212$	[-]
$5.74 \leq Pr \leq 6.03$	[-]
$1342 \leq Gr \leq 7259$	[-]
$7999 \leq Ra \leq 42314$	[-]
$0.000036 \leq Ri \leq 0.029321$	[-]

Tabela 4.3

Gamas de variação para os parâmetros medidos e calculados utilizando o tubo corrugado com passo 12 mm como tubo de teste.

Intervalo	Unidades
$0.00179 \leq \dot{m} \leq 0.0237$	[kg/s]
$27.20 \leq \bar{T}_{out} \leq 30.51$	[°C]
$24.42 \leq \bar{T}_{in} \leq 26.02$	[°C]
$1.28 \leq \Delta\bar{T} \leq 4.90$	[°C]
$5.72 \leq q_{imp} \leq 21.13$	[kW/m ²]
$450 \leq Re \leq 6131$	[-]
$5.68 \leq Pr \leq 6.02$	[-]
$1409 \leq Gr \leq 5478$	[-]
$8342 \leq Ra \leq 31091$	[-]
$0.000039 \leq Ri \leq 0.027073$	[-]

4.3 Análise de convecção

A Fig. 4.5 mostra a variação do número de Richardson em função do número de Reynolds para os testes realizados com os três tubos.

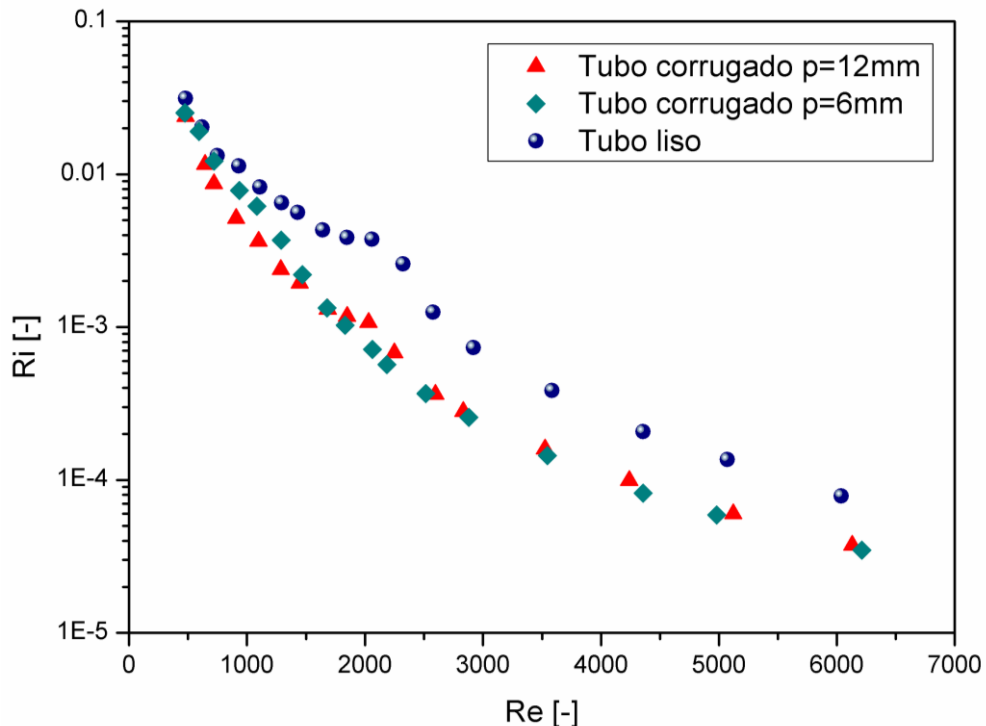


Fig. 4.5 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para cada um dos tubos de teste.

A Fig 4.5 permite observar que $Ri < 0.1$ para todas as condições de teste, significando que todo o escoamento se apresenta em convecção forçada, onde a convecção natural pode ser desprezável.

Realizaram-se inicialmente alguns testes com um fluxo de calor maior, no entanto, o que se verificou foi uma instabilização do escoamento uma vez que o fator de atrito diabático apresentava elevadas variações. O fato de se ter optado por debitar um fluxo de calor diretamente na superfície do tubo, em vez de ter utilizado uma resistência como em Ferreira (2016), permite um aquecimento do tubo mais uniforme. No entanto como a resistência do próprio tubo é de $R = 0.07 \Omega$, ainda em regime laminar tornou-se difícil obter convecção mista com a potência térmica máxima da fonte de alimentação.

4.4 Validação da instalação experimental

4.4.1 Fator de atrito adiabático

Tal como demonstrado na secção 4.1, os 820 mm de comprimento da secção de desenvolvimento garantem o escoamento hidrodinâmico completamente desenvolvido para o tubo liso, quer para regime laminar quer para regime turbulento.

No trabalho de Ferreira (2016), a forma como a instalação experimental se encontrava concebida, não permitiu ao autor validar a secção de teste ao nível das perdas de carga, uma vez que

o escoamento não se encontrava completamente desenvolvido hidrodinamicamente. Neste sentido, no presente estudo foram realizadas importantes alterações na estrutura da instalação, não só para a permitir que o escoamento no tubo de teste liso se encontrasse completamente desenvolvido hidrodinamicamente, como também para que fosse possível validar devidamente a instalação experimental através de correlações empíricas disponíveis na literatura.

No decorrer do presente trabalho verificou-se que as ligações hidráulicas utilizadas em Ferreira (2016) para unir a secção de desenvolvimento à secção de teste induziam perturbações no escoamento à entrada da secção de teste, forçando-o a voltar a estar em desenvolvimento hidrodinâmico. Assim, tal como referido na secção 3.1, optou-se por unir a secção de desenvolvimento ao tubo liso através de uma ligação soldada, permitindo que a passagem do escoamento pela entrada da secção de teste fosse o mais suave possível e consequentemente que o escoamento continuasse completamente desenvolvido hidrodinamicamente, ao longo de toda a secção de teste.

Na Fig. 4.6 encontra-se representado o fator de atrito obtido experimentalmente, em função do número de Reynolds, para o tubo liso na secção de teste. Apresentam-se também as curvas do fator de atrito provenientes das correlações revistas na secção 2.1.1 para escoamento adiabático em regime laminar, turbulento e de transição.

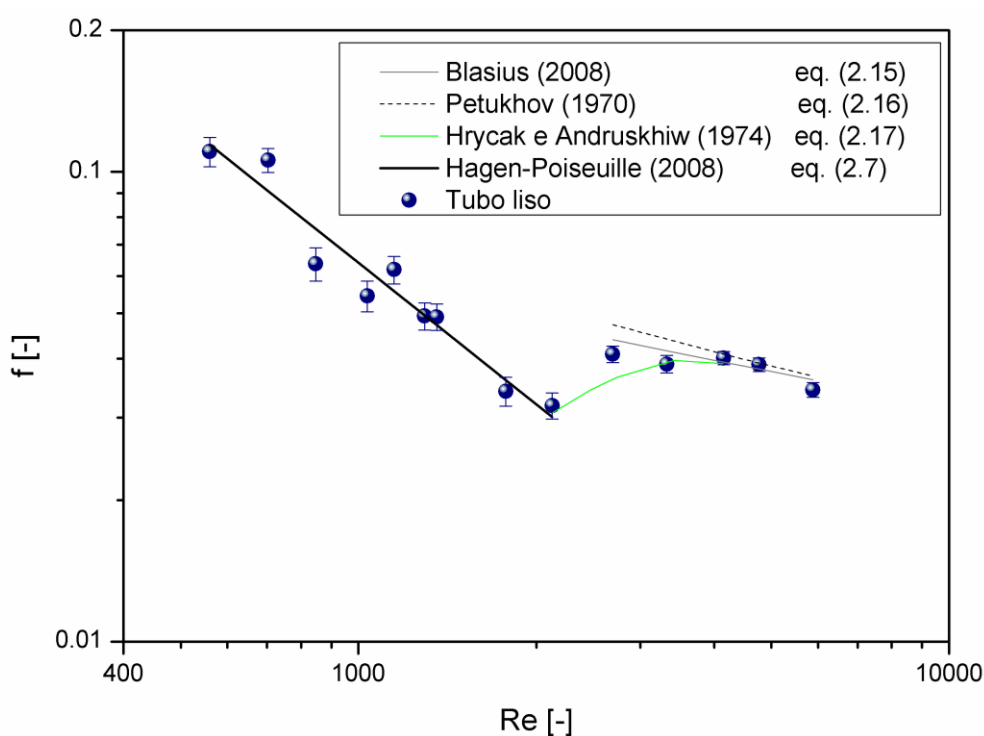


Fig. 4.6 - Fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo liso na secção de teste.

Os resultados obtidos em regime laminar são comparados com a correlação de Hagen-Poiseuille (2008) eq. (2.7); os resultados em regime de transição são comparados com a equação de Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.17); e em regime turbulento a comparação é realizada mediante duas correlações, a correlação de Blasius (2008) eq. (2.15) e a de Petukhov (1970) eq. (2.16). A Fig.

4.6 permite observar que os dados experimentais obtidos seguem muito bem correlações existentes na literatura para escoamento completamente desenvolvido em condições adiabáticas.

A Tabela 4.4 mostra os desvios médio absoluto e máximo absoluto dos dados experimentais em relação aos valores obtidos através da aplicação das correlações empíricas. Importa referir que para este teste de validação o número de Reynolds variou entre 560 e 5884.

Tabela 4.4

Desvios médios e máximos que os dados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações disponíveis na literatura.

Regime	Correlação	Desvio médio absoluto (%)	Desvio máximo absoluto (%)
Laminar	Hagen-Poiseuille (2008) eq. (2.7)	8.2	16.4
Transição	Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.17)	5.0	11.9
Turbulento	Blasius (2008) eq. (2.15)	4.4	6.7
Turbulento	Petukhov (1970) eq. (2.16)	6.8	13.4

A Tabela 4.4 mostra que os desvios médios e máximos dos resultados obtidos em relação às correlações empíricas não são significativos. A correlação de Hagen-Poiseuille (2008) eq. (2.7) representa adequadamente os resultados experimentais obtidos para regime laminar, apresentando um desvio médio absoluto de 8,2%.

Os resultados obtidos para regime de transição apresentam um desvio médio absoluto de 5% em relação à correlação de Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.17). No entanto, tal como se pode observar na Fig. 4.6, embora os resultados estejam muito bem representados pela correlação no início da transição e na parte final, na zona intermédia ocorre um desvio máximo de aproximadamente 12%. Apesar do escasso número de correlações para o regime de transição disponíveis na literatura, verifica-se que a correlação proposta por Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.17) se aproxima de forma satisfatória dos resultados obtidos.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a transição do escoamento no interior de um tubo liso em escoamento completamente desenvolvido ocorre para $Re_{crit} \cong 2300$. Através da Fig. 4.6 é possível destacar o intervalo onde o regime de transição ocorre, sendo este delimitado por um $2100 \leq Re \leq 2700$. Assim, verifica-se que o valor $Re_{crit} \approx 2300$ está inserido nesse intervalo, indicando que o regime de transição obtido ocorre, tal como referido na literatura.

Em relação ao regime turbulento, verifica-se que em regime turbulento a correlação de Blasius (2008) eq. (2.15) apresenta uma maior concordância com os resultados obtidos do que a correlação de Petukhov (1970) eq. (2.16), sendo o desvio médio absoluto de aproximadamente 4%.

Desta análise é possível concluir que a secção de teste da instalação experimental apresenta resultados fidedignos de acordo com as previsões existentes na literatura no que toca ao comportamento hidrodinâmico do escoamento.

4.4.2 Número de Nusselt

Uma vez validada a secção de teste relativamente ao comportamento hidrodinâmico do escoamento, é necessário efetuar a validação no que toca ao processo de transmissão de calor. Para tal, impôs-se um fluxo de calor na superfície do tubo liso e utilizaram-se as temperaturas médias à entrada e à saída da secção de teste para determinar o número de Nusselt médio. Os resultados experimentais obtidos foram então comparados com os obtidos pelas correlações disponíveis na literatura.

Tal como foi referido na avaliação do comprimento de entrada térmico (ver secção 4.1), em regime laminar, o escoamento encontra-se sempre em desenvolvimento térmico e em regime turbulento os resultados foram todos obtidos com o escoamento completamente desenvolvido em 86% do comprimento da secção de teste.

Desta forma, para regime laminar, este trabalho apresenta correlações obtidas para escoamento em desenvolvimento térmico. Para regime turbulento são utilizadas correlações em que o escoamento se encontra completamente desenvolvido termicamente.

A Fig. 4.7 mostra a variação do número de Nusselt, obtido através dos resultados experimentais associados ao tubo liso, nos três regimes estudados, bem como a incerteza associada a cada resultado experimental.

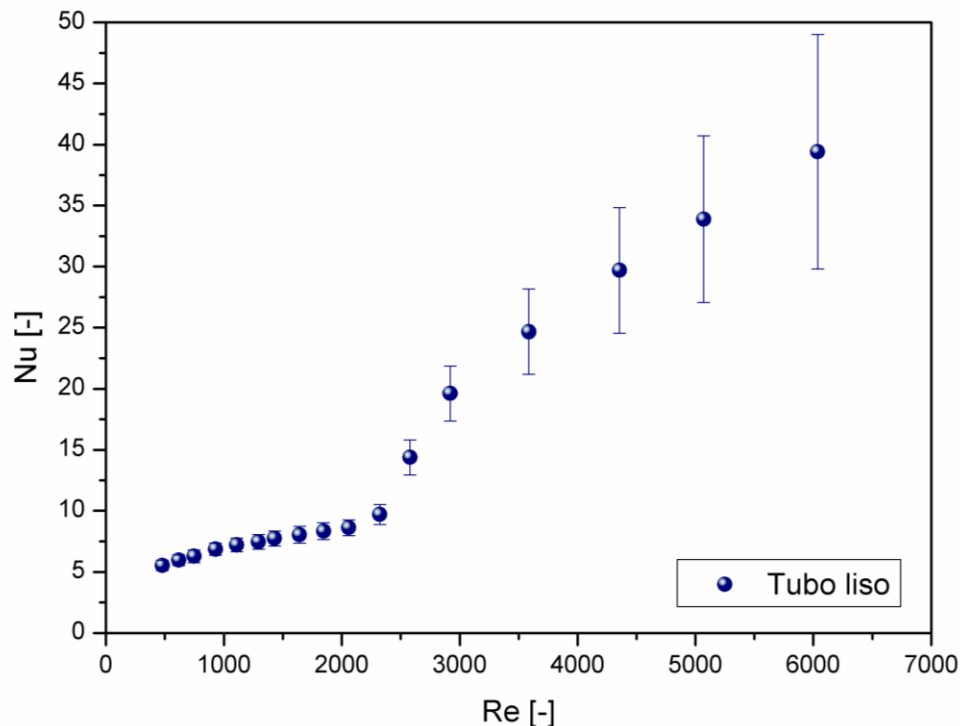


Fig. 4.7 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o tubo liso na secção de teste.

Através da Fig. 4.7, é possível distinguir três regimes de escoamento, nomeadamente: regime laminar caracterizado por $Re < 2100$; regime turbulento $Re > 3000$; e regime de transição $2100 < Re < 3000$.

Pode ainda verificar-se na Fig. 4.7 que as incertezas dos resultados obtidos em regime laminar apresentam uma magnitude inferior comparativamente aos resultados obtidos em regime turbulento. Isto ocorre devido à necessidade de manter uma diferença de temperatura entre a saída e a entrada da secção de teste suficientemente elevada, de modo a que as incertezas dos sensores de temperatura influenciassem o menos possível as medições. No entanto, a partir de um determinado número de Reynolds não foi mais possível atingir uma diferença de temperatura considerável, uma vez que foi atingida a potência térmica máxima que a fonte de alimentação conseguia debitar. Assim, à medida que o número de Reynolds aumentou, a diferença de temperatura diminuiu e a influencia da incerteza dos sensores aumentou, o que por sua vez aumentou a incerteza associada aos resultados obtidos.

A Fig. 4.8 mostra o comportamento apresentado pelo número de Nusselt, obtido experimentalmente, em regime laminar, bem como as correlações empíricas que o preveem.

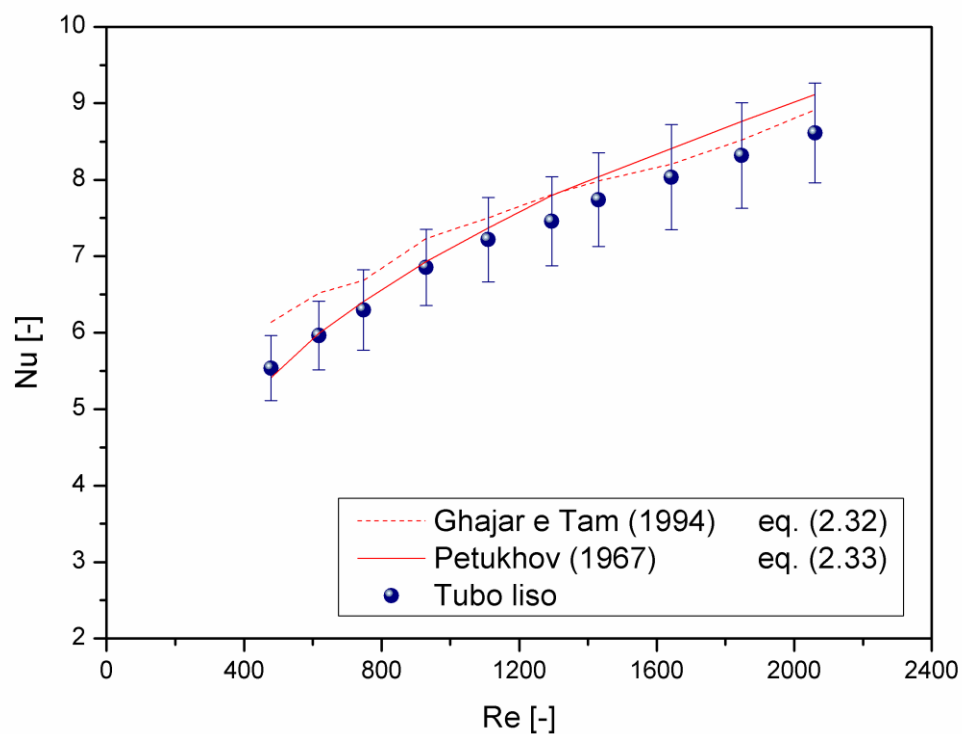


Fig. 4.8 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds na secção de teste para regime laminar.

A Fig. 4.8 revela que em regime laminar, o número de Nusselt aumenta com o aumento do número de Reynolds. Adicionalmente, observa-se que o valor de Nu é superior a $Nu = 4.36$, valor característico de escoamento completamente desenvolvido para condições de fluxo de calor imposto na parede. Tal como foi referido na secção 4.3, o presente trabalho apenas considerou convecção forçada, pelo que os efeitos de escoamento secundário são desprezáveis, concluindo-se que o aumento do número de Nusselt em regime laminar se deve apenas ao facto do escoamento estar em desenvolvimento térmico. Como foi referido na secção 2.1.2, a região de entrada térmica apresenta um coeficiente de transferência de calor mais elevado que em regime completamente desenvolvido termicamente. Assim, na região de entrada do tubo, o número de Nusselt será maior do que o valor apresentado para condições de escoamento completamente desenvolvido.

Os resultados obtidos para regime laminar são comparados com duas correlações, nomeadamente a de Ghajar e Tam (1994) eq. (2.32) e a de Petukhov (1967) eq. (2.33), sendo válidas para regime laminar em escoamentos em desenvolvimento térmico.

Na Tabela 4.5 encontram-se apresentadas as correlações utilizadas na Fig. 4.8 e os seus respetivos desvios médios absolutos e desvios máximos absolutos.

Tabela 4.5

Desvios médios e máximos absolutos que os dados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações da literatura.

Regime laminar		
Correlação	Desvio médio absoluto (%)	Desvio máximo absoluto (%)
Ghajar e Tam (1994) eq. (2.32)	4.9	9.8
Petukhov (1967) eq. (2.33)	3.1	5.5

A Fig. 4.8 mostra que a correlação de Ghajar e Tam (1994) (2.32) segue melhor que a correlação de Petukhov (1967) eq. (2.33) os resultados experimentais obtidos para números de Reynolds superiores ($Re > 1000$), próximos do regime de transição, ficando o erro máximo delimitado nos valores de incerteza experimental. Os valores experimentais afastam-se da correlação de Ghajar e Tam (1994) eq. (2.32) para números de Reynolds mais baixos ($Re < 500$), sendo sobredimensionados por esta correlação. Porém deve notar-se que a correlação de Ghajar e Tam (1994) eq. (2.32) foi desenvolvida para escoamentos com números de Prandtl compreendidos entre $40 < Pr < 160$, que é um intervalo consideravelmente superior ao obtido no presente trabalho $5.6 < Pr < 6$, isto é nas condições de Ghajar e Tam (1994) onde os efeitos de difusão viscosa são dominantes. No presente trabalho, e particularmente para os números de Reynolds mais baixos, essa condição poderá não ocorrer, o que pode justificar a diferença observada entre os resultados experimentais e a correlação. Porém a tendência qualitativa entre a correlação e os pontos experimentais é a mesma.

A Fig. 4.9 apresenta a variação do número de Nusselt, obtido experimentalmente, em função do número de Reynolds na secção de teste, para regime turbulento. Estes resultados experimentais são comparados, tal como no regime laminar, com correlações empíricas, usadas para validação.

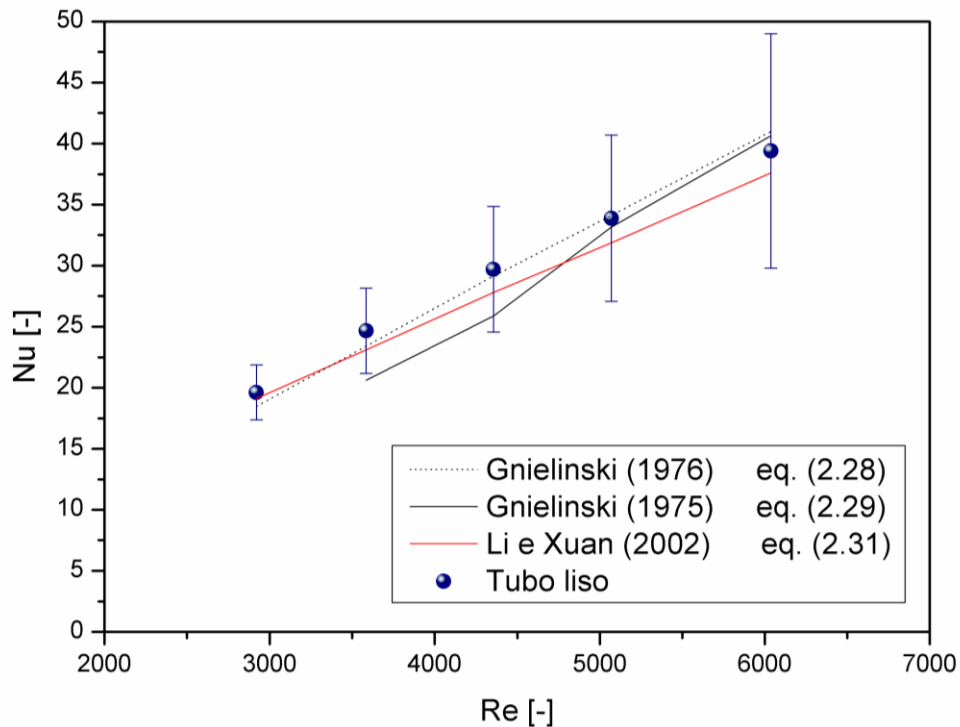


Fig. 4.9 - Número de Nusselt em função do número de Reynolds na secção de teste para regime turbulento. Comparação dos resultados experimentais obtidos para tubo liso com os previstos pelas correlações disponíveis na literatura.

Na Tabela 4.6 encontram-se apresentadas as correlações que descrevem o comportamento dos resultados obtidos em regime turbulento e os seus respetivos desvios médios absolutos e desvios máximos absolutos.

Tabela 4.6

Desvios médios e máximos absolutos que os dados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações da literatura.

Regime turbulento		
Correlação	Desvio médio absoluto [%]	Desvio máximo absoluto [%]
Gnielinski (1976) eq. (2.29)	3.6	6.2
Gnielinski (1975) eq. (2.29)	9.9	19.6
Li e Xuan (2002) eq. (2.31)	5.4	6.8

Na Fig. 4.9 são apresentadas para regime turbulento três correlações distintas para escoamentos completamente desenvolvidos termicamente, nomeadamente a correlação de Gnielinski (1976) eq. (2.29), a de Gnielinski (1975) eq. (2.30) e a correlação de Li e Xuan (2002) eq. (2.31). Os resultados obtidos descrevem um bom comportamento quando comparados com estas três correlações, no entanto, verificou-se que a correlação Gnielinski (1975) eq. (2.30) descreve melhor o comportamento do processo de transmissão de calor. O desvio máximo absoluto, em relação aos dados experimentais obtidos, da correlação de Gnielinski (1976) eq. (2.29) ocorre no início do regime turbulento, no entanto em $Re \approx 5000$ a correlação aproxima-se dos valores obtidos. Por outro lado, a correlação de Li e Xuan (2002) (2.31) apresenta uma boa proximidade dos resultados obtidos no início

de regime turbulento, afastando-se com o aumento do número de Reynolds. Esta correlação, no entanto, apresenta desvios médios e máximos muito inferiores à correlação de Gnielinski (1976) eq. (2.29). Por fim, a correlação de Gnielinski (1975) eq. (2.30) apresenta, uma boa concordância com todos os pontos obtidos em regime turbulento, sendo que os seus desvios médios e máximos são de 3.6% e 6.2%, respetivamente.

Como foi referido anteriormente, esta secção foi conduzida por escoamentos em regime laminar e turbulento em convecção forçada com o intuito de validar a instalação experimental. Os resultados mostram que a instalação experimental e os métodos utilizados no processamento dos dados obtidos produziram resultados precisos, podendo assumir-se que a instalação experimental consegue produzir resultados fiáveis na região de transição.

A validação relativamente ao número de Nusselt local para o tubo liso foi realizada à semelhança do trabalho de Utomo *et al.* (2014). Assim, foi selecionado um número de Reynolds em regime laminar ($Re \approx 1650$) em que o fluxo de calor imposto foi de 15 kW/m^2 e, através dos dados obtidos através dos sensores de temperatura colocados na secção de teste, calculou-se o número de Nusselt local. Na Fig. 4.10 está representado o número de Nusselt local obtido em função do comprimento do tubo e a correlação de Shah e London (1978) eq. (2.34) com a respetiva gama de precisão avaliada em 15%, (precisão aceitável para uma correlação empírica), para regime laminar e fluxo de calor constante.

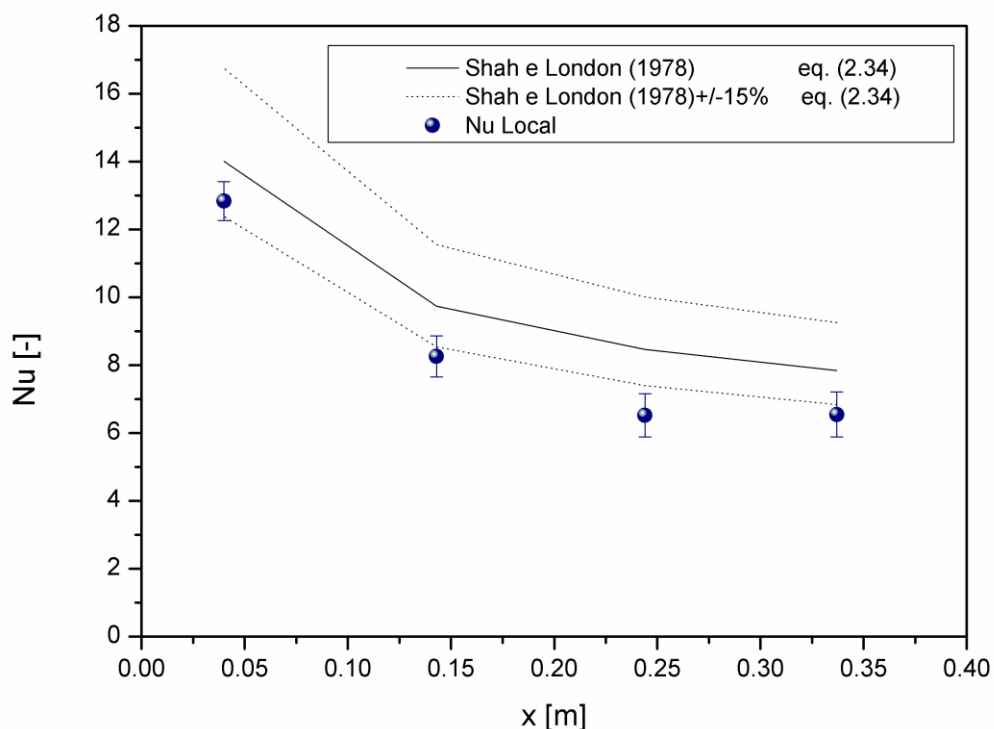


Fig. 4.10 - Número de Nusselt local no tubo liso para $Re \approx 1650$ e $q_{imp} = 15 \text{ kW/m}^2$.

A Fig. 4.10 mostra que os resultados obtidos apresentaram a mesma tendência da correlação de Shah e London (1978) eq. (2.34), no entanto apresentam valores inferiores aos previstos. O número de Nusselt mais elevado verificou-se à entrada da secção de teste, tendo diminuído ao longo do tubo.

Tabela 4.7

Desvios em percentagem e diferença de temperaturas verificada na comparação da correlação de Shah com números de Nusselt locais obtidos.

Ponto Experimental	Distância axial [m]	Desvio relativo absoluto [%]	Diferença de temperatura [°C]
1	0.04	8.4	1.2
2	0.143	15.2	1.5
3	0.244	23.0	1.9
4	0.337	16.5	1.3

A Tabela 4.7 revela que os resultados apresentam uma diferença de temperatura em relação à correlação de Shah e London (1978) eq. (2.34) entre 1.2 °C e 1.9 °C e um desvio relativo entre 8.4% e 23%. Estas diferenças podem estar relacionadas com as diferentes condições aplicadas por Shah e London (1978) eq. (2.34) no desenvolvimento da correlação. Segundo Incropera *et al.* (2008), caso esta correlação tenha sido obtida para escoamento em desenvolvimento hidrodinâmico e térmico, os resultados passam a depender muito da viscosidade do fluido, e, portanto, do número de Prandtl. Assim, quanto maior for o número de Prandtl, menor será o número de Nusselt. Note-se ainda que esta correlação é uma correlação empírica, pelo que é aceitável desvios na ordem dos 15%. O estudo realizado por Utomo *et al.* (2013) também apresentou números de Nusselt inferiores e exteriores à gama de precisão da correlação prevista por Shah e London (1978) eq. (2.34) para um número de Reynolds constante.

Assim, pode concluir-se que a instalação e as equações utilizadas no tratamento dos dados produziram resultados fiáveis, uma vez que estes não apresentaram uma diferença muito significativa das correlações presentes na literatura.

4.5 Análise das perdas de carga em escoamento adiabático em tubos corrugados

4.5.1 Fator de atrito adiabático

Para comparar os resultados das perdas de carga obtidas através do tubo liso na secção 4.4.1 com as provocadas pelos tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm, realizou-se um conjunto de ensaios à temperatura ambiente e sem fluxo de calor imposto.

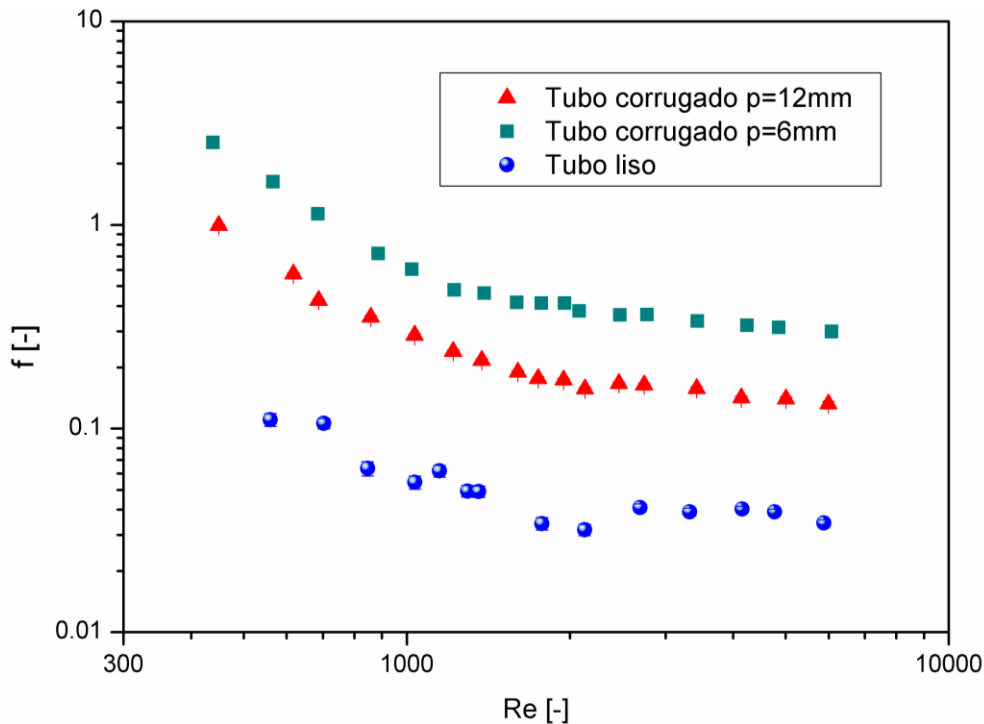


Fig. 4.11 - Fator de atrito obtido em condições adiabáticas em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm.

A Fig. 4.11 apresenta o fator de atrito em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm. Os dados experimentais foram obtidos para números de Reynolds entre 439 e 6077.

Tal como seria de esperar o tubo liso é aquele que apresenta um fator de atrito menor. Verifica-se que, no caso dos tubos corrugados, o fator de atrito obtido apresenta uma deslocação vertical ascendente em relação ao fator de atrito obtido no tubo liso. O tubo corrugado com passo de 6 mm é aquele que apresentou o valor de fator de atrito mais elevado.

Os resultados mostram que a transição de regime laminar para turbulento ocorre de forma mais suave para tubos corrugados do que para o tubo liso, tendo este fenómeno também sido observado por Vicente *et al.* (2004a), que referem que esse resultado se deve ao efeito de *swirl* que é produzido no escoamento pela forma helicoidal da corrugação. Além disso, verifica-se que, nos tubos corrugados, a transição inicia-se a números de Reynolds inferiores, tal como Meyer e Olivier (2011) concluíram no seu trabalho. Segundo os autores este fenómeno ocorre devido à resistência ao escoamento provocada pela corrugação inerente aos tubos. Como o aumento do fator de atrito no regime de transição é amortecido no caso dos tubos corrugados, torna-se difícil identificar onde esta ocorre exatamente, no entanto a Fig. 4.11 sugere que a transição, no tubo corrugado de passo 6 mm ocorre a número de Reynolds inferiores ao que se verificou no tubo corrugado de passo 12 mm.

A Fig. 4.12 mostra o aumento do fator de atrito obtido com os tubos corrugados comparativamente ao tubo liso, bem como o aumento do fator de atrito do tubo corrugado com passo de 6 mm relativamente ao tubo corrugado com passo de 12 mm.

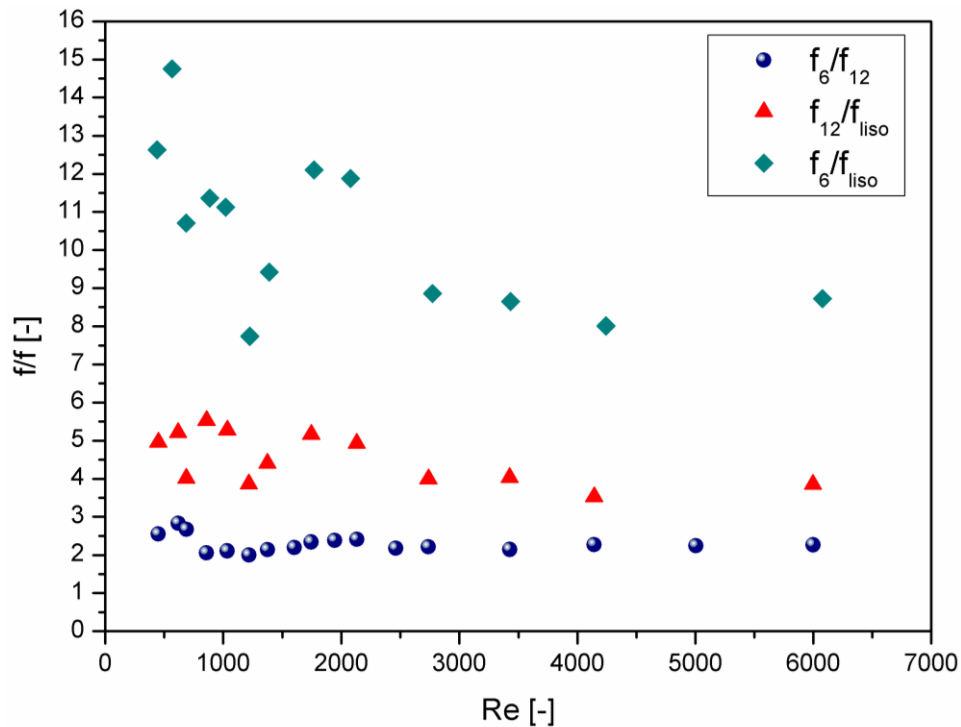


Fig. 4.12 - Aumento do fator de atrito em função do número de Reynolds, que os tubos corrugados proporcionam em relação ao tubo liso.

A Fig. 4.12 apresenta a razão de fatores de atrito em relação a dois tubos, sendo que $\frac{f_6}{f_{liso}}$ representa a razão entre o fator de atrito do tubo corrugado com passo de 6 mm e o tubo liso, $\frac{f_{12}}{f_{liso}}$ representa a razão entre o fator de atrito do tubo corrugado com passo de 12 mm e o tubo liso, e $\frac{f_6}{f_{12}}$ representa a razão do fator de atrito entre os dois tubos corrugados.

Tabela 4.8

Aumento verificado pela reação do fator de atrito que cada tubo apresenta em relação ao outro.

Razão de fatores de atrito	Fator de aumento médio	
	Regime laminar	Regime turbulento
a) $\frac{f_6}{f_{liso}}$	11.3	8.6
b) $\frac{f_{12}}{f_{liso}}$	4.8	3.9
c) $\frac{f_6}{f_{12}}$	2.3	2.2

- a) Aumento verificado entre o tubo corrugado $p = 6mm$ em relação ao tubo liso.
- b) Aumento verificado entre o tubo corrugado $p = 12mm$ em relação ao tubo liso.
- c) Aumento verificado entre os dois tubos corrugados.

A Tabela 4.8 permite verificar que em regime laminar os tubos corrugados de $p = 6 mm$ e $p = 12 mm$ apresentam, em média, valores de fator de atrito (f_6 e f_{12}) aproximadamente 11 vezes e 5 vezes superiores aos valores do tubo liso, respetivamente. Em regime turbulento o fator de atrito do tubo corrugado com $p = 6 mm$ apresenta um fator de atrito cerca de 8 vezes superior ao tubo liso, enquanto

o tubo corrugado com $p = 12 \text{ mm}$ apresenta um fator de atrito cerca de 4 vezes superior em relação ao do tubo liso.

4.5.2 Fator de atrito diabático

Nesta secção é comparado o fator de atrito adiabático com o fator de atrito diabático, isto é, obtido com um fluxo de calor aplicado na superfície do tubo.

A Fig. 4.13 mostra o fator de atrito adiabático e diabático em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados.

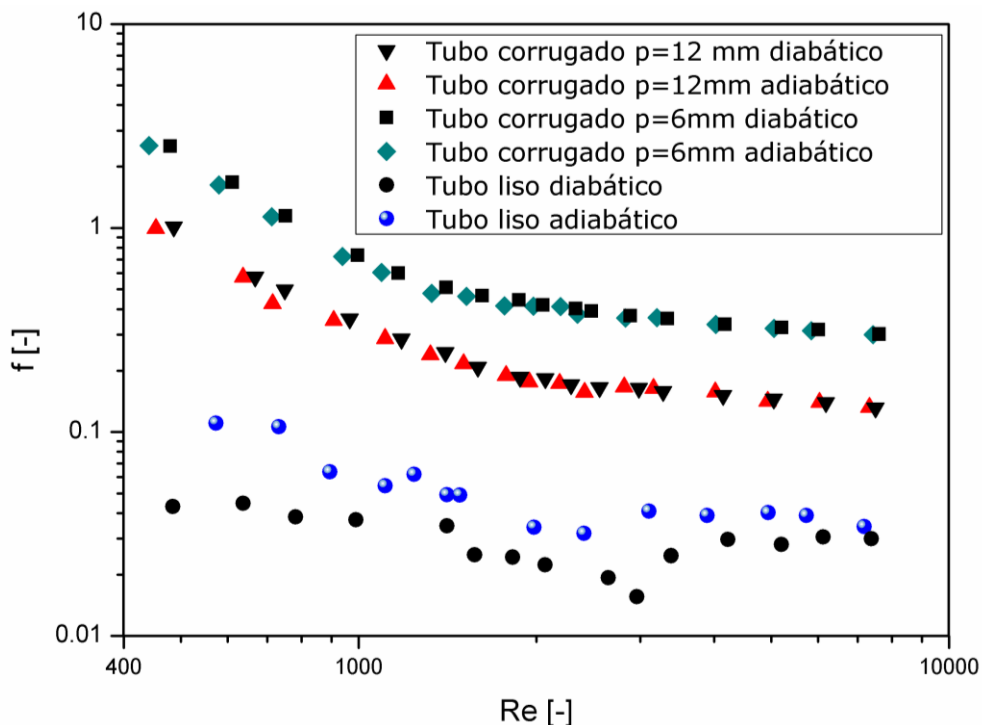


Fig. 4.13 - Fator de atrito adiabático e diabático em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados.

A Fig. 4.13 mostra que o fator de atrito adiabático do tubo liso é sempre superior ao fator de atrito diabático, isto é, obtido com fluxo de calor imposto, o que está em concordância com os resultados obtidos por Tam *et al.* (2013). Por outro lado, o regime de transição para o fator de atrito diabático no tubo liso ocorre para um número de Reynolds superior ao verificado no caso adiabático (Everts, 2014), obtiveram resultados similares. Everts (2004) verificou que o fator de atrito adiabático e diabático não apresentam diferenças significativas em regime turbulento. Na Fig. 4.13 verifica-se também uma aproximação em regime turbulento dos dois fatores de atrito, o que comprova o observado no estudo de Everts (2014). Segundo Everts (2014), o escoamento entra em regime de transição para um número de Reynolds superior, uma vez que a aplicação de um fluxo de calor na superfície do tubo provoca uma maior estabilidade no escoamento, forçando a transição a ocorrer para números de Reynolds mais elevados.

Por outro lado, ao impor um fluxo de calor na superfície dos tubos corrugados não se verificaram efeitos muito significativos, uma vez que ambos os fatores de atrito apresentam valores muito próximos. Tam *et al.* (2013), verificaram que a imposição de um fluxo de calor tem uma grande influência no fator de atrito em regime laminar e de transição, no entanto essa influência é desprezável em regime turbulento. Deste modo, os autores referem que essa alteração no comportamento do fator de atrito em regime laminar e de transição deve-se ao facto de nestes regimes, os efeitos de escoamento secundário não serem desprezáveis. Na secção 4.3 do presente trabalho, concluiu-se, que os efeitos de escoamento secundário para as condições em estudo são desprezáveis, o que pode explicar o facto de não se ter verificado efeitos significativos em regime laminar e de transição no fator de atrito diabático e adiabático dos tubos corrugados.

Ao contrário do que ocorre com os tubos corrugados, o fator de atrito diabático no tubo liso mostrou-se inferior ao fator de atrito adiabático. Esse fenómeno poderá ser explicado com base na Fig. 4.14, onde se encontra apresentada a viscosidade dinâmica obtida em condições de escoamento adiabático e diabático referente apenas ao tubo liso em função do número de Reynolds.

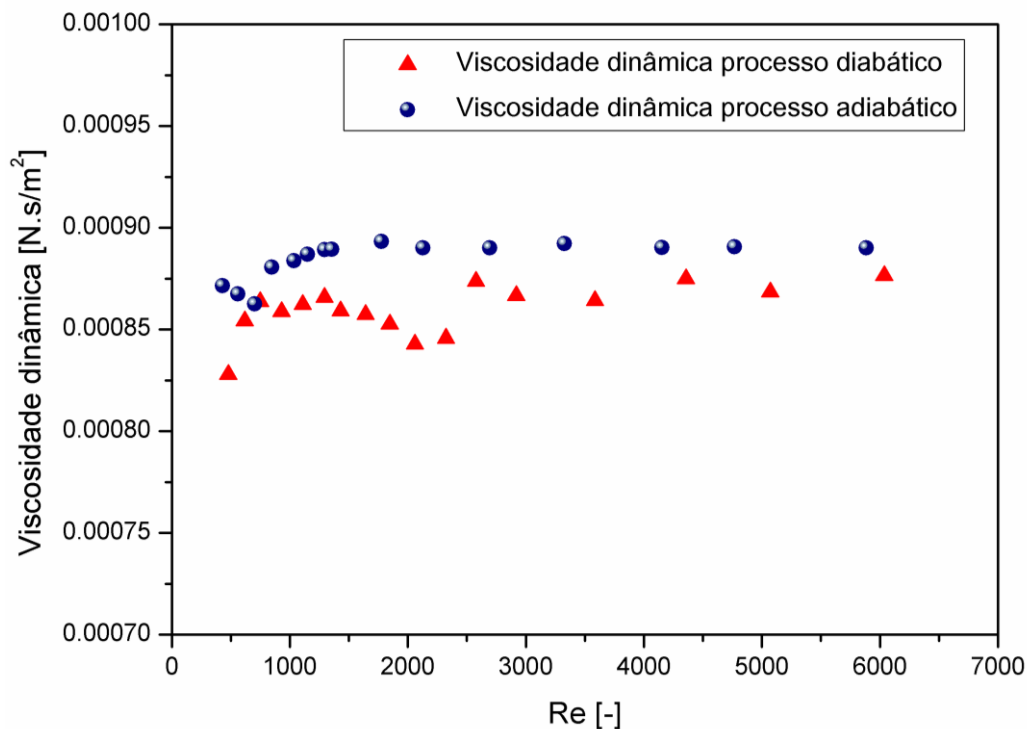


Fig. 4.14 – Viscosidade dinâmica obtida em condições de escoamento adiabático e diabático, em função do número de Reynolds, obtidas através dos ensaios com o tubo liso.

A Fig. 4.14 mostra que, ao aplicar um fluxo de calor constante na superfície do tubo liso, a viscosidade dinâmica diminui. Desta forma as tensões de corte entre o escoamento e a superfície do tubo diminuem, ficando o perfil de velocidades mais uniforme e, conseqüentemente, o escoamento torna-se mais estável e as perdas de carga diminuem, tal como se observou na Fig. 4.13. De notar que no caso do tubo liso o perfil de velocidade encontra-se completamente desenvolvido desde a secção de desenvolvimento, enquanto no caso dos tubos corrugados, esse perfil de velocidades ao dar entrada na secção de teste torna-se instável, devido às perturbações que a corrugação provoca no perfil de

velocidades, pelo que a mesma conclusão relativamente à viscosidade dinâmica no tubo liso, não pode ser realizada no caso dos tubos corrugados. Ainda assim, para perceber ao detalhe o fenómeno ocorrido seria necessário realizar um estudo das perdas de carga através de simulações numéricas.

4.6 Análise da transmissão de calor em tubos corrugados

Para realizar uma análise de transmissão de calor nos tubos corrugados aqui estudados, impôs-se um fluxo de calor na superfície de cada tubo e utilizaram-se as temperaturas médias à entrada da secção de desenvolvimento e à saída da secção de teste para determinar o número de Nusselt médio correspondente a cada ensaio, à semelhança do que foi feito no caso da validação do tubo liso.

A Fig. 4.15 mostra a variação do número de Nusselt com o número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados e apresenta as barras associadas à incerteza de cada ponto experimental. Nestes ensaios o número de Reynolds variou entre 474 e 6213 e o fluxo de calor imposto entre 5.5 kW/m² e 21.1 kW/m².

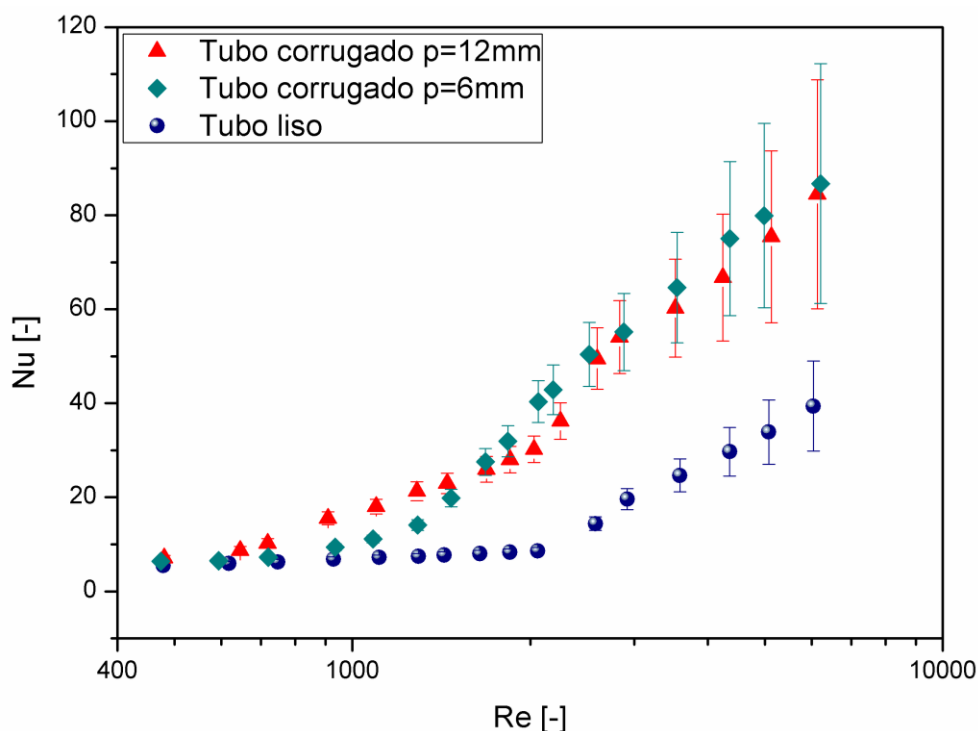


Fig. 4.15 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para o tubo liso e para os tubos corrugados.

De uma forma geral, a Fig. 4.15 mostra que o número de Nusselt para os tubos corrugados aumenta de forma significativa. O número de Nusselt obtido através dos tubos corrugados é sempre superior ao obtido no tubo liso. Para regime laminar, à medida que o número de Reynolds aumenta, o número de Nusselt para os tubos corrugados apresenta um acréscimo mais acentuado comparativamente ao tubo liso. No entanto, verifica-se que a partir de $Re \approx 3000$, o aumento do número de Nusselt apresenta a mesma tendência.

Torna-se evidente que a utilização de tubos corrugados, comparativamente a tubos lisos, força a transição laminar-turbulento a ocorrer a números de Reynolds inferiores. A Fig. 4.15 sugere que a

transição correspondente ao tubo corrugado de passo 6 mm iniciou-se num $Re \approx 1080$, enquanto que a transição correspondente ao tubo corrugado de passo 12 mm começou num $Re \approx 1470$. Desta forma, e uma vez que a altura da crista é idêntica para os dois tubos, é possível concluir que há uma clara dependência entre o passo e a região de transição, sendo que quanto menor for o passo menor será o número de Reynolds para o qual a transição ocorre.

A Fig. 4.15 mostra que o número de Nusselt associado ao tubo corrugado de passo 6 mm é inferior ao do tubo corrugado de passo 12 mm, no intervalo $500 \lesssim Re \lesssim 1600$. Só a partir de $Re \gtrsim 1600$ é que a transferência de calor foi superior no tubo corrugado de passo 6 mm. Assim, apesar das dimensões e do índice de severidade dos tubos utilizados por Vicente *et al.* (2004b) serem muito diferentes dos utilizados no presente trabalho, verificou-se também que o tubo corrugado de passo 12 mm apresentou uma performance superior ao tubo de passo 6 mm para uma determinada gama de números de Reynolds, sendo que fora dessa gama, o tubo corrugado de 6 mm apresentou melhores resultados. Este resultado será novamente abordado com mais detalhe na secção 4.8.

Embora o número de Nusselt para $Re \gtrsim 1600$ seja superior para o tubo corrugado de passo 6 mm, a diferença entre ambos os tubos corrugados não é muito significativa, o que vai ao encontro de Incropera *et al.* (2008). Os autores mencionam que a partir do momento em que o fator de atrito é cerca de quatro vezes superior ao valor correspondente ao tubo liso, a transferência de calor não varia significativamente. Importa lembrar que neste estudo o tubo corrugado de passo 6 mm e o tubo corrugado de passo 12 mm apresentaram um fator de atrito para regime turbulento de aproximadamente 11 e 4 vezes superior, respetivamente, relativamente ao fator de atrito obtido no tubo liso daí não se ter verificado uma elevada diferença no número de Nusselt entre os ambos.

A Fig. 4.16 mostra, não só o aumento do número de Nusselt obtido com os tubos corrugados em comparação com o tubo liso, como também o aumento do número de Nusselt do tubo corrugado com passo de 6 mm relativamente ao tubo corrugado com passo de 12 mm.

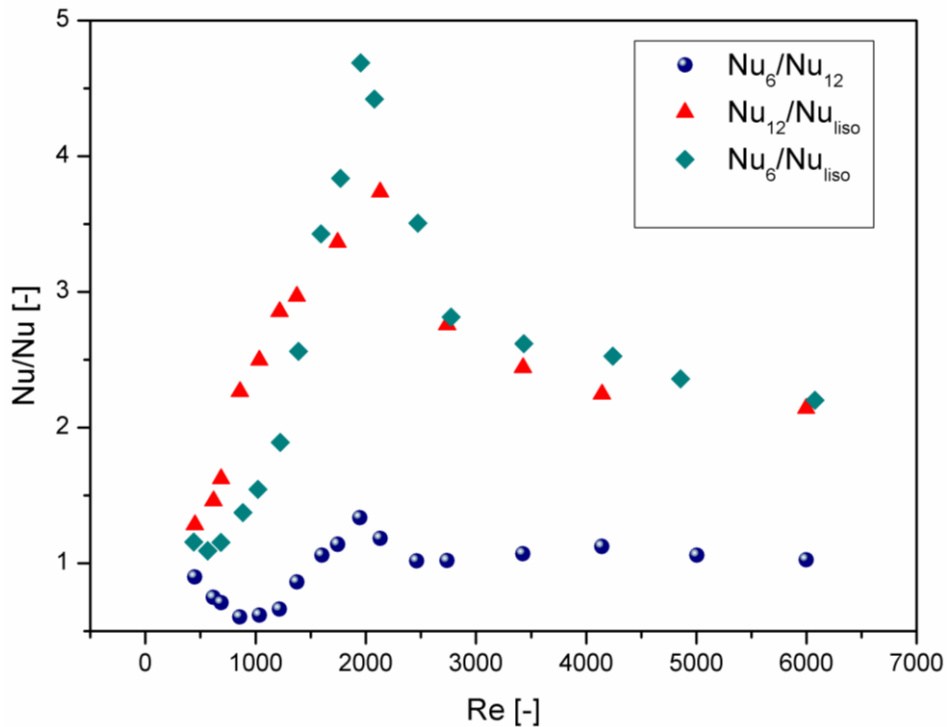


Fig. 4.16 - Aumento número de Nusselt em função do número de Reynolds, que os tubos corrugados apresentam em relação ao tubo liso.

Na Fig. 4.16, o facto das curvas $\frac{Nu_6}{Nu_{liso}}$ e $\frac{Nu_{12}}{Nu_{liso}}$ apresentarem declives positivos no início de regime laminar significa que o número de Nusselt dos tubos corrugados apresenta um aumento acentuado em relação ao número de Nusselt do tubo liso. Para $Re \approx 2000$ verificou-se o maior desfasamento entre o número de Nusselt dos tubos corrugados e do tubo liso. O tubo corrugado de passo 6 mm apresenta um número de Nusselt cerca de cinco vezes maior ao do tubo liso, enquanto que o tubo corrugado de passo 12 mm apresenta um número de Nusselt cerca de quatro vezes superior. Em regime turbulento a diferença entre os números de Nusselt entre todos os tubos para, além de ter diminuído, foi aproximadamente constante.

Desta forma, a análise da Fig. 4.16 indica que relativamente ao tubo liso foi em $Re \approx 2000$ onde se verificou maior transferência de calor para ambos os tubos corrugados, pelo que pode ser considerado um ponto de funcionamento ideal para um permutador de calor operar. Esta conclusão vai ao encontro do estudo de Meyer (2014), onde se refere que muitos engenheiros têm optado por projetar permutadores de calor para operarem em regime de transição ou na sua vizinhança.

4.7 Análise das perdas de carga e dos processos de transmissão de calor em simultâneo nos três tubos de teste.

Nesta secção, não só é apresentada uma análise das perdas de carga, avaliadas através do fator de atrito de cada tubo testado, como também são discutidos os processos de transmissão de calor avaliados através do fator j-Colburn e a relação entre eles. O fator j-Colburn é um parâmetro de

transferência de calor que considera as variações do número de Prandtl obtidas através dos resultados experimentais, sendo que estas limitaram-se ao intervalo de $5.64 \leq Pr \leq 6.03$.

Através da Fig. 4.17 é possível verificar que a tendência da curva do fator de atrito do tubo liso é muito similar à curva do j-Colburn, no entanto a magnitude do fator de atrito é muito superior.

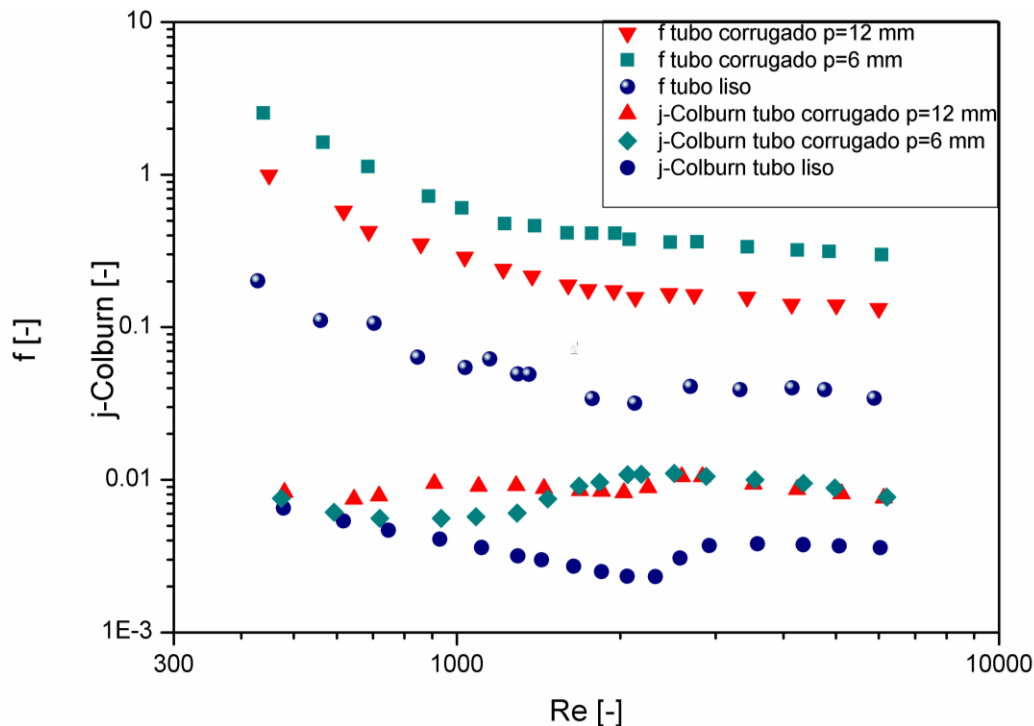


Fig. 4.17 – Fatores j-Colburn em função do número de Reynolds obtido para cada um dos tubos de teste.

Relativamente ao tubo liso, verifica-se que para $Re \approx 500$, o fator de atrito e o fator j-Colburn apresentam valores muito elevados. No entanto, à medida que o Re aumenta, uma diminuição do fator de atrito e do fator j-Colburn ocorre até ao final do regime laminar, sendo aí o valor mínimo de ambos os fatores. Em regime de transição ($2100 \leq Re \leq 3000$) ambos os fatores aumentam, no entanto, o fator j-Colburn apresenta um aumento ligeiramente mais acentuado que o fator de atrito, sendo que em regime turbulento ambos os fatores voltam a diminuir progressivamente com o aumento do Re . Importa referir, que apesar do aumento de ambos os fatores durante o regime de transição, ainda assim é em regime laminar onde se verifica o máximo valor obtido.

O tubo corrugado cujo passo é 12 mm apresenta um fator de atrito e um j-Colburn superior ao tubo liso em todos os regimes, no entanto as curvas não apresentam a mesma tendência verificada no caso do tubo liso. A Fig. 4.17 revela que o tubo corrugado de passo 12 mm em regime laminar, mais precisamente num $500 \leq Re \leq 900$, é de evitar, uma vez que o fator de atrito é muito elevado nesse intervalo e a transmissão de calor proporcionada é mínima. O valor máximo do fator de j-Colburn ocorre no final do regime de transição ($Re \approx 2600$), o que corresponde aproximadamente ao valor mínimo do fator de atrito. Esta observação indica que nestas condições que é possível tirar o máximo partido de um permutador de calor a operar com o este tipo de tubos corrugados (Meyer, 2014).

Em regime turbulento as curvas de ambos os fatores decrescem progressivamente e quase paralelamente com o aumento de Re e o fator de atrito atinge o seu mínimo a um $Re \approx 6000$. À partida este ponto de funcionamento para o permutador de calor operar seria o ideal, uma vez que o fator de atrito é mínimo, mas este ponto não garante o melhor desempenho no que toca a transmissão de calor.

O fator de atrito do tubo corrugado cujo passo é 6 mm é superior a todos os restantes, tal como foi visto na secção 4.6. O tubo corrugado de passo 6 mm apresenta uma pior performance em regime laminar, relativamente ao tubo com passo 12 mm, no que toca a transmissão de calor, uma vez que apresenta um fator j-Colburn inferior nesse regime. É aproximadamente no final do regime de transição que esse fator apresenta o seu máximo e onde o fator de atrito é menor em relação ao regime laminar. O fator j-Colburn máximo para o tubo corrugado de passo 6 mm é superior ao registado no tubo de passo de 12 mm e é neste ponto de funcionamento onde se verifica a maior transmissão de calor e onde o permutador de calor deveria operar, ainda que o fator de atrito seja mais elevado do que nos restantes tubos.

Novamente, em regime turbulento ambos os fatores decrescem progressivamente com o aumento de Re e o fator de atrito atinge o seu mínimo a um $Re \approx 6000$, no entanto, este ponto não é muito atrativo uma vez que o fator j-Colburn aí também é reduzido. Neste regime e ao contrário do que ocorreu em regime laminar, a transmissão de calor revelou ser sempre superior ao que se verificou no tubo com passo de 12 mm.

4.8 Análise qualitativa da transmissão de calor em tubos corrugados

Na secção 4.6 em $500 \lesssim Re \lesssim 1600$ o número de Nusselt obtido para o tubo corrugado de 6 mm apresentou-se inferior ao que foi obtido pelo tubo corrugado de 12 mm. De forma a entender o fenómeno ocorrido fez-se uma breve análise qualitativa da transmissão de calor através da câmara térmica de infravermelhos mencionada na secção 3.2.

Para realizar esta análise estudaram-se quatro secções distintas de cada tubo corrugado, sendo a secção A delimitada pela entrada do tubo e o primeiro sensor de temperatura, a secção B inserida entre o primeiro sensor de temperatura e o segundo, a secção C entre o segundo sensor de temperatura e o terceiro e finalmente a secção D entre o terceiro e o quarto sensor de temperatura. Definiu-se o centro de cada secção e fez-se corresponder o centro da imagem obtido pelo software Xeneth com o centro de cada secção, de modo a obter as medições em posições idênticas nos dois tubos.

A Fig. 4.18 mostra como temperatura e o escoamento variaram nas diferentes secções de cada tubo corrugado para diferentes números de Reynolds.

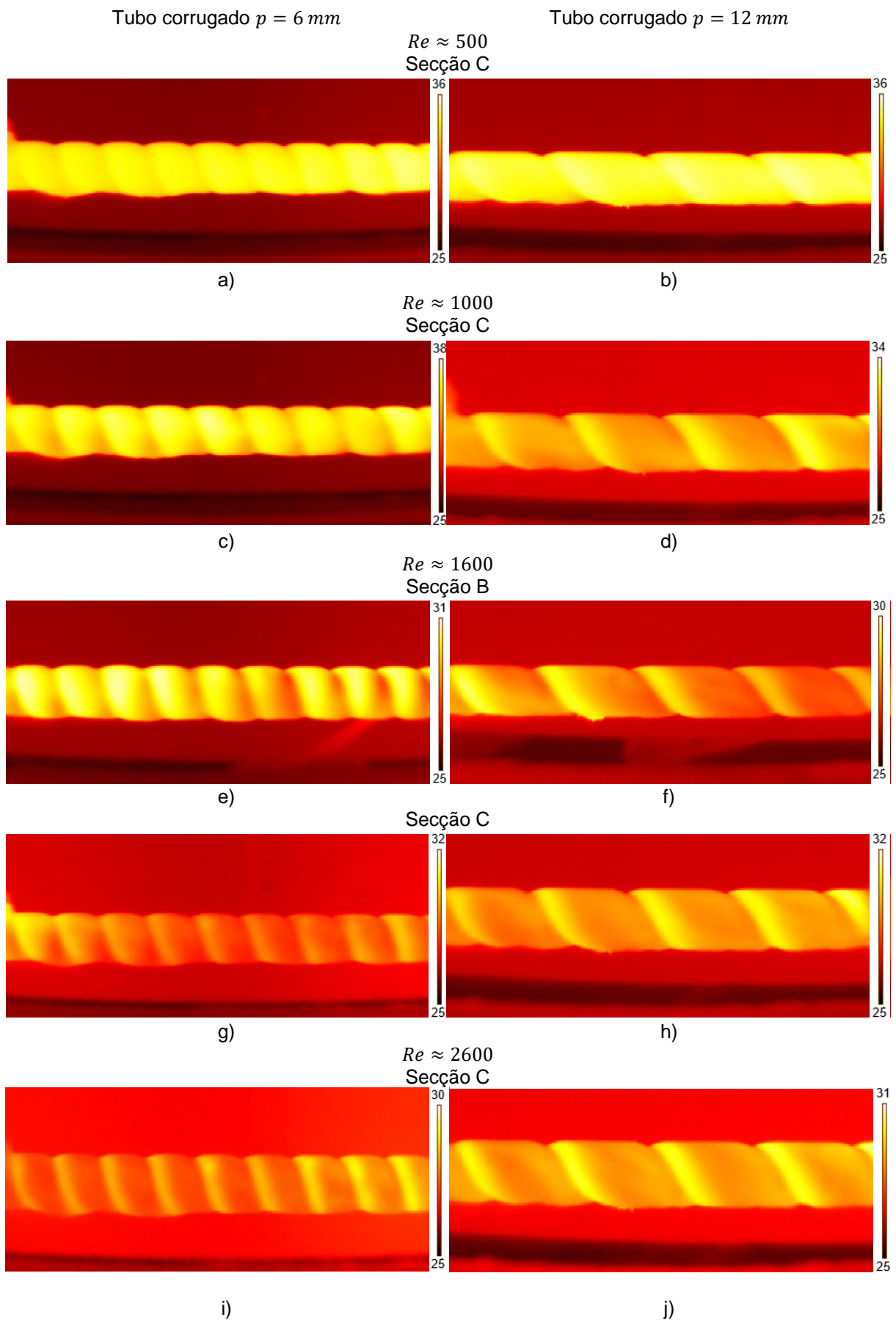


Fig. 4.18 – Representação do escoamento nos dois tubos corrugados para diferente número de Reynolds.

Através de a) e b) verificou-se que, na secção C quando o $Re \approx 500$, o escoamento para ambos os tubos se encontraram em regime laminar e não foi visível qualquer movimento do fluido no interior dos tubos.

Quando o $Re \approx 1000$, observou-se que o escoamento no tubo corrugado de passo 12 mm apresentou um efeito de *swirl* evidente enquanto o mesmo não foi perceptível com o tubo corrugado de passo 6 mm. Devido a isso a temperatura verificada em d) mostrou ser inferior que a verificada em c). O fato de ocorrer *swirl* pode explicar o fato de o tubo corrugado de passo 12 mm apresentar um número de Nusselt superior nesse número de Reynolds, uma vez que o efeito de *swirl* promove uma melhor mistura do escoamento, proporcionando uma melhor transferência de calor. Esta ocorrência poderá ser devido à configuração do tubo corrugado de passo 6 mm, que aparenta forçar escoamento a separar na crista e a reatar novamente junto à crista seguinte. Como o fluido nesse caso só adere à superfície do tubo um pouco antes da crista seguinte, a transferência de calor entre o fluido e a superfície aquecida vai ser menor. Este fenómeno foi também observado por Kiml *et al.* (2004) quando compararam a diferença entre tubos com corrugação transversal e helicoidal. Tal como foi discutido, os autores Kareem *et al.* (2015), referem também que a corrugação induz *swirl* no escoamento e esse fenómeno é fundamental para melhorar a transferência de calor.

A e), f), g) e h) foram obtidas para $Re \approx 1600$, que corresponde na Fig. 4.15 ao ponto onde os dois tubos apresentaram um número de Nusselt muito próximo. Neste número de Reynolds verificou-se que na secção B ambos os escoamentos evidenciam componente tangencial da velocidade, no entanto esta só se estende em toda a secção do tubo representado em f). Em contrapartida, na secção C o tubo corrugado de passo 6 mm apresentou uma temperatura à superfície muito menor que a superfície do tubo corrugado de passo 12 mm, pelo que será certamente um motivo que tenha contribuído para o aumento do número de Nusselt verificado na Fig. 4.15 para este número de Reynolds.

Na Fig. 4.18 i) e j) o escoamento apresenta uma componente de velocidade tangencial desde a secção A à secção D, indicando que o escoamento se encontra em regime turbulento.

Assim, é possível concluir que o tubo corrugado de passo 6 mm não se encontra otimizado para operar próximo de $Re \approx 1000$, uma vez que o tubo corrugado de 12 mm apresenta uma maior transferência de calor nessa região. Desta forma, a escolha do tubo corrugado a implementar num permutador de calor irá depender no número de Reynolds a que este irá operar.

Capítulo 5

Conclusão e propostas para trabalho futuro

5.1 Conclusão

O presente trabalho teve como objetivo dar continuidade ao trabalho desenvolvido por Ferreira (2016), mas desta vez, ao invés de apenas um tubo liso, a caracterização do comportamento hidrodinâmico e térmico do escoamento foi feita para um tubo liso e para dois tubos corrugados. Uma vez que a instalação experimental projetada pelo autor apresentava alguns problemas em termos de validação, a instalação necessitou ser repensada e desta forma foram realizadas algumas melhorias, e toda a instrumentação anterior foi substituída por um equipamento mais adequando ao estudo pretendido. Dadas as alterações efetuadas, os resultados obtidos através da instalação experimental foram validados de acordo com as correlações disponíveis na literatura, para regime laminar e turbulento. Essa validação foi realizada através da utilização do tubo liso como tubo de teste e envolveu uma análise de perdas de carga quantificadas pelo fator de atrito, e uma análise à transmissão de calor através do parâmetro número de Nusselt médio e local.

Inicialmente realizou-se uma análise ao comprimento de entrada hidrodinâmico e térmico, para o tubo liso e para os dois tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm. Verificou-se que independentemente do número de Reynolds, os 820 mm de comprimento da secção de desenvolvimento garantem escoamento hidrodinâmico completamente desenvolvido na secção de teste que se encontra a jusante. Para as condições em estudo, o número de Prandtl da água é $Pr \approx 6$, e como tal, para regime laminar o comprimento de entrada térmico é cerca de 6 vezes superior ao comprimento de entrada hidrodinâmico. Assim, para regime laminar os ensaios foram realizados em condições de desenvolvimento térmico. Em regime turbulento verifica-se que o comprimento de entrada térmico é muito reduzido (0.0575 m), e como tal, o escoamento encontra-se completamente desenvolvido termicamente em 86% do comprimento da secção de teste.

No presente trabalho, as perdas térmicas médias obtidas para o tubo liso, tubo corrugado de passo 6 mm e tubo corrugado de passo 12 mm foram de aproximadamente 5,5%, 5,7% e 6,2%, respetivamente.

Na análise das perdas de carga para o tubo liso e tubos corrugados com passo de 6 mm e 12 mm verificou-se, como era de esperar, que o tubo liso apresentou um fator de atrito inferior ao verificado nos tubos corrugados e que quanto menor for o passo maior será o fator de atrito. As curvas do fator de atrito dos tubos corrugados apresentaram apenas uma deslocação vertical mostrando-se aproximadamente paralelas à curva do fator de atrito do tubo liso. Verificou-se que as curvas do fator de atrito dos tubos corrugados apresentaram uma transição mais suave que no caso da curva do tubo liso, provavelmente devido à velocidade tangencial que é provocada pela forma helicoidal da

corrugação. Para o tubo corrugado, comprovou-se também que quanto menor for o passo menor o número de Reynolds para o qual se dá início o regime de transição.

Para o tubo liso, o fator de atrito obtido sem fluxo de calor aplicado (adiabático) foi superior ao obtido com um fluxo de calor aplicado (diabático), sendo que o regime de transição para condições diabáticas se inicia para um número de Reynolds superior ao verificado no caso adiabático. No tubo liso, o fator de atrito diabático foi inferior, provavelmente devido a uma diminuição da viscosidade dinâmica do fluido, que levou a uma diminuição das tensões de corte e uniformização do perfil de velocidades levando assim a que o fator de atrito diabático fosse inferior. Em regime turbulento verificou-se que a diferença entre o fator de atrito diabático e o fator de atrito adiabático diminui com o aumento do número do Reynolds.

Para os tubos corrugados, o fator de atrito adiabático e diabático apresentaram valores similares, o que pode ser explicado pelo facto de os efeitos de escoamento secundário serem desprezáveis.

O número de Nusselt obtido para os tubos corrugados foi sempre superior ao obtido para o tubo liso. Verificou-se também que quanto menor o passo dos tubos corrugados menor é o número de Reynolds para o qual o regime de transição se inicia. O tubo corrugado de passo 6 mm apresentou, em regime laminar, um número de Nusselt inferior ao observado com o tubo corrugado de passo 12 mm, no entanto a partir de $Re \geq 1600$ o tubo corrugado de passo 6 mm apresentou número de Nusselt superior. Desta forma, o estudo realizado sugere que um maior passo helicoidal garante melhor performance numa certa gama de Reynolds, enquanto um menor passo helicoidal garante melhor performance noutra intervalo.

No presente trabalho, algumas análises indicaram que o ponto ótimo de funcionamento para um permutador de calor, utilizando tubos corrugados, pode muito bem ser em regime de transição, uma vez que é aí que se verificou uma diferença de número de Nusselt superior em relação ao tubo liso, e é onde as perdas de carga se apresentam menores.

Em suma, o presente trabalho contribuiu para uma melhor compressão do escoamento sem e com transferência de calor em regime laminar, de transição e turbulento, tanto para tubos lisos como para tubos corrugados

5.2 Propostas de trabalho futuro

No presente trabalho, a instalação experimental foi validada de acordo com as correlações disponíveis na literatura. Desta forma, a instalação poderá ser utilizada em futuras investigações. No entanto será necessário ter em consideração algumas limitações como a fonte de alimentação DC. De facto, embora a potência térmica tenha sido regulada à medida que o número de Reynolds aumentava, verificou-se que a partir de regime transição, a fonte de alimentação atingiu a sua potência máxima.

Assim, sugere-se que a fonte de alimentação DC seja alterada de forma a que esta permita fornecer uma potência superior.

Tal como referido na secção 4.5.2 uma melhor compreensão, relativamente ao fator de atrito diabático obtido para os três tubos, poderia ser obtida com outro tipo de análise. Assim, propõe-se a realização de um estudo das perdas de carga e transferência de calor para cada tubo através de uma análise de simulação numérica.

Uma vez que no presente trabalho o escoamento secundário é desprezável, os resultados obtidos no que se refere ao fator de atrito diabático, necessitam ser melhor investigados. Para tal, no sentido de clarificar o fenómeno ocorrido

Neste trabalho foi realizada uma análise qualitativa através de uma câmara térmica de infravermelhos. Esta análise permitiu observar o fenómeno de transferência de calor no interior dos tubos corrugados e assim justificar alguns resultados obtidos através dos sensores utilizados na instalação experimental. Desta forma, em trabalhos futuros seria interessante utilizar este método, realizando uma calibração mais precisa da câmara, de forma a estudar quantitativamente a transferência de calor que ocorre no escoamento.

Para além disso, uma vez que a eficiência de um sistema de recuperação de calor baseado num ciclo de Rankine depende muito do fluido de trabalho utilizado, seria interessante estudar fluidos de trabalho orgânicos como metanol ou etanol. No entanto, é necessário ter em consideração o facto destes fluídos serem inflamáveis, pelo que se sugere que se utilizem misturas de água com estes compostos, tal como é feito por alguns autores na literatura.

No presente trabalho estudou-se um tubo liso e dois tubos corrugados separadamente. Uma vez que um permutador de calor é, geralmente, composto por inúmeros tubos, seria interessante estudar o efeito de tubos adjacentes em regime de transição em condições de escoamento com fluxo de calor imposto dispostos em diferentes configurações. Sugere-se ainda a utilização de diferentes tipos de entrada para observar o efeito que esta tem no escoamento.

Segundo a literatura, as fitas em espiral (*Twisted-tape inserts*) no interior de um tubo, tal como se encontra representado na Fig 5.1, são um método cada vez mais utilizado para aumentar a transferência de calor. Deste modo, este seria também um método interessante a utilizar em futuras investigações.

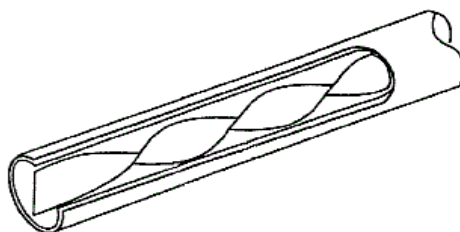


Fig. 5.1 – Representação de uma fita em espiral inserida no interior de um tubo.

Referências Bibliográficas

- Barba, A., Rainieri, S., & Spiga, M. (2002). Heat transfer enhancement in a corrugated tube. *International communications in heat and mass transfer*, 29(3), 313-322.
- BIPM, I., IFCC, I., & ISO, I. (2008). *Evaluation of Measurement Data—Supplement 1 to the Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*. Bureau International des Poids et Mesures, JCGM, 101.
- Brederode, V. (2014). *Aerodinâmica Incompressível: Fundamentos*. Lisboa, Portugal: IST Press.
- Casella, F. (2017) Dynamic modeling and control of Organic Rankine Cycle plants. In E. Macchi & M. Astolfi (Eds), *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications* (pp. 153-172). Amsterdam: Elsevier.
- Dizaji, H. S., Jafarmadar, S., & Mobadersani, F. (2015). Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 96, 211-220.
- Everts, M. (2014). *Heat transfer and pressure drop of developing flow in smooth tubes in the transitional flow regime* (master's dissertation). University of Pretoria, South Africa.
- Everts, M., & Meyer, J. P. (2015, May). *Heat transfer characteristics of developing flow in the transitional flow regime of a solar receiver tube*. Presented at the 3rd Southern African Solar Energy Conference, South Africa.205
- Everts, M., & Meyer, J. P. (2018). Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117, 1331-1351.
- Ferreira, F. (2016). *Construção e teste de uma instalação experimental para estudo dos mecanismos de transmissão de calor em escoamentos com convecção forçada – aplicação a sistemas de recuperação de energia térmica em veículos*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Lisboa: Instituto Superior Técnico.
- Ghajar, A. J., & Tam, L. M. (1994). Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations. *Experimental thermal and fluid science*, 8(1), 79-90.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S., (2008). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: John Wiley & Sons.

- Kandlikar, S. G. (2005). Single-Phase Liquid Flow in Minichannels and Microchannels. S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, & M. R. King (Eds.), *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels* (pp. 87-134). England: Elsevier.
- Kareem, Z. S., Jaafar, M. M., Lazim, T. M., Abdullah, S., & Abdulwahid, A. F. (2015). Passive heat transfer enhancement review in corrugation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 22-38.
- Kiml, R., Magda, A., Mochizuki, S., & Murata, A. (2004). Rib-induced secondary flow effects on local circumferential heat transfer distribution inside a circular rib-roughened tube. *International journal of heat and mass transfer*, 47(6-7), 1403-1412.
- Li, Q., & Xuan, Y. (2002). Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-water nanofluid. *Science in China Series E: Technological Science*, 45(4), 408-416.
- Meyer, J. P. (2014, August). *Heat transfer in tubes in the transitional flow regime*. Presented at the Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, Kyoto, Japan.
- Meyer, J. P., & Olivier, J. A. (2011). Transitional flow inside enhanced tubes for fully developed and developing flow with different types of inlet disturbances: Part I—Adiabatic pressure drops. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(7-8), 1587-1597.
- Meyer, J. P., & Olivier, J. A. (2014). Heat transfer and pressure drop characteristics of smooth horizontal tubes in the transitional flow regime. *Heat Transfer Engineering*, 35(14–15), 1246–1253.
- Minakov, A. V., Lobasov, A. S., Guzei, D. V., Pryazhnikov, M. I., & Rudyak, V. Y. (2015). The experimental and theoretical study of laminar forced convection of nanofluids in the round channel. *Applied Thermal Engineering*, 88, 140-148.
- Mulock-Houwer, F. A. (2016). *The effect of adjacent tubes on the diabatic friction factors in the transitional flow regime* (master's dissertation). University of Pretoria, South Africa.
- Nikulin, A., & Moreira, A. L. N. (2018). *Heat transfer and pressure drop characteristics of isopropanol/Al₂O₃ nanofluid during flow in a cylindrical minichannel*. Proceedings of the 16th International Heat Transfer Conference, IHTC-16. China.
- Ndenguma, D. D., Dirker, J., & Meyer, J. P. (2017). Transitional flow regime heat transfer and pressure drop in an annulus with non-uniform wall temperatures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 2239-2252.

- Pethkool, S., Eiamsa-Ard, S., Kwankaomeng, S., & Promvonge, P. (2011). Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(3), 340-347.
- Rainieri, S., Farina, A., & Pagliarini, G. (1996, May). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop augmentation for laminar flow in spirally enhanced tubes. In *Proceedings of the 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT Heat Transfer Conference* (Vol. 1, p. 203).
- Rainieri, S., & Pagliarini, G. (2002). Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(22), 4525-4536.
- Shah, R. K., & London, A. L. (2014). *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. NY: Academic Press.
- Tam, L. M., & Ghajar, A. J. (1997). Effect of Inlet Geometry and Heating on the Fully Developed Friction Factor in the Transition Region of a Horizontal Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(1), 52–64.
- Tam, H. K., Tam, L. M., & Ghajar, A. J. (2013). Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 680–696.
- Taylor, B. N., & Kuyatt, C. E. (1994). Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. *NIST Technical Note*, 1297, 20.
- Teodori, E., Pontes, P., Moita, A. S., Moreira, A. L. N. (2018). Thermographic analysis of interfacial heat transfer mechanisms on droplet/wall interactions with high temporal and spatial resolution. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 96, 284-294.
- Utomo, A. T., Haghighi, E. B., Zavareh, A. I., Ghanbarpourgeravi, M., Poth, H., Khodabandeh, R., ..., & Pacek, A. W. (2014). The effect of nanoparticles on laminar heat transfer in a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 69, 77-91.
- Vicente, P. G., García, A., & Viedma, A. (2004a). Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31(5), 651–662.
- Vicente, P. G., García, A., & Viedma, A. (2004b). Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(4), 671–681.

Zhang, L., Zhang, R. L., Xiao, S. D., Jiang, J., & Le, J. L. (2013). Experimental investigation on heat transfer correlations of n-decane under supercritical pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 393–400.