

ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA, FATOR DE ATRITO E TENSÃO CISALHANTE EM DUTOS DE PASSAGEM ANULAR SOB ESCOAMENTO TURBULENTO

D.A. Veloso, danily.veloso@gmail.com¹

D.C. Sandoval, diana.csandovalc@gmail.com¹

T. de Melo, tiago.melomec@gmail.com^{1,2}

J.N.V. Goulart, jvazgoulart@gmail.com¹

¹Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC, Universidade de Brasília, Faculdade do Gama – FGA, St. Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240.

²Centro Universitário do Distrito Federal - UDF, SHCS Q 704/904 - Brasília, DF, 70390-045.

Resumo: No campo de engenharia são encontradas diferentes aplicações onde se desenvolve escoamento turbulento em passagens concêntricas, tais como tubulações de extração de petróleo, trocadores de calor, interior de reatores nucleares entre outros. Ensaios experimentais e simulações numéricas utilizando a plataforma comercial Ansys – CFX foram desenvolvidas para avaliar a perda de carga, o fator de atrito e a distribuição de tensão cisalhante para um duto de passagem anular concêntrico com uma razão de raios, $r/R = 0,50$. Os ensaios experimentais e simulações numéricas ocorreram para uma faixa de números de Reynolds (Re) de $[4000 - 10200]$. Para o domínio computacional foi usada uma discretização em volumes finitos e o modelo de turbulência $k - \omega$ SST. O número de Reynolds foi baseado na velocidade média (u_m), no diâmetro hidráulico da seção de testes (D_h) e na viscosidade cinemática do fluido de trabalho - ν . Os resultados obtidos tanto experimentalmente quanto numericamente foram comparados com equações analíticas disponíveis na literatura e apresentaram boa concordância com os valores esperados.

Palavras-chave: tubos concêntricos, escoamento turbulento, perda de carga, fator de atrito, tensão cisalhante.

1. INTRODUÇÃO

O escoamento turbulento em tubulações anulares concêntricas e excêntricas tem sido amplamente estudado durante muitos anos, pois estes tipos de configurações são encontrados no campo da engenharia em aplicações como trocadores de calor, reatores nucleares, poços de perfuração para petróleo, tubulações para transporte de diferentes tipos de fluidos, como também, na natureza, a exemplo de artérias com cateteres (Choueiri, 2014). Devido ao grande número de aplicações é importante entender o comportamento do escoamento. Assim como a influência dos parâmetros geométricos da tubulação na perda de carga, na distribuição de tensão cisalhante nas paredes, no fator de atrito e na distribuição de massa no interior da tubulação.

Muitos estudos experimentais têm sido feitos para avaliar o comportamento de escoamento turbulento em tubos concêntricos e excêntricos tendo em vista variações de fatores geométricos como a razão dos raios e fatores dinâmicos como a velocidade do fluido. Lawn e Elliot (1972) conduziram experimentos em um canal vertical com 3 razões de raio diferentes. Os autores obtiveram resultados para o fator de atrito em uma faixa de 2-3% de diferença com a equação de Blasius. Também foi observado que o fator de atrito aumenta 5% com respeito aos valores que podem ser obtidos em um tubo liso. No ano 1973, Rehme (1974) também fez um estudo experimental envolvendo escoamento turbulento em tubos concêntricos avaliando queda de pressão, a posição do ponto de tensão cisalhante zero e o perfil de velocidade para diferentes razões de raio, r/R , variando o número de Reynolds em uma faixa de 20000 a 200000. O autor obteve resultados que mostravam que a queda de pressão aumenta levemente, ao aumentar a razão dos raios. Tal resultado encontrou boa concordância com aqueles discutidos por outros autores como o Maubach (1969), Quarmby (1967) e Tiedt (1968).

Este trabalho tem por objetivo realizar um estudo experimental e numérico do escoamento turbulento em tubos de seção anular concêntrica. Para tanto, uma bancada experimental foi desenvolvida afim de propiciar medições de perda de carga, distribuição de velocidade e tensões cisalhantes na parede da tubulação. O estudo numérico foi realizado na plataforma comercial ANSYS – CFX por meio da técnica de volumes finitos. A turbulência foi modelada utilizando-se o modelo $k - \omega$ SST. As simulações numéricas foram conduzidas para as mesmas faixas de Reynolds e posteriormente foram comparadas aos resultados experimentais. Todos os ensaios experimentais e simulações numéricas foram feitos para dutos de passagem anular de $r/R = 0,50$.

É propósito desse artigo avaliar a perda de carga, o fator de atrito e a tensão de cisalhamento nas paredes, visando conhecer com mais especificidade a influência da geometria do duto neste tipo de parâmetros e fazer uma comparação com resultados obtidos de simulações numéricas para as mesmas condições dinâmicas e geométricas.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A bancada experimental é composta por um ventilador centrífugo acoplado a um duto retangular de acrílico de dimensões $[0,15 \times 0,20]$ m, de comprimento 4 m. A montante da seção de testes há um homogeneizador do tipo colmeia que tem por objetivo reduzir o nível de turbulência na região, conforme apresenta a Fig. 1(a).

Duas seções de testes distintas foram posicionadas nessa bancada, a primeira referente a um tubo circular de 32,20 mm de diâmetro; a segunda referente a uma montagem de tubos concêntricos, cujos diâmetros do tubo externo e do tubo interno são respectivamente, 60 mm e 32,20 mm. Sendo que o material de todos os tubos de ambas seções de testes é policloreto de vinila, PVC. As seções podem ser observadas nas Fig. 1(b) e (c).

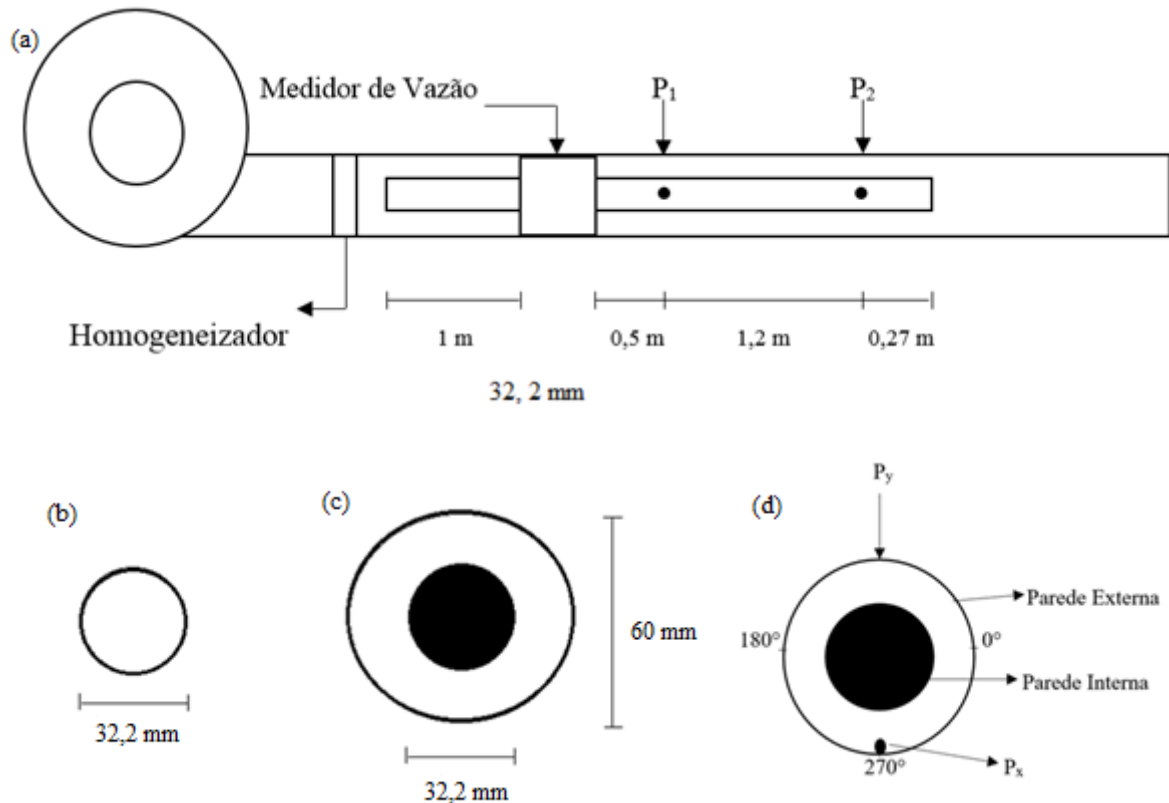


Figura 1: Seção de Testes. (a) Vista lateral da seção de testes. (b) Seção Circular. (c) Seção Anular. (d) Montagem do Tubo de Preston.

Ao longo da seção de testes foi necessário posicionar o medidor de vazão, assim como os pontos de tomada de pressão e os equipamentos destinados a ler tais valores.

As tomadas de pressão para ambas as seções de testes estão localizadas após ao medidor de vazão, como apresenta a Fig. 1(a). A posição de cada ponto, P_1 e P_2 , obedeceu a critérios como garantir a condição de escoamento completamente desenvolvido, assegurar uma leitura confiável de perda de carga entre os pontos, assim como, evitar a interferência da pressão atmosférica nos valores lidos em P_2 .

Para a seção transversal anular, representada pela Fig. 1(c), foi necessário fazer uma conexão entre um duto de 32,20 mm, posicionado na saída do medidor de vazão, e o tubos concêntricos, de diâmetro externo de $R = 60$ mm. Da mesma forma, a posição das tomadas de pressão seguiu os critérios mencionados anteriormente.

Para leitura de vazão foi utilizado o medidor TCM-L do tipo turbina da marca RÜCKEN, e para medir o diferencial de pressão utilizou-se o medidor de pressão diferencial DWYER, modelo DM-2000, que por sua vez, tinha sua saída conectada a um multímetro de bancada da marca POLITERM, modelo POL-79C, com a finalidade de apresentar valores de diferencial de pressão em miliampere, visto a maior precisão da informação. Utilizou-se também, o inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW 8, que por sua vez, variava a rotação do ventilador, influenciando assim a vazão do escoamento.

A metodologia de ensaio foi a mesma para ambas as seções de testes. Com os equipamentos calibrados, tendo suas escalas de funcionamento observadas, em conjunto com as condições ambientais, iniciou-se o experimento.

A faixa de Reynolds foi alcançada variando-se a rotação do ventilador centrífugo, com auxílio do inversor. Assim, a faixa de número de Reynolds analisada para a seção circular foi de $10000 < Re_D < 30000$. Já para a seção anular, a faixa alcançada foi $4000 < Re_{Dh} < 10000$.

A distribuição da tensão de cisalhamento na parede do tubo também foi avaliada, tanto experimental quanto numericamente. Para tanto, calibrou-se um tubo de Preston de diâmetro externo de 1,25 mm, com o auxílio da primeira seção de testes. A metodologia utilizada na calibração foi a mesma descrita por Ota et al (2014). A Fig. 1(d) mostra o posicionamento do tubo de Preston para a medição da distribuição das tensões cisalhantes na parede.

3. RESULTADO E DISCUSSÃO

3.1. Seção Circular

A Fig. 2 apresenta o fator de atrito para uma seção circular como função do número de Reynolds. Os dados experimentais da bancada de teste são mostrados juntos as equações Colebrook-White, em 1840 Eq. (2), e Blasius, em 1911 Eq. (3).

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \text{Log} \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{Re_{Dh} \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2)$$

$$f = 0,316 \cdot Re_{Dh}^{-\frac{1}{4}} \quad (3)$$

Nas equações acima f é o fator de atrito, ρ é a massa específica do fluido, L é o comprimento entre os pontos de tomada de pressão, u_m é a velocidade média do escoamento, D_h é o diâmetro-hidráulico interno da tubulação, ε é a rugosidade absoluta do duto. É importante salientar que o diâmetro-hidráulico, calculado por $D_h = 4A/P$, onde A é a área da seção transversal e P , o perímetro molhado da seção. Para dutos circulares o diâmetro-hidráulico da seção é o próprio diâmetro do duto. Assim, para dutos circulares, Re_D e Re_{Dh} , são as mesmas grandezas. Segundo Porto (2006), a rugosidade absoluta do PVC está entre [0,0015-0,010] mm. Assim utilizou-se o valor de 0,0015 mm.

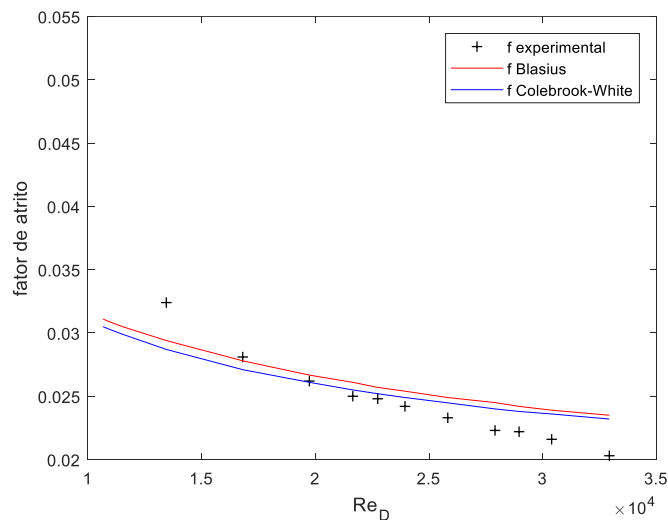


Figura 2: Fator de Atrito referente a Seção Circular.

Os dados experimentais da seção circular condizem com o descrito pelo referencial teórico, tendo valores de fator de atrito, a partir de Re_D na ordem de 10.000, sobrepondo as curvas propostas. Fato que valida seção de testes, instrumentação, assim como a metodologia de aquisição de dados e análise.

3.2. Seção Anular Concêntrica

Quanto a análise da seção anular de testes, além dos dados experimentais, calculados a partir da equação de Darcy-Weishbach Eq. (1), tem-se dados numéricos resultantes de simulações feitas no ANSYS - CFX para uma geometria

de mesmas características da seção de testes e uma faixa de Reynolds, baseada no diâmetro-hidráulico, entre 4000 e 10000. Para todos os casos das simulações feitas foi usado o modelo de turbulência $k - \omega$ SST.

Da mesma maneira, tais dados foram comparados as soluções propostas, a exemplo das duas citadas anteriormente, como também a equação de Gnielinski, Eq. (4). No entanto, visto que as equações propostas partiram de uma geometria circular, Gnielinski (2009), e White (2007), sugerem um ajuste nas equações. Dessa forma, para o cálculo de fator de atrito, o número de Reynolds foi ajustado segundo a Eq. (5). Onde a , presente em tal equação, representa a razão entre o diâmetro interno e externo da seção anular, $a = d_i/d_o$.

$$f = (1,8 \cdot \log Re^* - 1,5) \quad (4)$$

$$Re^* = Re_{Dh} \frac{(1 + a^2) \cdot \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \cdot \ln a} \quad (5)$$

As soluções experimentais e numéricas do cálculo do fator de atrito são mostradas na Fig. 3, como função do número de Reynolds modificado, também baseado no diâmetro-hidráulico, D_h .

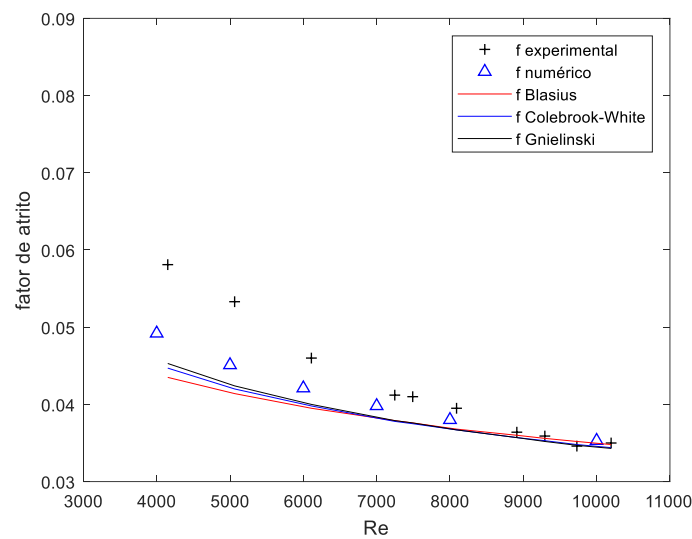


Figura 3: Fator de Atrito referente a Seção Anular Concêntrica.

Como pode ser observado na Fig. 3, o fator de atrito experimental decresce com o número de Reynolds na seção transversal anular. Apresentando, a partir de $Re_{Dh} = 7000$, boa concordância tanto com as soluções numéricas, quanto com as equações propostas pelos autores.

3.3. Distribuição das Tensões Cisalhantes na Parede

A tensão cisalhante na parede interna da seção anular também foi medida. Para tanto foi utilizado um tubo de Preston previamente calibrado. A Eq. (6) apresenta a relação entre a tensão de cisalhamento na parede e a diferença de pressão medida através do tubo de Preston.

$$\tau^+ = -6 \times 10^{-9} \Delta p^+ + 0,0247 \Delta p^+ + 44,406 \quad (6)$$

Onde τ^+ é a razão entre o produto da tensão de cisalhamento próxima à parede e o quadrado do diâmetro do tubo de Preston, e o produto entre a massa específica do fluido e o quadrado da viscosidade cinemática, Eq. (7). Já Δp^+ é também uma razão, porém, se diferencia quanto ao numerador, sendo o produto entre a diferença de pressão do tubo de Preston e o quadrado do diâmetro do mesmo, Eq. (8).

$$\tau^+ = \frac{\tau \cdot d_{Preston}^2}{\rho \cdot \nu^2} \quad (7)$$

$$\Delta p^+ = \frac{\Delta p_{Preston} \cdot d_{Preston}^2}{\rho \cdot \nu^2} \quad (8)$$

Em posse da diferença de pressão lida na parede sob estudo da seção anular, foi possível calcular valores de tensão de cisalhamento através da Eq. (6). Os valores resultantes da equação são dependentes da velocidade média do escoamento.

Dessa forma, os resultados finais foram adimensionalizados para que fosse possível obter valores relativos à ação da tensão de cisalhamento próxima às paredes independentes do número de Reynolds avaliado.

A adimensionalização realizada é expressa pela Eq. (9) e os dados relativos à parede externa da seção anular tanto numericamente, como experimentalmente são apresentados pela Tab. 1.

$$\frac{u^*}{u_m} = \frac{\sqrt{\frac{\tau}{\rho}}}{u_m} \quad (9)$$

Onde τ é a tensão de cisalhamento próxima a parede e u_m é a velocidade média do escoamento.

Para ser possível a comparação com valores apresentados por Chung *et al.* (2002), a partir de tais dados foi calculado o coeficiente de fricção para uma razão de raios, $r/R = 0,5$, para $Re_{Dh} = 8000$.

Tabela 1. Tensão de Cisalhamento Adimensional próxima a Parede Externa dos Tubos Concêntricos.

	0°	180°	225°
Resultado Numérico (Presente trabalho)	0,00968	0,00968	0,00968
Experimental (Presente trabalho)	0,00807	0,00764	0,00939
Numérico (Chung et al, 2002)	0,00849	0,00849	0,00849

Como pode ser observado na Tab. 1, os resultados referentes a tensão de cisalhamento na parede já apresentam dados promissores, visto que os valores encontrados experimentalmente estão bem próximos ao valor encontrado numericamente, assim como a constância entre valores, independente das regiões onde foram realizadas as medições.

4. CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi realizado o estudo experimental e numérico quanto a perda de carga, fator de atrito e medição da tensão de cisalhamento nas paredes de tubos concêntricos.

Sendo possível concluir que a curva de fator de atrito, para ambas as seções, possui uma região que apresenta uma tendência de estabilização de seu valor, sendo observado pouca variação com relação ao número de Reynolds. No entanto, o valor para o qual o fator de atrito converge se difere entre as duas seções, assim como a faixa de Reynolds onde é possível observar tal tendência.

Na seção transversal circular, observa-se a boa concordância entre as soluções experimentais e analíticas, a partir de $Re_D = 10000$. Dessa forma, válida a metodologia de medição do presente trabalho.

Observou-se também que o comportamento do fator de atrito da seção transversal anular é semelhante ao ocorrido em dutos de seção circular, decrescendo a medida que o número de Reynolds aumenta.

Os resultados experimentais e numéricos tiveram boa concordância entre si, contudo, mostraram-se concordantes com as equações analíticas, propostas por diferentes autores, a partir de $Re_{Dh} = 7000$.

Já o estudo relativo à tensão de cisalhamento apresentou valores satisfatórios, ao encontrar similaridades com os dados numéricos. Além do mais, mostraram-se constantes, independentemente do ângulo de medição, estando, portanto, de acordo com o esperado. Além do mais, tanto os resultados numéricos quanto experimentais mostraram-se satisfatoriamente concordantes com os valores apresentado por Chung *et al.* (2002).

5. REFERÊNCIAS

- Choueiri, G. H; Tavoularis, S., 2014, "Experimental investigation of flow development and gap vortex street in an eccentric annular channel. Part 1. Overview of the flow structure", *Journal of Fluid Mechanics*, v.752, p. 521-542.
- Chung, S. Y., Rhee G. H., Sung, H. J., 2002, "Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow. Part 1: Flow filed", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 23, n. 4, pg. 426-440.

- Gnielinski, V., 2009, "Heat transfer coefficients for turbulent flow in concentric annular ducts", Heat Transfer Engineering, v. 30, No 6, p. 431 – 436.
- Lawn, C. J.; Elliot, C. J., 1972, "Fully developed turbulent flow through concentric annuli", Journal Mechanical Engineering Science, v. 14, No. 3, p. 195-204.
- Maubach, K., 1969, "Reibungsgesetze turbulenter Strömungen in geschlossenen, glatten und rauhen Kanälen von beliebigem Querschnitt", Pl.D. dissertation. University of Karlsruhe. (Kernforschungszentrum Karlsruhe Ext. Rep. INR-4/69-22.).
- Ota, T. et al., 2014, "Experimental confirmation on the calibration curves for Preston's method", Journal of Energy and Power Engineering, v. 8, p. 689 - 692.
- Porto, R. M., 2006, "Hidráulica básica", 4.ed. São Carlos: Ed. EESC-USP, 540p.
- Quarmby, A., 1967, "An experimental study of turbulent flow through concentric annuli", Int. J. Mech. Sci. v. 205, No 9.
- Rehme, K., 1974, "Turbulent flow in smooth concentric annuli with small radius ratios", Journal of Fluid Mechanics, v. 64, p. 263-287.
- Tiedt, W., 1968, "Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte", Chem.-Ztg./Chem. Appl. V. 92.
- White, F. M., 2007, "Fluid Mechanics", 6. ed. New York: McGraw-Hill. ISBN 0072938447/9780072938449.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF PRESSURE DROP, FRICTION FACTOR AND SHEAR STRESS IN ANNULI DUCTS UNDER TURBULENT FLOW

D.A. Veloso, danily.veloso@gmail.com¹

D.C. Sandoval, diana.csandovalc@gmail.com¹

T. de Melo, tiago.melomec@gmail.com^{1,2}

J.N.V. Goulart, jvazgoulart@gmail.com¹

¹Grupo de Mecânica Experimental e Computacional – GMEC, Universidade de Brasília, Faculdade do Gama – FGA, St. Leste Projeção A - Gama Leste, Brasília - DF, 72444-240.

²Centro Universitário do Distrito Federal - UDF, SHCS Q 704/904 - Brasília, DF, 70390-045.

Abstract: In engineering field, several applications are found where turbulent flow develops in concentric ducts, such as oil extraction tubes, heat exchangers, inside nuclear reactors, among others. Experimental tests and numerical simulations, using the Ansys-CFX commercial platform, were developed to evaluate pressure drop, friction factor and shear stress distribution for a concentric duct with a radius ratio $r/R=0.50$. Experimental and numerical tests were performed for a Reynolds' number (Re) of $[4000 - 10200]$. For the computational domain, a finite volume discretization and the SST piping model of $k-\omega$ were used. The Reynolds' number was based on the mean velocity (u_m), the hydraulic diameter of the test section (D_h) and the kinematic viscosity of the working fluid (ν). The results obtained experimentally and numerically were compared with analytical equations available in the literature and showed good agreement with the expected values.

Keywords: concentric ducts, turbulent flow, pressure drop, friction factor, shear stress.