

ESTUDO EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA EM DUTOS DE SUCÇÃO

José Leandro Cardoso Rivera Vila, jl.vila@hotmail.com¹

Pedro Paulo Silva de Almeida, almeidappsa@gmail.com¹

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

¹Centro Universitário do Distrito Federal – UDF – Brasília / DF - 70.390-045

²Group of experimental and computational Mechanics - University of Brasilia, Gama, 72.405-610, Brazil

Resumo: O escoamento em um duto de sucção pode desenvolver diferentes padrões de fluxo, que são caracterizados pela configuração física e alguns aspectos envolvidos, requerendo diversos modelos de análise para a determinação da dinâmica do escoamento e relações de vazão e perda de carga. Dutos de sucção, que possuem característica de conversão de energia cinética em potencial, são estruturas de grande relevância para a engenharia, sendo empregado principalmente em usinas hidrelétricas. A perda de carga por sua vez também depende das condições presentes no sistema, dessa maneira o objetivo desta pesquisa é analisar experimentalmente a relação entre a perda de carga e o número de Reynolds em dutos de sucção com geometria simples do tipo utilizado em turbinas do tipo bulbo, no escoamento bi e trifurcado. Para tal, testes foram conduzidos em um sistema experimental para um escoamento incompressível, isotérmico, isolado e de regime permanente, para reynolds de $2,83 \times 10^3$ a 25×10^3 . A partir da medição da perda de carga no escoamento de ar em um tubo com dimensões conhecidas, sendo ele liso, e também da vazão volumétrica, determinou-se uma relação entre o fator de atrito e o número de Reynolds.

Palavras-chave: Dutos de sucção, perda de carga, bifurcação.

1. INTRODUÇÃO

O escoamento é influenciado pela configuração física do sistema e de diversos aspectos envolvidos, da mesma maneira diferentes padrões do escoamento podem ser desenvolvidos devido ao cenário do sistema, exigindo diversos modelos de análise para a determinação da dinâmica do escoamento e da relação entre perda de carga e vazão. A perda de carga durante o fluxo em um duto é distribuída ao longo da tubulação e depende de aspectos físicos do fluido e do conduto tais como atrito, viscosidade e densidade.

Dutos de sucção são estruturas de grande interesse para a engenharia, sendo objeto de estudo de diversos trabalhos numéricos, como estudado por autores como Sarpkaya (1971), Ciocan & Iliescu (2007) e Foroutan & Yavuzkurt (2014) e experimentais, como estudado por Azad (1996), Neiva, *et. al.*, (2007), Wang, *et. al.*, (2002), devido às suas características de conversão de energia cinética e potencial, o que justifica sua ampla utilização em diversos setores, como no caso de usinas hidrelétricas, assim como estudado especificamente por Coelho (2006), onde o autor analisa o escoamento em uma turbina situada no rio Rhode, França, e Abernethy, *et. al.*, (2003), que estuda a usina hidrelétrica de Columbia River Basin, Estados Unidos. Por Grogger, *et. al.*, (1999), a perda de carga desses dutos deve ser a mínima possível a fim de manter uma boa eficiência para turbinas de uma usina, que aproveitam energia potencial gravítica. Por Marjavaara (2006) a eficiência dessas turbinas hidráulicas é afetada significativamente pelo desempenho de dutos de sucção.

Durante o escoamento em um duto, seja este laminar ou turbulento, dependendo das condições empregadas, tais como variação de energias cinética e potencial, pressão envolvida e diâmetro hidráulico, afetam a conservação de carga de maneiras distintas. Esta pesquisa tem como objetivo estudar e caracterizar as variações de carga, mais especificamente a perda de carga em dutos de sucção, de estrutura simples do tipo utilizado em turbinas do tipo bulbo, para tal, testes são conduzidos em um sistema experimental para um escoamento incompressível, isotérmico, isolado e de regime permanente, para Reynolds de $2,83 \times 10^3$ a 25×10^3 .

Estudos em estruturas simples, como os difusores do duto de sucção do tipo utilizado em turbinas de bulbo, são essenciais para analisar e compreender os processos de escoamento envolvidos, para que os dados gerados possibilitem a construção de projetos mais complexos e em sistemas de escalas maiores. Este pode ainda levar a designs mais eficientes e melhores, segundo Angulo (2016), esse tipo de estrutura é uma das partes mais difíceis de se descrever em um escoamento, devido à interação de diversos fenômenos complexos como a instabilidade, turbulência, linhas de corrente, escoamento secundário, swirl e vorticidade.

2. FORMULAÇÃO ANALÍTICA

A formulação desenvolvida para o experimento busca formar e relacionar o fator de atrito do escoamento na tubulação com o número de Reynolds; a fase analítica de pesquisa foi baseada nos estudos de Fox, *et. al.*, (2010). Para tal, considerou-se um escoamento incompressível, isotérmico, isolado, completamente desenvolvido, horizontal e em regime permanente, como esquematizado na Fig. 1.



Figura 1. Seção de testes utilizada no experimento.

Considerando os pontos 1 e 2 da Fig.1, alinhados na corrente do escoamento, a aplicação da Equação de Bernoulli nesses pontos indica que a pressão em 1 deve ser igual a pressão em 2. No entanto, sabe-se que a própria tubulação interfere no fluxo e impõe perdas ao escoamento, de forma que a pressão em 2 acaba por ser menor que em 1. Assim, chamando essas perdas como a diferença da pressão total entre os pontos 1 e 2, ΔP , pode-se chegar a Eq. (1).

$$\Delta P = \left(P_1 + \frac{\rho \vartheta_1^2}{2} + \rho g z_1 \right) - \left(P_2 + \frac{\rho \vartheta_2^2}{2} + \rho g z_2 \right) \quad (1)$$

Onde P é a pressão estática, ρ a massa específica do fluido, ϑ a velocidade do escoamento, g a aceleração da gravidade e z a altura. Como o escoamento é completamente desenvolvido e a variação na altura entre 1 e 2 é nula, ΔP pode ser escrito ainda como a Eq. (2).

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (2)$$

Considerando agora que o escoamento no interior do tubo obedece a Lei de Hagen-Poiseuille, então ΔP pode ser escrito conforme a Eq. (3).

$$\Delta P = \frac{128\mu L Q}{\pi D^4} \quad (3)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido, L o comprimento da seção, Q a vazão volumétrica e D o diâmetro do tubo. Combinando as Eqs. (2) e (3), pode-se chegar ao seguinte resultado para ΔP , apresentado pela Eq. (4).

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho \vartheta^2}{2} \quad (4)$$

Onde f é o fator de atrito. Para regimes laminares, f é uma função apenas do número de Reynolds. Para escoamentos em regime turbulento, f é uma função também da rugosidade da parede da tubulação. O Diagrama de Moody é uma forma de obter valores para a relação entre f , número de Reynolds e rugosidade relativa.

Com o objetivo de se estabelecer uma relação entre o fator de atrito e o número de Reynolds, pode-se isolar f na Eq. (4) acima para que ele fique em função das quantidades conhecidas do problema, resultando na Eq. (5).

$$f = \left(\frac{D}{L} \right) \frac{2\Delta P}{\rho \vartheta^2} \quad (5)$$

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para analisar a perda de carga em dutos de sucção foram conduzidos estudos experimentais com o intuito de reproduzir o escoamento de maneira a medir a perda de carga presente no movimento, assim como estudado por Lima, *et. al.*, (2001), e Costa (2003). Para tal foram confeccionados dois sistemas de bancadas onde foi realizada a análise de carga em dutos de sucção. Para uma análise experimental do escoamento no duto de sucção foi utilizada uma bancada experimental com base no sistema proposto por Vila, *et.al.*, (2017), a qual proporciona a visualização do escoamento turbulento em um difusor cônico, mas com adaptações de modo a tornar possível a medição da pressão em determinados pontos.

Foi utilizado um motor de indução trifásico de 0,75 kW e 3415 rpm, o qual proporciona uma faixa de vazão de 3,5 m³/h a 31 m³/h, a qual foi controlada com um cfw vector inverter, visto que a análise de pressão foi realizada para o ar como fluido, ao invés da água como proposto inicialmente pelo autor. Para medição da pressão, foi utilizado um multímetro pol-79c com conversor de pressão. As seção de testes com as adaptações pode ser vista detalhadamente na Fig.2; a distância entre o ponto de saída do motor e o ponto pré-bifurcação é de 1280 mm, o que garante a medição em um ponto no início do escoamento e o segundo com o mesmo já completamente desenvolvido; a distância entre os pontos de medição de pressão entre o pontos pré-bifurcação e o pós-bifurcação é de 315 mm. Ainda, o comprimento das seções foi alterado para atender ao escoamento completamente desenvolvido, para isso foi considerado 40 vezes o diâmetro hidráulico, esse que no sistema atualizado os difusores possuem 32 mm de entrada e 50 mm de saída, tendo assim uma abertura de 22,61°.

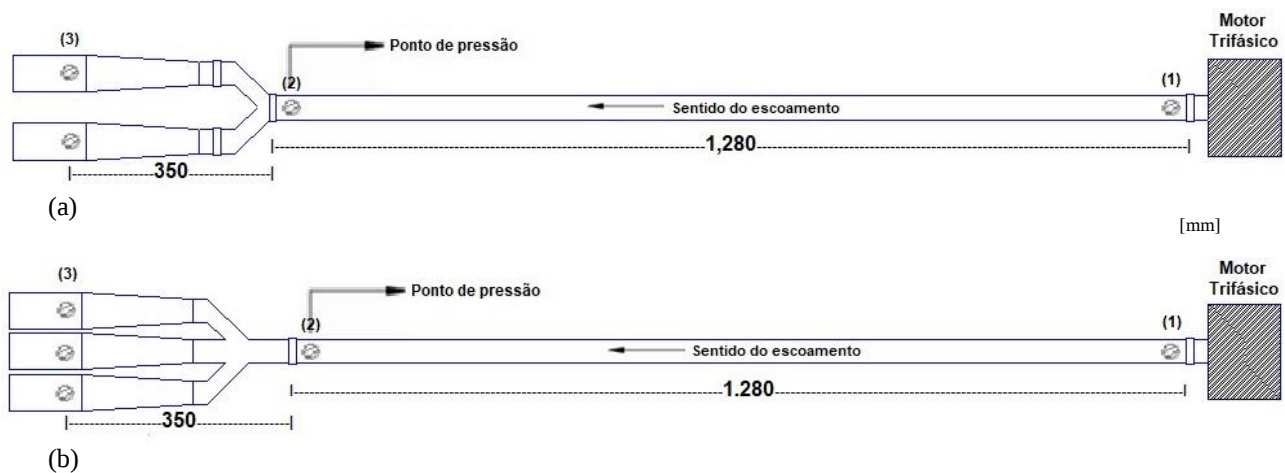


Figura 2. Desenho esquemático das seções de teste para escoamentos bi e trifurcados; (a) bifurcado; (b) trifurcado.

Para medir a perda de carga para escoamentos bi e trifurcados, foram inseridas junções confeccionadas em impressora 3D, ver Fig.3, onde a junção de bifurcação possui ângulo de inclinação de abertura de 90° graus entre as saídas, e a trifurcação de 30°, garantido a equidistância entre as saídas.

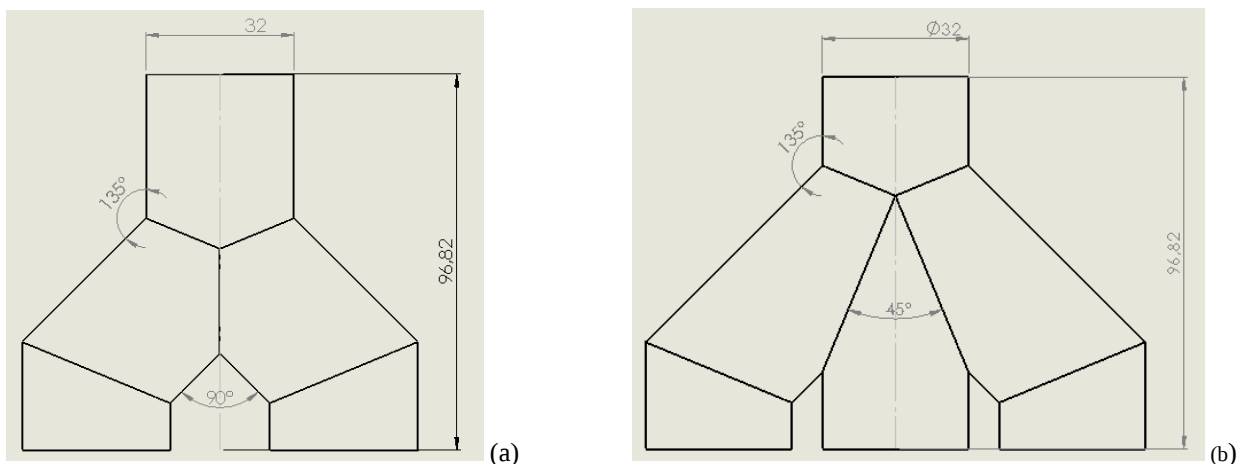


Figura 3. Junções de bi e trifurcação; (a) bifurcação; (b) trifurcação.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

No procedimento experimental foram medidas a pressão em 3 pontos, assim como exposto em Fig.3, estando o primeiro (1) desses logo após a saída do motor, o segundo (2) logo antes da junção de bifurcação de fluxo, sendo que esse ponto se encontra numa situação de escoamento completamente desenvolvido, e o terceiro (3) ponto estando logo após o *outlet* do difusor, que está conectado diretamente com a bifurcação.

De início foi medida a perda de carga entre os pontos 1 e 3, sem a presença de junções de bi ou trifurcação, para verificar o gradiente de pressão na tubulação por completo. Também foi possível quantificar o tempo necessário para que 10 L de fluido escoasse pela tubulação, sendo possível calcular a vazão volumétrica. Foram testadas diversas vazões volumétricas, em relação à frequência utilizada do motor cujo controle foi dado pelo cfw vector inversor, que se traduzem em diferentes números de Reynolds para o escoamento. Os resultados para a tubulação são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Pressões medidas nos testes e tempo necessário para o escoamento de 10 L de fluido.

Re	P1 (Pa)	P2 (Pa)	T 10 L (s)
2,83E+03	68,65	58,84	8,47
6,03E+03	63,74	53,94	8,55
9,59E+03	58,84	49,03	8,74
1,22E+04	49,03	39,23	9,38
1,51E+04	39,23	36,28	9,99
1,78E+04	34,32	29,42	11,09
2,04E+04	29,42	24,52	12,52
2,22E+04	20,59	16,67	13,96
2,37E+04	14,71	10,79	16,60
2,50E+04	9,81	9,81	24,03

A perda de carga medida para os sistemas com bifurcação e com trifurcação, novamente com relação à frequência é representada graficamente na Fig.4.

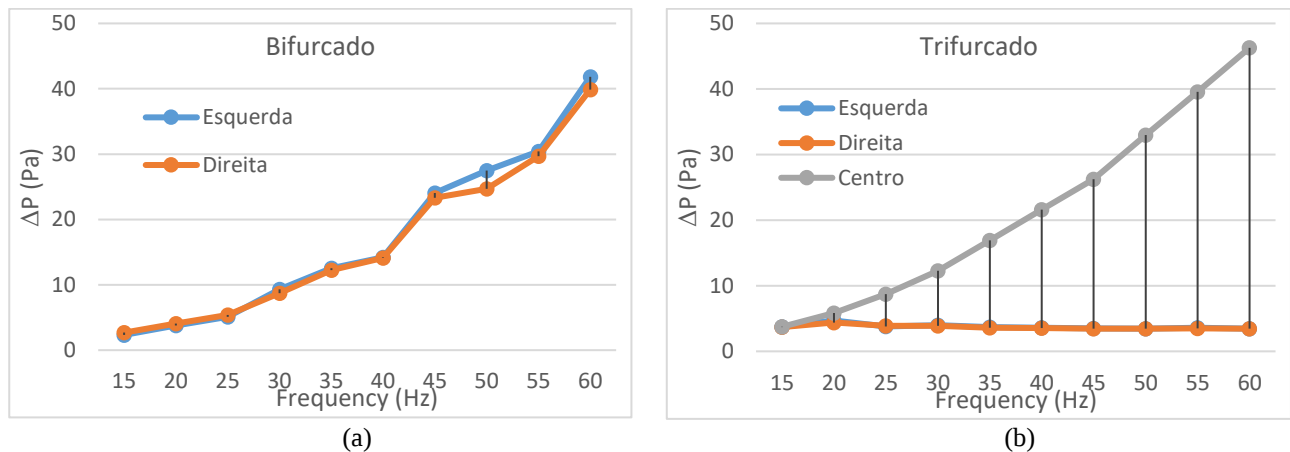


Figura 4. Diagrama de desenvolvimento da perda de pressão em função do aumento de frequência; (a) bifurcado. (b) trifurcado.

Com base nos resultados apresentados na Fig.5, é observado que para o escoamento bifurcado a distribuição da pressão se dá de maneira uniforme para ambos os lados da angulação da junção, note que seu ângulo de construção entre essas guias é de 90°. Para o escoamento trifurcado é visto que a pressão é desenvolvida apenas no sentido central da junção, esse fenômeno ocorre devido ao aumento progressivo da frequência que consequentemente aumentando a velocidade, que à medida que aumenta seus vetores se concentram no eixo central, uma vez que a pressão das guias não é suficiente para atrair as linhas de corrente. Isso se deve ao fato da configuração física da junção de trifurcação, que apesar de ter ângulos iguais entre cada saída, possui o eixo central paralelo ao tubo de entrada e os demais eixos, esquerdo e direito como braços com ângulos abruptos. É importante ressaltar que a rugosidade da junção, devido à sua confecção ter sido via impressão 3D, é levemente maior que um tubo de PVC por exemplo. Uma geometria de trifurcação que seria mais eficiente na distribuição do escoamento seria por exemplo, como realizado por Souza, (2015), ver Fig.5.

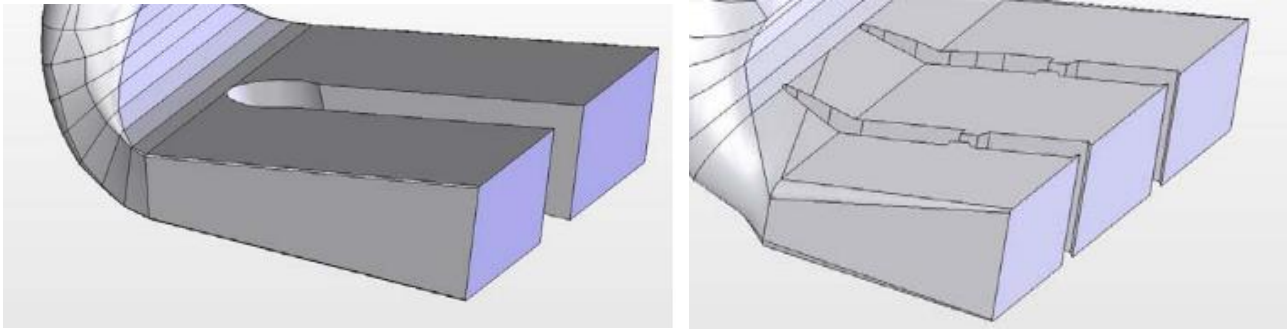


Figura 5. Domínio do escoamento em um tubo de sucção com um e dois septos. Imagem retirada de Souza, *et. al.*, (2015).

Para a determinação do fator de atrito, além dos valores de queda de pressão entre os pontos, é necessária a quantificação das características de velocidade do escoamento. Sabendo-se que o diâmetro interno dos tubos era aproximadamente 12,7 mm, calculou-se a velocidade média do fluxo no interior do tubo com base no tempo necessário para o escoamento dos 10 L de água, ver Tab.2. Para os cálculos, foi considerada uma massa específica para o ar de $1,225 \text{ kg/m}^3$ e uma viscosidade dinâmica de $0,180 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$. Com base nos valores de queda de pressão, ΔP , e da velocidade média do escoamento, v , obteve-se os resultados apresentados na Tab. 2, para o fator de atrito, f , e número de Reynolds, Re .

Tabela 2. Condições de frequência, velocidade, Reynolds e pressão aplicadas para o cálculo do fator de atrito.

F (Hz)	Re	v (m/s)	ΔP (Pa)	f
15	2,83E+03	1,91	8,76	0,1022
20	6,03E+03	4,08	16,22	0,0412
25	9,59E+03	6,49	25,81	0,0259
30	1,22E+04	8,35	36,60	0,0229
35	1,51E+04	10,26	48,25	0,0222
40	1,78E+04	12,06	59,76	0,0194
45	2,04E+04	13,81	70,20	0,0155
50	2,22E+04	15,05	83,09	0,0153
55	2,37E+04	16,07	90,97	0,0149
60	2,50E+04	16,99	99,41	0,0144

A partir dos resultados da Tab.2 é possível notar que os valores de f obtidos não variam de forma suave com o Re . À medida que o escoamento possui Reynolds maiores, a tendência do coeficiente de atrito foi diminuir. Além, a queda de pressão no teste com $F = 60 \text{ Hz}$ do tubo liso foi nula, o que, como já mencionado na seção 2, não deveria ocorrer. A relação entre o fator de atrito versus número de Reynolds está exposta na Fig.6.

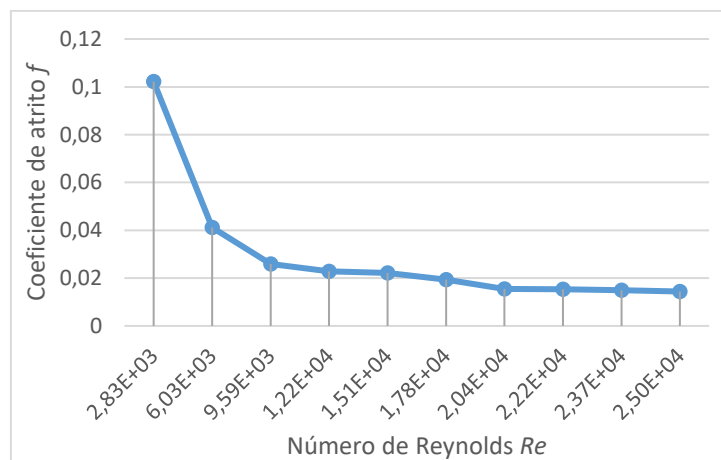


Figura 6. Relação entre o fator de atrito versus número de Reynolds.

Na Fig.7, foram plotadas duas linhas de tendências logarítmicas. É importante frisar que foi desconsiderado o ponto referente ao último teste, como explicado acima. Apesar da dispersão grande dos pontos, nota-se uma tendência de aumento do fator de atrito com a diminuição do número de Reynolds, como ocorre no Diagrama de Moody.

Como último dado foi verificada a influência do difusor cônico utilizado, ver Fig.7, através de uma relação de coeficiente de recuperação de pressão, C_p , dado pela Eq. (6) versus número de Reynolds. Como esperado, o coeficiente de recuperação de pressão possui comportamento semelhante ao coeficiente de atrito.

$$C_p = \frac{2\Delta P}{\rho g^2} \quad (6)$$

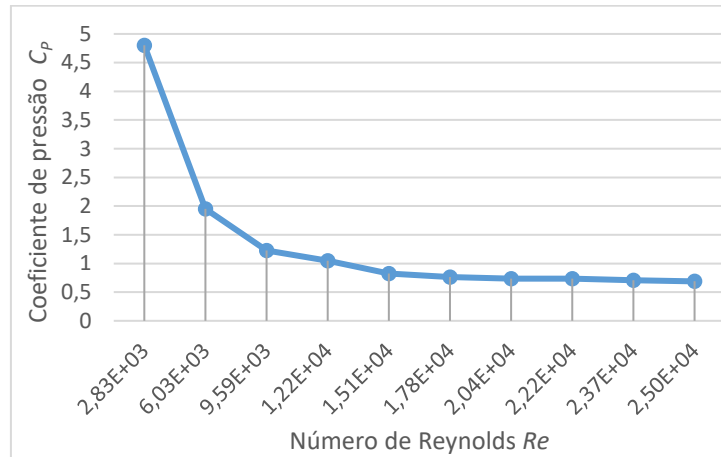


Figura 7. Relação entre o coeficiente de pressão versus número de Reynolds.

5. CONCLUSÃO

O objetivo inicial da pesquisa era de estudar e caracterizar as mudanças de carga, mais especificamente a perda de carga em dutos de sucção, para tal foram realizados testes experimentais. Os resultados obtidos indicaram que o fator de atrito segue uma tendência de diminuir com o aumento do número de Reynolds. Contudo, um dos testes para o tubo com paredes lisas apresentou um resultado não esperado, ou pelo menos não condizente com a teoria desenvolvida. A queda de pressão no último teste foi nula, o que não deveria ocorrer, podendo isso ser fruto de uma imprecisão dos manômetros utilizados na medição da pressão. Foi verificado que bifurcação atuou de maneira correta, distribuindo o escoamento de modo uniforme, o que não pode ser dito da trifurcação utilizada.

No geral, os resultados foram satisfatórios. As linhas de tendência apresentadas na Fig. 7 indicam que os resultados obtidos são coerentes com aqueles encontrados no Diagrama de Moody. A partir dos resultados obtidos é possível ter uma melhor compreensão da perda de carga presente em dutos de sucção e a maneira com que as características físicas presentes podem potencialmente afetar o escoamento na estrutura. A realização dessas análises leva a uma base documental mais rica que fornece conhecimentos para futuras pesquisas mais aprofundadas em certas áreas exploradas neste trabalho, e pode levar a melhores designs e equipamentos mais eficientes.

A continuidade deste trabalho pode ser dada através da realização da presente metodologia para diferentes geometrias de tubulação, para solucionar por exemplo o obstáculo verificado na junção de trifurcação, e de difusor, uma vez que esse pode ser usado para controlar a perda de pressão. Outra linha seria o estudo numérico do caso, uma vez que o CFX oferece uma gama maior de variáveis de trabalho. Mais à frente, o estudo da influência dessa perda de carga na eficiência de funcionamento de dutos de sucção.

6. AGRADECIMENTOS

O autor agradece ao Centro Universitário do Distrito Federal – UDF, pelo suporte à esta pesquisa.

7. REFERÊNCIAS

- Abernethy, C. S., Amidan, B. G. and Cada, G. F, 2003, “Fish Passage Through a Simulated Horizontal Bulb Turbine Pressure Regime: A Supplement to Laboratory Studies of the Effects of Pressure and Dissolved Gas Supersaturation on Turbine-Passed Fish”, *U.S. Department of Energy, Pacific Northwest National Laboratory*, PNNL-13470-B.
- Andrade, L., Carvalho, J. A., 2000. Software para Suporte Hidráulico. Congresso e Mostra de AgroInformática – INFOAGRO 2000, Paraná, Brasil.
- Azad, R. S., 1996, “Turbulent Flow in a Conical Diffuser: a review”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.13, New York, United States, pp.318-337.
- Ciocan, G. D., Iliescu M. S., 2007, “Vortex Rope Investigation by 3D-PIV Method”, 22 fev. 2018.
- <https://www.researchgate.net/publication/235331920_Vortex_Rope_Investigation_by_the_3D-PIV_Method>.

- Coelho, J. G., Junior, A. C. P. B., Noleto, L., 2006, “Escoamento Turbulento em Difusores Cônicos – simulações transientes”, Anais da 5ª Escola de Primavera de Transição de Turbulência EPTT – 2006, ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, ett-06-18.
- Costa, A. S., mar., 2003. Turbinas Hidráulicas e Condutos Forçados. Disponível em: <<http://www.labspt.ufsc.br/~simoes/dincont/turb-hidr-2003.pdf>>. Acesso em 13 out. 2017.
- Foroutan, H., and Yavuzkurt, S., 2014, “A partially-averaged navier-stokes model for the simulation of turbulent swirling flow with vortex breakdown”, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol50, pp.402-416.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., 2010, “Introdução à mecânica dos Fluidos”, Ed. LTC, 8ed, Brasil.
- Grogger, H. A., Basara, B., Klasinc, R., Mayr, D., 1999. Experimental and Numerical Study of the Flow Through a Trifurcation. Proceedings of the 28th IAHR Congress, Graz, Austria.
- Lima, A. K. F., 2011. Análise do Escoamento em uma Unidade Hidrogeradora da Usina Hidrelétrica de Tucuruí. Universidade Federal do Pará, Pará, Brasil.
- Marjavaara, B. D., 2006. CFD Driven Optimization of Hydraulic Turbine Draft Tubes Using Surrgate Models. Doct. Thesis – Lulea University, Lulea, Suécia.
- Neiva, R. Q., Sousa, A. J., Coelho, J. G., Junior, A. C. P. B., 2007, “Experimental and Numerical Study of the Swirling Flow in Conical Diffusers”, 19th International Congress of Mechanical Engineering, ABCM, Brasília, Brasil.
- Ramirez, M. V., 2009. Simulação da Perda de Carga e da Eficiência de Coleta em Ciclones através da Fluidodinâmica Computacional. Msc. Thesis – Universidade Federal de São Carlos, São Paulo, Brasil.
- Sarpkaya, T., 1971, “Vortex breakdown in swirling flow conical flows”, Journal of Fluid Mech, 45(3), pp.543-559.
- Souza, M. S., Moreira, V. S., Faria, M. T., 2015, “Estudo e Análise Numérica das Condições de Escoamento em Tubos de Sucção de Turbinas Hidráulicas e sua Influência na Atração de Peixes”, XXVI Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering – CILAMCE, Espírito Santo, Brasil.
- Vila, J. L. C. R., Dias, L. H. V., Mattos, P. H. C., Almeida, P. P. S., and Melo, T., 2017, “Turbulent structures in a flow visualization inside a conical diffuser”, International Congress of Mechanical Engineering – COBEM, pp.2150.
- Wang, C. C., Lo, J., Lin, Y. T., Liu, M. S., 2002, “Flow Visualization of Wave-type Vortex Generators Having Inline Fin-tube Arrangement”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.45, pp.1933-1944.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE HEAD LOSS IN DRAFT TUBES

José Leandro Cardoso Rivera Vila, jl.vila@hotmail.com¹
Pedro Paulo Silva de Almeida, almeidappsa@gmail.com¹
Tiago de Melo, tiago.melomec@gmail.com^{1,2}

¹Centro Universitário do Distrito Federal – UDF – Brasília / DF - 70.390-045

²Group of experimental and computational Mechanics - University of Brasilia, Gama, 72.405-610, Brazil

Abstract. Draft tubes, which have the characteristic of energy conversion from kinetic to potential, have great relevance for engineering, being used mainly in hydroelectric facilities. The flow in these tubes can develop different patterns of flux, which are characterized by its physical configurations and by some aspects involved, requiring diverse models of analysis for the determination of the flow's dynamic and the relation between head loss and flow rate. The head loss itself, also depends on the present conditions of the system. The objective of this research is to analyze experimentally the relation between the head loss and the Reynolds number in draft tubes with a simple geometry like the bulb turbine type, in a bi and trifurcated flow. To do so, tests were run in an experimental setup for an incompressible, isothermal, isolated and permanent regime flow, for Reynolds of $2,83 \times 10^3$ to 25×10^3 . By the measurements of head loss in a water flow in a tubing with known dimensions, with slip walls, and also the volumetric flow rate, the relation between the friction factor and Reynolds number was determined.

Keywords: Draft tube, head loss, bifurcation.