

04

5. Conclusão



Por se tratar de um primeiro estudo sobre vibrações induzidas por escoamento em tubulações sujeitas a apoios com folga, a preocupação principal dos autores foi no sentido de desenvolver uma ferramenta adequada a análise deste problema. De modo que os resultados apresentados são ainda pouco conclusivos. Apesar disso podemos afirmar: (1) É sabido que, devido as características da forma excitadora gerada pelo desprendimento de vórtices, as vibrações induzidas em tubulações com apoios fixos evoluem para um regime permanente (ciclo limite), tal como ficou evidenciado em um trabalho anterior [2]. A presença de apoios com folga, porém, acarreta uma nítida mudança neste comportamento, não mais existindo soluções tão regulares. (2) A interação tubo-suporte se dá através de forças de contato de grande intensidade, que variam bruscamente no tempo, conforme mostrado nas figuras 4.2 e 4.3. Portanto, desprezar as folgas dos suportes no problema de vibrações de tubos de trocadores de calor, pode significar uma má aproximação para o problema real, principalmente por ser contrário à segurança.

Agradecimentos

À Comissão Nacional de Energia Nuclear (Projeto Análise Estrutural de Componentes Nucleares).

Bibliografia

- [1] SKOP, R.A. and GRIFFIN, O.M., "On a Theory for the Vortex Excited Oscillations of Flexible Cylindrical Structures" Journal of Sound and Vibration, vol. 41 n° 51, 263-274 (1975)
- [2] VELOSO, P.A. e LOULA, A.D., "Vibrações de Tubulações Induzidas por Vórtices", II Simpósio Brasileiro sobre Tubulações e Vasos de Pressão, Salvador (1982)
- [3] BLEVINS, R.D., "Flow-Induced Vibration", Van Nostrand Reinhold Company, New York (1977)
- [4] GRIFFIN, O.M. and RAMBERG, S.E., "The Vortex-Street Wakes of Vibrating Cylinders" J. Fluid Mech., 66, 553-576.
- [5] BATHE, K.J. and WILSON, E.L., "Numerical Methods in Finite Element Analysis", Prentice-Hall (1976)

ANAIS	COBEM 83	PROCEEDINGS
	VII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA	
	UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983	
TRABALHO PAPER	Nº D-24	P.P. 239 - 248

ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO LAMINAR JUNTO A RESSALTOS EM CANALIZAÇÕES

ANTONIO CARLOS RIBEIRO NOGUEIRA, M.Sc.
Professor Assistente
Universidade Federal de Santa Catarina

ROGÉRIO TADEU DA SILVA FERREIRA, Ph.D.
Professor Titular
Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

Este trabalho tem por objetivo a análise de um escoamento laminar, incompressível, axissimétrico e estacionário, através de um obstáculo quadrado com arestas em cantos vivos, utilizando-se esquemas numéricos. O campo volumétrico do escoamento é transformado num campo plano, este por sua vez é convertido em seu análogo computacional, no qual, são aplicadas as equações do transporte da vorticidade, juntamente com as condições de contorno apropriadas, na forma de diferenças finitas. Os resultados dos perfis de velocidade, comprimento de separação e forma da linha de corrente são comparados com os resultados experimentais disponíveis, obtendo-se uma boa concordância.

SUMMARY

This work presents the flow field numerical solution of a Newtonian, incompressible, axisymmetric steady laminar flow in the vicinity of a square obstacle placed at the wall of a circular conduit. The numerical solution is based on the Navier-Stokes and continuity equations written in the form of streamfunction and vorticity function using a finite difference scheme. The results such as velocity profiles and reattachment length were compared with available experimental results with very good agreement.

1. Introdução

O presente trabalho tem por objetivo a análise numérica de um escoamento laminar, incompressível, de um fluido Newtoniano, junto a ressaltos na parede, no interior de canalizações.

Tendo-se em vista que o procedimento experimental lida diretamente com a realidade física sob análise, a opção mais racional, que é a de se utilizar a abordagem numérica para se obter uma solução mapeada para os parâmetros a serem estudados, comprovadas por alguns dados experimentais disponíveis, é o espírito que norteará o alcance dos objetivos a que se propõe este trabalho. Os parâmetros a serem estudados serão as velocidades; as tensões de cisalhamento; a distribuição de pressões; a função de corrente e a função vorticidade. Além disso também será posicionada a região de recirculação junto ao ressalto.

A realização deste trabalho se justifica, na medida em que um escoamento deste tipo apresenta as características dos escoamentos encontrados em dispositivos cardiovasculares protéticos, coração artificial e dispositivos medidores de vazão tipo placa de orifício.

Vários pesquisadores, que serão citados no transcorrer do texto, já estudaram o problema do escoamento incompressível de um fluido Newtoniano viscoso em condutos contendo expansões abruptas ou restrições do fluxo, porém a maioria destes estudos é voltada ao escoamento plano. Neste trabalho, utilizando-se uma malha bastante refinada, bem como equações discretizadas numa forma mais conservativa, conseguiu-se obter soluções para número de Reynolds até cinquenta. Para esta magnitude de número de Reynolds já foi possível fazer comparações com os resultados obtidos experimentalmente por Linsingen [1], que utilizou um volume de controle equivalente.

O método utilizado foi o método da vorticidade e função de corrente na formulação explícita.

2. Modelação Matemática

O escoamento é caracterizado por ser axissimétrico, incompressível, regime permanente, laminar, de um fluido Newtoniano e homogêneo. A geometria é apresentada na Fig. 1, que

apresenta um duto circular de paredes rígidas e impermeáveis onde existe, na região intermediária, um obstáculo em forma de bucha circular com cantos vivos, disposta concentricamente.

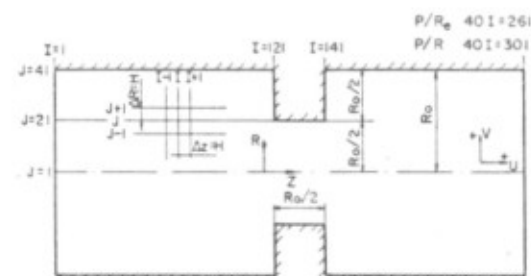


Fig. 1. Geometria do conduto

2.1. Equações Básicas

Este escoamento é governado pelas equações de Navier-Stokes e também deve satisfazer a equação da continuidade. Escrevendo-se as variáveis u ; v ; e p para representar as velocidades radiais, axiais e a pressão, e os parâmetros ρ e ν designando a massa específica e a viscosidade cinemática respectivamente, bem como, identificando R_0 como comprimento característico do problema, e U_0 , a velocidade axial na linha de centro do fluxo não perturbado pelo obstáculo, como a velocidade característica, para um par de coordenadas cilíndricas (r, z) são obtidas as seguintes variáveis adimensionais:

$$R = \frac{r}{R_0}; \quad Z = \frac{z}{R_0}; \quad H = \frac{h}{R_0}; \quad U = \frac{u}{U_0}; \quad V = \frac{v}{U_0}; \quad P = \frac{pR_0}{\rho\nu U_0} \quad (1)$$

onde h é a largura real da malha.

Introduzindo-se o conceito de função de corrente de Stokes

$$V = \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial Z}; \quad U = -\frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial R} \quad (2)$$

e a função vorticidade

$$\Omega = \frac{\partial V}{\partial Z} - \frac{\partial U}{\partial R} \quad (3)$$

onde utilizando-se as equações (2), pode se reescrita como

$$\Omega = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial R^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Z^2} \right) - \frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi}{\partial R} \quad (4)$$

Eliminando-se a pressão nas equações de Navier-Stokes, e utilizando-se a equação da continuidade, bem como as equações (2) e (3), obtém-se:

$$\frac{\partial(\Omega V)}{\partial R} + \frac{\partial(\Omega U)}{\partial Z} = \frac{1}{R_e} \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \Omega}{\partial R} - \frac{\Omega}{R^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial Z^2} \right) \quad (5)$$

que juntamente com a equação (4) são conhecidas como as equações de transporte de vorticidade, e que na forma de diferenças finitas resultam:

$$\psi_{j,i}^k = \frac{1}{4} [(\psi_{j+1,i}^{k-1} + \psi_{j-1,i}^k + \psi_{j,i+1}^{k-1} + \psi_{j,i-1}^k) - \frac{H}{2R_j} (\psi_{j+1,i}^{k-1} - \psi_{j-1,i}^k) - H^2 R_j \Omega_{j,i}^{k-1}] \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \Omega_{j,i}^k &= \frac{1}{4} \left(\frac{\Omega_{j-1,i}^{k-1}}{R_{j-1}} (\psi_{j-1,i+1}^{k-1} - \psi_{j-1,i-1}^k) - \frac{\Omega_{j+1,i}^{k-1}}{R_{j+1}} (\psi_{j+1,i+1}^{k-1} - \psi_{j+1,i-1}^k) + \right. \\ &\quad \left. \frac{\Omega_{j,i+1}^{k-1}}{R_j} (\psi_{j,i+1}^{k-1} - \psi_{j-1,i+1}^k) - \frac{\Omega_{j,i-1}^k}{R_j} (\psi_{j+1,i-1}^{k-1} - \psi_{j-1,i-1}^k) \right) + \\ &\quad 4(\Omega_{j+1,i}^{k-1} + \Omega_{j-1,i-1}^{k-1} + \Omega_{j,i+1}^{k-1} + \Omega_{j,i-1}^k) + \frac{2H}{R_j} (\Omega_{j-1,i}^{k-1} - \Omega_{j-1,i}^k) \left(\frac{4R_j^2 + H^2}{R_j^2} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (7)$$

2.2. Condições de Contorno

a) Para as contornos rígidos: para todas as orientações do contorno superior, a função de corrente é tomada como zero. Já para a função vorticidade, os valores serão diferentes

para cada orientação do contorno superior. Seguindo o raciocínio de Cheng et al [2] para coordenadas cilíndricas, obtém-se:

$$\Omega_{j,i} = \frac{1}{H^2} \left[\frac{0,5}{R_{j-1}} (\psi_{j,i} - \psi_{j-2,i}) - \frac{4}{R_{j-1/2}} (\psi_{j,i} - \psi_{j-1,i}) \right] \quad (8)$$

Para contornos verticais com face à esquerda:

$$\Omega_{j,i} = \frac{0,5}{R_j H^2} (-7\psi_{j,i} + 8\psi_{j,i-1} - \psi_{j,i-2}) \quad (9)$$

Para contornos verticais à direita:

$$\Omega_{j,i} = \frac{0,5}{R_j H^2} (-7\psi_{j,i} + 8\psi_{j,i+1} - \psi_{j,i+2}) \quad (10)$$

b) Para a seção de entrada: a escolha da seção de entrada é feita de maneira a tornar desprezível o efeito devido a presença do obstáculo naquela seção. Com este propósito estabeleceu-se que a seção de entrada seria posicionada a uma distância segundo Cheng et al [2] igual a $3R_0$ da face a montante do obstáculo. Nesta seção o escoamento é plenamente desenvolvido. Assim:

$$U = 1 - R^2 \quad (11a)$$

$$V = 0 \quad (11b)$$

a função de corrente na seção de entrada é obtida pela integração da equação (2), resultando:

$$\psi = \frac{1}{4} (R^4 - 2R^2) + \psi_0 \quad (12)$$

onde ψ_0 é o valor da função de corrente na linha de centro.

Para a vorticidade, uma vez que na seção de entrada a derivada parcial $\frac{\partial V}{\partial Z} = 0$, o resultado da equação (3):

$$\Omega = 2R \quad (13)$$

c) Para a seção de saída: o mesmo critério utilizado para o posicionamento da seção de entrada, foi também seguido para

a seção de saída, com exceção de que, para números de Reynolds acima de 40, a distância desta última até a face a jusante do obstáculo, foi fixada igual a $4R_0$. Além de perfil parabólico, utilizou-se as condições de contorno citadas por Macagno e Hung [3], dadas por:

$$\psi_{j,i} = \psi_{j,i-4} - 2\psi_{j,i-3} + 2\psi_{j,i-1} \quad (14a)$$

$$\Omega_{j,i} = \Omega_{j,i-4} - 2\Omega_{j,i-3} + 2\Omega_{j,i-1} \quad (14b)$$

d) Para o eixo de simetria: na linha de centro, $\psi_0 = 0,25$. Para a função vorticidade, devido a simetria, $\Omega_0 = 0$.

e) Para os pontos de quina: Cheng et al [2] recomenda que a condição de contorno para os pontos de quina convexos seja uma combinação dada pela adição das equações correspondentes ao contorno horizontal e o contorno vertical que contém o ponto em análise, no que tange a função vorticidade. Já para os pontos côncavos o valor desta última será fixado igual a zero. Para a função de corrente, tanto para os pontos de quina côncavos como os convexos, seu valor será nulo.

2.3. Cálculo da pressão e da tensão de cisalhamento

Partindo-se das equações da continuidade e de Navier-Stokes, bem como da equação (2), chega-se a:

$$\frac{\partial B}{\partial R} = \frac{\partial \Omega}{\partial Z} + \frac{\Omega}{R} \frac{\partial \psi}{\partial R} \quad (15)$$

$$\frac{\partial B}{\partial Z} = -\frac{\partial \Omega}{\partial R} - \frac{\Omega}{R} + \frac{\Omega}{R} \frac{\partial \psi}{\partial Z} \quad (16)$$

onde B, a soma de Bernoulli, é definida como $P + \frac{(U^2 + V^2)}{2}$

Este par de equações permite calcular B, e por conseguinte, obter P a partir das distribuições de velocidades U, V e Ω .

Para o caso bidimensional a tensão cisalhante na sua forma adimensional é calculada por meio de:

$$\tau = \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\partial V}{\partial Z} \right) \quad (17)$$

3. Procedimentos iterativos

A rotina para se resolver o sistema de equações (6) e (7) e as respectivas condições de contorno, foi baseada na técnica utilizada por Mills [4], e que se resume no seguinte:

a) Zeragem de todo o campo de função de corrente e função vorticidade.

b) Imposição das condições de contorno permanentes para os respectivos parâmetros.

c) Para as malhas mais finas e números de Reynolds mais elevados, leitura em fita dos valores associados a estas variáveis, correspondentes ao último número de Reynolds em que tenha ocorrido convergência.

d) Iteração dos valores da função de corrente para o campo interno, utilizando-se a equação (6).

e) Extrapolação das condições de saída para a função de corrente, utilizando-se a equação (14a).

f) Fixação das condições de contorno rígido para a função vorticidade, em função dos valores da função de corrente para o campo interno.

g) Iteração dos valores da função vorticidade para o campo interno, utilizando-se a equação (7).

h) Extrapolação das condições de contorno na saída para a função vorticidade, utilizando-se a equação (14b).

i) Determinação da maior diferença absoluta entre os valores de uma iteração presente e uma iteração anterior, a cada vinte iterações consecutivas.

j) Verificação desta diferença quanto ao critério de convergência adotado.

k) Uma vez satisfeito o parâmetro de convergência, determinação dos demais parâmetros, tais como os valores das velocidades, pressão e tensão de cisalhamento.

l) Gravação em fita dos valores de função de corrente e função vorticidade, para todo o campo.

O campo computacional foi dividido em células quadradas de comprimento adimensionalizado igual a 1/40 com o intuito de se obter convergência para números de Reynolds mais elevados.

4. Análise e Validação dos Resultados

Os resultados numéricos obtidos foram comparados com

aqueles obtidos experimentalmente por Linsingen [1], utilizando-se um volume de controle equivalente. A comparação das velocidades axiais, bem como do posicionamento da região de recirculação, resultou bastante satisfatória, como relatado por Nogueira [5].

4.1. Posicionamento da Região de Recirculação

A região de recirculação está mostrada na Fig. 2. No que tange ao seu posicionamento, a Tabela 1 contém os desvios relativos entre a solução numérica e a solução experimental correspondente para Reynolds igual a 22 e 50.

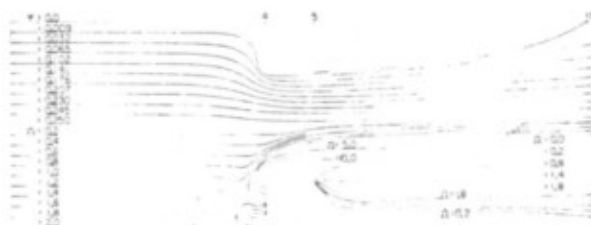


Fig. 2. Contornos das linhas de corrente e vorticidade - $Re = 40$.

Tabela 1. Comparações da linha de corrente nula da região de recirculação, para as soluções numérica e experimental* para $Re=22$ e $Re=50$.

$Z/2R_0$	22		50	
	$(R/2R_0)^*$	$(R/2R_0)$	$(R/2R_0)^*$	$(R/2R_0)$
0,112	0,2452	0,2397	0,2400	0,2494
0,225	0,2320	0,2290	0,2400	0,2468
0,337	0,2040	0,2145	0,2400	0,2421
0,500	0,1677	0,1931	0,2400	0,2358
0,562	0,1281	0,1658	0,2357	0,2281
0,674	0,0812	0,1297	0,2180	0,2191
0,787			0,2107	0,2092
0,900			0,1907	0,1978
1,011			0,1697	0,1849
1,123			0,1567	0,1702
1,236			0,1420	0,1537
1,348			0,1137	0,1350
1,4600			0,0850	0,1125

Nesta tabela percebe-se que os desvios entre a solução numérica e a solução experimental permanecem satisfatoriamente pequenos mesmo para posições mais afastadas a jusante, à medida que cresce Re . Tal fenômeno parece estar associado com o caráter mais difusivo do escoamento à medida que se aproxima da parede, onde o corante utilizado para identificação da linha de corrente nula, a qual delimita a região de recirculação, se difunde numa faixa mais larga, dificultando localizar precisamente a referida linha de corrente. Já para posições mais afastadas da parede, a característica mais advectiva do escoamento se sobrepõe à difusão, permitindo obter um filete de corante mais estreito.

Isto fica patente quando se comparam as duas equações que representam matematicamente os comprimentos de separação da região de recirculação.

a) Procedimento experimental:

$$L_z/2R_0 = 0,038 Re_D^{0,9}$$

b) Procedimento numérico:

$$L_z/2R_0 = 0,064 Re_D^{0,9}$$

Ainda que a inclinação das duas curvas sejam as mesmas quando representadas num gráfico bi-logarítmico, os valores dos comprimentos de separação estarão deslocados, evidenciando assim os desvios apresentados na Tabela 1.



5. Conclusões

Ainda que Mills [4] se justifique não tentar soluções para Reynolds maior do que 25, alegando ser extremamente difícil distinguir os efeitos de instabilidade do procedimento numérico, das instabilidades hidrodinâmicas para pequenos distúrbios das equações do movimento em si, bem como se saber até onde estes distúrbios estão associados com a instabilidade física real, conseguiu-se convergência para número de Reynolds até $Re = 50$, resultando em soluções que puderam ser comparadas com resultados experimentais disponíveis, tais como os obtidos por Linsingen [1] e Johansen [6].

Com relação aos resultados numéricos obtidos, quando comparados com os resultados experimentais, observou-se a ocorrência de alguns desvios. Os motivos só poderão ser esclarecidos após realizarem-se medições dos parâmetros experimentais para valores de Reynolds mais baixo, com sensores de pressão ou de velocidade mais sensíveis, ou elevando-se os valores de Reynolds no procedimento numérico, através de métodos mais estáveis.

REFERÊNCIAS

- [1] Linsingen, I.V., Análise do Escoamento Junto a Ressaltos em Canalizações, Dissertação de Mestrado - UFSC, 1980.
- [2] Cheng L.C.; Clark, M.E. e Robertson, J.M. Numerical Calculations of Oscillating Flow in the Vicinity of Square Wall Obstacles in Plane Conduits; Journal of Bio-Mechanics - Vol. 5, pp 467-484, 1972.
- [3] Macagno, E.O. e Hung, T.K., Laminar Eddies in a Two-Dimensional Conduit Expansion; La Houille Blanche/nº 4 - 1966.
- [4] Mills, R.D. Numerical Solutions of Viscous Flow Through a Pipe Orifice at Low Reynolds Number; J. Mech. Eng. Science - Vol. 10, nº 2, 1968.
- [5] Nogueira, A.C.R., Análise Numérica do Escoamento Laminar Junto a Ressaltos em Canalizações; Dissertação de Mestrado - UFSC, 1981
- [6] Johansen, F.C., Flow Through Pipe Orifices at Low Reynolds Numbers; Proceedings of the Royal Society - Londres - Série A, Vol. 126, 1930 - pp. 231-245.

ANAIS	COBEM 83	PROCEEDINGS
	VII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA	
	UBERLÂNDIA, 13 - 16 de dezembro de 1983	
TRABALHO PAPER	Nº D-25	P.P. 249 - 256

TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION Y RADIACION DEL FLUJO LAMINAR DE GASES EN TUBERIAS

ANTONIO CAMPO

ADOLFO JARRIN

FREDDY MALPICA

Universidad Simón Bolívar

Caracas, Venezuela

RESUMEN

Se propone un procedimiento numérico para investigar la interacción de la radiación térmica con la convección forzada en el desarrollo térmico del flujo de un gas a través de un tubo circular. El análisis se realizó para el flujo laminar de un gas gris confinado por paredes a temperatura constante. La ecuación integro-diferencial ha sido modificada con el propósito de acomodar un modelo de cuatro flujos. De esta manera se obtienen cinco ecuaciones diferenciales parciales y acopladas que se resuelven numéricamente por el eficiente algoritmo TDMA. Al compararse con otras soluciones, los resultados de este enfoque son altamente precisos.

SUMMARY

A numerical procedure has been presented to investigate the interaction of thermal radiation with forced convection in thermally developing gas flow through a circular tube. The analysis is performed on a laminar flow of a gray gas bounded by constant temperature walls. The governing integro-differential equation of energy is modified in order to accommodate a four-flux model. This procedure provides five coupled partial differential equations which are solved numerically by the efficient TDMA algorithm. The results are shown to be highly accurate by comparison with other solutions.