

Estudo e aplicação de simulação computacional em problemas simples de mecânica dos fluidos e transferência de calor

(Study and application of computational simulation in simple problems of fluid mechanics and heat transfer)

Paulo Alexandre Costa Rocha¹ e João Victor Pinto da Silveira

Departamento de Engenharia Mecânica e de Produção, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, Ce, Brasil

Recebido em 26/9/2011; Aceito em 8/5/2012; Publicado em 7/12/2012

O presente trabalho tem o intuito de apresentar o desempenho da simulação computacional em alguns casos que podem ser considerados clássicos no estudo de mecânica dos fluidos e transferência de calor. Para isso, foi utilizado o software comercial Ansys-CFX 12.1, que utiliza como base o método dos volumes finitos. O desempenho da ferramenta foi avaliado através de comparação com resultados experimentais e dados da literatura. Uma vez que se torna evidente o crescente desenvolvimento dos computadores e a facilitação do acesso aos mesmos e às ferramentas sofisticadas em sala de aula, o conhecimento das limitações destas se torna importante. São apresentados quatro casos que abordam diferentes situações físicas: o estudo do escoamento de ar sobre um perfil aerodinâmico, a simulação de um misturador estático, o funcionamento de um viscosímetro rotacional e o escoamento sobre uma placa plana normal ao fluxo de ar.

Palavras-chave: mecânica dos fluidos, transmissão de calor, dinâmica dos fluidos computacional, método dos volumes finitos, Ansys-CFX 12.1.

This paper has the purpose to present the computational simulation performance in some cases that may be considered classical in the study of fluid mechanics and heat transfer. To do so, the commercial software Ansys-CFX 12.1, which is based on the finite volume method, was used. The performance of the computational tool was evaluated through the comparison with experimental results and literature data. With the knowledge of the increasing computers development and the easier access to them and to sophisticated tools at class, it is important to know their limitations. Four cases that address different physics situations are presented: the study of the airflow over an aerodynamic profile, the simulation of a static mixer, the functioning of a rotational viscometer and the flow over a flat plate normal to the air flux.

Keywords: fluid mechanics, heat transfer, computational fluid dynamics, finite volume method, Ansys-CFX 12.1.

1. Introdução

O uso de tecnologias de simulação computacional em engenharia e nas ciências exatas em geral tem crescido de forma significativa nos últimos anos. Em particular, a evolução dos computadores tem sido responsável por esse crescimento acentuado. Antigamente, trabalhar com simulação computacional era bastante complicado, visto a baixa capacidade de processamento e armazenamento de dados dos computadores. Atualmente, têm-se computadores cada vez mais versáteis, ágeis e acessíveis, inclusive para uso diretamente em sala de aula. Devido à crescente demanda por profissionais com conhecimento acerca dos programas de simulação computacional, é importante que o aluno tenha contato com algumas ferramentas ainda durante

sua formação, principalmente as mais utilizadas e que representam o estado da arte.

2. Metodologia

Para realizar as simulações foi utilizado o pacote de dinâmica dos fluidos computacional Ansys-CFX 12.1, que hoje representa o estado da arte na aplicação do método dos volumes finitos [1,2] a problemas de dinâmica dos fluidos e transmissão de calor. O mesmo é dotado de ferramentas de geração de malha (pré-processamento), solução das equações de conservação discretizadas (solver) e pós-processamento, onde podem ser calculadas linhas de corrente, perfis e animações.

Apresentam-se a seguir de forma mais detalhada cada um dos casos implementados. Para cada caso

¹E-mail: paulo.rocha@ufc.br.

foi realizado um experimento para validar os resultados obtidos numericamente – exceto para o caso da placa plana onde o objetivo foi comparar os resultados numéricos com dados empíricos da literatura [3].

3. Escoamento de ar sobre perfil aerodinâmico

Para esse caso, foi feita tanto uma análise computacional quanto uma avaliação experimental em laboratório. Foi utilizado um perfil aerodinâmico NACA 4412 (Fig. 1 e Fig. 3) instalado no túnel de vento do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos do curso de Engenharia Mecânica (Fig. 2). Foram realizados experimentos com 3 diferentes ângulos de ataque: 0° , 5° e 10° . Nessas três configurações foram medidas as pressões ao longo da superfície do perfil. A velocidade do escoamento foi calculada através da equação

$$\rho \frac{V^2}{2} = P_{\text{estagnação}} - P_{\text{estática}} \quad (1)$$



Figura 1 - Perfil aerodinâmico NACA 4412 utilizado no experimento.



Figura 2 - Túnel de vento utilizado no experimento.

As pressões estática e de estagnação foram obtidas através de uma tomada de pressão estática na parede do túnel e uma de estagnação no bordo de ataque. A velocidade calculada foi de $39,3676 \text{ m/s}$ medido na posição de 0° do perfil com: $P_{\text{estagnação}} = 1304,73 \text{ Pa}$, $P_{\text{estática}} = 382,59 \text{ Pa}$ e $\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$.

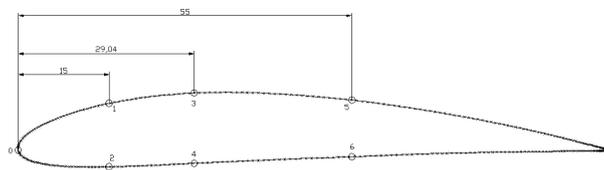


Figura 3 - Desenho esquemático do perfil e das tomadas de pressão.

Para a simulação computacional, o perfil foi desenhado utilizando-se programas de CAE (*computer aided engineering*) e a ferramenta de desenho do Ansys-CFX foi utilizada para desenhar o domínio do problema. O modelo de turbulência de duas equações $k - \epsilon$ foi utilizado na simulação. O mesmo é clássico, e está bem documentado na literatura [4]. Quando da construção da malha para a solução numérica do escoamento, as regiões mais próximas ao perfil foram mais refinadas em relação ao volume de controle em si (Fig. 4). Esta abordagem objetiva permitir que a solução numérica perceba as maiores variações locais de velocidade e pressão. A velocidade do ar na entrada foi admitida como sendo a mesma do túnel de vento. Sabendo-se que a corda do perfil utilizado era de 97 milímetros, o número de Reynolds foi calculado assumindo que: $\rho = 1,19 \text{ kg/m}^3$, $V = 39,3676 \text{ m/s}$, $L = 97 \text{ mm}$ e $\mu = 1,84\text{E-}05$. Dessa forma, $Re = 2,469\text{E}+05$ o que caracteriza escoamento turbulento [5].

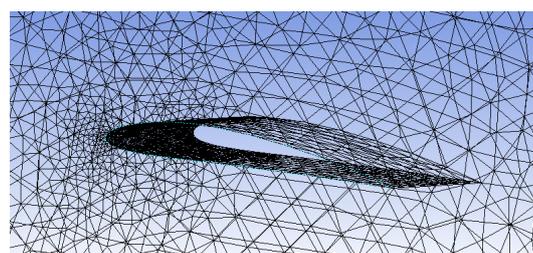


Figura 4 - Malha gerada para a simulação.

Os dados obtidos no experimento foram interpolados para toda a superfície do perfil, e as curvas de comparação entre o resultado numérico e o experimental são apresentadas nas Figs. 5 a 7.

A Tabela 1 apresenta os valores percentuais de erro relativo entre o resultado experimental e o computacional. O erro relativo foi calculado como $\left(\frac{P_{exp} - P_{sim}}{P_{exp}} \right) * 100\%$

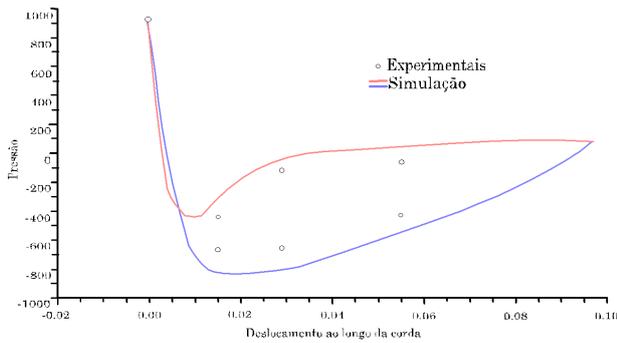


Figura 5 - Validação do campo de pressão (Pa) sobre o perfil a 0° (deslocamento em metros). Em azul está o resultado do extradorso (parte de cima) do aerofólio, e em vermelho o do intradorso (parte de baixo).

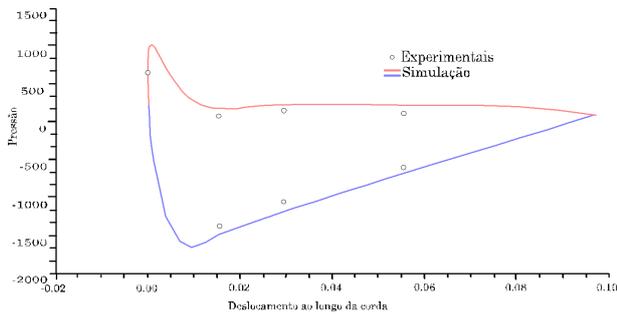


Figura 6 - Validação do campo de pressão (Pa) sobre o perfil a 5° (deslocamento em metros). Em azul está o resultado do extradorso (parte de cima) do aerofólio, e em vermelho o do intradorso (parte de baixo).

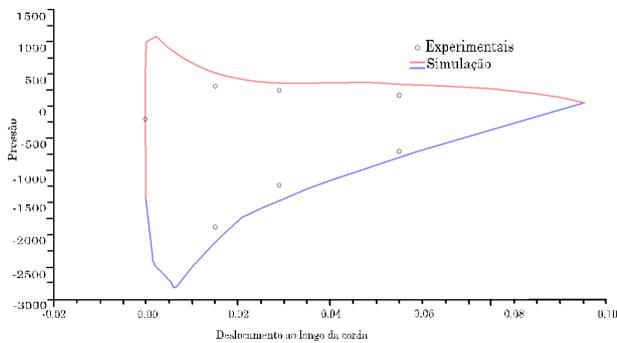


Figura 7 - Validação do campo de pressão (Pa) sobre o perfil a 10° (deslocamento em metros). Em azul está o resultado do extradorso (parte de cima) do aerofólio, e em vermelho o do intradorso (parte de baixo).

A simulação retornou a distribuição de pressão sobre o aerofólio e a variação de pressão ao longo do contorno do perfil de modo satisfatório. A divergência do resultado experimental para o computacional pode também se dever ao posicionamento do perfil dentro do túnel de vento. Outro fator que poderia ter melhorado o resultado seria um estudo de refinamento da malha, conforme apresentado na Seção 5 (escoamento sobre a placa plana).

Tabela 1 - Erro relativo.

Pontos	Erro em relação aos valores experimentais		
	0°	5°	10°
0	8,249%	66,481%	-613,166%
1	24,556%	5,880%	11,486%
2	-29,140%	178,193%	73,919%
3	19,599%	14,836%	17,920%
4	-101,414%	71,462%	64,151%
5	24,364%	13,268%	12,986%
6	-187,390%	112,080%	101,151%
Erro médio	65,785%	77,033%	149,130%

4. Misturador estático

O experimento consistiu em misturar fluidos de temperaturas diferentes e conhecidas e medir a temperatura resultante na saída do misturador (Figs. 8 e 9). A mesma situação foi realizada no software, através da criação de uma geometria semelhante e das condições de contorno impostas pelo experimento, comparando assim a temperatura de saída obtida computacionalmente com o resultado experimental.

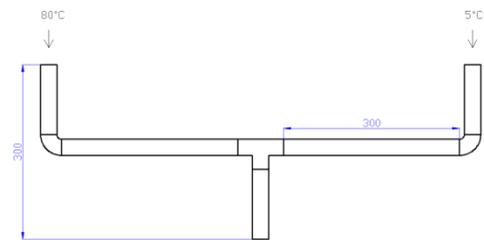


Figura 8 - Representação do misturador (comprimentos em milímetros).



Figura 9 - Misturador construído.

Para a execução do experimento foram utilizados 7 L de água aquecidos até 80 °C e mais 7 L de água resfriados até 5 °C. Todo o volume do misturador foi preenchido inicialmente por água a temperatura ambiente e então foram adicionados os 7 L de água de cada lado simultaneamente. Esperou-se um tempo para que toda a água a temperatura ambiente saísse e depois a temperatura da mistura resultante foi medida. A temperatura final medida foi de 40 °C

Para realizar a simulação computacional desse caso foi necessário determinar a vazão mássica nas entradas. Para isso, utilizou-se a equação de Bernoulli

considerando-se que a velocidade inicial é nula e que as entradas e a saída estão abertas para a atmosfera. Dessa forma, tem-se

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho gh_1 = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} + \rho gh_2, \quad (2)$$

$$V_2 = \sqrt{2g\Delta h} \cong 2,426 \text{ m / s.}$$

Com a velocidade, calculou-se a vazão

$$\dot{Q} = AV_2 = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2g\Delta h} \cong 0,000149388 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Conhecendo-se os volumes específicos da água para as temperaturas de 80 °C e 5 °C e considerando que a vazão calculada é o dobro da vazão fornecida em cada entrada, tem-se que

$$\dot{m}_{80^\circ\text{C}} = \frac{0,000149388}{2(1,0291E - 03)} = 0,0725 \text{ kg/s,}$$

$$\dot{m}_{5^\circ\text{C}} = \frac{0,000149388}{2(1,0001E - 03)} = 0,0747 \text{ kg/s.}$$

Com esses dados, foi possível implementar o problema. Na simulação só foi utilizada a região central T do tubo, visto que é o ponto de mais interesse (Figs. 10 e 11).

As Figuras 12 e 13 representam os resultados da simulação. Para calcular-se a temperatura na saída foi feita uma média ponderada da temperatura. Dessa forma, a temperatura na saída pela simulação foi de 42 °C.

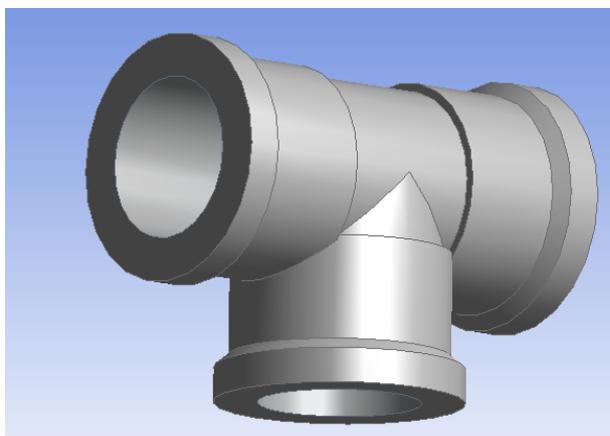


Figura 10 - Geometria do tubo utilizado na simulação.

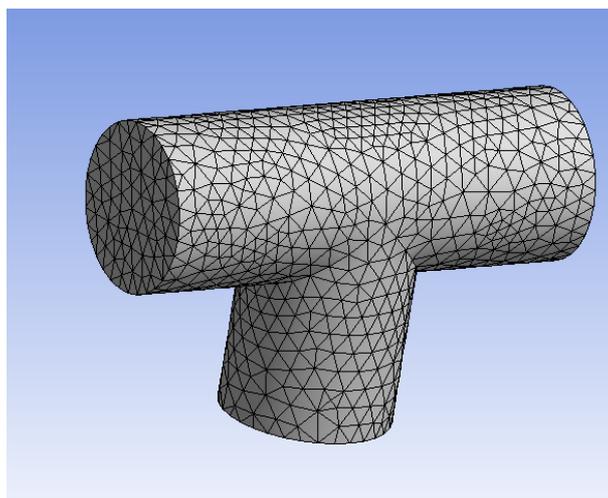


Figura 11 - Malha do domínio.

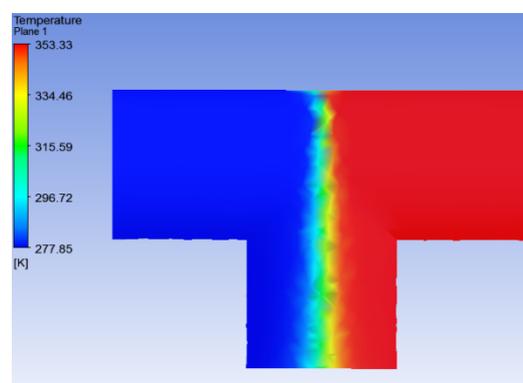


Figura 12 - Plano de temperatura.

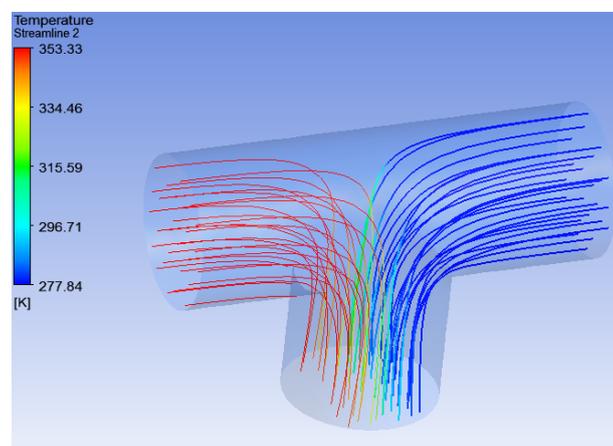


Figura 13 - Linhas de corrente.

Fazendo uma análise comparativa entre o resultado experimental e o resultado da simulação, verificou-se que o erro relativo foi de 5%, demonstrando assim a eficiência da simulação numérica para o caso estudado.

5. Escoamento sobre placa plana

Esta fase do trabalho teve como objetivo analisar o escoamento de ar sobre uma placa plana de (500 x 500 x

1) mm utilizando o software de simulação computacional Ansys-CFX 12.1 (Fig. 14). Focou-se nas etapas de parametrização da malha e posterior avaliação dos resultados em relação aos dados da literatura para escoamento em placa plana. O caso da placa plana submersa foi escolhido por ser muito bem apresentado em livros de mecânica dos fluidos básica - inclusive com dados experimentais [6].

O tamanho do volume de controle variou de acordo com as etapas de parametrização. A velocidade do fluido adotada na entrada (inlet) foi de 21 m/s. Dessa forma, com as propriedades avaliadas a 25 °C, garantiu-se que o número de Reynolds está acima de 1000, o que permite a utilização do gráfico presente na literatura [7], e, além disso, o escoamento encontra-se em regime turbulento. Garantir que o escoamento está sob regime turbulento assegura um melhor resultado devido ao método de resolução adotado pelo modelo de turbulência aplicado ($k - \varepsilon$).

A etapa de parametrização consistiu dos seguintes passos: variação da distância a jusante, variação da distância a montante, refinamento do domínio inteiro e refinamento sobre a placa. A parametrização é uma etapa importante da simulação que garante que variações no resultado da mesma independam da malha [8].

É importante lembrar que o processo de parametrização é realizado em ciclos. Ou seja, no primeiro ciclo foram verificados todos os valores de montante, segue-se a jusante, refinamento do domínio e refinamento da placa. Adquiridos os resultados, parte-se para o próximo ciclo com novos parâmetros de refinamento e tamanho do domínio. A parametrização foi concluída após o 3º ciclo de iterações e resultou nas seguintes dimensões: 6250 mm a montante, 25000 mm a jusante, tamanhos máximo e mínimo dos tetraedros de 346 mm e 18 mm respectivamente para o domínio e 481 mm e 25 mm para a placa.

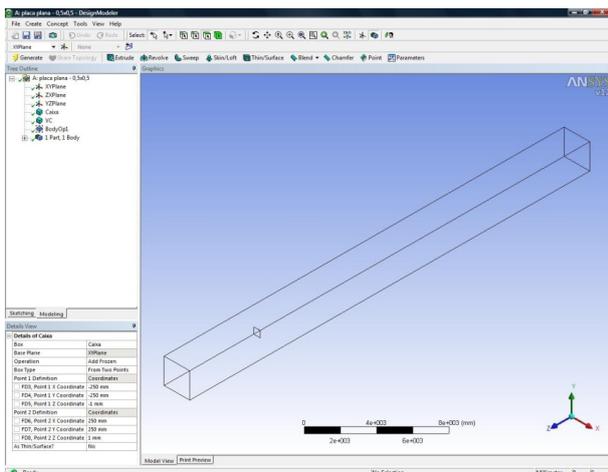


Figura 14 - Visão em perspectiva do domínio utilizado na simulação.

Por fim, foram definidos os parâmetros do escoamento.

O modelo de turbulência adotado foi o $k - \varepsilon$. Na entrada (inlet), a condição imposta foi de ar escoando a 21 m/s. Na saída (outlet), só foi necessário impor a pressão manométrica de referência, 0 Pa. Todos os lados da placa foram considerados como parede sem escorregamento. Já as paredes do volume de controle foram adotadas com condição de livre escorregamento.

Vê-se pela Fig. 15 que o programa também provê boas ferramentas gráficas, deixando claro que a parte qualitativa da simulação foi bem prevista pelo programa. Pode-se ver claramente a zona de recirculação e o descolamento da camada limite.

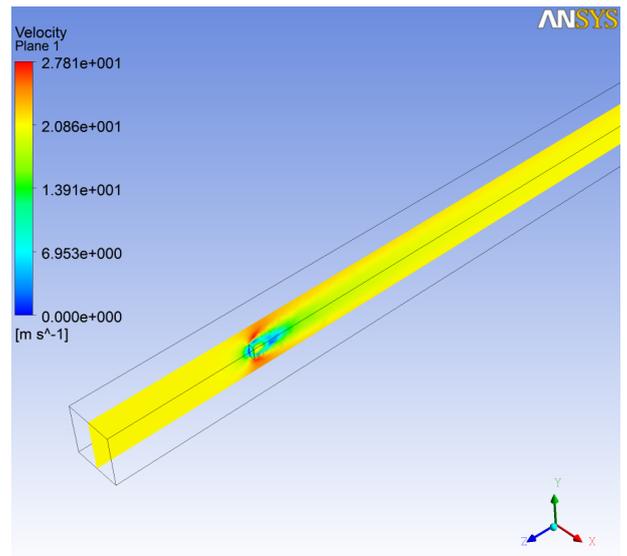


Figura 15 - Visão em perspectiva do campo de velocidade.

O valor obtido para o coeficiente de arrasto (C_d) ao final do ciclo de iterações e ao final da construção da curva de razão de aspecto versus arrasto (Fig. 16) foi superior ao obtido na literatura. Esse comportamento já era esperado, visto que os programas de simulação computacional costumam superestimar os coeficientes de arrasto. Esse fato se deve às considerações feitas pelos modelos de turbulência clássicos. Geralmente, o modelo de turbulência utilizado considera que todo o escoamento sobre o corpo se encontra em regime turbulento. Dessa forma, é de se esperar que os valores de C_d sejam superestimados.

No gráfico comparativo apresentado na Fig. 16 é possível verificar que a simulação realmente superestimou o arrasto. Os valores de C_d calculados na simulação foram muito próximos ao valor empírico. Tal fato se deve principalmente porque a placa plana é uma geometria muito simples e que já foi bastante testada e validada. Além disso, sabe-se que uma das maiores dificuldades do modelo de turbulência é prever o ponto de descolamento da camada limite e, para uma geometria tão simples quanto a da placa, esse problema praticamente não existe, visto que o ponto de descolamento já está bem definido para essa geometria (borda da placa).

Na realização de estudos posteriores, poderiam ser feitas algumas modificações para buscar uma melhora dos resultados da simulação como, por exemplo, testar outros modelos de turbulência e adotar uma região de refinamento da malha na região central do domínio à jusante, visto que nessa região ocorre a formação da esteira e também é uma zona de recirculação.

Tabela 2 - Erro relativo do Cd em relação ao dado empírico.

Razão de aspecto	Cd literatura	Cd Simulação	Erro relativo
1	1,1	1,3232	+20,30%
2	1,15	1,3078	+13,72%
4	1,2	1,3928	+16,07%
6	1,25	1,5251	+22,01%
8	1,3	1,5309	+17,77%
10	1,35	1,5474	+14,62%
12	1,4	1,5432	+10,23%
14	1,42	1,5612	+9,95%
16	1,45	1,5398	+6,2%

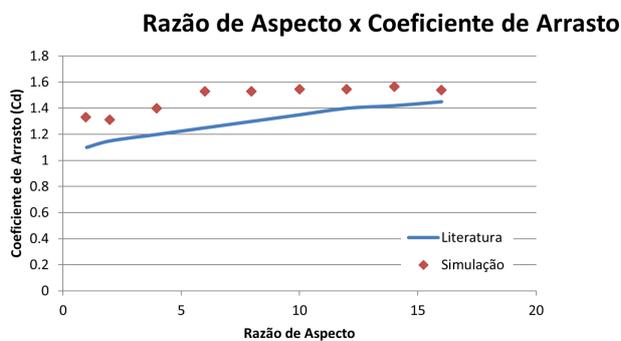


Figura 16 - Gráfico comparativo entre resultados experimentais e da simulação. Ambos os eixos (Razão de Aspecto e Coeficiente de Arrasto) são adimensionais.

6. Viscosímetro rotacional

Viscosímetros são instrumentos utilizados para medir a viscosidade de fluidos. Eles podem ser classificados em dois grupos: primário e secundário. No grupo primário enquadram-se os instrumentos que realizam uma medida direta da tensão e da taxa de deformação da amostra de fluido. Instrumentos com diversos arranjos podem ser concebidos para este fim: entre eles há o de disco, de cone-disco e de cilindro rotativo.

Nesta fase, foi determinada a distribuição das velocidades angulares do fluido entre dois cilindros coaxiais em rotação e foi calculada a viscosidade deste fluido a partir das distribuições de forças que nele foram exercidas (Figs. 17 e 18).

Foi utilizado um óleo automotivo disponível no comércio. As características do mesmo estão listadas na Tabela 3, e foram retiradas de informações do fabricante (especificação SAE 20W-50).

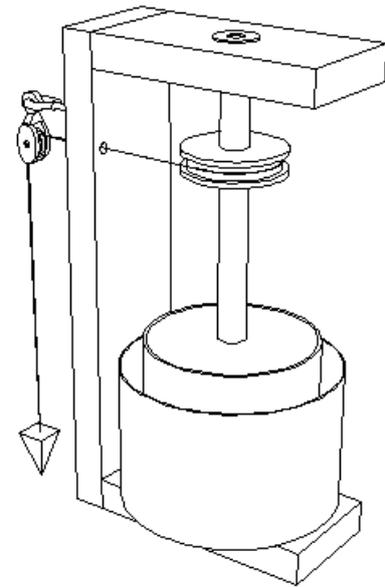


Figura 17 - Croquis do viscosímetro utilizado no experimento.

Tabela 3 - Propriedades do óleo utilizado no experimento. Nota-se que a densidade 20/4 °C representa a relação entre a massa específica a 20 °C e a 4 °C.

Densidade 20/4°C	kg/dm ³	0,882
Viscosidade a 40°C	cSt	156,4
Viscosidade a 100°C	cSt	17,75
Índice de Viscosidade	-	117
TBN	mgKOH/g	4,0

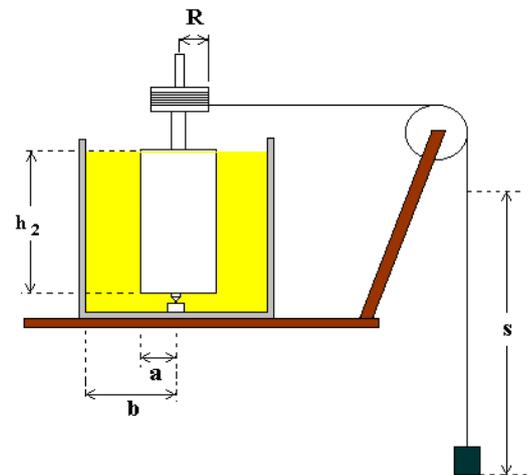


Figura 18 - Representação esquemática do experimento.

Nas condições apresentadas na Fig. 18, sendo $m.g$ o peso aplicado à extremidade do fio e R o raio da polia, o torque da força de tração em relação ao eixo de rotação é

$$\tau_G = mgR. \quad (3)$$

A esse torque τ_G se opõem o torque devido à resistência viscosa do líquido na superfície lateral do ci-

lindro τ_L , e na base inferior τ_B e o torque devido às forças de atrito nos mancais τ_A .

$$\tau_G = \tau_L + \tau_B. \quad (4)$$

A camada de fluido considerada é de forma cilíndrica de espessura dr . A velocidade angular ω varia com a distância radial r . O gradiente de velocidade é expresso em coordenadas cilíndricas

$$\frac{F}{A} = \eta r \frac{d\omega}{dr}. \quad (5)$$

A área A de uma superfície lateral de um cilindro de raio r e altura L é $2\pi rL$. Tem-se que o momento M da força F relativo ao eixo de rotação é $M = Fr$, assim

$$M = 2\pi r^3 L \eta \frac{d\omega}{dr}. \quad (6)$$

Pode-se escrever o momento independente do raio r da forma

$$r^3 \frac{d\omega}{dr} = c_1, \quad (7)$$

$$M = 2\pi L \eta c_1. \quad (8)$$

Integrando-se a Eq. (7)

$$\omega = -\frac{c_1}{2r^2} + c_2, \quad (9)$$

onde c_1 e c_2 são constantes determinadas através das seguintes condições de contorno

- Para $r = a$, $\omega = \omega_a$,
- Para $r = b$, $\omega = \omega_b$.

Dessa forma, as constantes são

$$c_1 = \frac{2a^2b^2}{b^2 - a^2} (\omega_a - \omega_b), \quad (10)$$

$$c_2 = \frac{b^2\omega_b - a^2\omega_a}{b^2 - a^2}. \quad (11)$$

Considerando que o cilindro externo esteja sempre parado ($\omega_b = 0$) e o cilindro interior gire com velocidade angular $\omega_a = \omega$, o momento relativo ao eixo de

rotação é proporcional à velocidade angular relativa dos cilindros e é representado por

$$M = \frac{4\pi\eta La^2b^2}{b^2 - a^2} \omega. \quad (12)$$

Esse momento devido à viscosidade do fluido freia o movimento de rotação do cilindro causado pela massa pendurada. Escrevendo-o em função das variáveis da Fig. 18,

$$\tau_L = \frac{4\pi a^2 b^2}{b^2 - a^2} h \omega \eta. \quad (13)$$

Para o torque devido à base, tem-se

$$\tau_B = B\omega. \quad (14)$$

Como a velocidade da descida da massa é constante e considerando-se o fio inextensível, tem-se que

$$\omega = \frac{V}{R}. \quad (15)$$

Sendo $V = S/t$, onde S é o espaço percorrido na velocidade limite durante o tempo t e sendo R o raio da polia acoplada ao cilindro móvel, substituindo as Eqs. (3), (4), e (5) na Eq. (1), tem-se

$$mgR = \left[\frac{4\pi a^2 b^2}{(b^2 - a^2)} \eta h + \frac{B}{R} \right] V. \quad (16)$$

A Tabela 4 apresenta as massas utilizadas, o espaço percorrido, o tempo necessário e a velocidade limite.

Tabela 4 - Dados do experimento.

Massas	Espaço percorrido	Tempo	Velocidade limite
0,0340kg	0,5m	6s	0,083m/s
0,0467kg	0,5m	4s	0,125m/s
0,0600kg	0,5m	3s	0,167m/s

Foi realizada uma simulação com as 3 massas distintas e abaixo segue o resultado comparativo entre os resultados experimentais e os resultados computacionais (Tabela 5).

Tabela 5 - Comparativo entre o experimento e a simulação.

	Momento viscoso na lateral do cilindro girante		Erro
	No experimento	Na simulação	
m1	1,57E-03Nm	1,68E-03Nm	+6,5%
m2	2,37E-03Nm	3,34E-03Nm	+29,0%
m3	3,16E-03Nm	2,51E-03Nm	+20,6%

Durante a simulação do viscosímetro, este foi considerado como um sistema ideal, ou seja, sem dissipação de energia pelo atrito no sistema mecânico. Sabe-se que as perdas por atrito nos mancais e as imperfeições no fio e na massa, são consideráveis, porém estas foram desprezadas durante o experimento para que o resultado se aproximasse o máximo possível do teórico, assim como a simulação. As divergências nos resultados foram observadas provavelmente devido a estes fatores e ao sistema de medição, não muito preciso, como a escala e o tempo, visto que estes foram medidos artesanalmente, observando visualmente o percurso da massa pela escala e acionando um cronômetro com a mão. De maneira geral, os dados obtidos com as medidas do experimento e os da simulação, foram próximos.

7. Conclusão

O presente trabalho consistiu em realizar 4 simulações de situações físicas distintas em paralelo com a realização de experimentos ou comparação com dados empíricos. A maioria das simulações retornaram resultados próximos aos dos experimentos, o que pode encorajar a adoção dessas como ferramenta didática, desde que tomados os devidos cuidados. Permitiu-se também a identificação das qualidades e das fraquezas dos métodos computacionais quando da resolução de

problemas de Mecânica dos Fluidos e Transmissão de Calor. Constatou-se a adequação da adoção de programas de Dinâmica dos Fluidos Computacional na formação dos alunos das engenharias e ciências exatas, uma vez que estes programas normalmente apresentaram resultados dentro das faixas de erro esperadas (até 30%).

Referências

- [1] H.K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method* (Editora Pearson, London, 2007), 2ª ed.
- [2] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* (Taylor & Francis, Boca Raton, 1980) 1ª ed.
- [3] R.W. Fox, A.T. McDonald and P.J. Pritchard, *Introdução à Mecânica dos Fluidos* (Editora LTC, Rio de Janeiro, 2006), 6ª ed.
- [4] D.C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD* (DCW Industries, Inc, California, 1993).
- [5] R.W. Fox, op. cit., p. 36.
- [6] K.B. Lacerda e A.E.A. Amorim, *Revista Brasileira de Ensino de Física* **23**, 196 (2001).
- [7] R.W. Fox, op. cit., p. 447.
- [8] H.K. Versteeg, op. cit., p. 5.