

6º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO HELICOIDAL TURBULENTO EM UM HIDROCICLONE AXIAL

AUTORES:

¹André D. Rocha, ¹Antonio C. Bannwart, ²Marcelo M. Ganzarolli

INSTITUIÇÃO:

Universidade Estadual de Campinas / Faculdade de Engenharia Mecânica

¹Dpto, Eng. de Petróleo

²Dpto. de Energia

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 6º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 6º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás-ABPG, no período de 09 a 13 de outubro de 2011, em Florianópolis-SC. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 6ºPDPETRO.

ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO HELICOIDAL TURBULENTO EM UM HIDROCICLONE AXIAL

Abstract

Oil-water separators are often required in process industries and are essential in offshore petroleum production. A compact design is provided by the axial hydrocyclone, which takes advantage of the pipe geometry of the incoming oil-water mixture. Whenever water-in-oil emulsions are involved, the objective is simply to remove water dispersed into the oil. For water-assisted heavy oil production the hydrocyclone may further be thought as a core-flow generator. In this work, the phase segregation capability of a swirling oil flow is investigated. The equations of motion for the continuous phase (oil) are solved numerically for several Reynolds numbers corresponding to laminar and turbulent flows. From these, the virtual trajectories of small water droplets can be determined without modifying the oil flow field. A simplified analytical model was also developed to predict the droplet trajectory. Numerical solutions for velocities profiles, pressure distribution, particle trajectory and evolution of the swirling number along an essentially cylindrical hydrocyclone were obtained by means of a CFD code and compared to an analytical solution. The agreement was found to be satisfactory and allows the use of the numerical code in more complex geometries.

1. Introdução

Ciclones são utilizados em várias aplicações da indústria com objetivo de separar dois componentes de diferentes densidades com a ajuda do campo centrífugo. É comum encontrar na indústria aplicações de separadores sólido-líquido e sólido-gás, mas para aplicações onde as a diferença de densidade é pequena, como no caso de líquido-líquido, a utilização da ciclones não é comum. Uma exceção é a indústria de petróleo onde hidrociclones são utilizados para remover óleo da água produzida antes da água ser descartada ou reinjetada no reservatório.

O projeto de ciclones ainda é largamente baseado em sua geometria e nas correlações derivadas de estudos experimentais em geometrias específicas. (Young *et al.*, 1994). Em um ciclone convencional, a mistura a ser separada entra na câmara de separação por uma ou mais entradas. Embora o uso de ciclone axial não seja comum, é possível encontrá-lo em diversas aplicações industriais, como remoção de líquido de fluxo de gás (Swanborn, 1998), remoção de sólido de gases (Klujszo *et al.*, 1999). A aplicação de ciclone axial para separar líquido-líquido é muito rara (Dirkzwager, 1996; Delfos and Dirkzwager, 1998). Em um ciclone axial, o escoamento é colocado em rotação a partir de um conjunto de hélices fixas, fornecendo uma componente tangencial de velocidade a partir do escoamento axial. A dificuldade em projetar ciclones eficientes se destaca pelo fato de um número grande de aplicações na indústria, onde para cada parâmetro físico operacional existe uma geometria supostamente ideal.

Dirkzwager (1996) desenvolveu uma expressão para prever a trajetória de partículas de óleo em um escoamento de água. O autor encontrou que, para partículas de óleo maiores que 30µm de diâmetro, a probabilidade da partícula migrar para o centro do tubo é de 100%, independentemente de sua posição inicial. Delfos (2004) desenvolveu um modelo numérico para escoamento turbulento líquido-líquido, chamado HAAS, para prever o campo de velocidades para altos número de giro e de Reynolds em ciclones geometricamente diferentes. Uma série de trajetórias de partículas de 5µm foram obtidas, e comparadas com os resultados obtidos pelo software CFD Fluent e, também, comparados com resultados experimentais. De acordo com o autor, as trajetórias obtidas pelo Fluent são inconclusivas.

Nenhuma investigação sobre a influência da viscosidade em hidrocilcone axial foi encontrada na literatura, embora a viscosidade possa impor efeito importante para óleos pesados contendo pequenas gotas de água dispersas. Neste trabalho, é realizada uma investigação numérica do escoamento girante turbulento através da seção de separação, como mostra a figura 1. O estudo tem como objetivo determinar os parâmetros que são importantes e que influenciam na segregação das fases, comprimento requerido de separação bem como avaliar o decaimento do giro ao longo da seção de separação.

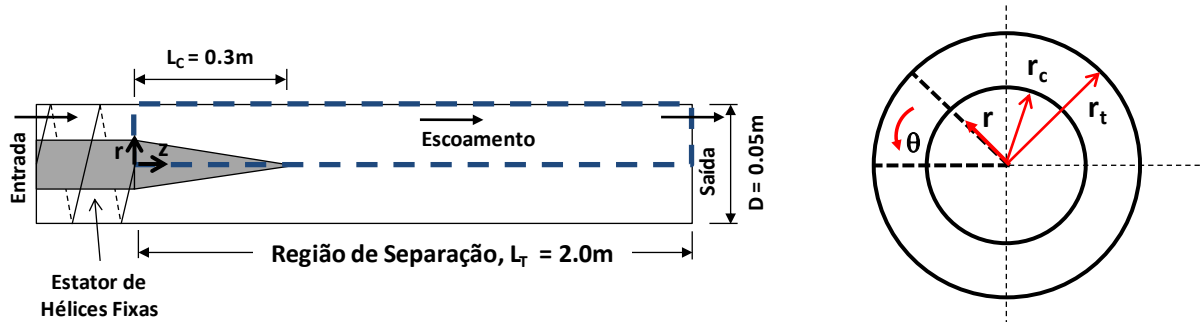


Figura 1: Esquema da geometria.

A geometria investigada possui um cone na região central de comprimento $L_C = 0.30\text{m}$ e raio r_C igual a 0.020m . A região de separação tem comprimento $L_T = 2.0\text{m}$ e seu diâmetro é de $0,05\text{m}$.

Sheen (1996) indica que para escoamento helicoidal a transição laminar-turbulento ocorre em $Re = 600$. No presente estudo, os resultados foram obtidos para números de Reynolds variando entre 500 e 45000. Para o caso onde o número de Reynolds igual a 500, o modelo para escoamento laminar foi utilizado. Os modelos LVEL e k-epsilon padrão foram utilizados para os demais números de Reynolds.

2. Estudo Numérico

2.1 Modelagem Matemática

O comportamento do escoamento da fase contínua é governado pelas equações clássicas da mecânica dos fluidos expressa através da conservação da massa e da quantidade de movimento. Para as condições de regime permanente, incompressível, isotérmico e escoamento axisimétrico, as equações são escritas como,

$$\nabla \cdot (\rho_c V) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho_c VV) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau + \tau^{Re}) \quad (2)$$

2. 1.1 Tensor de Tensões Turbulento

O tensor de tensões turbulento (ou o tensor de tensão de Reynolds) para a fase contínua é,

$$\tau_c^{Re} = \rho_c v_T (\nabla V_C + \nabla V_C^T) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3)$$

onde k é a energia turbulenta e v_T é a viscosidade turbulenta.

Para calcular v_T foi utilizado no presente trabalho o modelo de turbulência k-ε padrão. As equações constitutivas são apresentadas a seguir.

2.1.2 Modelo k-ε Padrão

De acordo com o modelo k-ε padrão, a viscosidade turbulenta a aparente é dada por,

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

onde k é a energia cinética turbulenta e ε a taxa de dissipação de energia. C_μ é uma constante e para o presente trabalho ela é igual a 0.09.

A energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia são resolvidas simultaneamente para a fase contínua utilizando o modelo k-ε padrão. As equações são,

$$\nabla \cdot (V_C k) = \nabla \cdot \left[\left(\nu_C + \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla k \right] + (P - \varepsilon) \quad (9)$$

$$\nabla \cdot (V_C \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\nu_C + \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

As constantes são: $\sigma_\varepsilon = 1.314$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ and $C_{\varepsilon 2} = 1.92$. P representa o termo de produção de energia. Os valores de k e ε próximo à parede são,

$$k = \frac{\tau_w}{\rho_C} \sqrt{\varepsilon \frac{1}{C_\mu}} = \frac{C_\mu^{0.75} k^{1.5}}{0.43y} \quad (11)$$

No modelo k-ε as tensões são assumidas como sendo iguais.

2.2 Modelagem Computacional

Nesta seção são apresentados o método numérico de solução, bem como a malha computacional utilizada, as condições de contorno e o critério de convergência adotado. As equações da conservação da massa e da quantidade de movimento são resolvidas usando o método de volume finitos (Patankar, 1980) através do software CFD Phoenix® versão 2009. Uma malha cilíndrico-polar, estruturada, descreve o escoamento na região de separação. As direções ortogonais X, Y e Z representam as direções tangencial, radial e axial, respectivamente. O campo de escoamento possui três componentes: u, v e w, que correspondem a velocidades na direção X, Y e Z, respectivamente.

O domínio ao longo das direções X, Y e Z são, respectivamente, 0.1rad, 0.025m e 2.0m. A malha ortogonal estruturada não é uniforme direção Z. A independência da malha nos resultados foi realizada usando 3 conjuntos de malhas, sendo elas formada por #, # e # volumes.

3. Resultados e Discussão

Os resultados apresentados nessa seção foram obtidos para simulações onde a fase contínua é óleo (937,8kg/m³ e 0,298Pa.s) e a fase dispersa é água (998,23kg/m³ e 0,001Pa.s). A espessura anular é de 5mm e $5000 < Re < 45000$. Todos os resultados mostrados fazem referência em $z/D = 6$.

Perfis de Velocidades – tangencial e axial

A figura 2 apresenta os perfis de velocidade obtidos numericamente usando o modelo k- ϵ de turbulência. As figuras 2a e 2b mostram os perfis de velocidade tangencial em $z/D = 6$ e $37,5$, respectivamente.

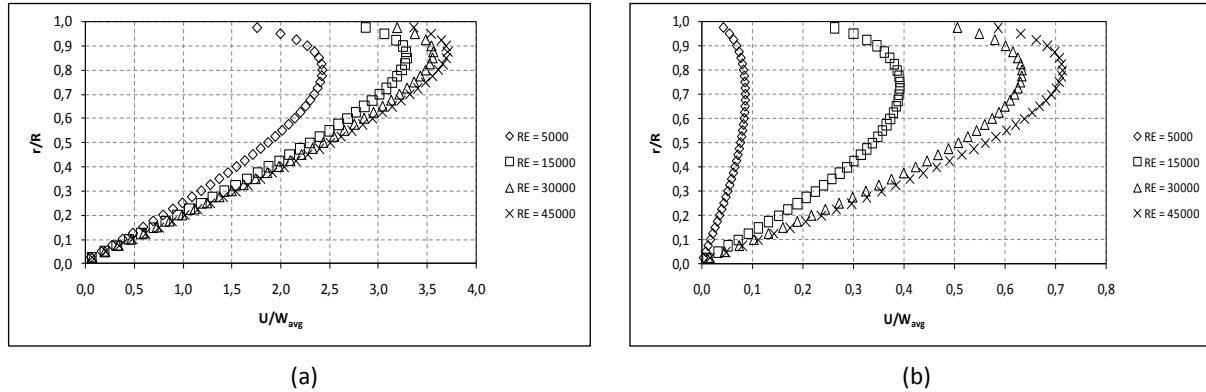


Figura 2: perfis de velocidade tangencial, (a) em $z/D = 6$ e, (b) em $z/D = 37,5$

Pode-se observar um gradiente de velocidade maior próximo a parede do tubo em uma distância axial $z/D = 6$. A velocidade tangencial ao longo do tubo e perde sua intensidade, como mostram os resultados.

Os perfis de velocidades axial foram obtidos numericamente utilizando o modelo k- ϵ e são apresentados nas figuras 3a e 3b para $z/D = 6$ e $z/D = 37,5$, respectivamente.

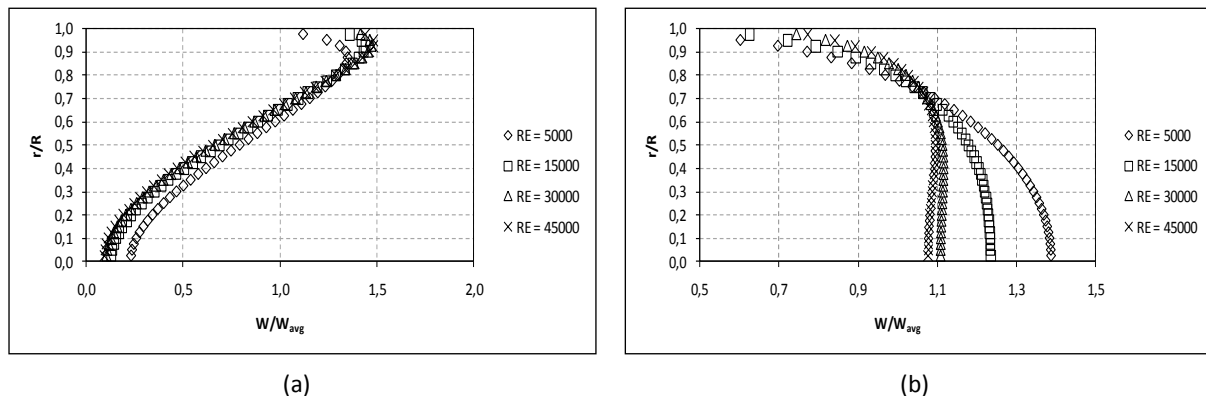


Figura 3: Perfis de velocidade axial: (a) $z/D = 6$ e (b) $z/D = 37,5$

Assim como a velocidade tangencial, a velocidade axial é altamente afetada pela região anular de entrada. Em $z/D = 6$, a velocidade axial na região anular de entrada atinge a seu valor máximo, 1,5m/s.

Número de Giro e Distribuição de Pressão

Para melhor entendimento do hidrociclone axial, é importante entender o decaimento do número de giro ao longo do tubo. O número de giro é um número adimensional e expressa a razão do fluxo axial da quantidade de movimento tangencial em relação ao fluxo axial da quantidade de movimento axial, dando a medida da intensidade do escoamento girante. Várias formas para o número de giro são apresentadas da literatura (Gupta et al., 1984), contudo, no presente trabalho será adotado a definição dada por Kitoh (1991), dada por,

$$S = \frac{2 \int_0^R w u r^2 dr}{R_w^3 W_{avg}^2} \quad (12)$$

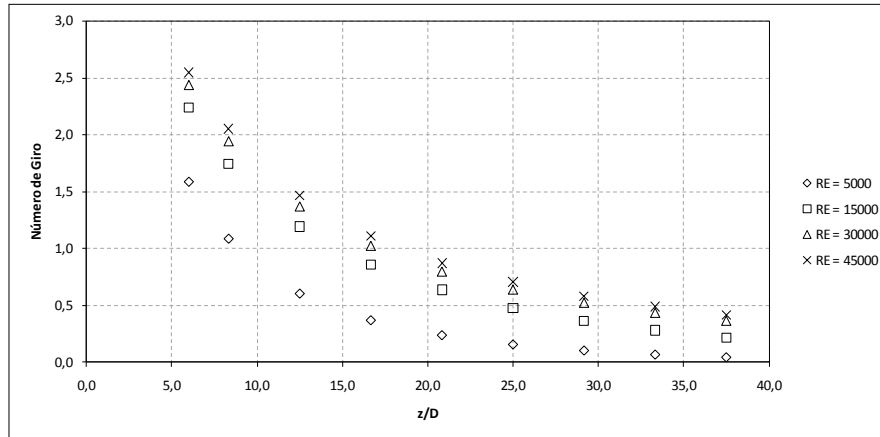


Figura 4: Número de Giro, S.

A figura 4 apresenta o decaimento do número de giro, dada pela equação 12. O atrito reduz tanto o fluxo de quantidade de movimento axial quanto o fluxo de quantidade de movimento tangencial na região próxima à parede do tubo (Baker and Sayre, 1971; Kitoh, 1991), causando o decaimento do giro.

A figura 5 apresenta a distribuição de pressão adimensional, p^* , ao longo da direção axial, obtida na parede do tubo. A região compreendida entre $0 < z/D < 6$ possui maior gradiente de pressão devido a presença do cone de entrada. Nessa região, a perda de carga é maior, devido aos altos gradientes de velocidades. Na região de separação, $z/D > 6$, a perda de carga é menor e diminui a medida que a velocidade tangencial perde sua intensidade.

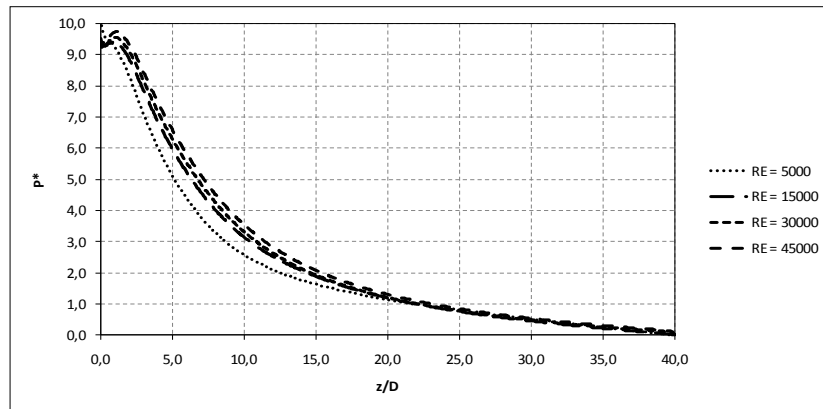


Figura 5: distribuição de pressão.

Trajatória da Partícula

No presente trabalho as seguintes forças atuando sobre uma partícula em meio a um escoamento fluido foram consideradas: força de arrasto, força de empuxo e a força devido ao gradiente de pressão da fase contínua. A 2ª lei de Newton para uma partícula é dada por,

$$\rho_d \forall \frac{d\vec{V}_p}{dt} = \rho_c \forall g + \frac{1}{2} \rho_c C_A |(\vec{V} - \vec{V}_p)| (\vec{V} - \vec{V}_p) A_p + \nabla \bar{p} \quad (13)$$

onde V é a velocidade do fluido, V_p é a velocidade da partícula e C_A é o coeficiente de arrasto. Aproximando as partículas fluida em uma partícula sólida e esférica, o coeficiente de arrasto é calculado segundo a correlação de Clift (1978) que é válida para uma partícula rígida esférica em escoamento com números de Reynolds baseado no diâmetro da partícula, d_p , $Re_p < 3 \times 10^5$,

$$C_A = \frac{24}{Re_p} (1 + 0,15 Re_p^{0,687}) + \frac{0,42}{1 + 4,25 \times 10^4 Re_p^{-1,16}} \quad (14)$$

A posição da partícula é calculada a partir da integral da velocidade da partícula.

$$\vec{X} = \int_t^{t+\Delta t} \vec{V}_p dt \quad (15)$$

onde $\vec{X} = (X_p, Y_p, Z_p)$

A trajetória da partícula é obtida através de um referencial lagrangeano. A fase contínua é obtida através de um referencial euleriano. A trajetória da partícula foi obtida através do Gentra, algoritmo existente dentro do Phoenix®. Com o campo de velocidade obtido, a posição da partícula é apresentada na figura 6.

Modelo Unidimensional para Prever a Trajetória da Partícula

O modelo unidimensional para prever a trajetória da partícula foi elaborado e comparado com a trajetória obtida através da solução computacional. O modelo considera que a fase contínua possui apenas componentes tangencial e axial de velocidade, sendo a velocidade radial nula. O modelo considera ainda que a fase dispersa possui as mesmas componentes tangencial e axial de velocidade porém, possui componente radial de velocidade não nula, dada por um balanço entre a força centrífuga e a força de arrasto. Considerando ainda que o campo de velocidades tangencial varie somente em relação à coordenada axial, a trajetória da partícula pode ser predita como,

$$\frac{r(z)}{R} = \sqrt{\left(\frac{r_i}{R}\right)^2 + \frac{4C_{drop} dp^2 W_{avg}}{R} \left[\frac{U_i^{*2} (z^* - z_i^*)}{(1 + 3KU_i^* z^*) (1 + 3KU_i^* z_i^*)} \right]} \quad (16)$$

A figura 6 apresenta a comparação entre as trajetórias obtidas da solução computacional e o modelo dada pela equação 16.

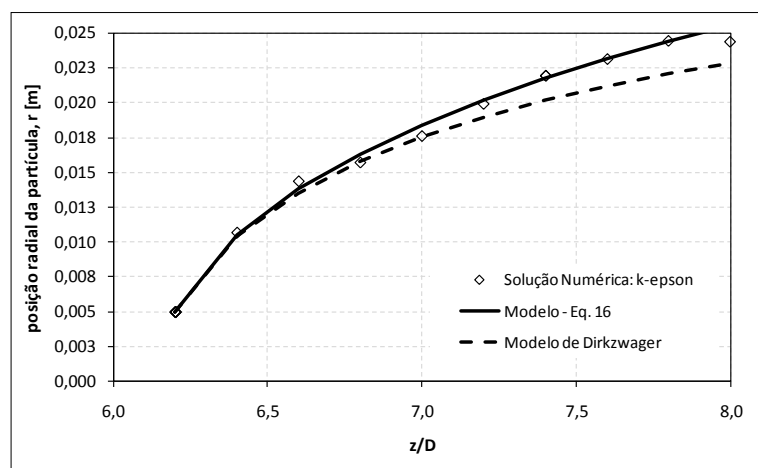


Figura 6: Trajetória da Partícula: comparação entre a solução numérica ($Re = 45000$) e os modelos apresentados por Dirkwager e o modelo dado pela equação 16, usando $K = 0,047$.

O resultado também é comparado com o modelo de Dirkwager (1996). É possível observar boa concordância entre o resultado numérico e o modelo dado pela equação 16. Para esse resultado, o parâmetro K foi ajustado para o valor de 0,047.

4. Conclusões

No presente trabalho, o escoamento turbulento em um hidrociclone axial foi estudado numericamente através de prática CFD para números de Reynolds variando entre 5000 e 45000. Com objetivo de verificar a influência do número de Reynolds, os perfis de velocidades tangencial e axial, a distribuição de pressão e o número de giro foram comparados e discutidos. Também foi obtida numericamente a trajetória de uma única partícula de água sendo carregada pelo escoamento (fase contínua) de óleo. O resultado foi comparado com o modelo unidimensional para prever a trajetória da partícula e também com outro modelo obtido na literatura. Os resultados mostraram que há boa concordância entre os resultados numéricos e o modelo analítico (equação 16).

Agradecimentos

Os autores agradecem à CAPES pelo suporte financeiro

Referências Bibliográficas

- Baker, D. W., Sayre Jr., 1971, "Decay of swirling turbulent flow of incompressible fluids in long pipes", Flow its Measurement and Control in Science and Industry, Proceedings of the ASME Fluids Engineering Conference, v1, pp. 301-312.
- Delfos, R., Dirkwager, M., 1998, "Motion of oil droplets in strongly swirling pipe flow" Proceedings of 3rd International Conference on Multiphase Flow, Lyon, paper 445.
- Delfos, R., Murphy, S., Stanbridge, D., Olujic, Z., Jansens, P. J., 2004, "A Design Tool for Optimising Axial Liquid-Liquid Hydrocyclones", Minerals Engineering, Vol. 17, pp. 721-731.
- Engineering Science, v62, pp. 1629-1635.
- Dirkwager, M., 1996, "A New axial cyclone design for liquid-liquid separation", Ph.D. Thesis, Delft University of Technology.
- Gupta, A. K., Lilley, D. G., Syred, N., 1984, "Swirl Flows". Abacus Press, Turnbridge Wells.
- Keege, S. J., 2000, "Numerical Simulation of an Axial Hydrocyclone", M.Sc. Thesis, Delft University of Technology.
- Kitoh, O., 1991, "Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe", Journal of Fluid Mechanics, v225, pp. 445-479.
- Murphy, S., Delfos, R., Pourquié, M. J. B. M., Olujic, Z., Jansens, P. J., Nieuwstadt, F. T. M., 2007, "Prediction of Strongly Swirling Flow Within an Axial Hydrocyclones Using Two Commercial CFD Codes", Chemical Industry, L. A. C., Rafaelof, M., Rajamani, R. K., 1999, "Dust Collection Performance of a Swirl Air Cleaner", Powder Technology, Vol. 103(2), pp. 130-138.
- Nieuwstadt, F. T. M., Dirkwager, M., 1995, "A Fluid Mechanics Model for an Axial Cyclone Separator", Ind. Engineering Chemical Research, Vol.34, pp.3399-3404.
- Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington.
- Senoo, Y., Nagata, T., 1972, "Swirl Flow in Long Pipes with Different Roughness", Bulletin of the JSME, v15, pp.1514-1521.
- Sheen, H. J., Chen, W. J., Jeng, S. Y., Huang, T.L., 1996, "Correlation of swirl number for a radial-type swirl generator". Experimental Thermal and Fluid Science, v12, pp.444-451.
- Swanborn, R. A., 1998, "A New Approach to the Design of Gas-Liquid Separators for the Oil Industry", Ph.D. Thesis, Delft University of Technology.
- Young, G. A. B., 1994, "Oil-Water Separation Using Hydrocyclone: An Experimental Search for Optimum Dimensions", Journal of Petroleum Science Engineering, Vol 11(1), pp 37-50.