

PROJETO OTIMIZADO DE UM MOTOR VISCOSO DE FLUXO LAMINAR*, OPERANDO COM FLUIDO NEWTONIANO OU MAGNETOREOLÓGICO

Paulo Fernandes Silva (Bolsista Recém-Doutor, FAPEMIG)

Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Departamento de Engenharia Mecânica

Cx. P. 50 – 37500-000, Itajubá, MG, Brasil. E-mail: psilva@iem.efei.br

Carlos Chien Ching Tu

Alvaro B. Dietrich

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

05508-900 - Cidade Universitária, São Paulo, SP, Brasil. E-mail: carlcctu@usp.br

Resumo

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo teórico para o projeto otimizado e análise do comportamento operacional de um motor hidráulico não convencional, denominado motor viscoso de fluxo laminar com fendas circunferenciais (MVFL). Serão feitas simulações do motor operando com fluido Newtoniano ou fluido magnetoreológico. O dimensionamento do MVFL foi feito utilizando-se da ferramenta SOLVER pertencente ao software Microsoft Excel 7, a qual possibilita a otimização de problemas de engenharia. De posse das dimensões ótimas para diferentes larguras de fenda do rotor do MVFL, foi feita uma análise dos graus de sensibilidade do torque e do rendimento do MVFL à variação da largura da fenda.

* Patente requerida

Palavras Chave: Motor viscoso, Fluxo laminar, Fluido Newtoniano ou Magnetoreológico.

1. INTRODUÇÃO

Conforme Fuller (1984), os motores e bombas viscosas apresentam um rendimento teórico máximo de 33%. Chen (1985) desenvolveu um modelo teórico para o projeto de um MVFL, onde o rendimento teórico máximo é também de 33% e os resultados experimentais apresentaram um rendimento de 17,5% contra um rendimento previsto pelo modelo teórico de 20,5%. Mahias & Tu (1993) implementaram fendas circunferenciais no rotor do motor de Chen (1985), conseguindo assim um rendimento teórico máximo de 100% na principal região de transformação de energia. O rendimento previsto pelo modelo teórico de Mahias & Tu (1993), foi de 57,6%. Hawthorne & Tu (1997) fizeram algumas mudanças na geometria e no material das lâminas propostas por Mahias & Tu (1993), conseguindo com isso um rendimento teórico de 72,42%.

No presente trabalho é proposto um modelo teórico que permite simular um MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico, também chamado de fluido “inteligente” ou fluido com propriedades reológicas controladas. Uma descrição mais detalhada das características deste tipo de fluido pode ser vista em Carlson & Weiss (1994).

A principal característica dos fluidos magnetoreológicos é a sua capacidade de mudar de comportamento, ou seja, comportar-se como um fluido Newtoniano e, em milésimos de

segundo passar a se comportar como um semi-sólido, quando exposto a um campo magnético, e instantaneamente voltar ao seu estado natural quando o campo for removido. Estes fluidos oferecem grandes vantagens a uma variedade de mecanismos que controlam a transmissão de força, tendo portanto, despertado nos últimos anos a atenção de muitos pesquisadores, tais como Carlson & Weiss (1994) e Kordonsky (1993).

Os fluidos magnetoreológicos apresentam um comportamento bastante semelhante ao fluido ideal de Bingham o qual, conforme Huges (1979), é definido pelas equações a seguir:

$$\tau_Y = -\tau_{Y(campo)} \frac{du/dY}{|du/dY|} - \mu_p \frac{du}{dY} \quad \text{para} \quad |\tau_Y| > \tau_{Y(campo)} \quad (1a)$$

$$\frac{du}{dY} = 0 \quad \text{para} \quad |\tau_Y| < \tau_{Y(campo)} \quad (1b)$$

onde τ_Y , $\tau_{Y(campo)}$, $\mu_p \frac{du}{dY}$, μ_p e $\frac{du}{dY}$ são respectivamente a resistência total ao cisalhamento desenvolvida no fluido, a resistência ao cisalhamento devido a aplicação do campo magnético, a resistência ao cisalhamento devido ao gradiente de velocidade, a viscosidade plástica do fluido e a taxa de deformação.

2. MODELO FÍSICO

A figura 1 mostra o desenho esquemático do MVFL, onde R_i e R_e são respectivamente o raio interno e externo do rotor, w é a rotação, θ_e é o ângulo efetivo de uma trajetória, θ_p é a largura circunferencial média da lâmina, P_a é a pressão de alimentação e $P_{atm} = P_r$ é a pressão de retorno. O rotor possui N fendas circunferenciais equidistantes, ao longo de sua direção axial. Ligado à carcaça dois conjuntos de lâminas, equidistantes e diametralmente opostas, delimitam duas trajetórias distintas e simétricas no motor. O principal objetivo destas lâminas é minimizar a perda de potência por vazamento entre as duas trajetórias.

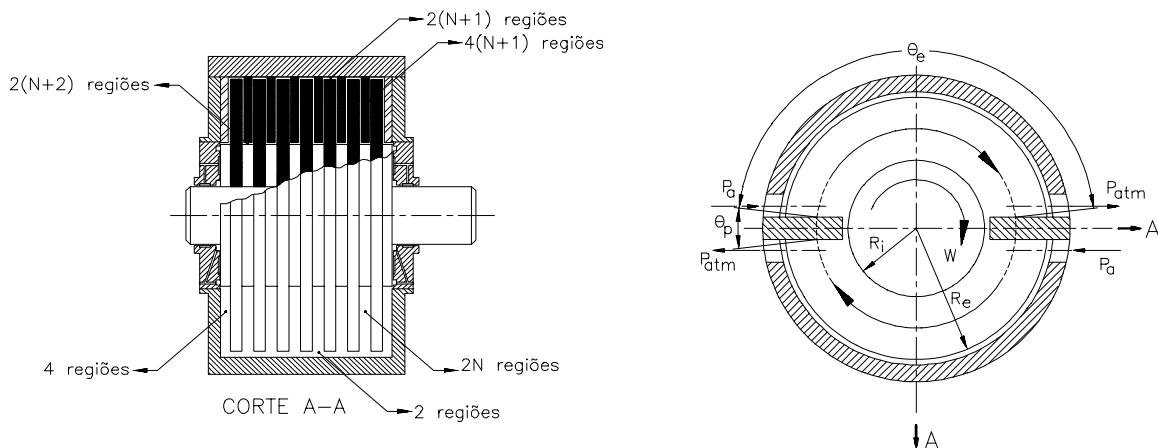


Figura 1. Motor viscoso de fluxo laminar (MVFL)

O princípio básico de funcionamento consiste na utilização das forças viscosas, originadas devido ao gradiente de velocidade, e da resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido magnetoreológico, pela aplicação de um campo magnético, para produzir um torque no motor.

Pode-se observar na figura 1, que o MVFL possui várias regiões com escoamento distinto: região interna da fenda, região lateral do rotor, região externa do rotor, região lateral da lâmina, região da extremidade da lâmina, região externa do disco e mancais hidrostáticos.

Nas três primeiras regiões citadas acima ocorre a transformação de energia hidráulica em potência de eixo, a qual, a princípio, deve ser maximizada. As demais regiões são estritamente de perdas de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas. No caso do MVFL operando com fluido magnetoreológico, somente a região interna da fenda está sujeita à aplicação de um campo magnético gerado pelos próprios discos do rotor, os quais devem ser feitos de materiais magnéticos (ímãs permanentes). A região lateral da lâmina também está sob a ação do campo magnético imposto pelos discos do rotor, mas este será anulado por um campo de mesma intensidade e de sentido contrário gerado pelas lâminas, as quais funcionam como elementos desmagnetizadores.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

3.1 Região interna da fenda

Esta região do motor é caracterizada pela aplicação de um campo magnético perpendicular à direção do escoamento, o qual tem a função de desenvolver uma resistência ao cisalhamento no fluido magnetoreológico.

Desprezando-se as componentes radiais e axiais de velocidade, o escoamento nesta região será puramente circunferencial. Além disso, a formulação será feita com base no raio médio R do rotor, conforme mostra a figura 2, onde b é a largura da fenda, U é a velocidade dos discos, enquanto que u_p e Y_p são a velocidade e o comprimento do *plug flow*.

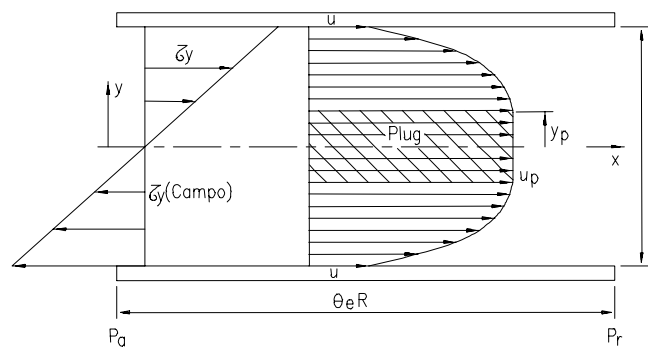


Figura 2. Distribuição de tensão e perfil de velocidades no interior da fenda

Fazendo-se um balanço das forças atuantes em um elemento de fluido e integrando a equação resultante em Y , obtém-se;

$$\tau_Y = GY \quad (2)$$

onde $G = -\frac{dp}{dX} = \frac{\Delta p}{R\theta_e}$ é o gradiente de pressão por unidade de comprimento.

Utilizando-se as equações (1a) e (2) juntamente com as condições de contorno de velocidade, obtém-se a velocidade u na região interna da fenda, ou seja, em $Y_p \leq Y \leq \frac{b}{2}$;

$$u = \frac{G}{2\mu_p} \left[\left(\frac{b}{2} \right)^2 - Y^2 \right] - \frac{\tau_{Y(campo)}}{\mu_p} \left(\frac{b}{2} - Y \right) + wR \quad (3)$$

Na região onde $\tau_Y > \tau_{Y(campo)}$ o perfil de velocidades é semelhante ao de um fluido Newtoniano e na região onde $\tau_Y < \tau_{Y(campo)}$ o fluido comporta-se como um semi-sólido (*plug flow*) de dimensão $Y_p = \frac{\tau_{Y(campo)}}{G}$, o qual se movimenta com velocidade u_p na região definida por $Y_p \geq Y \geq 0$;

$$u_p = \frac{\tau_{Y(campo)}^2}{2G\mu_p} \left(\frac{b}{2Y_p} - 1 \right)^2 + wR \quad (4)$$

A vazão Qt_1 no interior das N fendas de profundidade h é dada por;

$$Qt_1 = 2NhbwR(1 + \alpha_1 K) \quad (5)$$

sendo que;

$$\alpha_1 = \frac{b^2 \Delta p}{12\mu_p w R^2 \theta_e} \quad K = \frac{1}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{2Y_p}{b} \right) + 1 \quad (6)$$

Os parâmetros adimensionais α_1 e K definidos na equação (6) resultam respectivamente da relação das forças de pressão com as forças viscosas e da relação das forças de resistência ao cisalhamento desenvolvidas no fluido, pela aplicação do campo magnético, com as forças de pressão imposta no escoamento.

De posse da vazão, podem-se determinar os seguintes parâmetros resultantes; torque de atrito, potência transmitida ao rotor, rendimento teórico da transformação de energia e perda de potência por atrito, os quais são dados respectivamente por:

$$T_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{w(1 + \alpha_1 K)} \quad H_1 = \frac{Qt_1 \Delta p}{(1 + \alpha_1 K)} \quad \eta_1 = \frac{1}{(1 + \alpha_1 K)} \quad Hf_1 = \Delta P Qt_1 (1 - \eta) \quad (7)$$

Observe nas equações (7) que o rendimento teórico máximo $\eta_{1\max}$ ocorre quando o produto dos parâmetros adimensionais α_1 e K tende a zero. Conforme a equação (6), para que o parâmetro α_1 tenda a zero, implica em especificar fendas de largura muito pequenas ou um óleo de viscosidade muito alta. Entretanto, o parâmetro adimensional K tende a zero quando a dimensão $2Y_p$ do *plug flow* tende a se igualar à largura b da fenda. Isto implica em fazer $Y_p = b/2$ na equação (6), o que resulta em $K = 0$, ou seja; $\eta_{1\max} = 100\%$. O rendimento

teórico máximo pode ser entendido como a não existência de movimento relativo entre as paredes da fenda e as camadas adjacentes de fluido, fazendo com que fluido e rotor se comportem como um único corpo sólido nesta região do escoamento. Conforme a equação (1b) isto ocorre quando a tensão de cisalhamento imposta pelo escoamento for igual à resistência ao cisalhamento desenvolvida no fluido pela aplicação do campo magnético. Logo, impondo esta condição na equação (2) obtém-se, o gradiente de pressão crítico ou ideal;

$$\Delta p_{cr} = \frac{2R\theta_e \tau_{Y(campo)}}{b} \quad (8)$$

3.2 Região lateral do rotor

Analogamente ao caso da região anterior, o escoamento na região lateral do rotor é modelado segundo sua linha circunferencial média, conforme mostra a figura 3, sendo que b_2 é a folga entre o último disco e a carcaça.

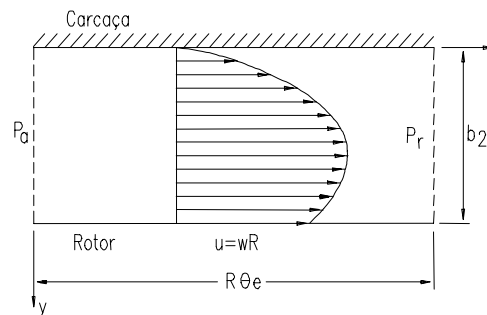


Figura 3. Região lateral do rotor

3.3 Região externa do rotor

Sendo a espessura do filme de óleo h_3 bem menor que o raio externo R_e , pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 4.

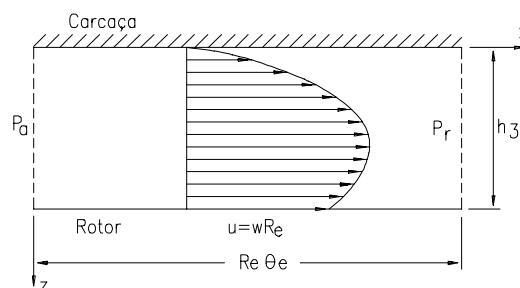


Figura 4. Região externa do rotor

As regiões do MVFL analisadas até o momento são regiões de transformação de energia hidráulica em potência de eixo, cujos rendimentos, em princípio, devem ser maximizados. Entretanto, as duas últimas regiões apresentam um rendimento teórico máximo baixo (33%), portanto, nestas regiões a função objetivo será a potência hidráulica fornecida, a qual deverá ser minimizada.

As regiões a serem analisadas a seguir são estritamente caracterizadas como regiões de perda de energia por atrito e vazamento, as quais devem ser minimizadas.

3.4 Região lateral da lâmina

Analogamente à região interna da fenda, o escoamento nesta região é considerado unidirecional e modelado segundo o raio médio, conforme mostra a figura 5.

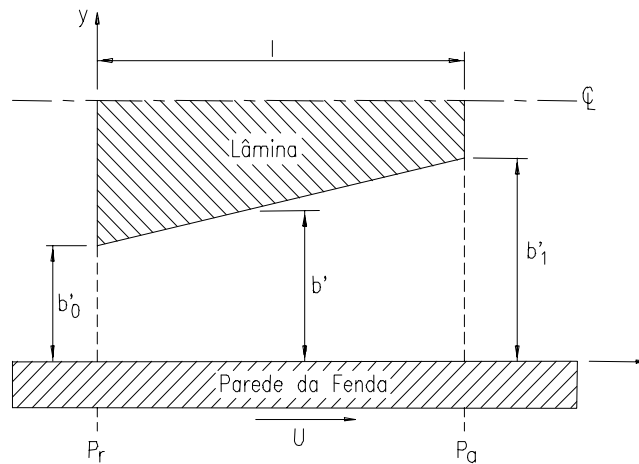


Figura 5. Escoamento entre a lâmina e a parede da fenda

Esta região do escoamento está sujeita à aplicação de um campo magnético, o qual será anulado através de um outro campo magnético de mesma intensidade e de sentido contrário, portanto, o fluido magnetoreológico nesta região apresenta um comportamento Newtoniano. Pode-se observar na figura 5 que a secção transversal da lâmina tem a forma trapezoidal e que está originalmente numa posição axialmente equidistante em relação às paredes da fenda. O objetivo desta geometria é estabelecer nesta região um escoamento semelhante ao de um mancal hidrodinâmico, garantindo-se assim a estabilidade das lâminas.

3.5 Região da extremidade da lâmina

Sendo a espessura h_5 do filme de óleo bem menor que o raio interno R_i do rotor, pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 6, onde $l = R\theta_p$ é o comprimento circunferencial da lâmina.

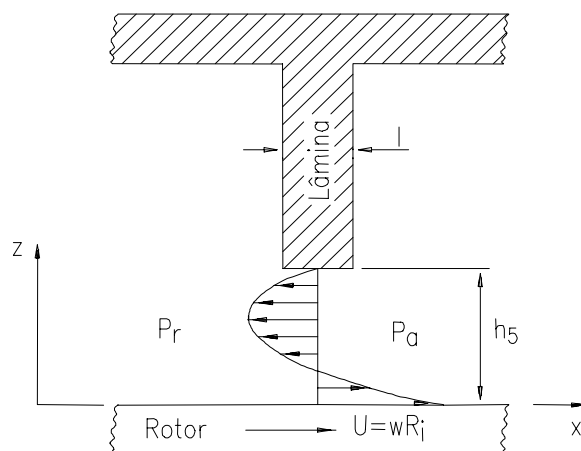


Figura 6. Região da extremidade da lâmina

3.6 Região externa do disco

Sendo a espessura h_6 do filme de óleo bem menor que o raio externo R_e do rotor pode-se desprezar a curvatura do rotor, o que resulta no modelo de escoamento mostrado na figura 7.

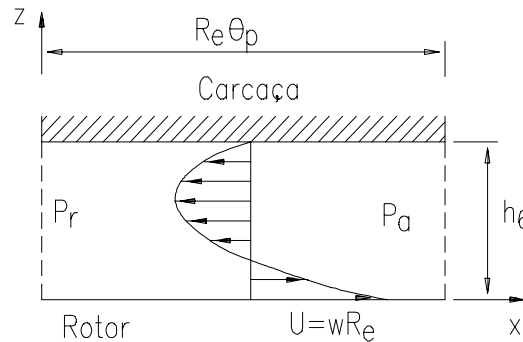


Figura 7. Região externa do disco

É importante observar que a vazão nas três últimas regiões deve ser negativa e a menor possível, para que o fluido quente deixe o motor e não seja mais uma fonte de ineficiência.

3.7 Mancais hidrostáticos

Conforme pode-se observar na figura 1, o MVFL possui um par de mancais radiais e um par de mancais axiais hidrostáticos. O principal objetivo destes mancais é proporcionar ao MVFL uma alta rigidez, tanto na direção radial como na axial, e manter o rotor em uma posição concêntrica no interior da carcaça durante o regime de trabalho. É importante observar que os mancais e o MVFL são alimentados por sistemas hidráulicos distintos.

O desenvolvimento detalhado do modelo teórico para todas as regiões do escoamento pode ser visto em Silva (1998).

Finalmente, para determinar o rendimento global η do MVFL faz-se um balanço global de energia, o qual é dado pela relação entre a potência de saída H_o e a potência hidráulica fornecida pela instalação de bombeamento H_i ;

$$\eta = \frac{H_o}{H_i} \quad (9)$$

4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS

Inicialmente, foram definidas algumas restrições de projeto, fabricação e aplicação. Com base nestas restrições as dimensões ótimas e as condições ótimas de operação do MVFL foram determinadas utilizando-se da ferramenta SOLVER do software Excel 7. É importante observar que o processo de otimização foi realizado separadamente para cada uma das regiões do MVFL, na mesma seqüência apresentada no desenvolvimento teórico do item anterior.

A tabela 1 apresenta os principais parâmetros independentes e resultantes do projeto do MVFL, operando tanto com fluido Newtoniano como com fluido magnetoreológico. Pode-se observar na tabela 1, que o torque T de saída, a potência de saída H_o e o rendimento global η são bem maiores no MVFL operando com fluido magnetoreológico.

Tabela 1. Principais parâmetros independentes e resultantes

Fluido Newtoniano		Fluido Magnetoreológico
Parâmetros Independentes		
óleo	ISO 100	VersalFlo™ MRX-135CD
b (mm)	0,50	1,00
R_i (mm)	60,00	45,00
R_e (mm)	70,00	55,00
N	39	10
ΔP (MPa)	1,00	15,11
$\tau_{Y(campo)}$ (kPa)	0,00	50
μ (Pas)	0,10	0,21
$\bar{\omega}$ (rpm)	954,53	954,53
l (mm)	1,307	5,978
Parâmetros Resultantes		
QT (m ³ /s)	0,00336	0,00109
T (Nm)	25,350	151,101
H_o (cv)	2,595	19,020
η (%)	56,81	87,70

Considerando que a largura b da fenda é um parâmetro independente de grande influência na fabricação, montagem e performance do MVFL, foi feita uma análise do grau de sensibilidade do rendimento teórico global η e do torque T à variação da largura b da fenda do MVFL operando com fluido Newtoniano ou com fluido magnetoreológico. A figura 8 mostra os resultados desta análise.

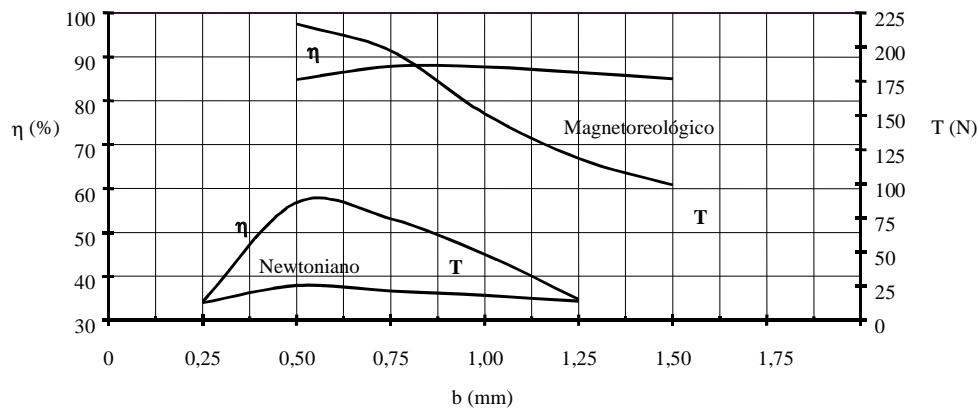


Figura 8. Sensibilidade do rendimento global e do torque à variação da largura da fenda

Pode-se observar na figura 8 que o MVFL operando com fluido magnetoreológico apresenta um rendimento global e um torque maiores que no caso do motor operando com fluido Newtoniano. Observa-se ainda que a sensibilidade do rendimento global à variação da largura da fenda é bem menor no motor operando com fluido magnetoreológico. Por outro lado, a sensibilidade do torque é bem menor no motor operando com fluido Newtoniano.

A comparação entre os projetos de motores viscosos de fluxo laminar citados na revisão bibliográfica e o projeto desenvolvido no presente trabalho mostra que este tipo de motor vem

sofrendo uma evolução significativa. Os resultados do presente trabalho indicam que a utilização dos fluidos magnetoreológicos no MVFL representa uma opção promissora, principalmente sob os aspectos de funcionalidade e controle em diversas áreas de aplicação, como por exemplo usinagem de ultra precisão, robótica e automotiva.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio dado pela FAPEMIG, através da concessão de uma bolsa de recém-doutor ao primeiro autor e as valiosas discussões/sugestões feitas pelo Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho da EFEI.

6. REFERÊNCIAS

- Carlson, J. D. & Weiss, K. D., 1994, “A Growing Attraction to Magnetic Fluids”, *Mach. Design*, pp 61-64, August.
- Chen, Chien-Jen, 1985, “A Laminar Flow Motor Drive Machine Tool Spindle”, PhD Thesis, Department of Aeronautics and Astronautics, Stanford University.
- Fuller, D. D., 1984, “Theory and Practice of Lubrication for Engineers”, 2ed., John Wiley and Sons.
- Hawthorne, S. H. e Tu, C. C. C., 1997, “Motor Viscoso Laminar com Discos”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Hughes, W. F., 1979, “An Introduction to Viscous Flow”, McGraw-Hill.
- Kordonsky, W. I., 1993, “Magnetorheological Effect as a Base of New Devices and Technologies”, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol 122, pp 395-398.
- Mahias, R. R. e Tu, C. C. C., 1993, “Um Motor Viscoso”, Projeto de Formatura, Departamento de Engenharia Mecânica, EPUSP.
- Silva, P. F., 1998, “Motor Viscoso de Fluxo Laminar com Fendas Circunferenciais”, Tese de Doutorado, Depto de Eng. Mecânica, USP - SP.