

# CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTE DISCO-DISCO

**Toseli de Farias Matos (apresentador)**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/PEM.

E-mail: toseli@yahoo.com.br

**Diogo Fontes Farias**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/PEM

E-mail: diogo\_ufrj@hotmail.com

**Luiz Carlos Vidal Castro**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/PEM

E-mail: vidal\_castro@ig.com.br

**Maria Adelina Santos Araújo**

Lubrificantes e Produtos Especiais – Centro de Pesquisa e Desenvolvimento da Petrobras (CENPES). E-mail: adelina@petrobras.com.br

**Sylvio José Ribeiro Oliveira**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE/PEM

E-mail: sjro@serv.com.ufrj.br

**Resumo.** *O presente trabalho refere-se à construção de uma bancada de testes do tipo disco contra disco, desenvolvida e construída na Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), em parceria com o Centro de Pesquisas da Petrobras (CENPES). Esta máquina foi concebida com o objetivo de investigar o comportamento de lubrificantes sob condições elastohidrodinâmicas com elevadas pressões de contato. Utilizando largura de contato de 5 mm em linha é possível alcançar até 4,5 GPa de pressão máxima de contato de Hertz. A principal contribuição desta bancada de teste refere-se à capacidade de se obter curvas de tração, bem como parâmetros de lubrificação tais como tensão representativa, viscosidade e módulo de cisalhamento. Outra vantagem da configuração disco contra disco está relacionada à possibilidade de se medir e avaliar a capacidade de carga de "scuffing" em óleo, comumente avaliado em máquina de teste FZG (ASTM D 5182-97), assim como outras formas de danos superficiais. Partindo-se destes resultados é possível se estimar o desempenho de lubrificantes, quando trabalhando em regime de lubrificação elastohidrodinâmica (EHL).*

**Palavras-chave:** *Projeto de máquina, lubrificação elastohidrodinâmica.*

## 1. INTRODUÇÃO

No início do século XX foi aplicada pela primeira vez a teoria hidrodinâmica para dentes de engrenagens, porém sua aproximação forneceu pequenas espessuras de filme tidas como irreais induzindo ao abandono do postulado da existência de uma película fluida nas engrenagens e em dispositivos similares. Entretanto, a observação cuidadosa revelou que as marcas de usinagem nas áreas de contato dos dentes das engrenagens permaneciam visíveis mesmo após o uso prolongado,

tornando improvável a existência de contato metal-metal. Os efeitos sobre a rugosidade superficial foram somente bem descritos após a invenção do perfilômetro (Olver, 2002).

Ficou claro que um filme fluido de espessura suficiente para separar as superfícies poderia realmente estar presente na conjunção dos dentes de engrenagem como resultado da combinação de dois efeitos não considerados na teoria hidrodinâmica, tais como (Olver, 2002):

- A viscosidade de um típico óleo lubrificante aumenta extremamente quando entra na região de elevada pressão de contato entre os dentes da engrenagem (efeito piezoviscoso);
- Deformação elástica modifica a forma das superfícies no contato e em sua vizinhança.

Sob condições típicas de engrenamento, ambos os efeitos são levados em consideração resultando em uma significativa espessura de filme fluido. A teoria que abrange estes efeitos ficou conhecida como elastohidrodinâmica (EHD). Estes efeitos adicionais culminaram em uma nova modalidade de lubrificação chamada lubrificação elastohidrodinâmica (EHL).

## 2. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINÂMICA (EHL)

No presente trabalho, a apresentação das formulações e análise da EHL utilizará a notação descrita na Tab. (1).

Tabela 1. Notação

$E_1, E_2$	Módulo de elasticidade dos sólidos em contato
$\nu_1, \nu_2$	Módulo de Poisson dos sólidos em contato
$E = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^{-1}$	Módulo de elasticidade equivalente
$R_1, R_2$	Raio superficial dos cilindros em contato
$R = \left[ \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right]^{-1}$	Raio superficial equivalente
$u_1, u_2$	Velocidade superficial na direção de rotação
$u = \frac{(u_1 + u_2)}{2}$	Velocidade equivalente ou rolamento
$x$	Posição coordenada na direção de rotação
$h$	Espessura de filme
$w$	Carga por unidade de comprimento de cilindro
$p_0 = \left( \frac{w \cdot E}{2 \pi \cdot R} \right)^{1/2}$	Máxima pressão de contato de Hertz
$a = \left( \frac{8 w R}{\pi E} \right)^{1/2}$	Metade da largura de contato de Hertz
$\eta_0$	Viscosidade a temperatura e pressão ambiente
$\frac{1}{\alpha} = \int_0^\infty \frac{\eta_0}{\eta(p)} dp$	Índice de pressão-viscosidade
$s = 2 \cdot \left( \frac{u_1 - u_2}{u_1 + u_2} \right)$	Taxa de deslizamento por rolamento
$\tau$	Tensão de cisalhamento
$F = \int_{-a}^a \tau dx$	Tração por unidade de comprimento de linha de contato

Johnson (1970) organizou uma revisão dos diferentes regimes da EHL utilizando uma notação adimensional generalizada para clarificar os resultados de diversos autores. Johnson apresenta os seguintes parâmetros adimensionais  $g_1$ ,  $g_3$  e  $\bar{h}$ , conforme Tab. (2), que indicam respectivamente a variação de viscosidade e elasticidade com a pressão e espessura de filme mínima.

Tabela 2. Formulação dos parâmetros adimensionais (Johnson, 1970)

Parâmetro de viscosidade	Parâmetro de elasticidade	Espessura mínima de filme
$g_1 = \left( \frac{\alpha^2 \cdot w^3}{\eta_0 \cdot u \cdot R^2} \right)^{1/2}$	$g_3 = \left( \frac{w^2}{\eta_0 \cdot u \cdot E \cdot R} \right)^{1/2}$	$\bar{h} = \left( \frac{h_0 w}{\eta_0 u R} \right)$

Segundo Johnson (1970), também se pode relacionar a espessura mínima de filme adimensional com os parâmetros  $g_1$  e  $g_3$  através da seguinte expressão:

$$\bar{h} = Z \cdot (g_1)^m \cdot (g_3)^n \quad (2)$$

onde  $Z$ ,  $m$  e  $n$  são constantes experimentais obtidos pelos respectivos autores destacados na Tab. (3).

Entretanto, as formulações de espessura de filme para corpos lisos na EHL possuem diferentes constantes experimentais dependendo das condições de carga, velocidade, material e fluido de trabalho que compõem o tribosistema. Foram classificados quatro diferentes regimes que são apresentados na Tab. (3).

Tabela 3. Autores e suas respectivas formulações de espessura de filme para corpos lisos em diferentes regimes de EHL (Johnson, 1970)

<i>Autores</i>	<i>Regimes de EHL</i>	<i>Z</i>	<i>m</i>	<i>n</i>
Martin	Rígido-Isoviscoso (RI)	4.90	—	—
Blok	Rígido-Piezoviscoso (RV)	1.66	2/3	—
Herrebrugh	Elástico-Isoviscoso (EI)	3.10	—	0.80
Dowson-Higgison	Elástico-Piezoviscoso (EV)	2.65	0.54	0.06

Ao aplicar as formulações descritas na Tab. (3) em materiais com rugosidade, surge mais uma variável não contabilizada que dificulta o processo de lubrificação, pois a espessura de filme frequentemente falha por exceder a altura das asperidades superficiais em contatos altamente carregados. Nos últimos anos, avanços significativos foram obtidos nesta área. De acordo com a divisão de Olver (2002), os efeitos das rugosidades na EHL podem ser divididos em três categorias:

1 – *Micro lubrificação elastohidrodinâmica* (micro-EHL): existe um filme fluido contínuo, mas a pressão e espessura de filme estão sujeitas ao aparecimento de flutuações locais da rugosidade das superfícies;

2 – *Lubrificação mista*: o filme fluido é descontínuo com poucas ou muitas cristas de rugosidade sujeitas ao contato sólido-sólido ou semi-sólido;

3 – *Lubrificação limítrofe*: neste caso o fluido lubrificante, se presente em toda conjunção, está confinado entre os vales de rugosidade em baixa pressão suportando uma porção insignificante da carga total.

As categorias supracitadas estão representadas na Fig. (1). A transição da espessura de filme completo na EHL através das categorias micro-EHL e lubrificação mista é caracterizada pela taxa de decréscimo da espessura de filme considerando as modificações dos picos de rugosidade. Esta transição caracteriza a presença de mais de um mecanismo de lubrificação quando se adicionam os efeitos da rugosidade na lubrificação elastohidrodinâmica.

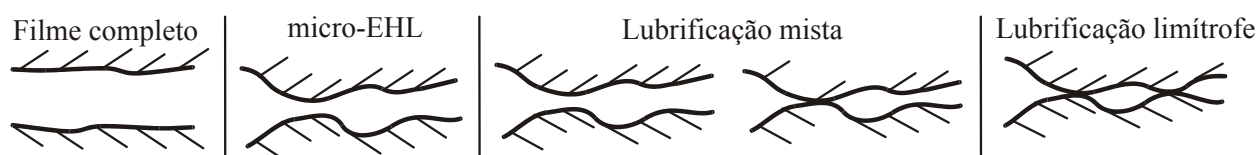


Figura 1. Lubrificação de superfícies rugosas (Olver, 2002)

Olver (2002) resume os fatores preventivos e restritivos ao desenvolvimento de filme completo na lubrificação elastohidrodinâmica aos seguintes aspectos: rugosidade, atrito, efeitos de ‘windage’ (fluxo de ar em torno do contato entre engrenagens) e ‘churning’ (dissipação de calor viscosa), partículas de desgaste ou contaminação no contato, o fornecimento de lubrificante e ‘starvation’ (restrição ao fornecimento de lubrificante ou taxas de fluxo menores que o mínimo requerido pelo contato) e instabilidades no carregamento e na geometria. De todos os fatores eleitos por Olver, o mais complexo, no que se refere ao controle efetivo, destaca-se o atrito e sua dinâmica ligada à rugosidade e a geração de calor proveniente do cisalhamento interno no fluido lubrificante e de eventuais contatos entre as superfícies (lubrificação mista).

### 3. ATRITO

Em contatos EHD com condições de rolamento e deslizamento, a força de atrito possui duas componentes, uma devido ao rolamento e a outra devido ao deslizamento entre as superfícies, sendo que a parcela ligada ao deslizamento é sempre muito maior que a desenvolvida por rolamento. Características básicas do atrito por deslizamento são mostradas na Fig. (2).

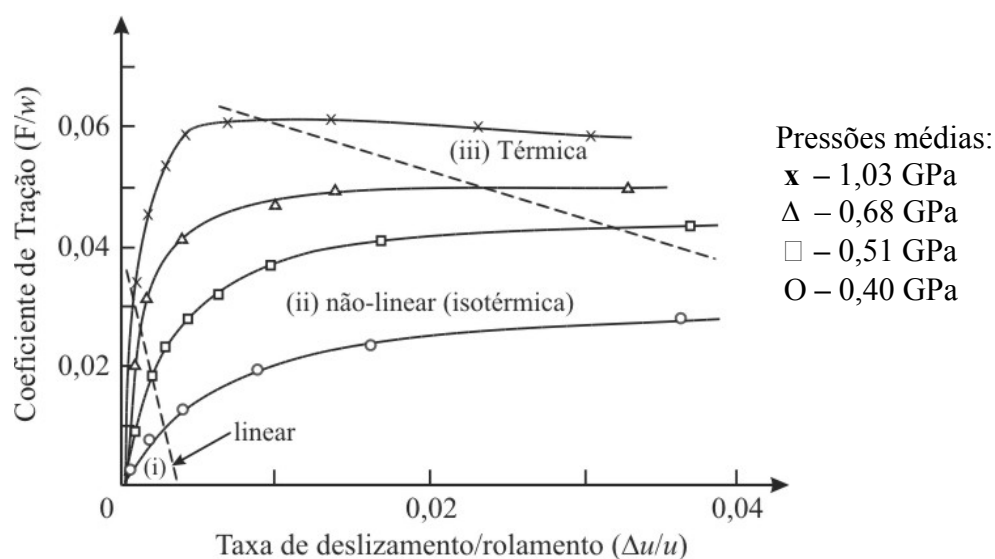


Figura 2. Curvas de tração de uma máquina disco-disco em linha de contato EHL (Cheng, 1983)

Na Fig. (2), a região de pequeno deslizamento, o atrito aumenta linearmente com a taxa de deslizamento. Quando o deslizamento aumenta ainda mais, o comportamento do atrito gradualmente se altera ingressando em uma região não-linear, onde as tensões não são governadas pela relação linear constitutiva do lubrificante. Na região de elevadas taxas de deslizamento, o atrito decresce com o deslizamento por causa da influência térmica sobre as propriedades do lubrificante. Três parâmetros do lubrificante podem ser obtidos através da curva de tração: viscosidade aparente, módulo elástico de cisalhamento e o limite de tensão de cisalhamento.

O atrito ou tração, nos elementos de máquinas como engrenagens, rolamentos, cames e unidades de tração, possuem finalidades conflitantes em sua atuação final. Para engrenagens, menor tração é desejável para que sua eficiência mecânica seja a maior possível, entretanto o controle de tração é necessário em rolamentos por causa das falhas ligadas ao escorregamento (*'skidding'*). E elevado coeficiente de tração é de importância crítica para unidades CVT (*'Continuous variable transmission'*) que transmitem potência mecânica através do cisalhamento do fluido lubrificante.

Analisando o comportamento do cisalhamento do fluido de lubrificação, observa-se que o modelo newtoniano é inadequado para prever o comportamento do atrito gerado no contato severamente carregado, pois em tais condições a força de atrito é quase uma ordem de magnitude maior que o valor medido experimentalmente (Cheng, 1983).

Portanto, o desempenho de lubrificantes será função da sua capacidade de separar as superfícies minimizando o desgaste e, simultaneamente, ser capaz de transmitir tração (ou atrito) adequada para cada tipo de aplicação. A investigação das propriedades dos lubrificantes e a avaliação do seu comportamento em serviço, quanto aos parâmetros de lubrificação e performance, é muito importante para o desenvolvimento de formulações otimizadas.

#### 4. BANCADA DE TESTE DISCO-DISCO

De modo a se construir um equipamento experimental que possibilitasse a investigação dos parâmetros de lubrificação, foram estabelecidos três requisitos básicos: controle da pressão máxima de contato de Hertz; da taxa de deslizamento; e da velocidade de rolamento.

Dentre as várias alternativas de construção analisadas, optou-se por uma atuação direta da força responsável pela máxima pressão de contato de Hertz, minimização das deformações geométricas capazes de corromper o contato de Hertz e controle das velocidades de cada disco independentemente.

A Fig. (3) apresenta a vista superior do projeto da bancada de teste disco-disco.

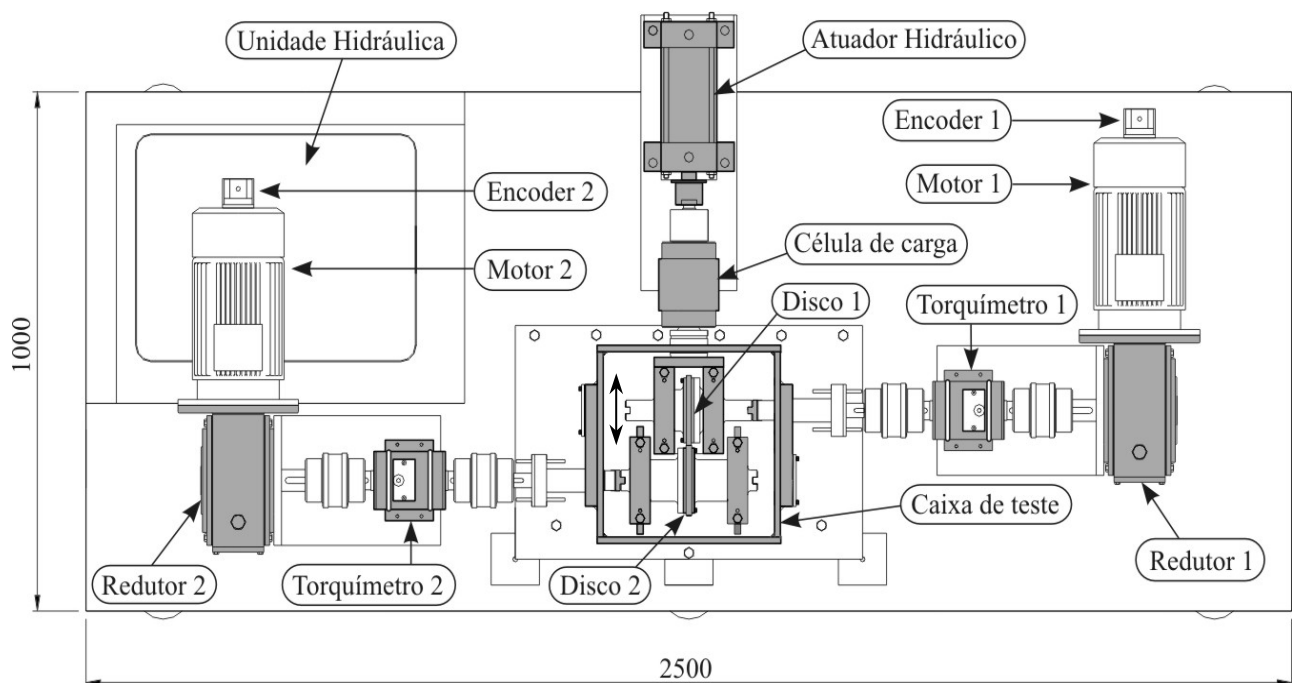


Figura 3. Desenho esquemático da bancada de teste disco-disco

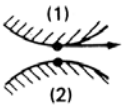
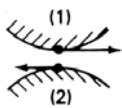
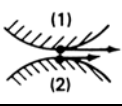
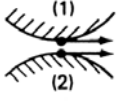
Para aplicação de força, a bancada dispõe de uma unidade hidráulica que permite o controle de pressão de 0 a 200 Bar, acionando um cilindro de 80 mm de diâmetro, obtêm-se assim cargas de até 100.000 N. Com o controle de pressão e a largura de contato entre os discos podendo variar entre 5 e 20 mm, pode-se alcançar pressões de contato de Hertz de até 4,5 GPa. Este valor é

expressivamente elevado visando desenvolvimentos futuros de lubrificantes e materiais nas condições EHL. Conforme apresentado na Fig. (3), o cilindro hidráulico atua nos mancais de suporte do disco 1, que são montados sobre uma guia “rabo de andorinha” permitindo o movimento de um grau de liberdade. Desta forma, o disco 1 é pressionado contra o disco 2, cujo eixo é suportado por mancais fixos.

Para garantir um contato paralelo entre os discos, optou-se por utilizar os discos montados em centros de eixos entre mancais. Os diâmetros dos eixos são de 80 mm, fornecendo uma flecha de deflexão máxima de 0,034 mm por eixo e ângulo de flexão máximo de 1.84°. Com isso, obtém-se uma linha de contato que pode ser considerada idêntica a linha de contato de Hertz.

Para se obter uma taxa de deslizamento controlada, optou-se pelo controle da rotação dos discos de modo independente, que possibilita uma investigação mais acurada do comportamento do coeficiente de tração relativo à variação da taxa de deslizamento. Além disso, pode-se observar melhor a lubrificação EHL sob diferentes velocidades de deslizamento (ver Tab. (4)).

Tabela 4. Parâmetros operacionais da máquina disco-disco

<i>Tipo de movimento</i>	Rolamento, deslizamento e rolamento/deslizamento.		
<i>Carga (<math>F_N</math>)</i>	0 a 100.000 N.		
<i>Temperatura</i>	Atualmente com monitoramento da temperatura de banho.		
<i>Tempo</i>	Sem ciclos de carga ou aquecimento/resfriamento do fluido de trabalho.		
<i>Duração</i>	Curva de tração: < 50 s; teste de desgaste: relativo à ocorrência de falha.		
<i>Tipo de movimento</i>	<i>Tipo</i>	<i>Ilustração</i>	<i>Velocidades <math>u</math> e taxa de deslizamento/rolamento <math>s</math></i>
	<i>Deslizamento Simples</i>		$u_1 > 0; u_2 = 0; s = 2;$
	<i>Deslizamento Duplo</i>		$u_1 > 0; u_2 < 0; 2 < s < \infty$ $u_1 > 0; u_2 = -u_1; s = \pm \infty$
	<i>Deslizamento e rolamento</i>		$u_1 > 0; u_2 > 0; 0 < s < 2;$
	<i>Rolamento</i>		$u_1 > 0; u_2 = u_1; s = 0;$
<i>Velocidade máxima (Disco: 135 mm)</i>	<i>Redutor</i>	<i>Velocidade de rolamento</i>	<i>Velocidade de deslizamento</i>
	<i>Com redutor</i>	2,83 m/s	5,66 m/s
	<i>Sem redutor</i>	14 m/s	28 m/s*

\* Para esta condição o contato não pode ser em linha. Os discos devem ser coroados para obter um contato elíptico de menor exigência de torque.

Para obter um bom controle da taxa de deslizamento/rolamento, optou-se por usar motores AC (5,5 kW) controlados por inversores de frequência vetorial. Poderiam ser utilizados motores de maior potência, porém há limitações de disponibilidade energética. A potência total da máquina, incluindo a unidade hidráulica, atinge 14,7 kW.

A montagem mostrada na Fig. (3), onde se apresentam os redutores 1 e 2, é adequada para ensaios com elevada carga e baixas velocidades de rolamento, até 2,83 m/s. O projeto prevê também a retirada dos redutores e a montagem direta dos motores para baixas cargas e altas velocidades de rolamento, até 14 m/s (ver Tab. (4)).

#### 4.1. Grandezas Medidas

Para medir a força do atuador foi adicionada uma célula de carga de até 100.000 N ao sistema de carregamento entre o pistão e os mancais do primeiro eixo (ver Fig. (4)). Para garantir o alinhamento da célula de carga utilizaram-se apoios esféricos em suas extremidades. Cada eixo tem o seu torque medido por um torquímetro de 500 N.m de capacidade. O sinal do torquímetro é retirado através de escovas internas. A rotação dos eixos é medida através de encoders, sendo o sinal dos mesmos convertidos para sinal analógico na escala de 0 a 10 Volts por um conversor D/A. Os sinais dos torquímetros e da célula de carga são amplificados para uma escala de 0 a 10 Volts, tornando a aquisição de dados mais precisa. Todos os sinais dos sensores são analógicos de 0 a 10 Volts, onde os mesmos são registrados através de uma placa de aquisição de 12 bits de resolução.

Na Tab. (5), estão listados os componentes da máquina disco-disco, onde os mesmos são apresentados na Fig. (3).

Tabela 5. Componentes da máquina disco-disco

<i>Quantidade</i>	<i>Componentes</i>	<i>Descrição</i>
02	Motor AC	5,5 kW (7,5 HP) — 4 polos
02	Inversor de frequência vetorial	5,5 kW – 650 Hz (máximo)
02	Redutor sem-fim coroa	Redução: 1:15
02	Encoder	Incremental – 720 Pulsos por volta
02	Torquímetro	0 – 500 N.m – princípio: strain gauge
01	Célula de carga	0 – 100.000 N (10 Ton.) – princípio: strain gauge
01	Atuador hidráulico	Curso máximo de 200 mm – Ø 80 mm
01	Unidade hidráulica	Pressão máxima de 250 bar – reservatório de 60 L
01	Termoresistor	Temperatura de banho – 0 a 200°C
01	Placa de aquisição de dados	NI-AT-MIO-16E-10 – 12-bits e 100 kS/s

#### 4.2. Controle de Temperatura

A aquisição de temperatura é muito importante na EHL, principalmente quando existe interesse na obtenção de curvas de tração para as mais diversificadas situações que um lubrificante é exigido. Estas curvas são extremamente influenciadas pela geração e distribuição de calor em toda superfície de contato e, conseqüentemente, no fluido de trabalho. Pandey *et al.* (1998) apresentam uma análise térmica acurada de tração em linha de contato com um eficiente método numérico de quadratura comparando os resultados obtidos a vários trabalhos experimentais. Porém, as suposições nas formulações numéricas requerem ainda cautela no uso final e indiscriminado, pois, como no caso de engrenagens, existem diversos fatores que acabam não sendo considerados para facilitar o desempenho computacional. Tamanha é a influência térmica sobre a solução EHL que se questiona o uso da equação de Reynolds ao simular soluções térmicas na EHL (Almqvist, 2002).

Na máquina disco-disco, o sistema de lubrificação é caracterizado pelo banho parcial da face dos discos sem o controle de temperatura. Para obter uma melhor resposta do ponto de vista térmico, está sendo desenvolvido na caixa de teste um projeto de controle de temperatura de banho.

#### 4.3. Avaliação de Desgaste

Diversos pesquisadores, Britton *et al.* (2000), Lee *et al.* (1991), Kumar *et al.* (2001) e McCool *et al.* (1987), apresentam suas análises sobre a influência da rugosidade na lubrificação e no desgaste. Dentre as diversas qualificações de desgaste superficial, o ‘*scuffing*’ é comumente encontrado em engrenagens. Por este motivo uma das avaliações para qualificação de um lubrificante de transmissão requer aprovação em um teste padronizado chamado método visual FZG (ASTM D 5182-97). Na Fig. (4), apresenta-se uma engrenagem testada em uma bancada FZG.

Busca-se utilizar a máquina disco-disco para responder como uma alternativa ao FZG devido a grande diferença de custos dos corpos de provas, discos ao invés de engrenagens. Na Fig. (5), apresenta-se a imagem de um disco testado na máquina disco-disco apresentada neste trabalho, severamente carregado, 25.000N, com pressão máxima de contato de Hertz de 1,65 GPa e velocidade de deslizamento duplo de 3,3 m/s. Visualmente destaca-se a ocorrência de ‘*scuffing*’ e falhas do tipo ‘*pitting*’, que se caracterizam por fadiga da pista de contato.



Figura 4. Engrenagem FZG padrão – desgaste ‘*scuffing*’

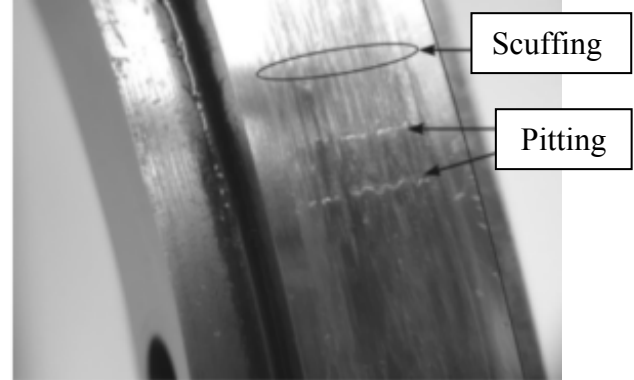


Figura 5. Disco aço 4340 T&R 62 Rockwell C – desgaste ‘*scuffing*’ e ‘*pitting*’

## 5. DIFERENÇAS ENTRE CONTATO DE ENGRENAGENS E DISCO-DISCO

Johnson *et al.* (1991) apresentaram um trabalho experimental onde foram comparadas respostas de atrito de engrenagens e discos para as mesmas condições operacionais. Johnson chama a atenção para o raio de curvatura ( $\rho$ ), visto que mesmo com as condições operacionais satisfeitas, a influência do raio de curvatura na espessura de filme do disco, em comparação com a desenvolvida na linha primitiva da engrenagem, pode ser avaliada por:

$$\frac{h_{\text{disco}}}{h_{\text{engrenagem}}} = \left( \frac{\rho_{\text{disco}}}{\rho_{\text{engrenagem}}} \right)^{0,3} \quad (5)$$

Para contornar esta situação, se faz necessário compensar a velocidade de rolamento do disco para suprir tal discordância, utilizando-se a Eq. (6) sugerida por Johnson *et al.* (1991).

$$\frac{u_{\text{Engrenagem}}}{u_{\text{Disco}}} = \left( \frac{\rho_{\text{disco}}}{\rho_{\text{engrenagem}}} \right)^{3/7} \quad (6)$$

Outra incompatibilidade entre a máquina de disco-disco e um engrenamento está ligada a ausência de condições cíclicas do contato real, onde a velocidade de deslizamento varia em magnitude e direção e a carga é suportada por um ou mais pares de dentes (taxa de contato).

Outro problema com forte reflexo na performance do disco comparando-se à engrenagem, está na sua confecção. Na engrenagem, o processo de fabricação orienta a rugosidade na direção transversal ao deslizamento, enquanto que no disco, a fabricação é circunferencial, ou seja, na direção do deslizamento. Neste último, o fluido lubrificante tende a migrar pelos vales de rugosidade deixando as cristas praticamente em contato direto com a outra superfície. Johnson *et al.* (1991), em seu trabalho experimental, não apenas notou esta dificuldade como modificou seus corpos de prova de forma a manter o nível e a direção da rugosidade como em uma engrenagem.



## 6. TESTES INICIAIS

Foram aplicadas cargas de 85.000 N e a estrutura da máquina, bem como seus componentes, não apresentaram problemas nem deflexões anormais. Testes foram realizados com cargas de 30.000N e os eixos mantiveram rotações que acarretaram taxas de deslizamento/rolamento de até 10% sem dificuldades. A condição de deslizamento duplo foi testada com velocidade de deslizamento de 3,3 m/s e carga de 25.000 N. Neste último caso, a figura 5 apresenta a imagem da superfície do disco de teste.

Foi constatado que os inversores de frequência geram ruídos de alta frequência na linha elétrica de alimentação. Este ruído atinge principalmente os sensores mais sensíveis, porém não influencia o valor médio do sinal. Soluções estão sendo buscadas para retirar ou minorar tais problemas.

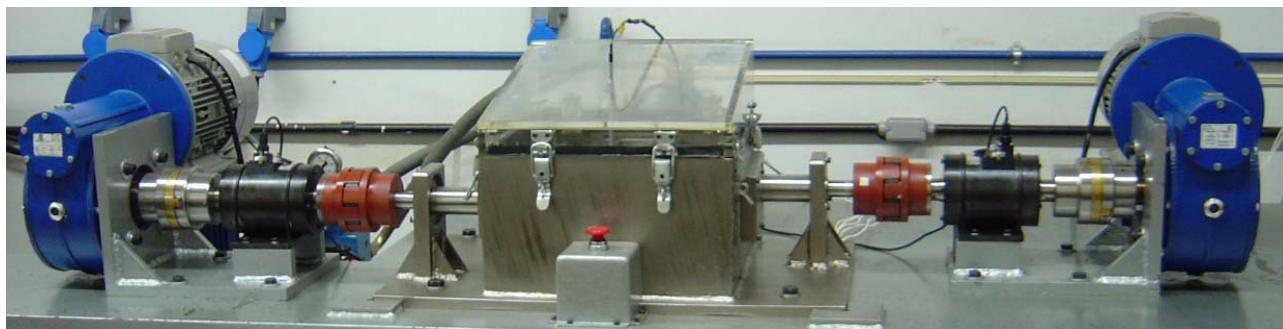


Figura 6. Foto da bancada de teste disco-disco

## 7. CONCLUSÃO

Uma bancada de teste de EHL foi projetada e construída baseando-se na geometria de discos para investigar o comportamento de lubrificantes sob condições EHD com elevadas pressões de contato de Hertz. Esta bancada é capaz de fornecer dados intrínsecos a curva de tração, bem como testes de desgaste para o desenvolvimento de óleos lubrificantes relacionados com a EHL.

A bancada de teste disco-disco é uma alternativa ao teste FZG, pois o custo de confecção de corpos de provas é muito mais barato que as engrenagens utilizadas no FZG.

A bancada pode também auxiliar no desenvolvimento de materiais e revestimentos de componentes que estão sujeitos às condições elastohidrodinâmicas.

## 8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio do CENPES-PETROBRAS que possibilitou a realização deste trabalho.

## 9. REFERÊNCIAS

- Almqvist, T. and Larsson, R., 2002, "The Navier-Stokes Approach for Thermal EHL Line Contact Solutions", Tribology International, Vol. 35, pp. 163-170.
- Britton, R. D., Elcoate, C. D., Alaou, M. P., Evans, H. P. and Snidle, R. W., 2000, "Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction", Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 122, pp. 354-360.
- Cheng, H. S., 1983, "Handbook of Lubrication", Part II, Ed. CRC, Boca Raton, New York, pp. 139-162.
- Johnson, K. L., 1970, "Regimes of Elastohydrodynamic Lubrication", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 12, N 1, pp. 9-16.
- Johnson, K. L., Spence, D. I., 1991, "Determination of gear tooth friction by disc machine", Tribology International Vol. 24, N 5, pp. 269-275.

- Lee, S. C. and Cheng, H. S., 1991, "Correlation of Scuffing Experimental With EHL Analysis of Rough Surfaces", Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 113, pp. 318-326.
- Kumar, P., Jain, S. C. and Ray, S., 2001, "Study of Surface Roughness Effects in Elastohydrodynamic Lubrication of Rolling Line Contact Using a Deterministic Model", Tribology International, Vol. 34, pp. 713-722.
- McCool, J. I., 1987, "Relating Profile Instrument Measurements to the Functional Performance of Rough Surfaces", Trans. ASME, Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 264-270.
- Olver, A. V., 2002, "Gear Lubrication – a Review", J. Engineering Tribology, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 216, Part. J, pp. 255-267.
- Pandey, R. K. and Ghosh, M. K., 1998, "A Thermal Analysis of Traction in Elastohydrodynamic Rolling/Sliding Line Contacts", Wear, Vol. 216, pp. 106-114.
- Pandey, R. K. and Ghosh, M. K., 1998, "Temperature Rise due to Sliding in Sliding/Rolling Elastohydrodynamic Lubrication Line Contact: An Efficient Numerical Analysis for Contact Zone Temperatures", Tribology International, Vol. 31, N. 12, pp. 745-752.

## **CONSTRUCTION OF A DISK-DISK TEST BENCH**

### **Toseli de Farias Matos**

Federal University of Rio de Janeiro, COPPE/PEM Metrology Laboratory, I-241.

E-mail: toseli@yahoo.com.br

### **Diogo Fontes Faria**

Federal University of Rio de Janeiro, COPPE/PEM Metrology Laboratory, I-241.

E-mail: diogo\_ufrj@hotmail.com

### **Luiz Castro Vidal**

Federal University of Rio de Janeiro, COPPE/PEM Metrology Laboratory, I-241.

E-mail: luiz\_vidal@ig.com.br

### **Maria Adelina Santos Araújo**

Lubricant Sector – Products Technology Division - Center of Research and Development of Petrobras (CENPES)

E-mail: adelina@petrobras.com.br

### **Sylvio José Ribeiro Oliveira**

Federal University of Rio de Janeiro, COPPE/PEM Metrology Laboratory, I-241, CxPo 68503.

E-mail: sjro@serv.com.ufrj.br

**Abstract.** *This present work refers to the construction of a test bench disk against disk. This bench was designed and built in the Federal University of Rio de Janeiro (UFRJ) in partnership with the Center of Researches of Petrobras (CENPES). This machine intends to simulate the contact conditions among gear teeth and study the behavior of the lubricating oils developed for gearing through the contact among two disks of same radius, in which the width of the surface contact can be modified in agreement with the maximum Hertz contact stress desired. In the extremity of the actuator there is a load cell with the purpose of measuring the real force that the actuator develops in the system. The real torque spent by each motor is checked by a torquemeter between the motor and the disk. So, there are some simulation possibilities concerning the sliding of the disks: two surfaces sliding contrarily with the same rotation or in different rotations and one of the surfaces stationary and the other in movement. This bench aims to give experimental support to the development of lubricant and materials working on elastohydrodynamic lubrication (EHD).*

**Keywords.** *Machine design, elastohydrodynamic lubrication*