

# **DESCRIÇÃO DE UM MÉTODO DE ENSAIO PARA CONTROLE DA FORÇA DE ATRITO EM CONTATO NÃO-CONFORME LUBRIFICADO**

Mario Vitor Leite

Tecnólogo Mecânico, aluno de mestrado do Programa de Pós-Graduação Engenharia Mecânica e de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná (Cefet-PR – Unidade de Curitiba). E-mail: [mvl@ppgem.cefetpr.br](mailto:mvl@ppgem.cefetpr.br)

Israel Mercer Neto

Aluno de Tecnologia em Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná. E-mail: [israelmercer@yahoo.com.br](mailto:israelmercer@yahoo.com.br)

Julio Cesar Klein das Neves

Professor do Cefet-PR – Unidade de Curitiba – e aluno de doutorado em Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. E-mail: [jkneves@cefetpr.br](mailto:jkneves@cefetpr.br)

Giuseppe Pintaúde

Dr. em Engenharia, Professor do Cefet-PR – Unidade de Curitiba. E-mail: [pintaude@cefetpr.br](mailto:pintaude@cefetpr.br)

**Resumo.** O objetivo deste trabalho é apresentar uma montagem experimental capaz de relacionar as variações da força de atrito com as possíveis alterações do regime de lubrificação durante o estudo da fadiga de contato no sistema esfera-plano. O regime de lubrificação pode ser obtido por meio da relação teórica entre espessura do filme lubrificante e a rugosidade combinada das superfícies ( $h_0/\sigma$ ). Os parâmetros que determinam os valores de espessura do filme são controlados em um equipamento que simula uma geometria de contato não-conforme e tem como principal característica um mecanismo capaz de fornecer informações sobre a força de atrito, gerada entre a esfera e o plano. A partir do controle dos parâmetros e das variáveis de processo fornecidas pelo equipamento (e.g. forças normal e tangencial, velocidade e temperatura) pretende-se estabelecer os níveis de influência destas variáveis no regime de lubrificação de oito esferas ( $\phi = 5/16''$ ) de aço AISI 52100 sobre um disco ( $\phi_i = 32\text{ mm}$ ,  $\phi_e = 52\text{ mm}$  e 5,5 mm de espessura) de ferro fundido nodular austemperado.

**Palavras-chave:** força de atrito, fadiga de contato, regimes de lubrificação.

## **1. INTRODUÇÃO**

Um sistema mecânico é normalmente composto por partes que trabalham em contato e sob um determinado carregamento. O resultado deste contato ao longo de um determinado período de tempo é o desgaste, caracterizado por uma remoção de material da superfície. Um modo particular de desgaste é aquele causado pela fadiga de contato, o qual ocorre em componentes submetidos a altas pressões cíclicas de carregamento, tais como engrenagens e rolamentos, sendo que esta é a principal causa de falhas nestes componentes (ASM Handbook, 1992).

Equipamentos têm sido desenvolvidos para estudar os mecanismos do desgaste por fadiga de contato, suas principais características são a geometria de contato não-conforme (e.g esfera sobre plano e disco contra disco), a possibilidade da aplicação de elevadas pressões de contato e simular condições de diferentes regimes de lubrificação. Estes equipamentos são projetados de modo a fornecer condições que mais se aproximem das condições reais dos componentes como engrenagens e rolamentos e assim pode ser estabelecido um valor que represente a resistência ao desgaste de fadiga por contato de rolamento. Existem várias formas de estabelecer a vida sob fadiga de contato de um determinado material, grande parte dos equipamentos que realizam este tipo de ensaio comumente definem a resistência a fadiga de contato como o número de ciclos necessários, sob determinadas condições, para ocorrer o lascamento (spalling) de partículas ou áreas de um determinado tamanho resultantes da perda de material (pitting).

A detecção de falhas características da fadiga de contato, como o spalling e o pitting, é realizada por meio de peneiramento, atração magnética, observações visuais da superfície ou monitorando o nível de ruído e vibração. O propósito deste trabalho é apresentar uma montagem experimental capaz de fornecer a força de atrito resultante do contato de esferas rolando sobre um plano e através desta informação identificar alterações no regime de lubrificação e modificações superficiais do ferro fundido nodular austemperado (ADI) durante o processo de desgaste.

## 2. BASE TEÓRICA

### 2.1. Regime de Lubrificação e Força de Atrito

A principal função de um lubrificante inserido entre superfícies em contato é formar uma camada de baixa resistência ao cisalhamento. Em alguns sistemas lubrificados, o lubrificante não separa completamente as asperezas em contato embora reduza a resistência das junções formadas. Em outros casos, o lubrificante separa completamente as superfícies e junções entre as asperezas não se formam. Assim, na maioria das vezes, o uso de um lubrificante pode reduzir as taxas de desgaste (Hutchings, 1992).

#### 2.1.1. Regime de Lubrificação

A distribuição dos fluidos lubrificantes entre superfícies em contato pode ser dividida em três diferentes regimes de lubrificação, usualmente representados pela curva de Stribeck, que relaciona o coeficiente de atrito ( $\mu$ ) com a separação normalizada entre as superfícies ( $\lambda$ ), ver Fig. (1).

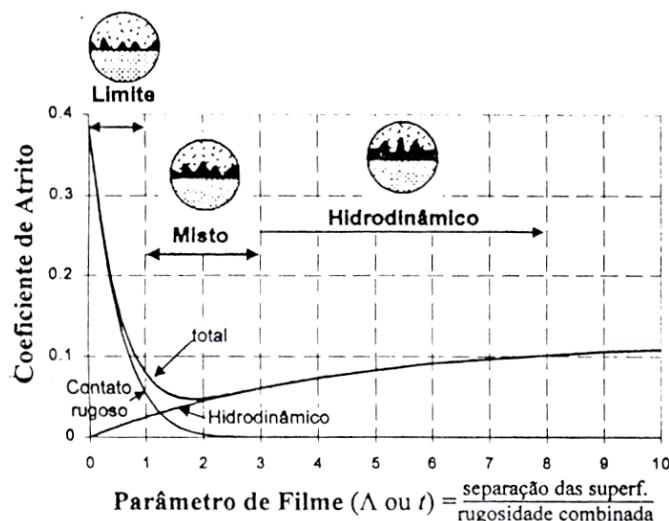


Figura 1. Curva de Stribeck indicando os três regimes de lubrificação (Tomanik et al, 2000).

Na lubrificação hidrodinâmica as superfícies estão separadas por um filme espesso comparado com a altura das asperezas. A pressão hidrostática no filme lubrificante causa uma pequena deformação elástica na superfície que pode ser considerada rígida. No regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico as pressões locais são altas e o filme lubrificante pouco espesso resultando em grandes deformações elásticas que não devem ser negligenciadas. Na lubrificação limite, a espessura do filme de óleo é da ordem da altura das asperezas. Nessas condições o coeficiente de atrito é, em geral, insensível a velocidade, viscosidade ou carga.

O regime de lubrificação depende das condições existentes no contato, o eixo x da curva de Stribeck. Estas condições estão relacionadas através da Eq. (1) pelo fator ( $\lambda$ ).

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma} \quad (1)$$

Onde,  $h_{\min}$  é a espessura mínima de um filme lubrificante em um contato do tipo esfera sobre um plano. A Eq. (2) apresenta as variáveis que determinam o valor de  $h_{\min}$  (Hutchings, 1992).

$$h_{\min} = 1,79r^{0,47}\alpha^{0,49}\eta_0^{0,68}U^{0,68}E^{-0,12}W^{-0,07} \quad (2)$$

Onde,  $E$  é o módulo de elasticidade combinado,  $r$  é o raio da esfera,  $\eta_0$  e  $\alpha$  são constantes para um óleo em particular,  $U$  é a velocidade de deslizamento e  $W$  é a carga normal.

O denominador da Eq. (1)  $\sigma$  é o valor quadrático médio da rugosidade (RMS) das asperezas em contato. O valor de  $\sigma$  pode ser obtido através da Eq. (3).

$$\sigma = \sqrt{(R_{q1})^2 + (R_{q2})^2} \quad (3)$$

Através da Fig. (1) pode ser observado qual o regime de lubrificação é dominante para cada valor de  $\lambda$ . Se ( $\lambda < 1$ ) o contato entre as asperezas será de grande intensidade caracterizando a condição limite. Para um contato menos freqüente entre as asperezas o valor de  $\lambda$  provavelmente estará entre ( $2 < \lambda < 3$ ), nesta situação os danos causados são menos efetivos. Na situação onde ( $\lambda > 3$ ), a predominância é do regime hidrodinâmico e a espessa camada formada entre as superfícies tem grande contribuição para a redução na taxa de perda de material por desgaste.

### 2.1.2. Força de Atrito

A força de atrito pode ser definida como, segundo ASTM Standard G-40-93 (Blau, 1996), “a força tangencial na interface entre dois corpos quando, sob a ação de uma força externa, um corpo está em movimento ou tende a se mover”. Esta resistência empregada ao movimento pode estar relacionada a diversos fatores, porém, a mais conhecida é aquela que estabelece uma relação direta entre a força de atrito ( $F$ ) e a carga normal  $W$  que é conhecida como coeficiente de atrito  $\mu$  definida pela Eq. (4).

$$\mu = F/W \quad (4)$$

Como pode ser observado pela curva de Stribeck, que é uma relação entre o coeficiente de atrito e o parâmetro  $\lambda$ , outras variáveis podem alterar o atrito além da força normal  $W$ . O primeiro parâmetro que pode ser considerado é a área real de contato ( $A_r$ ).

Quando duas superfícies rugosas são colocadas em contato pode ser observado, em escala macro, uma área denominada de área aparente ( $A_a$ ), porém, em escala microscópica irá ocorrer à interação entre as asperezas de cada corpo e a soma destas junções constitui a área real de contato (Rabinowicz, 1965).

A contribuição da  $A_r$  no atrito depende de vários fatores como dureza do material, interação atômica, altura e raio de contato das asperezas. Todos estes fatores citados contribuem para uma modificação no regime de lubrificação o que resulta em uma alteração nas taxas de desgaste.

Outros fatores também importantes relacionados indiretamente ao atrito são o tipo de movimento, rolamento ou deslizamento, e em menor contribuição que este, a temperatura no contato.

Contudo, apenas os fatores apresentados pela curva de Stribeck não representam todas as possíveis variações do atrito em um regime lubrificado. Vários esforços têm sido dedicados a compreensão do atrito em diversas situações. Aparatos experimentais são desenvolvidos a fim de reproduzir em laboratório as condições de operação suficientes para esclarecer a contribuição de cada variável no atrito. Os equipamentos utilizados para medir o atrito são conhecidos como tribômetros.

## 2.2. Equipamentos para o Estudo da Fadiga de Contato

O estudo sobre tais equipamentos foi baseado no trabalho realizado por Spero et al, 1991, que realizou uma revisão sobre os métodos para teste de desgaste abrasivo com o objetivo de conhecer os métodos comuns e criar uma terminologia que possa ser aplicável aos testes abrasivos. O foco da Tab. (1) é abordar informações semelhantes aquelas levantadas por Spero, mas direcionando aos métodos para teste de desgaste por fadiga de contato.

O conhecimento fornecido pelo estudo apresentado na Tab. (1) permite identificar algumas características das configurações apresentadas, por exemplo, o material utilizado como corpo e contra corpo, na grande maioria são aços destinados a fabricação de rolamentos.

O meio interfacial é geralmente lubrificado e ( $\lambda$ ) é o parâmetro utilizado para estabelecer o regime de lubrificação. Ainda em relação ao meio interfacial, a temperatura dos ensaios está em valores que variam desde a ambiente até 90 °C.

Em relação às características do ensaio os valores da pressão de contato ( $P_{Hertz}$ ) estão na faixa de 1 à 7 GPa. A velocidade apresenta grandes variações, atingindo valores de até 50000 rpm.

O item que apresenta a vida sob fadiga do material em estudo nos ensaios apresentados está na forma de número de ciclos até a falha. Neste item podem ser identificados diferentes métodos para estabelecer tal falha. Um instrumento comum em alguns dos equipamentos estudados é o acelerômetro, o qual fornece informações sobre a vibração gerado pelas peças em contato. Outro instrumento é o microfone, que fornece o nível de ruído das partes em contato. A semelhança entre estes é que na grande maioria das vezes identificam alterações sofridas pelo material de ensaio somente em estágios avançados de deterioração.

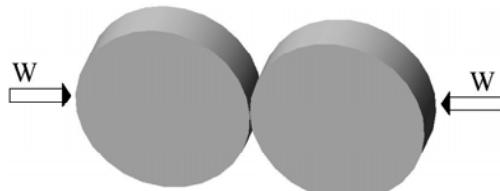
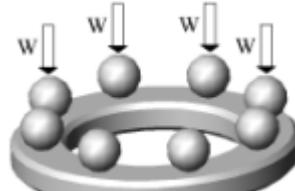
## 3. MONTAGEM EXPERIMENTAL

O equipamento que será utilizado trabalha no sistema esfera contra plano onde oito esferas rolam com baixas taxas de deslizamentos sobre um disco com dimensões mostradas na Fig. (2).

Sistemas mecânicos serão responsáveis pelo controle e medição das variáveis de entrada e saída do ensaio. As principais a serem citadas são:

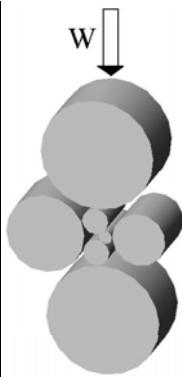
→**força normal:** O sistema mecânico por peso morto possibilita que sejam colocadas massas de até 200 kg. A força normal é dividida para os oito pontos de contato e quando divide-se esta força pela área de contato definida por Hertz, tem-se a  $P_{Hertz}$  que atinge um valor máximo próximo de 2,3 GPa.

Tabela 1. Revisão dos ensaios de desgaste por fadiga de contato.

<b>Configuração</b>	 Disco-contra-disco				 Estera-contra-plano		
	(Tokuda, M. et al, 1982)	(Hatake, 2001)	(Magalhães et al, 2000)	(Telésforo, 2002)	(Hampshire et al, 1982)	(Dommarco, 2003)	(Day, K. L., 1982)
<b>Corpo</b>							
material		ACI	ADI	ADI nitretado a plasma	AISI 52100 - SAE 8720	ADI	AISI M50
dimensões (mm)							
dia ext	53	30	70	152	74,6	52	75,3
dia int					50,8	18	51,7
largura	12	1,5 - 7	7	8,2	6,35	8	5,5
rugosidade (Ra - $\mu\text{m}$ )	0,6		0,3		0,1 - 0,2	0,6 - 0,9	0,2
<b>Contra Corpo</b>							
material		aço alto %p. C (~1%)		AISI 52100	AISI 52100	esfera do rolamento 51107	aço 1% CCr
dimensões (mm)							
dia ext	50	30	70	152	7,9375		7,9
largura	12	7	7	8,2			
rugosidade (Ra - $\mu\text{m}$ )	0,04		0,6		0,1 - 0,2		
<b>Meio Interfacial</b>							
regime de lubrificação ( $\lambda$ )				a seco	2,8 - 5,6	$\lambda < 1$	
tipo do lubrificante	sintético, mineral e graxas		ISO VG 22		óleo mineral	shell tellus 100	óleo sintético EATO 35
temperatura do óleo (°C)	37,8 e 98,9				40		50 - 60
vazão do lubrificante		0,63 ml/s			0,28 l/min	imersão	2 - 3 gotas/min
<b>Características do Ensaio</b>							
pressão de contato (GPa)	2,293	0,968 - 2,6	1,2 - 2,4	1,96 - 2,55	4,17	1,8	4,48
velocidade (rpm)	2000	800	500 - 3000	3500 - 11000	1500	1640	1500
numero de ciclos (vida sob fadiga)	$4,8 \times 10^5$	$10^4 - 10^5$	1,5 mi	aprox. $10^7$	$13,26 \times 10^6$	$8,12 \times 10^6$	$2 - 20 \times 10^6$
pontos em contato	1	1	1	1	16		9
taxa de deslizamento		9,09%	40%	até 8%			

(continuação)

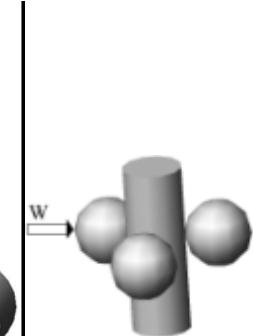
o



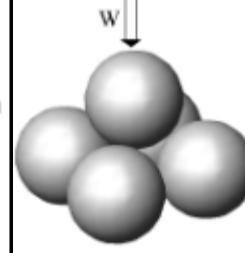
Cilindro-cilindro



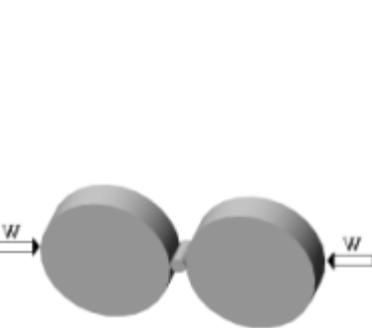
Esferas-contra-cilindro



Esferas-contra-barra



Cinco esferas



Equipamento disco-cilindro-disco

Referência	(Sugiura et al, 1982)	(Ito et al, 1982)	(Glover, D., 1982)	(Zaretsky et al, 1982)	(Bamberger et al, 1982)
<b>Corpo</b>					
material	AISI 52100	AISI 52100	AISI M-50		
dimensões (mm)					
diametro do cilindro	12	12	9,5	12,7	9,525
comprimento	12	22	76,2		76,2
rugosidade (Ra - $\mu\text{m}$ )	0,04				
<b>Contra Corpo</b>			AISI 52100		
material					
dimensões (mm)					
diametro	20		12,7		190
largura	20	19,05			12,7
raio de arredondamento					6,35
rugosidade (Ra - $\mu\text{m}$ )				0,013	
<b>meio interfacial</b>					
regime de lubrificação ( $\lambda$ )					$\lambda = 0,9$
tipo do lubrificante	óleo de turbina mineral 56	óleo de turbina mineral 56	sintético e mineral	sintéticos	MIL - L - 7808
temperatura do óleo ( $^{\circ}\text{C}$ )	70	90		(-184,15) - 1092,15	
vazão do lubrificante					20 gotas/min
<b>Características do Ensaio</b>					
pressão de contato (GPa)	4,41	5,889	5,52	6,9	4,826
velocidade (rpm)	20400 cpm	22677 rpm	3600 rpm	4900	10000 - 50000
numero de ciclos (vida sob fadiga)	$1 \times 10^7$	$5 \times 10^7$	$5,6 \times 10^6$	3	$36 \times 10^6$
pontos em contato	2	2	3	4	2

➔**força de atrito:** A aquisição desta variável é realizada por um sensor conectado a amostra capaz de coletar os sinais oriundos das variações da força de atrito, resultantes do atrito das esferas rolando sobre as amostras planas.

A configuração deste equipamento possibilita realizar ensaios lubrificados ou a seco. Quando lubrificado, as amostras ficam imersas no lubrificante.

Outro parâmetro importante é o acabamento superficial das amostras, que pode ser avaliado com o auxilio de um rugosímetro.

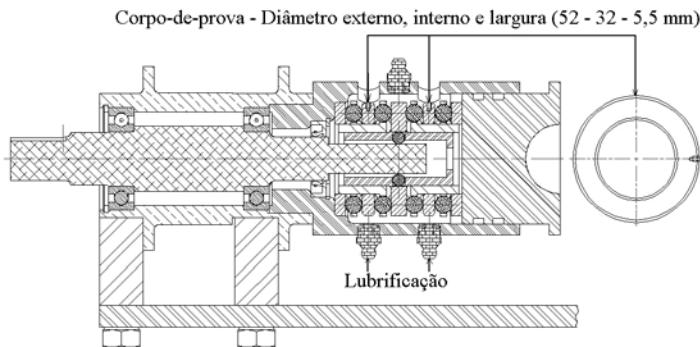


Figura 2. Desenho do equipamento para os testes e dimensões principais dos corpos de prova.

#### 4. RESULTADOS ESPERADOS E DISCUSSÕES

Após a revisão dos métodos para os testes de desgaste por fadiga de contato, partiu-se para o projeto de um equipamento que possa operar em características semelhantes àquelas encontradas na Tab. (1). Segundo o propósito deste artigo, o projeto deste equipamento foi desenvolvido para fornecer informações de alterações na força de atrito, resultante da força normal aplicada sobre oito esferas em contato com o corpo de prova, no formato de um disco (ver Fig. (2)).

A fim de avaliar o projeto, fez-se uso de um aplicativo capaz de realizar uma simulação da cinemática do conjunto. O programa utilizado para estas simulações foi o MSC VisualNastran®. Com o objetivo de verificar os valores da força de atrito, foram estabelecidas condições que possivelmente estarão presentes nos ensaios de desgaste por fadiga de contato.

Para estas simulações foram aplicadas algumas simplificações (e.g corpos considerados como rígidos e tempo para análise de 0,2 s) devido às limitações impostas pelo aplicativo e equipamento onde este foi processado. Cada simulação durou em média 4 horas.

As condições para a simulação foram duas, diferenciadas pelo coeficiente de atrito. A Tab. (2) apresenta as condições e os resultados obtidos.

Tabela 2. Condições e resultados obtidos pela simulação cinemática.

<b>CONDIÇÕES</b>	<b>Força Normal (N)</b>	<b>Rotação no Eixo (rpm)</b>	<b>Coeficiente de Atrito</b>	<b>Média da Força de Atrito (N)</b>
1	2000	2000	0,001	0,172
2	2000	2000	0,002	0,199

Os valores de coeficiente de atrito das simulações foram escolhidos por serem valores esperados em um regime de lubrificação hidrodinâmico, (Blau, 1996).

Conforme os resultados obtidos pela simulação cinemática do sistema mecânico para baixos valores de atrito, será necessário utilizar um sensor que possibilite a aquisição de valores na escala de centésimos de Newton, uma vez que, conforme estes resultados, com a variação de 1 milésimo no coeficiente de atrito resulta numa variação na força de atrito de aproximadamente 0,027 N.

Possivelmente, a utilização de uma montagem de straingauges seja capaz de fornecer a resolução esperada.

As dificuldades previstas para estabelecer as variações do atrito e relacioná-las as alterações no regime de lubrificação deverão ser feitas com alguns cuidados. Deve-se ter em mente a necessidade de um bom sistema para isolamento de vibrações externas e até mesmo para evitar interferências eletromagnéticas originada pelo motor elétrico, que possam interferir na leitura das pequenas forças de atrito. A Tab. (3) apresenta mais algumas considerações que devem ser feitas quando se está projetando um equipamento para aquisição do atrito.

Tabela 3. Alguns fatores importantes no projeto de um equipamento para o atrito [BLAU, 1996]

<b>FATOR</b>	<b>CONSIDERAÇÃO</b>
propósito para o teste de atrito	simulações; pesquisa básica; seleção preliminar para combinação dos materiais
tipo do movimento	pode afetar o valor das medidas de atrito (e.g unidirecional vs recíproco)
geometria de contato macro	conforme; não-conforme; afeta o regime de lubrificação, condições térmicas e distribuição das partículas de desgaste.
carga, velocidade, duração dos testes	fenômeno de amaciamento; processo de transição; simulação do histórico de serviço; mudanças no processo dominante de atrito.
preparação das amostras e limpeza	simulação de uma aplicação; por quanto tempo permanece as condições iniciais da superfície?; ambiente e contaminantes.
meio de lubrificação	vazão dos lubrificantes; como é feita a circulação dos lubrificantes; efeitos térmicos na lubrificação.
repetição dos testes	ensaios não-lubrificados possuem mais variáveis que os lubrificados exigindo maior número de repetições; exigindo qualidade no controle.
precisão exigida	afeta a escolha do sensor para o sistema; método para aquisição dos sinais; como os dados serão tratados estatisticamente.

As considerações pertinentes aos fatores envolvidos no projeto de um tribômetro citadas na Tab. (3) são perfeitamente cabíveis no projeto ao qual é baseado este artigo. Destacam-se fatores como tipo de movimento que podem sofrer alterações no percurso realizado pelas esferas sobre o plano afetando os valores de atrito. Outro fator está relacionado à preparação das amostras, que tem grande contribuição para a interpretação dos resultados, pois, por exemplo, a presença de contaminantes na amostra pode alterar as condições de ensaio modificando os resultados.

A vazão dos lubrificantes é importante no fator meio de lubrificação, portanto, outra consideração que deve ser feita sobre este fator diz respeito à compreensão do comportamento reológico do lubrificante que será utilizado.

O último fator presente na tabela em questão, a precisão exigida, terá grande influência sobre a escolha do sistema para aquisição dos sinais. Será fundamental que este sistema possa filtrar os sinais, eliminando possíveis ruídos gerados por fontes externas, como, por exemplo, o motor elétrico que movimenta o equipamento.

## 5. CONCLUSÕES

O projeto de um equipamento destinado ao estudo do desgaste por fadiga de contato exige que uma série de considerações seja feita, como por exemplo, a precisão nos processos de fabricação dos

componentes para atender as especificações de tolerâncias, geométrica e dimensional, que são fundamentais para um melhor desempenho do equipamento.

A carência na padronização dos ensaios de desgaste por fadiga de contato motivou a pesquisa por trabalhos experimentais realizados nesta área e como resultado montou-se uma tabela (Tab. (1)) com as diferentes configurações de máquinas e suas principais características de maneira que possam ser utilizadas como referência para futuros trabalhos.

Finalmente, a construção do equipamento proposto permitirá o estudo do comportamento do atrito em função de parâmetros como velocidade, carga e tipo de lubrificante, constituindo-se em mais uma alternativa para acompanhar a evolução do desgaste na superfície de materiais submetidos à fadiga de contato.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro e à WEG S.A. pela doação do motor elétrico e inversor de freqüência.

## 7. REFERÊNCIAS

- ASM, 1992, "ASM Handbook: Friction, Lubrication and Wear Technology".
- Bamberger, E. N. and Clark, J. C., 1982, "Development and Application of the Rolling Contact Fatigue Test Rig," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 85-106.
- Blau, P. J, 1996, "Friction Science and Technology", Ed. Marcel Dekker, New York, 399 p.
- Day, K. L., 1982, "Unisteel Testing of Aircraft Engine Bearing Steels," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 67-84.
- Dommarco, R. C., Salvande, J. D., 2003, "Contact Fatigue Resistance of Austempered and Partially Chilled Ductile Irons", *Wear*, Vol. 254, pp. 230-236.
- Glover, Douglas, 1982, "A Ball-rod Rolling Contact Fatigue Tester," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 107-124.
- Hatake, M., Shiota, T., Takahashi, N. and Shimizu, K., 2001, "Influences of Graphite Shapes on Wear Characteristics of Austempered Cast Iron", *Wear*, Vol. 251, pp. 885-889.
- Hampshire, J. M., Nash, J. V. and Hollox, G. E., 1982, "Materials Evaluation by Flat Washer Testing," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 46-66.
- Hutchings, I. M., 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", Ed. Butterworth – Heinemann, Cambridge, 273 p.
- Ito, S., Tsushima, N., Muro, H., 1982, "Accelerated Rolling Contact Fatigue Test by a Cylinder-to-Ball Rig," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 125-135.
- Magalhães, L., Seabra, J. and Sá, C., 2000, "Experimental Observations of Contact Fatigue Crack Mechanisms for Austempered Ductile Iron (ADI) discs", *Wear*, Vol. 246, pp. 134-148.
- Rabinowicz, E., 1965, "Friction and Wear of Material", Ed. John Willey and Sons, Cambridge, United States of America, 244 p.
- Sugiura, I., Ito, S., Tsushima, N., and Muro, H., 1982, "Investigation of Optimum Crowning in a Line Contact Cylinder-to-Cylinder Rolling Contact Fatigue Test Rig," *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels*, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 136-149.

- Spero, C., Hargreaves, D.I., Kirkcaldie, R.K. and Flitt, H. J., 1991, "Review of test methods for abrasive wear in ore grinding", Wear, Vol. 146, pp. 389-408.
- Telesforo, J.N.M., 2001, "Fadiga de Contato de Discos Metálicos Não-Conformes Submetidos a Ensaios a Seco de Rolamento Cíclico", Tese de Doutorado, USP, São Paulo, Brasil, Vol. 1.
- Tokuda, M., Nagafuchi, M., Tsushima, N., and Muro, H., 1982, "Observations of the Peeling Mode of Failure and Surface-Originated Flaking from a Ring-to-Ring Rolling Contact Fatigue Test Rig," Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 150-165.
- Tomanik, E. e Cofap, M., 2000, "Cálculo de situações críticas de lubrificação em superfícies deslizantes", In: Desafios, Expectativas e Experiências na Produção e Utilização de Lubrificantes: Uma Abrodagem Cooperativa, I Worshop, São Paulo. **Anais**. São Paulo: Escola Politécnica da USP, pp. 8-17.
- Zaretsky, E. V., Parker, R. J. e Anderson, W. J., 1982, "NASA Five -Ball Fatigue Tester – Over 20 Years of Research," Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771, J. J. C. Hoo, Ed., American Society for Testing and Materials, pp. 5-45.

## **8. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

## **DESCRIPTION OF A TEST METHOD FOR CONTROL OF THE FRICTION FORCE IN A NON-CONFORMING CONTACT LUBRICATED**

Mario Vitor Leite

Graduate Student of a Materials and Mechanical Engineering – PPGEM – Cefet-PR. E-mail:  
mvl@ppgem.cefetpr.br

Israel Mercer Neto

Undergraduate Student of a Mechanical Technology – Cefet-PR. E-mail: israelmercer@yahoo.com.br

Julio Cesar Klein das Neves

Professor of Cefet-PR, Curitiba branch, and graduate student of Mechanical Engineering – Escola Politécnica - Universidade de São Paulo. E-mail: jkneves@cefetpr.br

Giuseppe Pintaúde

Professor of Cefet-PR. E-mail: pintaude@cefetpr.br

**Abstract.** The objective of this work is to present an experimental assembly capable to relate the variations of the friction force with the possible alterations of the regime of lubrication during the study of the contact fatigue in the system sphere-plan. The regimen of lubrication can be gotten by means of the theoretical relation between lubricant film thickness and the agreed roughness of the two surfaces ( $h_0/\sigma$ ). The parameters that determine the values of film thickness are controlled in an equipment that simulates a non-conforming contact geometry and has as main characteristic a mechanism capable to supply to information on the friction force, generated between the sphere and the plan. From the control of the parameters and the variable of process supplied by the equipment (e.g. normal force and force tangential, speed and temperature) it is intended to establish the levels of influence of these variable in the regime of lubrication of eight spheres ( $\phi = 5/16"$ ) of steel AISI 52100 on a disc ( $\phi_i = 32$  mm,  $\phi_e = 52$  mm and 5,5mm of thickness) of austempered ductile iron.

**Keywords.** Friction force, contact fatigue, regime of lubrication.