



CORRELAÇÃO ENTRE A FORÇA DE ATRITO OBTIDA ATRAVÉS DE ANÁLISE DE SINAIS NÃO LINEAR E O DESGASTE EM UM TRIBÔMETRO DO TIPO ALTERNATIVO

Francisco Paulo Lépure Neto

Núcleo de Projetos e Sistemas Mecânicos
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brasil
38400-902
fplepure@mecanica.ufu.br

José Daniel Biasoli de Mello

Núcleo de Tribologia e Materiais
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brasil
38400-902
ltm-demello@ufu.br

Marcelo Braga dos Santos

Núcleo de Projetos e Sistemas Mecânicos
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brasil
38400-902
mbsantos@mecanica.ufu.br

Resumo: Neste trabalho são correlacionadas as grandezas físicas obtidas pela instrumentação de um tribômetro de movimento alternativo com algumas características do desgaste dos corpos de prova ensaiados e define-se uma metodologia para a obtenção destas variáveis que seja independente do comportamento dinâmico da instrumentação e do tribômetro. Para obtenção dos sinais necessários para o cálculo e obtenção da força de atrito nos ensaios o tribômetro foi instrumentado com um acelerômetro piezelétrico, um sensor de velocidade a laser, uma célula de carga piezoresistiva, uma célula de carga piezelétrica, um medidor de potencial de contato e um sensor de pressão sonora. Os dados de força e velocidade obtidos são tratados a partir de um modelo de análise não linear capaz de separar nos sinais de força as parcelas provenientes da resposta dinâmica da estrutura do tribômetro da força de atrito na interface entre o corpo e o contra corpo ensaiados. Ensaios são conduzidos utilizando um contra corpo esférico de aço AISI 52100 e corpos de prova de ferro fundido cinzento e alumínio anodizado. Através dos resultados obtidos é mostrada a sensibilidade dos sinais a mudanças de comportamento do contato como aumento da ocorrência de adesões entre as superfícies e rompimento da camada de alumina.

Palavras-chave análise de sinais não linear, tribômetro alternativo e desgaste.

1. INTRODUÇÃO

Recentemente os sinais de vibração, de emissão acústica e das forças que atuam no contato têm sido utilizados como fonte de dados para o monitoramento das condições de operação de máquinas e de equipamentos de fabricação mecânica. Tais sinais também são utilizados para se acompanhar ensaios tribológicos em laboratórios de pesquisa.

No entanto poucos trabalhos são apresentados na literatura, estes se concentram em apenas qualificar a severidade do desgaste, quando se pretende caracterizar o fenômeno de desgaste com as variáveis instrumentadas não há preocupação com o valor real das grandezas físicas. A principal razão para isto se dá devido ao fato de a grande maioria das grandezas físicas relacionadas ao desgaste serem obtidas nos ensaios por medidas indiretas como a força de atrito que é obtida através da força de reação da estrutura ao atrito entre dois corpos.

Para a caracterização do desgaste através de sinais de força, vibração e acústica torna-se necessário então o desenvolvimento de um tratamento prévio destes sinais de forma a se obter os valores reais das grandezas físicas que se pretende medir. Isto é, deve-se remover dos sinais obtidos a influência da dinâmica da estrutura de ensaios e da cadeia de instrumentação a fim de se obter uma estimativa real das grandezas relacionadas ao desgaste como a força de atrito.

Neste trabalho são correlacionadas as grandezas físicas obtidas pela instrumentação de um tribômetro de movimento alternativo com algumas características do desgaste dos corpos de prova ensaiados e define-se uma metodologia para a obtenção destas variáveis que seja independente do comportamento dinâmico da instrumentação e do tribômetro.

Pretende-se, portanto obter dados que permitam acompanhar durante os ensaios, ou após, fenômenos que ocorrem na interface entre os corpos de prova.

2. FUNDAMENTOS DE ANÁLISE DE SINAIS NÃO LINEAR

Para a grande maioria dos problemas encontrados na análise de sistemas mecânicos podem-se obter resultados precisos a partir da hipótese inicial de que tais sistemas possuem um comportamento linear. Em alguns sistemas são encontradas características não lineares como grandes deslocamentos angulares, grandes deformações e forças externas de características não lineares. Dentre estes sistemas podemos destacar aqueles em que temos a força de atrito como fonte de excitação de um sistema vibratório linear. As máquinas de ensaios de desgaste como pino sobre disco, máquinas de movimento alternativo e abrasômetros são exemplos de máquinas, com comportamento dinâmico linear, excitadas pela força de atrito de comportamento não linear.

Desta forma as máquinas utilizadas para ensaios tribológicos podem ser tratadas como um sistema linear, com parâmetros físicos constantes, precedido por uma função não linear do deslocamento e da velocidade representante da força de atrito entre os corpos de prova. Tal representação é válida desde que é possível obter a resposta do sistema linear a força de excitação não linear em cada instante de tempo. (Bendat, 1998)

Tais sistemas podem ser representados pela figura seguinte:

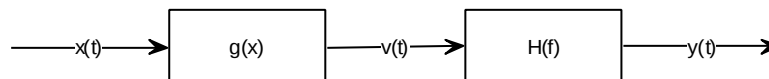


Figura 1: Diagrama de bloco para um sistema linear precedido por uma função não linear.

Deve-se notar que não é necessário nenhum tratamento especial para o estudo de um sistema onde são conhecidos ao menos dois dos três parâmetros $A(f)$, $v(t)$ e $y(t)$. Para tal situação as técnicas de análise de sinais aplicadas a sistemas lineares são suficientes para obtenção do terceiro parâmetro não conhecido. No entanto quando não se conhece a priori o parâmetro $v(t)$ faz-se necessário o uso da análise de sinais não linear. Deve-se notar que uma máquina para ensaios de desgaste se caracteriza como o diagrama apresentado na figura 1 onde se pode obter, por exemplo, grandezas físicas como deslocamento e velocidade dos corpos de prova e ainda a reação da estrutura de suporte destes corpos ao atrito entre eles, porém não se pode obter diretamente a força de atrito representado pelo parâmetro $v(t)$ na figura 1.

Para a resolução de sistemas não lineares como aquele apresentado na figura 1 pode-se partir da hipótese apresentada na figura seguinte:

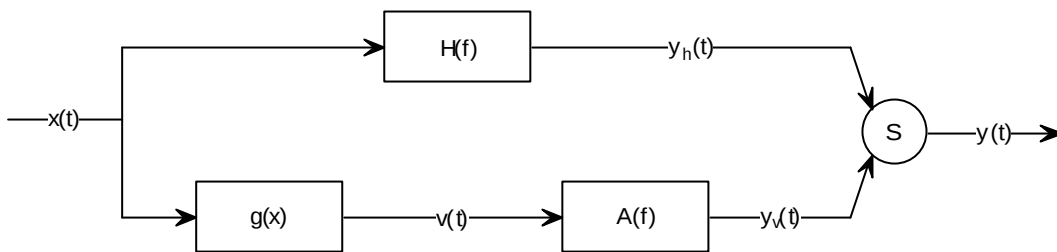


Figura 2: Diagrama de bloco para resolução de sistemas não lineares com entradas correlacionadas.

onde assume-se que a entrada $x(t)$ é alterada por uma função linear $H(f)$ para produzir a parcela linear $y_h(t)$ da saída e por uma função não linear $g(x)$ que produz uma saída $v(t)$ que por sua vez é alterada por uma segunda função linear $A(f)$ para produzir a parcela não linear, $y_v(t)$, da saída $y(t)$. Este modelo de solução assume que ambas as parcelas, linear e não linear, possuem efeito aditivo. (Bendat, 1998)

Devemos salientar que não existe nenhuma restrição para que as entradas $x(t)$ e $v(t)$ sejam correlacionadas entre si, isto é, que exista algum tipo de dependência linear entre estas variáveis. Pode-se realizar a análise através do sistema descrito na figura seguinte onde as entradas dos sistemas lineares $H_o(f)$ e $A(f)$ são obrigatoriamente não correlacionadas:

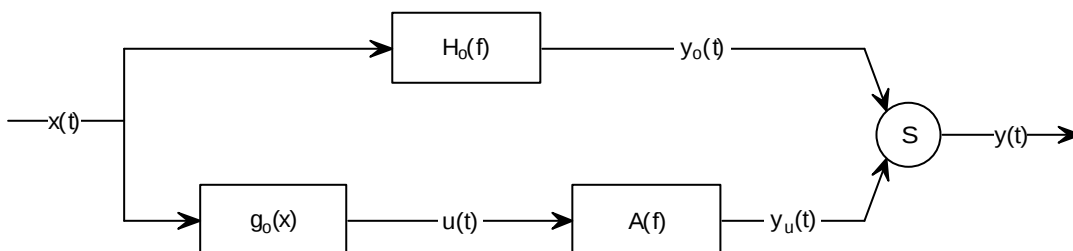


Figura 3: Diagrama de bloco para resolução de sistemas não lineares com entradas não correlacionadas.

as funções $H_o(f)$ e $A(f)$ são chamadas de funções transferência ótimas pois são obtidas a partir de sinais de entrada que maximizam a função de correlação entre a entrada e a saída dos sistemas lineares.

As equações que definem as relações entre cada parâmetro das figuras 2 à 3 são mostradas a seguir:

$$\begin{aligned}
L_{xy} &= \frac{S_{xy}}{S_{xx}} & S_{uy} &= S_{vy} - L_{xy} * S_{xy} & H_o &= \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \\
S_{y_o y_o} &= |H_o|^2 * S_{xx} & S_{uu} &= S_{vv} * (1 - g_{xy}) & A &= \frac{S_{uy}}{S_{uu}} \\
H &= H_o - \left(\frac{S_{xy}}{S_{xx}} \right) * A & S_{y_b y_b} &= |H|^2 * S_{xx} & S_{y_u y_u} &= |A|^2 * S_{uu} \\
S_{y_v y_v} &= |A|^2 * S_{vv}
\end{aligned} \tag{1}$$

A formulação apresentada permite a resolução de dois tipos de problemas não lineares:

- Problema da obtenção da resposta $y(t)$ – neste problema são conhecidas a priori as funções lineares $H(f)$ e $A(f)$, com a função não linear $g(x)$ e com a entrada medida $x(t)$ pode-se obter a parcela não linear, a parcela linear e o valor total da saída $y(t)$;
- Problema de identificação do sistema – a partir da entrada $x(t)$ e da saída $y(t)$ assumindo que $v(t)$ pode ser calculado a partir de $x(t)$, deseja calcular as funções lineares de transferência $H_o(f)$ e $A(f)$, além da separação das parcelas linear e não linear de $y(t)$.

3. MODELO NÃO LINEAR PARA A FORÇA DE ATRITO

Diversos modelos para o cálculo e obtenção da força de atrito em simulações numéricas têm sido propostos ultimamente. Tais modelos visam representar principalmente os efeitos de adere e desliza, a força de atrito viscoso em sistemas com lubrificação e ainda evitar o problema de derivadas descontínuas na transição entre o movimento de adere e desliza. Adicionalmente os modelos são capazes de representar o efeito de histerese da força de atrito em função da velocidade. (Pontes Jr, 2003)

Neste sentido a primeira formulação para o atrito entre duas superfícies foi proposta por Leonardo da Vinci, que observou haver uma independência da força de atrito com a área de contato e uma dependência direta da força de atrito com a força normal entre as superfícies. Posteriormente, em 1781, Coloumb propôs uma formulação em que existe um limite máximo para força de atrito entre duas superfícies na iminência de movimento relativo e um valor constante para a força de atrito entre duas superfícies em movimento menor que o limite estático. (McMillan, 1997)

O modelo para a força de atrito utilizado neste trabalho representa os efeitos de aderência, de deslizamento e de histerese do atrito. Tal modelo representa os movimentos entre as superfícies conforme a figura seguinte:

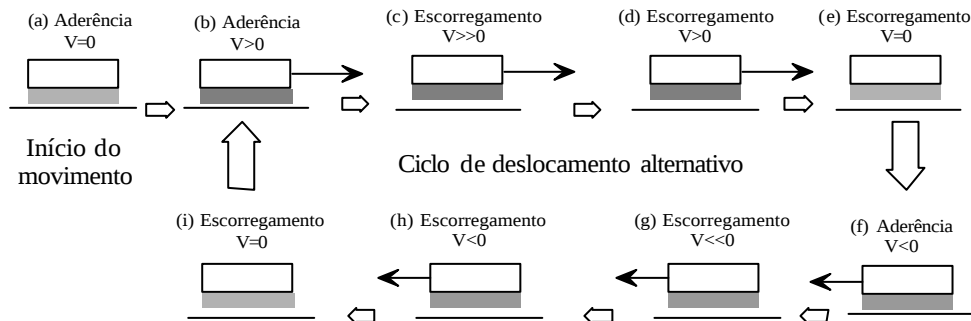


Figura 4: Diagrama esquemático dos movimentos de aderência e deslizamento entre duas superfícies sem lubrificação.

Um exemplo do comportamento da força de atrito é mostrado na figura 5, onde são destacados os estágios (b) e (f) da figura 4.

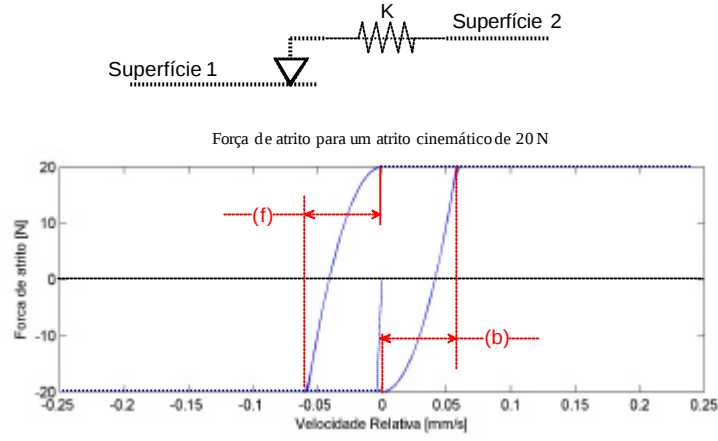


Figura 5: Modelo para força de atrito entre duas superfícies sem lubrificação.

sendo que a força de atrito entre as superfícies respeita a seguinte formulação:

a) $V_{rel}=0$ no início do movimento:

$$F_a = 0$$

b) $V_{rel} \neq 0$ imediatamente após o início do movimento:

$$F_a = K * \Delta s_{rel}$$

c) $V_{rel} \neq 0$ e $|F_a| > |F_{a_cinemático}|$:

$$F_a = \text{sgn}(V_{rel}) * F_{a_cinemático}$$

d) $V_{rel} = 0$ após estar escorregando e $F_a < F_{a_cinemático}$:

$$F_a = K * \left(\Delta s_{rel} - \text{sgn}(V_{rel}) \frac{|F_{a_cinemático}|}{K} \right)$$

(2)

Devemos notar que o modelo representa a histerese da força de atrito quando comparada com a velocidade relativa entre as superfícies, situação de transição da posição “e” para a posição “f” e da posição “i” para a posição “b” na figura 4, através da equação 2d. A determinação da rigidez K na figura 5 deve ser feita tomando-se em conta os valores do módulo de elasticidade transversal dos materiais em contato sendo pouco afetada pela rugosidade das superfícies em contato e pode ser obtida por: (Johnson, 1985)

$$K^{-1} = \frac{1}{8} * \left(\frac{1-u_1}{G_1} - \frac{1-u_2}{G_2} \right) \quad (3)$$

onde o fator u é o coeficiente de Poisson dos materiais.

4. MODELO DINÂMICO DO TRIBÔMETRO PLINT

O modelo dinâmico do tribômetro a ser utilizado neste trabalho constitui-se por ser um modelo inverso. Isto é, neste modelo temos como entrada deslocamento e saída força. Faz-se necessário o uso de um modelo inverso desde que se deseja obter de um sinal de força medido em relação a um referencial inercial a parcela devida ao movimento da estrutura à excitações passadas e a parcela devida à força de atrito.

Um diagrama simplificado deste modelo é apresentado a seguir junto com a cadeia de instrumentação utilizada:

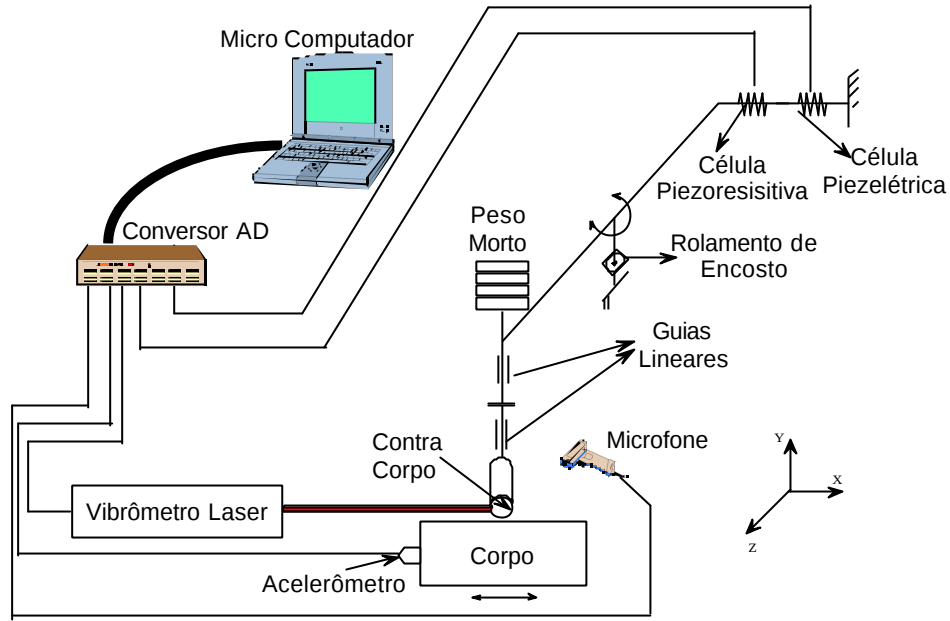


Figura 6: Diagrama esquemático da dinâmica do tribômetro.

deve-se notar que na cadeia de instrumentação não há uma célula de carga disponível para se medir a força normal entre as superfícies, isto é devido a característica construtiva do tribômetro. A ausência desta célula de carga traz como principal desvantagem a impossibilidade de se calcular o coeficiente de atrito pois não se considera os efeitos dinâmicos da carga normal ao longo do ensaio na ausência da célula de carga citada.

Pode-se então a partir da figura 6 definir a equação do movimento como se segue:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} + [a]*g(x) = \{F\} \quad (4)$$

onde $[m]$, $[c]$, $[k]$ e $[a]$ são parâmetros lineares do sistema vibratório. Os vetores $\{x\}$ e $\{F\}$ são respectivamente o deslocamento do contra-corpo e o vetor de força de medida pelas células de carga piezelétrica e piezoresistiva e $g(x)$ a função não linear que representa o atrito. Reorganizando a equação 4 para que se possa obter uma representação adequada ao método de análise proposto nas figuras 2 e 3, têm-se:

$$\begin{aligned} [m]\{\ddot{x}\} + [c]'\{\dot{x}\} + [k]'\{x\} + [a]*\{g(x)\} &= \{F\} \\ \{F\} &= -c_1\{\dot{x}_1\} - k_1\{x_1\} \end{aligned} \quad (5)$$

os termos $c_1\{\dot{x}_1\}$ e $k_1\{x_1\}$ são correspondentes a força medida pelas células de carga piezelétrica e/ou piezoresistiva. Para que o equacionamento mantenha a validade existirá nas matrizes $[c]'$ e $[k]'$ uma posição na diagonal principal de onde serão subtraídos os valores de c_1 e k_1 . Tal posição corresponde ao grau de liberdade associado as constantes de rigidez e amortecimento k_1 e c_1 . Os vetores de deslocamento e velocidade possuem valores não nulos apenas na posição correspondente ao grau de liberdade referido.

Desta forma escreve-se o modelo direto no domínio da frequência como:

$$\{X(f)\} = [H(f)]^{-1} * \{F(f)\} + [A]\{G(f)\} \quad (6)$$

onde $\{G(f)\}$ é a transformada de Fourier dos resultados da função $g(x)$. O modelo inverso é escrito como:

$$\{F(f)\} = [H(f)] * \{X(f)\} + [A]\{G(f)\} \quad (7)$$

tal representação somente é possível, como dito anteriormente, pela hipótese de que as parcelas lineares e não lineares possuem a propriedade aditiva. (Bendat, 1998)

Desta forma podemos correlacionar as variáveis e as funções do diagrama de bloco da figura 3 com as grandezas instrumentadas e o modelo de atrito como se segue:

y_o – Parcela da força medida não devida ao atrito entre o corpo e o contra corpo;

y_u – parcela da força medida devida somente ao atrito ente o corpo e o contra-corpo;

$Sy_o y_o$ – espectro de potência da parcela de força medida não devida ao atrito entre o corpo e o contra corpo;

$Sy_u y_u$ – espectro de potência da força de atrito estimada pela análise de sinais não linear sem a influência do comportamento dinâmico do tribômetro;

$g(x)$ – função não linear representante do atrito entre o corpo e contra-corpo, função definida na equação 2.

$H_o(f)$ – função transferência do tribômetro para uma entrada de deslocamento no contra-corpo e saída a força medida nas células de carga.

5. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

Foram realizados ensaios em duas condições distintas:

- (a) Corpo de ferro fundido, contra-corpo esférico de aço AISI 52100 com 5 mm de diâmetro, carga normal de 0.9 kgf, amplitude deslocamento 6mm pico à pico, frequência de deslocamento 2 Hz e tempo de duração do ensaio 2 horas.
- (b) Corpo de alumínio anodizado, contra-corpo esférico de aço AISI 52100 com 10 mm de diâmetro, carga normal de 6 kgf, amplitude deslocamento 6mm pico à pico, frequência de deslocamento 2 Hz e tempo de duração do ensaio 2 horas.

Os sinais foram adquiridos em blocos de 32768 pontos a uma taxa de amostragem de 10 kHz. Os estimadores das funções autocorrelação, correlação cruzada e funções transferência enumeradas na Figura 2 e na Figura 3 foram obtidas a partir da média de 10 blocos amostrados. A fim de compatibilizar o tempo de aquisição e a memória requerida para se armazenar os dados com o tempo de duração do ensaio o sistema de aquisição foi ajustado para esperar 30 segundos a cada 10 blocos de amostras adquiridos.

Na figura seguinte é mostrado o espectro da função $Sy_u y_u$, correspondente à força de atrito estimada via análise de sinais não linear para o ensaio (a). Nesta figura a escala de cores corresponde ao logaritmo da função $Sy_u y_u$, o eixo das ordenadas ao tempo de ensaio e das abscissas à frequência do espectro.

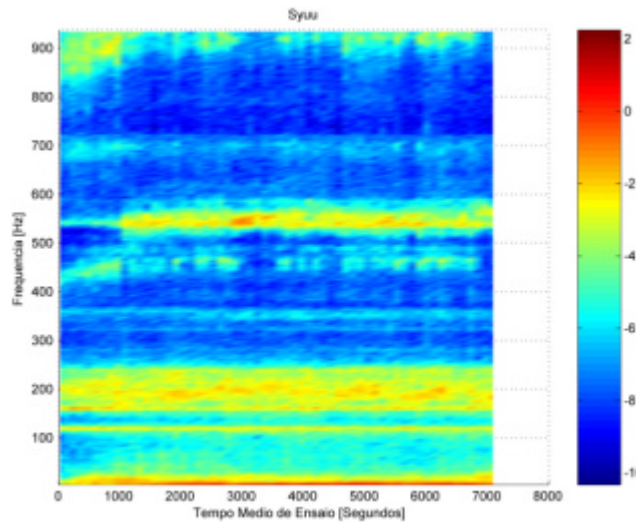


Figura 7: Função $Sy_u y_u$, força de atrito estimada.

Nota-se na 0 na banda de 400 à 600 Hz uma mudança significativa do comportamento da força de atrito. Esta mudança pode ser atribuída ao aumento da aderência entre o corpo e o contra corpo. Isto é, desde que o sistema dinâmico do tribômetro possui parâmetros físicos constantes uma mudança na frequência da força de atrito somente pode ser atribuída a uma mudança no contato entre os corpos. Esta mudança é exatamente a associação em paralelo da rigidez k do modelo da força de atrito as constantes de rigidez do sistema dinâmico do tribômetro.

Este comportamento pode ser visto também na figura 8, onde o valor da força de atrito foi normalizado em 1.

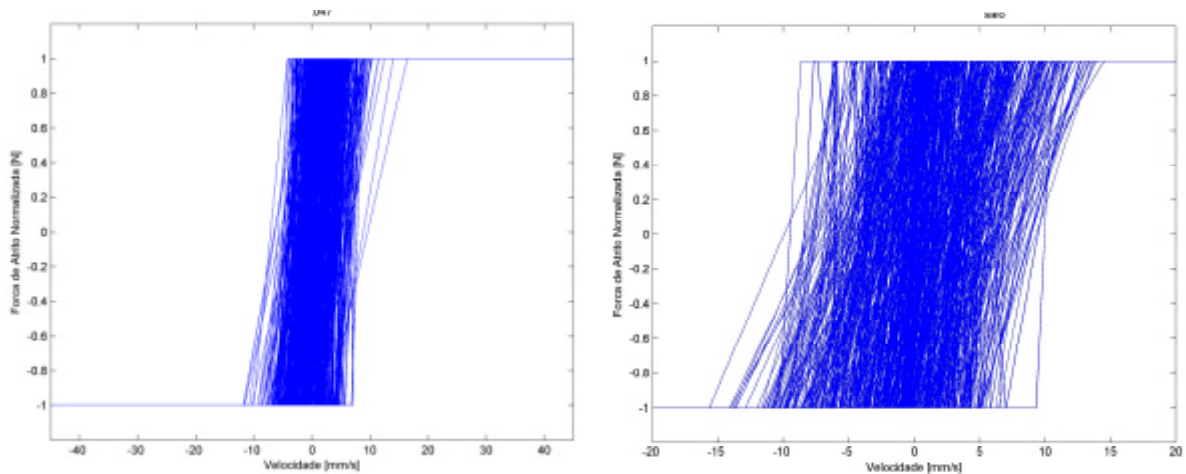


Figura 8: Força de atrito estimada em função da velocidade relativa entre os corpos com 680 e 1741 segundos de ensaio.

Verifica-se na 0 um aumento da faixa de velocidade em que assume-se que os corpos estão aderidos quando analisamos uma amostra adquirida antes de 1000 segundos de ensaio em relação a uma amostra adquirida após 1000 segundos de ensaio. Ao analisarmos estes gráficos junto com a formulação para a força de atrito notamos que tal fenômeno somente pode ser atribuído ao aumento da aderência pois para que $F_a < F_{cinematico}$ na equação “2d” obrigatoriamente teremos que ter uma diminuição de Δs_{rel} indicando a ocorrência de aderência entre as superfícies.

Na figura seguinte temos o resultado obtido para a função $Sy_u y_u$ nas condições do ensaio (b):

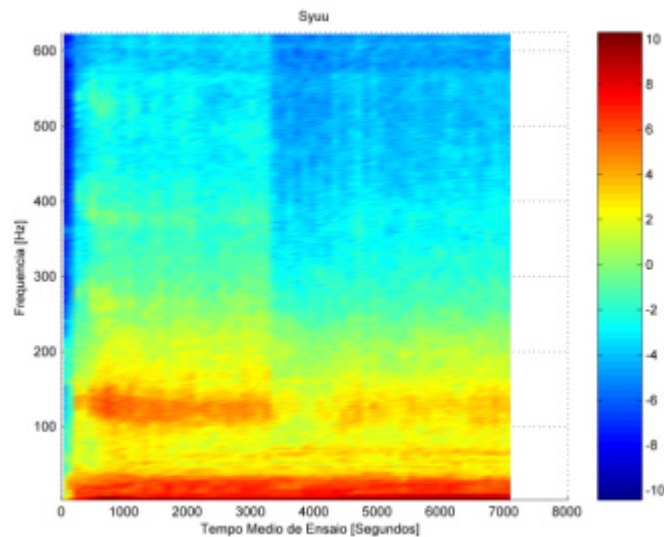


Figura 9: Função $Syuy_u$, força de atrito estimada para o ensaio (b).

Novamente uma diferença significativa é notada no comportamento da força de atrito com uma atenuação das amplitudes em frequências superiores a 100 Hz após 3200 segundos de ensaio. Tal variação no comportamento é decorrente do rompimento da camada de alumina do corpo de prova de alumínio anodizado provocando uma mudança significativa no coeficiente de atrito.

Nas figuras seguintes são apresentados os gráficos de energia RMS, ou valor eficaz, da força de atrito em bandas de frequência específicas. Nestes gráficos nota-se que em baixas frequências os fenômenos descritos não são percebidos, explicando o porque de muitas vezes em máquinas de ensaio instrumentadas somente com células piezoresistivas, que operam em frequências inferiores a 100 Hz, não é possível verificar tais fenômenos.

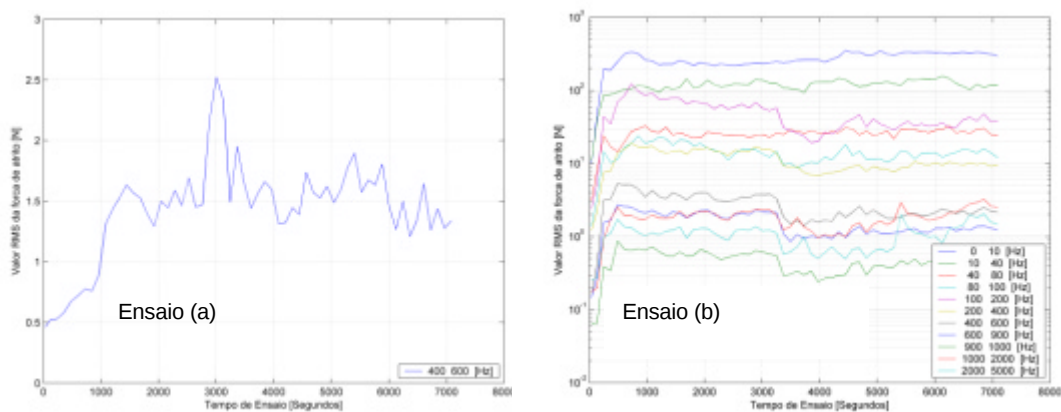


Figura 10: Nível RMS da força de atrito na banda de 400 à 600 Hz para o ensaio (a) e ensaio (b).

Atribui-se a dificuldade em se obter informações representativas dos fenômenos tribológicos citados na força diretamente medida pela célula de carga ao fato desta força não ser a força de atrito real. Tal força se caracteriza por ser uma resposta modulada pelo sistema dinâmico do tribômetro à força de atrito com bandas de frequência amplificadas e outras atenuadas, portando ou não informações a respeito dos fenômenos devido ao atrito.

6. CONCLUSÕES

Foi apresentado neste trabalho um método que aplica análise de sinais não linear para obter da resposta de um sistema vibratório a uma excitação não linear para se obter as parcelas não linear e linear da resposta. Este método se mostrou sensível a variações do comportamento da força de atrito, imune as modulações provocadas pela função resposta em frequência do sistema vibratório e capaz de separar a parcela não linear da parcela linear na força obtida pelas células de carga.

O uso do modelo matemático proposto para força de atrito mostrou-se adequado para a família de ensaios realizados. Isto pode ser notado principalmente no ensaio com a amostra de ferro fundido através do espectro de potência da força de atrito estimada e no gráfico da força de atrito pela velocidade relativa, mudanças estas coerentes fisicamente. Pois a associação em paralelo da rigidez do modelo de atrito às constantes de rigidez do tribômetro provocou um aumento em uma das frequências do sinal da força de atrito como era de se esperar.

Sugere-se o estudo de outros pares de materiais a serem ensaiados a fim de se generalizar o uso do método proposto. Adicionalmente novos ensaios serão conduzidos nas mesmas condições, porém com tempo de ensaio escalonado para que seja possível confirmar as mudanças notadas na força de atrito com observações das superfícies dos corpos de prova.

7. BIBLIOGRAFIA

- Bendat, J. S., 1998, "Nonlinear Systems Techniques and Applications", John Wiley and Sons, New York, USA.
- Johnson, K. L., 1985, "Contact Mechanics", Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Pontes Junior, B. R., 2003, "DINÂMICA E CONTROLE DE SISTEMAS NÃO LINEARES COM INTERAÇÃO AUTO-EXCITADORA, SUJEITOS À FONTES DE ENERGIA DO TIPO IDEAL E NÃO IDEAL", Tese de doutorado apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, Sp, Brasil.
- McMillan, A. J., 1997, "A NON-LINEAR MODEL FOR SELF-EXCITED VIBRATIONS", Journal of Sound and Vibration, Vol. 205-3, pp. 323-335, Academic Press, England.

CORRELATION BETWEEN THE FRICTION FORCE OBTAINED BY NON-LINEAR SIGNAL ANALYSIS AND WEAR IN AN RECIPROCATING TRIBOMETER

Francisco Paulo Lépore Neto

Núcleo de Projetos e Sistemas Mecânicos
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brazil
38400-902
flepore@mecanica.ufu.br

José Daniel Biasoli de Mello

Núcleo de Tribologia e Materiais
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brazil
38400-902
ltm-demello@ufu.br

Marcelo Braga dos Santos

Núcleo de Projetos e Sistemas Mecânicos
Faculdade de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila – Campus Santa Mônica – Bloco 1M
Uberlândia – MG – Brazil
38400-902
mbsantos@mecanica.ufu.br

Abstract: *This paper presents the analysis of the correlation between physical variables, measured by an instrumentation chain on a reciprocating tribometer, and the wear conditions of the contact region of a sphere and a prismatic test body. Non-linear signal analysis techniques are applied to obtain the physical variables related to wear, independently from the dynamics of the tribometer machine. The global output force is simultaneously measured by one piezoresistive and one piezoelectric load cells, the sphere and prismatic body vibrations are measured by accelerometers and a laser Doppler vibrometer. A microphone measures the generated sound level pressure and a resistive network determines the contact electric potential. All signals are digitalized with the same time base and the data is transferred to a microcomputer. The non-linear signal analysis technique uses this data to identify the friction force. Experimental tests were conducted using a spherical AISI 52100 steel counter body and two different bodies: cast iron and anodized aluminum. The obtained results shown that the friction forces can be used to identify the stick-slip phenomena and the occurrence of the brake of the alumna layer.*

Keywords: *Non-linear signal analysis, reciprocating tribometer and wear.*