

MODELIZAÇÃO DO CONTACTO LINEAR RUGOSO EM LUBRIFICAÇÃO MISTA

Campos, A.¹; Sottomayor, A.¹; Castro, J.¹; Seabra, J.²

¹Assistente do 2º Triénio, Departamento de Engenharia Mecânica, ISEP

²Professor Associado, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, FEUP



RESUMO

Este trabalho apresenta um modelo numérico de simulação de contactos lineares rugosos em regime de lubrificação mista. Com base num campo de pressões obtido a partir de um modelo simplificado de contacto EHD rugoso em filme completo e num campo de pressões em contacto seco, obtém-se, através de uma função de repartição de carga, o campo de pressões EHD em regime misto. A função de repartição de carga é baseada em curvas de probabilidade de avaria para engrenagens lubrificadas, que dependem da espessura específica do filme lubrificante e da velocidade tangencial. O campo de pressões EHD em regime misto permite calcular a correspondente geometria deformada do contacto e, posteriormente, as tensões de corte no lubrificante, as temperaturas do lubrificante e das superfícies em contacto e o coeficiente de atrito. O modelo pressupõe um comportamento não newtoniano do lubrificante e a ocorrência de variações de temperatura no interior do contacto. O modelo desenvolvido é aplicado ao cálculo dos coeficientes de atrito ao longo da linha de engrenamento de uma engrenagem FZG do tipo C. Os resultados numéricos obtidos são comparados com valores experimentais do coeficiente de atrito médio, para engrenagens do mesmo tipo, obtidos na literatura. É posta em evidência a necessidade de utilizar um modelo de contacto EHD rugoso em regime misto, de modo a calcular valores realistas do coeficiente de atrito entre os dentes de engrenagens, em que a rugosidade das superfícies e os aspectos térmicos assumem um papel preponderante.

1.- INTRODUÇÃO

O estudo do contacto lubrificado entre dois dentes de uma engrenagem é muito complexo. Envolve duas superfícies rugosas, em movimento relativo e separadas por um filme lubrificante. Este último, por efeito das elevadas pressões de contacto e do escorregamento imposto pela diferença de velocidades entre as duas superfícies, aumenta de temperatura, modificando, significativamente, as suas propriedades físicas nomeadamente a viscosidade.

Nas condições de funcionamento típicas das engrenagens, a película

lubrificante existente entre as duas superfícies é muito fina, em geral da mesma ordem de grandeza da rugosidade das superfícies, o que permite, localmente, a ocorrência de rupturas da película lubrificante.

A modelização de um contacto EHD pressupõe um filme completo, ou seja, não é compatível com este tipo de problema denominado por contacto EHD rugoso em regime de lubrificação mista. Uma solução possível para ultrapassar esta dificuldade passa pela obtenção do campo de pressões em regime misto, através da conjugação das soluções em filme completo e em contacto seco.

2.- DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO E GEOMETRIA DEFORMADA EM REGIME MISTO

A distribuição de pressão e a geometria deformada do contacto misto é obtida a partir das soluções do contacto rugoso seco e do contacto EHD rugoso em filme completo, pela aplicação de uma função de repartição da carga.

2.1. Contacto seco rugoso

O modelo de contacto seco rugoso aplica a teoria da deformação de um semi-espaço elástico a uma superfície rugosa [Seabra et al. (1987), Seabra (1988) e Campos (1994)].

Este modelo não considera a cinemática do contacto nem a presença lubrificante. Trata-se apenas de colocar em contacto uma superfície rugosa equivalente e uma superfície lisa, sendo a superfície rugosa obtida por combinação das superfícies reais em contacto.

O modelo de Hertz para o problema de contacto normal entre dois sólidos elásticos, transmitindo entre si uma força normal (F_n), estabelece as seguintes condições na zona de contacto:

$$u_n - \delta \geq -H^0 \quad (1)$$

$$p_{seco} \geq 0 \quad (2)$$

$$\int_s p_{seco} \cdot ds = F_n \quad (3)$$

A inequação (1) é uma condição de não penetração entre os sólidos em contacto, onde u_n representa a soma dos deslocamentos normais das superfícies em contacto, δ a aproximação global entre os sólidos, ou penetração, e H^0 a geometria não deformada do contacto. A segunda inequação estabelece que no interior da área de contacto as pressões são positivas, sendo nulas no exterior. Finalmente a equação (3) estabelece o equilíbrio entre a solicitação normal aplicada e a distribuição de pressões no interior da área de contacto.

A resolução do sistema de inequações e equações (1, 2, 3) permite determinar a distribuição de pressões no

interior da área de contacto e a deformada das superfícies, como se mostra na figura 1. O campo de pressões é, normalmente, caracterizado pelos elevados picos de pressão, representando um caso limite inferior – o contacto seco.

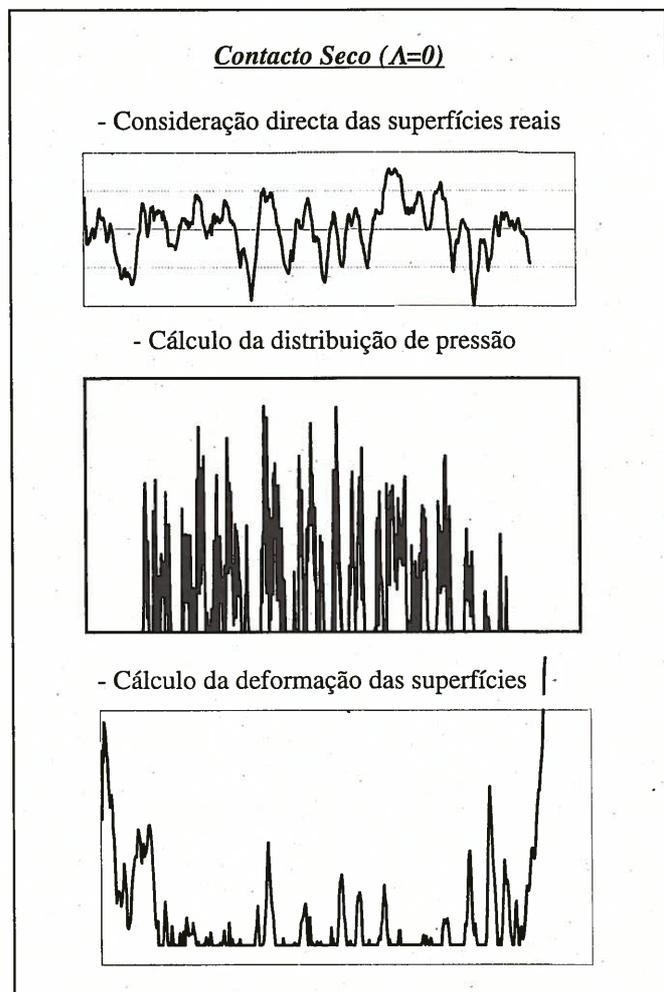


Fig 1. Contacto seco. Campo de pressões e geometria deformada.

2.2. Contacto rugoso com lubrificação em filme completo

O modelo desenvolvido por Ai e Cheng [Ai et al, 1994, Barral, 1999] permite determinar o campo de pressões de um contacto rugoso em condições de lubrificação em filme completo, isto é, para valores da espessura específica do filme lubrificante, Λ , superiores a 3.

Este modelo simplificado determina as perturbações locais do campo de pressões de um contacto rugoso, a partir da transformada de Fourier (FFT) do perfil de rugosidade composto das superfícies,

permitindo obter as suas componentes frequenciais. Assim, a distribuição de pressões é dada pela seguinte equação:

$$P_{ehd}(x) = P_H(x) + W(x) \cdot L_p \sum_{i=1}^{Af} a_j^{0.768} \cdot I_i^{-0.806} \cdot \sin\left(\frac{2\pi x}{L_i} + \Phi_i\right) \quad (4)$$

O parâmetro L_p caracteriza as condições de funcionamento do contacto em termos de carga, velocidade, escorregamento, geometria e propriedades do lubrificante, sendo definido por:

$$L_p = 0.014095 \cdot Wl^{-0.35152} \cdot R_{eq}^{0.55084} \cdot E^{0.61052} \cdot \alpha_n^{0.09768} \cdot \eta_o^{-0.16132} \cdot V_{rol}^{-0.16132} \cdot C_s \quad (5)$$

onde

$$C_s = 0.507 \cdot \beta \cdot |V_e|^{0.899} + 0.074 \quad (6)$$

com

$$\beta = 1 \text{ se } V_e < 0 \quad \text{e} \quad \beta = 0.83 \text{ se } V_e \geq 0.$$

Este modelo considera o lubrificante como sendo um fluido newtoniano e o contacto como isotérmico.

As modelizações que conduziram à definição do parâmetro L_p foram realizadas em condições de funcionamento tais que os valores de Λ foram sempre superiores a 3 (regime de filme completo), isto é, para superfícies com excelente acabamento onde os valores da rugosidade Rms eram da ordem dos 0.120 μm .

Contudo, a aplicação directa deste modelo ao contacto entre os dentes de uma engrenagem não é praticável, já que os valores típicos das rugosidades das superfícies dos dentes são largamente superiores aos atrás referidos, e os valores de Λ significativamente inferiores, originando campos de pressões com valores localmente negativos.

Nestas circunstâncias, optou-se por não considerar o efeito do escorregamento entre as superfícies ($V_e = 0$), sendo neste caso o valor do parâmetro C_s constante e igual a 0.074, como se deduz da expressão (6).

As amplitudes a_j de cada componente do perfil de rugosidade composta das superfícies em contacto, têm uma

influência muito significativa sobre a amplitude das variações de pressão.

A figura 2 mostra o princípio de funcionamento do modelo de Ai e Cheng. O campo de pressões assim obtido representa o caso limite superior – o contacto EHD em filme completo.

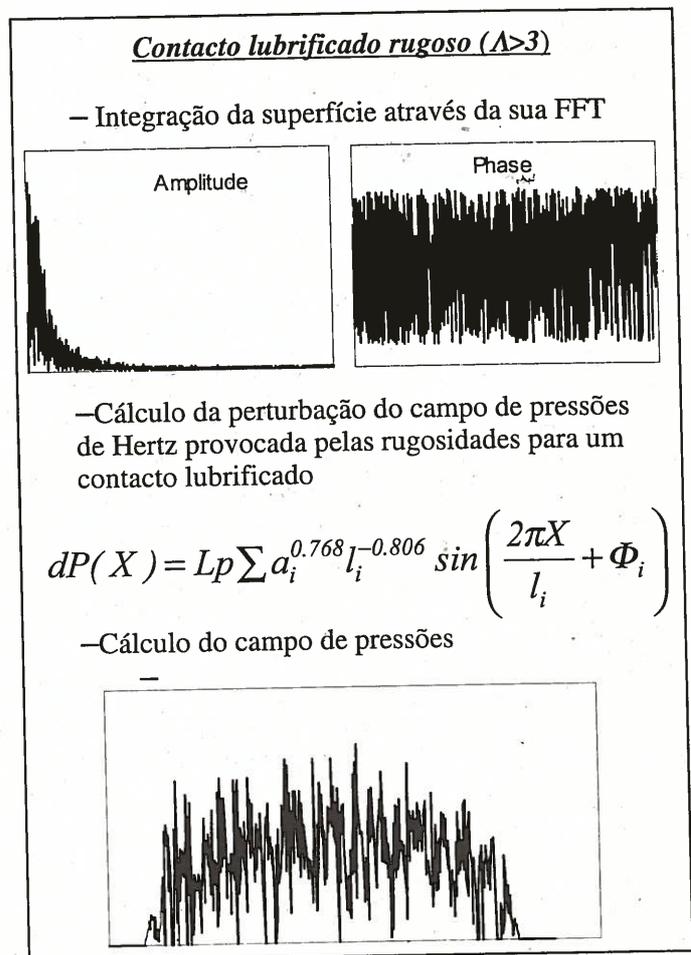


Fig 2. Distribuição de pressão em regime de filme completo [Barral, 1999].

2.3. Função de Repartição da Carga

Em regime misto de lubrificação a solicitação normal é suportada, em simultâneo, quer pelo filme lubrificante quer pelo contacto directo entre as rugosidades das superfícies. A função de repartição determina que parte da carga é suportada pelo contacto seco (limite inferior) e que parte da carga é suportada pelo filme completo (limite superior).

Nestas circunstâncias, a distribuição de pressão correspondente à lubrificação em regime misto, corresponde a uma

situação intermédia entre os dois casos limites referidos.

Definindo por $f(\Lambda)$ a percentagem de carga suportada pelo filme lubrificante, determina-se a distribuição de pressão em regime misto pela expressão:

$$P(X) = (1 - f(\Lambda)) \cdot P_{seco}(X) + f(\Lambda) \cdot P_{ehd}(X) \quad (7)$$

A função de repartição de carga $f(\Lambda)$ é determinada a partir das curvas de probabilidade de avaria para engrenagens de Wellauer e Holloway, apresentadas na figura 3.

Estas curvas, baseadas em resultados experimentais de avarias de engrenagens, estabelecem os valores da espessura específica do filme lubrificante (Λ) para as quais as probabilidades de avaria do contacto entre os dentes são iguais a 5% e 80%, em função da velocidade tangencial da engrenagem.

A função $f(\Lambda)$ foi desenvolvida admitindo que a curva de 5% de probabilidade de avaria corresponde ao regime de lubrificação em filme completo, tendo, $f(\Lambda)$ neste caso o valor 1.

Para valores Λ inferiores ao definido pela curva de 5% de probabilidade de avaria, considera-se que o regime de lubrificação é misto, sendo o valor de $f(\Lambda)$ definido por:

$$f(\Lambda) = \frac{\Lambda}{\Lambda_{5\%}} \quad (8)$$

A figura 4 mostra a função $f(\Lambda)$ para diferentes valores de espessura específica do filme lubrificante e em função da velocidade tangencial da engrenagem.

3. CÁLCULO DAS TENSÕES TANGENCIAIS

O modelo de cálculo das tensões tangenciais foi elaborado por Sottomayor et al. (1994). Este modelo permite determinar as tensões de corte no filme lubrificante a nível local, a partir do campo de pressões, da geometria do filme

lubrificante e das condições de funcionamento, tendo em conta as variações locais de temperatura no interior do contacto.

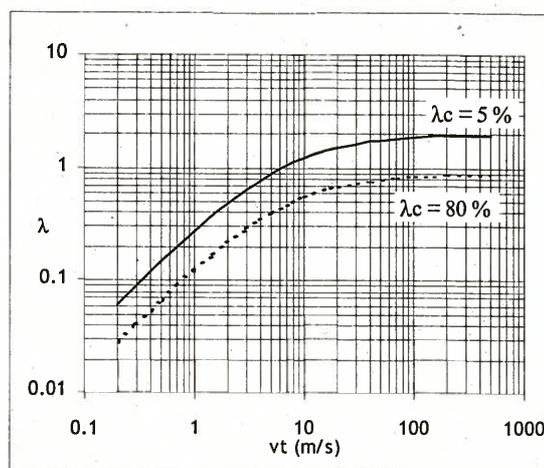


Fig. 3. Curvas de 5% e 80% de probabilidade de avaria de Wellauer e Holloway para engrenagens [Henriot, 1984].

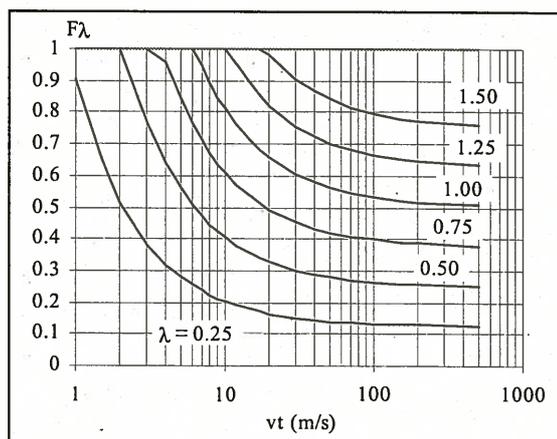


Fig. 4. Função $f(\Lambda) = \lambda / \lambda_{5\%}$.

O modelo supõe que o lubrificante tem um comportamento reológico viscoelasto-plástico, de acordo com a lei proposta por Bair e Winer (1979):

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{G} - \frac{\tau_L}{\eta} \cdot \ln \left(1 - \frac{\tau}{\tau_L} \right) \quad (9)$$

A viscosidade varia segundo a lei de Roelands,

$$\mu = \mu_0 \cdot \exp[\alpha_\mu^* P] \quad (10)$$

onde

$$\alpha_{\mu}^* P = (\ln(\mu_0) + 9.67).$$

$$\left[(1 + 5.1 \cdot 10^{-9} P)^z \left(\frac{T-138}{T_0-138} \right)^{-s} - 1 \right] \quad (11)$$

e

$$Z = \frac{0.196 \cdot 10^9 \alpha}{\ln(\mu_0) + 9.67} \quad (12)$$

$$S = \frac{\delta(T-138)}{\ln(\mu_0) + 9.67} \quad (13)$$

Os restantes parâmetros reológicos, G e τ_L , intervenientes na lei reológica, variam com a pressão e a temperatura segundo leis exponenciais

$$\Theta = \Theta_0 \cdot \text{EXP} \left[\alpha_{\Theta} P + \beta_{\Theta} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right] \quad (14)$$

As variações de temperatura no filme e nas superfícies são obtidas através da solução da equação da energia aplicada ao filme lubrificante e às superfícies em contacto, usando o método proposto por Tevaarwerk (1979).

O resultado final é obtido pelo equilíbrio dos diversos fenómenos físicos envolvidos, nomeadamente, os efeitos térmicos, que são primordiais quando o contacto funciona em regime de rolamento com escorregamento (caso das engrenagens em pontos da linha de engrenamento que não o primitivo).

4. APLICAÇÃO DO MODELO

O modelo desenvolvido foi aplicado ao estudo do contacto entre os dentes de uma engrenagem FZG tipo C com 20 mm de largura e lubrificadas com um óleo mineral com uma graduação ISO VG 150. Pretendia-se determinar numericamente os valores dos coeficientes de atrito ao longo da linha de engrenamento e compará-los com valores obtidos experimentalmente por Hohn [Hohn et al, 2001].

4.1. Rugosidade das superfícies em contacto

As rugosidades dos flancos activos dos dentes do pinhão e da roda da

engrenagem FZG foram medidas num rugosímetro, usando um comprimento de apalpação e um "cut-off" adequados. Em seguida, procedeu-se ao tratamento numérico desses perfis de rugosidade de modo a eliminar a curvatura em evolvente de círculo típica dos flancos dos dentes das engrenagens.

A transformada de Fourier foi aplicada a cada um dos perfis de rugosidade do pinhão e da roda, decompondo-os em série de Fourier, de modo a identificar os comprimentos de onda e as amplitudes que compõem o sinal.

A reconstituição numérica (em série de Fourier) da rugosidade de cada superfície foi obtida desprezando os comprimentos de onda inferiores a $12\mu\text{m}$. Tal procedimento permite, por um lado, eliminar eventuais "ruídos" das medições obtidas no rugosímetro, que tem uma influência muito significativa sobre os campo de pressões secas e, por outro lado, porque para as cargas (pressões de contacto) utilizadas pressupõe-se que as engrenagens se encontram rodadas.

O perfil de rugosidade equivalente, correspondente ao contacto entre os dentes do pinhão e da roda, foi obtido combinando as rugosidades das duas superfícies. Para tal, inverteu-se o perfil de rugosidade de uma das superfícies e calcularam-se as diferenças de altura entre os dois perfis. A rugosidade (RMS) da superfície equivalente é igual à rugosidade (RMS) obtida por composição das duas superfícies, o que mostra a validade da solução utilizada.

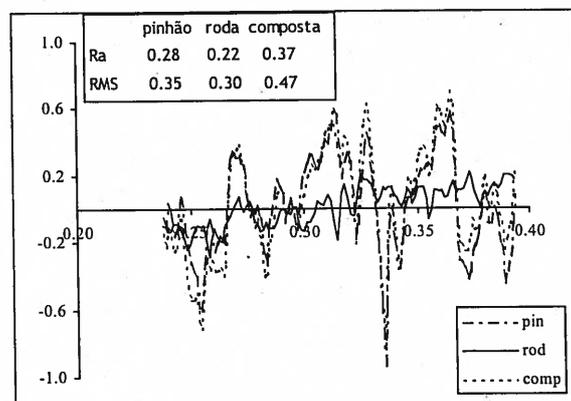


Fig 5. Rugosidades do pinhão e da roda FZG e da correspondente rugosidade equivalente.

A figura 5 mostra uma representação parcial da rugosidade típica dos pinhões e das rodas das engrenagens FZG, assim como da rugosidade composta resultante (superfície equivalente às duas superfícies rugosas).

4.2. Reologia do lubrificante

Na figura 6 estão representadas as curvas de tracção do lubrificante, obtidas em ensaios realizados numa máquina de discos [Hohn et al, 2001]. A partir desses resultados experimentais (48 pontos) foram calculados os parâmetros reológicos do lubrificante, recorrendo à formulação apresentada no ponto 3 para a determinação das tensões tangenciais no filme lubrificante.

Na figura 6 estão também representadas as curvas de tracção do lubrificante obtidas a partir dos parâmetros reológicos calculados. A correlação entre os resultados experimentais e numéricos é bastante satisfatória (coeficiente de correlação de 0.85), em particular para as taxas de escorregamento mais elevadas.

4.3. Aplicação às engrenagens FZG

Foram realizados ensaios com engrenagens FZG tipo C, com 20 mm de largura, para uma gama de velocidades de rotação entre as 350 e as 3500 rpm e 4 estágios de carga FZG (estágios 5, 7, 9 e 11), a que correspondem pressões máximas de Hertz ao nível do círculo primitivo de 0.8 a 1.7 Gpa. Foi usado um óleo mineral ISO VG 150, mantido à temperatura constante de 90°C.

Na figura 7 mostram-se os valores experimentais dos coeficientes de atrito médios entre os dentes das engrenagens obtidos nesses ensaios. Na mesma figura reproduzem-se, também, os valores dos coeficientes de atrito para as engrenagens FZG, calculados a partir dos valores experimentais obtidos na máquina de discos.

A figura 8 mostra os campos de pressões seco, em filme completo e em regime misto, para o ponto de início de engrenamento (ponto A - cabeça da roda / pé do pinhão) da engrenagem FZG tipo C,

para uma velocidade de rotação da roda de 2100 rpm (velocidade do primitivo 12m/s) e para o estágio de carga 9 (1.4GPa no primitivo).

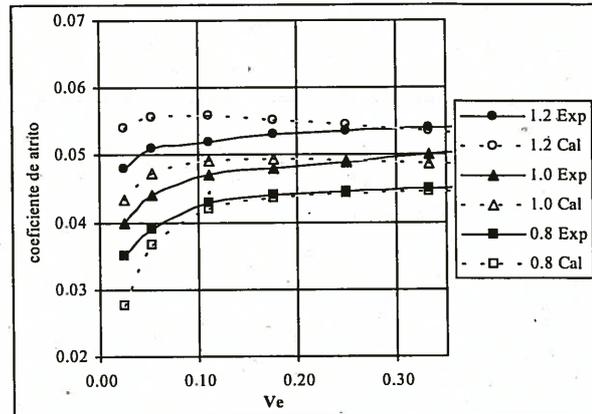


Fig. 6. Curvas de tracção do lubrificante obtidas em ensaios na máquina de discos [Hohn et al, 2001].

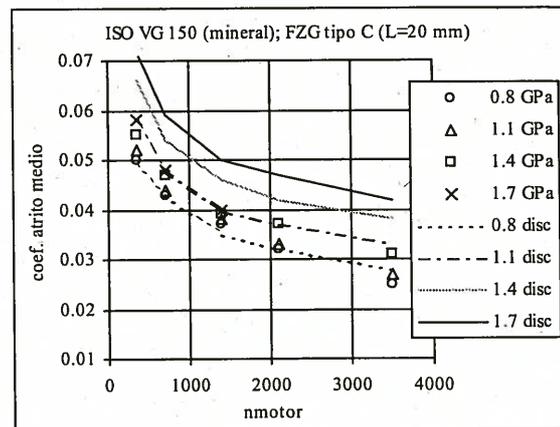


Fig. 7. Coeficientes de atrito médios para a engrenagem FZG C: resultados experimentais e extrapolados dos ensaios de discos [Hohn et al, 2001].

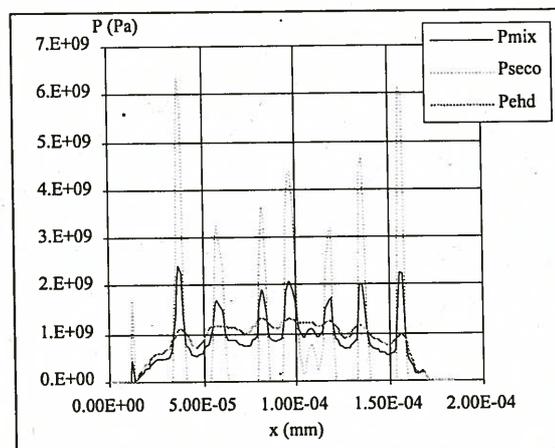


Fig. 8. Campos de pressões (seco, EHD e misto) no ponto A.

Estes campos de pressões foram obtidos usando o modelo de lubrificação em regime misto desenvolvido e os parâmetros reológicos do lubrificante referidos anteriormente.

O valor da função de repartição é 0.75, isto é, o campo de pressões misto corresponde a 75% do campo de pressões EHD e a 25% do campo de pressões seco. Este valor da função de repartição foi mantido constante, independentemente da velocidade ou da carga. Esta simplificação é admissível, pois para além da rugosidade da superfície não variar, todos os resultados foram obtidos à mesma temperatura (90°C).

A figura 9 mostra os campos de tensões de corte no lubrificante e de coeficientes de atrito locais, calculados no mesmo ponto da linha de engrenamento (ponto A - cabeça da roda / pé do pinhão) e para as mesmas condições de funcionamento. O valor do coeficiente de atrito no ponto A é aproximadamente $\mu_A \approx 0.03$.

Na figura 10 mostram-se os valores médios do coeficiente atrito ao longo de toda a linha de engrenamento (12 pontos).

Finalmente, para as condições de funcionamento consideradas (2100 rpm e estágio FZG 9), o coeficiente de atrito médio entre os flancos activos dos dentes do pinhão e da roda é igual à média dos coeficientes de atrito ao longo da linha de engrenamento (no caso $\mu_{médio} = 0.034$).

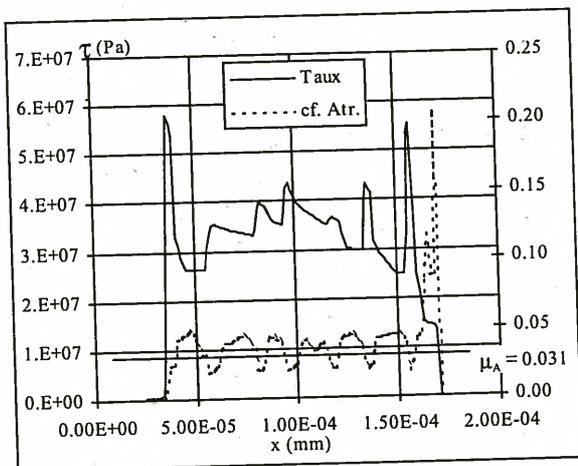


Fig 9. Campos de tensões de corte no lubrificante e de coeficientes de atrito locais no ponto A.

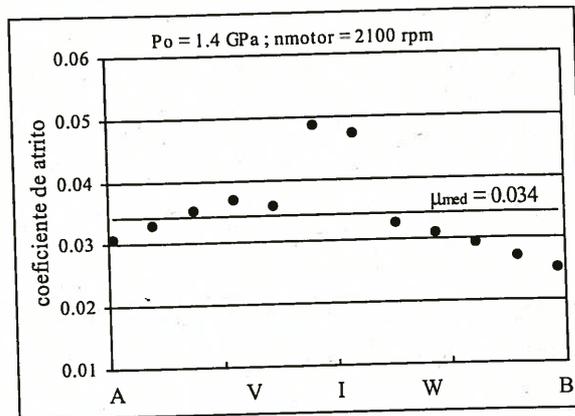


Fig 10. Coeficientes de atrito médios ao longo da linha de engrenamento

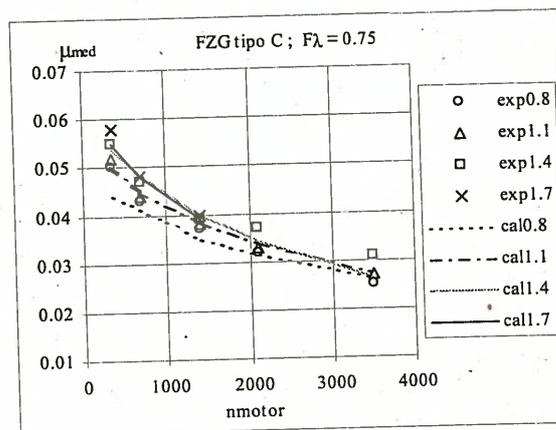


Fig 11. Coeficientes de atrito médios, experimentais e numéricos.

A figura 11 mostra os coeficientes de atrito médios calculados usando o modelo de lubrificação em regime misto desenvolvido e os correspondentes resultados experimentais, já apresentados na figura 7, para todos os casos analisados da engrenagem FZG tipo C.

A análise da figura 11 mostra que o modelo desenvolvido permite determinar valores muito realistas do coeficiente de atrito médio entre os flancos activos dos dentes de engrenagens FZG tipo C.

5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Como se mostra na figura 7, a comparação entre os valores dos coeficientes de atrito médios obtidos nos ensaios com engrenagens e os valores calculados a partir dos valores experimentais medidos nos ensaios de tracção na máquina de discos, revela alguma inconsistência, principalmente no

que respeita à influência da carga ou da pressão de contacto. Na transposição dos resultados dos ensaios na máquina de discos para as engrenagens, há vários aspectos que não são considerados e que contribuem para as discrepâncias encontradas:

- 1 Um dos aspectos fundamentais é a muito significativa diferença de rugosidade entre os discos e as engrenagens FZG tipo C, a qual é 4 vezes superior no caso das engrenagens, para além de ter uma orientação em relação à velocidade de rolamento diferente.
- 2 Nos ensaios com discos, um aumento de pressão máxima de Hertz de 0.8 para 1.7 Gpa, significa multiplicar a pressão máxima por um factor de 2, já que a rugosidade dos discos é muito pequena. Nas engrenagens, o mesmo factor de 2 ao nível da pressão máxima de Hertz, significa aumentar as pressões máximas de contacto ao nível dos picos de pressão induzidos pela maior rugosidade referida em 1, de 2.5 para 4.0 Gpa, isto é, de um factor de 1.6, portanto inferior ao caso dos discos.
- 3 Para as cargas mais elevadas os efeitos térmicos são preponderantes na atenuação das tensões de corte no lubrificante e do coeficiente de atrito. Com efeito, as elevadas pressões no interior do contacto provocam um aumento da temperatura e uma consequente diminuição da viscosidade do lubrificante que se sobrepõe, largamente, ao aumento de viscosidade provocado pelo aumento da pressão, isto é, o efeito termoviscoso é preponderante face ao efeito e piezoviscoso.

Estas razões permitem justificar as discrepâncias encontradas na figura 7, entre os valores dos coeficientes de atrito obtidos nos ensaios com engrenagens e os valores extrapolados das medições experimentais na máquina de discos.

Estas razões explicam, ainda, porque razão o modelo de lubrificação em regime misto, ao modelizar convenientemente o

efeito da rugosidade sobre as tensões de corte no lubrificante, aproxima bem os valores experimentais do coeficiente de atrito médio entre os dentes da engrenagem FZG. Estes resultados mostram também quanto o papel da rugosidade no coeficiente de atrito é preponderante na lubrificação em regime misto.

Ao analisar a figura 11, que compara os coeficientes de atrito numéricos e experimentais, verifica-se que a influência da carga (ou da pressão máxima de Hertz) diminuiu à medida que a velocidade de rotação aumenta, em particular para as velocidades mais elevadas. Esta tendência é muito significativa para os valores calculados.

Uma possível justificação para que alguns valores numéricos do coeficiente de atrito sejam inferiores aos correspondentes valores experimentais (para velocidades e cargas elevadas) deve-se provavelmente às rupturas ou micro-rupturas do filme lubrificante que inevitavelmente acontecem ao nível das rugosidades, para esses valores de pressão e velocidade elevados.

As rupturas ou micro-rupturas do filme lubrificante, provocam um aumento local do coeficiente de atrito devido à existência de contactos metal / metal, fazendo aumentar por sua vez o coeficiente de atrito global. Sendo assim, para velocidades e cargas elevadas a probabilidade de acontecer ruptura do filme lubrificante é forte.

Embora a possibilidade de ruptura do filme lubrificante possa ser analisada a partir dos resultados obtidos com o modelo apresentado, torna-se imperioso introduzir neste modelo um critério de ruptura do filme lubrificante, o que permitirá a previsão da ocorrência de gripagem.

6. CONCLUSÃO

Foi proposto e desenvolvido um modelo que permite analisar o contacto linear rugoso em regime de lubrificação mista.

Os resultados numéricos obtidos para o coeficiente de atrito médio entre os flancos activos dos dentes de engrenagens

FZG tipo C estão globalmente de acordo com os correspondentes valores experimentais.

Foi justificada a influência preponderante da rugosidade sobre o coeficiente de atrito, em regime de lubrificação mista.

REFERÊNCIAS

- Seabra, J. e Berthe, D., "Influence of surface waviness and roughness on the normal pressure distribution in Hertzian contact", *Journal of Tribology*, Vol 109, pp. 462-470, 1987.
- Seabra, J., "Influence de l'ondulation des surfaces sur le comportement des contacts Hertiens secs ou lubrifiés", Tese de Doutorado, nº8ISAL0018, INSA, Lyon, 1988.
- Campos, A., "Determinação da geometria do filme lubrificante, da distribuição de pressão e das tensões de corte num contacto elastohidrodinâmico. Aplicação a rolamentos de rolos.", Dissertação de Mestrado, Demegi, FEUP, 1994.
- Ai X., Cheng, H. S., "A transient EHL analysis for line contacts with measured surface roughness using multigrid technique", *ASME Journal of Tribology*, Vol.116, Julho 1994.
- Barral, R., "Modélisation du champ de pression, du film de lubrifiant et des contraintes tangentielles dans un contact EHD rugueux. Premières études des contraintes engendrées dans les massifs", Rapport technique T03, Etude du pitting de matériaux d'engrenages de boites de vitesses manuelles - approche théorique et pratique, RVBV 10 (RENAULT - DIMAT) e 98.21.01 (INEGI - CETRIB), 1999.
- Henriot, G., "La Lubrification Industrielle - La Lubrification de Engrenages" Tome 1 - Transmissions, Compresseurs, Turbines, Publications de l'Institute Français du Pétrole, Éditions Technip, pg. 297 - 385, 1984
- Sottomayor, A., Seabra, J., Campos, A., e Ferreira, L., "Thermal and non-Newtonian analysis of EHD line contacts", *Proceedings of the 21th "Leeds-Lyon Symposium" on Tribology*, Leeds, UK, "6 a 9 Setembro de 1994.
- Bair, S., Winer, W., "A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory data", *ASME Journal*

of Lubrication Technology, vol.101, July 1979.

Tevaarwerk, J. L., "Traction calculations using the shear plane hypothesis" *Proceeding of the 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Lyon, Septembre 1979.

Hohn, B. R., Michaelis, K., Doleschel A., "Frictional Behaviour of Synthetic Gear Lubricants", *Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem*, G. Dalmaz et al. (Editors), Elsevier Science B. V., pp 759-768, 2001.

NOMENCLATURA

- a_i - amplitude da componente i do perfil de rugosidade
- $dP_i(X)$ - variação da pressão do contacto EHD rugoso, para a componente i do perfil de rugosidade
- E' - módulo de Young equivalente
- G - modulo de corte do lubrificante
- F_n - força normal
- h_o - espessura do filme lubrificante no centro do contacto
- L_i - comprimento de onda da componente i do perfil de rugosidade
- $P(X)$ - pressão do contacto misto
- $P_{ehd}(X)$ - pressão do contacto em filme completo
- $P_H(X)$ - pressão de Hertz do contacto
- P_H - pressão máxima de Hertz
- $P_{seco}(X)$ - pressão do contacto seco
- R_{eq} - raio de curvatura equivalente
- V_e - taxa de escorregamento
- V_{rol} - velocidade de rolamento
- Wl - carga por unidade de comprimento
- x - abcissa sobre o perfil de rugosidade
- α - coeficiente genérico de variação com a pressão
- α_n - coeficiente de pieoviscosidade
- β - coeficiente genérico de variação com a temperatura
- Φ_i - fase da componente i do perfil de rugosidade
- Φ_T - factor de correcção térmica da espessura média do filme
- $\dot{\gamma}$ - velocidade de deformação
- η_o - viscosidade dinâmica
- Λ - Espessura específica do filme lubrificante
- $$\Lambda = \frac{h_o \Phi_T}{\sigma}$$
- μ_{med} - Coeficiente de atrito médio
- Θ - parâmetro reológico genérico
- σ - Rugosidade RMS
- τ - tensão de corte do lubrificante
- τ_L - tensão limite

