

MODELO COMPUTACIONAL DO CONTATO LUBRIFICADO ENTRE EIXO E MANCAL DE ROLAMENTO

COMPUTATIONAL MODEL OF LUBRICATED CONTACT BETWEEN SHAFT AND ROLLING BEARING

Marvelúcia S. S. Almeida^a, Marcus V. S. Ferraz^a, Flávia S. Bastos^a e Sara D. Vecchio^b

^a*Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional, Universidade Federal de Juiz de Fora, José Lourenço Kelmer, s/n – Campus Universitário, São Pedro, Brasil, ppg.modelagemcomputacional@ufjf.edu.br, <http://www.ufjf.br/pgmc/>*

^b*Departamento de Educação e Tecnologia - Mecânica, Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais Campus Juiz de Fora, Bernardo Mascarenhas 1283, Fábrica, Brasil, sara.vecchio@ifsudestemg.edu.br <http://www.if.sudestemg.edu.br>*

Palavras-chave: Superfícies rugosas, Lubrificação, Mancais de Rolamento, Método dos Elementos Finitos, Abaqus (R).

Resumo. Este trabalho apresenta a modelagem matemática e computacional via Abaqus (R) do contato lubrificado entre a superfície rugosa de um mancal de rolamento com o plano rígido de um eixo. O estudo da interação fluido-estrutura considerado baseia-se na ciência chamada Tribologia e na modelagem do método Lagrangeano-Euleriano Arbitrário (ALE). O objetivo é analisar a relação entre o atrito de escorregamento e as tensões de cisalhamento produzidos entre as asperezas das superfícies em escala microscópica, considerando o contato sólido-sólido sem lubrificação e o contato sólido-fluido no regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico. São aplicados, como dados de entrada, a geometria, as propriedades dos materiais que compõem as partes em movimento e as velocidades relativas, e como saídas, as respostas em termos de forças normais e tangenciais, tensões normais e de cisalhamento, e as pressões no contato e no fluido são obtidas. Os resultados preliminares demonstram que o modelo computacional é capaz de reproduzir satisfatoriamente um ensaio planejado.

Keywords: Rough surfaces, Lubrication, Rolling Bearings, Finite Element Method, Abaqus (R).

Abstract. This paper presents the mathematical and computational modeling by Abaqus (R) of the lubricated contact between the rough surface of a rolling bearing and the rigid plane of a shaft. The study of the fluid-structure interaction considered is based on the science called Tribology and on the modeling of the Lagrangian-Eulerian Arbitrary method (ALE). The aim is to analyze the relationship between slip friction and the shear stress produced between the asperities of the surfaces on a micro-scale, considering the solid-solid contact without lubrication and the solid-fluid contact in the elasto-hydrodynamic lubrication regime. As input data, the geometry, the properties of the materials that make up the moving parts and the relative velocities are applied, and as outputs, the response in terms of normal and shear forces, normal and shear stresses, and the pressures in the contact and in the fluid is achieved. Preliminary results demonstrate that the computational model is able to reproduce satisfactorily a planned test.

1 INTRODUÇÃO

A modelagem computacional baseia-se em modelos matemáticos desenvolvidos para descrever o comportamento real de dispositivos ou sistemas complexos, e através de técnicas de computação, simulações e análises, busca descobrir tais comportamentos além de resolver problemas das áreas da Ciência e Engenharia. O modelo matemático e computacional elaborado neste trabalho descreve e demonstra a interação de um fluido com superfícies de propriedades metálicas, os quais representam a atuação real de diversos sistemas mecânicos presentes no ramo da Engenharia de automóveis e aviões.

Para tanto, é imprescindível conhecer bem o desempenho desses sistemas e as possíveis causas de falhas ou diminuição de sua performance para garantir a eficiência e segurança.

A Tribologia é a ciência que estuda as interações das superfícies, de forma que o atrito entre elas podem causar considerável desgaste (Lorentz, 2013). Assim, a rugosidade superficial está intimamente associada ao desenvolvimento dos sistemas tribológicos (Albers e Reichert, 2017).

Dessa forma, um ensaio composto por mancais, eixos, acoplamentos e engrenagens movidos por um motor elétrico foi realizado, com o intuito de extrair dados para possíveis análises do contato lubrificado entre superfícies, em escala microscópica, e relacioná-los às variáveis que descrevem o fenômeno tribológico, analiticamente e numericamente (ver Fig. 1).



Figura 1: Montagem do ensaio de bancada

Os mancais de rolamento, também conhecidos como mancais antiatrito, são elementos mecânicos empregados para permitir a rotação de um eixo de carga, onde a carga principal é transferida por elementos em contato rolante ao invés de contato de deslizamento (Budynas e Nisbett, 2016). Existem diversas classes de elementos rolantes utilizados nesse tipo de mancal, como esferas, rolos cilíndricos, rolos cônicos, que resistem a combinação de cargas radiais e axiais (de empuxo) (Childs, 2014).

Segundo Budynas e Nisbett (2016), um mancal de esferas é composto pelo anel externo, anel interno, os elementos rolantes e o separador destes. A presença de um filme lubrificante no movimento relativo entre as superfícies das partes do mancal reduz o atrito, desgaste e o aquecimento.

Assim sendo, dentre os tipos de lubrificação existentes, a lubrificação elasto-hidrodinâmica (EHL/EHD) foi adotada e relacionada às propriedades do lubrificante utilizado em um experimento de bancada a fim de criar um modelo mais próximo do real. Conforme Budynas e Nisbett (2016), esse tipo de lubrificação ocorre quando um lubrificante é inserido entre superfícies que estão sob contato rolante.

Em termos de modelagem, o perfil da superfície rugosa do mancal, com rugosidade média de $1,25\mu\text{m}$ (Bhaskar et al., 2013), foi gerado a partir de uma nuvem de pontos criada no Excel, a qual definiu curvas relativas à rugosidade. Essas curvas foram importadas pelo Solidworks,

onde um perfil homogêneo de picos que descrevem de maneira próxima as características da superfície do mancal foi estabelecido. Em seguida, na interface do Abaqus a superfície rugosa foi importada (Padró, 2015). O desenvolvimento da rotina para implementação do modelo foi adaptada de (Ferraz et al., 2017).

Primeiramente, o objetivo deste trabalho é implementar um modelo para simulação do contato lubrificado entre o eixo, considerado sem rugosidade, e o mancal de superfície rugosa, baseado na descrição dos fenômenos tribológicos, as equações que regem a mecânica dos fluidos e os regimes de lubrificação. Logo, analisar as tensões geradas, o coeficiente de atrito produzido entre as asperezas e o efeito da presença da lubrificação.

E, posteriormente, deseja-se analisar o contato lubrificado entre a superfície do anel externo do mancal e a superfície do rolamento de esfera comparando os resultados obtidos através da modelagem computacional aos providos do experimento a fim de validação. Pois, a lubrificação empregada nesta região possui maior influência nas características de funcionamento de um mancal de rolamento.

2 CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

2.1 Regime de escoamento

O escoamento de um fluido viscoso newtoniano possui a tensão de cisalhamento, $\tau_{x,y}$, proporcional à sua taxa de deformação, conforme Eq. (1), onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e u a velocidade de escoamento na direção x . A viscosidade de um fluido está correlacionada a sua resistência ao fluxo devido às forças intermoleculares e do atrito interno gerados conforme as moléculas se movimentam umas sobre as outras (Hamrock et al., 2004).

$$\tau_{x,y} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

Considerando uma análise simplista e unidimensional, o escoamento de um fluido entre duas superfícies, em que uma delas encontra-se em repouso e a outra em movimento constante como pode ser observado na Fig. 2. Na qual h representa a espessura do filme lubrificante entre elas, e as linhas de corrente indicam o perfil de velocidade crescente no sentido na superfície que se move (Fox et al., 2018).

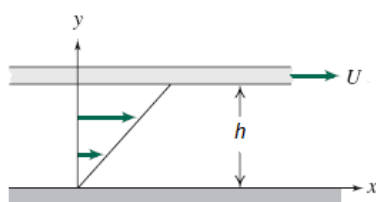


Figura 2: Escoamento unidimensional

Para descrever este modelo de interação sólido-fluido é necessário considerar a abordagem da mecânica do contínuo e do escoamento viscoso. O movimento dos fluidos podem ser caracterizado pelas equações de Navier-Stokes acerca da conservação da massa, Eq. (2), do momento, Eq. (3) e no aspecto energético, Eq. (4) (Lorentz, 2013).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f} \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot [(\rho e + p) \vec{V}] = \vec{\nabla} \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{V}) + p \vec{f} \cdot \vec{V} - \vec{\nabla} \cdot \vec{q} + r \quad (4)$$

Considerando escoamento laminar entre superfícies planas, tem-se as equações generalizadas de Reynolds, que proporciona a relação entre a espessura e a pressão do filme lubrificante, ver Eq. (5).

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right] \\ &+ \rho \left[(w_a + w_b) - u_a \frac{\partial h}{\partial x} - v_a \frac{\partial h}{\partial y} \right] + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \end{aligned} \quad (5)$$

2.2 Regime de lubrificação

O objetivo do lubrificante no mancal antiatrito é fornecer um filme lubrificante entre as asperezas das superfícies deslizantes e rolantes, auxiliar na distribuição e dissipação do calor e preservar as partes em contato de impurezas e corrosão (Budynas e Nisbett, 2016).

O regime de lubrificação adotado para simulação e análise do contato das superfícies metálicas está relacionado a sua aplicabilidade nos elementos de máquinas rolantes. Assim sendo, empregou-se o regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico.

Segundo Budynas e Nisbett (2016), a ação lubrificante hidrodinâmica (HL) acontece quando a velocidade relativa entre as superfícies de deslizamento é alta o bastante a fim de gerar uma pressão suficiente no filme devido à superfície móvel, separando totalmente as regiões iminentes de contato contra a carga do mancal.

Assim, no regime HL o filme é comumente espesso de maneira que as superfícies sólidas não se encostam. (Hamrock et al., 2004). Dentre as bibliografias estudadas, verificou-se diversos estudos a cerca do regime de lubrificação hidrodinâmico aplicado a mancais de deslizamento ou de bucha como Budynas e Nisbett (2016); Hamrock et al. (2004); Raimondi e Boyd (1958a,b,c); Gertzos et al. (2008). Porém, neste trabalho tal regime não foi considerado devido suas características.

Um melhor desempenho do mancal de rolamento é obtido com o regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico (Farfán-Cabrera e Gallardo-Hernández, 2017). Assim sendo, o cálculo da espessura mínima do filme lubrificante foi realizado conforme esse regime.

Segundo Hamrock et al. (2004), geralmente, esse tipo de lubrificação é associado ao contato de superfícies não-conformes, ou seja, que não se ajustam muito bem uma à outra. E considerando neste trabalho o contato entre superfícies metálicas com alto módulo de elasticidade, as propriedades de deformação elástica e os efeitos de pressão e viscosidade são relevantes.

Dessa maneira, para calcular a espessura mínima do filme lubrificante h , segundo a modelagem do regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico, utiliza-se a combinação das teorias da junção de superfícies retangulares e elípticas (Hamrock et al., 2004; Farfán-Cabrera e Gallardo-Hernández, 2017). A espessura mínima do filme é dada pela Eq. (6), onde a espessura

mínima do filme adimensional H_{\min} expressa em função de $H_{\min} = f(W, U, G, k)$ pode ser calculada pela Eq. (7) e o raio reduzido na direção x , R_x pela Eq. (8), na qual r_{ax} é o raio da parte convexa e r_{bx} é o raio da parte côncava na direção x .

$$h = H_{\min} R_x \quad (6)$$

$$H_{\min} = 3,63 U^{0,68} G^{0,49} W^{-0,073} (1 - e^{-0,68k}) \quad (7)$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}} \quad (8)$$

As variáveis adimensionais das quais H_{\min} depende como o parâmetro de velocidade U , o parâmetro do material G e o parâmetro de carregamento W' são calculadas pelas Eq. (9), Eq. (10) e Eq. (11), respectivamente, sendo η_0 a viscosidade dinâmica ou absoluta do fluido à pressão $p = 0$, \tilde{u} a velocidade superficial média calculada pela Eq. (12), E' o módulo de elasticidade efetivo pela Eq. (13), ξ o índice de pressão-viscosidade no EHL pela Eq. (14), e w'_z a carga radial por unidade de comprimento. O parâmetro de elipiticidade k é obtido de acordo com a Eq. (15), em que α_r é a razão entre os raios conforme Eq. (16) e R_y é o raio reduzido na direção y calculado pela Eq. (17) formada pelos raios da superfície convexa r_{ay} e côncava r_{by} na direção y . O índice de pressão-viscosidade de Roeland presente na Eq. (14), Z_1 é estimado através da Eq. (18), a qual relaciona as propriedades do óleo lubrificante, viscosidade cinemática a $40^\circ C$ e a $100^\circ C$, μ_{40} e μ_{100} , respectivamente, a partir de outros parâmetros determinados pelas Eq. (19), Eq. (20) e Eq. (21). Além disso, na Eq. (12), u representa a velocidade de movimento das superfícies em contato, na Eq. (13), ν expressa o coeficiente de Poisson e E o módulo de elasticidade dos materiais, sendo os índice a correspondente às propriedades do eixo e b às do mancal. Por fim, na Eq. (15) são utilizadas duas constantes, $c_p = 1,96 \times 10^8 \text{Pa}$ e $\eta_\infty = 6,31 \times 10^{-5} \text{Pa s}$.

$$U = \frac{\eta_0 \tilde{u}}{E' R_x} \quad (9)$$

$$G = \xi E' \quad (10)$$

$$W' = \frac{w'_z}{E' R_x} \quad (11)$$

$$\tilde{u} = \frac{u_a + u_b}{2} \quad (12)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right) \quad (13)$$

$$\xi = Z_1 \left(\frac{1}{c_p} (\ln(\eta_0) - \ln(\eta_\infty)) \right) \quad (14)$$

$$k = \alpha_r^{2/\pi} \quad (15)$$

$$\alpha_r = \frac{R_y}{R_x} \quad (16)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \quad (17)$$

$$Z_1 = 7,81 [H_{40} - H_{100}]^{1,5} F_{40} \quad (18)$$

$$H_{40} = \log [\log (\mu_{40}) + 1, 2] \quad (19)$$

$$H_{100} = \log [\log (\mu_{100}) + 1, 2] \quad (20)$$

$$F_{40} = 0,885 - 0,864H_{40} \quad (21)$$

3 METODOLOGIA

3.1 Geração do perfil de rugosidade

Para a criação da superfície rugosa do mancal de rolamento com rugosidade média de $R_a = 1,25\mu\text{m}$ e espaçamento entre picos de $S = 12,5\mu\text{m}$ segundo a literatura, foram determinadas curvas baseadas nesses parâmetros que ao serem importadas e trabalhadas no Solidworks constituíram o perfil de rugosidade homogêneo em escala microscópica. Nesse software, foram utilizadas ferramentas de preenchimento de superfície e de geometria disponíveis a fim de representar as asperezas.

Em seguida, o arquivo contendo o perfil de rugosidade foi importado no Abaqus gerando uma das partes que compõem o modelo computacional, e sua textura em 3D pode ser visualizada na Fig. 3a.

3.2 Modelagem Numérica no Abaqus

O modelo computacional desenvolvido foi composto por três partes: o perfil de rugosidade que representa a superfície do anel externo do mancal; o plano rígido que corresponde à superfície do eixo ou da esfera sem rugosidade e o domínio fluido, o qual denota o lubrificante presente entre o contato das partes sólidas.

As partes foram criadas separadamente e as propriedades materiais do fluido e da superfície foram aplicadas, com exceção do plano rígido, visto que não é necessário especificar qual tipo de material sendo subtendido como sólido não deformável e livre de rugosidades.

O domínio fluido foi modelado segundo propriedades do óleo lubrificante VG68 que podem ser verificadas na Tabela 1. A espessura do filme lubrificante, $h = 0,975\mu\text{m}$, foi calculada conforme o regime de lubrificação elasto-hidrodinâmico empregado, através de dados geométricos das partes, propriedades do lubrificante e informações obtidas no ensaio de bancada. Já a superfície rugosa foi modelada como material isotrópico de acordo com as propriedades do ferro fundido nodular, vistos na Tabela 2 (Callister Jr. e Rethwisch, 2016).

As características da malha aplicada ao modelo computacional baseiam-se na implementação de Padró (2015). O tipo de elemento adotado para o fluido foi o hexaedro linear EC3D8R, pois trata-se de um domínio euleriano, e o tipo de elemento tetraedro linear C3D4 foi escolhido para a malha da superfície metálica deformável. O tamanho definido para os elementos e o número total destes na malha, podem ser observados na Tabela 3 e na Fig. 3b.

Após aplicar as propriedades materiais às partes e definir a malha, realizou-se a montagem no *Assembly* de modo que a superfície rugosa configura-se na parte inferior e o plano rígido

	Óleo lubrificante VG68
Densidade a 24° (kg/mm ³)	$7,342 \times 10^{-7}$
Viscosidade dinâmica (Ns/mm ²)	$8,296 \times 10^{-5}$
Velocidade do som (mm/s)	1.279.205
Inclinação $U_s - U_p$	0
Curva (s)	0

Tabela 1: Propriedades materiais do domínio fluido

	Mancal de rolamento	Eixo
Material	Ferro fundido nodular	Aço inoxidável austenítico
Módulo de elasticidade (MPa)	164.000	193.000
Densidade (kg/mm ³)	$7,1 \times 10^{-6}$	$8,0 \times 10^{-6}$
Coefficiente de Poisson	0,28	0,30

Tabela 2: Parâmetros do mancal e eixo.

na superior, os quais se posicionam dentro da caixa do domínio fluido, sem efeitos da ação da força de gravidade (Ferraz et al., 2017).

Para realizar a modelagem utilizando o software Abaqus, é necessário aplicar as condições de contorno no modelo de forma a simular o mais próximo do real (ver Fig. 3). Assim, no *Step* inicial foram definidas as condições de velocidade $V_{x,y,z} = 0$ para todas as partes do modelo a fim de que inicializassem em repouso, sendo este *Step* inicial necessário a todos os modelos do Abaqus. No segundo *Step* a condição de contorno do plano rígido na direção y foi modificada para $V_y = -3$ mm/s (deslocamento no sentido y negativo) com o intuito de modelar primeiramente um contato normal entre as superfícies mantendo uma certa pressão de contato. Após a conclusão desse contato, implementa-se o *Step* de deslizamento (deslocamento no sentido x positivo), no qual a velocidade do plano rígido é modificada para zero na direção y e na direção x modificada para 76,6 mm/s (dado do experimento) para ocorrer o deslizamento entre as partes. Adicionalmente, neste último *Step*, aplicou-se uma pequena variação de pressão ao filme lubrificante, $p_1 - p_2 = 110 - 109,99$ N/mm² na direção x , para permitir que haja fluxo do fluido entre as partes conforme Lorentz (2013). As condições de contorno definidas para o plano rígido, o qual representa o eixo, foram aplicadas a um ponto de referência (RP) em sua geometria.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram criados dois modelos, um de interação sólido-sólido e outro de interação sólido-fluido a fim de comparação dos resultados e análise do comportamento de um contato não lubrificado e outro lubrificado. Com isso, a única diferença entre eles é a presença ou não de filme lubrificante.

Para o caso do contato não lubrificado, verificou-se valores de pressão máxima de contato

	Superfície rugosa	Domínio fluido
Global size	0,0025	0,001
Local size	0,0008	—
Nº total de elementos	13.480	10.108

Tabela 3: Propriedades da malha no modelo computacional

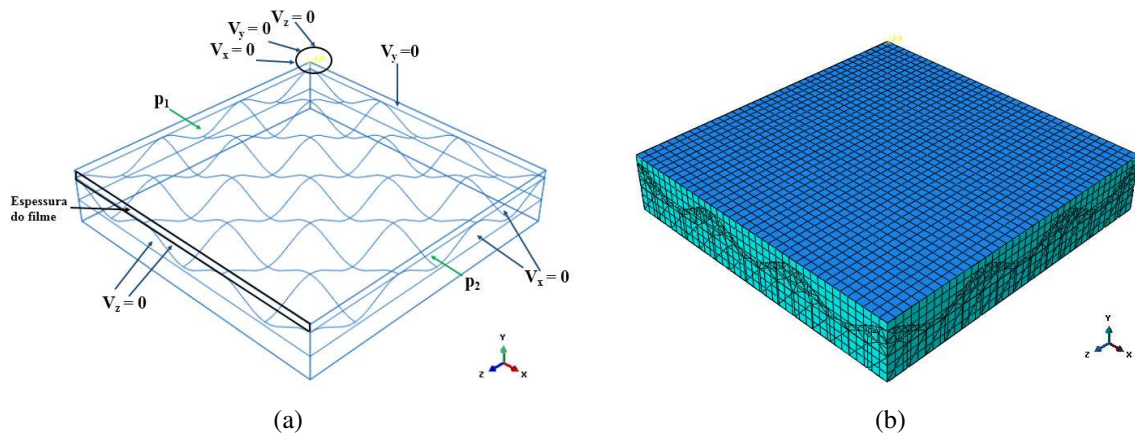


Figura 3: Condições de contorno aplicadas ao modelo em (a) e a malha total em (b)

entre a superfície rugosa e o plano rígido maiores, $p_{max} = 7,58 \times 10^3$ MPa, em relação a medida no caso do contato lubrificado, $p_{max} = 6,40 \times 10^3$ MPa, e valores de pressão mínima, também melhor visualizadas nos picos das asperezas em contato ao redor de $p_{min} = 4,00 \times 10^3$ MPa, como pode-se observar na Fig. 4. Tais valores obtidos são muito altos pois trata-se de uma análise microscópica, porém acredita-se que ao diminuir a velocidade da simulação para que ocorra o contato, a pressão também diminua. O valor de $V_y = 3$ mm/s empregado baseou-se na literatura relacionada. E a pressão média desenvolvida no fluido a partir da simulação do cisalhamento varia entre $p_h = 111$ MPa e $p_h = 123$ MPa, de maneira que se pode verificar na Fig. 5.

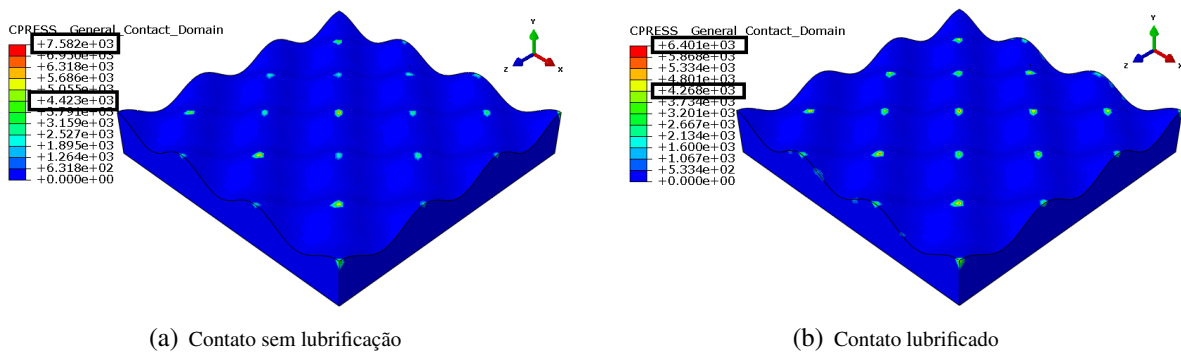


Figura 4: Pressão de contato (p) em MPa

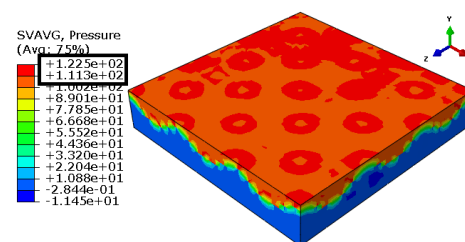


Figura 5: Pressão no lubrificante (p_h) em MPa

Em relação às tensões normais desenvolvidas nos dois casos, como pode ser observado na Fig. 6, notou-se que quando a interação não possui o filme lubrificante a tensão normal média é de compressão, sendo por volta de $\sigma_n = -4,30 \times 10^2$ MPa na superfície e de $\sigma_n = -1,65 \times 10^3$ MPa nos picos em contato com o plano rígido. E quando a interação é lubrificada, a tensão normal média na superfície é de tração em torno de $\sigma_n = 2,25 \times 10^2$ MPa, enquanto nos picos das asperezas em contato a tensão normal média é de compressão por volta de $\sigma_n = -2,42 \times 10^3$ MPa, como esperado pois nos picos há menos lubrificação segundo o modelo computacional preliminar empregado, no qual as rugosidades possuem alturas iguais, ou seja, o perfil de rugosidades é homogêneo.

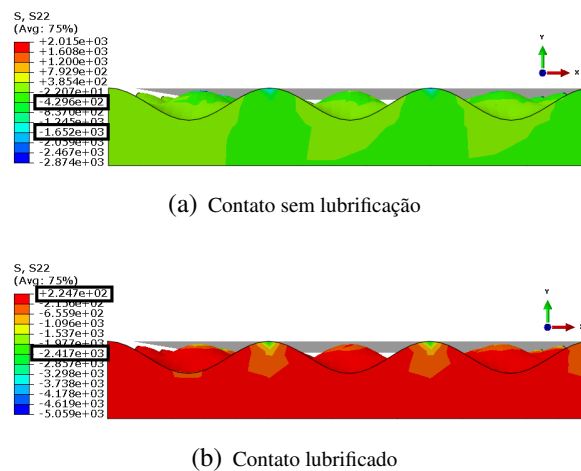


Figura 6: Tensão normal média (σ_n) em MPa

Os resultados obtidos em termos de cisalhamento, o qual ocorreu no plano (x, z) podem ser observados na Fig. 7. No início do deslizamento no contato sem lubrificação, a tensão de cisalhamento inicia-se em zero e com o tempo ela aumenta mantendo-se próxima de $\tau_{x,z} = 5$ MPa, pois trata-se de tensão de cisalhamento em corpo sólido deformado sem a presença de fluido. Quando o movimento encerrar não haverá mais tensões de cisalhamento agindo no sólido elástico.

Entretanto, no contato lubrificado ao se iniciar o movimento de deslizamento, é possível notar uma certa quantidade de tensão de cisalhamento na superfície já existente devido o contato normal entre as partes com a presença de fluxo do lubrificante, sendo que no decorrer do deslizamento seu valor diminui mantendo-se próximo de $\tau_{x,z} = 0,5$ MPa. E durante certo tempo ela permanecerá constante mesmo que cesse o movimento, pois neste caso existe a presença de um filme lubrificante entre as superfícies em contato.

No que diz respeito ao atrito nos modelos implementados sem lubrificação e com lubrificação, o qual é adquirido através da relação entre as forças tangenciais e normais atuantes na superfície, é possível verificar na Fig. 8. O coeficiente de atrito obtido no contato seco surge a partir do deslizamento entre as partes e com o tempo sofre um pequeno aumento até se estabilizar por volta de $f = 0,002$, enquanto o coeficiente de atrito no contato lubrificado surge durante o contato normal, devido à tensão de cisalhamento já existir neste, e durante o deslizamento diminui ficando próximo também a $f = 0,002$.

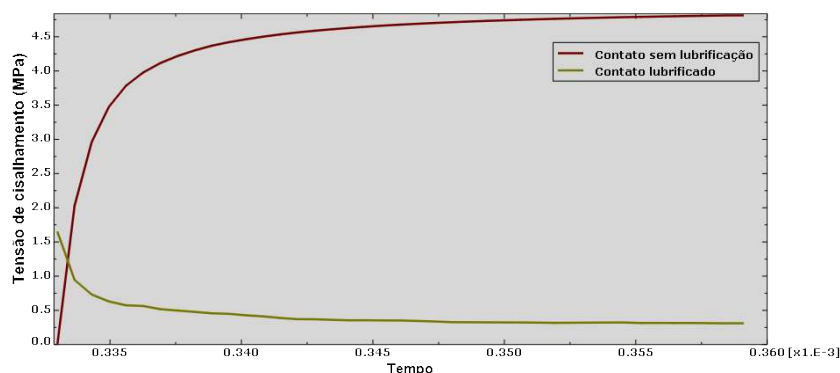


Figura 7: Tensão de cisalhamento

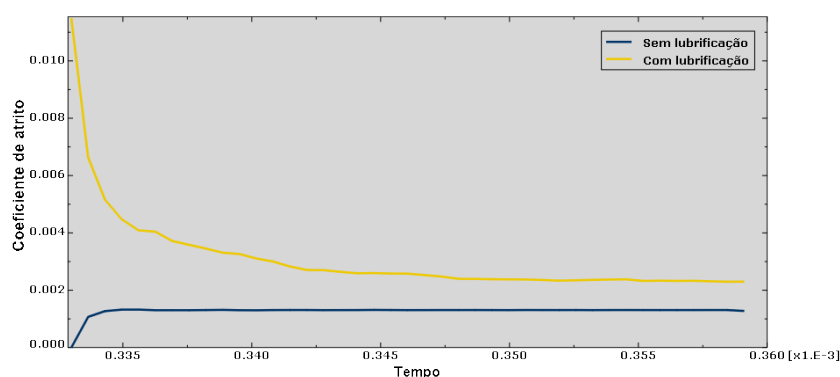


Figura 8: Coeficiente de atrito

5 CONCLUSÕES

É possível concluir que o modelo computacional implementado obteve resultados satisfatórios em relação às comparações realizadas do contato sem e com filme lubrificante, visto que os valores de pressão e tensões alcançadas entre as partes lubrificadas foi menor em comparação às obtidas no contato seco. Como também, o coeficiente de atrito gerado no início do deslizamento é maior, uma vez que neste momento as forças resistentes ao movimento são maiores, enquanto que no decorrer da situação de escorregamento entre as partes o coeficiente diminuiu conforme essas forças resistentes também diminuam. Tal modelo implementado é preliminar e apresenta pontos de melhoria de maneira a obter saídas mais adequadas em termos de desgaste e atrito.

Dessa forma, pretende-se realizar a medição da rugosidade das superfícies da pista interna dos mancais (parte estacionária) e das esferas (parte em movimento), que compõem o ensaio de bancada, através do perfilômetro, alterando o que for necessário no modelo preliminar criado, a fim de se obter maior proximidade da geometria no modelo computacional. Além disso, efetuar um maior número de simulações para comparações entre os parâmetros adotados no modelo, como velocidade de contato e deslizamento, variação de pressão no filme, e as saídas, como tensões de cisalhamento, pressões na superfície e no fluido, entre outras. Outra análise interessante para se implementar ao modelo computacional é a análise térmica do contato para o caso lubrificado e seco, como também modelar o regime de lubrificação utilizando outros tipos de regime e de lubrificante.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à agência Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES), ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal de Juiz de Fora, à Universidade Federal de Juiz de Fora e ao Instituto Federal do Sudeste de Minas Gerais Campus Juiz de Fora pelo auxílio financeiro e apoio na realização deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Albers A. e Reichert S. On the influence of surface roughness on the wear behavior in the running-in phase in mixed-lubricated contacts with the finite element method. *Elsevier Ltd, Wear* 376-377:1185–1193, 2017.
- Bhaskar S., Hussain M., e Ali M. Stability analysis on plain journal bearing with effect of surface roughness. *International Journal of Scientific and Engineering Research*, 4:2229–5518, 2013.
- Budynas R. e Nisbett J. *Elementos de Máquinas de Shigley*, volume 10^a edição. AMGH Editora Ltd, 2016.
- Callister Jr. W. e Rethwisch D. *Materials science and engineering: an introduction*, volume 9^a edição. LTC, 2016.
- Childs P. *Mechanical Design Engineering Handbook*. Elsevier Ltd, Butterworth Heinemann, 2014.
- Farfán-Cabrera L. e Gallardo-Hernández E. Wear evaluation of journal bearings using an adapted micro-scale abrasion tester. *Elsevier Ltd, Wear* 376-377:1841–1848, 2017.
- Ferraz M., Bastos F., e Vecchio S. Computational modelling of the lubricated contact between rough surfaces in Abaqus. ABMEC, CILAMCE, Santa Catarina, Brasil, 2017.
- Fox R., McDonald A., Pritchard P., e Mitchell J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, volume 9^a edição. LTC, tradução Ricardo Nicolau Nassar Koury e Luiz Machado ; contribuição especial de John C. Leylegian, 2018.
- Gertzos K., Nikolakopoulos P., e Papadopoulos C. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by bingham lubricant. *Elsevier Ltd, Tribology International* 41:1190–1204, 2008.
- Hamrock B., Schmid S., e Jacobson B. *Fundamental of Fluid Film Lubrication*, volume 2^a edição. Marcel Dekker, Inc., 2004.
- Lorentz B. *An approach to investigate surface roughness influence on non-lubricated and lubricated contacts by means of the finite element analysis*. Tesis de Doutorado, Faculty of Mechanical Engineering, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), Institute of Product Engineering of Karlsruhe (IPEK), France, 2013.
- Padró P. Finite element simulation of elastic contact between rubber rough surface and steel surface. 2015. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica), Escola Politècnica Superior d'Enginyeria de Manresa (EPSEM), Universidade Politècnica de Catalunya (UPC), Manresa, Catalunya.
- Raimondi A. e Boyd J. A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design: I. *ASLE Transactions*, 1:159–174, 1958a.
- Raimondi A. e Boyd J. A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design: II. *ASLE Transactions*, 1:175–193, 1958b.
- Raimondi A. e Boyd J. A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design: III. *ASLE Transactions*, 1:194–209, 1958c.