EFEITOS DE DIFERENTES GEOMETRIAS DE MANCAIS HIDRODINÂMICOS NA RESPOSTA DE UM ROTOR

Palavras-Chave: MANCAIS HIDRODINÂMICOS, COEFICIENTES EQUIVALENTES, RELAÇÃO VISCOSIDADE-TEMPERATURA

Autores(as):

Ana Julia Guimarães Braga, FEM – UNICAMP

Prof. Dr. Thales Freitas Peixoto FEM - UNICAMP

INTRODUÇÃO:

Os mancais constituem componentes mecânicos essenciais para o funcionamento de máquinas rotativas industriais como turbinas, turbocompressores, geradores elétricos e motores. Considerando o cenário industrial brasileiro, tais equipamentos desempenham um papel crítico em setores estratégicos, incluindo a geração de energia em usinas hidrelétricas, o processamento de petróleo e gás em refinarias, a produção de celulose e papel, além de aplicações em indústrias pesadas, como siderurgia e mineração (Bizarre, 2019). A crescente demanda por eficiência energética e confiabilidade operacional tem impulsionado a necessidade de sistemas rotativos com maiores velocidades de rotação e cargas suportadas, o que, por sua vez, exige avanços na modelagem e otimização dos mancais de lubrificação hidrodinâmica.

Os mancais hidrodinâmicos operam com base na formação de um filme contínuo de lubrificante, que é mantido por injeção forçada ou por ação autoinduzida devido ao movimento relativo entre as superfícies (Hamrock, Schmid e Jacobson, 1994). Esse filme de óleo é responsável por minimizar o atrito e o desgaste entre os componentes, além de atuar como um meio eficiente de dissipação térmica, absorvendo parte significativa do calor gerado durante a operação. Para simplificar sua modelagem e entender com mais clareza o comportamento dinâmico do rotor, é possível assumir que a película de óleo atua como um sistema mola-amortecedor. A caracterização dos mancais hidrodinâmicos e do seu filme de óleo têm como finalidade fornecer suporte numérico para a quantificação das forças transmitidas por estes componentes, forças estas causadas pelo próprio peso do rotor ou por um desbalanceamento do mesmo (MACHADO, 2011). Segundo o mesmo autor, isto é feito para que se conheça o comportamento do sistema estudado, caracterizando os modos de vibrar deste sistema - suas frequências naturais. Para a equivalência entre o filme de óleo e conjuntos de molas e amortecedores geralmente assume-se que as forças hidrodinâmicas geradas pelo filme de óleo são proporcionais aos deslocamentos e velocidades do eixo dentro do mancal - aproximação linear -, o que é considerado válido em determinadas faixas de rotação e vibração.

Ao longo do estudo, foram adotados dois modelos para descrever o comportamento do filme de óleo: o modelo hidrodinâmico (HD) e o modelo termohidrodinâmico (THD). O primeiro, por não considerar variações de temperatura no filme de óleo, permite simulações mais rápidas e com resultados condizentes para determinadas aplicações, já o modelo THD considera a influência das variações de temperatura no regime de lubrificação. Esse último modelo se mostra mais adequado em aplicações reais, pois considera o acoplamento entre os efeitos térmicos e hidrodinâmicos que ocorrem ao longo do mancal. Em particular, a viscosidade do lubrificante, parâmetro crítico para a formação e estabilidade do filme, é fortemente dependente da temperatura. À medida que a temperatura aumenta durante o funcionamento, a viscosidade do óleo tende a diminuir, reduzindo a espessura do filme e, consequentemente, a capacidade de suporte de carga do mancal.

Diversos modelos têm sido propostos na literatura para descrever a relação entre viscosidade e temperatura em fluidos lubrificantes. A principal vantagem da utilização desses modelos preditivos é a possibilidade de estimar com boa precisão o comportamento do fluido sem a necessidade de realizar medições experimentais em todas as faixas de temperatura envolvidas nos processos de interesse. Isso resulta em uma economia

significativa de tempo e recursos, além de facilitar a análise de sistemas complexos sob condições operacionais variáveis.

Diante desse contexto, o presente trabalho tem como objetivo em um primeiro momento investigar como a variação da razão L/d (razão do comprimento pelo diâmetro do mancal), da viscosidade do lubrificante e da folga do mancal influenciam na resposta do rotor e em um segundo momento, investigar os efeitos da adoção de diferentes modelos que descrevem a variação da viscosidade do lubrificante em função da temperatura, e analisar como tais modelos influenciam a resposta dinâmica de um sistema rotativo do tipo eixo-mancal com disco centralizado.

METODOLOGIA:

A Tabela 1 apresenta os modelos adotados neste trabalho para descrever a viscosidade em função da temperatura T. Nos modelos considerados, T representa a temperatura local do óleo, T_0 é uma temperatura de referência, e c_1, c_2 e c_3 são coeficientes ajustáveis específicos de cada equação.

Tabela 1 – Modelos de Viscosidade-Temperatura e suas equações características

Modelo	***Equação Característica***	***Modelo***	***Equação Característica***
Vogel	$\mu(T) = c_1 \cdot e^{\frac{c_2}{T-T_0}}$	*Slotte*	$\mu(T) = \frac{c_1}{(T+T_0)^{c_2}}$
Petroff	$\mu(T) = \frac{c_1}{1 + c_2 \cdot (T-T_0) + c_3 \cdot (T-T_0)^2}$	*Power Law*	$\mu(T) = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{c_1}$
Duhne	$\mu(T) = e^{\left[c_1 + c_2 \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right]}$	*Williams*	$\mu(T) = c_1 \cdot e^{-\frac{c_2 \cdot (T-T_0)}{c_3 + (T-T_0)}}$
Roelands	$\mu(T) = 10^{\left[-4.2 + 10^{\left(-c_1 \log\left(1 + \frac{T}{T_0}\right) + \log(c_2)\right)}\right]}$	*Sutherland*	$\mu(T) = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \cdot \frac{T_0 + c_1}{T + c_1}$
Reynolds	$\mu(T) = c_1 \cdot e^{-c_2 (T-T_0)}$		

Para determinar o comportamento da viscosidade em função da temperatura, foi realizado um ajuste não linear de curvas com base em um conjunto de dados discretos obtidos experimentalmente. Esses dados consistem em pares de temperatura e viscosidade do óleo lubrificante. Foi utilizada a técnica de regressão por mínimos quadrados, implementada por meio da função fminsearch do MATLAB. Essa função aplica o método de Nelder-Mead, que não exige o cálculo de derivadas, sendo apropriado para ajustes em funções com comportamento não linear. A estratégia envolveu a definição de uma função de resíduo, cujo objetivo é minimizar o erro quadrático entre os valores medidos e os estimados pela equação de cada um dos modelos. As constantes dos modelos, bem como a temperatura de referência, foram ajustadas por meio da busca do mínimo local da função de erro. Como o desempenho do fminsearch pode ser sensível à escolha dos valores iniciais, optou-se por definir esses parâmetros com base em critérios físicos e na análise preliminar dos dados. Após a convergência do processo de otimização, os parâmetros ajustados foram extraídos, e a curva resultante foi plotada juntamente aos dados experimentais. Os resultados indicaram boa concordância entre o modelo matemático ajustado e os dados medidos exceto para a equação de Sutherland uma vez que, conforme apontado na literatura (White, 2006), a Lei de Sutherland é especificamente formulada para gases, cuja viscosidade tende a aumentar com a elevação da temperatura — comportamento oposto ao observado em líquidos. Dessa forma, a tentativa de aplicar esse modelo a um lubrificante líquido mostrou-se inadequada.

Para a modelagem do mancal hidrodinâmico foi utilizado o pacote computacional Rotortest. Esse software tem como finalidade a análise dinâmica de sistemas rotativos, por meio da modelagem integrada de seus componentes — como eixo, discos, mancais e elementos de suporte — e das interações entre eles. O Rotortest foi inicialmente desenvolvido por pesquisadores do Politécnico de Milão, na Itália, sendo posteriormente introduzido no Brasil pela professora Kátia Lucchesi Cavalca e reestruturado pelo pesquisador Felipe Wenzel da Silva Tuckmantel.

No interior do programa, o comportamento do filme de óleo lubrificante é modelado levando-se em consideração o carregamento aplicado pelo peso do rotor, bem como as características geométricas do mancal. Essas características definem a expressão para a espessura do filme lubrificante, a qual é responsável pela geração do campo de pressões e, consequentemente, das forças hidrodinâmicas de sustentação. O lubrificante, por sua vez, é representado por um modelo equivalente de mola-amortecedor, e os coeficientes dinâmicos do

mancal (rigidez e amortecimento) são obtidos com base nas forças de sustentação calculadas a partir da distribuição de pressão. A equação de Reynolds, que descreve o comportamento do escoamento no filme de óleo, é resolvida numericamente por meio do método dos volumes finitos.

Quanto às configurações de entrada do programa, o processamento segue uma sequência de etapas interdependentes. A primeira etapa consiste na determinação do carregamento estático nos mancais, que influencia diretamente a etapa seguinte — o cálculo dos coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento dos suportes. A terceira etapa corresponde à interpolação dos coeficientes dinâmicos para a faixa de frequência de análise do sistema rotativo. A caracterização do mancal, por sua vez, exige a inserção de dados geométricos e físicos do componente, como diâmetro, comprimento, folga e tipo de material. Para as simulações HD, além dos passos descritos, foi necessário caracterizar o eixo com todos os seus nós, em que são inseridos as dimensões e o material dele.

Nas simulações THD, para a modelagem do lubrificante, o procedimento adotado é análogo à caracterização de materiais, permitindo a inserção manual de dados de viscosidade em função da temperatura ou da pressão. Com base nesses dados, o Rotortest realiza uma interpolação polinomial para estimar os valores fora da faixa experimental. No entanto, esse tipo de aproximação pode gerar inconsistências físicas, principalmente em temperaturas que extrapolam o intervalo de medição original. Por esse motivo, é usual a utilização de modelos analíticos que relacionem a viscosidade com a temperatura, o que é prática comum em simulações termo-hidrodinâmicas. Dentro do ambiente do programa, o usuário pode selecionar o modelo desejado e inserir diretamente os coeficientes correspondentes. O procedimento adotado para a determinação desses coeficientes foi apresentado acima.

RESULTADOS E DISCUSSÃO:

Os primeiros resultados foram obtidos a partir da simulação do modelo hidrodinâmico do mancal. Tanto o eixo quanto os mancais são feitos de aço, sendo o eixo modelado com 10 mm de diâmetro e 800 mm de comprimento. Um disco centralizado foi acoplado ao eixo, com 90 mm de diâmetro e 20 mm de comprimento. Foram utilizados mancais cilíndricos de geometria fixa, variando-se os seguintes parâmetros: razão L/d (com valores de 4, 2, 1,5, 1,25, 1, 0,75, 0,5 e 0,25), folga (90 µm, 50 µm, 70 µm, 110 µm e 130 µm) e viscosidade do lubrificante (ISO VG 32 a 21 °C, 20 °C, 35 °C e 46 °C). As simulações foram realizadas considerando a mesma faixa de rotação para todas as condições. No entanto, a simulação para a razão L/d = 0,25 não pôde ser concluída, pois exigiria velocidades de rotação mais elevadas para que o modelo permanecesse válido, devido ao comprimento extremamente reduzido do mancal. Como o objetivo era manter todos os casos dentro da mesma faixa de rotação, optou-se por descartar esse cenário da análise. As figuras 1 e 2 ilustram alguns dos resultados obtidos nessa fase.

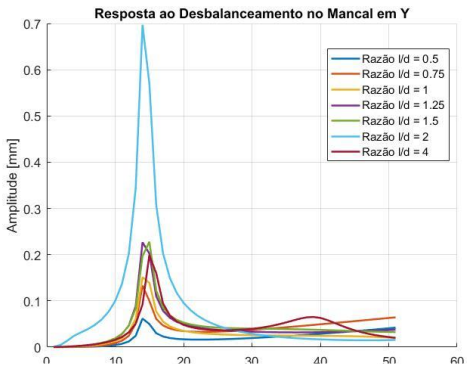

Fig. 1: Resposta ao desbalanceamento no mancal na direção Y variando a razão L/d.

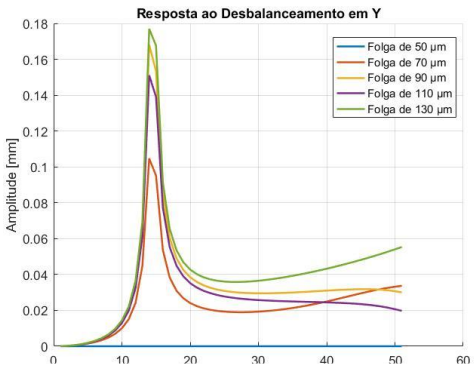

Fig. 2: Resposta ao desbalanceamento no mancal na direção Y variando a folga.

Os primeiros resultados obtidos para as simulações THD referem-se à distribuição de pressão no mancal hidrodinâmico analisado. O mancal considerado nas simulações é fabricado em aço, possui razão L/d = 1 e folga radial de 90 μm. Antes da execução das simulações, os coeficientes ajustados para cada modelo de viscosidade foram inseridos no software Rotortest com base nos dados de bancada.

A Figura 3 mostra os resultados do ajuste das curvas de viscosidade em função da temperatura para o óleo ISO VG32. Observa-se uma boa concordância entre os modelos e os dados experimentais, especialmente na faixa de 30 °C a 50 °C.

Pequenas discrepâncias são notadas nos modelos de Reynolds, Duhne e Power Law, o que era esperado em função da simplicidade matemática dessas formulações. As rotações simuladas variaram de 600 a 10600 rpm. A Figura 4 apresenta o campo de pressão obtido para o modelo de Duhne a 10600 rpm. Verifica-se que a posição e a magnitude do pico de pressão são bastante semelhantes entre todos os modelos considerados, por este motivo apenas um modelo está aqui representado.

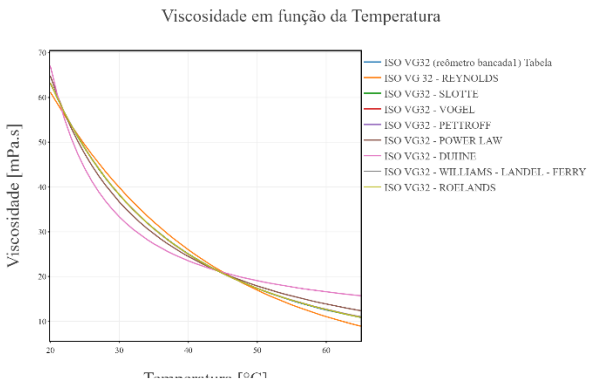

Fig. 3: Curvas de viscosidade em função da temperatura para o óleo ISO VG 32 com diferentes modelos de ajuste.

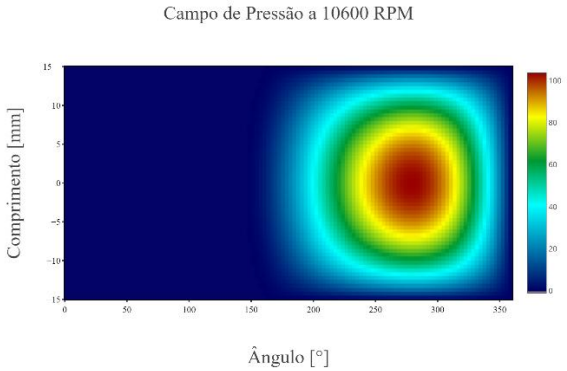

Fig. 4: Distribuição de pressão no mancal utilizando o modelo de Duhne a 10600 rpm.

As Figuras 5 e 6 representam a distribuição de temperatura no filme de óleo lubrificante para o modelo de Duhne, considerando as projeções axial e circunferencial-axial, respectivamente. As condições de contorno adotadas foram: mancal adiabático, eixo isotérmico, saída adiabática e injeção de óleo a uma temperatura equivalente à mistura do fluido recirculado com o óleo fresco. Observa-se que a maior espessura do filme ocorre na região central do mancal, conforme mostrado na Figura 6. A fronteira de saída (lado direito) e a superfície do mancal (base inferior) foram modeladas como adiabáticas, ou seja, sem troca de calor com o meio externo. Como resultado dessas condições, o calor gerado pela dissipação viscosa tende a se concentrar no canto inferior direito da projeção, próximo à junção da superfície do mancal com a saída do escoamento, como evidenciado na Figura 5. De maneira análoga ao observado nos campos de pressão, os campos de temperatura obtidos para os diferentes modelos de viscosidade apresentam comportamentos semelhantes.

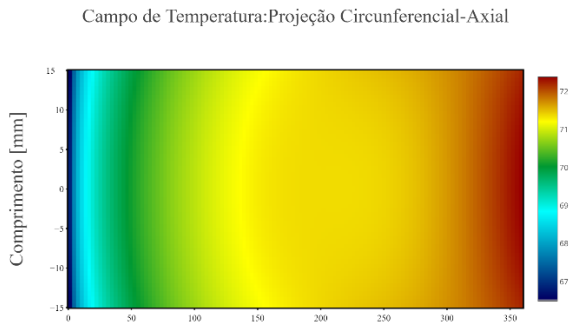

Fig. 5: Distribuição de temperatura no filme de óleo a 10600 rpm utilizando o modelo de Duhne – projeção circunferencial–axial.

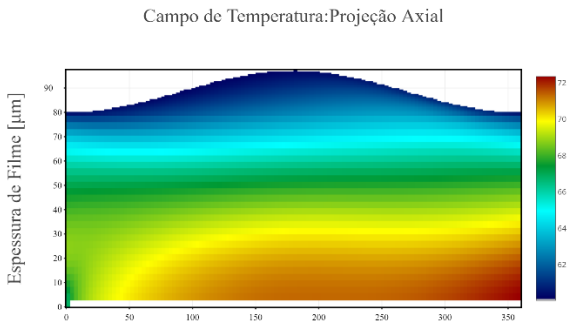

Fig. 6: Distribuição de temperatura no filme de óleo a 10600 rpm utilizando o modelo de Duhne – projeção axial.

A figura 7 apresenta as curvas dos coeficientes de rigidez diretos e cruzados (K_{zz}, K_{yy}, K_{zy}, K_{yz}) para todos os modelos de viscosidade-temperatura analisados. Observa-se que, de modo geral, as curvas seguem tendências semelhantes, embora apresentem pequenas discrepâncias entre os modelos, especialmente nos casos de Duhne, Reynolds e Power Law. Como é característico de mancais cilíndricos, para altas velocidades de rotação, o coeficiente cruzado K_{yz} superou o coeficiente direto K_{zz}, o que pode afetar a estabilidade do sistema apoiado nesses mancais, operando a rotações elevadas. Os coeficientes de amortecimento, para todos os modelos analisados, foram muitos semelhantes conforme demonstra o comportamento das curvas no gráfico da Figura 8. Isso indica

que, apesar das diferentes abordagens para a modelagem da viscosidade em função da temperatura, o efeito sobre a dissipação de energia no sistema permanece praticamente inalterado entre os modelos considerados.

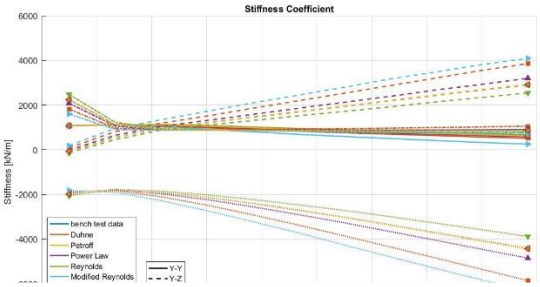

Fig. 7: Coeficientes de rigidez diretos e cruzados para cada modelo de viscosidade.

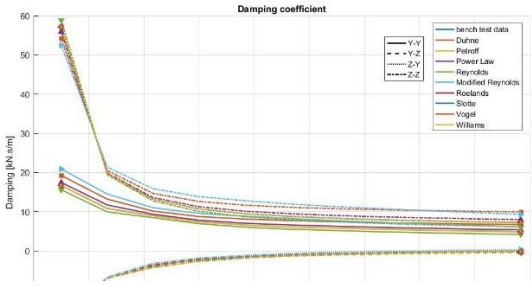

Fig. 8: Coeficientes de amortecimento diretos e cruzados para cada modelo de viscosidade.

CONCLUSÕES:

Com base nos resultados apresentados até o presente momento, observa-se que não há um modelo significativamente superior aos demais, uma vez que todos se ajustam de forma satisfatória e fornecem resultados semelhantes. Assim, a escolha do modelo de viscosidade não impacta de maneira expressiva nos resultados obtidos, sendo mais relevante o modo como a viscosidade varia com a temperatura. No que diz respeito às simulações HD, observa-se que as variações, sobretudo na folga, alteram significativamente a resposta do sistema.

BIBLIOGRAFIA

Bizarre, L., 2019. **Modelo de lubrificação THD para mancais de segmentados considerando a direção da espessura do filme e alimentação – Teoria e Experimento** (Tese de doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, Brasil.

Daniel, G.B., 2012. **Desenvolvimento de um modelo termohidrodinâmico para análise de mancais segmentados** (Tese de Doutorado). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil.

Dowson, D., 1962. **A Generalized Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication**. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 4, No. 2, pp. 159–170.

Ferron, J., Frene, J. e Boncompain, R., 1983. **A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing: Comparison Between Theory and Experiments**. *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 422–428.

Hamrock, B.J., Schmid, S.R. e Jacobson, B.O., 1994. **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**, 2nd ed. McGraw-Hill, New York.

Krämer, E., 2013. **Dynamics of Rotors and Foundations**. Springer Science and Business Media.

Machado, T.H., 2011. **Avaliação de mancais hidrodinâmicos com descontinuidades geométricas** (Dissertação de Mestrado). [s.n.].

MathWorks, 2025. **Find minimum of unconstrained multivariable function using derivative-free method – MATLAB fminsearch**. Disponível em: https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fminsearch.html. Acesso em: 25 maio 2025.

Ocvirk, E.W., 1952. **Short bearing approximation for full journal bearings**. *National Advisory Committee for Aeronautics*, Technical Note 2808, Cornell University.

Peixoto, T.F., 2016. **Análise de rotores apoiados por mancais axiais** (Dissertação de Mestrado). [s.n.].

Peixoto, T.F., 2020. **Dynamic analysis of turbochargers with thermo-hydrodynamic lubrication bearings** (Ph.D. thesis). University of Campinas, School of Mechanical Engineering, Campinas, SP, Brazil.

Tower, B., 1885. **Second Report on Friction Experiments**. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 36, pp. 58–70.

Tuckmantel, F.W.S., 2010. **Integração de sistemas rotor–mancal hidrodinâmico–estrutura de suporte para resolução numérica** (Dissertação de Mestrado). [s.n.].

White, F.M., 2006. **Fluid Mechanics**, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, NY.