



UNICAMP

Lubrificação Termohidrodinâmica em Mancais Radiais



Autores: Diogo Stuaní Alves (bolsista), Katia Lucchesi Cavalca (orientadora).
Colaborador: Gregory Bregon Daniel.

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Financiamento do projeto: SAE Unicamp – bolsa empresa ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo Ltda.

Mancais Radiais - Lubrificação Termohidrodinâmica (THD) - Método das Diferenças Finitas

Introdução

A análise termohidrodinâmica tem sido usada para modelar o aquecimento do fluido de trabalho em um mancal, devido ao cisalhamento do lubrificante durante a operação. Este aquecimento afeta as propriedades do lubrificante, uma vez que a viscosidade diminui com o aumento da temperatura. Conseqüentemente, a redução da viscosidade gera um decréscimo no atrito viscoso e reduz a pressão do filme de óleo. Sendo assim, as forças hidrodinâmicas são reduzidas. A investigação do comportamento termohidrodinâmico do lubrificante em um mancal radial é de extrema importância, pois, possibilita maior confiabilidade e otimização do projeto, evitando assim problemas durante a operação da máquina.

Metodologia

A base da teoria moderna da lubrificação hidrodinâmica é a equação de Reynolds, na qual a solução fornece a distribuição de pressão no filme de óleo:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot r_e \cdot \omega \cdot \frac{\partial h}{\partial z}$$

Após determinado a distribuição de pressão no mancal, é necessário obter o campo de velocidades do fluido:

$$u = r_e \cdot \omega \cdot \frac{y}{h} - y \cdot \left(\frac{h-y}{2 \cdot \eta} \right) \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad v = \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \left[\frac{y}{h} \cdot u + r_e \cdot \omega \cdot \left(\frac{y}{h} \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{y}{h} \right) \right]$$

$$w = -y \cdot \left(\frac{h-y}{2 \cdot \eta} \right) \cdot \frac{\partial p}{\partial y}$$

Após obter a distribuição de pressão e o campo de velocidades, é necessário determinar a equação da energia, apresentada nesse trabalho de forma simplificada:

$$\rho \cdot Cp \cdot \left(u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \cdot \Phi$$

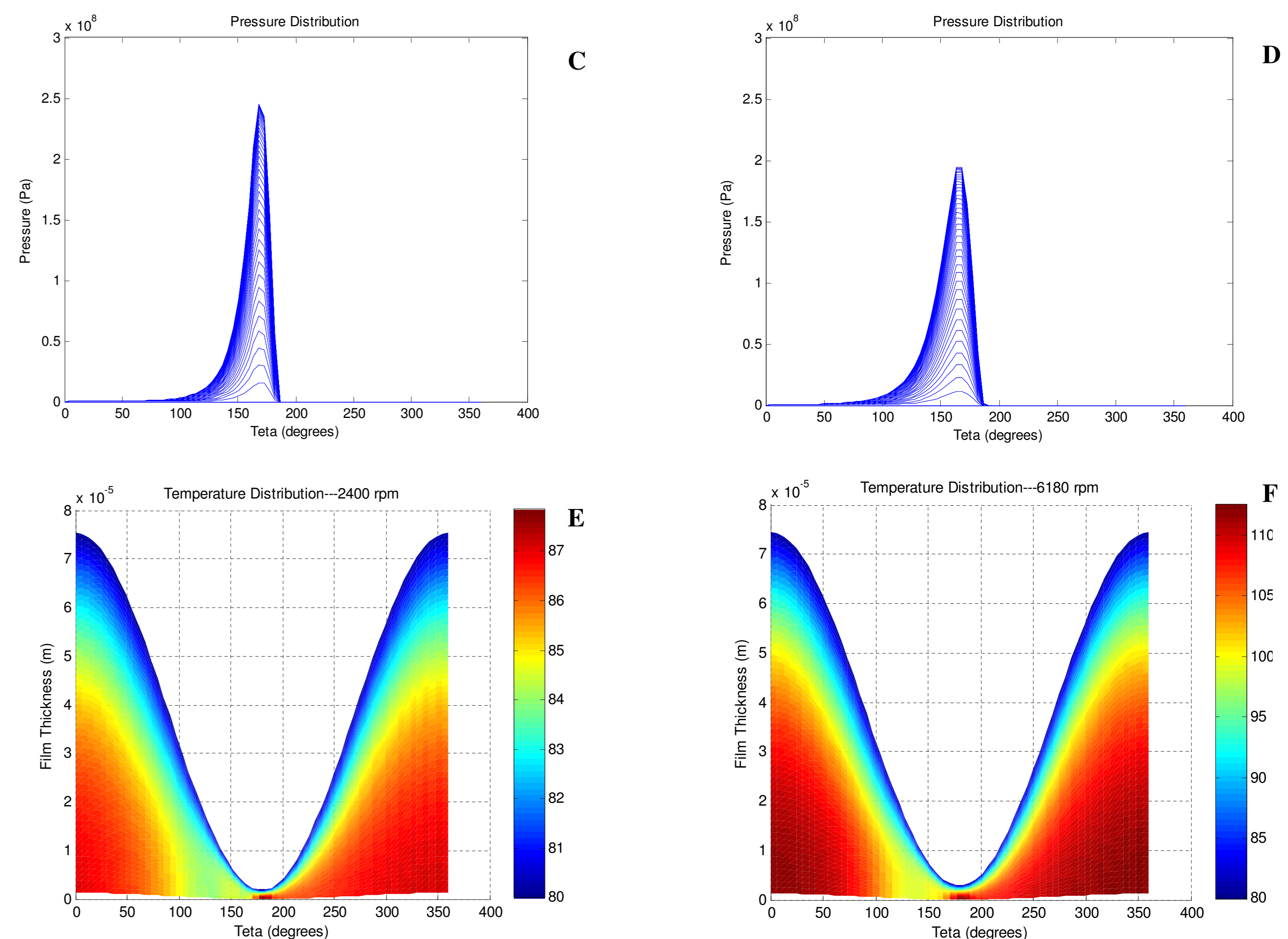
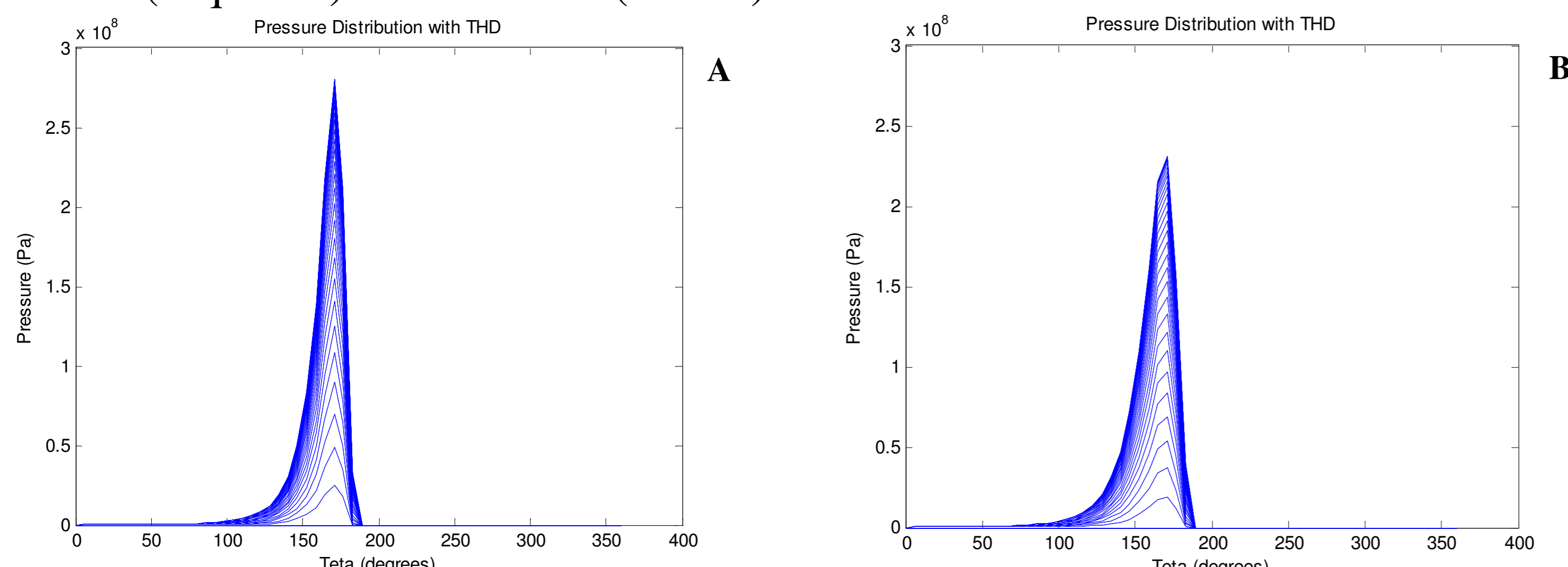
$$\Phi = 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2$$

A função que fornece o valor da viscosidade no sistema é determinada através da distribuição da temperatura:

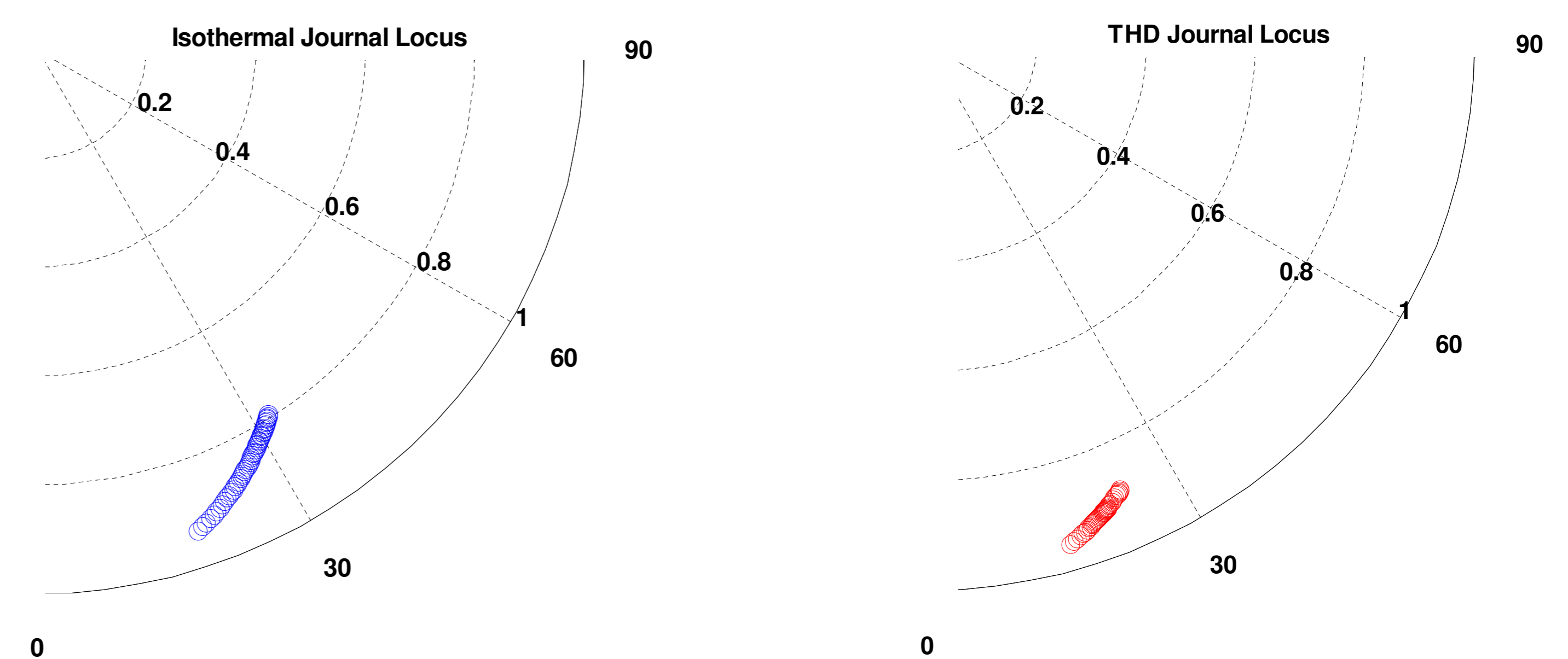
$$\eta = \eta_i \cdot \exp(-C_1 \cdot (T - T_i) + C_2 \cdot p)$$

Resultados

Avaliando o efeito da rotação em lubrificação THD (A e B) e HD (C e D), a 2400 RPM (esquerda) e 6180 RPM (direita) tem-se:



São apresentados os *locus* (lugar geométrico do centro do eixo) para os modelos isotérmico HD e THD. Nota-se a queda do *locus* devido a diminuição da viscosidade, no modelo THD, para as mesmas velocidades de rotação do eixo.



Conclusões

- Os resultados obtidos a partir do modelo THD revelaram que a razão de excentricidade adimensional é maior em relação ao modelo isotérmico, para a mesma carga e velocidade de rotação, resultando em maiores picos de pressão na área de sustentação do eixo;
- A máxima temperatura se localiza na mínima espessura do filme (figuras E e F), devido à elevada tensão de cisalhamento no lubrificante nessa região;
- Em condições críticas, maiores gradientes de pressão possuem influência significativa na distribuição de temperatura, afetando a homogeneidade da distribuição.

Referências Bibliográficas

- Cameron, A., 1951, "Heat Transfer in Journal Bearings: A Preliminary Investigation", Proceedings of the 1951 general Discussion on Heat Transfer, Instn. Mech. Engrs., pp. 194-197.
- Dowson, D., March, C. N., 1966a, "A Thermohydrodynamic Analysis of Journal Bearings", Proc. Institution of Mechanical Engineers, 181, Part 30, pp. 117-126.
- Fitzgerald, M. K., Neal, P. B., 1992, "Temperature Distribution and Heat Transfer in Journal Bearings", ASME Journal Tribology, 114, pp. 122-130.