

DOI: [10.16078/j.tribology.2019016](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019016)

计入油膜惯性作用椭圆接触弹流 润滑性能研究

孟凡明*, 张万民
(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘 要: 基于计入惯性项的Navier-Stokes方程和连续性方程, 建立了计入油膜惯性作用的椭圆接触弹性流体润滑模型, 研究了油膜惯性对椭圆接触弹流润滑性能的影响. 弹性变形通过快速傅里叶变换(FFT)计算, 而油膜压力通过复合直接迭代法求解. 数值结果表明: 在计入油膜惯性作用后, 润滑膜的二次压力峰增大, 入口区的油膜速度减小, 且逆流区范围扩大; 考虑油膜惯性作用后油膜厚度有所增大, 当载荷从300 N增加到700 N时, 中心膜厚最大增加了5.14%. 试验结果也表明, 考虑油膜惯性作用后的中心膜厚数值解与试验结果更加接近.

关键词: 油膜惯性; 椭圆接触; 油膜压力; 中心膜厚; FFT
中图分类号: TH 133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-0595(2019)05-0585-08

Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contact Considering Effect of Inertia of Lubrication Film

MENG Fanming*, ZHANG Wanmin

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: An elastohydrodynamic lubrication (EHL) model of the elliptical contact considering the lubrication film inertia was proposed based on the Navier-Stokes equation considering the inertia and continuity equation, and then the film inertia effect on the EHL performance of the elliptical contact was studied. In doing so, the deformation and proposed model were solved, respectively, with a Fast Fourier Transform (FFT) and composite direct iteration method. The numerical results show that with the consideration of the film inertia effect, the secondary pressure spike of the lubrication film increased, and the lubricant velocity became smaller and the lubricant reflow became more obvious in the inlet. The inertia also led to an increment in the film thickness, of which the center film thickness increased up to 5.14% when the load increased from 300 to 700 N. The experimental result also showed that the center film thickness considering the inertia effect was close to the experimental result.

Key words: film inertia; elliptical contact; film pressure; central film thickness; FFT

椭圆接触作为弹流润滑研究中一种典型的接触形式, 广泛存在于滚动轴承等机械零部件中. 为准确分析椭圆接触的弹流润滑性能, 广大摩擦学研究者进行了大量的研究^[1-5]. 例如, 郭峰等^[6]通过试验方法研究了椭圆接触下的气穴现象, 发现卷吸速度的大小和方向对气穴效应有着重要影响; 王文中等^[7]建立了椭圆接触下油气润滑的膜厚随时间的变化关系, 并发现高转速、大载荷下所需的供油时间更短; 刘少军等^[8]指出考虑弹流润滑影响的滚动轴承寿命预测方法更接近ISO标准; 吕延军等^[9]发现轴承转速和载荷等参数对椭圆

Received 21 January 2019, revised 18 March 2019, accepted 24 April 2019, available online 28 September 2019.
*Corresponding author. E-mail: fmmeng@cqu.edu.cn, Tel: +86-13983981735.
The project was supported by the National Key R&D Program of China (2018YFB2000604) and the National Natural Science Foundation of China (51775067).
国家重点研发计划(2018YFB2000604)和国家自然科学基金项目(51775067)资助.

圆接触的油膜压力和膜厚有明显的影响;Liu等^[10]求解椭圆接触弹流润滑问题时考虑了Eyring剪切稀化流的剪切应力和有效黏度.以上针对椭圆接触的研究中均未考虑油膜惯性的作用.

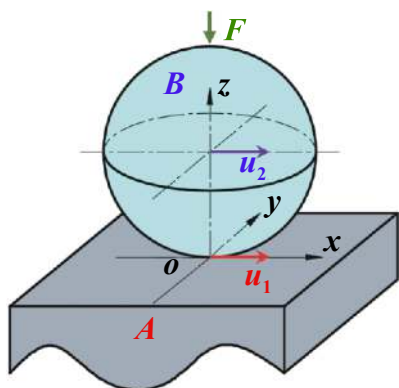
在高速情况下,润滑剂的惯性作用显著,因此有必要研究油膜惯性对椭圆接触性能的影响.针对油膜惯性作用的研究,相关研究主要集中在滑动轴承性能研究上^[11-12].例如,Fan等^[13]发现流体惯性会导致滑动轴承气穴区起始位置提前且气穴区范围变大,Javorova等^[14]发现流体惯性会导致滑动轴承摩擦系数减小,Lin等^[15]指出流体惯性会使滑动轴承的油膜承载能力下降.然而目前考虑润滑剂惯性作用的椭圆接触弹流润滑性能研究尚未发现.为此,本研究基于考虑惯性作用的Navier-Stokes方程,建立椭圆接触下考虑流体惯性的弹流润滑模型.本文作者以深沟球轴承为例,在不同载荷、卷吸速度、滑滚比及润滑剂初始黏度

下,研究油膜惯性对椭圆接触弹流润滑性能的影响,同时进行了相关试验验证,以期对椭圆接触的弹流润滑性能准确分析提供一定的理论参考.

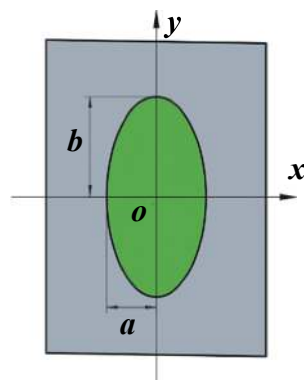
1 控制方程

椭圆接触示意图如图1所示.图1(a)为椭圆接触模型,其中A为下表面,B为滚动体; x 为椭圆接触中短半轴方向, y 为椭圆接触中长半轴方向, z 为垂直于 xoy 平面指向滚动体中心方向; F 为施加在滚动体B上的载荷; u_1 和 u_2 分别为下表面A和滚动体B沿 x 方向的速度; u_e 为润滑剂卷吸速度且 $u_e = (u_1 + u_2)/2$,滑滚比 $S = 2(u_1 - u_2)/(u_1 + u_2)$.图1(b)为椭圆接触区,其中 a 和 b 分别为短半轴和长半轴长度.

假设使用的润滑剂为等温层流状态的牛顿流体,且润滑过程中流固界面处假设未滑移,此时计入流体惯性影响的Navier-Stokes方程可写成如下形式^[16-17]:



(a) Elliptical contact model



(b) Elliptical contact region

Fig. 1 Schematic of elliptical contact

图 1 椭圆接触示意图

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho(I_x) = \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} + \rho(I_y) = \mu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2)$$

式中: I_x 和 I_y 分别表示流体质点沿 x 和 y 方向的惯性力, $I_x = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} u + \frac{\partial u}{\partial y} v + \frac{\partial u}{\partial z} w \right)$ 且 $I_y = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial x} u + \frac{\partial v}{\partial y} v + \frac{\partial v}{\partial z} w \right)$.

为便于计算,引入以下无量纲参考量: $U = u/u_e$, $V = v/u_e$, $W = w/u_e$, $U_1 = u_1/u_e$, $U_2 = u_2/u_e$; X 、 Y 和 Z 为无量纲坐标, $X = x/a$, $Y = y/b$, $Z = z/h$, 其中 h 为有量纲油膜厚度.无量纲油膜厚度 $H = h/a$, k 为椭圆率且 $k = b/a$; P 为无量纲油膜压力且 $P = p/p_h$, p_h 为最大Hertz接触应力且 $p_h = 3F/2\pi ab$; 无量纲黏度 $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$, η_0 为润滑剂初始黏度.

对式(1)和(2)沿 z 方向求积分并无量纲化后可以得到计入惯性项的油膜在 x 和 y 方向的无量纲速度:

$$U = U_1 + \frac{ap_h}{\eta_0 u_e} \frac{H^2}{2\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial X} (Z^2 - Z) + (U_2 - U_1)Z + Re \frac{H^2}{\bar{\eta}} \int_0^Z \int_0^Z \bar{I}_x dZ dZ - Re H^2 \bar{I}_x' Z \quad (3)$$

$$V = \frac{ap_h}{\eta_0 u_e} \frac{H^2}{2\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial Y} (Z^2 - Z) + Re \frac{H^2}{\bar{\eta}} \int_0^Z \int_0^Z \bar{I}_y dZ dZ - Re H^2 \bar{I}_y' Z \quad (4)$$

式中: Re 为Reynolds数且 $Re = au_e \rho_0 / \eta_0$, 其中 ρ_0 为润滑剂初始密度.

$\bar{I}_x$ 和 $\bar{I}_y$ 的定义如下:

$$\bar{I}_x = \bar{\rho} \left[U \left(\frac{\partial U}{\partial X} - \frac{Z}{H} \frac{\partial H}{\partial X} \frac{\partial U}{\partial Z} \right) + \frac{V}{k} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} - \frac{Z}{H} \frac{\partial H}{\partial Y} \frac{\partial U}{\partial Z} \right) + W \left(\frac{1}{H} \frac{\partial U}{\partial Z} \right) \right] \quad (5)$$

$$\bar{I}_y = \bar{\rho} \left[U \left(\frac{\partial V}{\partial X} - \frac{Z}{H} \frac{\partial H}{\partial X} \frac{\partial V}{\partial Z} \right) + \frac{V}{k} \left(\frac{\partial V}{\partial Y} - \frac{Z}{H} \frac{\partial H}{\partial Y} \frac{\partial V}{\partial Z} \right) + W \left(\frac{1}{H} \frac{\partial V}{\partial Z} \right) \right] \quad (6)$$

式(3)和(4)中: $\bar{I}_x = \frac{1}{\bar{\eta}} \int_0^1 \int_0^Z \bar{I}_x dZ dZ$, $\bar{I}_y = \frac{1}{\bar{\eta}} \int_0^1 \int_0^Z \bar{I}_y dZ dZ$.

油膜在 z 方向的无量纲速度由连续性方程得到:

$$W = -H \left(\frac{\partial}{\partial X} \int_0^Z U dZ + \frac{\partial}{k \partial Y} \int_0^Z V dZ \right) \quad (7)$$

获得计入流体惯性影响的油膜速度后, 进一步对油膜速度沿 z 方向进行积分得到 x 、 y 方向的流量, 把获得的流量代入连续性方程可得到计入流体惯性影响的无量纲Reynolds方程:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon^x \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\varepsilon^y \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{\partial (\bar{\rho} H)}{\partial X} + Re \frac{\partial (\bar{\Omega}_x H^3)}{\partial X} + \frac{Re}{k} \frac{\partial (\bar{\Omega}_y H^3)}{\partial Y} \quad (8)$$

考虑惯性项的方程(8)中: $\varepsilon^x = \frac{a}{12u_e} \frac{p_h}{\eta_0} \left(\frac{\bar{\rho} H}{\bar{\eta}} \right)$, $\varepsilon^y = \frac{1}{k^2} \frac{a}{12u_e} \frac{p_h}{\eta_0} \left(\frac{\bar{\rho} H}{\bar{\eta}} \right)$, $\bar{\Omega}_x = \bar{I}_x'' - \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{I}_x'$, $\bar{\Omega}_y = \bar{I}_y'' - \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{I}_y'$, 且 $\bar{I}_x'' = \frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \int_0^1 \int_0^Z \int_0^Z \bar{I}_x dZ dZ dZ$, $\bar{I}_y'' = \frac{\bar{\rho}}{\bar{\eta}} \int_0^1 \int_0^Z \int_0^Z \bar{I}_y dZ dZ dZ$.

无量纲油膜厚度表达式如下:

$$H(X, Y) = H_0 + \frac{aX^2}{2R_x} + \frac{kY^2}{2aR_y} + D(X, Y) \quad (9)$$

式中: H_0 为无量纲刚体中心膜厚且 $H_0 = h_0/a$; R_x 和 R_y 分别为滚动体沿 x 方向和 y 方向的等效曲率半径. 无量纲弹性变形 $D(X, Y) = d(X, Y)/a$, $D(X, Y)$ 由Boussinesq积分计算求得:

$$D(X, Y) = \frac{kp_h}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{P(X', Y')}{\sqrt{(X - X')^2 + k^2(Y - Y')^2}} dX' dY' \quad (10)$$

式中: E' 为下表面与滚动体的综合弹性模量, $1/E' = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$, E_1 和 E_2 分别为下表面与滚动体的弹性模量, 它们的泊松比分别为 ν_1 和 ν_2 . $P(X', Y')$ 为已知点 (X', Y') 处的油膜压力. Ω 为椭圆接触的计算域.

润滑剂无量纲黏度 $\bar{\eta}$ 采用Roelands黏压关系式计算:

$$\bar{\eta} = \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[\left(1 + 5.1 \times 10^{-9} p_h P \right)^{z_1} - 1 \right] \right\} \quad (11)$$

式中: p_h 为最大赫兹接触压力; $z_1 = \alpha/[5.1 \times 10^{-9}(\ln \eta_0 + 9.67)]$, 其中 α 为Barus黏压系数.

润滑剂无量纲密度 $\bar{\rho}$ 采用Dowson-Higginson密度公式计算:

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{A_1 p_h P}{1 + B_1 p_h P} \quad (12)$$

式中: A_1 取 $0.6 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$, B_1 取 $1.7 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$.

2 数值求解

基于建立的计入油膜惯性作用的椭圆接触弹流润滑模型, 采用FFT方法求解弹性变形, 采用复合直接迭代法求解压力^[18]. 求解模型时计算域为 $\{(X, Y, Z)|-4.5 \leq X \leq 1.5, -2 \leq Y \leq 2, 0 \leq Z \leq 1\}$. 由于椭圆接触中椭圆率大于1, y 方向上的接触半宽更大, 故在 y 方向划分更密的网格, 因此在差分Reynolds方程求解时采用 128×512 的网格数. 在计算速度和惯性项有关系数时需要在 z 方向上的变化, 因此采用 $128 \times 512 \times 10$ 的网格节点数. 本文计算以深沟球轴承滚球与外滚道接触为例, 计算流程图如图2所示.

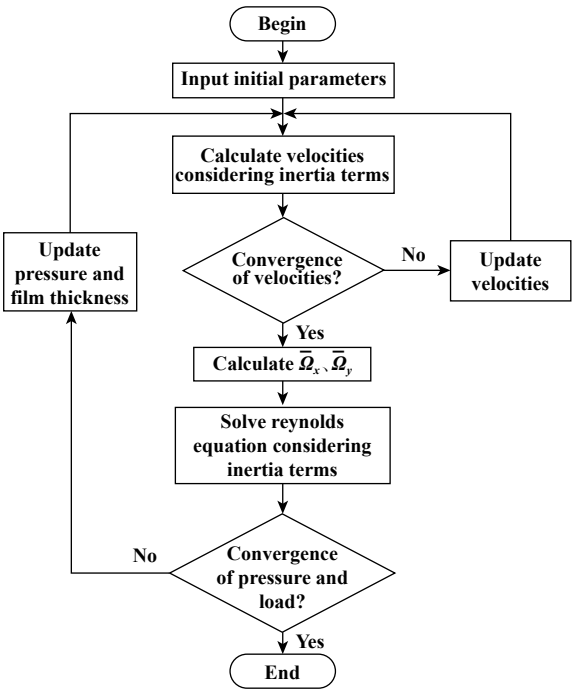


Fig. 2 Calculation flow chart
图2 计算流程图

计入油膜惯性作用的椭圆接触弹流润滑模型的详细求解步骤如下:

步骤1. 给定载荷 F 、下表面速度 u_1 或卷吸速度 u_e 、滑滚比 S 及润滑剂初始黏度 η_0 等初始参数.

步骤2. 根据式(5)和(6)计算 $\bar{I}_x$ 和 $\bar{I}_y$,再由式(3)和(4)计算计入惯性作用的无量纲油膜速度 U 和 V .

步骤3. 根据式(13)判断速度 U 是否收敛:

$$\frac{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} \sum_{k=0}^{N_z} |U_{i,j,k}^n - U_{i,j,k}^{n-1}|}{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} \sum_{k=0}^{N_z} |U_{i,j,k}^n|} \leq \varepsilon_U \quad (13)$$

式中速度 U 收敛精度 ε_U 取 1.0×10^{-4} .

同时根据式(14)判断速度 V 是否收敛:

$$\frac{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} \sum_{k=0}^{N_z} |V_{i,j,k}^n - V_{i,j,k}^{n-1}|}{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} \sum_{k=0}^{N_z} |V_{i,j,k}^n|} \leq \varepsilon_V \quad (14)$$

式中速度 V 收敛精度 ε_V 取 1.0×10^{-4} . 如果 U 、 V 均收敛则进入步骤4, 否则更新速度返回第2步重新迭代. 式中 N_x 、 N_y 、 N_z 分别表示数值计算时 x 、 y 和 z 方向的网格节点数, n 表示本轮迭代, $n-1$ 表示上一轮迭代.

步骤4. 求出 $\bar{I}_x'$ 、 $\bar{I}_y'$ 和 $\bar{I}_z'$,由此计算计入油膜惯性作用的Reynolds方程中的变量 $\bar{\Omega}_x$ 、 $\bar{\Omega}_y$.

步骤5. 通过FFT方法求解式(10)中的弹性变形,通过复合直接迭代法求解计入惯性项影响的Reynolds方程(8)获得压力.

步骤6. 根据式(15)判断油膜压力是否满足收敛准则:

$$\frac{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} |P_{i,j}^n - P_{i,j}^{n-1}|}{\sum_{i=0}^{N_x} \sum_{j=0}^{N_y} |P_{i,j}^n|} \leq \varepsilon_P \quad (15)$$

式中压力的收敛精度 ε_P 取 1.0×10^{-4} . 若满足,则进入第7步,否则更新油膜压力返回第5步重新迭代.

步骤7. 根据式(16)判断润滑剂无量纲支撑载荷是否满足收敛准则:

$$\frac{|\bar{F}^n - \bar{F}^{n-1}|}{\bar{F}^n} \leq \varepsilon_F \quad (16)$$

式中载荷的收敛精度 ε_F 取 1.0×10^{-3} . 若满足,则计算结束输出结果,否则更新刚体中心膜厚返回第5步重新

迭代计算.

3 结果与讨论

3.1 有无惯性作用比较

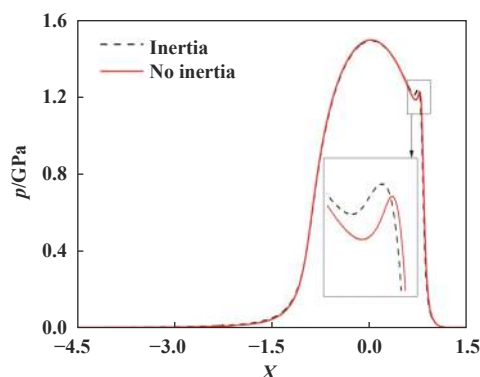
本研究中仿真计算参数参考深沟球轴承61 830,其当量曲率半径 R_x 和 R_y 分别为5.3和130.0 mm,椭圆率 k 为7.9,滚动体与滚道的材料均为GCr15轴承钢,其弹性模量和泊松比分别为207 GPa和0.29. 选用润滑剂初始黏度为0.050 Pa·s,初始密度为992 kg/m³,黏压系数为 1.85×10^{-8} m²/N. 以下研究结果均基于上述参数计算获得. 若无特殊说明,默认滑滚比 S 为0. 为了更直观反映流体惯性对椭圆接触弹流润滑性能的影响,作图时纵坐标使用有量纲单位.

图3给出了 $Y=0$ 平面上的有无惯性作用的结果对比. 从图3(a)中可以看出,考虑油膜惯性作用后二次压力峰增大. 由图3(b)可以看出,考虑油膜惯性作用后中心膜厚和最小膜厚均有所增大,文献[19-20]中也有类似结论.

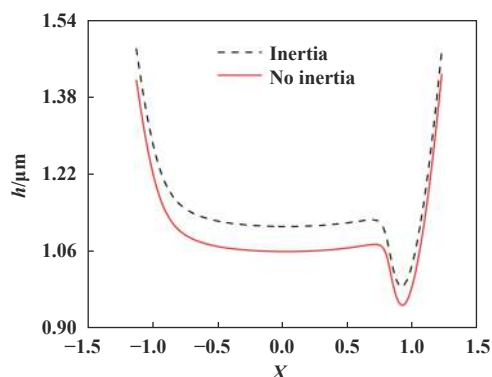
为更清楚地解释上述现象,图4给出了上述工况下计入与不计入油膜惯性作用的油膜速度分布,由图4(a)和图4(b)均可以看出,油膜在入口区的速度均比较低,并且发生了逆流. 在Hertz接触区油膜速度与卷吸速度基本相等,由于油膜在接触区出口发生颈缩,出口区附近油膜速度增大. 对比图4(a)和图4(b)可以发现,计入油膜惯性作用后,入口区的逆流现象更加明显,范围扩大,同时速度的最小值也由-1.0减小到-4.0 m/s;颈缩位置处的最大油膜速度从16.3增大到16.4 m/s,从而导致二次压力峰增大.

3.2 不同载荷下油膜惯性作用

图5给出了不同载荷 F 下有无油膜惯性作用的结



(a) Film pressure



(b) Film thickness

Fig. 3 Comparison of film pressure and film thickness between inertia and no inertia results ($F=500$ N, $u_e=10$ m/s)

图 3 有无惯性作用油膜压力和膜厚比较 ($F=500$ N, $u_e=10$ m/s)

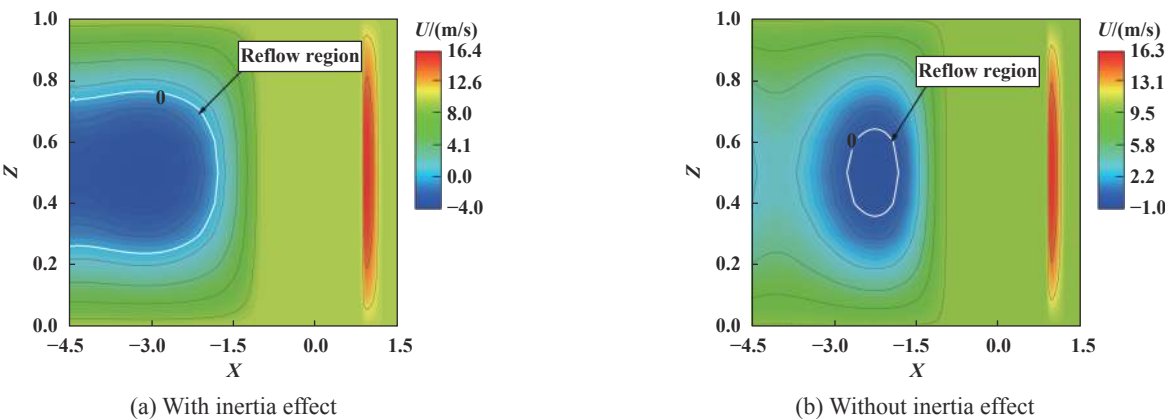


Fig. 4 Comparison of velocity distribution of film between inertia and no inertia results ($F=500\text{ N}$, $u_e=10\text{ m/s}$, $Y=0$)

图4 有无惯性作用油膜速度分布对比 ($F=500\text{ N}$, $u_e=10\text{ m/s}$, $Y=0$)

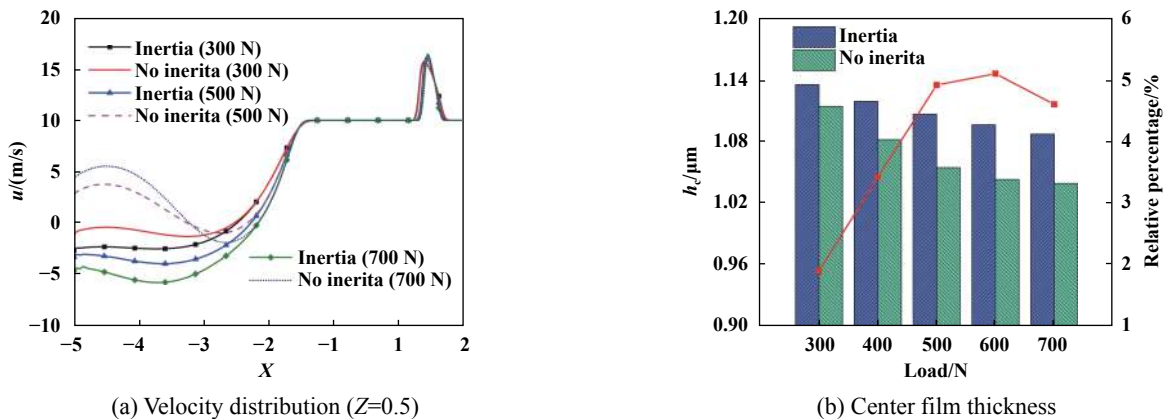


Fig. 5 Comparison of results under different loads between inertia and no inertia results($u_e=10\text{ m/s}$)

图5 不同载荷下有无油膜惯性作用结果对比($u_e=10\text{ m/s}$)

果对比。图5(a)为不同 F 下,考虑惯性项与不考虑惯性项的油膜速度,可以看出,不考虑惯性项的油膜速度在入口区先增大后减小,在油膜惯性作用的影响下,这个趋势变得更加平缓,而且油膜速度比不考虑惯性作用时更低。上述现象可由式(3)解释: $Re\frac{u^2}{\eta}\int_0^Z\int_0^Z\bar{I}_x\mathrm{d}Z\mathrm{d}Z$ 项必定小于 $ReH^2\bar{I}_xZ$ 项,因此油膜惯性的作用对油膜速度呈负作用,考虑油膜惯性作用后入口区的油膜速度变小。在 $X>-1.5$ 时,经过入口区后油膜压力急剧增大,导致润滑剂黏度增大,以上两项的值差距变得不明显,这种作用几乎可以忽略不计,所以经过入口区后有无惯性作用的油膜速度几乎相等。

图5(b)为不同 F 下,计入与不计入油膜惯性作用的中心膜厚对比。从该图可以看出,随着 F 增大,中心膜厚减小。这是由于载荷增大导致挤压效应增强,所以油膜厚度减小。同时对比有无惯性作用的中心膜厚可以看出,在考虑油膜惯性作用下的中心膜厚大于不考虑油膜惯性下的中心膜厚。在500 N载荷下,有无油膜惯性影响的中心膜厚相差达到5.14%。这是由于油膜

的惯性力克服了润滑剂与上下表面间的黏性力,从而促进了油膜的流动,并最终导致油膜厚度增大。

3.3 不同卷吸速度下油膜惯性作用

图6给出了不同卷吸速度 u_e 下有无油膜惯性影响的结果对比。图6(a)为有无油膜惯性影响的油膜速度。从该图可以看出,在入口区的油膜速度先增大后减小,甚至出现逆流;在靠近Hertz接触区,有无油膜惯性作用的油膜速度基本相同;在出口区由于油膜颈缩导致油膜速度发生突变,且 u_e 越大速度突变的幅值也越高。但在考虑油膜惯性影响后,入口区的油膜速度更低,且逆流区范围变大。因此在分析油膜速度时需要考虑油膜惯性的影响,进而可准确地分析油膜惯性对摩擦功耗等润滑性能的影响。

图6(b)给出了不同 u_e 下,考虑油膜惯性作用与不考虑油膜惯性作用中心膜厚的对比。从该图可以看出,随着 u_e 增大,动压效应增强,从而导致油膜厚度随之增大,在卷吸速度为9 m/s时,考虑油膜惯性作用后的中心膜厚比不考虑惯性作用下的中心膜厚增大了

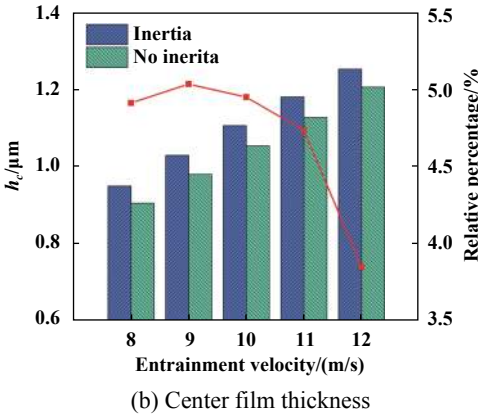
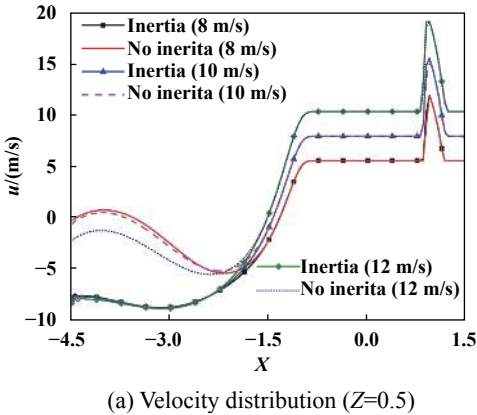


Fig. 6 Comparison of results under different velocities between inertia and no inertia results
图 6 不同卷吸速度下有无惯性作用结果对比($F=500\text{ N}$)

5.04%. 文献[21]中也得到类似结论,但其未考虑惯性项对弹流润滑性能的影响.

3.4 不同滑滚比下油膜惯性作用

图7为下表面速度 u_1 为10 m/s时,不同滑滚比 S 的情况下中心膜厚的变化.从图7可以看出,随着 S 增大,中心膜厚减小,考虑惯性作用后中心膜厚最大增加了5.06%.这是由于 S 会影响润滑剂的运动速度,在 u_1 一定的情况下, S 越大, u_e 越低,从而导致中心膜厚随之减小,这符合上一节得到的规律.图8为 $X=0$ 平面的油膜压力对比,从图8可以看出,考虑润滑剂惯性作用后油膜的二次压力峰有所增大.

3.5 不同润滑剂初始黏度下油膜惯性作用

润滑剂的参数也会直接影响轴承的弹流润滑性能.图9为不同润滑剂初始黏度 η_0 的情况下,有无油膜惯性作用的中心膜厚的变化.从图9可以看出,随着 η_0 增大,考虑油膜惯性作用与不考虑油膜惯性作用的油膜厚度都有所增大,但考虑油膜惯性的中心膜厚依

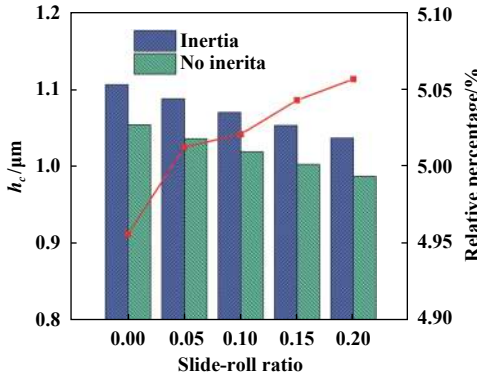


Fig. 7 Center film thicknesses under different slide-roll ratios($F=500\text{ N}$, $u_1=10\text{ m/s}$)
图 7 不同滑滚比下有无惯性作用中心膜厚对比($F=500\text{ N}$, $u_1=10\text{ m/s}$)

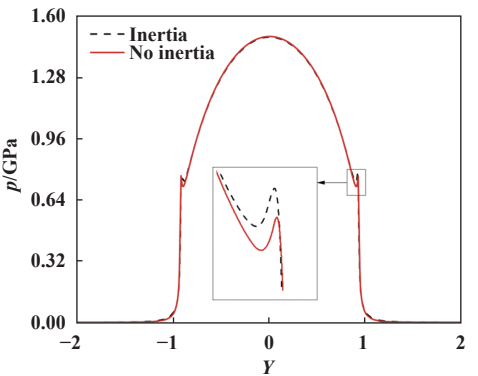


Fig. 8 Pressure under different slide-roll ratios($F=500\text{ N}$, $u_1=10\text{ m/s}$, $S=0.1$, $X=0$)
图 8 有无惯性作用油膜压力对比($F=500\text{ N}$, $u_1=10\text{ m/s}$, $S=0.1$, $X=0$)

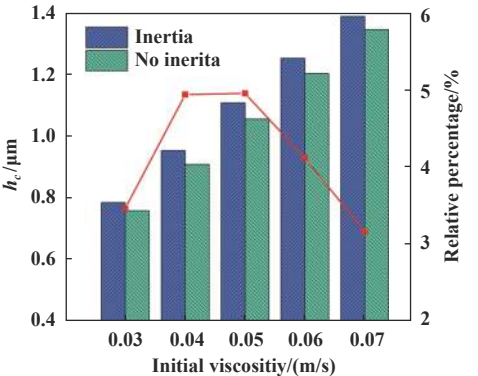


Fig. 9 Center film thicknesses under different initial viscosities ($F=500\text{ N}$, $u_e=10\text{ m/s}$)
图 9 不同初始黏度下有无惯性作用时中心膜厚的对比 ($F=500\text{ N}$, $u_e=10\text{ m/s}$)

然大于不考虑惯性项的中心膜厚,在润滑剂初始黏度为0.050 Pa·s时中心膜厚相差达4.96%.

3.6 试验验证

为验证上述结论,使用油膜厚度测试仪对点接触

($k=1$ 的椭圆接触)情况下的中心膜厚进行测量. 根据光干涉原理测量钢球与玻璃盘在油润滑条件下的中心膜厚, 仪器测量误差在0.5%以内, 试验结果为4次测量的平均值. 试验使用的钢球直径为22.225 mm, 其弹性模量和泊松比分别为207 GPa和0.29; 玻璃盘的弹性模量和泊松比分别为88 GPa和0.215. 试验使用的润滑剂为4106和4050合成航空润滑油, 它们的初始黏度分别为0.050和0.049 Pa·s, 黏压系数分别为 1.85×10^{-8} 和 2.02×10^{-8} m²/N. 试验时保证玻璃盘轨道和滚球无明显划痕, 更换润滑油进行试验时均使用无水乙醇对设备进行清洗, 确认无润滑油污染再进行下一步试验.

图10给出试验测得的中心膜厚与仿真结果的对比. 图10(a)、图10(b)分别反映了4050合成航空润滑油在

50 N和60 N两种载荷下的中心膜厚对比. 在试验开始阶段, 由于润滑剂卷吸速度较低, 动压效应不明显, 油膜厚度较小, 滚球和玻璃盘的表面形貌等因素可能会对试验结果造成较大的影响, 所以在卷吸速度较小时试验测得的膜厚与仿真结果之间的规律不明显. 随着卷吸速度增大, 动压效应增强, 进一步导致中心膜厚增大. 对比图10(a~b)中3条曲线可以发现, 考虑惯性项影响后的中心膜厚要大于不考虑惯性影响的中心膜厚, 而且此时与试验测量的中心膜厚更加接近, 少许的差异可能是粗糙度产生的热效应计算中没有被考虑.

图10(c)给出了50 N载荷下, 4106航空润滑油的中心膜厚试验结果与有无惯性项的仿真结果对比. 同4050润滑油类似, 发现考虑了油膜惯性的影响后, 润

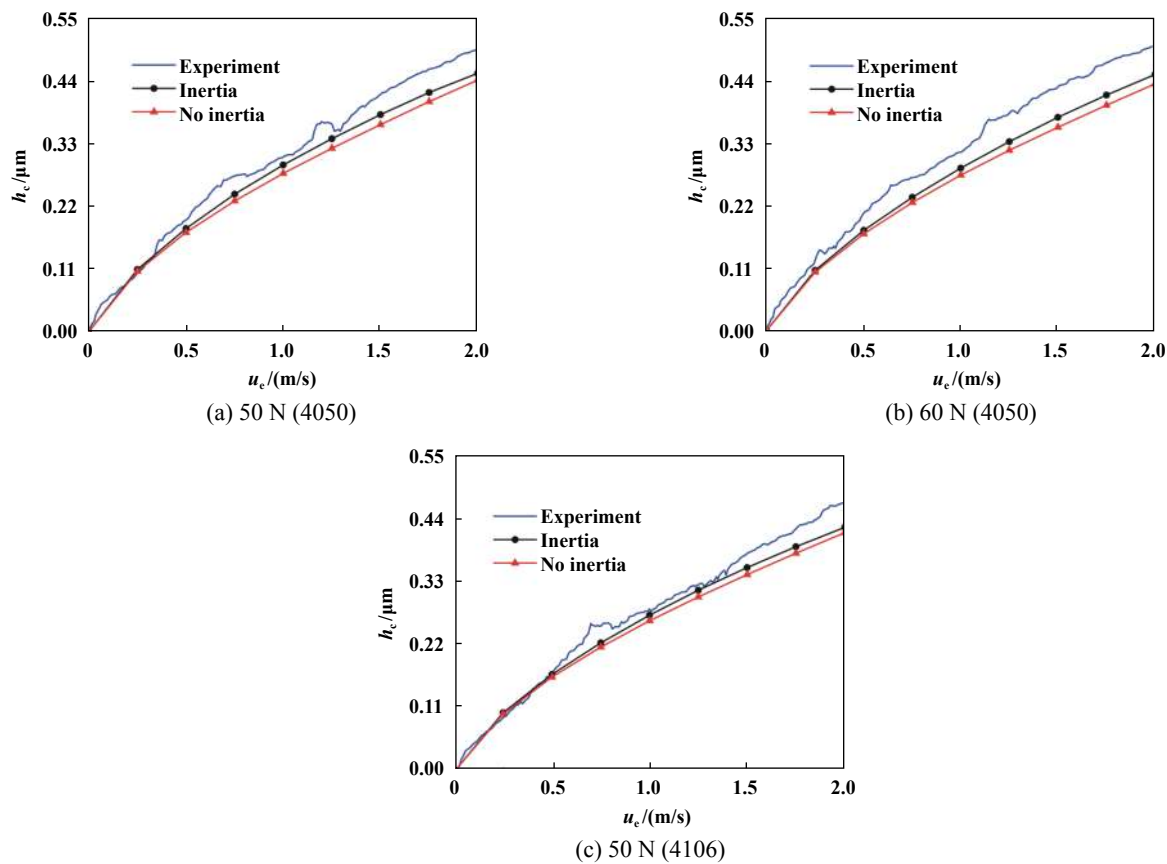


Fig. 10 Comparison of center film thickness of aviation lubricating oil between experiment and simulation results
图 10 航空润滑油试验与仿真中心膜厚对比

滑剂的中心膜厚与试验结果也更加接近. 上述试验结果验证了前期仿真结果的正确性.

4 结论

a. 考虑油膜惯性作用后, 椭圆接触入口区油膜的速度变小, 逆流速度幅值变大, 且逆流区范围变大.

- b. 与不考虑油膜惯性作用的情况相比, 计入油膜惯性作用后油膜的二次压力峰增大.
- c. 计入油膜惯性作用后, 油膜厚度有所增大. 当载荷从300 N增加到700 N时, 中心膜厚最大增加了5.14%.
- d. 球-盘试验表明, 与不考虑油膜惯性作用的仿

真结果比较,考虑油膜惯性作用后仿真得到的中心膜厚更加接近试验结果。

参考文献

- [1] Yin Changlei, Yang Peiran. Analysis of oil conditions for EHL in elliprical contacts[J]. Tribology, 2007, 27(2): 147–151 (in Chinese) [尹昌磊, 杨沛然. 椭圆接触弹性流体动力润滑的供油条件分析[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(2): 147–151]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2007.02.011](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2007.02.011).
- [2] Pu Wei, Wang Jiaxu, Zhou Guangwu, et al. Progressive mesh densification (PMD) method in elastohydrodynamic lubrication of elliprical contacts with arbitrary entrainment[J]. Journal of XI'AN Jiaotong University, 2014, 48(9): 95–100 (in Chinese) [蒲伟, 王家序, 周广武, 等. 卷吸速度方向与椭圆短轴成一夹角的弹流润滑渐进网格加密算法[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(9): 95–100]. doi: [10.7652/xjtxxb201409016](https://doi.org/10.7652/xjtxxb201409016).
- [3] Zhang Yu, Xie Liyang, Hu Zhiyong, et al. Analysis of elastohydrodynamic lubrication friction of rolling element bearing[J]. Journal of Northeastern University(Natural Science), 2015, 36(7): 1000–1004 (in Chinese) [张宇, 谢里阳, 胡智勇, 等. 弹性流体动力润滑状态下滚动轴承摩擦的分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015, 36(7): 1000–1004]. doi: [10.3969/j.issn.1005-3026.2015.07.019](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-3026.2015.07.019).
- [4] Pu W, Wang J X, Zhou G W, et al. Effect of surface topography associated with arbitrary velocity direction on the lubrication film thickness in elliptical contacts[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2018, 70(2): 444–452. doi: [10.1108/ILT-09-2016-0206](https://doi.org/10.1108/ILT-09-2016-0206).
- [5] Ali F, Ivan K, Hartl M. Mechanism for controlling oil replenishment in starved elliptical EHL contacts[J]. Tribology Letters, 2015, 60(3): 37. doi: [10.1007/s11249-015-0616-0](https://doi.org/10.1007/s11249-015-0616-0).
- [6] Wang Xuefeng, Guo Feng, Hu Rufu, et al. Experimental observation of cavitation in elliptical EHL contacts[J]. Tribology, 2013, 33(3): 298–303 (in Chinese) [王学锋, 郭峰, 胡如夫, 等. 椭圆接触弹流润滑气穴现象的试验观察[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(3): 298–303]. doi: [10.16078/j.tribology.2013.03.012](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2013.03.012).
- [7] Ai Siyuan, Wang Wenzhong, Zhao Ziqiang. Analysis of the effect of oil supply time on elastohydrodynamic lubrication performance under oil - air condition[J]. Tribology, 2015, 35(1): 1–7 (in Chinese) [艾思源, 王文中, 赵自强. 油气条件下供油时间对弹流润滑性能的影响分析[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(1): 1–7]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.01.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.01.001).
- [8] Lu C Y, Liu S J. A fatigue life prediction method of rolling bearing under elliptical contact elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Southeast University (English Edition), 2017, 33(1): 46–52.
- [9] Lu Zunyou, Lv Yanjun, Zhang Yongfang, et al. Micro thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of angular contact ball bearing considering thermal elastic deformation[J]. Tribology, 2018, 38(3): 299–308 (in Chinese) [路遵友, 吕延军, 张永芳, 等. 考虑热弹性变形的角接触球轴承微观热弹流分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(3): 299–308]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.03.007](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.03.007).
- [10] Liu X L, Ma M M, Yang P R, et al. A new method for Eyring shear-thinning models in elliptical contacts thermal elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology-Transactions of the ASME, 2018, 140.
- [11] Liu Benhai. The elastohydrodynamic lubrications analysis of emulsion-lubricated composite plastic bearing[D]. Qingdao: Qingdao University of Technology, 2009(in Chinese) [刘本海. 乳化液润滑复合塑料轴承的弹流润滑分析[D]. 青岛: 青岛理工大学, 2009].
- [12] Roma M, Mullera S. A new model for textured surface lubrication based on a modified Reynolds equation including inertia effects[J]. Tribology International, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.12.030>
- [13] Fan T S, Hamzehlouia S, Behdinin Kamran. The effect of lubricant inertia on fluid cavitation for high-speed squeeze film dampers[J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 19(8): 6122–6134. doi: [10.21595/jve.2017.19314](https://doi.org/10.21595/jve.2017.19314).
- [14] Javorova J, Alexandrov V. Effects of fluid inertia and bearing flexibility on the performance of finite length journal bearing[J]. IOP Conference Series Materials Science and Engineering, 2017, 174(1): 012039.
- [15] Lin X H, Jiang S Y, Zhang C B, et al. Thermohydrodynamic analysis of high speed water-lubricated spiral groove thrust bearing considering effects of cavitation, Inertia and Turbulence[J]. Tribology International, 2018, 119: 645–658. doi: [10.1016/j.triboint.2017.11.037](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.11.037).
- [16] Yang Peiran. Numerical analysis of fluid lubrication[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1998(in Chinese) [杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998].
- [17] Hamzehlouia S, Behdinin K. A study of lubricant inertia effects for squeeze film dampers incorporated into high-speed turbomachinery[J]. Lubricants, 2017, 5(4): 43–48. doi: [10.3390/lubricants5040043](https://doi.org/10.3390/lubricants5040043).
- [18] Pu Wei, Wang Jiaxu, Zhu Dong, et al. Semi-system approach in elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts with arbitrary entrainment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(13): 106–112 (in Chinese) [蒲伟, 王家序, 朱东, 等. 卷吸速度为任意方向的椭圆接触弹流润滑复合迭代解法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(13): 106–112].
- [19] Dong Ning, Zhang Yongbin, Wang Youqiang, et al. Analysis of the thermal elastohydrodynamic lubrication property of water lubrication tenmat bearing with considering the liquid inertial force[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, (5): 105–109 (in Chinese) [董宁, 张永彬, 王优强, 等. 考虑流体惯性力的水润滑飞龙轴承热弹流润滑性能分析[J]. 机械传动, 2016, (5): 105–109].
- [20] Shi Xiujang, Wang Youqiang. Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis on journal bearing lubricated by water-based ferrofluid with inertial force[J]. Lubrication engineering, 2012, 37(12): 39–42 (in Chinese) [史修江, 王优强. 考虑惯性力的水基磁流体润滑滑动轴承热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2012, 37(12): 39–42]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2012.12.010](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2012.12.010).
- [21] Cui Weiqin, Zhao Ziqiang, Zhang Yaoguang, et al. Analysis for mechanism of ehl behavior at high speeds in ball-on-ring contacts in tractive rolling mode[J]. Tribology, 2018, 38(6): 619–625 (in Chinese) [崔伟勤, 赵自强, 张耀光, 等. 牵引模式下球环点接触高速弹流润滑行为机理分析[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(6): 619–625]. doi: [10.16078/j.tribology.2018055](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018055).