

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.11.001

考虑压粘刚润滑及弹流润滑的 圆柱滚子轴承疲劳寿命分析*

侯慧鹏, 武 兵*, 牛荫楷, 李国彦, 兰 媛
(太原理工大学 机械与运载工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 由于轴承的疲劳寿命对整个设备的正常运行和安全服役有重大影响, 对此提出了一种能够综合考虑压粘刚润滑及弹流润滑的圆柱滚子轴承疲劳寿命计算模型。通过建立滚动体和套圈之间的油膜厚度、几何趋近量与弹性变形量之间的平衡方程, 滚动体受力平衡方程以及套圈受力平衡方程, 构建了轴承的拟静力学模型, 在所建立的拟静力学模型中, 根据相应的润滑状态 (PVR 润滑和 EHD 润滑) 进行了油膜厚度的计算; 基于所建立的拟静力学模型以及 Lundberg-Palmgren 理论, 对轴承的疲劳寿命进行了分析。研究表明: 疲劳寿命随径向载荷的增大而增大, 而转速和润滑油初始粘度对轴承疲劳寿命的影响具有一定的非线性; 当载荷较小、转速较大、润滑油的初始粘度较大或较小时, 应着重考虑 PVR 和 EHD 润滑状态对轴承疲劳寿命的影响。

关键词: 圆柱滚子轴承; 疲劳寿命; 压粘刚润滑; 弹流润滑; 拟静力学模型

中图分类号: TH133.33; TH117

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2020)11-1257-08

Fatigue life analysis of cylindrical roller bearings considering piezoviscous-rigid and elastohydrodynamic lubrication regimes

HOU Hui-peng, WU Bing, NIU Lin-kai, LI Guo-yan, LAN Yuan

(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Aiming at fatigue life of a bearing largely affects the safety of the whole machine system, a new fatigue life calculation model for cylindrical roller bearings considering the piezoviscous-rigid and the elastohydrodynamic lubrication regimes was proposed. A quasi-static model for cylindrical roller bearing was proposed by establishing the balance equation of oil film thickness, geometrical interaction and elastic deformation for rollers and races, the force balance equations of rollers and the force balance equation of race. In the proposed quasi-static model, the lubrication regime (PVR and EHD) was checked to calculate oil film thickness. The fatigue life was analyzed based on the proposed quasi-static model and the Lundberg-Palmgren theory. The results indicate that the fatigue life decreases with the increase of the radial load, while the effects of the rotation speed and the initial viscosity of lubricant on the fatigue life are nonlinear. In addition, the influences of PVR and EHD lubrication regimes should be paid more attention when the load is smaller, the rotation speed is larger, and the initial viscosity of lubricant is smaller or larger.

Key words: cylindrical roller bearing; fatigue life; piezoviscous-rigid (PVR) lubrication regime; elastohydrodynamic (EHD) lubrication regime; quasi-static model

收稿日期: 2020-02-08

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51705351); 山西省自然科学基金面上项目 (201801D121178); 山西省应用基础研究项目 (201701D221141)

作者简介: 侯慧鹏 (1993-), 男, 河南新密人, 硕士研究生, 主要从事故障诊断方面的研究。E-mail: hou190719@163.com

通信联系人: 武兵, 男, 副教授, 硕士生导师。E-mail: wubing@tyut.edu.cn

0 引 言

目前,滚动轴承被广泛地应用于能源、交通、运载等各个关键领域,而轴承的疲劳寿命对整个设备的正常服役乃至安全运行具有重要的影响,因此有必要对轴承的疲劳寿命进行计算。

目前,应用最为广泛的滚动轴承的疲劳寿命计算理论是基于 Lundberg-Palmgren (L-P) 理论^[1-2]。为了对轴承的疲劳寿命进行计算,首先需要对轴承内部的接触载荷分布进行分析。目前,已有许多学者提出了相应的计算模型,对轴承内部的接触载荷分布以及轴承的疲劳寿命进行计算。

BERCEA 等^[3,4]建立了双列圆柱滚子轴承的静力学分析模型,并对轴承的接触载荷分布和疲劳寿命进行了计算;BERCEA^[5]和 NÉLIAS^[6]建立了双列圆锥滚子轴承的拟动力学模型,并基于 L-P 公式对轴承的疲劳寿命进行了计算;ZHANG 等^[7]基于套圈控制理论^[8]建立了角接触球轴承的拟静力学模型,并分析了预紧力对轴承疲劳寿命的影响规律;汪久根等^[9]建立了深沟球轴承的拟静力学模型,并基于分析得到的应力循环次数,对 L-P 模型进行了修正;李润林等^[10]建立了风力发电机组双列圆锥滚子轴承的拟静力学模型,并基于 L-P 理论,对轴承的疲劳寿命进行了分析;张瑞田等^[11]结合 ISO 281 标准分析了偏载对铁路机车轴承寿命的影响,发现偏载会严重增加轴承的谱当量径向载荷,降低轴承概率寿命;邱明等^[12]采用轴系分析软件 RomaxDesigner 建立了薄壁交叉圆柱滚子轴承的静力学分析模型,并分析了工作游隙对轴承疲劳寿命的影响规律,得到了工作游隙的最优范围;毛宇泽等^[13]通过考虑套圈的弹性变形,建立了圆柱滚子轴承的静力学平衡方程,并基于 L-P 理论对轴承的疲劳寿命进行了计算,结果表明负游隙会降低轴承的疲劳寿命。

从目前的研究可以看出,轴承内部的接触载荷分布对轴承的疲劳寿命具有重要的影响。然而,目前的计算方法中有一个重要的假设,即假设如果滚动体和套圈之间的几何趋近量 Δ 为负值(即二者之间不发生接触),这时滚动体和套圈之间的接触载荷为 0。然而,这种假设并未完整考虑轴承内部复杂的润滑状态。

根据 HOUPTERT 的讨论^[14],滚动轴承中主要有等粘刚(isoviscous-rigid, IVR)润滑、压粘刚润滑和弹性流体动压润滑 3 种润滑状态。这 3 种润滑状态可以通过滚动体和套圈之间的几何趋近量 Δ ,进行定性判别:(1)当 Δ 为负,且 $|\Delta|$ 较大时,为 IVR 润滑状态;(2)当

Δ 为负,且 $|\Delta|$ 较小时,为 PVR 润滑状态;(3)当 Δ 为负,且 $|\Delta|$ 非常小,或者当 Δ 为正时,为 EHD 润滑状态。其中,IVR 润滑是 PVR 润滑的一种特殊情况。3 种润滑状态都会对轴承的接触载荷产生影响。特别是在 PVR 和 IVR 润滑状态下,即使滚动体和套圈不接触(Δ 为负值),二者之间的接触载荷也不会为 0^[15-16]。

然而,目前的轴承疲劳寿命分析的研究几乎均未考虑 IVR 和 PVR 润滑状态的影响。为了对轴承的接触载荷分布和疲劳寿命进行准确的计算,需要一种能够考虑 IVR、PVR 以及 EHD 润滑状态的轴承疲劳寿命计算模型。由于 IVR 润滑状态是 PVR 润滑状态的一种特殊情况,则 PVR 润滑状态必然能够涵盖 IVR 润滑状态。

针对上述问题,本文通过考虑 PVR 和 EHD 润滑状态,建立圆柱滚子轴承疲劳寿命分析模型;首先,通过考虑 PVR 和 EHD 润滑状态,建立圆柱滚子轴承的拟静力学分析模型;进而基于所建立的拟静力学模型,采用 L-P 公式对圆柱滚子轴承的疲劳寿命进行分析,并重点分析外载荷、转速以及润滑油初始粘度对轴承疲劳寿命的影响规律。

1 圆柱滚子轴承拟静力学建模

1.1 滚动体和套圈间的几何趋近量

滚动体与套圈之间的相互作用如图 1 所示。

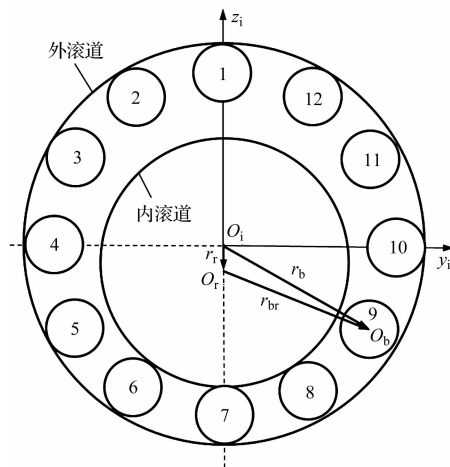


图 1 滚动体与套圈之间的相互作用

图 1 中,滚动体中心 O_b 和套圈中心 O_r 在惯性坐标系 $O_i x_i y_i z_i$ 中的位置矢量分别为 r_b 和 r_r ,则滚动体中心相对于套圈中心的位置矢量为:

$$r_{br} = r_b - r_r \quad (1)$$

本文仅考虑圆柱滚子轴承在 $y_i z_i$ 平面内的运动,且外圈固定,内圈仅有沿 z_i 轴方向的平移运动。

滚动体和套圈之间的几何趋近量为:

$$\Delta = \pm (|r_{br}| - d_m) \quad (2)$$

式中: d_m —轴承节径;“+”号—用于外圈;“-”号—用于内圈。

两个接触体之间的几何趋近量 Δ 大小如图 2 所示。

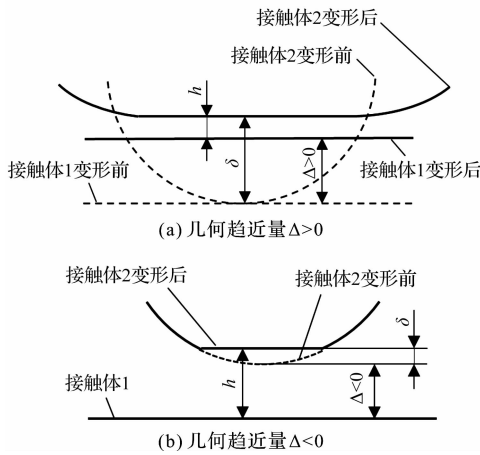


图 2 两个接触体之间的几何趋近量

根据 HOUVERT 的结论,几何趋近量 Δ 、油膜厚度 h 和弹性变形量 δ 之间存在如下的关系:

$$H = \frac{\delta}{R_y} - \frac{\Delta}{R_y} \quad (3)$$

式中: H —无量纲油膜厚度, $H = \frac{h}{R_y}$; R_y —滚动方向的等效半径。

为了计算接触载荷 Q ,需要首先根据油膜厚度和几何趋近量对式(3)进行求解,求出弹性变形量 δ 。在油膜厚度的计算上,需要根据润滑状态采用相应的计算公式进行计算。

1.2 油膜厚度的计算方法

EHD 润滑状态下,中心油膜厚度采用 DOWSON-HIGGINSON 公式进行计算,即:

$$H_{\text{EHD}} = 3.05 U^{0.69} G^{0.56} W^{-0.1} \quad (4)$$

式中: U —无量纲速度参数, $U = \frac{\eta_0 u}{(E_{\text{eq}} R_y)}$; W —无量纲

载荷, $W = \frac{Q}{(E_{\text{eq}} R_y l)}$; G —无量纲材料参数, $G = \alpha E_{\text{eq}}$; η_0 —润滑油的初始粘度; u —滚动速度,关于滚动速度的计算方法参见文献[17]; E_{eq} —等效弹性模量; l —滚动体有效长度; α —润滑油的压粘系数。

PVR 润滑状态下的油膜厚度采用下式进行计算:

$$H_{\text{PVR}} = C \times H_{\text{IVR}} \quad (5)$$

式中: H_{IVR} —IVR 润滑状态下的油膜厚度, $H_{\text{IVR}} = 4.9 \frac{U}{W}$ 。

系数 C 的计算方法为:

$$C = \begin{cases} e^{0.265A} & A \leq 2.53 \\ A^{\frac{2}{3}} (1 - e^{-A})^{-\frac{2}{3}} & A > 2.53 \end{cases} \quad (6)$$

其中,系数 A 的计算方法为:

$$A = 12GU \frac{0.177k}{k + 0.778} H_{\text{IVR}}^{-1.5} \quad (7)$$

其中: $k \approx 1300$ 。

由式(5)可知,当 $C = 1$ 时, $H_{\text{PVR}} = H_{\text{IVR}}$,此时的润滑状态即为 IVR 润滑状态。因此,IVR 润滑状态是 PVR 润滑状态的一种特殊情况。本文所分析的 PVR 润滑状态涵盖了 IVR 润滑状态。

在进行拟静力学分析和计算时,需要对润滑状态进行判断,以便使用合适的油膜厚度计算公式。

判断方法采用下式:

$$\frac{W^{\frac{8}{3}}}{U^2} > 1.711^{-3} \left(\frac{GW^3}{U^2} \right)^{1.12} \left(\frac{G}{5000} \right)^{-0.69} C^{-0.764} \quad (8)$$

当式(8)成立时,采用 EHD 润滑油膜计算公式,否则采用 PVR 润滑油膜计算公式^[18]。

通过上述分析可知,无量纲油膜厚度 H 是无量纲载荷 W 的函数;进而根据 HOUVERT 公式,可知无量纲载荷 W 和弹性变形量 δ 之间存在着如下关系^[19]:

$$\frac{\delta}{R_y} = W^{\frac{2}{3}} D \quad (9)$$

其中: $D \approx 1.310371k^{-a-b\ln k+c(\ln k)^2-d(\ln k)^3}$; $a = -0.16624$, $b = 0.015265$, $c = 0.00094795$, $d = 0.000024801$ 。

因此,无量纲油膜厚度 H 也是弹性变形量 δ 的函数。将油膜厚度的表达式代入式(3)中,采用非线性方程数值迭代求解方法,即可求出弹性变形量 δ 。当求出 δ 后,根据式(9)以及无量纲载荷 W 的表达式,即可求出接触载荷 Q 。

当求出第 j 个滚动体与内圈的接触载荷 Q_{ij} ,及其与外圈接触载荷 Q_{oj} 后,即可得到该滚动体的受力平衡方程式:

$$Q_{ij} + F_{cj} - Q_{oj} = 0 \quad (10)$$

式中: F_{cj} —第 j 个滚动体的离心力。

F_{cj} 的表达式为:

$$F_r - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \cos \theta_j = 0 \quad (11)$$

式中: m —滚动体的质量; $\dot{\theta}_j$ —滚动体的轨道速度; r_j —滚动体的径向位置。

进而,可写出套圈的平衡方程式为:

$$F_r - \sum_{j=1}^z Q_{ij} \cos \theta_j = 0 \quad (12)$$

式中: F_r —施加在内圈上的径向载荷; z —滚动体个数; θ_j —滚动体的轨道位置。

式(10,12)的未知量即为滚动体的径向位置和套圈的位移,需要采用数值迭代方法进行求解。

2 轴承疲劳寿命计算

根据拟静力学模型,在得到各滚动体与内圈和外圈的接触载荷后,即可根据 L-P 公式计算轴承的疲劳寿命。

首先,计算各套圈的滚动体当量负荷:

$$Q_e = \left(\frac{1}{z} \sum_j Q_{ij,oj}^m \right)^{\frac{1}{m}} \quad (13)$$

笔者所分析的轴承为内圈旋转,外圈固定,则对于内圈,式(13)中 $m = 4$;而对于外圈,系数 $m = \frac{9}{2}$ 。

其次,计算套圈的额定滚动体负荷:

$$Q_c = 551.3\lambda \frac{(1 \mp \gamma)^{\frac{29}{27}}}{(1 \pm \gamma)^{\frac{1}{4}}} \gamma^{\frac{2}{9}} D^{\frac{29}{27}} l^{\frac{7}{9}} z^{-\frac{1}{4}} \quad (14)$$

式中: λ —降低系数;上面的符号用于内圈,下面的符号用于外圈; $\gamma = D/d_m$ 。

则套圈的 L_{10} 寿命为:

$$L_{10i,o} = \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^4 \quad (15)$$

整套轴承的 L_{10} 寿命为:

$$L_{10} = (L_{10i}^{-e} + L_{10o}^{-e})^{-\frac{1}{e}} \quad (16)$$

式中: L_{10i} —内圈的寿命; L_{10o} —外圈的 L_{10} 寿命;系数 $e = \frac{9}{8}$ 。

3 结果与讨论

3.1 拟静力学分析模型的计算流程

拟静力学分析模型的计算流程如图3所示。

根据图3可知具体计算流程为:

(1)首先给定套圈和滚动体的初始位置,并计算滚动体和套圈之间的几何趋近量以及二者之间的滚动速度及油膜厚度;

(2)进而,基于 Newton-Raphson 方法求解式(3)所给的非线性方程,得到弹性变形量,并进一步得到接触载荷;

(3)在得到接触载荷后,针对每个滚动体求解式(10)。若满足精度条件,则输出接触载荷;若不满足精度条件,则采用二分法更新滚动体的位置矢量,返回重新计算;

(4)将每个滚动体的接触载荷代入式(12)中。若

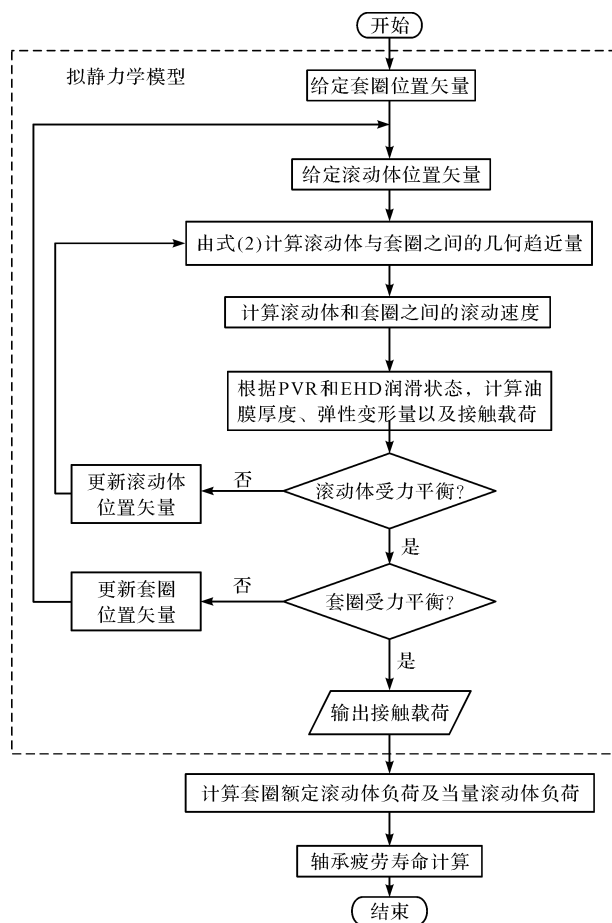


图3 拟静力学分析模型的计算流程

不满足式(12)的精度条件,则采用二分法更新套圈的位置矢量,返回重新计算;若满足精度条件,则输出接触载荷,并继续对轴承的疲劳寿命进行计算。

本节主要讨论 PVR 和 EHD 润滑状态对接触载荷分布以及疲劳寿命的影响。为了对比分析,本文同时给出了基于所提拟静力学模型的计算结果,以及基于 de Mul 建立的圆柱滚子轴承拟静力学模型的计算结果。

在 de Mul 拟静力学模型中,不考虑滚动体和套圈之间润滑状态,只考虑滚动体的离心力对接触载荷的影响,并且只有当滚动体和套圈之间的几何趋近量大于0时,二者之间才有接触载荷。同时,为便于分析,本文仅分析轴承部件在 $y_i z_i$ 平面内的运动,轴承承受单一方向的纯径向力,不考虑转矩的作用。

为了将分析重点聚焦到 PVR 和 EHD 润滑状态对寿命的影响,轴承的径向游隙设置为0。圆柱滚子轴承的结构参数分别为:滚动体个数12,轴承节径38.33 mm,滚动体直径6.9 mm,滚动体长度6.45 mm,润滑油的压粘系数 $2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2 \cdot \text{N}^{-1}$,式(14)中的降低系数取0.5。

3.2 PVR 润滑状态对轴承接触载荷分布的影响

当轴承承受 3 000 N 的纯径向力,转速为 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,润滑油的初始粘度为 $0.045\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 时,具体分析滚动体和内外圈的接触载荷分布、滚动体与套圈的几何趋近量。

滚动体和内圈的接触载荷分布如图 4 所示。

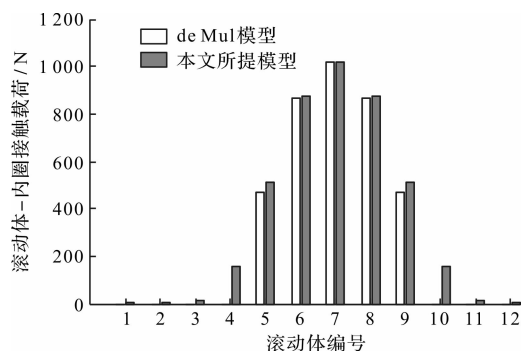


图 4 滚动体-内圈接触载荷

从图 4 中可以看出:在 de Mul 模型的计算结果中,仅有滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈有接触载荷(滚动体编号参见图 1)。

滚动体和外圈的接触载荷分布如图 5 所示。

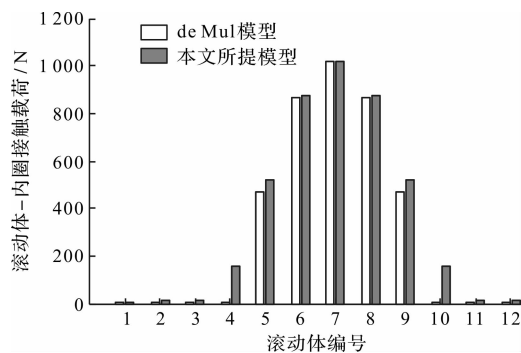


图 5 滚动体-外圈接触载荷

从图 5 中可以看出:在 de Mul 模型的计算结果中,仅有滚动体 5 ~ 滚动体 9 与外圈有接触载荷。

滚动体-套圈几何趋近量(de Mul 模型)如图 6 所示。

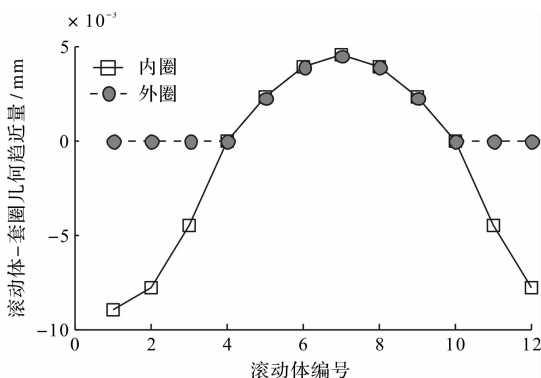


图 6 滚动体-套圈几何趋近量(de Mul 模型)

从图 6 中可以看出:滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈之间的几何趋近量大于 0。该结果解释了在 de Mul 模型中,仅有滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈有接触载荷的原因。

滚动体-套圈几何趋近量(本文所提模型)如图 7 所示。

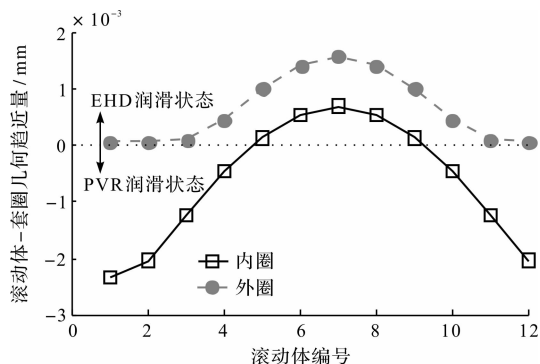


图 7 滚动体-套圈几何趋近量(本文所提模型)

从图 7 中可以看出:即使是当滚动体与内圈之间的几何趋近量小于 0(滚动体 1 ~ 滚动体 4、滚动体 10 ~ 滚动体 12),滚动体与内圈之间的接触载荷依然不为 0,主要原因是受到 PVR 润滑状态的影响。

在模型的计算过程中,通过对各滚动体的润滑状态进行分析还可以看出:滚动体 1 ~ 滚动体 4 以及滚动体 10 ~ 滚动体 12 与内圈之间为 PVR 润滑状态,而滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈之间为 EHD 润滑状态。由于滚动体 1 ~ 滚动体 4 以及滚动体 10 ~ 滚动体 12 与内圈之间的润滑状态为 PVR 润滑,即使滚动体和内圈之间的几何趋近量小于 0,二者之间的接触载荷依然大于 0,符合 HOUPT 对滚动轴承内部接触载荷分布的讨论。

由于滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈之间为 EHD 润滑状态,所提模型计算得到滚动体 5 ~ 滚动体 9 与内圈的接触载荷与 de Mul 模型的计算结果差别不大。

下面讨论滚动体和外圈之间的接触。

在离心力作用下,滚动体与外圈始终能够接触。因此,滚动体和外圈之间的几何趋近量总是大于 0,如图(6,7)所示。对于 de Mul 模型的计算结果,滚动体 1 ~ 滚动体 4 以及滚动体 10 ~ 滚动体 12 与外圈之间的几何趋近量为 $5.63 \times 10^{-6}\text{ mm}$,接触载荷等于离心力($0.605\,8\text{ N}$)。

另外,由于滚动体和外圈之间始终能够接触,二者之间的几何趋近量均大于 0。在模型的计算过程中可以发现,滚动体和外圈之间的润滑状态总是 EHD 润滑(如图 7 所示)。虽然滚动体和外圈之间总为 EHD 润滑状态,但由于 PVR 润滑会影响滚动体和内圈在 $\Delta <$

0 时的接触载荷,为了维持载荷平衡,导致本文计算得到的滚动体和外圈之间的接触载荷分布与 de Mul 模型的计算结果存在一定的差异,且所提模型计算得到的接触载荷整体上大于 de Mul 模型的计算结果。

3.3 径向载荷对轴承疲劳寿命的影响

当轴承承受不同的径向载荷时,本文基于所提拟静力学模型和 de Mul 拟静力学模型,计算轴承内圈、外圈以及轴承整体的 L_{10} 寿命。

不同载荷下的轴承的 L_{10} 寿命如表 1 所示。

表 1 不同载荷下轴承的 L_{10} 寿命 ($\times 10^6$ r)

载荷 /N	内圈		外圈		轴承整体	
	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型
1 000	15 918.2	28 076.3	57 462.1	97 432.4	13 186.2	23 076.3
2 000	1 668.8	1755.1	5 875.2	6 090.7	1 375.7	1 442.7
3 000	339.3	346.7	1 184.2	1 203.1	279.2	285.0
4 000	106.8	109.7	371.2	380.7	87.8	90.2
5 000	43.3	44.9	150.1	155.9	35.6	36.9
6 000	20.7	21.7	71.6	75.2	17.0	17.8
7 000	11.1	11.7	38.3	40.6	9.1	9.6
8 000	6.5	6.9	22.3	23.8	5.3	5.6
9 000	4.0	4.3	13.8	14.9	3.3	3.5
10 000	2.6	2.8	9.0	9.7	2.2	2.3

从表 1 中可以看出:(1)随着载荷的增大,轴承的 L_{10} 寿命会随之减小;(2)同时,由于考虑了 PVR 润滑后会增大轴承内部的接触载荷,与基于 de Mul 拟静力学模型的计算结果相比,基于所提模型计算得到的 L_{10} 寿命会减小。

在考虑了轴承内部复杂的润滑状态基础上,为了进一步研究其对轴承疲劳寿命计算结果的影响,下面分析基于所提模型计算得到的轴承整体 L_{10} 寿命 ($L_{10_PVR/EHD}$)与基于 de Mul 模型计算得到的轴承整体 L_{10} 寿命 (L_{10_deMul})之间的相对偏差。

相对偏差的计算方法为:

$$e = \frac{L_{10_deMul} - L_{10_PVR/EHD}}{L_{10_deMul}} \times 100\% \quad (17)$$

不同载荷下的相对偏差如图 8 所示。

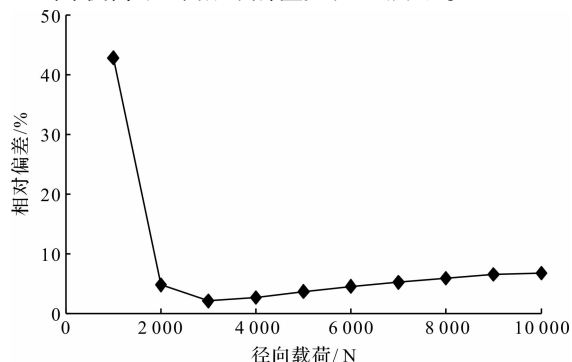


图 8 不同径向载荷情况下的相对偏差

从图 8 中可以看出:随着外载荷的增大,相对偏差首先随载荷的增大而减小,进而随着载荷的增大而逐渐增大。特别是当径向载荷较小时,二者之间的相对偏差较大。

因此,对于低载荷情况,应特别注意 PVR 和 EHD 润滑状态对轴承疲劳寿命的影响。

3.4 转速对轴承疲劳寿命的影响

轴承的转速对轴承各元件的表面速度以及滚动速度有重大的影响,从而会对油膜厚度产生影响。因此,本节分析轴承转速对疲劳寿命的影响规律。

本节中,轴承承受 3 000 N 的纯径向载荷,润滑油的初始粘度为 $0.045 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。当轴承的转速从 $1\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 递增到 $10\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,具体分析轴承内圈、外圈以及轴承整体的 L_{10} 寿命。

不同转速下轴承的 L_{10} 寿命如表 2 所示。

表 2 不同转速下轴承的 L_{10} 寿命 ($\times 10^6$ r)

转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	内圈		外圈		轴承整体	
	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型
1 000	325.8	346.7	1 124.5	1 203.4	267.5	285.0
2 000	335.0	346.7	1 162.7	1 203.4	275.3	285.0
3 000	339.3	346.7	1 184.2	1 203.1	279.2	285.0
4 000	340.3	346.7	1 194.0	1 203.1	280.4	285.0
5 000	330.5	346.7	1 165.5	1 203.1	272.6	285.0
6 000	315.3	346.5	1 117.5	1 202.6	260.3	284.9
7 000	295.4	346.5	1 051.8	1 202.3	244.0	284.8
8 000	265.9	346.3	951.4	1 201.8	219.9	284.7
9 000	233.3	346.3	838.1	1 201.5	193.1	284.6
10 000	202.4	346.1	730.0	1 201.0	167.7	284.5

从表 2 中可以看出:由于 de Mul 模型仅能考虑离心力的影响,de Mul 模型计算得到的疲劳寿命受转速的影响较小。

由于转速会严重影响各润滑状态下油膜厚度的计算结果,而油膜厚度又会对弹性变形量产生较大的影响,从而对接触载荷分布和轴承的疲劳寿命产生影响。

从表 2 中可以看出,当考虑 PVR 和 EHD 润滑后,轴承的疲劳寿命首先随转速的增大而增大,并继而随着转速的增大而减小。

基于所提模型计算得到的轴承整体 L_{10} 寿命,与基于 de Mul 模型的计算结果之间的相对偏差如图 9 所示。

从图 9 中可以看出:随着转速的增大,相对偏差会先减小,后增大,整体上呈非线性变化。

根据本节的分析可以发现,转速对疲劳寿命的影响存在一定的非线性,这可能是由于油膜厚度与滚动

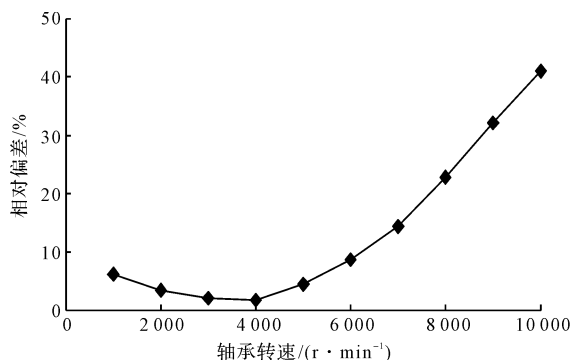


图9 不同转速下的相对偏差

速度之间的非线性关系而导致的。

进而,根据本节分析可知,在高转速下需要着重考虑 PVR 润滑和 EHD 润滑对轴承疲劳寿命的影响。

3.5 润滑油初始粘度对轴承疲劳寿命的影响

根据前面的讨论,油膜厚度对接触载荷有重要的影响;同时,油膜厚度会受到润滑油初始粘度 η_0 的影响。因此,本节分析 η_0 对轴承疲劳寿命的影响规律。

本节中,轴承承受 3 000 N 的纯径向载荷,轴承的转速为 3 000 r·min⁻¹。当 η_0 从 0.01 Pa·s 递增至 0.1 Pa·s 时,具体分析轴承内圈、外圈以及轴承整体的 L_{10} 寿命。

不同 η_0 下轴承的 L_{10} 寿命如表 3 所示。

表 3 不同 η_0 下轴承的 L_{10} 寿命(×10⁶ r)

η_0 / (Pa·s)	内圈		外圈		轴承整体	
	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型	本文 模型	de Mul 模型
0.01	322.2	346.7	1 109.4	1 203.1	264.4	285.0
0.02	329.5	346.7	1 139.7	1 203.1	270.7	285.0
0.03	334.3	346.7	1 160.2	1 203.1	274.8	285.0
0.04	337.8	346.7	1 176.3	1 203.1	277.9	285.0
0.05	339.6	346.7	1 186.3	1 203.1	279.5	285.0
0.06	340.2	346.7	1 192.6	1 203.1	280.2	285.0
0.07	336.4	346.7	1 183.3	1 203.1	277.3	285.0
0.08	328.4	346.7	1 158.9	1 203.1	270.9	285.0
0.09	318.4	346.7	1 127.1	1 203.1	262.7	285.0
0.1	307.1	346.7	1 090.7	1 203.1	253.6	285.0

从表 3 中可以看出:由于 de Mul 拟静力学模型无法考虑润滑效应,当转速和载荷确定后,基于 de Mul 模型的计算值不会随 η_0 的改变而改变。然而,笔者所提模型能够考虑 PVR 和 EHD 润滑,因此,从表 3 中也可以看出,当 η_0 发生变化时,轴承的疲劳寿命也随之发生较大的变化。

另外,从表 3 中还可以看出,轴承疲劳寿命首先随 η_0 的增大而增大,并进一步随 η_0 的增大而减小。这种非线性变化可能是由于油膜厚度与 η_0 之间的非线

性关系而导致的。

基于本文所提模型计算得到的轴承整体 L_{10} 寿命,与基于 de Mul 模型的计算结果之间的相对偏差如图 10 所示。

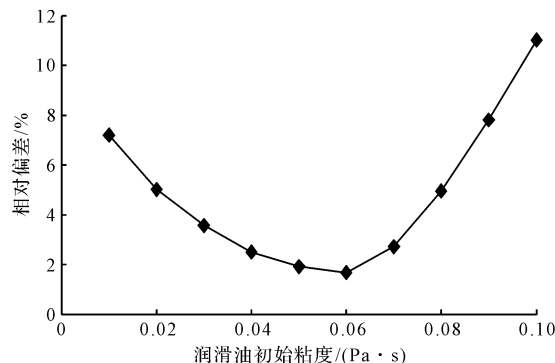


图10 不同润滑油初始粘度下的相对偏差

由图 10 可见:二者之间的相对偏差首先随润滑油初始粘度的增大而减小,并进一步随润滑油初始粘度的增大而增大。

根据本节分析结果可知,当润滑油初始粘度较小或较大的时候,需要重点考虑 PVR 润滑和 EHD 润滑对轴承疲劳寿命的影响。

4 结束语

笔者通过考虑 PVR 和 EHD 润滑,建立了圆柱滚子轴承疲劳寿命分析模型;采用 L-P 公式对圆柱滚子轴承的疲劳寿命进行了分析,并重点分析了外载荷、转速以及润滑油初始粘度对轴承疲劳寿命的影响规律,得到以下结论:

(1)在 PVR 润滑状态下,即使滚动体和套圈之间的几何趋近量小于 0,二者之间的接触载荷依然大于 0,并对轴承的疲劳寿命产生影响;在考虑 PVR 润滑后,计算得到的接触载荷会整体增大,轴承疲劳寿命会减小;

(2)在考虑 PVR 和 EHD 润滑后,轴承的疲劳寿命首先随转速的增大而增大,并继而随着转速的增大而减小;在高转速情况下,应着重注意 PVR 和 EHD 润滑对轴承疲劳寿命的影响;

(3)在考虑 PVR 和 EHD 润滑后,轴承疲劳寿命首先随润滑油初始粘度的增大而增大,并进一步随润滑油初始粘度的增大而减小;当润滑油的初始粘度较小或较大时,应着重考虑 PVR 和 EHD 润滑对轴承疲劳寿命的影响。

参考文献(References):

- [1] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis:

- essential concepts of bearing technology[M]. Boca Raton: Taylor&Francis, 2007.
- [2] 邓四二, 贾群义, 薛进军. 滚动轴承设计原理[M]. 北京: 中国标准出版社, 2014.
- [3] BERCEA I, NÉLIAS D, CRETU S. Optimum initial axial compression due to preload in an arrangement of two tapered roller bearings part 1: analysis[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, 2000, 214(2): 125-133.
- [4] BERCEA I, NÉLIAS D, CRETU S. Optimum initial axial compression due to preload in an arrangement of two tapered roller bearings part 2: application to the transfer shaft of an automobile automatic transaxle[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, 2000, 214(2): 135-146.
- [5] BERCEA I, CRETU S, NÉLIAS D. Analysis of double-row tapered roller bearings, part I-model[J]. **Tribology Transactions**, 2003, 46(2): 228-239.
- [6] NÉLIAS D, BERCEA I, MITU N. Analysis of double-row tapered roller bearings, part ii-results: prediction of fatigue life and heat dissipation[J]. **Tribology Transactions**, 2003, 46(2): 240-247.
- [7] ZHANG J, FANG B, HONG J, et al. Effect of preload on ball-raceway contact state and fatigue life of angular contact ball bearing[J]. **Tribology International**, 2017(114): 365-372.
- [8] 丁长安, 周福章, 朱 均, 等. 滚道控制理论与滚动体姿态角的确定[J]. 机械工程学报, 2001, 37(2): 58-65.
- [9] 汪久根, 徐鹤琴. 深沟球轴承内部载荷序列与寿命计算[J]. 机械工程学报, 2017, 53(15): 131-140.
- [10] 李润林, 段博志, 杨明川, 等. 风力发电机组双列圆锥滚子轴承载荷分布及寿命计算[J]. 轴承, 2018(5): 1-6.
- [11] 张瑞田, 赵永翔, 蔡 慧. 偏载对铁路货车轴颈轴承概率寿命的影响[J]. 机械工程学报, 2015, 51(24): 177-183.
- [12] 邱 明, 牛振华, 杜 辉, 等. 薄壁交叉圆柱滚子轴承最佳径向工作游隙[J]. 航空动力学报, 2018, 33(7): 1725-1735.
- [13] 毛宇泽, 王黎钦, 古 乐. 负游隙对高速高温薄壁圆柱滚子轴承动态性能的影响分析[J]. 航空动力学报, 2016, 31(11): 2795-2800.
- [14] HOUPERT L. Piezoviscous-rigid rolling and sliding traction forces, application: the rolling element-cage pocket contact[J]. **Journal of Tribology**, 1987, 109(2): 363-370.
- [15] HOUPERT L. Cagedyn: a contribution to roller bearing dynamic calculations part i: basic tribology concepts[J]. **Tribology Transactions**, 2009, 53(1): 1-9.
- [16] HOUPERT L. Hydrodynamic load calculation in rolling element bearings[J]. **Tribology Transactions**, 2016, 59(3): 538-559.
- [17] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984.
- [18] HOUPERT L. The film thickness in piezoviscous-rigid regime; film thickness lubrication regimes transition criteria[J]. **Journal of Tribology**, 1984, 106(3): 375-381.
- [19] DE MUL J M, VREE J M, MAAS D A. Equilibrium and associated load distribution in ball and roller-bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction—part ii: application to roller bearings and experimental verification[J]. **Journal of Tribology**, 1989, 111(1): 149-155.

[编辑: 程 浩]

本文引用格式:

侯慧鹏, 武 兵, 牛蒯楷, 等. 考虑压粘刚润滑及弹流润滑的圆柱滚子轴承疲劳寿命分析[J]. 机电工程, 2020, 37(11): 1257-1264.

HOU Hui-peng, WU Bing, NIU Lin-kai, et al. Fatigue life analysis of cylindrical roller bearings considering piezoviscous-rigid and elastohydrodynamic lubrication regimes[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2020, 37(11): 1257-1264.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>