

大滑速下合成润滑油的摩擦牵引力研究*

西北工业大学 陈国定** 王步瀛 吴立言 李建华

【摘要】 本文采用部分弹性流体动力润滑理论和 Ree-Eyring 流变学模型研究了国产航空合成润滑油的摩擦牵引特性,获得了合成润滑油的牵引力系数随载荷、速度、材料、润滑油粘度及环境温度变化的规律。

关键词: 航空合成润滑油 弹性流体动力学 牵引力 高速轴承

1 前言

目前在国内外航空高速轴承分析中,摩擦牵引力的计算多采用 Newtonian 流变学模型^[1],一些有关的润滑油牵引性质研究也以 Newtonian 模型为基础^[2],但许多研究已表明,采用 Newtonian 模型计算牵引力会给航空高速轴承分析带来较大的误差^[3]。

此外,国外最新的研究表明,航空高速轴承是处于润滑油膜和粗糙峰作用同时存在的部分弹流工况下运行,轴承的失效和表面粗糙效应有很大关系^[4]。因此,高速轴承牵引力分析中考虑表面粗糙度的影响是十分必要的^[5],但国内外目前这方面研究尚不多见。根据上述情况,本文采用部分弹流理论和 Ree-Eyring 流体模型,对大滑动速度下的滚/滑接触工况中(包括考虑表面粗糙度影响),航空合成润滑油的牵引特性进行了研究,获得了一些有意义的结果。

2 主要方程及数值分析

2.1 压力场和温度场计算方程^[6]

2.1.1 平均 Reynolds 方程

$$d/dx(\Phi_s \cdot \rho h^3/12\eta \cdot dp_s/dx) = u d(\rho \bar{h}_r)/dx \quad (1)$$

式中, p_s 是流体动压力, h 和 $\bar{h}_r$ 分别为名义油膜厚度和局部油膜厚度, η 和 ρ 分别为润滑油动力粘度和密度, u 是滚动速度, Φ_s 是压力流量因子。

2.1.2 名义油膜厚度方程

$$h = h_\infty + \frac{x^2}{2R} - \frac{4}{\pi E} \int_{x_m}^{x_s} [p_s(s) + p_c(s)] \ln|x-s| ds \quad (2)$$

式中, p_c 是微凸峰接触压力, h_∞ 为常数, R 是当量曲率半径, E 是综合弹性模量, x_m 是油膜入口区位置, x_s 为节点最大值, x 为润滑油流动方向的坐标。

2.1.3 能量方程

$$\rho c_p (u \partial T / \partial x) = k \cdot \partial^2 T / \partial z^2 - T / \rho \cdot \partial \rho / \partial T \cdot (u \partial p_s / \partial x) + \eta (\partial u / \partial z)^2 \quad (3)$$

式中, c_1 和 k 分别为润滑油比热和导热系数, T 是润滑油温度, Z 为沿膜厚方向的坐标。在润滑油和固体表交界处能量方程要满足的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} T(x, 0) &= \frac{k}{\sqrt{\pi k_1 c_{p1} \rho_1 u_1}} \cdot \int_{z_0}^z \frac{\partial T}{\partial Z} \bigg|_{z=0} \cdot \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}} + T_0 \\ T(x, h) &= \frac{k}{\sqrt{\pi k_2 c_{p2} \rho_2 u_2}} \cdot \int_{z_1}^z -\frac{\partial T}{\partial Z} \bigg|_{z=h} \cdot \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}} + T_0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中, c_{p1} 、 c_{p2} 、 k_1 、 k_2 、 ρ_1 、 ρ_2 、 u_1 、 u_2 分别是两个固体表面的比热、导热系数、密度和速度, T_0 是环境温度。

2.1.4 粗糙接触表面温升方程

$$\Delta T_c(x) = |u_1 - u_2| / \sqrt{\pi \rho_1 c_{p1} k_1} / (\sqrt{u_1} + \sqrt{u_2}) \int_{z_0}^z \mu_s p_c(s) / \sqrt{x-s} \cdot ds \quad (5)$$

式中, μ_s 是粗糙滑动摩擦系数。

润滑油粘度方程和密度方程

$$\eta = \exp \frac{[\ln(\eta_0 \times 10^9) + 2.763](1 + p_h/196.2)^{ZP} [(T_0 + 135)/(T + 135)]^{1.14} - 2.763}{10^9} \quad (6)$$

$$\rho = \rho_0 [1 + 0.326 \times 10^{-5} p_h / (1 + 0.283 \times 10^{-5} p_h) + D_1 (T - T_0)] \quad (7)$$

式中, $ZP = 0.72 - 0.26 \ln(1 + T/135)$, η_0 和 ρ_0 分别是润滑油的初始粘度和初始密度, D_1 是常数。

上述方程的压力边界条件为:在入口区 $x = x_0$ 处, $p_h = 0$;在出口区油膜自然破裂处 $x = x_s$ 处, $p_h = dp_h/dx = 0$ 。温度和速度边界条件为:在 $Z = 0$ 处, $u = u_1$, $T = T(x, 0)$;在 $Z = h$ 处, $u = u_2$, $T = T(x, h)$;在入口区, $T = T_0$ 。

上述方程在经过无量纲化和离散处理后,形成压力场迭代方程组和温度场迭代方程组,计算中两组方程交替迭代,直至压力场和温度场都满足收敛标准后,计算才结束。

2.2 摩擦牵引力系数计算^[6]

滚/滑接触状态下合成润滑油的摩擦牵引力计算可表示为

$$F = F_L + F_c = \int_{x_0}^{x_s} [\tau(1 - A_c/A_s) + \mu_s p_c] dx \quad (8)$$

式中, F_L 是润滑油粘性剪切牵引力, F_c 是粗糙峰干涉牵引力, A_c 和 A_s 分别为表面实际接触面积和名义接触面积, τ 是润滑油剪应力。

在计算润滑油粘性剪切引起的牵引力时,本文采用比较符合实验结果的 Ree-Eyring 流体模型,其表达式为

$$\tau = \tau_0 \sin^{-1} h(\eta/\tau_0 \cdot \partial u / \partial Z) \quad (9)$$

式中, τ_0 是极限剪应力值。此外由文献[7]可得

$$A_c/A_s = \pi^2 (\eta \beta \sigma)^2 F_2(h/\sigma) \quad (10)$$

式中的 η 、 β 、 σ 分别是表面粗糙峰的密度,平均曲率半径和粗糙峰分布函数标准离差,且

$$F_2(h/\sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h/\sigma}^{\infty} (u - h/\sigma)^2 e^{-u^2/2} \cdot du \quad (11)$$

这样,在法向总载荷 W 作用下,牵引力系数可以表示为

$$f = F/W \quad (12)$$

3 结果与讨论

图 1 是牵引力系数随无量纲载荷参数变化的情况(图中 $\bar{W}, \bar{U}, \bar{G}$ 分别是无量纲载荷参数, 无量纲速度参数和无量纲材料参数, V 是滑动速度。图 1~4 均为 $\bar{W} = 3.0 \times 10^{-5}, \bar{U} = 3.0 \times 10^{-11}, \bar{G} = 3500, V = 5 \text{ m/s}, T_0 = 50^\circ\text{C}, \sigma = 0.3 \mu\text{m}$)。显然, 随着载荷的增加, 牵引力系数下降, 并且这种下降当润滑油粘度较大时更为明显。这实际上也表明, 当载荷逐渐增大时, 摩擦牵引力并非同步增大, 其增加逐渐减缓。

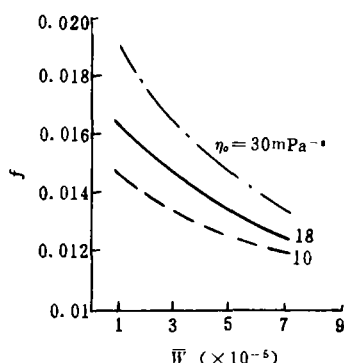


图 1 无量纲载荷参数对牵引力系数的影响

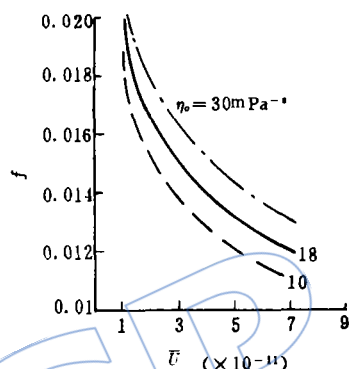


图 2 无量纲速度参数对牵引力系数的影响

图 2 是牵引力系数随无量纲速度参数变化的情况。由图可见, 随着无量纲速度参数的增加, 牵引力系数下降, 其原因一是在于在高速工况下, 由于温度增大而使润滑油粘度下降, 从而使粘性剪切作用减弱, 二则在于高速工况下, 润滑油膜增厚从而使粗糙峰接触概率下降。

图 3 表明, 摩擦牵引力系数和无量纲材料参数的大小无关, 由于本文采用的固体表面材料是钢材料, 所以这实际上表明, 牵引力系数和合成润滑油的压粘系数基本上无关。

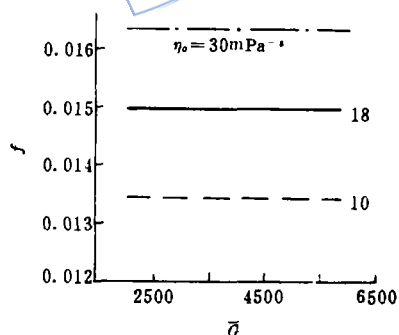


图 3 无量纲材料参数对牵引力系数的影响

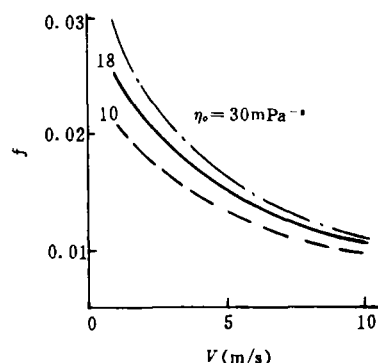


图 4 滑动速度对牵引力系数的影响

图 4 是牵引力系数随滑动速度变化的情况。由图可见, 在大滑动速度下, 牵引力系数是随滑动速度的增加而减小的。对航空高速轴承打滑失效研究来讲, 滚动体与内圈接触点处滑动速度均较大, 因此这一研究是有意义的。

图 5 分别是牵引力系数在两种滑动速度下随润滑油粘度变化的情况以及随环境温度变化

的情况。显而易见,润滑油粘度越大,则润滑油粘性剪切作用越强,因而牵引力系数越大;相反,环境温度的增加导致润滑油粘度下降,因而造成牵引力系数下降。

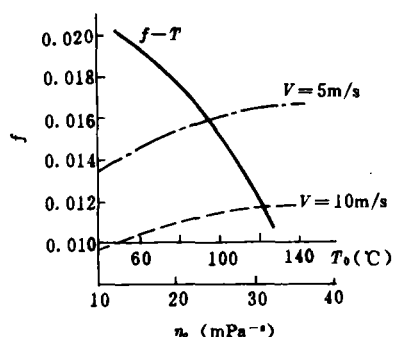


图 5 润滑油粘度和环境温度
对牵引力系数的影响

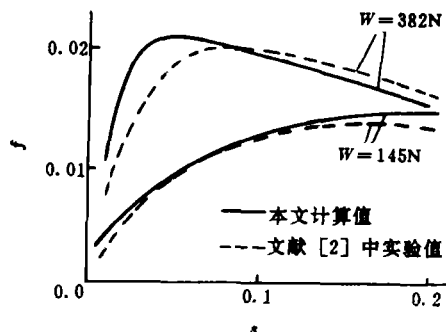


图 6 计算结果与实验结果的比较
(MIL-L-23699 润滑油, $w = 21.17 \text{ m/s}$)

图 6 是国外的实验结果^[2]与本文的计算结果的比较。显然,本文的计算结果在趋势上和数值上均和实验结果较为吻合,尤其对轻载工况更是如此,而轻载工况下的分析结果对航空高速滚动轴承打滑失效机理研究是有意义的,图 6 中的 s 为滑滚比。

4 结 论

(1) 合成润滑油的牵引力系数是随着接触载荷及滚动速度的增加而减小的,这和矿物润滑油的研究结果趋势是相同的。

(2) 合成润滑油的牵引力系数和其压粘系数大小无关。

(3) 合成润滑油的牵引力系数和滑动速度、润滑油粘度和环境温度有较大关系,因此在高速轴承分析中,进行牵引力计算应考虑到这些因素的影响。

(4) 本文的计算结果和国外的实验结果比较,表明了本文计算模型基本上是正确的。

参 考 文 献

- 1 Rumbarger J H, et al. Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing—System Analysis. ASME J. Lubri. Tech., 1973; 95(4), 401~416
- 2 Gupta P K, et al. On the Traction Behavior of Several Lubricants. ASME J. Lubri Tech. 1981; 108(1), 241~247
- 3 万长森. 滚动轴承的分析方法. 北京: 机械工业出版社, 1987; 110~138
- 4 Averbach B L, et al. Analysis of Bearing Incidents in Aircraft Gas Turbine Mainshaft Bearings. Tribology Trans. 1991; 34(2),
- 5 沈心敏, 林基想. 现代航空燃气涡轮发动机中一些摩擦学设计问题. 见: 全国第一次摩擦学设计学术会议论文集, 沈阳, 中国机械工程学会机械设计专业学会和摩擦学专业学会, 1991
- 6 陈国定. 重载部分弹性流体动力润滑研究, [学位论文]. 西安: 西安交通大学, 1988
- 7 Greenwood J A, et al. The Contact of Two Nominally Flat Surfaces. In: Proc. Inst Mech. Engrs., Tribology Group, 185. 1970/1971

of every node on the tooth surfaces for a pair of internal helical gears are determined. Under these conditions, the flash temperature on tooth is calculated by using Block's basic equation. Further, the thermal elastohydrodynamic analysis of line contact is applied to determination of the temperature distribution in oil film. This analysis is more accurate, though more tedious. The calculated results reveal the relationship between the gear parameters and flash temperature, which will help engineers in designing internal helical gears with high scuffing load capacity.

TRACTION CHARACTERISTICS OF SYNTHETIC LUBRICANTS AT HIGH SLIDING SPEED CONTACTS

Chen Guoding, Wang Buyin, Wu Liyan, Li Jianhua

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT The traction characteristics of synthetic lubricants at high sliding speed contacts are studied according to the thermal partial elastohydrodynamic lubrication theory for consideration of surface roughness effect and the Ree-Eyring rheological model for mirroring the non-Newtonian behavior of the lubricant. The analysis program developed incorporates a computational algorithm which can efficiently and accurately find out the pressure and temperature distributions and determine the traction coefficient of synthetic lubricants. The variations of the traction coefficient of synthetic lubricants with the load, rolling and sliding speed, lubricant viscosity and ambience temperature are obtained and the comparison between the calculated results presented in current work and the experimental results of ref. [2] is also shown. The method adopted in present investigation is instructive for dynamic study of aviation high-speed rolling bearings.

THERMAL ANALYSIS OF AEROENGINE MAIN SHAFT BALL BEARING

Han Mingzheng and Rao Shouqi

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics)

ABSTRACT An analysis of the heat generation in a high speed ball bearing system of an aeroengine is considered in detail on the basis of dynamical analysis. First, the heat generation rate is calculated according to the elastohydrodynamic lubrication theory. Then, considering complex relationship of heat transfer, the temperature contribution in the ball bearing system is calculated by using the combination of the finite element method, finite difference method, system heat equilibrium method and empirical formulas. Contribution of inner heat sources and treatment of boundary conditions in the calculation are analyzed thoroughly. Finally, thermal analysis of the ball bearing for a specified Aeroengine is made. Calculation results are shown in a good agreement with the experimental data offered by Shenyang Aeroengine Research Institute.