

航空发动机弧齿锥齿轮的润滑状态研究

中国航空工业总公司 606 所 魏文山** 林基恕
东北大学 丁津原 夏延秋 杨文通

【摘要】 利用空间点接触齿面啮合理论的矢量法, 推导啮合点位置、接触点曲率半径和齿面上接触点的运动速度及其方向。以轮齿加载接触分析(L TCA)方法确定各瞬时单齿承载百分比。计算两齿面间的油膜厚度和膜厚比, 作为润滑状态的理论判据。同时以扫描电镜观测分析 300 小时台架试验后的齿面形貌, 结合理论判据, 确定典型工况下的弧齿锥齿轮齿面润滑状态。

主题词: 航空发动机 弧齿锥齿轮 润滑 摩擦

分类号: V 232.8

1 前言

弧齿锥齿轮作为航空发动机中主要的传动部件, 与一般机械中的弧齿锥齿轮相比, 其工况条件相对恶劣。在齿面摩擦、磨损和润滑方面表现为环境和供油温度高、相对滑动速度高、起动停车频繁等等。尤其是受发动机低温起动性能的限制, 要求滑油在零下 40°C 下的运动粘度不大于 9000 cSt 。有些发动机甚至要求不大于 4000 cSt , 因此喷气发动机大多采用低粘度合成油润滑。加之弧齿锥齿轮齿面接触是局部点接触, 对于形成油膜更加不利。同时, 也给油膜计算和润滑状态分析带来不便。所以需要在深入解析齿面几何和运动学参数的基础上, 确定其润滑状态, 继而深入研究摩擦磨损特性, 建立分析齿面失效的模型和方法。

2 弧齿锥齿轮齿面几何和运动参数

根据文献[1, 2]建立图 1 所示大轮加工矢量关系图。坐

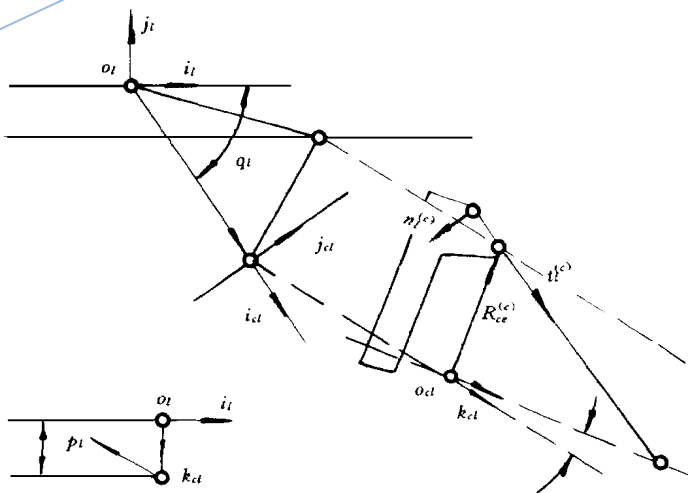


图1 左旋大轮加工关系图

标系 $\Sigma_l = [o_l, i_l, j_l, k_l]$ 为固定坐标系, o_l 在机床摇台轴线上。坐标系 $\Sigma_{cl} = [o_{cl}, i_{cl}, j_{cl}, k_{cl}]$ 为动坐标系, o_{cl} 是刀盘轴线与刀尖顶平面的交点。 $\Sigma_{ol} = [o_{ol}, i_{ol}, j_{ol}, k_{ol}]$ 也固接于摇台。用于描述刀盘轴截面。大轮齿面点矢量:

$$R_{bl} = D_{rl} + A_{cl} + b_{tl}t_l = R_{bl}(q_l, \theta_l)$$

式中: D_{rl} 为 o_l 点到轴交点的矢量, A_{cl} 为 o_{cl} 点到刀尖点径矢, b_{tl} 为产形面上接触点到刀尖点的距离, 可由啮合条件 $v_{gl} \cdot n_l = 0$ 求得。摇台每一刀位极角 q_l 和产形面每个相位角 θ_l 对应着齿面上的一个点。类似地有: 小轮齿面点矢量: $R_{br} = D_{rr} + A_{cr} + b_{tr}t_r = R_{br}(q_r, \theta_r)$ 。为确定齿面接触点迹, 将描述大、小轮齿面的诸矢量写入同一坐标系中。并使大、小轮绕各自的轴线旋转 μ_l 和 μ_r 角度, 使计算点满足啮合条件 $n_l = n_r^{(l)}$ 。这样描述大、小轮齿面矢量分别记为:

$$(R_{bl}^{(p)}, n_l^{(p)}, t_l^{(p)})^T = M(p_l, \mu_l) \cdot (R_{bl}, n_l, t_l) \quad , \quad (R_{br}^{(p)}, n_r^{(p)}, t_r^{(p)})^T = M(p_r, \mu_r) \cdot (R_{br}, n_r, t_r)$$

式中: 上标 (l) 表示在描述大轮的坐标系内, 上标 (p) 表示经旋转 μ_l 和 μ_r 后的矢量; 下标 l 表示大轮, 下标 r 表示小轮; n 表示单位法向矢量; t 表示刀盘轴截面内指向刀尖的单位切向矢量; p 表示和齿轮轴线重合的单位矢量, 方向指向齿锥顶; M 为旋转矩阵。

按接触条件 $R_{br}^{(p)} = R_{bl}^{(p)}$, 用三元牛顿迭代法可得出齿面接触点迹。利用 Euler-Bertrand 公式的推广, 可得小轮齿面啮合点沿 $v_l^{(p)} = n_l^{(p)} \times t_l^{(p)}$ 和 $t_l^{(p)}$ 方向的法曲率和短程挠率。

$$K_{xr}^{(l)} = K_{xr} \cdot \cos^2 \varphi + 2G_{xr} \cdot \cos \varphi \sin \varphi + K_{yr} \cdot \sin^2 \varphi$$

$$K_{yr}^{(l)} = K_{yr} \cdot \cos^2 \varphi - 2G_{yr} \cdot \cos \varphi \sin \varphi + K_{xr} \cdot \sin^2 \varphi$$

$$G_{xr}^{(l)} = G_{xr} \cdot (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) + (K_{xr} - K_{yr}) \cdot \cos \varphi \sin \varphi$$

大、小齿面沿 $v_l^{(p)}$ 和 $t_l^{(p)}$ 方向的相对法曲率和相对短程挠率为:

$$\delta_{kx} = K_{xl} - K_{xr}^{(l)}, \quad \delta_{ky} = K_{yl} - K_{yr}^{(l)}, \quad \delta_{Gx} = G_{xl} - G_{xr}^{(l)}$$

式中: K 表示法曲率, G 表示短程挠率, δ 表示相对法曲率和相对短程挠率。以求极值的方法可得出啮合点处最大、最小相对法曲率:

$$\delta_{\max} = [\delta_{kx} + \delta_{ky} + \sqrt{4\delta_{Gx} + (\delta_{kx} - \delta_{ky})^2}] / 2$$

$$\delta_{\min} = [\delta_{kx} + \delta_{ky} - \sqrt{4\delta_{Gx} + (\delta_{kx} - \delta_{ky})^2}] / 2$$

大小轮齿面接触点速度分别为: $V_l = \omega \cdot p_l \times R_{bl}^{(p)}$, $V_r = \omega \cdot p_r \times R_{br}^{(p)}$

式中 ω 和 ω 为大、小轮转动角速度。大小轮接触点速度在切平面内的投影以及卷吸速度:

$$V_l^{(i)} = V_l - (V_l \cdot n_l^{(p)})n_l^{(p)}, \quad V_r^{(i)} = V_r - (V_r \cdot n_l^{(p)})n_l^{(p)}, \quad V^{(i)} = V_l^{(i)} + V_r^{(i)}$$

$V^{(i)}$ 与接触椭圆长轴矢量 u 之间的夹角 $\alpha = \cos^{-1} [V_l^{(i)} \cdot u / (|V_l^{(i)}| \cdot |u|)]$

3 润滑油膜厚度

弧齿锥齿轮属于表面卷吸速度方向与接触椭圆短轴方向夹任意角度的点接触弹流问题。适于上述接触条件, 并具权威性的膜厚计算公式是 Chittenden 公式^[3], 它是 Dowson-Higginson 公式的推广。在此利用 Chittenden 公式计算喷气式航空发动机弧齿锥齿轮典型工况下各瞬时接触点处的膜厚比, 作为其润滑状态的理论判据。Chittenden 公式:

$$h_{\alpha} = H_{\alpha}^* \cdot \bar{U}_e^{0.68} \cdot \bar{G}^{0.49} \cdot \bar{U}_e^{-0.073} \cdot Re \quad , \quad H_{\alpha}^* = H_0^* \cdot \cos^2 \alpha + H_{90}^* \cdot \sin^2 \alpha$$

$$H_0^* = 3.68 \{1 - \exp[-0.67(R_{\max}/R_{\min})^{2/3}]\}$$

$$H_{90}^* = 3.68 \{1 - \exp[-0.67(R_{\min}/R_{\max})^{2/3}]\}$$

式中: $1/Re = (\cos^2 \alpha / R_{\min} + \sin^2 \alpha / R_{\max})$, $1/E' = (1/2) \cdot [(1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2]$

$$\bar{U}_e = (\eta \cdot |V^{(i)}|) / (E' \cdot Re) \quad , \quad W_e = W / (E' \cdot Re^2) \quad , \quad \bar{G} = \alpha_p \cdot E'$$

Re 为卷吸速度方向的曲率半径; α_p 表示滑油粘压系数; η 为动力粘度; W 为载荷; 表面粗糙度均方根偏差 $\sigma_1 = \sigma_2 = 0.5 \mu\text{m}$ 。最小膜厚比 $\lambda = h_{\min} / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$

图 2 和图 3 分别给出了某涡喷发动机中心传动弧齿锥齿轮最大状态(转速 14568 r/min,

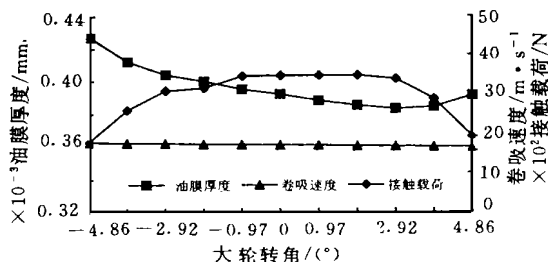


图 2 转速 14568 r/min, 功率 221 kW 下的计算结果

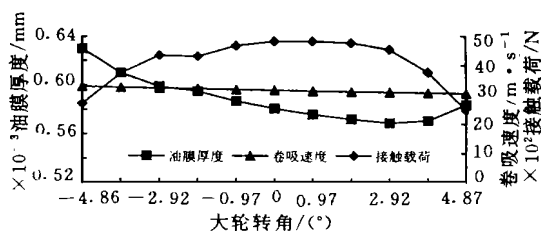


图 3 转速 7899 r/min, 功率 86 kW 下的计算结果

功率 221 kW) 和巡航状态(转速 7899 r/min, 功率 86 kW)下, 采用 4109 润滑油时, 各瞬时啮合位置的最小油膜厚度, 卷吸速度和接触载荷。采用低粘度 4109 航空润滑油时, 130℃下, 两种状态下的膜厚比分别为 0.82~0.90 和 0.55~0.61; 采用中粘度 4050 航空润滑油时, 130℃下, 两种状态下的膜厚比分别为 1.56~1.73 和 1.05~1.17。从上述计算结果可以看出: 使用低粘度油时, 齿轮处于边界润滑状态; 使用中粘度油可使齿轮处于部分弹流润滑状态。

4 试验齿轮扫描电镜下的齿面形貌

齿轮试验在专用的发动机附件传动系统试验器上进行。试验齿轮采用某涡喷发动机中心弧齿锥齿轮。齿面化学镀银 8~12 μm 。模拟发动机工况进行了 300 小时寿命试验。工况条件与计算所用工况条件相同。试验后的齿面, 以目视观察没有胶合和点蚀迹象。但是在重载区银层磨损比较严重。这一区域的面积约占齿面总面积的百分之五。

试验后的齿轮经线切割, 在扫描电镜下作表面形貌观测。同时进行表面元素分析。图 4 为齿面轻载区和重载区的表面形貌。图 4(a)中暗区和亮区的元素分析结构见图 5。

(a)

(b)

图 4 齿面形貌

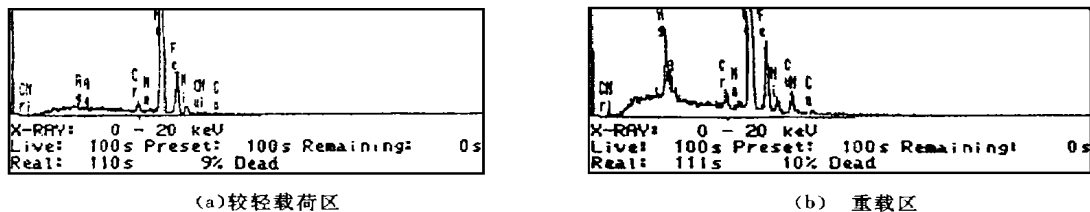


图5 表面元素分析结果

从形貌分析结果可以看出, 齿面有明显的磨损痕迹。在重载区, 基体有局部擦伤, 元素分析显示, 几乎没有银元素存在。从上述现象可以判断齿面没有处于良好的弹性流体润滑状态。

5 结 论

(1) 在某涡喷发动机最大和巡航状态下, 使用低粘度润滑油时, 齿面润滑的膜厚比小于 1, 处于边界润滑状态, 和试验结果一致。使用中粘度润滑油时, 膜厚比大于 1, 齿面处于部分弹流润滑状态。

(2) 尽管发动机中的弧齿锥齿轮切线速度很高, 但由于所用滑油粘度较低, 使得齿面仍不能处于良好的弹性流体润滑状态。所以, 当提高润滑油粘度受到限制时, 应研究其边界润滑状态下的润滑机理, 以及滑油中抗磨添加剂等因素对齿表面失效的影响。

参 考 文 献

- 1 Litvin F L, etc Generation of Spiral Bevel Gears with Conjugate Tooth Surface and Tooth Contact Analysis NA SA - CR - 4088, 1987
- 2 郑昌启, 黄昌华等 螺旋锥齿轮轮齿加载接触分析计算原理 机械工程学报, 1993, 29(4):
- 3 Chittenden R J, etc A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated contacts, II - General Case, Proc. Roy. Soc., London, Series A, 1985, V. 397

(责任编辑 王震华)

and transmission errors for the aligned and misaligned gear drives are obtained in an example of spiral bevel gears. Although the proposed method deals with the hypoid gear and spiral bevel gears, the basic idea is suitable for spur and helical gears.

Key Words Spiral bevel gears Edge Contact Drives Errors

KINETIC CHARACTERISTICS OF TRANSMISSION TEST EQUIPMENT FOR SPIRAL BEVEL GEARS

Zhao Ming, Yang Haiyan, Ren Pingzhen, Xu Lingzhi, Yang Bingyu

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT The transfer matrix method of the lateral/torsional coupling is applied to calculation of kinetic characteristics of transmission test equipment for spiral bevel gears. The relationships of the kinetic characteristics for the test rotor are investigated in the engagement of the spiral bevel gears. The forces on the bearing and gear-box vibration are analyzed, all calculated results are consistent with the test data.

Key Words Gear drives Kinetic characteristics Bearings Radial forces Vibrations

A STUDY ON LUBRICATION OF SPIRAL BEVEL GEARS IN AEROENGINE

Wei Wenshan and Lin Jishu

(5th Dept. Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015)

Ding Jinyuan, Xia Yanqiu, Yang Wentong

(Mechanical Engineering Institute, Shenyang 110006)

ABSTRACT The vector method of the gear engagement theory is used to describe the manufacturing and meshing process of the spiral bevel gears in the aeroengine. The geometry and kinematic parameters of each contact point are considered, including the position, the curvature and the speed of each contact point on the tooth surface. The load on tooth in each contact position is determined with the help of Loaded Tooth Contact Analysis (LTCA) and the thickness of oil film on each contact position is obtained as theoretical foundation for judging the lubrication state. Meanwhile, 300 hours test of the gears has been made and the topographical feature of the tooth surface by means of scanning electron microscope is investigated. The results of calculation and experiment show that the gears are under boundary lubrication and partial elasto-hydrodynamic lubrication.

Key Words Aircraft engine Spiral bevel gears Lubrication Friction

COMPUTATION OF VISCOELASTICAL DAMPING STRUCTURE ATTACHED TO GEARS

Sun Tao, Shao Changjian, Shen Yunwen

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A computational method is developed to solve engineering prob-