

滚珠花键副轮齿修形的有限元法研究*

杜平安**

(电子科技大学电子机械系 成都 610054)

【摘要】 滚珠花键副是一种新型移动副，用于低阻力传递大扭矩。在扭矩作用下，花键副轮齿将发生变形，从而引起在不同齿之间以及在同一齿的齿宽方向载荷分布不均，造成局部应力集中，降低花键副寿命。文中利用有限元法对花键副轮齿在载荷作用下的变形进行研究，提出消除载荷集中的轮齿修形方法。

关键词 变形； 轮齿修形； 花键副； 有限元

中图分类号 TH122

为满足工程需要，我们研制了一种可相对移动且能传递大扭矩的滚珠花键副（如图1所示）。花键1在承受外加扭矩的同时在花键套2内往复移动，并通过钢球3将扭矩传递给花键套，再通过花键套上的两对挂耳传到基架。同时钢球通过花键套两端的回珠槽4爬越花键轴轮齿进行同圆回珠，以构成钢球的循环。由于摩擦面之间装有滚力介质，因而这种移动副具有效率高、运动平稳和噪音小等特点^[1,2]。

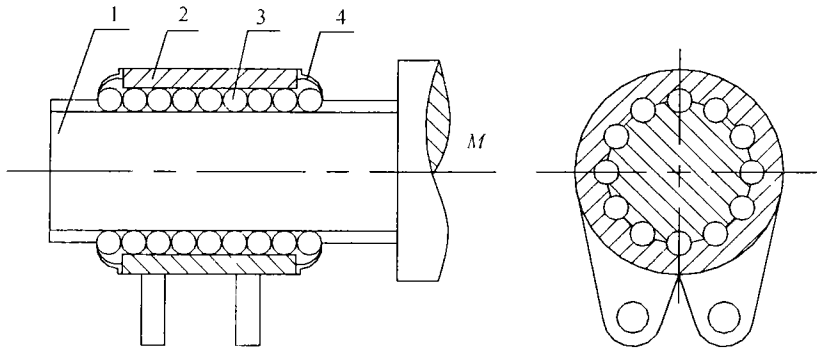


图1 滚珠花键副

由于花键副工作过程中要传递大扭矩，其轮齿将在轴向(齿宽方面)和周向(齿高方向)发生不同程度的变形。这些变形将导致载荷在不同钢球之间分布不均，从而使部分钢球或局部滚道面由于载荷集中而发生较大的塑性变形或压溃。为此，本文提出利用轮齿修形的方法来补偿这种变形，以提高花键副的承载能力和使用寿命。

1 花键轴轮齿变形曲线

本文利用有限元法计算轮齿变形。由于结构形状和载荷具有对称性，各个轮齿的扭转变形相同，因此以任意一个轮齿作为计算对象。它用20节点六面体单元离散，单元沿齿宽方向作等距划分，长度等于钢球直径，并在钢球和齿面的接触线上安排节点(接触节点)，这样结构载荷可以等效为作用在接触节点上的集中力。由于力作用点是变化的，所以我们以力作用在最左端时为计算状态。因为这时轮齿悬臂最长，变形最严重。根据花键轴的实际结构，取轴的右端面固结作为模型位移约束条件^[3]。

1999年5月12日收稿

* 国防科工委预研基金资助项目

** 男 36岁 博士 副教授

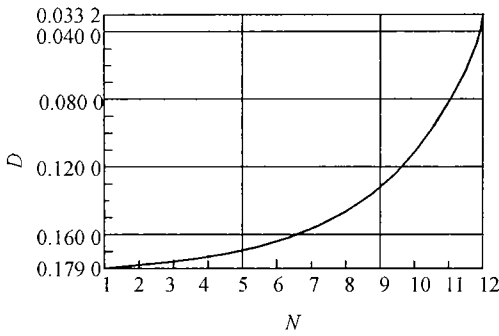


图2 轮齿变形曲线

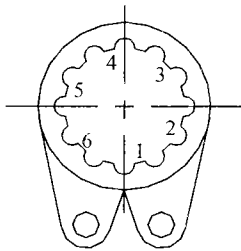
计算工作扭矩 $M=14\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$ 时的节点变形, 并利用 B 样条函数对接触线上其余各点插值, 最后得到轮齿变形曲线如图 2 所示, 图中 N 为节点数; D 为节点位移。

图 2 表明: 由于轮齿变形, 左端面面和钢球接触压力降低(甚至脱离接触), 外载实际上大部分由右端钢球和轮齿面承受, 因而接触应力较大, 接触点处容易产生塑性变形或压溃失效。

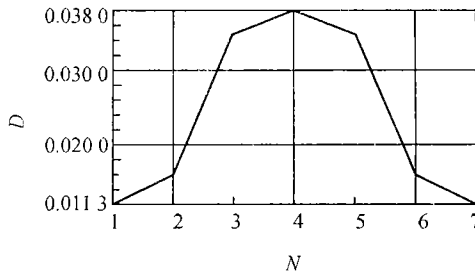
2 花键套轮齿变形曲线

离散花键套的单元类型、单元划分方式与花键轴类似, 只是工作中载荷始终作用于全齿宽上。花键套的两对挂耳通过柱销与基座联接, 由于基座和柱销刚性较大, 因此取各销孔内壁节点的位移值为零作为位移约束条件。

花键套结构不具备轴对称性, 如图 3a 所示, 所以各个轮齿的变形不同。靠近基座的部位刚性好, 轮齿变形小; 远离基座的部位刚性差, 轮齿变形大。因此以端面上各个轮齿的接触节点为计算对象, 计算出各节点变形值如图 3b 所示。



(a) 花键套截面形状



(b) 花键套轮齿变形

图3 花键套及其轮齿变形

在花键套的 6 个轮齿中, 最大变形量为 $38\ \mu\text{m}$, 最小变形量为 $11\ \mu\text{m}$, 最大相差 $27\ \mu\text{m}$ 。这种由于结构形状的非对称性而引起的轮齿变形不等, 也将导致一定程度的载荷集中。变形小的轮齿将承受较大的接触压力, 而变形大的轮齿将承受较小的接触压力。

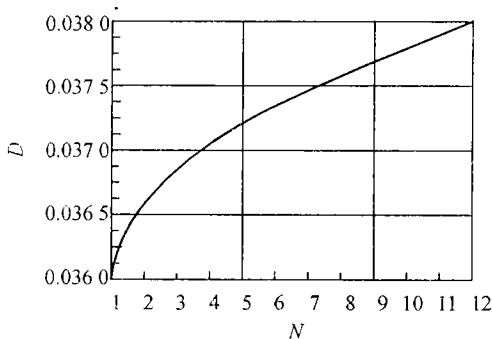


图4 花键套轮齿齿宽变形曲线

其次, 我们对轮齿沿齿宽方向的变形也作了计算。以变形最大轮齿的所有接触节点为计算对象, 计算出轮齿变形曲线如图 4 所示。可以看出, 花键套轮齿沿齿宽方向的最大变形为 $38\ \mu\text{m}$, 最小变形为 $36\ \mu\text{m}$, 两端相差仅 $2\ \mu\text{m}$, 因此可认为轮齿沿齿宽方向的变形基本上是均匀的, $2\ \mu\text{m}$ 的变形差别是由于两对挂耳离端面距离不等所致。右挂耳离端面比左挂耳离端面远 $5\ \text{mm}$, 所以右端轮齿刚性稍差。

3 花键副轮齿的修形

前面计算了花键轴和花键套的变形, 并给出了轮齿变形曲线。为减小轮齿变形引起的载荷集中, 应使轮齿变形后的形状与按均匀载荷设计的轮齿形状相同。为此, 我们对轮齿进行以下两种修形^[4]。

3.1 齿宽修形

由于花键套轮齿沿齿宽方向的变形基本均匀，因此可不进行修形。根据花键轴沿齿宽方向的变形曲线(见图 2)，可以设计修形齿的齿形如图 5a 所示。其中各个节点处轮齿的修形量等于该节点相对最小变形节点 12 的变形量，即节点处轮齿修形量为

$$\Delta y_i = y_i - y_{12} \quad (i=1,2,\dots,11)$$

式中 y_i 为接触节点的变形值。其余各点的修形量则可根据 Δy_i 值按 B 样条函数插值得到。

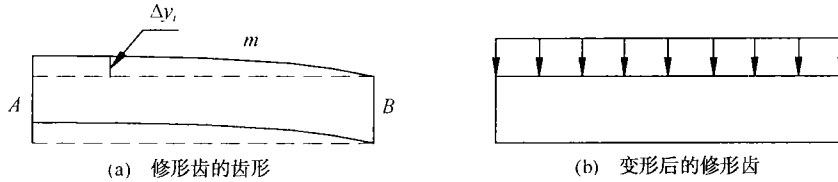


图 5 修形齿的齿形

由于花键副只承受单向扭矩，所以仅对轮齿一个面(m 面)进行修形。对图 5a 所示的花键轴轮齿按照同样的单元划分方式、载荷大小和边界条件进行有限元计算，得到轮齿的变形结构如图 5b 所示。这样当修形齿 m 面承受载荷时，靠近 A 端的面首先和钢球接触挤压，随着载荷的增加，轮齿逐渐发生变形，轮齿面从 A 端到 B 端依次和钢球接触。当载荷增加到额定载荷后，修形齿则变形为图 5b 所示的直齿形状。这时所有钢球都和轮齿面接触挤压，各个钢球分担载荷，从而避免了处于悬臂受扭的花键轴因变形产生的载荷集中。为防止因轮齿修形引起花键轴移动时钢球卡死现象，应保证钢球与滚道之间的间隙大于 Δy_1 。

3.2 周向修形

同理，花键套不同轮齿沿周向变形不等也将引起载荷集中。变形小的轮齿接触应力大，变形大的轮齿接触应力小。为减轻这种载荷集中，我们对花键套采取以下两种修形措施。

3.2.1 齿高修形

根据图 3 给出的变形曲线，可以设计花键套的修形齿齿形如图 6a 所示。其中各个轮齿的修形量为该齿相对于最大变形齿(齿 4)的相对变形量的绝对值，即修形量为

$$\Delta X_i = |X_i - X_4| \quad (i=1,2,3,5,6)$$

式中 X_i 为各个轮齿的变形值。

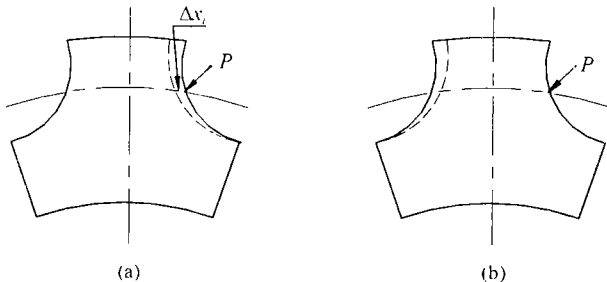


图 6 轮齿周向修形

因此，通过修形的导相套轮齿，由于各滚道面与钢球间隙不等，当承受外加载荷时，图 2a 中的轮齿 4 首先和钢球接触，随着载荷增加，轮齿 3、5、2、6、1 依次进入接触状态，在额定工作载荷下，导向套的各个轮齿基本上均匀承担载荷。

3.2.2 刚度均化

前面分析的齿高修形通过调整钢球与滚道之间的间隙(或过盈量)来达到载荷在各个轮齿均匀分布。实际上，载荷集中是由于各个轮齿刚度不同所致。靠近基座的轮齿刚度大，接触压力大；远离

基座的轮齿刚度差, 接触压力小。因此也可以通过调整轮齿的弯曲刚度进行载荷均化。为此, 可以增加回珠滚道半径, 减小工作轮齿的厚度, 从而降低轮齿刚度, 以使各齿刚度趋于相同, 如图 6b 所示。

上述这种方法也就是在轮齿的非工作面上进行修形。由于它不影响轮齿工作面, 所以各工作滚道尺寸精度要求相同, 可采用同一砂轮磨削, 加工精度容易控制。但这种修形方法的修形量不易掌握, 它要求对每种修形量的导向套轮齿变形作有限元计算, 最后以各齿变形相同的修形量作为设计修形量。

参 考 文 献

- 1 陈光仁. 螺旋传动设计基础. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 2 饶振纲, 王勇卫. 滚珠丝杠副及自锁装置. 北京: 国防工业出版社, 1990
- 3 杜平安. 移动花键轴有限元形状优化. 电子科技大学学报, 1995, 24 (4): 397~400
- 4 吴宗泽. 高等机械设计. 北京: 机械工业出版社, 1991

Study on Teeth-modification of Ball Spline Pair by Finite Element Method

Du Pingan

(Dept. of Electromechanical Eng., UESTC of China, Chengdu 610065)

Abstract Ball spline pair is a new type of translation pair, used for large torque transfer with low resistance. Under the action of torque, the teeth of ball spline pair will be deformed, which results in stress concentration and reduce the life of Ball spline pair. The deformation regulation and amplitude of the teeth are studied by means of finite element method, and a teeth modification method to eliminate load concentration is presented.

Key words deformation; teeth modification; ball spline pair; finite element method

· 科研成果介绍 ·

汽车主锥自动选垫机

主研人员 胡 泓 庄万玉 陈中柘 黄晓农 吕 强 王丛岭 王全沛 张步良 周文进 蔡重庆 张先国
姚伯威 付丽凌 棒培福 黄大贵

汽车主锥自动选垫机是汽车后桥主锥总成装配线中的专用设备。其技术指标为: 调整垫圈测量精度 $5 \mu\text{m}/\text{F}\cdot\text{s}$; 调整垫圈分选重复性 $8 \mu\text{m}$ (产品测试); 测量系统回转阻力矩 $<0.15 \text{ N}\cdot\text{m}$; 生产率 35 件/h。

在该装置中采用相对比较法测试, 设计了自动对中央夹具定位, 通过高性能工业控制计算机测算出汽车后桥主锥总成的装配参数, 自动选出保证圆锥滚子轴承预紧负荷的最佳调整垫圈值, 代替了现行的人工试凑选垫工序。

该设备提出的自动选垫动态模拟测试模型新颖, 具有创新性、可行性, 解决了我国汽车产品整车质量的一项技术难题, 保证了在线测试的需要, 工效提高 3~5 倍, 且有效地提高了主锥总成的质量和可靠性, 延长了主锥总成的使用寿命。

· 科 卜 ·