

文章编号:1007-6492(2001)03-0038-03

滚动轴承球推式行星减速器的设计研究

张明成¹, 金国光², 陈道学³

(1. 郑州大学机械工程学院, 河南 郑州 450002; 2. 北京航空航天大学机器人研究所, 北京 100083; 3. 郑州大学科研处, 河南 郑州 450002)

摘 要: 滚动轴承球推式行星减速器是机械传动中的最新型式, 其突出特点是滚动轴承既做支承件又做传动件。根据该减速器的具体结构图, 分析了其传动原理、传动比计算公式、最大传动能力的计算准则和效率计算问题。深沟球轴承或角接触球轴承可用于传动轴承 E , 其直径从轻系列到重系列, 传动比的范围为 $i=2\sim 3$, 若采用非标准滚动轴承, $i\leq 10$ 。该行星减速器传递的最大功率取决于轴承 E 内圈的摩擦力矩和 A 轴的角速度的乘积。该行星减速器适应于传动中小功率, 由于其效率较高, 也可用作增速器。

关键词: 滚动轴承; 行星减速器; 摩擦传动

中图分类号: TH 132.46 **文献标识码:** A

0 引言

滚动轴承球推式行星减速器是我们的一项专利。滚动轴承是机械传动中用来作支承的标准件, 其精度高, 机械性能可靠, 规格齐全。用滚动轴承作为行星减速器的支承体和传动件, 行星减速器的结构大为简化, 并且造价低, 制造容易, 噪声低, 体积小, 有过载保护等优点。图 1 为其结构图。

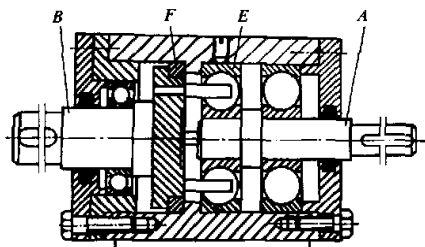


图 1 行星减速器结构图

Fig.1 The construction figure of the planetary reducer

1 传动原理

图 1 中的轴承 E 的内圈相当于齿轮行星轮系 $2K-H[A]^{[1]}$ 中外齿中心轮; 外圈相当于内齿中心轮; 滚动体相当于行星轮; B 轴端面的圆销相当于行星架。动力由 A 轴输入, (A 轴和轴承 E 的

内圈固联) 由内圈驱动滚动体, 滚动体推动 B 轴端销, 动力由 B 轴输出。(外圈和机架相固联) 由此可以看出, 滚动轴承球推式行星减速器的传动原理和齿轮行星减速器 $2K-H[A]$ 相当, 只是前者为摩擦传动。

2 传动比计算公式

图 2 为滚动轴承球推式行星减速器的机构简图。

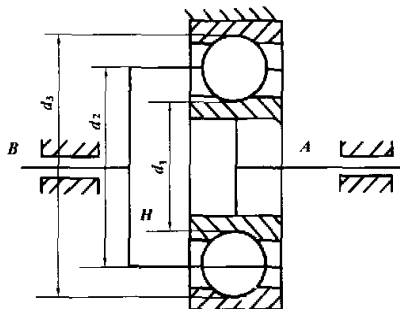


图 2 行星减速器机构简图

Fig.2 The mechanism sketch figure of the planetary reducer

其传动比的计算公式为

$$i_{AB} = 1 + K \quad (1)$$

式中: K 为传动特性参数, 且有 $K = d_3/d_1$ 。由式

收稿日期: 2001-02-10; 修订日期: 2001-03-20

作者简介: 张明成(1945-), 男, 河南省方城县人, 郑州大学副教授, 主要从事机械传动及机构学方面的研究。

(1)可以看出, i_{AB} 和 K 成正比。传动特性参数 K 与标准滚动轴承的直径系列有关, 对于深沟球轴承^[2]或角接触球轴承从轻系列到重系列, 传动比 i_{AB} 的范围为 2~3。对于非标准滚动轴承, i_{AB} 的范围可以更大, 建议 i_{AB} 的值不要超过 10。

3 传动能力计算

3.1 该行星减速器传递的最大功率

当该行星减速器的滚动体推动行星架运动时, 要求滚动体相对内外圈的相对运动为纯滚动。根据标准滚动轴承的额定动载荷和额定寿命的关系, 这时行星减速器所能传递的最大输入转矩为

$$M_{1\max} = d_1 \cdot C \cdot f \cdot a/2. \quad (2)$$

式中: d_1 为轴承内圈外径; C 为轴承的额定动载荷(乘以 2.5 作为滚动体和内外圈的压紧力); f 为滚动体和内圈接触滑动摩擦系数; $a = 2.5$, 滚动轴承 E 的所有滚动体受均匀预紧压力时 C 值扩大的倍数。

行星减速器能传递的最大功率为

$$N = M_1 \cdot \omega_1. \quad (3)$$

式中: ω_1 为 A 轴的角速度。

3.2 球推销直径 d 的尺寸计算

由图 3 知, 危险截面处的直径为

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{Q \cdot L}{0.1[\sigma]}}. \quad (4)$$

式中: Q 为销与滚动体之间的正压力。

$$Q = \frac{d_1 \cdot C \cdot f \cdot a}{n \cdot d_2}. \quad (5)$$

式中: n 为滚动轴承滚动体的个数; L 为正压力 Q 至危险截面的长度; $[\sigma]$ 为材料的许用弯曲应力。

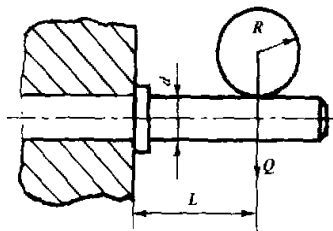


图3 推杆受力图

Fig.3 The figure of the driven bar

3.3 滚动体和销的接触强度计算

轴承的滚动体(多用深沟球轴承和角接触球轴承, 其滚动体为球)和销的初始接触为点接触状态。根据弹性力学的分析, 当接触点沿法向受压后, 接触处由于局部变形而成一椭圆面接触。其法

向接触应力 σ_H 在椭圆接触区上按半椭球分布, 椭圆中心(初始接触点处)的最大接触应力为 $\sigma_{H\max}$ ^[3]

$$\sigma_{H\max} = \frac{Z_E}{\alpha\beta} [QK_d^2]^{1/3}, \quad (6)$$

$$Z_E = \left[3/2\pi^2 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^2 \right]^{1/3}. \quad (7)$$

式中: Z_E 称弹性系数。

对于轴承的滚动体和销的材料都是钢, 弹性模量 $E_1 = E_2 = 206000 \text{ N/mm}^2$, 泊松比 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$, 则 $Z_E = 853 \sqrt{\text{N/mm}^2}$ 。

将式(6)改写成下面式(8):

$$\sigma_{H\max} = \frac{853}{\alpha\beta} (QK_d^2)^{1/3}. \quad (8)$$

式中: $K_d = K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}$, 为当量曲率。

设 K_{11} 和 K_{21} 为轴承滚球 1 和销 2 在接触点处的最大曲率, K_{12} 和 K_{22} 为最小曲率, 球的曲率处处相等, 所以, $K_{11} = K_{12} = \frac{1}{R}$ 。

圆柱销的轴截面和母线的法截面为主平面, 所以

$$K_{21} = \frac{1}{r}, \quad K_{22} = 0.$$

式中: α, β 为与接触点各曲率有关的椭圆积分函数, 其值已制成表。为了取值方便, 引入曲率系数。

$$\cos \tau = [(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22}) - 2(K_{11} - K_{12})(K_{21} - K_{22}) \cdot \cos 2\Psi]^{1/2} / K_d, \quad (9)$$

式中: Ψ 为 K_{11}, K_{21} 所在的主平面之间的夹角, 这里 $\Psi = 90^\circ$ 。

将前面有关参数代入式(9), 得

$$\cos \tau = \frac{1}{K_d \sqrt{r}}, \quad (10)$$

由式(10)算出的值, 在表中查取对应的 α, β 值。

球和销应满足接触强度

$$\sigma_{H\max} = \frac{853}{\alpha\beta} (Q \cdot K_d^2)^{1/3} \leq [\sigma_H]. \quad (11)$$

4 效率计算

滚动轴承球推式行星减速器从传动原理上相当于齿轮行星轮系 2K-H[A], 但从传动效率分析上要比齿轮系 2K-H[A] 简单, 从图 1 可以看出, 轴承 E 的滚动体对内、外圈仍然作纯滚动, 只是滚动体推着销所形成的高副有相对滑动摩擦。因此, 滚动轴承球推式行星减速器的效率表达式为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^3, \quad (12)$$

式中: η_1 为滑动轴承的效率; η_2 为滚动体和销的啮合效率. 如果处于弹性流体滑动状态, 则效率较高, 否则较低, 最好由实验测定; η_3 为滚动轴承的效率.

5 结论

(1) 滚动轴承球推式行星减速器为高副摩擦传动—易于高速级, 传递中小功率.

(2) 传动轴承 E 选用标准深沟球轴承或角接触球轴承, 其直径系列从特轻到重, 传动比 $i = 2 \sim 3$. 若采用非标滚动轴承, 建议单级 $i \leq 10$. 原因是减速器径向尺寸过大及滚动体的惯性力对传

动的影响.

(3) 该行星减速器传递最大功率决定于轴承 E 的内圈和滚动体所产生的摩擦力矩及 A 轴的角速度.

(4) 由于该行星减速器的效率较高, 所以也可用作增速器.

参考文献:

- [1] 杨廷栋, 周寿华, 肖忠实, 等. 渐开线行星齿轮传动 [M]. 成都: 成都科技大学出版社, 1986.
- [2] 濮良贵. 机械设计 [M]. 第六版. 北京: 高等教育出版社, 1996.
- [3] 徐芝纶. 弹性力学. 北京: 人民教育出版社, 1978.

Design Research on Rolling Bearing Planetary Reducer with Driving Balls

ZHANG Ming - cheng¹, JIN Guo - guang², CHEN Dao - xue³

(1. College of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China; 2. Robotic Research Center, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China; 3. Scientific Research Department, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: The rolling bearing planetary reducer with driving balls is the latest design of the reducers. One of its outstanding characters is that the rolling bearing is both supporting member and transmitting member. The structural scheme of the new reducer is given in this paper. Furthermore, the transmitting principle, the calculation of transmitting ratio, and the calculation criteria of the maximal transmission capacity are all considered. The deep-groove ball or the angular contact radial ball bearing can be used as the driving rolling bearing E . Their diameters are selected from light to extra heavy with $i = 2 \sim 3$. If a non - criterion rolling bearing is used as the driving rolling bearing with $i \leq 10$. A maximum transmitted power of this planetary reducer is dependent on a product of a friction torque of the bearing E inner ring spacer and an angular speed ω_A of the shaft A . This planetary reducer can be used to transmit medium or low power. Because its transmission efficiency is higher, the reducer can also be used as a speed increaser.

Key words: rolling bearing; planetary reducer; friction drive