

球盘传动的运动分析与强度设计*

洪 尚 任

(华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011)

摘要 分析和讨论球盘传动的运动学问题,并根据强度理论推导出设计公式,同时给出计算实例.

关键词 摩擦传动,球盘传动,运动学,无级变速装置,强度理论

分类号 TH 132.2

现代科学技术的迅猛发展,推动了摩擦传动和机械无级变速传动技术的进步,性能良好的产品先后问世,有些已向标准化和系列化发展,在印染、纺织、食品、化工、机床、交通、自动控制等行业得到广泛的应用. 钢球平盘式无级变速传动(简称球盘传动,国外称为 KS 传动)是其中性能较好的传动之一,国内尚未见有定型产品. 本文分析了球盘传动的运动学和动力学问题,并根据强度理论导出其设计公式.

1 传动原理分析

图1为球盘无级变速传动机构运动示意图. 图中,主动盘1的输入轴轴线 O_1 与从动盘2

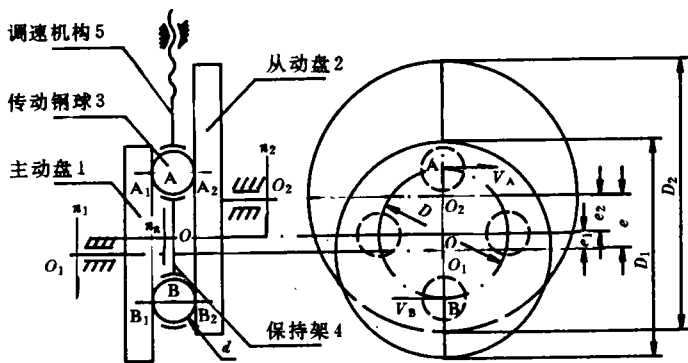


图1 球盘无级变速传动机构示意图

的输出轴轴线 O_2 相互平行,中心距为 e ;两传动盘之间用钢球保持架4隔开,一组钢球3作为中间传动件;保持架轴线 O 与主、从动盘轴线相互平行,与轴线 O_1, O_2 的偏心距分别为 e_1, e_2 ;主从动盘间附有加压装置(图中略). 按经典的摩擦学理论,加压后相对转动的球盘间会产生摩擦力,并由之作为传递动力,故称摩擦传动. 但若按照弹性流体动力润滑理论(简称弹流理论,即 EHL 或 EHD),则认为上述传动的动力是由球盘间所形成的油膜传递的,故又称为牵引

* 本文 1993-12-06 收到;福建省自然科学基金资助项目

传动. 调速时由调速机构(图中部分省略)带动保持架, 沿着垂直于轴线方向移动, 改变了钢球的接触位置, 从而达到无级变速的目的.

2 运动学分析

如图 2 所示, 在传动过程中, 钢球一方面随着保持架作圆周运动(称为公转), 本身由于两接触点速度差的作用又有自转, 实际上是在做复杂的行星运动. 现设钢球直径为 d , 回转直径为 D , 公转角速度为 ω_g , 自转角速度为 ω , 主、从动盘的角速度分别为 ω_1, ω_2 (见图 1, 分别对应于 n_1 和 n_2 , ω_g 则对应于 n_g). \vec{V}_A 和 \vec{V}_B 分别为钢球质心在 A, B 位置时, 圆周运动的切线速度; \vec{V}_{A_1} 和 \vec{V}_{A_2} 分别为钢球在 A 位置时, 与主、从动盘接触点 A_1 和 A_2 的切线速度; \vec{V}_{B_1} 和 \vec{V}_{B_2} 分别为钢球在 B 位置时, 与主、从动盘接触点 B_1 和 B_2 的切线速度.

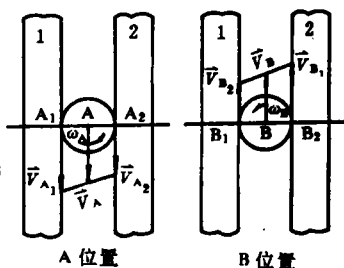


图 2 运动学分析图

不失一般性, 可取钢球在 A 和 B 两个位置, 即分别对应于钢球在平盘间的上、下方两个位置进行运动学分析. A 位置:

$$V_{A_1} = V_{A_2} + \omega_A d, \omega_A = \frac{V_{A_1} - V_{A_2}}{d}, V_A = V_{A_2} + \omega_A \cdot \frac{d}{2}, \text{即 } V_A = \frac{1}{2}(V_{A_1} + V_{A_2}), \text{式中 } V_{A_1} = \left(\frac{D}{2} + e_1\right)$$

$$\omega_1, V_{A_2} = \left(\frac{D}{2} - e_2\right)\omega_2. \text{ B 位置: } V_{B_2} = V_{B_1} + \omega_B d, \omega_B = \frac{V_{B_2} - V_{B_1}}{d}, V_B = V_{B_1} + \omega_B \cdot \frac{d}{2}, \text{即 } V_B = \frac{1}{2}$$

$$(V_{B_1} + V_{B_2}), \text{式中 } V_{B_1} = \left(\frac{D}{2} - e_1\right)\omega_1, V_{B_2} = \left(\frac{D}{2} + e_2\right)\omega_2. \text{ 因有关系式 } V_A = V_B, \text{故联立上述各式,}$$

$$\text{可得 } \left(\frac{D}{2} + e_1\right)\omega_1 + \left(\frac{D}{2} - e_2\right)\omega_2 = \left(\frac{D}{2} - e_1\right)\omega_1 + \left(\frac{D}{2} + e_2\right)\omega_2, \text{整理后得}$$

$$e_1\omega_1 = e_2\omega_2. \quad (1)$$

一般情况下转入转速 n_1 是不变的, 无级调速是改变输出转速 n_2 (记为 n_{2x} 以示区别), 由式 (1) 可得该传动的传动比计算公式 $i_x = \omega_{2x}/\omega_1 = e_1/e_2$. 设主、从动轴均为等速转动, 则有

$$i_x = \omega_{2x}/\omega_1 = n_{2x}/n_1 = e_1/e_2. \quad (2)$$

又因 $V_g = V_A = V_B$, $D\omega_g/2 = [(D/2 + e_1)\omega_1 + (D/2 - e_2)\omega_2]/2$, $D\omega_g = D(\omega_1 + \omega_2)/2 + e_1\omega_1 - e_2\omega_2$, 且由式 (1) 可知 $e_1\omega_1 - e_2\omega_2 = 0$, 故得 $\omega_g = (\omega_1 + \omega_2)/2$, $n_g = (n_1 + n_2)/2$.

根据式 (2) 所表示的传动比公式, 现对传动比的变化情况进行简要讨论.

(1) 当 $e_1 = e_2 = e/2$ 时, $i_x = 1, n_{2x} = n_1$. (2) 当 $e_1 = 0$ 时, $i_x = 0, n_{2x} = 0$, 由此可见, 该传动能使输出转速下降到零. (3) 当 $e_2 = 0$ 时, $i_x = \infty$, 即理论上传动比可达到无穷大, 但因考虑到实际受力情况, 传动比的变化通常在较小范围内选取. (4) 实际变速范围 R_b 可按下式计算. 因 $i_{x \max} = e_{1 \max}/e_{2 \min}$, $i_{x \min} = e_{1 \min}/e_{2 \max}$, 故 $R_b = i_{x \max}/i_{x \min} = n_{2x \max}/n_{2x \min} = e_{1 \max}e_{2 \max}/e_{1 \min}e_{2 \min}$.

3 受力分析及强度设计

在具体设计传动几何尺寸时, 首先碰到的是钢球直径 d 怎么确定的问题. 因球盘接触属于点接触, 下面就按 Hertz 建立的弹性接触理论, 进行接触强度方面的设计计算.

3.1 受力分析

设 M_1, N_1, n_1 分别为主动盘的输入转矩、功率、转速; M_g, N_g, n_g 分别为保持架所传递的转矩、功率、转速; P 和 Q 分别为保持架上每个钢球与主动盘接触处, 所传递的有效圆周力和法向压紧力; f 为摩擦系数; Z 为钢球个数. 由此, 有 $M_1 = 9.55 \times 10^6 N_1 / n_1$ ($N \cdot mm$) 和 $M_g = 9.55 \times 10^6 N_g / n_g$ ($N \cdot mm$) 的关系式, 式中, η 为传动效率. 所传递的有效圆周力

$$P = \frac{2M_g}{ZD} = \frac{2 \times 9.55 \times 10^6 N_1 \eta}{ZD \frac{1}{2}(1 + i_x)n_1} = 3.82 \times 10^7 \cdot \frac{N_1 \eta}{ZD(1 + i_x)n_1}. \quad (3)$$

因式(3)中的 D 并不是强度设计的直接参数, 而按强度理论首先要确定的是钢球直径 d , 故先需求得 D, d, Z 之间定量关系. 由图3所示的钢球间的几何关系, 不

难得到 $\frac{D}{2} \cdot \sin \frac{180^\circ}{Z} = \frac{d}{2} + \frac{\delta}{2}$, $D = (d + \delta) / \sin \frac{180^\circ}{Z}$. 为简化计算, 引

入一个无量纲系数 $C = \frac{\delta}{d}$, 称间隙系数, 其中 δ 为钢球间隙. 则有

$$D = (1 + C)d / \sin \frac{180^\circ}{Z}. \quad (4)$$

根据设计经验, 传动钢球数 Z 通常取 $3 \sim 16$ 个, 间隙系数 C 可在 $0.08 \sim 0.5$ 范围内选用, 当钢球个数少和传动功率大时应取大值^[1].

将式(4)代入式(3)即得

$$P = \frac{3.82 \times 10^7 N_1 \eta \sin \frac{180^\circ}{Z}}{Z(1 + C)(1 + i_x)n_1 d}. \quad (5)$$

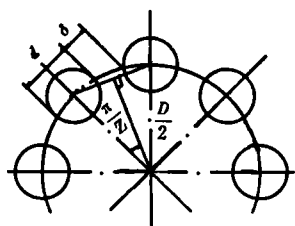


图3 钢球间的几何关系

为保证可靠地传递动力, 必须满足摩擦力大于或等于所需要传递的工作圆周力, 即 $fQ \geq P$ (f 为摩擦系数). 若计入工作条件、载荷性质和不稳定性等因素对传动的影响, 为保证传动工作的可靠性, 引入两个无量纲系数——工作情况系数 k_g 和载荷系数 k_f . k_g 取 $1.0 \sim 2.0$, 当轻载、载荷平稳、间歇工作情况时取小值; 反之, 重载、冲击大、连续工作时取大值. 而对动力传动, 一般 $k_f = 1.2 \sim 1.5$. 考虑上述两个系数的影响后, 把上述不等式改写为等式即 $fQ = k_g k_f P$, 且有

$$Q = \frac{3.82 \times 10^7 N_1 \eta k_g k_f \sin \frac{180^\circ}{Z}}{Z(1 + c)(1 + i_x)n_1 f d}. \quad (6)$$

按式(6)所求的 Q 值, 是计算接触应力的基本参数之一.

3.2 强度设计

根据弹性力学分析, 球体与平面的接触是初始点接触情形的特例. 在受压局部变形后, 接触区的边界为圆, 当量曲率 $k_d = 2/d$, 圆心处的接触应力最大. 设定球体与平面摩擦副材料的弹性模量相等, 即 $E_1 = E_2 = E_d$. 则由 H. Hertz 公式^[2], 可导出如下适合工程计算的应力公式

$$\sigma_{H \max} = 0.388 \sqrt[3]{QE_d^2 k_d^2}. \quad (7)$$

式(6)和(7)联立后, 得强度验算公式为

$$\sigma_{H \max} = \frac{207.4}{d} \sqrt[3]{\frac{N_1 \eta k_g k_f E_d^2 \sin \frac{180^\circ}{Z}}{Z(1 + C)(1 + i_x)n_1 f}} \leq \sigma_j. \quad (8)$$

将式(8)稍加改写, 便得设计公式(mm)为

$$d \geq \frac{207.4}{\sigma_j} \sqrt[3]{\frac{N_1 \eta k_g k_t E_d^2 \sin \frac{180^\circ}{Z}}{Z(1+C)(1+i_x)n_1 f}} \quad (9)$$

式(8),(9)中有关参数的量纲: σ_j 是许用接触应力($\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$); N_1 是输入功率(kW); n_1 是输入转速($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$); E_d 是弹性模量($\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$); d 是钢球直径(mm),其余参数都是无量纲.设计时,传动比 i_x 的取值按输出特性确定,即恒功率输出取 $i_{x \min}$ (对应于 $n_{2 \min}$),恒转矩输出取 $i_{x \max}$ (对应于 $n_{2 \max}$).

4 设计实例

试设计一球盘无级变速传动,满足输入功率 $N_1=0.37 \text{ kW}$,输入转速 $n_1=2800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,输出转速变化范围 $n_2=0 \sim 3360 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,使其能适用于恒转矩输出工况的要求,工作平稳无冲击并连续运转.设计时选定传动元件材料为GCr15, $E_d=2.1 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$,许用接触应力 $\sigma_j=(2.2 \sim 2.5) \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$,传动效率 $\eta=0.8$,摩擦系数 $f=0.05$,钢球数 $Z=9$,间隙系数 $C=0.1$;又根据工况要求,取 $k_g=1.2$, $k_t=1.3$.由已知条件知 $i_{x \max}=1.2$,将上述参数代入设计公式(9),算得传动钢球直径(mm)为

$$d \geq \frac{207.4}{(2.2 \sim 2.5) \times 10^3} \sqrt[3]{\frac{0.37 \times 0.8 \times 1.2 \times 1.3 \times (2.1 \times 10^5)^2 \times \sin 20^\circ}{9 \times 1.1 \times 2.2 \times 2800 \times 0.05}}$$

$$=12.42 \sim 10.93.$$

实际选用时,可在上述取值范围内,按照钢球直径标准与规格进行圆整,取大值偏于安全.

王树兜、何江川、姚天长、潘建琴等同志参加部分研究工作,谨此表示谢意.

参 考 文 献

- 1 阮忠唐.机械无级变速器.北京:机械工业出版社,1983.184~213
- 2 徐芝纶.弹性力学;上册.第2版.北京:人民教育出版社,1982.295~299

Kinematic Analysis and Strength Design of Ball Disc Drive

Hong Shangren

(Dept. of Precis. Mech. Eng., Huaqiao Univ., 362011, Quanzhou)

Abstract The kinematic problem of ball disc drive is analyzed and discussed; a design formula is derived from the theory of strength and an example of computation is given.

Keywords friction drives, ball disc drive, kinematics, stepless speed changing devices, strength theory