

# 球盘调速差动机构的功率及效率分析\*

洪 尚 任

(华侨大学精密机械工程系, 泉州 362011)

**摘要** 对球盘传动与差动轮系组合机构的传动性能、功率及其流向、机械效率等问题进行系统的分析, 给出了一个典型的算例及其结论。

**关键词** 无级变速器, 差动轮系, 功率, 机械效率

**分类号** TH 132.46

球盘传动是一种小型的无级变速传动装置, 传递功率较小且不能实现过零调速。为了扩大其功率和调速的应用范围, 采用并联或复合的组合方式, 将其与差动轮系组合应用, 简称为球盘调速差动机构。文[1]中就其组合原理、组合方案和传动比问题作了分析, 本文将对其典型传动方案的功率及其流向、机械效率等问题进行系统的分析。

## 1 组合传动方案的有关说明

图1所示的组合传动方案是四种典型方案中的一种, 称为方案1, 若将方案1中的外啮合齿轮4-5改为内啮合, 则为方案2; 将方案1中的齿轮3去掉, 齿轮1与齿轮a同轴, 则为方案3; 方案3中的齿轮4-5改为内啮合或方案2中的齿轮3去掉, 则为方案4, 四种传动方案间的演变关系如图2所示, 在进行运动设计时, 应根据结构、中心距和传动比等条件具体确定各个齿轮的齿数。

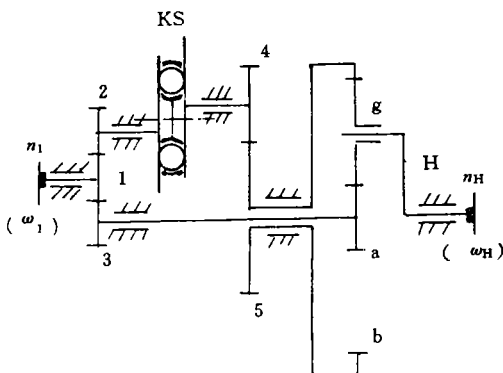


图1 组合传动方案1

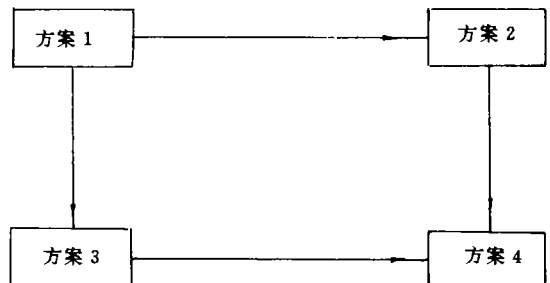


图2 方案演变框图

\* 本文 1994-11-03 收到; 福建省自然科学基金资助项目

## 2 功率及其流向分析

由于传动中包括有差动轮系,其功率流向不但受到传动比大小和符号的影响,而且与构件的主、从动关系有关,这就增加了组合传动系统功率分析的复杂性和难度.为此,必须首先分析差动轮系中有关力矩和功率流的情况.

### 2.1 差动轮系的力矩和功率流分析

设作用在差动轮系三个基本构件 a, b, H 上的外力矩分别为  $M_a, M_b, M_H$ , 角速度分别为  $\omega_a, \omega_b, \omega_H$  (下标字母如图 1 所示). 当轮系等角速度运转时, 力矩平衡方程为  $M_a + M_b + M_H = 0$ , 而其转化机构的力矩平衡方程为  $M_a i_{ab}^H \eta_0^\beta + M_b = 0$ , 式中  $\eta_0$  为转化机构的效率, 指数  $\beta$  与啮合功率的流向有关, 当  $M_a, \omega_a^H > 0$  时, 啮合功率由轮 a 流向轮 b,  $\beta = 1$ ; 反之,  $\beta = -1$ . 联立上述两个力矩平衡方程, 可导出作用在基本构件上外力矩间的关系式<sup>[2,3]</sup>

$$\frac{M_a}{-1} = \frac{M_b}{i_{ab}^H \eta_0^\beta} = \frac{M_H}{1 - i_{ab}^H \eta_0^\beta}, \quad (1)$$

如果不考虑差动轮系中的摩擦损失, 即  $\eta_0 = 1$ , 则式(1)简化为

$$\frac{M_a}{-1} = \frac{M_b}{i_{ab}^H} = \frac{M_H}{1 - i_{ab}^H}. \quad (2)$$

设轮 a 为主动件, 传递功率  $P_a = M_a \omega_a > 0$ , 可作为分析的基准, 轮 b 传递功率  $P_b$  与  $P_a$  的比值  $P_{ba} = P_b / P_a = M_b \omega_b / M_a \omega_a$ , 将式(1)中  $M_a, M_b$  关系代入上式得

$$P_{ba} = (-i_{ab}^H) \eta_0^\beta \frac{\omega_b}{\omega_a} = (-i_{ab}^H) \eta_0^\beta \frac{i_{b1}}{i_{a1}}, \quad (3)$$

上式中, 因  $i_{ab}^H < 0$ , 故当  $\omega_b$  与  $\omega_a$  同向时,  $P_{ba} > 0, P_b > 0$ , 轮 b 也为主动件, 轮系中不存在功率倒流现象; 反之,  $\omega_b$  与  $\omega_a$  反向时,  $P_{ba} < 0, P_b > 0$ , 轮 b 为从动件, 功率  $P_b$  发生倒流, 功率倒流会增加摩擦损失, 降低传动效率, 应尽量避免. 另一方面, 由组合传动方案(图 1)知,  $P_b$  是流经球盘传动的, 因此, 不管发生功率倒流与否, 应设法减小  $|P_{ba}|$  值, 只分配少量的功率流经球盘传动, 而大部分功率由差动轮系来传递, 这也是设计组合传动的主要目的之一. 由式(3)知, 设计时应使  $|i_{ab}^H|$  和  $|i_{b1}/i_{a1}|$  值尽可能小. 类似式(3)的推导, 不难得出

$$P_{Ha} = (i_{ab}^H \eta_0^\beta - 1) \frac{\omega_H}{\omega_a} = (i_{ab}^H \eta_0^\beta - 1) \frac{i_{H1}}{i_{a1}}, \quad (4)$$

及

$$P_{bH} = \left( \frac{i_{ab}^H \eta_0^\beta}{1 - i_{ab}^H \eta_0^\beta} \right) \frac{\omega_b}{\omega_H} = \left( \frac{i_{ab}^H \eta_0^\beta}{1 - i_{ab}^H \eta_0^\beta} \right) \frac{i_{b1}}{i_{H1}}. \quad (5)$$

### 2.2 组合传动的功率及其流向分析

由于组合传动的主动件可以是构件 1, 也可以是系杆 H, 下面就两种情况分别讨论.

**2.2.1 构件 1 为功率输入** 图 1 中的构件 1 已确定为功率输入, 则  $P_1 = M_1 \omega_1 > 0$ , 不失一般性, 设  $M_1 > 0, \omega_1 > 0$ , 可作为分析的基准. 因系杆 H 为功率输出,  $P_H = M_H \omega_H < 0$ , 至于传动内部的功率流向, 不但与传动方案有关, 而且受传动参数的影响. 由式(2)知,  $M_a$  和  $M_b$  同向, 且与  $M_H$  反向; 而  $\omega_a, \omega_b$  的方向可由图 1, 图 2 及其说明加以判别; 至于  $\omega_H$  的方向, 可根据传动比  $i_{H1}$  或  $i_{1H}$  的符号来确定. 再根据轴功率  $P_a = M_a \omega_a, P_b = M_b \omega_b$  的符号决定其流向, 这种方法不妨称之为轴功率(直接)分析法. 根据文[1]中的式(4), 传动比  $i_{H1}$  的表达式为

$$i_{H1} = i_{Hb}^b i_{a1} + i_{Hb}^a i_{b1}, \quad (6)$$

上式中,因转化机构传动比  $i_{ab}^H = -Z_b/Z_a < 0$ ,  $i_{Hb}^b = 1/(1 - i_{ab}^H) = Z_a/(Z_a + Z_b) > 0$ ,  $i_{Hb}^a = i_{ab}^H/(i_{ab}^H - 1) = Z_b/(Z_a + Z_b) > 0$ , 故  $i_{H1}$  的符号取决于  $i_{a1}$ ,  $i_{b1}$  的符号.  $i_{a1}$  为 a-1 传动的传动比, 即  $i_{a1} = i_{31} = -Z_1/Z_3$  (方案 1, 2) 或  $i_{a1} = 1$  (方案 3, 4);  $i_{b1} = i_{54} i_x \cdot i_{21}$  为 b-1 传动的传动比.  $i_x$  为球盘传动无级变速比, 恒有  $i_x > 0$ . 由此可见, 三个定轴齿轮传动比  $i_{21}$ ,  $i_{31}$ ,  $i_{54}$  的大小和符号是决定  $i_{H1}$  符号的关键. 下面依此法分析各方案中轴功率  $P_a$ ,  $P_b$  的符号, 直接决定其流向.

(1) 在方案 2 中,  $i_{a1} < 0$ ,  $i_{b1} < 0$ , 故  $i_{H1} < 0$ ,  $\omega_H < 0$ ; 因  $M_H \cdot \omega_H < 0$ , 故  $M_H > 0$ . 而  $M_a$  与  $M_H$  反向, 则  $M_a < 0$ ,  $M_b < 0$ , 又  $\omega_a < 0$ ,  $\omega_b < 0$ , 故有  $P_a = M_a \cdot \omega_a > 0$ ,  $P_b = M_b \cdot \omega_b > 0$ . 同理, 在方案 3 中,  $i_{a1} > 0$ ,  $i_{b1} > 0$ , 故  $i_{H1} > 0$ ,  $\omega_H > 0$ ,  $M_H < 0$ ,  $M_a > 0$ ,  $M_b > 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_b > 0$ , 故有  $P_a > 0$ ,  $P_b > 0$ . 在上述两种方案中, 共同特点是  $i_{a1}$  与  $i_{b1}$  同号, 此时传动系统不存在功率倒流现象, 输入功率  $P_1$  分成两部分, 一部分 ( $P_a$ ) 经 a-1 传动, 另一部分 ( $P_b$ ) 经 b-1 传动流入 a-b-H 系统, 两部分功率流在行星轮 g 上汇合, 从系杆 H 输出  $P_H$ , 功率流向如图 3 中的实线指向所示. 在分析功率流向时, 一般可暂不考虑功率损失 (以下同), 故传动功率为  $P_1 = P_a + P_b = -P_H$ .

(2) 方案 1 中的  $i_{a1} < 0$ ,  $i_{b1} > 0$ , 而方案 4 中的  $i_{a1} = 1 > 0$ ,  $i_{b1} < 0$ , 其共同点是  $i_{a1}$  与  $i_{b1}$  异号:

(i) 当  $|i_{Hb}^b i_{a1}| > |i_{Hb}^a i_{b1}|$  时, 由式 (6) 知, 方案 1 的  $i_{H1} < 0$ ,  $\omega_H < 0$ ,  $M_H > 0$ ,  $M_a < 0$ ,  $M_b < 0$ ,  $\omega_a < 0$ ,  $\omega_b > 0$ , 故  $P_a = M_a \omega_a > 0$ ,  $P_b = M_b \omega_b < 0$ ; 方案 4 的  $i_{H1} > 0$ ,  $\omega_H > 0$ ,  $M_H < 0$ ;  $M_a > 0$ ,  $M_b > 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_b < 0$ , 故  $P_a = M_a \omega_a > 0$ ,  $P_b = M_b \omega_b < 0$ . 在上述两种情况下, 功率  $P_b$  发生倒流, 输入功率  $P_1$  只能经 a-1 传动流入 a-b-H 系统, 再由系杆

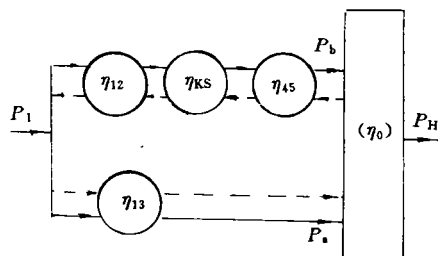


图3 功率流向图

H 输出  $P_H$ . 而  $P_b$  这部分功率经 b-1 传动倒流回到输入轴, 又经 a-1 传动流入 a-b-H 系统, 在 b(5)-4-KS-2-1-3-a-g-b(5) 所组成的回路中循环, 故又称循环功率, 其流向如图 3 中虚线箭头所指向, 传动功率为  $P_1 = P_a - |P_b|$  或  $P_a = P_1 + |P_b|$ ; (ii) 当  $|i_{Hb}^b i_{a1}| < |i_{Hb}^a i_{b1}|$  时, 方案 1 的  $i_{H1} > 0$ ,  $\omega_H > 0$ ,  $M_H < 0$ ,  $M_a > 0$ ,  $M_b > 0$ ,  $\omega_a < 0$ ,  $\omega_b > 0$ , 故  $P_a < 0$ ,  $P_b > 0$ . 方案 4 的  $i_{H1} < 0$ ,  $\omega_H < 0$ ,  $M_H > 0$ ,  $M_a < 0$ ,  $M_b < 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_b < 0$ , 故  $P_a > 0$ ,  $P_b < 0$ . 上述两种情况中的功率  $P_a$  发生倒流, 输入功率  $P_1$  只能经 b-1 传动流入 a-b-H 系统, 再由系杆 H 输出, 而  $P_b$  在 a-3-1-2-KS-4-5(b)-g-a 所组成的回路中循环, 此时循环功率是  $P_b$  而不是  $P_a$ , 其功率流向与图 3 中的虚线箭头所指方向相反, 传动功率为  $P_1 = P_b - |P_a|$  或  $P_b = P_1 + |P_a|$ . 由于 b-1 传动中串联有 KS 传动, 传递功率的能力小, 相对于 a-1 传动的效率又低, 不能达到扩大功率应用范围之目的, 故这种功率流向的方案为不可取的传动方案.

2.2.2 系杆 H 为功率输入 系杆 H 为功率输入, 则  $P_H = M_H \omega_H > 0$ , 设  $M_H > 0$ ,  $\omega_H > 0$ , 可作为分析的基准. 构件 1 为功率输出,  $P_1 = M_1 \omega_1 < 0$ .  $i_{H1}$  与  $i_{H1}$  的符号相同,  $M_a < 0$ ,  $M_b < 0$ , 类似上节的分析.

(1) 方案 2, 3 中的  $i_{a1}$  与  $i_{b1}$  同号, 方案 2 的  $i_{H1} < 0$ ,  $\omega_1 < 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_b > 0$ , 故  $P_a < 0$ ,  $P_b < 0$ ; 方案 3 的  $i_{H1} > 0$ ,  $\omega_1 > 0$ ,  $\omega_a > 0$ ,  $\omega_b > 0$ , 故  $P_a < 0$ ,  $P_b < 0$ . 可见上述两种方案的  $P_a$ ,  $P_b$  均为输出功率, 没有循环功率, 输入功率  $P_H$  分两路, 一路 ( $P_a$ ) 经 a-1 传动, 另一路 ( $P_b$ ) 经 b-1 传动, 汇集于

构件 1 输出( $P_1$ ), 功率流向与图 3 中的实线箭头指向相反, 传动功率  $P_H = P_a + P_b = -P_1$ .

(2) 方案 1, 4 中的  $i_{a1}$  与  $i_{b1}$  异号: (i) 当  $|i_{H1}^b i_{a1}| > |i_{H1}^a i_{b1}|$  时, 方案 1 中的  $\omega_1 < 0, \omega_a > 0, \omega_b < 0$ , 方案 4 中的  $\omega_1 > 0, \omega_a > 0, \omega_b < 0$ ; 两种情况都是  $P_a < 0, P_b > 0$ , 循环功率为  $P_b$  发生倒流,  $P_b$  的流向与图 3 中的实线箭头指向相同, 而  $P_a$  流向与图 3 中的实线箭头指向相反, 传动功率为  $P_H = P_a - |P_b|$  或  $P_a = P_H + |P_b|$ ; (ii) 当  $|i_{H1}^b i_{a1}| < |i_{H1}^a i_{b1}|$  时, 方案 1 中的  $\omega_1 > 0, \omega_a < 0, \omega_b > 0$ , 方案 4 中的  $\omega_1 < 0, \omega_a < 0, \omega_b > 0$ ; 两种情况都是  $P_a > 0, P_b < 0$ ,  $P_a$  为循环功率, 其流向与图 3 中虚线箭头所指相同, 而  $P_b$  与图 3 中的实线箭头所指相反, 传动功率为  $P_H = P_b - |P_a|$  或  $P_b = P_H + |P_a|$ . 基于节 2.2.1 中的 (2) 中 (ii) 同样理由, 这种功率流向的方案为不可取的传动方案.

上述功率流向的分析法, 概念清楚, 方法简单, 直观易懂, 不过先必须各自判别  $M_a, \omega_a, M_b, \omega_b$  的符号, 然后根据  $P_a, P_b$  的符号而决定功率流向, 分析过程有点繁琐, 下面考虑一种更为简便实用的判别方法.

### 2.3 功率流向的传动比判别法

为了简化分析, 将力矩和角速度的符号统一起来考虑, 为此先必须推导  $P_a, P_b$  的表达式. 由式 (2) 所表示的关系可得

$$\left. \begin{aligned} M_a &= -\frac{1}{1 - i_{ab}^H} M_H = -i_{Ha}^b M_H, \\ M_b &= -\frac{i_{ab}^H}{i_{ab}^H - 1} M_H = -i_{Hb}^a M_H. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

又有

$$\left. \begin{aligned} \omega_a &= i_{a1} \omega_1 = \frac{i_{a1}}{i_{H1}} \omega_H, \\ \omega_b &= i_{b1} \omega_1 = \frac{i_{b1}}{i_{H1}} \omega_H. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

令

$$i_{H1}^b = i_{Ha}^b i_{a1} \text{ (与 } i_{a1} \text{ 同号)}, \quad i_{H1}^a = i_{Hb}^a i_{b1} \text{ (与 } i_{b1} \text{ 同号)}, \quad (9)$$

式 (6) 简写为

$$i_{H1} = i_{H1}^b + i_{H1}^a, \quad (10)$$

式 (10) 中  $i_{H1}^b, i_{H1}^a$  分别为 a, b 相对固定时, 构件 H 主动, 构件 1 从动的传动比. 式 (7) ~ (10) 联立后, 可求得  $P_a, P_b$  的计算式

$$\left. \begin{aligned} P_a &= M_a \omega_a = -\frac{i_{H1}^b}{i_{H1}^b + i_{H1}^a} P_H = \frac{i_{H1}^b}{i_{H1}^b + i_{H1}^a} P_1, \\ P_b &= M_b \omega_b = -\frac{i_{H1}^a}{i_{H1}^b + i_{H1}^a} P_H = \frac{i_{H1}^a}{i_{H1}^b + i_{H1}^a} P_1. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

根据式 (11), 不难推出以下结论.

(1) 当  $i_{a1} \cdot i_{b1} > 0$  (两者同号) 时, 若  $P_H$  为输入功率, 则  $P_a < 0, P_b < 0$ , 传动功率为  $P_H = P_a + P_b = -P_1$ ; 若  $P_1$  为输入功率, 则  $P_a > 0, P_b > 0$ , 传动功率为  $P_1 = P_a + P_b = -P_H$ , 上述两种情况均不存在循环功率.

(2) 当  $i_{a1} \cdot i_{b1} < 0$  (两者异号) 时: (i) 满足  $|i_{H1}^b| > |i_{H1}^a|$ , 若  $P_1$  为输入功率, 则  $P_a > 0, P_b < 0$ ,  $P_b$  为循环功率, 传动功率  $P_1 = P_a - |P_b|$ ; 若  $P_H$  为输入功率, 则  $P_a < 0, P_b > 0$ ,  $P_b$  仍为循环功

率, 传动功率  $P_H = |P_a| - P_b$ ; (ii) 满足  $|i_{H1}^b| < |i_{H1}^a|$ , 若  $P_1$  为输入功率, 则  $P_a < 0, P_b > 0, P_a$  为循环功率, 传动功率  $P_1 = P_b - |P_a|$ ; 若  $P_H$  为输入功率, 则  $P_a > 0, P_b < 0, P_a$  仍为循环功率, 传动功率  $P_H = |P_b| - P_a$ . 在上述传动比条件下, 不管主、从动关系如何, 因  $P_a$  均为循环功率, 故都是不可取的传动方案. 可见采用这种传动比判别法所推得的结论, 与前述轴功率分析法的结论是一致的.

### 3 效率分析

机械效率是评价传动性能好坏的一项重要指标, 在选择传动方案时, 必须考虑效率问题. 本文所研究的传动方案中, 功率损失  $\Delta P$  应包括 a-1 传动、b-1 传动、a-b-H 系统中的三项功率损失之和, 即  $\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_b + \Delta P_H$ . 由效率定义, 当构件 1 为主动件时

$$\eta_{1H} = |P_H| / (|P_H| + \Delta P), \quad (12)$$

当系杆 H 为主动件时

$$\eta_{H1} = \frac{P_H - \Delta P}{P_H}, \quad (13)$$

功率损失  $\Delta P$  与传动比的大小和功率流向等因素有关. 下面先就后面新出现的有关符号说明如下:  $\Psi^H, \Psi_a, \Psi_b$  分别为转化机构 a-1 传动、b-1 传动的损失系数,  $\eta_a, \eta_b$  分别为 a-1 传动、b-1 传动的效率, 并有关系:  $\Psi_a = 1 - \eta_a, \Psi_b = 1 - \eta_b, \Psi^H = 1 - \eta_0, \eta_b = \eta_{12}\eta_{K5}\eta_{45}, \eta_a = \eta_{13}$  或  $\eta_a = 1$ . 现设构件 1 为主动件, 并以此情况为例, 推导效率的计算公式.

(1) 当  $i_{a1} \cdot i_{b1} > 0$  (两者同号) 时, 传动系统中没有循环功率, 功率流分 a-1 传动、b-1 传动两路流入 a-b-H 系统, 再由系杆 H 输出, 则由式(11)推得

$$\left. \begin{aligned} \Delta P_a &= \frac{P_a}{\eta_a} \Psi_a = \frac{|i_{H1}^b|}{|i_{H1}|} \cdot \frac{\Psi_a}{\eta_a} |P_H|, \\ \Delta P_b &= \frac{P_b}{\eta_b} \Psi_b = \frac{|i_{H1}^a|}{|i_{H1}|} \cdot \frac{\Psi_b}{\eta_b} |P_H|. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

又依文[4]所导的结果知

$$\Delta P_H = \frac{|i_{H1}^b - i_{H1}^a i_{H1}|}{|i_{H1}|} \Psi^H |P_H|, \quad (15)$$

式(14)~(15)代入式(12)得效率的计算公式

$$\eta_{1H} = \frac{1}{1 + |i_{1H}| \left[ |i_{H1}^b - i_{H1}^a i_{H1}| \Psi^H + |i_{H1}^b| \frac{\Psi_a}{\eta_a} + |i_{H1}^a| \frac{\Psi_b}{\eta_b} \right]}. \quad (16)$$

(2) 当  $i_{a1} \cdot i_{b1} < 0$  (两者异号) 且满足  $|i_{H1}^b| > |i_{H1}^a|$  时,  $P_b$  为循环功率, 其损失

$$\Delta P_b = P_b \Psi_b = \frac{|i_{H1}^b|}{|i_{H1}|} \Psi_b \cdot |P_H|,$$

其他两项功率的计算式不变, 故效率公式应为

$$\eta_{1H} = \frac{1}{1 + |i_{1H}| \left[ |i_{H1}^b - i_{H1}^a i_{H1}| \Psi^H + |i_{H1}^b| \frac{\Psi_a}{\eta_a} + |i_{H1}^b| \Psi_b \right]}. \quad (17)$$

类似上述分析,可以导出系杆 H 为主动件时的效率计算公式(本文略)。

### 4 定量分析的算例

选取图 1,2 所示的传动方案 2,设各齿轮的齿数为: $z_1=z_2=30,z_3=z_4=20,z_5=140,z_a=62,z_b=112,z_g=25$ 。已知球盘传动的无级变速比  $i_x=0\sim 1.2$ ,传递功率为 0.37 kW,效率  $\eta_k=0.8$ ,差动轮系的转化机构效率  $\eta_0=0.96$ ,定轴齿轮传动效率  $\eta_i=0.98$ ,输入转速  $n_1=2800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ,试分析传动装置的内部功率  $P_a,P_b$  及效率  $\eta_{IH}$ 。

(1) 计算调速范围。由已知传动参数条件算得: $i_{ab}^H=-112/62=-1.806\ 5,i_{Ha}^b=62/174=0.356\ 3,i_{Hb}^b=112/174=0.643\ 7,i_{b1}^b=-0.142\ 9,i_{a1}^b=-1.5,i_{H1}^b=i_{Hb}^b i_{b1}^b=-0.092 i_x,i_{H1}^b=i_{Ha}^b i_{a1}^b=-0.534\ 5$ ,又由式(10)有  $i_{H1}=-0.092 i_x-0.534\ 5$ ,因  $n_1=280\ 0\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ,故  $n_H=-257.6 i_x-1\ 496.6\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。对应于  $i_x=0\sim 1.2,n_H=-1\ 496.6\sim 1\ 805.7\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ ,可见在输出转速的变化范围内, $n_H$  方向始终与  $n_1$  方向相反。

(2) 计算功率。因  $i_{a1}\cdot i_{b1}>0$ ,传动装置内部不存在循环功率,如不计功率损失,则  $P_1=P_a+P_b=-P_H$ 。式(3)中令  $\eta_0=1,P_{ba}=(-i_{ab}^H)\frac{i_{b1}^b}{i_{a1}^b}=0.172\ 1i_x$ ,故  $P_a,P_b$  两路功率的分配与变速比  $i_x$  有关。为了确定本例方案传递功率的能力,不妨先假定球盘传动为满载运行,即设  $P_b=0.37\text{ kW}$ ,对应于  $i_x$  为 0.1,0.5,1,1.2,则  $n_H$  分别对应为  $-1\ 522.4,-1\ 625.4,-1\ 764.2,-1\ 805.7$ ;  $P_{ba}=0.017\ 2,0.086,0.172,0.206$ ;  $P_a$  为 21.51 kW,4.30 kW,2.15 kW,1.80 kW;  $P_1$  为 21.88 kW,4.67 kW,2.52 kW,2.17kW。

(3) 计算效率。由已知条件算得: $\Psi^H=1-\eta_0=0.04,\eta_a=0.98,\Psi_a=1-\eta_a=0.02,\eta_b=\eta_i^2\eta_{KS}=0.98^2\times 0.8=0.77,\Psi_b=1-\eta_b=0.23$ 。又由(1)计算的结果可知: $i_{H1}^b=-0.534\ 5,i_{Ha}^b=0.356\ 3,i_{H1}^b=-0.092 i_x,i_{H1}=-0.092 i_x-0.534\ 5$ ,故对应于  $i_x=0,0.1,0.5,1,1.2$  有  $i_{H1}^b=0,-0.009\ 2,-0.046,-0.092,-0.110\ 4$ ;而  $i_{H1}=-0.534\ 5,-0.543\ 7,-0.580\ 5,-0.626\ 5,-0.644\ 9$ ;  $i_{H1}=-1.870\ 9,-1.839\ 2,-1.722\ 7,-1.596\ 2,-1.550\ 6$ 。将上面数据分别代入式(16)算得对应的效率  $\eta_{IH}=0.956,0.952,0.939,0.925,0.920$ (计算过程略)。

为了方便对比与归纳总结,将本算例(1)~(3)计算的主要结果列于附表。

附表 算例的计算结果<sup>①</sup>

| $i_x$                              | 0        | 0.1      | 0.5      | 1.0      | 1.2      |
|------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| $n_H/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ | -1 496.6 | -1 522.4 | -1 625.4 | -1 754.2 | -1 805.7 |
| $P_{ba}$                           | 0        | 0.017 2  | 0.086 0  | 0.172 0  | 0.206 0  |
| $P_a/\text{kW}$                    | —        | 21.51    | 4.30     | 2.15     | 1.80     |
| $P_1/\text{kW}$                    | —        | 21.88    | 4.67     | 2.52     | 2.17     |
| $\eta_{IH}$                        | 0.956    | 0.952    | 0.939    | 0.925    | 0.920    |

①  $P_b=0.37\text{ kW}$

(4) 算例的计算结果表明,在本例中,球盘传动传递功率能力仅为 0.37 kW,而组合传动传递功率的能力,当  $i_x=0.5$  时为 4.67 kW,大约是球盘传动能力的 12.62 倍;当  $i_x=1.2$  时为 2.17 kW,约是原传动能力的 5.86 倍,说明该传动装置有扩大传动功率的作用。只要输入功率不超过 2.17 kW,则球盘传动在调速范围内都不会超载。此外还表明,由于传动内部不存在

循环功率,所以传动效率很高,而且本例传动装置在调速范围内( $i_x=0\sim 1.2$ )机械效率变化不大。

## 参 考 文 献

- 1 洪尚任. 球盘调速差动机构的组合原理及传动比. 华侨大学学报(自然科学版), 1995, 16(1): 60~65
- 2 华大年, 唐之伟. 机构分析与设计. 北京: 纺织工业出版社, 1985. 440~463
- 3 天津大学, 西北工业大学, 北京航空学院等编. 机械原理: 下册. 北京: 高等教育出版社, 1979. 83~99
- 4 马从谦, 陈自修. 渐开线行星齿轮传动设计. 北京: 机械工业出版社, 1987. 65~156

# Analysis of Power and Efficiency of Differential Mechanism with Ball Disk as Speed Controller

Hong Shangren

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

**Abstract** In reference to a the built-up mechanism of ball disk drive and differential gear system, the author analyses systematically its driving performance, power, flow direction, and mechanical efficiency; and gives a typical sample calculation and the conclusion.

**Keywords** stepless speed changing devices, differential gear system, power, mechanical efficiency