

连杆凸轮减速器的研制*

王保民 张国海

(陕西理工学院机电工程系 汉中 723003)

张景学

(陕西工业职业技术学院机械系 咸阳 712000)

蒋学全

(陕西理工学院机电工程系 汉中 723003)

摘要: 介绍了一种新型的连杆凸轮组合机构, 对这种新型组合机构进行了结构、运动设计和力学性能分析; 基于该机构并借助于一齿差原理和现有减速器的部分结构特点, 经结构设计、样机试制, 成功地研制了一种新型连杆凸轮减速器; 创新了连杆的惯性力在构件上平衡的新方法, 提高了减速器的运转平稳性。经工业考核和台架试验表明, 这种新型减速器具有传动比大、承载能力高、传动效率高等优点, 为国内减速器行业增添了一个新品种, 具有广泛的应用前景和推广价值。

关键词: 新型组合机构 连杆凸轮减速器 研制与试验

中图分类号: TH132

0 前言

为了适应机械系统性能水平日益提高的新要求, 实现传动系统小型轻量化, 保证其产品的竞争能力, 国内外仍在不断的研究和发展各种新型机械传动, 探索传动装置新形式和新种类, 从传动装置的原理和结构上进行创新, 不断创造出体积小、重量轻和承载能力高的新型传动装置。创新出了一种新型的连杆凸轮组合机构; 对这种新型组合机构进行了结构、运动设计和力学性能分析; 利用这种新型的连杆凸轮组合机构并借助于一齿差原理和摆线针轮减速器、渐开线三环减速器的部分结构特点, 成功研制出了一种新型的连杆凸轮减速器; 创新了连杆的惯性力在构件上平衡的新方法, 进一步减小了轴承的附加动载荷, 提高了减速器运转平稳性。

1 连杆凸轮减速器的工作原理

1.1 新型连杆凸轮组合机构

如图1所示的机构为一新型摆动推杆盘形凸轮机构^[1~4], 凸轮4与曲柄2铰接于A点, 故凸轮4的中心A作圆周运动, 机构的自由度为2。现用一平行四边形机构ABCD将其封闭起来, 如图2所示得到一自由度为1的新型连杆凸轮组合机构。该组

合机构中, 当曲柄2等速转动, 凸轮4作圆平面运动时, 通过高副推动从动件推杆3按照一定的运动规律定轴摆动。

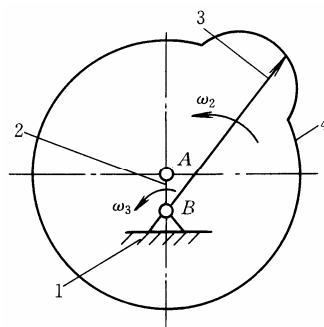


图1 摆动推杆盘形凸轮机构
1. 机架 2. 曲柄 3. 推杆 4. 凸轮

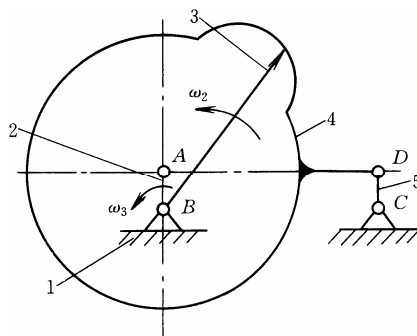


图2 新型连杆凸轮组合机构
1. 机架 2. 曲柄 3. 推杆 4. 凸轮 5. 从动曲柄

1.2 连杆凸轮组合机构连续传动的实现

为使机构实现连续传动, 借助于一齿差原理即在凸轮上均布 Z_1 个相同的廓线, 从动件上均布 Z_2 个推杆, 且 $Z_2 = Z_1 + 1$, 从而得到一齿差啮合副^[1], 如图3

* 陕西省教育厅重点科研项目(96JZK06)。20030822 收到初稿, 20040320 收到修改稿

所示。其传动比 $i_{32} = \omega_3/\omega_2 = Z_2$ ，从动推杆 2 与主动曲柄 3 的转向相同。该机构也可将推杆构件固联在作圆平面运动的连杆上，则凸轮定轴转动，从而得到另一种运转方式，从动凸轮与主动曲柄转动方向相反。

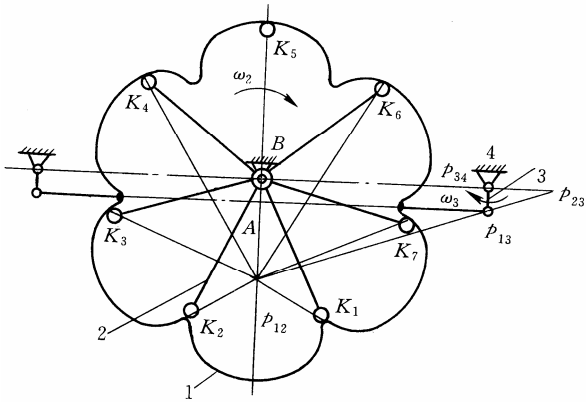


图 3 连杆凸轮组合机构工作原理简图
1. 凸轮 2. 推杆 3. 曲柄 4. 机架

1.3 凸轮的理论廓线方程

上述组合机构中，只要凸轮的廓线设计恰当，便可实现定传动比传动。如图 4 所示建立坐标系，其中 Ax_Ay_A 为动坐标系， Bx_By_B 为静坐标系，动坐标系在静坐标系内作圆平面运动。设曲柄 3 的长度为 e ，推杆 2 的长度为 r_B ，其余参数如图 4 所示。

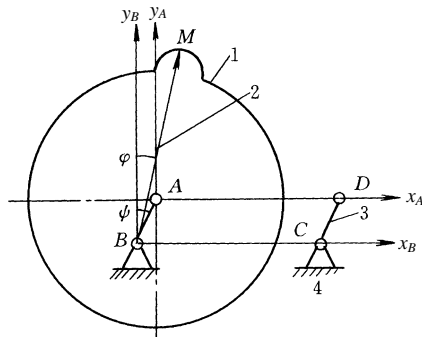


图 4 建立凸轮廓线方程时的坐标系
1. 凸轮 2. 推杆 3. 曲柄 4. 机架

由上述传动比关系可知

$$\varphi = \frac{\psi}{Z_2} \tag{1}$$

在静坐标系 Bx_By_B 中，推杆与凸轮第 k 个廓线接触点的坐标为

$$\begin{cases} x_{Bk} = r_B \sin \left[(k-1) \frac{2\pi}{Z_2} + \frac{\psi}{Z_2} \right] \\ y_{Bk} = r_B \cos \left[(k-1) \frac{2\pi}{Z_2} + \frac{\psi}{Z_2} \right] \end{cases} \tag{2}$$

$$k=1, 2, 3, \dots, Z_1$$

将式(2)转换到动坐标系 Ax_Ay_A 内，其坐标为

$$\begin{cases} x_{Ak} = r_B \sin \left[(k-1) \frac{2\pi}{Z_2} + \frac{\psi}{Z_2} \right] - e \sin \psi \\ y_{Ak} = r_B \cos \left[(k-1) \frac{2\pi}{Z_2} + \frac{\psi}{Z_2} \right] - e \cos \psi \end{cases} \tag{3}$$

1.4 啮合基本定律

机构中各瞬心的位置如图 3 所示。高副接触点处公法线与曲柄 AB 延长线的交点为相对瞬心 p_{12} 。由于动静坐标系相应坐标轴互相平行，故曲柄 AB 与两坐标系 y 轴的夹角均为 ψ ，在动坐标系中曲柄 AB 的方程为

$$y = x \cot \psi \tag{4}$$

$$\text{令 } \varphi_k = (k-1) \frac{2\pi}{Z_2} + \frac{\psi}{Z_2} \tag{5}$$

图 4 中第 k 条廓线上任一点 M 在动坐标系中的法线方程为

$$\begin{aligned} & (r_B \sin \varphi_k - Z_2 e \sin \psi) y - \\ & (r_B \cos \varphi_k - Z_2 e \sin \psi) x - \\ & e r_B \sin(\varphi_k - \psi) (Z_2 - 1) = 0 \end{aligned} \tag{6}$$

此式为凸轮圈上各接触点法线方程的通式。

联立式(4)、(6)，便可求出点 p_{12} 在动坐标系中的坐标值为

$$\begin{cases} x = e(Z_2 - 1) \sin \psi = e(i - 1) \sin \psi \\ y = e(Z_2 - 1) \cos \psi = e(i - 1) \cos \psi \end{cases} \tag{7}$$

由式(7)可见， p_{12} 点的坐标值与 k 值无关，即所有推杆与凸轮高副接触处的公法线将汇交于 p_{12} 点。 p_{12} 点到 A 点之距为

$$\begin{aligned} l_{p_{12}A} &= \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{e^2 (Z_2 - 1)^2} = \\ & e(Z_2 - 1) = eZ_1 \end{aligned} \tag{8}$$

式(8)表明，在偏心距大小、传动比一定的情况下，相对瞬心 p_{12} 至 A 点的距离为定值 $l_{p_{12}A} = eZ_1$ ，机构运转的过程中， p_{12} 点在动坐标系中的运动轨迹是以 A 为圆心， $l_{p_{12}A}$ 为半径的圆，该圆即为啮合副中凸轮 1 的节圆， p_{12} 点在机架(静坐标系)上的运动轨迹是以 B 为圆心， $l_{p_{12}B} = l_{p_{12}A} + e$ 为半径的圆，该圆为啮合副中推杆 2 的节圆，即啮合副的复瞬心线。

$$V_{p_{12}} = V_{p_{13}} = \omega_3 e = \omega_2 l_{p_{12}B} \tag{9}$$

由式(8)、(9)知

$$i_{32} = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{l_{p_{12}B}}{e} = \frac{l_{p_{12}A} + e}{e} = Z_2 \tag{10}$$

瞬心 p_{23} 是从动推杆 2 与主动曲柄 3 的相对瞬心，位于两绝对瞬心的同侧，说明推杆与曲柄的转向相同。所有从动件与凸轮高副接触点的公法线都

将汇交于点 p_{12} ，说明该机构能实现定传动比传动。

1.5 凸轮廓线上任一点的压力角

为了便于对机构进行受力分析、效率计算和优化有关设计参数，需要先求出廓线上任一点的压力角。如图 4 所示，在动坐标系中从动件推杆上 M 点速度方向线的方程为

$$y - r_B \cos \varphi + e \cos \psi = -\tan \varphi (x - r_B \sin \varphi + e \sin \psi) \quad (11)$$

根据式(6)、(11)可推出廓线上任意一点 M 的压力角计算公式为

$$\tan \alpha_M = \left| \frac{r_B - Z_2 e \cos(\varphi - \psi)}{Z_2 e \sin(\psi - \varphi)} \right| \quad (12)$$

上式表明，在 r_B 和 i 一定的条件下， e 越大， α 越小，啮合副的效率越高。

2 连杆凸轮减速器的结构设计

为了实现上述组合机构运动方案，如图 5 所示，连杆凸轮减速器的主体结构为两根高速轴对称的布置在低速轴(输出轴)的两侧^[5-7]，其中一根高速轴为输入轴，两高速轴上安装相同的偏心套，其偏心距为曲柄长度 e 。为了提高减速器的机械效率，减轻摩擦与磨损，在推杆的端部采用销子外套滚子的结构，以实现啮合副的滚动摩擦。减速器箱体采用剖分式结构。

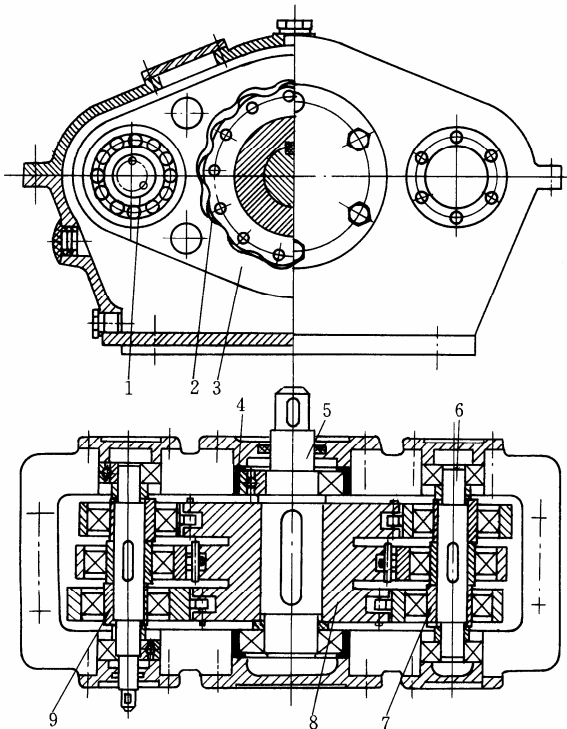


图 5 连杆凸轮减速器结构

- 1. 输入轴 2. 滚子 3. 凸轮 4. 均载装置 5. 输出轴
- 6. 高速轴 7. 从动曲柄 8. 推杆 9. 主动曲柄

2.1 单曲柄驱动的运动不确定性

在连杆凸轮减速器中，由于采用了平行四边形机构，故存在着主、从动曲柄同时与机架共线的特殊位置，在此位置从动曲柄运动方向不确定。为了克服这种现象，结构设计中采用三组相同机构互错 120° 的排列方式，同时为了简化结构，三组机构共用一个推杆(输出构件)。

2.2 惯性力的自平衡结构

在连杆凸轮减速器设计方案中，由于连杆构件作圆平面运动，其尺寸和质量较大、转速高，所以工作时会产生较大的惯性力。为了提高运动的平稳性，结构设计时，在三个连板之间装设若干个特殊弹簧，可使三个连板各自产生的绝大部分惯性力得以平衡，弹簧刚度根据额定功率、转速下平衡部分惯性力的原则确定。

2.3 弹性均载环节

该减速器在理论上近半数的齿同时参与啮合，且采用了三组相同机构错位排列的方案，所以虚约束较多。为了补偿制造误差和受力后的弹性变形，结构设计时，在输出轴的轴承处设置了弹性均载装置，依靠其弹性变形使啮合副间的载荷均匀分布。

3 样机结构与试验结果

3.1 样机的规格及主要技术参数

样机采用图 5 的传动方式，即将凸轮固联在连杆构件上，推杆定轴转动。减速器额定功率 7.5 kW，额定转速 1500 r/min，传动比 17，中心距 150 mm，中心高 150 mm。

3.2 试验结果

样机的台架试验在陕西理工学院省级重点学科的机械传动产品性能试验台上进行，该试验台采用直流调速、电封闭功率的试验原理，试验系统可实现无级变速与加载，利用计算机进行无人监控、数据采集、数据处理和打印^[8]。

台架试验经国家机械工业冶金重型机械产品质量监督检测中心实际检验，检测结果为：减速器样机经 6.5×10^6 次相当额定载荷下的应力循环和过载能力试验，样机所有零件未见任何损坏；额定功率下的效率为 0.97；额定功率下的温升为 44°C ；额定条件下的综合噪声为 77 dB(A)。在台架试验的同时另一台样机安装在某企业铸造车间的清砂机上，该样机在多尘、潮湿、过载情况下输入轴累计正常工作 7.56×10^7 转，减速器未出现任何异常现象。

4 结论

连杆凸轮新型减速器是在理论研究的基础上,通过样机设计、制造、台架试验和工业现场考核等环节开发而成的一种新型的机械传动装置。与摆线针轮减速器相比,省缺了输出机构,曲柄轴承外移,对啮合副参数限制减少,参数优化时选择余地大;摆线针轮减速器中,由于受到转臂轴承的限制,啮合副的承载能力不能充分发挥,连杆凸轮减速器更好的解决了这个问题;摆线针轮减速器输入、输出轴为外伸悬臂式,不适应横向载荷较大的场合,连杆凸轮减速器输入、输出轴均为简支布置,刚性好,适应面更宽。

连杆凸轮新型减速器与渐开线齿轮减速器相比,单级传动比大(可达 87);理论上接近半数的凸轮廓线同时参与啮合,重合度大,传动平稳;结构紧凑,承载能力高;啮合副为纯滚动,传动效率高,使用寿命长。

连杆凸轮新型减速器与渐开线三环减速器相比,连杆凸轮减速器属硬齿面,承载能力高,使用寿命长;啮合副为滚动摩擦,传动效率高;采用了连杆惯性力自平衡的结构,延长了轴承的使用寿命,提高了减速器的运动平稳性。

该成果已通过陕西省科技厅组织的科学技术成果鉴定,结论为:该成果属国内首创,达到国际先进水平。该减速器传动效率高、承载能力大、出轴形式灵活、结构刚性好和性能价格比高,为国内减速器行业增加了一个新品种,并具有技术成熟、可靠、产业化容易、经济效益高的特点,具有广泛的应用前景和推广价值。连杆凸轮减速器已向中华人民共和国专利局申报了实用新型专利并获得批准,专利号为 ZL 01265705.0。

参 考 文 献

- 1 孙桓,傅则绍. 机械原理. 北京:高等教育出版社,1989
- 2 曲继方,安子军,曲志刚. 机构创新设计. 北京:科学出版社,2001
- 3 孟宪源. 现代机构手册. 北京:机械工业出版社,1994
- 4 曲继方. 机构演化原理. 秦皇岛:燕山大学,1998
- 5 蒋学全,王保民,张景学,等. 连杆凸轮减速器. 中国专

利, ZL01265705.0, 2002-09-04

- 6 何卫东,李欣,李力行. 双曲柄环板式针摆行星传动的研究. 机械工程学报, 2000, 36(5): 84~87
- 7 杨建明,张策,秦大同,等. 三环减速器支撑轴结构的探讨. 机械设计, 2001, 18(3): 15~17
- 8 王保民,张景学,张国海,等. 传动机械多功能试验台设计与应用研究. 机械设计与研究, 2001, 17(3): 61~62

RESEARCH ON CAM-LINKAGE REDUCER

Wang Baomin Zhang Guohai

(Department of Mechanical and Engineering, ShaanXi University of Technology, Hanzhong 723003)

Zhang Jingxue

(Department of Mechanical and Engineering, ShaanXi Polytechnic Institute, Xianyang 712000)

Jiang Xuequan

(Department of Mechanical and Engineering, ShaanXi University of Technology, Hanzhong 723003)

Abstract: The new-type cam-linkage combinatorial mechanism is innovated. And it designs the structure and movement and analyses force performance. According to gear one teeth difference theory and some structure characteristics of modern reducer, through structure design about the reducer and the pattern trial-reduced, the new-type cam-linkage reducer have successfully manufactured. The new method about inertia force of connecting rod balancing on the member is made. And it also increases running stability of reducer. Indicated from the field-works by industry and the test of sets shelf, the new fashioned reducer has a few merits which are more speed ratio, more heavy of bearing capacity, and higher of the transmission efficiency. It adds a new variety for internal reducer trade and has a wide application foreground and extend value.

Key words: New-type combinatorial machine

Cam-linkage reducer Research and test

作者简介: 王保民,男,1959年出生,教授。主要研究方向为新型机械传动与控制,发表论文20余篇。

E-mail: jdxgyxx@163.com