

# 一种GIS用三工位操动机构技术研究

宋广民, 刘宇, 王守山

(平高集团有限公司, 河南 平顶山 467001)

**摘要:**文中介绍了一种GIS用三工位操动机构,首先重点对三工位操动机构的核心圆柱凸轮做了详细的理论分析设计,然后通过MATLAB和Solidworks软件进行圆柱凸轮的虚拟样机仿真设计,最后对圆柱凸轮进行了参数优化和理论验证。文中设计的三工位操动机构通过了高压电气类产品的所有试验验证,完全满足使用要求。

**关键词:**操动机构;三工位;圆柱凸轮;优化设计

## Research of the Technology of Three Position Operating Mechanism Used in GIS

SONG Guangmin, LIU Yu, WANG Shoushan

(Pinggao Group Co., Ltd., Henan Pingdingshan 467001, China)

**Abstract:** This paper introduces a kind of three position operating mechanism, which has been used in GIS. First, the core of the cylindrical CAM in the three position operating mechanism has been focused on, analyzed and designed in detail. Second, based on MATLAB and Solidworks, the cylindrical CAM has been designed with the method of virtual prototype simulation. At last, the parameter optimization and the theory verification for the cylindrical CAM has been carried out. The design of three position operating mechanism is verified by the tests of high voltage electrical products. This operating mechanism fully meets the requirement.

**Key words:** operating mechanism; three position; cylindrical cam; optimization design

## 0 引言

近年来,随着气体绝缘金属封闭开关设备(GIS)的发展,尤其是在 110 kV GIS 和 220 kV GIS 中,三工位隔离、接地开关应用越来越广泛<sup>[1]</sup>。三工位操动机构能够实现两个方向的运动,三个工位的转换,以其体积小、结构紧凑、复合化程度高、配置方式灵活多样等优点,被越来越多的电站厂家所采用。

现有的三工位操动机构从传动原理上主要有:丝杠螺母加槽板传动,齿轮加槽轮传动,链条加异形齿轮传动等<sup>[2]</sup>。以上几种三工位操动机构的缺点是零部件的设计、加工难度较大,成本较高<sup>[3-4]</sup>。文中介绍的GIS用三工位操动机构的传动效率高,动态性能好,可实现快速工位切换,切换定位准确,可靠性高,寿命长,易于操作和维护。

## 1 三工位操动机构原理介绍

三工位操动机构的设计从机械原理上来说,就是能够通过一定的结构设计,在保证其输出的速度和力矩的情况下,使输出轴实现正、反两个方向的一定角度的运动<sup>[5-10]</sup>。该设计的三工位操动机构是一种通过电机带动齿轮、圆柱凸轮、四连杆等机械结构的传动机构。具体的三工位操动机构传动示意图见图 1。

具体工作原理为:电机 1 带动小齿轮 2、大齿轮 3 转动,带动圆柱凸轮 19 平稳转动,通过摆动滚子从动件 17 带动传动齿轮 14 和输出齿轮 12 转动,完成三工位操动机构一个工位的转换。在这个传动过程中,圆柱凸轮每旋转 360°,传动齿轮 14 旋转一个特定的角度,通过齿轮传动比的设定,保证三工位操动机构变化一个工位。电机 1 带动圆柱凸轮如此往复运动,实现三工位操动机构的功能。

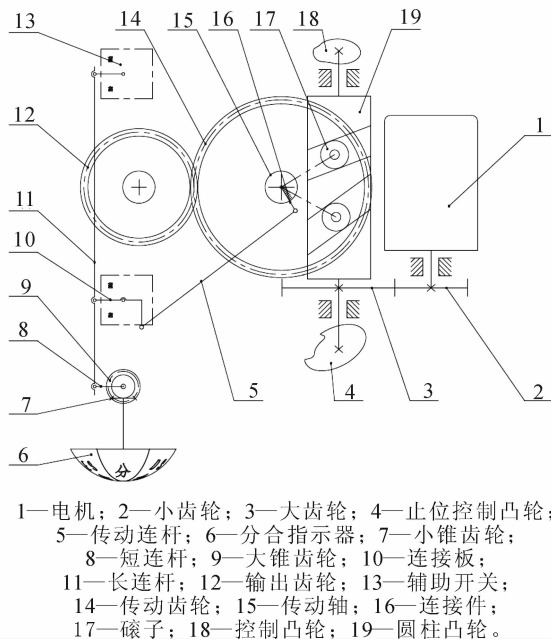


图 1 三工位操动机构传动示意图

Fig. 1 The diagram of three stations operating mechanism transmission

## 2 圆柱凸轮的设计

三工位操动机构需要一种能够实现往复运动的零部件来实现速度和扭矩的传递,而圆柱凸轮以应用到分度机构中,能够很好地控制摆动碾子从动件做往复运动而著称,用它配以电机的正反转来实现不同工位的转换,即能很好地满足三工位操动机构的使用要求,文中针对核心零件圆柱凸轮做了深入的研究。

为了能够得到好的三工位操动机构的机械性能,三工位圆柱凸轮的曲线设计非常重要,它将影响摆动碾子从动件的运动规律,常用的主要有多项式运动规律和三角函数运动规律两大类<sup>[1]</sup>。根据三工位操动机构的运动特点,最好使摆动碾子在圆柱凸轮的凹槽中做等速运动,其在圆柱凸轮直径上的投影的运动规律即为简谐运动<sup>[2]</sup>。根据适用场合,可以采用中低速重载的余弦加速度运动规律<sup>[3]</sup>,其推程时的运动方程见式(1)~(3),推程时的运动线图见图 2。

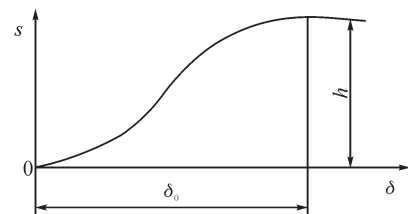
$$s = \frac{h}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\pi \delta}{\delta_0} \right) \right]; \quad (1)$$

$$v = \frac{\pi h \omega}{2 \delta_0} \sin \left( \frac{\pi \delta}{\delta_0} \right); \quad (2)$$

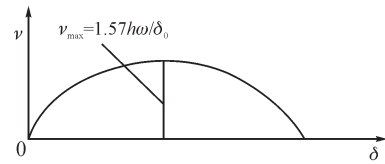
$$a = \frac{\pi^2 h \omega^2}{2 \delta_0^2} \cos \left( \frac{\pi \delta}{\delta_0} \right)。 \quad (3)$$

式(1)~(3)中: $s$  为从动件位移; $v$  为从动件速度; $a$  为从动件加速度; $h$  为从动件的移动行程; $\delta_0$  为推程

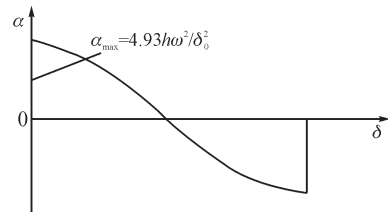
运动角; $\delta$  为凸轮转角; $\omega$  为角速度。



(a)式(1)对应的运动曲线



(b)式(2)对应的运动曲线



(c)式(3)对应的运动曲线

图 2 余弦加速度运动曲线示意图

Fig. 2 The diagram of cosine acceleration motion curve

由图 2 可见,在首、末两端从动件有有限值的加速度突变,故有柔性冲击而无刚性冲击。通过机构设计的经验可知:在机构到达工位位置处,不能准确地停止,所以在机构的二次回路中经常设计有电机的刹车电阻,以保证机构在准确位置停止。根据这个设计经验,可以在每个工位的端点附件,设计一小段空行程区域,即保证圆柱凸轮在这个时间段旋转的过程中,从动件保持不转。这种改进设计可以忽略余弦加速度曲线规律在首末端带来的柔性冲击对停止位置的影响。

文中假设空行程区域对应圆柱凸轮的转角单侧为  $40^\circ$ ,即在圆柱凸轮旋转一周的过程中,在起始和终止端各有  $40^\circ$  的范围内,碾子从动件是不转动的。

根据圆柱凸轮的运动规律和改进曲线设计方法,设计的碾子摆线方程见式(4)。

$$\begin{cases} \psi = 0 & 0^\circ \leq \delta < 40^\circ \\ \psi = \frac{\psi_m}{2} \left\{ 1 - \cos \left[ \frac{\pi}{280} (\delta - 40) \right] \right\} & 40^\circ \leq \delta < 320^\circ \\ \psi = \psi_m & 320^\circ \leq \delta < 400^\circ \\ \psi = \psi_m + \frac{\psi_m}{2} \left\{ 1 - \cos \left[ \frac{\pi}{280} (\delta - 40) \right] \right\} & 400^\circ \leq \delta < 680^\circ \\ \psi = 2\psi_m & 680^\circ \leq \delta < 720^\circ \end{cases} \quad (4)$$

式(4)中: $\delta$  为凸轮旋转角度, ( $^\circ$ );  $\psi$  为摆杆旋转角度, ( $^\circ$ );  $\psi_m$  为初始状态下, B 碾子于水平线之间的夹角, ( $^\circ$ )。

为了保证三工位操动机构正反转的运动连续性,该设计采用双碾子A、B的联合曲线运动形式,见图3。

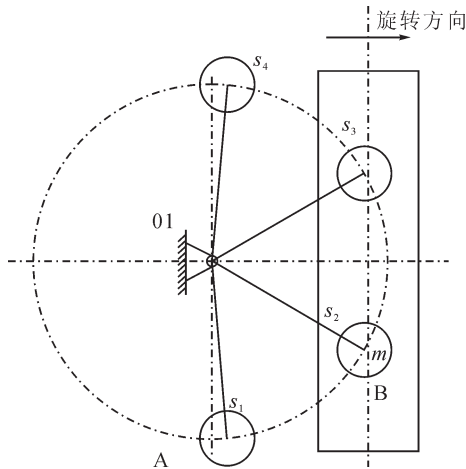


图3 圆柱凸轮双碾子传动示意图

Fig. 3 The diagram of double stone roller transmission for cylindrical CAM

从图3可知:A碾子从 $s_1$ 运动到 $s_3$ ,B碾子从 $s_2$ 运动到 $s_4$ ,在 $s_2$ 到 $s_3$ 段为公共段,使碾子运行轨迹能够很好的过渡。即保证B碾子从 $s_2$ 运动到 $s_3$ 时,A碾子能够从 $s_1$ 运动到 $s_2$ 顺利的进入圆柱凸轮的凹槽中,当A碾子从 $s_2$ 运动到 $s_3$ 时,B碾子能够从 $s_3$ 运动到 $s_4$ 顺利的滑出圆柱凸轮的凹槽。

为了保证三工位操动机构正反转的对称性,能够很好地实现三个工位的转换,可令B碾子与水平线之间的夹角 $\psi_{0b} = \frac{1}{2}\psi_m$ ,由式(4)可知碾子摆线最大摆角 $\psi = 2\psi_m$ , $\psi_{0b}$ 是整个碾子曲线中的四分之一段。则A碾子的初始角度为 $\psi_{0a} = \frac{3}{2}\psi_m$ 。

根据碾子曲线的摆线方程和初始条件,设计圆柱凸轮的曲线方程,见图4。令圆柱凸轮的直径为 $\phi D$ ,碾子半径为 $R$ ,圆柱凸轮端面与摆杆中心距离为 $Z_0$ ,摆杆长度为 $L$ ,摆杆中心到圆柱凸轮回转中心距离为 $a$ ,A、B碾子的初始位置在图3中A、B两点处,B碾子的初始角度为 $\psi_0$ ,摆杆最大摆角为 $\psi_m$ 。

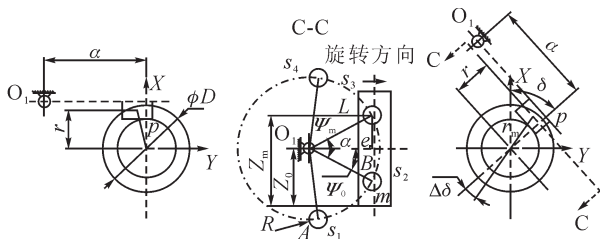


图4 三工位操动机构传动示意图

Fig. 4 The diagram of three stations operating mechanism transmission

文中利用凸轮的反转法设计原理对三工位圆柱凸轮进行方程曲线推导,选择 $XOZ$ 平面为反转法旋转平面,见图4(a),对图4(a)进行逆着旋转方向旋转 $\delta$ ,旋转后见图4(c)。由三工位机构原理可知,当圆柱凸轮旋转一定的角度 $\delta$ 时,带动摆杆旋转一定的角度 $\psi$ ,这就会产生一个角度变化 $\Delta\delta$ 。结合图4(b)和图4(c)可知:

$$\Delta\delta = \arctan\left(\frac{a - O_1e}{r}\right) = \arctan\frac{a - L\cos(\psi - \psi_0)}{r} \quad (5)$$

式(6)中, $r$ 为过点 $p$ 的碾子端面C-C到圆柱凸轮中心 $Z$ 轴的距离。

由图4(c)可知:

$$r_m = \sqrt{r^2 + [a - L\cos(\psi - \psi_0)]^2} \quad (6)$$

则B碾子的柱面坐标方程为

$$\begin{cases} \phi_m = -\delta + \arctan\frac{a - L\cos(\psi - \psi_{0b})}{r} \\ r_m = \sqrt{r^2 + [a - L\cos(\psi - \psi_{0b})]^2} \\ Z_m = Z_0 + L\sin(\psi - \psi_{0b}) \end{cases} \quad (7)$$

同理,A碾子的柱面坐标方程为

$$\begin{cases} \phi_m = -\delta + \arctan\frac{a - L\cos(\psi_{0a} - \psi)}{r} \\ r_m = \sqrt{r^2 + [a - L\cos(\psi_{0a} - \psi)]^2} \\ Z_m = Z_0 - L\sin(\psi_{0a} - \psi) \end{cases} \quad (8)$$

### 3 圆柱凸轮参数设计及可行性验证

现以三工位圆柱凸轮的设计为例,根据图1设计的三工位机构结构特点,令摆杆长度为 $L=60$  mm,摆杆摆动角度为 $\psi_m=60^\circ$ ,中心距 $a=55$  mm,圆柱凸轮端面与摆杆中心距离为 $Z_0=100$  mm,结合式(5)-(8),通过数学计算软件MATLAB和三维设计软件Solidworks进行曲线计算和三位图形建立<sup>[14-16]</sup>,得到圆柱凸轮见图5。



图5 圆柱凸轮设计示意图

Fig. 5 The diagram of cylindrical CAM design

在圆柱凸轮的研究过程中,圆柱凸轮的压力角是设计使用的重要参数,它决定了机构的传动效率。圆柱凸轮的压力角越小传动效率越高,但是会导致圆柱凸轮的尺寸增大。因此,在满足机构的使用性能,保证圆柱凸轮的最大压力角不超过设计的许用压力角的情况下,应尽量减小圆柱凸轮的设计尺寸。

将圆柱凸轮沿着平均圆柱面展开,圆柱凸轮的回转运动就可以等效为移动凸轮的匀速直线运动。利用速度瞬心法<sup>[17]</sup>,可近似的得到圆柱凸轮压力角验证示意图,见图 6。根据压力角的定义<sup>[18]</sup>,过碾子中心 A 的凸轮廓线的法线 n-n 与碾子中心 A 的运动速度  $v_2$  的方向线之间的锐角就是压力角  $\alpha$ 。

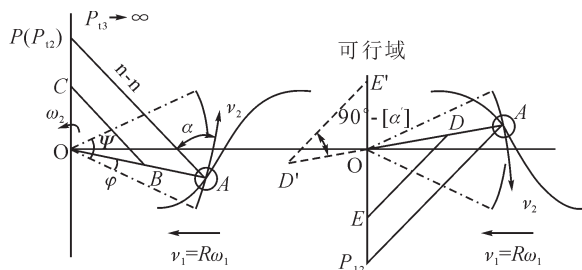


图 6 圆柱凸轮压力角验证示意图

Fig. 6 The diagram of cylindrical CAM pressure angle

通过上述方法,将三工位操动机构的曲线展开,绘制 Solidworks 计算图例,通过动态设计的方法<sup>[19-20]</sup>,对圆柱凸轮的设计参数进行优化修改设计,得到圆柱凸轮的平均圆柱半径  $r=28$  mm,圆柱凸轮的最大压力角为  $43.2^\circ$ ,小于许用压力角  $[\alpha]$ ,满足设计要求。因此,可以计算出圆柱凸轮的最低传动效率为 0.73。由图 1 三工位操动机构简图可知,在主传动中,除了圆柱凸轮传动,还有两对齿轮传动,根据齿轮传动效率,可假定主传动总传动效率最小值为 0.7。

根据三工位操动机构输出扭矩大于  $225 \text{ N}\cdot\text{m}$  和分合闸时间小于 2 s 的要求,设计电机功率为 350 W,电机转速为 120 r/min,齿轮 2、3 的传动比为 68/22,齿轮 12、14 的传动比为 54/34。

假设传动效率 70%,  $P=T\omega$ , 则:

作用在 1 齿轮上的转矩为  $350=T \times 2\pi \times 120 \div 60$ ,  $T=27.9 \text{ N}\cdot\text{m}$ ;

作用在 2 齿轮上的转矩为  $27.9 \times 68=T_1 \times 22$ ,  $T_1=86.1 \text{ N}\cdot\text{m}$ ;

作用在 3 齿轮上的转矩为  $86.1 \times 360=T_2 \times 60$ ,  $T_2=516.5 \text{ N}\cdot\text{m}$ ;

作用在 4 齿轮上的转矩为  $316.5 \times 34 \times 0.7=T_3 \times 54$ ,  $T_3=227.7 \text{ N}\cdot\text{m} > 225 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

此设计满足机构输出力矩要求。

根据电机转速为 120 r/min,大齿轮 Z2 和分闸工作旋转一圈,得到本体分合闸时间为  $t=(68 \div 22) \div (120 \div 60) \approx 1.55 \text{ s} < 2 \text{ s}$ ,此设计满足机构分合闸时间要求。

三工位操动机构试验样机通过了高压电气产品的所有形式试验,性能稳定可靠,完全满足 GIS 类高压电气产品的应用需要。

## 4 结语

文中借助于高压电气行业的新型三工位开关技术研究,着重研究了其核心零部件圆柱凸轮的设计机加工方法,并通过速度瞬心法对圆柱凸轮的压力角进行验证校核,优化圆柱凸轮的平均圆柱半径,使其满足设计使用的性能要求。通过圆柱凸轮的设计计算,确定新型三工位操动机构的传动系统参数,优化了三工位操动机构的整体尺寸结构。成功地研制了新型三工位操动机构,并通过高压电气行业对三工位开关的所有形式试验,其性能稳定可靠,经济适用,具有很好的应用价值,市场前景广阔。

## 参考文献:

- [1] 康庄,郑建荣,李水清,等. 高速摆动从动件圆柱凸轮操动机构的三维建模与仿真[J]. 现代制造工程,2010(12): 129-132.  
KANG Zhuang,ZHENG Jianrong,LI Shuiqing,et al. 3D modelling and simulation of high-speed oscillating follower cylindrical cam actuator[J]. Modern Manufacturing Engineering,2010(12):129-132.
- [2] 刘朋,马明. 一种新型三工位开关机构的设计[J]. 电大理工,2009(3):21-23.  
LIU Peng,MA Ming. A new type of three working mechanism of the switch[J]. Radio and Television University Institute of Technology,2009(3):21-23.
- [3] 彭国勋,肖正扬. 自动化机械的凸轮机构设计[M]. 北京:机械工业出版社,1990.  
PENG Guoxun,XIAO Zhengyang. Automatic CAM mechanism design[M]. Beijing: Mechanical Industry Press,1990.
- [4] 刘昌祺,牧野洋,曹西京. 凸轮机构设计[M]. 北京:机械工业出版社,2005.  
LIU Changqi,MU Yeyang,CAO Xijing. CAM mechanism design[M]. Beijing: Mechanical Industry Press,2005.
- [5] 黄恺,李雷. 直动从动件圆柱凸轮变参 CAD[J]. 机械传动,2006,30(3):42-43.  
HUANG Kai,LI Lei. 3D parametric CAD of cylindrical Cams[J]. Journal of Mechanical Transmission,2006,30(3):

- 42-43.
- [6] 范晓珂. 螺旋廓线圆柱凸轮机构的设计与应用[J]. 煤矿机械, 2006, 27(7): 8-10.  
FAN Xiaoke. Design and applications of cylindrical cam with helical groove[J]. Coal Mine Machinery, 2006, 27(7): 8-10.
- [7] 管荣法, 汤从心. 凸轮与凸轮机构基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.  
GUAN Rongfa, TANG Congxin. CAM and CAM mechanism [M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1985.
- [8] 姚建初, 陈义保, 周济, 等. 齿轮传动啮合效率计算方法的研究[J]. 机械工程学报, 2001, 37(11): 18-21.  
YAO Jianchu, CHEN Yibao, ZHOU Ji, et al. Study on a method for calculating gearing meshing efficiency [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(11): 18-21.
- [9] 石永刚, 徐振华. 凸轮机构设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1995.  
SHI Yonggang, XU Zhenhua. CAM mechanism design[M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Publishing House, 1995.
- [10] 张义智, 李卫国. 摆动滚子从动件圆柱凸轮参数化设计[J]. 机械设计与研究, 2006, 22(2): 46-49.  
ZHANG Yizhi, LI Weigu. Parameterization design of cylindrical cam with oscillating roller follower[J]. Machine Design and Research, 2006, 22(2): 46-49.
- [11] 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.  
SUN Huan, CHEN Zuomo, GE Wenjie. Mechanical principles[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [12] 华大年, 唐之伟. 机构分析与设计[M]. 北京: 纺织工业出版社, 1985.  
HUA Danian, TANG Zhiwei. Mechanism analysis and design[M]. Beijing: The Textile Industry Press, 1985.
- [13] 李玉龙, 徐泽银, 陈琪云. 3D技术在圆柱凸轮模型中的应用[J]. 轻工机械, 2006, 24(2): 66-68.  
LI Yulong, XU Zeyin, CHEN Qiyun. The application of 3D in the aspects of constituting model for cylindrical cam[J]. Light Industry Machinery, 2006, 24(2): 66-68.
- [14] 张俊. 摆动从动件圆柱凸轮机构的CAD动态图解设计[J]. 机械工程师, 2006(10): 45-46.  
ZHANG Jun. CAD graphical method for designing cylindrical cam mechanisms with oscillating follower[J]. Mechanical Engineer, 2006(10): 45-46.
- [15] 胥光申, 高晓丁, 许卫星. 摆动平底从动件凸轮廓线曲率半径计算的新方法[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(2): 204-206.  
XU Guangshen, GAO Xiaoding, XU Weixing. A new method for computing the radius of curvature of a cam profile with oscillating flat-faced follower[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(2): 204-206.
- [16] 王东. 圆柱凸轮三维参数化设计与数控加工[J]. 机械制造与自动化, 2011, 40(1): 108-110.  
WANG Dong. Three dimensional parametric design and NC machining of cylindrical CAM[J]. Jiangsu Machine Building & Automation, 2011, 40(1): 108-110.
- [17] 许龙. 基于Solidworks圆柱凸轮机构的建模装配与运动分析[J]. 机电产品开发与创新, 2008, 21(1): 112-113.  
XU Long. The cylinder-CAM organization's modeling assembly and movement analysis in solidworks[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2008, 21(1): 112-113.
- [18] 张继春, 王剑峰. 圆柱凸轮机构的参数化造型和运动仿真[J]. 科学技术与工程, 2006, 6(9): 1213-1215.  
ZHANG Jichun, WANG Jianfeng. Parametric modeling and motion simulation of cylindrical cam mechanism[J]. Science Technology and Engineering, 2006, 6(9): 1213-1215.
- [19] 肖尧先, 陶友青, 聂秋根, 等. 摆动从动件空间凸轮CAM技术[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(3): 509-511.  
XIAO Yaoxian, TAO Youqing, NIE Qiugen, et al. CAM technology of spatial cams with oscillating cylindrical-roller followers[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(3): 509-511.
- [20] 夏仁丰, 王景奕, 夏阳, 等. 摆动从动件圆柱凸轮机构的新改进[J]. 现代机械, 1998(4): 60.  
XIA Renfeng, WANG Jingyi, XIA Yang, et al. New improved oscillating follower cylinder CAM mechanism[J]. Modern Machinery, 1998(4): 60.
- 宋广民(1986—), 男, 硕士研究生, 助理工程师, 从事高压开关和弹簧操动机构的研发和设计。
- 刘宇(1983—), 男, 本科, 工程师, 从事高压开关和弹簧操动机构的研发和设计。
- 王守山(1974—), 男, 专科, 助理工程师, 从事高压开关和弹簧操动机构的研发和设计。