

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.12.044

# 压电共振型隔膜气泵设计\*

谢海峰<sup>1</sup> 接 勳<sup>1,2</sup> 康晓涛<sup>3</sup> 杨志刚<sup>1</sup> 王 龙<sup>4</sup>

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025; 2. 吉林化工学院机电工程学院, 吉林 132022;

3. 吉林大学通信工程学院, 长春 130025; 4. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130025)

**【摘要】** 提出了一种利用系统共振原理的压电共振型隔膜气泵。分析了共振泵的工作原理,建立了共振泵的动力学模型,通过计算获得影响共振泵输出流量的主要因素。设计了共振泵样机,使用激光测微仪测得隔膜片的放大位移约是同一支撑条件下的压电振子位移的5.3倍,设计了测量共振泵输出流量的实验装置。通过实验测试得到在不同的振动弹簧刚度、调整弹簧片刚度和隔膜片刚度下输出流量及其相应的变化规律。实验测试表明:在输入电压为150 V、振动弹簧片厚度为0.6 mm、调整弹簧片厚度为1.4 mm、刚性传振活塞与隔膜片半径比为0.5和共振频率为230 Hz时,输出流量可以达到1 650 mL/min。

**关键词:** 隔膜气泵 共振 压电振子

**中图分类号:** TH38 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)12-0246-05

## Design of Piezoelectric Resonant Diaphragm Air Pump

Xie Haifeng<sup>1</sup> Jie Meng<sup>1,2</sup> Kang Xiaotao<sup>3</sup> Yang Zhigang<sup>1</sup> Wang Long<sup>4</sup>

(1. Institute of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China

2. College of Machinery and Electricity Engineering, Jilin Institute of Chemical Technology, Jilin 132022, China

3. College of Communication Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China

4. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130025, China)

### Abstract

A kind of piezoelectric resonant diaphragm air pump was proposed, which is based on the system resonant principle. Firstly, the working principle of the piezoelectric resonant diaphragm air pump was analyzed and a dynamic model of the pump resonance was established. The main factors of the output flow rate can be obtained. Then a prototype was designed. The testing facility was developed to measure the volume of the resonance pump. Finally, the variation of output flow rate on different vibrating spring rate, adjusting spring rate and diaphragm rate were obtained by experiment test. Experimental results indicated that the maximum flow rate was 1 650 mL/min when the sinusoidal AC driving voltage was 150 V, the vibrating spring thickness was 0.6 mm, the adjusting spring thickness was 1.4 mm, and the radius ratio of the rigidity transfer vibration piston and the diaphragm was 0.5. And the amplification factor of the piezoelectric vibrator was 5.3 by using the proposed photovoltaic displacement sensor.

**Key words** Diaphragm air pump, Resonant, Piezoelectric vibrator

### 引言

目前气体隔膜泵主要有利用电动机凸轮机构驱

动的电磁隔膜泵与压电薄膜泵<sup>[1-2]</sup>两大类,其中压电泵对纯水性工作介质的输出效果好<sup>[3-5]</sup>。为了提高输出流量,国内很多学者对压缩比问题进行了研

收稿日期: 2012-07-03 修回日期: 2012-07-21

\* 国家自然科学基金资助项目(51175213, 50977037)和常州市自然科学基金资助项目(CJ20115014)

作者简介: 谢海峰, 博士生, 主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械研究, E-mail: xhf821@126.com

通讯作者: 杨志刚, 教授, 主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械研究, E-mail: yzg@jlu.edu.cn

究<sup>[6-8]</sup>。膜片式压电振子的变形能力有限,对气体的输出效果很差,还会出现输出压力低、压电晶片发热和易碎裂等问题;电磁隔膜泵则存在结构复杂、成本高和噪声大等问题。

共振泵是利用系统共振原理将压电激励源的振动位移放大并用于驱动流体的装置。日本学者和美国学者都对共振型压电泵进行了相关的研究<sup>[9-13]</sup>,但其所提到的共振泵所使用的驱动元件均为压电叠堆,而压电叠堆制造工艺复杂,价格昂贵,不利于推广。谢海峰等也提出了一种新型结构的共振泵<sup>[14]</sup>。

结合现有的压电隔膜泵与叠堆共振泵的特点,本文设计一种驱动元件为圆形环状双晶片压电振子的压电共振型隔膜气泵(以下简称共振泵)。

## 1 共振泵工作原理及动力学模型

共振泵结构示意图如图 1 所示,由共振弹簧片、质量块、传振杆、传振活塞、压电振子、调整弹簧片和隔膜构成的一个整体可视为一个振动系统。泵体部分主要包括密封圈、传振活塞、隔膜、泵腔、单向阀、出口和入口。

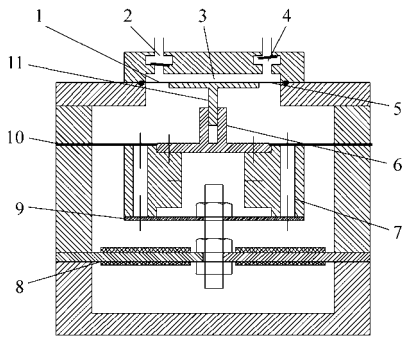


图 1 共振气泵结构示意图

Fig. 1 Structural schematics of resonant air pump

1. 隔膜 2. 出口 3. 腔体 4. 入口 5. 密封圈 6. 传振杆
7. 质量块 8. 环形压电振子 9. 共振弹簧片 10. 调整弹簧片
11. 传振活塞

其工作原理为,环形压电振子受交流电压作用后,产生微幅振动为振动系统提供激励。当激励频率达到系统共振频率时振动系统将产生共振,压电振子的位移被放大,并通过传振活塞作用于隔膜。隔膜的运动使泵腔产生容积变化,在 2 个单向阀的配合下形成流体吸入与排出 2 个过程,当隔膜持续振动时泵腔中的流体形成单向流动。

共振型气泵可用图 2 所示的动力学模型表示。其中  $M$  表示振动系统质量,包括质量块质量、传振活塞质量、调整弹簧片等效质量和隔膜等效质量。 $k_1$  为共振弹簧片刚度,  $k_2$  为调整弹簧片刚度,  $k_3$  为隔膜刚度,  $k_4$  为压电振子刚度,其中隔膜刚度与传

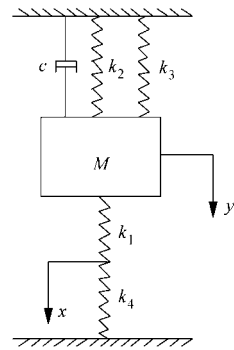


图 2 共振泵动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of resonant pump

振活塞的半径有关。另外,由于泵腔中的气体作用,还会有附加质量和附加刚度,而气体弹性模量小,密度小,因此附加质量和附加刚度会很小,在此动力学模型中可忽略不计。阻尼  $c$  主要是气体流过泵体时被动阀片和流道相互作用的粘性阻尼。 $x$  为压电振子的即时位移, $y$  表示质量块  $M$  的振动位移。令  $w$  为压电振子的振动频率, $A$  为振幅,则压电振子的即时位移  $x = A \sin wt$ 。压电振子四周与共振泵壳体刚性连接。

运动微分方程为

$$M \ddot{y} + c \dot{y} + \left[ \left( \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_4} \right)^{-1} + k_2 + k_3 \right] y = x(k_1 + k_4) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{令} \quad & \left( \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_4} \right)^{-1} + k_2 + k_3 = K \\ & \left[ \left( \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_4} \right)^{-1} + k_2 + k_3 \right] / M = w_n^2 \\ & \zeta = \frac{c}{2Mw_n} \end{aligned}$$

则式(1)可表示为

$$\ddot{y} + 2\zeta w_n \dot{y} + w_n^2 y = \frac{k_1 + k_4}{M} A \sin wt \quad (2)$$

系统稳态响应为

$$y = \frac{k_1 + k_4}{K} \frac{A}{\sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{w}{w_n} \right)^2 \right]^2 + \left( 2\zeta \frac{w}{w_n} \right)^2}} \sin(wt - \varphi) \quad (3)$$

$$\text{其中} \quad \varphi = \arctan \frac{2\zeta \frac{w}{w_n}}{1 - \left( \frac{w}{w_n} \right)^2}$$

稳态响应的幅值  $Y$  表示为

$$Y = \frac{k_1 + k_4}{K} \frac{A}{\sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{w}{w_n} \right)^2 \right]^2 + \left( 2\zeta \frac{w}{w_n} \right)^2}} \quad (4)$$

把稳态响应幅值  $Y$  与激励幅值  $A$  的无量纲比称为幅值比  $|H(w)|$ , 记为放大系数,表示如下

$$|H(w)| = \frac{Y}{A} = \frac{k_1 + k_4}{K} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{w}{w_n}\right)^2}} \quad (5)$$

当激励频率  $w = w_n$  时

$$|H(w_n)| = \frac{k_1 + k_4}{2K} \frac{1}{\zeta} \quad (6)$$

此时 
$$Y = \frac{k_1 + k_4}{2K} \frac{A}{\zeta} \quad (7)$$

共振泵的输出流量近似为

$$Q = 60 \frac{w_n}{2\pi} \Delta V \quad (8)$$

式中  $\Delta V$ ——腔体容积变化量

则压电振子一个振动周期内,腔体容积变化为

$$\Delta V = \frac{2\pi Y a^2}{3} (r^2 + r + 1) \quad (9)$$

其中  $r = b/a$

式中  $a$ ——隔膜片半径

$b$ ——刚性传振活塞半径

由式(7)~(9)可得,在激励频率  $w = w_n$  时,共振泵的输出流量近似为

$$Q = \frac{10Aa^2(r^2 + r + 1)(k_1 + k_4)}{\sqrt{[(k_1 + k_4)^{-1} + k_2 + k_3(r)]M}} \frac{1}{\zeta} \quad (10)$$

由式(10)可知,当系统共振时,共振泵的流量与压电振子提供的振动位移  $A$ ,共振弹簧片刚度  $k_1$ ,调整弹簧片刚度  $k_2$ ,隔膜刚度  $k_3$ ,压电振子刚度  $k_4$ 和粘性阻尼因子  $\zeta$  及刚性传振活塞与泵腔半径比  $r$  有关。

## 2 实验测试

设计共振泵样机,对其工作性能进行实验。使用的环形压电双晶片外径为 50 mm、内径为 10 mm、厚度为 0.6 mm,压电振子基板外径为 80 mm、内径为 4 mm、厚度 2 mm。在以下实验中,选定的电压是 150 V 正弦交流电压。实验中测定共振频率所使用的设备为安捷伦 HP4294 型精密阻抗分析仪。使用 LC-2400A 型激光测微仪对隔膜片和同一支撑条件下的压电振子进行位移测量。

实验结果如图 3 所示,当振动频率偏离共振频率时隔膜片的位移急剧减小,在共振频率点附近隔膜片的输出位移达到最大值 143  $\mu\text{m}$ 。而外圆周固定支撑的压电振子在该电压和振动频率下的最大位移为 27  $\mu\text{m}$ 。由此可知,共振时压电振子的位移被放大大约 5.3 倍。

对共振泵输出气体流量的测定采用排水法,如图 4 所示。

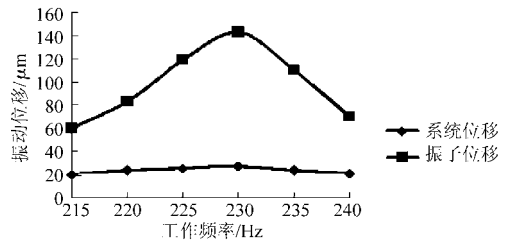


图 3 共振泵位移放大系统的振动位移与频率特性

Fig. 3 Relationship between displacement and frequency of resonant pump

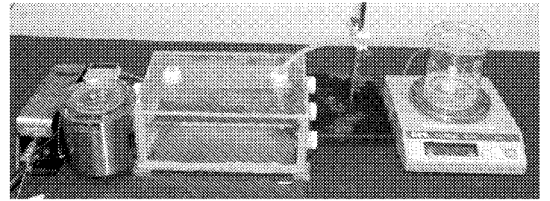


图 4 共振泵流量测试图

Fig. 4 Flow test of resonant air pump

主要实验设备有 AG1200 型信号发生器、7058 型功率放大器、继电器、气体接收器、标尺、电子秤、烧杯和胶管。

在此实验装置中,共振泵泵出的气体进入气体接收器,气体接收器内的压力会升高,水由气体接收器流入烧杯,用继电器来控制共振泵的工作时间,电子秤测出水的质量,计算出水的流量,水的流量就是共振泵的输出气体流量。

### 2.1 共振弹簧片对输出流量的影响

样机选用的共振弹簧片为周边固定式圆板弹簧,在半径一定时,其弹簧刚度与厚度的三次方呈线性关系,调整弹簧厚度即可改变输出流量,样机中使用的共振弹簧片外径 40 mm、内径 4 mm,材料为弹簧钢。从图 5 可看出,随着振动弹簧片厚度增加,共振泵输出流量先增大后减小,厚度为 0.5~0.7 mm 时输出流量变化比较平稳,且在厚度为 0.6 mm 时输出流量最大。

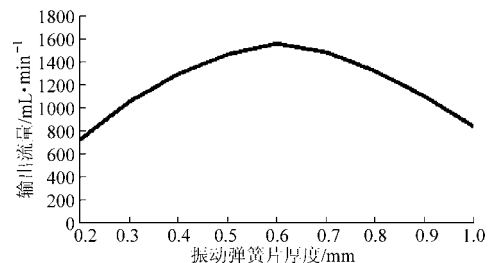


图 5 振动弹簧厚度对流量的影响

Fig. 5 Flow rate on different vibrating spring thicknesses

### 2.2 调整弹簧片对输出流量的影响

样机选用的调整弹簧片为矩形截面式悬臂梁弹簧,在长度与宽度一定时,其弹簧刚度与厚度的三次方呈线性关系,调整弹簧厚度即可改变输出流量,样

机中使用的调整弹簧长 25 mm、宽 10 mm, 材料为弹簧钢。

从图 6 可看出, 随着调整弹簧厚度的增加, 共振泵的输出流量先增大后减小, 厚度为 1.2 ~ 1.6 mm 时输出流量变化比较平稳, 且在厚度为 1.4 mm 时输出流量最大。相比于 1.2 ~ 1.6 mm 厚度时共振泵的输出流量, 其他厚度时共振泵输出流量变化幅度较大, 说明调整弹簧片的刚度变化对输出流量的影响比较明显。

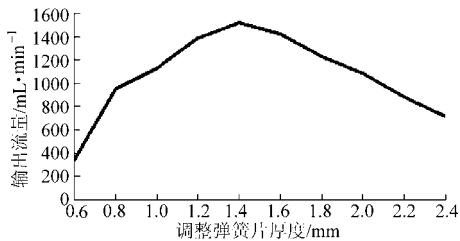


图 6 调整弹簧片厚度对流量的影响

Fig. 6 Flow rate on different adjusting spring thicknesses

### 2.3 刚性传振活塞与隔膜片半径比对输出流量的影响

样机中隔膜片与刚性传振活塞通过环氧树脂粘接。当隔膜半径一定时, 改变传振活塞半径可以改变隔膜刚度, 从图 7 可以看出, 随着刚性传振活塞与隔膜片半径比的增大, 共振泵的输出流量先增大后急剧减小, 在比值为 0.4 ~ 0.6 时, 输出流量变化比较平稳, 且在比值为 0.5 时共振泵流量达到最大。

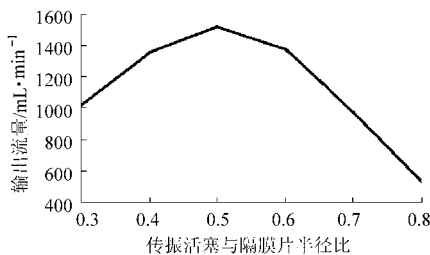


图 7 传振活塞与隔膜片半径比对流量的影响

Fig. 7 Flow rate on different radius ratios of rigidity transfer vibration piston and diaphragm

### 2.4 工作频率对输出流量的影响

按前面实验得出的结论选取振动弹簧片厚度为 0.6 mm、调整弹簧片厚度为 1.4 mm、刚性传振活塞与隔膜片半径比为 0.5 时, 测试在不同的工作频率下不同的输出流量, 如图 8 所示。

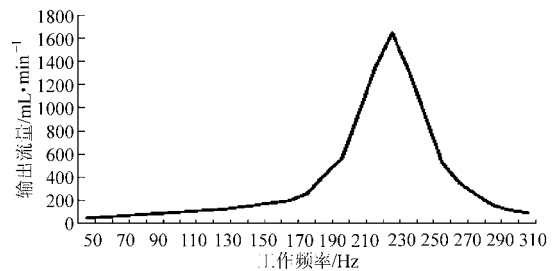


图 8 工作频率与输出流量的关系

Fig. 8 Output flowrate with different working frequencies

从图 8 可看出, 此共振泵的共振频率为 230 Hz, 当机械系统将要达到共振频率时, 共振泵的输出流量迅速提高达 1 650 mL/min, 而远离共振频率时, 输出流量迅速降低。这也是共振泵的一个特点: 当驱动频率在共振泵共振频率周围时, 共振泵的输出性能极佳, 而远离共振频率时, 输出性能非常差。

### 3 结束语

利用系统的共振原理, 设计了一种将压电振子的振动位移放大并用于驱动气体的共振泵。通过理论分析可以得到影响共振泵输出流量的主要因素为振动弹簧片刚度、调整弹簧片刚度和隔膜刚度。使用激光测微仪对隔膜片的位移进行测量, 其输出位移与同一支撑条件下即四周固定支撑的压电振子的位移相比放大约 5.3 倍。然后对所设计的共振泵样机中振动弹簧片、调整弹簧片和刚性传振活塞采用不同设计参数进行了共振泵输出性能的测试, 通过实验分别得到了振动弹簧片厚度为 0.6 mm、调整弹簧片厚度为 1.4 mm、刚性传振活塞与隔膜片半径比为 0.5 时, 共振泵输出流量最大。当三者皆为最佳设计, 且输入电压为 150 V 时, 共振泵的输出流量在共振频率为 230 Hz 时达到 1 650 mL/min。

### 参 考 文 献

- 1 郑炜, 董景石, 于洪洋, 等. 单振子气体压电泵研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 226 ~ 229.  
Zheng Wei, Dong Jingshi, Yu Hongyang, et al. Kipp oscillator gas piezoelectric pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 226 ~ 229. (in Chinese)
- 2 刘亮. 双腔型气体压电泵设计理论与关键技术研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.  
Liu Liang. Design theory and key technology research on the double-chamber gas piezoelectric pump[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)
- 3 彭太江, 杨志刚, 程光明, 等. 双腔体压电泵的设计[J]. 光学精密工程, 2009, 17(5): 1 078 ~ 1 085.  
Peng Taijiang, Yang Zhigang, Cheng Guangming, et al. Design of double-chamber piezoelectric pump[J]. Optics and Precision Engineering, 2009, 17(5): 1 078 ~ 1 085. (in Chinese)

- 4 唐可洪, 阚君武, 彭太江, 等. 压电叠堆泵驱动的新型直线马达[J]. 光学精密工程, 2009, 17(1): 114 ~ 119.  
Tang Kehong, Kan Junwu, Peng Taijiang, et al. A novel linear motor driven by piezostack pump [J]. Optics and Precision Engineering, 2009, 17(1): 114 ~ 119. (in Chinese)
- 5 吴丽萍, 杨志刚, 程光明, 等. 声控无阀电喷泵流[J]. 光学精密工程, 2008, 16(4): 651 ~ 655.  
Wu Liping, Yang Zhigang, Cheng Guangming, et al. Non-valve piezoelectric fountain pump by sound control circuit [J]. Optics and Precision Engineering, 2008, 16(4): 651 ~ 655. (in Chinese)
- 6 王海宁, 崔大付, 耿照新, 等. 压电双晶片驱动的压电微泵的研究[J]. 压电与声光, 2007, 29(3): 302 ~ 304.  
Wang Haining, Cui Dafu, Geng Zhaoxin, et al. Study on piezoelectric micropump driven by PZT bimorph [J]. Piezoelectrics & Acousto-optics, 2007, 29(3): 302 ~ 304. (in Chinese)
- 7 王淑云, 阚君武, 马继杰, 等. 腔高对压电液驱动器性能的影响[J]. 纳米技术与精密工程, 2011, 9(6): 515 ~ 520.  
Wang Shuyun, Kan Junwu, Ma Jijie, et al. Influence of pump-chamber height on performance of piezohydraulic actuator [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2011, 9(6): 515 ~ 520. (in Chinese)
- 8 耿照新, 邢冰冰, 丁仁伟. 基于 MEMS 技术的三明治结构被动阀微泵研制[J]. 纳米技术与精密工程, 2012, 10(2): 113 ~ 119.  
Geng Zhaoxin, Xing Bingbing, Ding Renwei. Development of sandwich structure micropump with check microvalve based on MEMS technology [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2012, 10(2): 113 ~ 119. (in Chinese)
- 9 深津博一, 田中博幸. バイモルフ振動子共振型ポンプ: 日本, 5-126036 [P]. 1993-05-21.
- 10 Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Shinichi Yokota. Resonantly driven piezoelectric micropump fabrication of a micropump having high power density [J]. Mechatronics, 1999, 9(7): 687 ~ 702.
- 11 Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Yoshihiro Nakasu, et al. A resonantly-driven piezoelectric micropump for microfactory [C] // Proc. of ICMT2002, 2002: 417 ~ 422.
- 12 Jung-Ho Park, Kazuhiro Yoshida, Shinichi Yokota, et al. Development of micromachines using improved resonantly-driven piezoelectric micropumps [C] // Proc. of the Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control (ISFP' 2003), 2003: 536 ~ 541.
- 13 O'Neill Conal. Piezoelectric fluid pump: America, 10833838 [P]. 2009-02-03.
- 14 谢海峰, 吴越, 接勳, 等. 磁力弹簧式压电共振性气泵的设计[J]. 光学精密工程, 2012, 20(7): 1573 ~ 1579.  
Xie Haifeng, Wu Yue, Jie Meng, et al. Structure design of piezoelectric resonant air pump with magnetic spring [J]. Optics and Precision Engineering, 2012, 20(7): 1573 ~ 1579. (in Chinese)
- 15 程光明, 姜德龙, 孙晓锋, 等. 双腔体四振子压电泵设计及试验[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 190 ~ 193.  
Cheng Guangming, Jiang Delong, Sun Xiaofeng, et al. Design and experiment on dual-chamber piezoelectric pump with four actuators [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 190 ~ 193. (in Chinese)
- 16 温建明, 程光明, 阚君武, 等. 主动阀压电泵阀体分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 224 ~ 227.  
Wen Jianming, Cheng Guangming, Kan Junwu, et al. Study on valve body of piezoelectric pump with active valve [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 224 ~ 227. (in Chinese)
- 17 何秀华, 王健, 杨嵩, 等. 三通全扩散/收缩管无阀压电泵的流阻性能[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(6): 497 ~ 501.  
He Xiuhua, Wang Jian, Yang Song, et al. Flow resistance characteristics of valveless piezoelectric pump with three-way diffuser/nozzle tube [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(6): 497 ~ 501. (in Chinese)

(上接第 239 页)

- 13 Cheng Gang, Ge Shirong. Analysis of kinematic and singular configurations of an asymmetrical parallel mechanism [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2008, 18(1): 135 ~ 139.
- 14 吴培栋, 吴昌林, 余联庆. 3/6-SPS 并联机构的奇异位形及瞬时运动分析[J]. 华中科技大学学报: 自然科学版, 2008, 36(5): 78 ~ 81.
- 15 Qi Ming, Qie Yanhui. Forward kinematics analysis for a novel 5-DOF parallel mechanism using tetrahedron configurations [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(6): 1 ~ 4.
- 16 Li Jianfeng, Wan Xinhua, Fei Renyuan. Performance analysis and kinematic design of pure translational parallel mechanism with vertical guide-ways [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 19(2): 300 ~ 306.
- 17 Zhao Y S, Zheng K J, Li Q C. Kinematic performance of 5-UPS/PRPU 5-axis parallel machine tool [C] // 2004 ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conferences, Salt Lake City, USA, 2004: 77 ~ 85.