

先导式高速开关阀的优化设计与动态仿真*

孔晓武¹, 阮晓芳²

(1. 浙江大学 流体传动及控制国家重点实验室, 浙江 杭州 310027;

2. 浙江广播电视大学 信息与工程学院, 浙江 杭州 310030)

摘要:针对一种主阀为滑阀结构的先导式大流量高速开关阀控制腔面积的优化设计问题,首先对主阀芯进行了动力学分析,得到先导阀与主阀之间参数匹配的优化目标函数,依据该目标函数对一个具体的先导式大流量高速开关阀的控制腔面积进行优化设计。为验证理论优化的结果,基于 AMESIM 平台建立了该先导式大流量高速开关阀的精确仿真模型,通过动态仿真对控制腔面积进行优化,所得结果与理论分析优化的结果基本一致。研究结果表明,主阀芯换向时间与控制腔面积之间为非单调关系,存在一最佳控制腔面积使主阀换向时间最短。

关键词:先导式;高速开关阀;优化设计;动态仿真

中图分类号:TH137.52;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)07-0789-04

Optimization design and dynamic simulation of piloted high speed on-off valve

KONG Xiao-wu¹, RUAN Xiao-fang²

(1. School of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. School of Electronics and Information Engineering, Zhejiang Radio&TV University, Hangzhou 310030, China)

Abstract: Aiming at optimization design on the control area of a piloted high speed on-off valve, dynamic analysis was performed to a piloted high speed on-off valve with a slide main valve, and the objective function was put forward to optimizing parameters of the main valve. As an example, a specific piloted large flow on-off valve was optimized according to the objective function. In order to evaluate the performance of the optimized valve, a precision simulation model was established by AMESIM. Empirical method was applied to optimize the parameters of main valve based on the simulation model. The results obtained by simulation are consistent with the theory analyzed results. The results indicate that there exists an optimum control area with which the shortest switching time of main spool could be achieved.

Key words: piloted; high speed on-off valve; optimization; dynamic simulation

0 引言

高速开关阀作为流体控制元件具有如下优点:易于加工、开关速度快、抗油液污染能力强。当采用 PWM 方式工作时,可以通过占空比连续调节流量和压力,在某些场合替代比例阀的功能。目前,如何解决高速开关阀的流量与响应时间之间的矛盾仍是研究的难

点。目前的主要方法是采用特殊结构的电磁铁,增大吸力,减小衔铁质量和励磁线圈时间常数。例如:英国 Lucas 公司研制的 Helenoid 和 Colenoid 高响应电磁铁,开关时间在 1 ms 以内,但阀芯行程也被严格限制在 1 mm 以内^[1-2]。美国 Ford 公司和日本 Zexel 公司研制的多极性高响应电磁铁^[3-4]。响应时间在 1 ms 左右,同时可产生较大的吸力。文献[5]采用转阀结构设计高速开关阀,减小对电磁铁驱动力的要求,阀芯运动无

需反转,采用 75 Hz 频率 PWM 方式工作,用于变量泵的配流,提高了能量利用效率。另外,采用压电材料的新型电-机械转换器是未来高速开关阀的重要发展方向^[6-7],但目前该技术尚未成熟。上述直动式高速开关阀由于行程和推力受到电磁铁的限制,很难实现高压、大流量的开关控制。因此,先导式结构仍然是实现大流量开关控制的一个重要途径。文献[8]介绍了一种先导阀采用超磁致伸缩材料做为电-机械转换器,主阀采用球阀结构的高速开关阀,最大流量 120 L/min,切换时间 8 ms ~ 10 ms。采用先导式结构的高速开关阀动态响应指标不仅与先导阀的性能相关,而且与主阀的结构参数相关。

笔者研究了一种具有两位三通工作机能的先导式高速开关阀,推导先导阀与主阀之间的参数匹配的优化设计理论。通过主阀与先导阀之间的参数匹配,对主级阀芯的换向时间进行优化设计。

1 先导式高速开关阀

本研究采用的先导阀为插装式球阀结构,性能指标如表 1 所示。

表 1 高速开关阀先导阀性能指标

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|------|--------|------|---------|
| 额定压力 | 15 MPa | 额定流量 | 3 L/min |
| 开启时间 | 2.5 ms | 关闭时间 | 2.5 ms |

高速开关阀的主级阀芯和阀套的结构有球阀、滑阀和锥阀 3 种类型。其中,球阀工艺简单、密封性能好、可自动对中,但很难实现压力平衡,动作性能受工作压力的影响较大。滑阀工艺性好、容易实现压力平衡,但具有一定内泄露。锥阀密封性能好、可实现压力平衡,但阀芯锥面和阀座的同心度要求较高,且在长时间高速开关工况下阀芯密封面与阀座之间的冲击容易造成密封部分的变形和损坏,从而导致密封失效,对材料和加工要求较高。

本研究研制的高速开关阀主阀芯和阀套采用工艺性较好的滑阀结构,如图 1 所示。

先导级阀 1 为常闭式阀,由于采用线密封故泄漏量小,当先导阀电磁铁得电时,螺管式电磁铁产生较大电磁力驱动推杆克服 P1 油口压力的作用,使油口 A1 与 P1 导通,在油口 A1 压力油的作用下,主阀芯向右运动,使 A 口与 T 口接通;当先导阀电磁铁失电时,下端钢球在 P1 油口压力的作用下关断 A1 与 P1 油口并推动中间推杆使 A1 与 T1 油口导通,主阀芯在弹簧力作用下向左运动,使 A 口与 P 口接通。因此,主阀为常开式结构。推杆 2 的作用是在满足主阀芯所需推力

的情况下,尽量减小控制腔有效面积,从而降低对先导级流量的需求,在主阀芯所需的驱动力与先导阀额定流量之间实现平衡。由于主阀芯参数与先导阀参数之间具有很强的动态耦合关系,采用常规的静态计算很难保证动态设计指标。为了能够对此类先导式大流量高速开关阀进行动态设计,需要对其进行动力学分析,得到先导阀与主阀之间实现最佳参数匹配的设计准则。

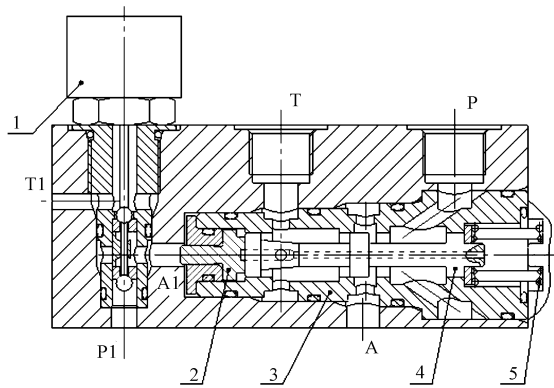


图 1 先导式大流量高速开关阀结构图

1—先导级高速开关阀;2—推杆;3—阀套;4—阀芯;5—弹簧

2 理论分析

主阀芯主要设计参数包括:阀芯直径 D 、阀口开度 δ 、推杆 d 、复位弹簧力 F_t 。

根据额定流量的要求可初步选定阀芯直径 D , 阀口开度 δ 应满足:

$$\delta = \frac{Q_{\max}}{C_d \pi D} \sqrt{\frac{\rho}{2p_{\max}}} \quad (1)$$

式中: Q_{\max} —主阀最大流量, C_d —主阀口流量系数, p_{\max} —主阀口最高压力。

控制活塞的直径需要满足阀芯驱动力的要求,主阀芯所受到的静压力已经平衡,所受运动阻力主要包括液动力、惯性力、摩擦力。正常状况下,阀芯与阀套间的摩擦力远远小于惯性力和液动力,此处忽略不计。

液动力满足:

$$F_y = c_d \pi D \delta p_{\max} \cos \theta \quad (2)$$

式中: F_y —主阀芯所受液动力, θ —射流角。

主阀芯开启和关闭时的惯性力满足:

$$F_{\text{on}} = ma_{\text{on}} = \frac{2m\delta}{t_{\text{on}}^2} \quad (3)$$

$$F_{\text{off}} = ma_{\text{off}} = \frac{2m\delta}{t_{\text{off}}^2} \quad (4)$$

式中: F_{on} —主阀芯开启时的惯性力, m —主阀芯质量, a_{on} —主阀芯开启时的加速度, t_{on} —主阀芯开启时间,

F_{off} —主阀芯关闭时的惯性力, a_{off} —主阀芯关闭时的惯性力, t_{off} —主阀芯关闭时间。

主阀芯执行开启动作时,由于先导阀阀口压降而产生背压 p_b ,并通过推杆产生的运动阻力 F_b 满足:

$$F_b = p_b \frac{\pi d^2}{4} = \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{Q_{\text{on}}}{Q_{\text{nom}}} \right)^2 \frac{\pi d^2}{4} \leq$$

$$\Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{v_{\text{on}} \pi d^2}{4 Q_{\text{nom}}} \right)^2 \frac{\pi d^2}{4} = \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{a_{\text{on}} t_{\text{on}} \pi d^2}{4 Q_{\text{nom}}} \right)^2 \frac{\pi d^2}{4} =$$

$$\Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{\delta \pi d^2}{2 Q_{\text{nom}} t_{\text{on}}} \right)^2 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi^3 \Delta p_{\text{nom}} \delta^2 d^6}{16 Q_{\text{nom}}^2 t_{\text{on}}^2} \quad (5)$$

式中: Δp_{nom} —先导阀额定压力, Q_{nom} —先导阀额定流量, Q_{on} —主阀开启时的先导流量, v_{on} —主阀芯开启时的运动速度。

为确保主阀芯在给定的时间内完成开启动作,弹簧力 F_i 应满足不等式:

$$F_i \geq F_{\text{on}} + F_y + F_b \geq \frac{2m\delta}{t_{\text{on}}^2} + c_d \pi D \delta p_{\text{max}} \cos \theta + \frac{\pi^3 \Delta p_{\text{nom}} \delta^2 d^6}{16 Q_{\text{nom}}^2 t_{\text{on}}^2} \quad (6)$$

主阀芯在执行关闭动作时,通过推杆产生的驱动力满足:

$$F_d = (p_c - \Delta p_{\text{off}}) \frac{\pi d^2}{4} = \left[p_c - \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{Q_{\text{off}}}{Q_{\text{nom}}} \right)^2 \right] \frac{\pi d^2}{4} \geq$$

$$\left[p_c - \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{a_{\text{off}} t_{\text{off}} \pi d^2}{4 Q_{\text{nom}}} \right)^2 \right] \frac{\pi d^2}{4} =$$

$$\left[p_c - \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{\delta \pi d^2}{2 Q_{\text{nom}} t_{\text{off}}} \right)^2 \right] \frac{\pi d^2}{4} \quad (7)$$

式中: F_d —主阀芯关闭时作用在推杆上的驱动力, p_c —作用在推杆上的控制压力, Δp_{off} —主阀芯关闭时先导阀口的压力损失, Q_{off} —主阀芯关闭时所需的先导流量。

为确保主阀芯在规定的时间内完成关闭动作,作用在推杆上的驱动力应满足不等式:

$$F_d \geq F_{\text{off}} + F_y + F_i \quad (8)$$

综合方程式(6,7,8),可知推杆直径 d 应满足不等式:

$$\left[p_c - \Delta p_{\text{nom}} \left(\frac{\delta \pi d^2}{2 Q_{\text{nom}} t_{\text{off}}} \right)^2 \right] \frac{\pi d^2}{4} \geq$$

$$\frac{2m\delta}{t_{\text{off}}^2} + \frac{2m\delta}{t_{\text{on}}^2} + 2c_d \pi D \delta p_{\text{max}} \cos \theta + \frac{\pi^3 \Delta p_{\text{nom}} \delta^2 d^6}{16 Q_{\text{nom}}^2 t_{\text{on}}^2} \quad (9)$$

对不等式(9)进行变换后可得:

$$\frac{p_c \pi d^2 - 8c_d \pi D \delta p_{\text{max}} \cos \theta_y}{8m\delta + \frac{\pi^3 \Delta p_{\text{nom}} \delta^2 d^6}{4 Q_{\text{nom}}^2}} \geq \frac{1}{t_{\text{off}}^2} + \frac{1}{t_{\text{on}}^2} \quad (10)$$

由不等式(10)可知,本研究要缩短高速开关阀主级的换向时间,应使不等式的左侧取最大值方。因此

可采用该不等式左侧的表达式作为先导级与主级之间实现参数匹配的设计准则。并且由此表达式可以得到如下定性的结论^[9-10]:

- (1) 高速开关阀的换向时间与推杆直径之间为非单调关系,存在一最佳推杆直径使高速开关阀的换向时间最短;
- (2) 高速开关阀的换向时间与液动力、阀口开度成正比;
- (3) 高速开关阀的换向时间与先导供油压力、先导阀额定流量成反比。

主口开度由其额定流量、额定压力以及阀芯的直径确定,先导控制压力由外部条件确定。根据上述结论,要缩短高速开关阀的换向时间,主要从减小液动力和优化推杆直径着手。

本研究以如表2所示的设计目标为例,应用不等式(10)对推杆直径进行优化设计。其中主阀芯直径规格是根据最大流量选定;主阀芯质量是根据换向机能、阀芯直径进行初步的结构设计后计算得到。

表2 先导式高速开关阀已知设计参数

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|------|-----------|------|----------|
| 最大压力 | 15 MPa | 阀芯质量 | 0.015 kg |
| 最大流量 | 230 L/min | 阀芯直径 | 10 mm |

首先根据方程式(1)计算阀口开度,其中流量系数 C_d 取经验值0.65,则:

$$\delta = \frac{Q_{\text{max}}}{C_d \pi D} \sqrt{\frac{\rho}{2 p_{\text{max}}}} =$$

$$\frac{230}{0.65 \times \pi \times 0.01 \times 60000} \sqrt{\frac{870}{2 \times 15 \times 10^6}} = 1 \text{ mm}$$

本研究根据表2以及不等式(10),可得到推杆直径的优化目标函数,其中射流角 θ_y 取经验值 69° ,则:

$$f(d) = \frac{p_c \pi d^2 - 8c_d \pi D \delta p_{\text{max}} \cos \theta_y}{8m\delta + \frac{\pi^3 \Delta p_{\text{nom}} \delta^2 d^6}{4 Q_{\text{nom}}^2}} =$$

$$\frac{47.12d^2 - 878}{1.2 \times 10^{-4} + 4.65 \times 10^{-8} d^6} \quad (11)$$

根据方程式(11),推杆直径的取值范围为(0, 10),则绘制的推杆直径优化目标函数 $f(d)$ 曲线图,如图2所示。

由图2可以看出,当推杆直径 d 在 5.00 mm ~ 6.0 mm 区间内,目标函数 $f(d)$ 达到最大值 0.39×10^6 ,此时高速开关阀可获得最短换向时间。且由不等式(10)可知:

$$\frac{1}{t_{\text{off}}^2} + \frac{1}{t_{\text{on}}^2} \leq 0.39 \times 10^6 \quad (12)$$

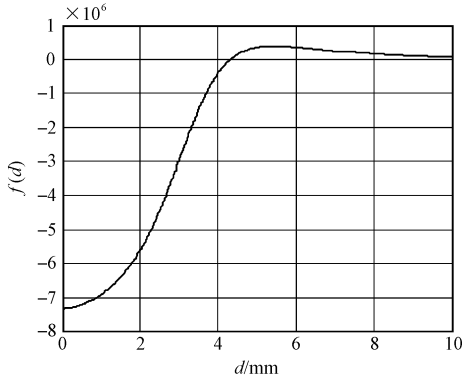


图 2 推杆直径优化目标函数曲线

当 $t_{off} = t_{on}$ 时:

$$t_{off} = t_{on} \geq 2.26 \text{ ms} \quad (13)$$

本研究将最佳推杆直径代入方程式(6),可得到弹簧力需满足如下条件:

$$F_t \geq F_{on} + F_y + F_b \geq 5.87 + 109.8 + 57.71 = 173.38 \text{ N} \quad (14)$$

3 建模与仿真

为了对先导式高速开关阀的动态性能作更加精确的评估,本研究基于 AMESIM 建立了先导式大流量高速开关阀的仿真模型,如图 3 所示。

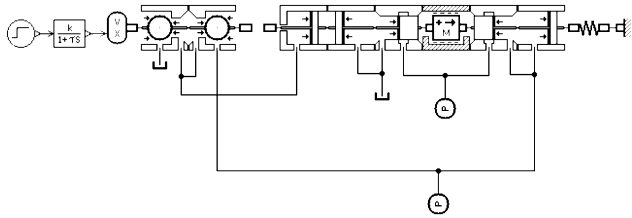


图 3 先导式高速开关阀 AMESIM 仿真模型

表 3 仿真参数

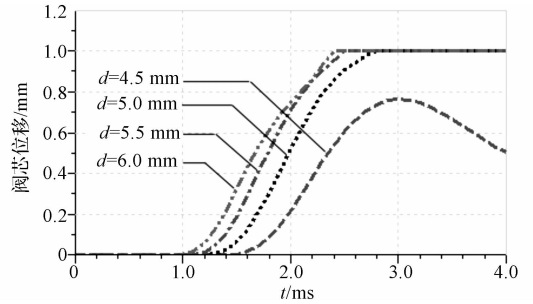
| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|-------|----------|-------|-------|
| 供油压力 | 15 MPa | 主阀芯位移 | 1 mm |
| 主阀芯质量 | 0.015 kg | 主阀芯直径 | 10 mm |
| 弹簧预紧力 | 174 N | 弹簧刚度 | |

在如图 3 所示的仿真模型中,先导阀的动态特性采用 1 阶线性环节描述,阀口流量控制特性采用两个球阀模型的组合实现,先导阀仿真参数按表 1 确定,主阀仿真参数如表 3 所示。主阀芯开启和关闭时,阀芯位移动态响应曲线如图 4 所示。

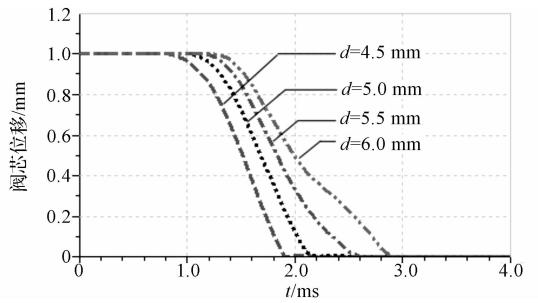
由图 4 的动态仿真结果可见,当推杆直径在 5 mm ~ 6 mm 范围内变化时,高速开关阀主级阀芯关闭时间随推杆直径增加而减小,开启时间随推杆直径增加而增加,总时间均为 2.0 ms 左右(其中包括 1 ms 的纯滞后时间),与理论分析结果 2.26 ms 基本吻合。当推杆直

径小于 5 mm 时,先导压力所产生的推力小于液动力,阀口不能完全关闭。

为验证推杆直径 d 与高速开关阀换向时间之间的关系,采用一系列不同的推杆直径参数 d 进行动态仿真。如表 4 所示的仿真结果表明,当推杆直径在 5 mm ~ 6 mm 之间时,可获得较好的动态性能,开关时间的综合指标“ $1/t_{off}^2 + 1/t_{on}^2$ ”约为 0.3,上述结果与理论优化的结果基本一致^[11-12]。



(a) 阀口关闭



(b) 阀口开启

图 4 先导式高速开关阀动态响应曲线

表 4 推杆直径优化仿真结果

| d/mm | t_{on}/ms | t_{off}/ms | $\frac{1}{t_{off}^2} + \frac{1}{t_{on}^2} / (1/\text{ms}^2)$ |
|---------------|--------------------|---------------------|--|
| 5.0 | 2.2 | 2.8 | 0.33 |
| 5.5 | 2.6 | 2.5 | 0.31 |
| 6.0 | 2.9 | 2.4 | 0.30 |
| 6.5 | 3.2 | 2.4 | 0.27 |
| 7.0 | 3.6 | 2.3 | 0.26 |
| 7.5 | 4.0 | 2.4 | 0.24 |
| 8.0 | 4.6 | 2.5 | 0.21 |
| 8.5 | 5.1 | 2.6 | 0.19 |
| 9.0 | 5.8 | 2.6 | 0.18 |
| 9.5 | 6.5 | 2.8 | 0.15 |
| 10.0 | 7.2 | 2.9 | 0.14 |

5 结束语

由于减振器对汽车性能的重要作用,国内外不断积极开发各种新型减振器以提高汽车舒适性和操控性。本研究所讨论的新型减振器,自激馈能式减振器能将传统悬架系统中完全由减振器耗散掉的能量部分的进行回收利用,用于调节由于汽车载荷变化而引起的车身高度变化,同时调节悬架刚度对于汽车动力学性能的提高具有积极的意义,对此也可深入进行平顺性和操纵稳定性的探讨研究,讨论自激馈能式减振器独特性能对整车动力学性能的影响。同时本研究所采用的方法可以用来在减振器初期设计阶段进行虚拟设计,通过仿真来分析减振器对整车性能的影响,为后续样件试制提供更为可靠的依据。

参考文献(References):

- [1] 姜军平,宁晓斌,张杰,等.轿车共享地盘悬架平顺性分析模块的开发与应用[J].机电工程,2010,27(6):22-27.
- [2] 董希状,宁晓斌,张杰,等.汽车共享底盘悬架仿真模块

的开发与应用[J].机电工程,2010,27(10):34-37.

- [3] MELLER T. Self-Energizing Leveling Systems Their Progress in Development and Application [C]//SAE 1999 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,1999:1-4.
- [4] CROLLA D. The influence of damper properties on vehicle dynamic behavior[C]//SAE 2002 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,2002:1-8.
- [5] GROSS A, WYNSBERGHE R V. Development of a 4-point-Air Cab Suspension System for Conventional Heavy Trucks [C]//SAE 2001 World Congress. Detroit: SAE Publications Group,2001:1-7.
- [6] 于长森,王伟华,王庆年.混合动力车辆馈能式悬架的节能潜力[J].吉林大学学报:工学版,2009,39(4):841-845.
- [7] 李志成.汽车馈能悬架的选型与性能仿真[D].长春:吉林大学汽车工程学院,2009.
- [8] 陈士安,何仁,陆森林.新型馈能悬架及其工作原理[J].机械工程学报,2007,43(11):177-182.
- [9] 高斌,吴白中.基于新型免涂装复合塑料板材的吸塑成型汽车零件技术[J].轻工机械,2009,27(3):84-86.

[编辑:张翔]

(上接第792页)

4 结束语

本研究通过对一种主阀为滑阀结构的先导式高速开关阀进行动力学分析,得到其先导阀与主阀之间实现参数匹配的优化目标函数。并依据该目标函数对一个具体的先导式高速开关阀的控制腔面积进行了优化设计。为了验证理论优化的结果,笔者基于 AMESIM 平台建立了先导式高速开关阀的精确仿真模型,通过动态仿真对控制腔的面积进行优化,仿真优化的结果与理论优化的结果基本一致,验证了理论优化方法的正确性。

参考文献(References):

- [1] SEILLY A H. Helonoid Actuators a New Concept in Extremely Fast Acting Solenoids [N]. SAE Paper 790119, 1979.
- [2] SEILLY A H. Colenoid Actuators-Further Developments in Extremely Fast Acting Solenoids [N]. SAE Paper 810462, 1981.
- [3] SCHECHTER M M. Fast Response Multipole Solenoids [N]. SAE Paper 820203,846-857.

- [4] KUSHIDA T. High Speed, Powerful and Simple Solenoid Actuator "DISOLE" and Its Dynamic Analysis Results [N]. SAE Paper 850373,3. 127-3. 136.
- [5] TU H C, RANNO M B, WANG Meng. Modeling and validation of a high speed rotary PWM on/off valve [C]//Proceeding of ASME Dynamic System Control Conference, DSCC,2010:629-636.
- [6] SHINICHI Y, KOTAROU A. Fast-acting electrohydraulic digital transducer [J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen,1990(56):1167-1172.
- [7] 胡竟湘,李建军,钟定清.高速开关阀及其发展趋势[J].机电产品开发与创新,2009,22(2):56-58.
- [8] 石延平.一种大流量高速开关阀的研究与设计[J].机械工程学报,2004,40(4):195-198.
- [9] 周福章,李力千.高速开关阀的设计与研究[J].机械工程学报,1998,34(10):101-105.
- [10] 周盛,徐兵,杨华勇.高速开关阀液动力补偿[J].机械工程学报,2006(5):5-8.
- [11] 李华凤,顾临怡,李林.应用于水下生产系统的控制阀设计与仿真[J].轻工机械,2010,28(4):51-43.
- [12] 陈兰贞,何柏海.基于阀式浇注系统的车灯射体熔接痕的分析与控制[J].轻工机械,2009,27(5):13-15.

[编辑:张翔]