

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2022.01.003

压电陶瓷驱动高频喷射阀的结构设计

吕广雷^{1,2}, 马训鸣^{1,2*}, 李峙毅^{1,2}, 陈勇洁^{1,2}

(1. 西安工程大学机电工程学院, 陕西 西安 710600;
2. 西安工程大学西安市现代智能纺织装备重点实验室, 陕西 西安 710600)

摘要:为了提高喷气织机的引纬性能,降低能耗,课题组设计了一种基于压电陶瓷驱动的高频喷射阀。首先对喷射阀的核心部件压电弯曲片的刚度性能做了仿真分析和理论验证;然后对压电陶瓷驱动型高频喷射阀进行 FLUENT 模拟仿真;最后利用 MATLAB 软件对压电驱动系统进行动态仿真,确认了合理的工作间隙,进而对喷射阀的结构进行了优化。模拟得到最佳工作参数:喷射阀进气口直径为 4 mm,压电喷射阀的工作间隙为 1.5 mm。设计的这种喷射阀响应时间相比传统电磁式喷射阀缩短了 60%,大大降低了气能损耗。

关键词:喷气织机;高频喷射阀;压电弯曲片;FLUENT;工作间隙

中图分类号:TH862;TS103.337 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2022)01-0013-06

Structure Design of High Frequency Injection Valve Driven by Piezoelectric Ceramics

LÜ Guanglei^{1,2}, MA Xunming^{1,2*}, LI Zhiyi^{1,2}, CHEN Yongjie^{1,2}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China;
2. Xi'an Key Laboratory of Modern Intelligent Textile Equipment, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China)

Abstract: In order to improve the weft insertion performance of the air jet loom and reduce energy consumption, a high-frequency injection valve driven by piezoelectric ceramics was designed. Firstly, the rigidity performance of the piezoelectric bending sheet, a core component of the injection valve, was simulated and verified. Secondly, the FLUENT simulation of the piezoelectric ceramic-driven high-frequency injection valve was performed. Finally, the dynamic simulation of the piezoelectric driving system was performed by using MATLAB software. The reasonable working gap was confirmed, and the structure of the injection valve was optimized. The optimum working parameters were obtained that the inlet diameter of the injection valve was 4 mm and the working gap of the piezoelectric injection valve was 1.5 mm. The response time of this injection valve is 60% shorter than that of the traditional electromagnetic injection valve, which greatly reduces the gas energy loss.

Keywords: air jet loom; high-frequency injection valve; piezoelectric bending sheet; FLUENT; working gap

喷气织机具有运行车速快、生产效率高、物料消耗少、引纬方式合理,以及运转操作安全、简便^[1]等优点,使喷气织机成为市场上应用较广、前景较好的无梭织机。喷气织机的气耗量占总能耗量的 70% 左右,辅助喷嘴占总气耗量的 80% 左右^[2]。由此可见对辅助喷嘴起控制作用的喷射阀的性能直接影响织机的引纬

质量和能耗。国内广泛应用的辅助喷嘴的控制阀是高频电磁阀,不但依赖进口,价格昂贵,而且受电磁铁本身的局限,响应频率低,造成能源浪费。

目前,由于压电陶瓷压电性能优越、响应速度快和耐久性好的特点,使其成为精准控制阀的首选材料。国内外学者对压电陶瓷驱动阀进行了深入的研究^[3]。

收稿日期:2021-09-11;修回日期:2021-11-24

基金项目:陕西省重点研发计划项目(2019GY-106);西安市现代智能纺织装备重点实验室项目(2019220614SYS021CG043)。

第一作者简介:吕广雷(1993),男,河南许昌人,硕士研究生,主要研究方向为机电一体化。通信作者:马训鸣(1963),男,陕西渭南人,教授,主要研究方向为机电液控制。E-mail:15387189183@qq.com

压电陶瓷驱动阀以不同的结构特征分为:先导型、直动型、喷嘴挡板型和开关型等 4 类。杨庆俊等^[4]提出一种采用压电驱动器控制先导阀口开度的比例减压阀,通过 Simulink 软件分析了结构参数对阀的静态特性的影响。俞军涛等^[5]提出了一种压电直接驱动伺服阀,设计了一种新型的液压微位移放大结构,对膜片结构进行了刚度和强度分析。彭畅等^[6]提出了直动式喷嘴挡板式压电伺服阀,建立了数学模型,对阀的动态特性进行仿真。宋敏等^[7]提出的压电高速开关阀,运用 FLUENT 对高速开关阀进行了动态流场分析。压电驱动器常用的结构类型分为:压电叠堆型,压电双晶片型等。解凯等^[8]提出了一种叠堆式压电微喷阀,建立微喷阀的多场耦合模型,进行动态性能影响仿真分析。黄燕^[9]提出压电先导型启动阀,采用悬臂式压电双晶片驱动结构,并对阀的驱动结构进行了仿真分析。

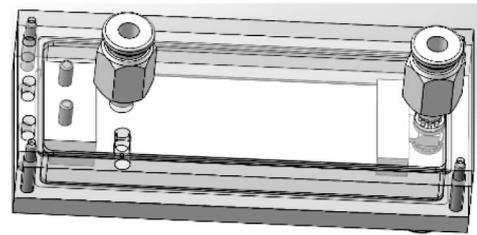
为了提高喷气织机的工作性能,减少能源消耗,课题组提出了一种基于压电驱动技术的新型压电喷射阀。通过 ANSYS 软件,对压电驱动器的静态特性、阀体的流场等进行综合分析,为压电喷射阀的优化设计提供了参考依据。

1 压电喷射阀的基本原理与系统建模

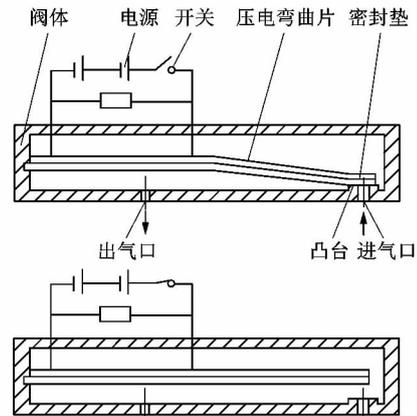
1.1 压电喷射阀的基本原理

在传统电磁阀的基础上,课题组将电磁阀的驱动装置改为压电驱动器,如图 1 所示。压电喷射阀由电源、进气口、出气口、压电弯曲片、凸台、阀体、密封垫和开关等组成。压电喷射阀采用喷嘴挡板式结构,挡板由压电弯曲片组成。当电源开关断开时,压电弯曲片靠开关阀预紧力关闭进气孔,停止工作。当电源开关闭合时,压电弯曲片通电,电场方向与极化相同的一侧产生位移收缩,另一侧则产生位移伸长,使压电弯曲片自由端产生位移,进气口打开,进气口与出气口形成通路,压电阀开始工作。

根据文献可知常用的压电驱动器有叠层式和双晶片式 2 种结构。压电叠层式驱动器的优点是对负载的输出位移和输出力大,响应时间短;缺点是驱动电压高,位移小,需要位移放大机构配合使用。而压电双晶片式具有结构紧凑、驱动位移大和驱动电压小等优点,但存在驱动力小的缺点。为了满足压电驱动器对力和



(a) 压电喷射阀装配图



(b) 压电喷射阀工作图

图 1 压电喷射阀原理

Figure 1 Schematic of piezoelectric injection valve

位移的要求,选用 pzt-5 型号压电弯曲片,其由 10 层厚度为 0.1 mm 的弯曲片烧结而成,结构示意图如图 2 所示。

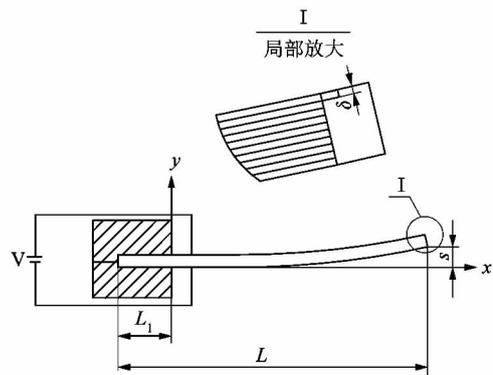


图 2 压电驱动器示意图

Figure 2 Piezo electric driver schematic

压电驱动器工作原理为:压电弯曲片通电,电场方向与极化相同的一侧产生位移收缩,另一侧则产生位移伸长,使压电弯曲片的自由端产生位移。位移 S 公式为^[10]:

$$S = \frac{3L^2 d_{31} V}{8t} \quad (1)$$

式中: L 为压电弯曲片长度,mm; d_{31} 为压电常数,C/N; V 为驱动电压,V; δ 为压电弯曲片厚度,mm。

1.2 压电驱动系统建模分析

如图3(a)所示,压电陶瓷的电路模型可以等效简化为电阻 R 与电容 C 串联的模型,将其视为惯性环节^[11-12];如图3(b)所示,将压电驱动系统简化为质量、弹簧和阻尼系统^[13]。根据电路平衡和力学平衡得:

$$RC \frac{dU_c(t)}{dt} + U_c(t) = pU_e(t); \quad (2)$$

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = K(h - S) - c \frac{dh}{dt} \quad (3)$$

对式(2)和(3)进行拉普拉斯变换并整理得:

$$G_1(s) = \frac{PP'}{RCs + 1}; \quad (4)$$

$$G_2(s) = \frac{-S\omega_n^2}{s^2 + 2B\omega_n s - \omega_n^2} \quad (5)$$

联立式(4)和(5)得到输入电压、输出位移的传递函数为:

$$G(s) = G_1(s)G_2(s) = \frac{PP'}{RCs + 1} \frac{-S\omega_n^2}{s^2 + 2B\omega_n s - \omega_n^2} \quad (6)$$

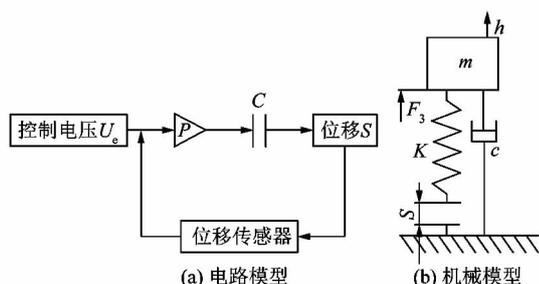


图3 压电驱动器的等效模型

Figure 3 Equivalent model of piezoelectric driver

式中: U_e 为控制电压,V; R 为压电陶瓷弯曲片等效电阻值, Ω ; C 为压电弯曲片的等效电容值,F; P 为电压位移转换系数,m/V; P' 为比例放大系数; m 为压电驱动器的等效质量,kg; h 为压电驱动器实际输出位移,mm; K 为压电弯曲片的等效刚度,N/mm; c 为压电弯曲片阻尼, $N \cdot s/mm$;系统的固有频率为 $\omega_n = \sqrt{K/m}$,rad/s;系统阻尼比为 $B = c/2 \sqrt{mK}$ 。

2 压电喷射阀的主要结构参数设计计算

2.1 压电驱动器的受力分析

作为压电喷射阀的核心驱动部件,压电弯曲片的参数和性能至关重要,由图1(b)可知当压电喷射阀停止工作时,进气口关闭。为了防止压电喷射阀气体泄漏并使其工作稳定,对压电弯曲片进行受力分析。

由图1分析得到压电喷射阀的受力模型为:

$$F_1 = F_2 + F_3 \quad (7)$$

由胡克定律公式可得:

$$F_1 = \frac{K}{x} \quad (8)$$

压电弯曲片的刚度公式^[14]为:

$$K = \frac{3b}{L^3} \left(\frac{2}{3} E_p \delta^3 \right) \quad (9)$$

课题组选择O型橡胶密封圈,密封圈预紧力^[15]公式为:

$$F_2 = \frac{\pi}{40} (r_2^2 - r_1^2) p_1 \quad (10)$$

挡板所受的气流冲击力主要由2部分组成:一部分为射流作用在挡板上的力;另一部分是控制腔的静压力作用在挡板上的液压力^[14]。由公式得:

$$F_3 = p_1 \frac{(r_1)^2 \pi}{4} \left[1 + \frac{16C_d^2 (h)^2}{r_1^2} \right] \quad (11)$$

式中: F_1 为压电片的预紧力,N; F_2 为橡胶垫片对压电弯曲片的支撑力,N; F_3 为进气口的压力,N; x 为压电弯曲片到凸台平面的距离,mm。 E_p 为压电陶瓷弹性模量,GPa; δ 为压电弯曲片厚度,mm; p_1 为工作压力,GPa; r_1 为进气孔的直径,mm; r_2 为凸台直径,mm; C_d 为流量系数; h 为工作间隙,mm。

2.2 压电喷射阀进气口的设计

压电喷射阀在进口处的压力 p_1 为0.5 MPa,额定流量 $Q = 20$ L/min。压电驱动器为挡板式结构,则根据流量公式^[16]与 r_1 有如下关系:

$$Q = C_d r_1 \pi h \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (12)$$

根据受力分析可知 h 工作间隙由2部分组成:一部分为压电弯曲片驱动位移,另一部分为压电弯曲片受到气流冲击力冲击变形产生的位移。由公式得:

$$h = S + \frac{F_3}{K} \quad (13)$$

将式(11)和(13)联立得工作间隙与进气口直径关系:

$$h = S + p_1 \frac{r_1^2 \pi}{4K} \tag{14}$$

式中: Δp 为压差, GPa; ρ 为空气密度, kg/m^3 。

联立式(7)~(11)可以得到刚度 K 与 r_1 成正比, 刚度 K 与压电弯曲片的长度 L 成反比, L 过长则压电弯曲片的刚度减小, 导致压电喷射阀漏气; L 过短则导致压电驱动位移短, 无法满足工艺要求。由式(11)和(12)可知压电喷射阀额定流量 Q 与 r_1 成正比, F_3 与 r_1 成正比。 r_1 过大时, F_3 将增大致压电喷射阀漏气, r_1 过小则无法满足压电喷射阀对流量的要求。为了保证压电喷射阀的驱动位移, 首先确定压电弯曲片几何尺寸, 然后再确定进气口 r_1 的直径。综合考虑, 设计压电弯曲片的几何尺寸为 $68 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$, 单向驱动位移为 1.5 mm , 最大驱动力为 24 N ; r_1 为 4 mm 。满足压电喷射阀进口处的压力 P_1 为 0.5 MPa 和额定流量 Q 为 $20 \text{ L}/\text{min}$ 的工艺要求。

3 压电喷射阀仿真

3.1 压电弯曲片刚度性能仿真

3.1.1 压电弯曲片刚度理论计算

将长度 L 为 68 mm , 宽度 b 为 20 mm , 厚度 δ 为 1 mm , 压电陶瓷弹性模量 E_p 为 56 GPa 代入式(9), 可以得到刚度 $K = 7\ 123.9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

3.1.2 压电弯曲片的刚度模拟仿真

建立压电弯曲片的几何模型, 将几何模型导入 ANSYS 的 static structural 模块。导入的参数: L 为 68 mm , b 为 20 mm , E_p 为 56 GPa , δ 为 1 mm , ρ 为 $7\ 600 \text{ kg}/\text{m}^3$, 泊松比 μ_m 为 0.36 。在压电弯曲片的一端进行固定约束, 使之成为悬臂梁状态, 在自由端施加垂直方向负载 $F_5 = 10 \text{ N}$, 分析自由端的形变结果, 得到形变结果 X 如图 4 所示。

由有限元分析可知 $F_5 = 10 \text{ N}$, 自由端垂直形变为 $X = 1.46 \text{ mm}$, 根据公式 $K_w = \frac{F_5}{X}$, 可得 $K_w = 6\ 849.3$, 与理论值相比误差低于 5% 。

3.1.3 压电弯曲片的液动力刚度计算

为了保证压电弯曲片作为驱动器的高频阀的稳定

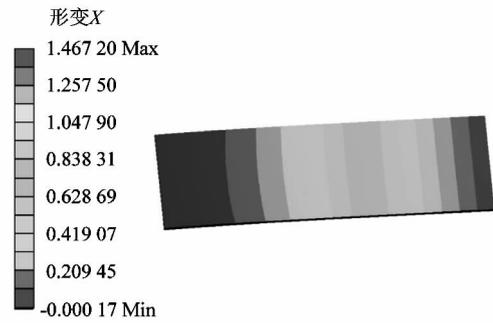


图 4 压电弯曲片形变 X

Figure 4 Piezoelectric bending sheet strain X

性, 就必须保证压电弯曲片的机械弹性刚度大于液动力刚度。

通过对式(7)求导可以求得液动力刚度^[17]为:

$$K_y = \frac{dF_3}{dh} = h8\pi C_d^2 p_1 \tag{15}$$

根据工艺要求工作间隙 $h = 1.5 \text{ mm}$, 此时 K_y 取得最大值, $K_{y, \text{max}} = 6\ 785.8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

可得出结论: 压电弯曲片的机械弹性刚度 $K_w = 7\ 123.9 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 大于压电弯曲片的液压弹性刚度 $K_{y, \text{max}} = 6\ 785.8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$, 保证了压电弯曲片作为驱动器时的稳定性。

3.2 压电高频喷射阀流体仿真

由式(7)和(11)可得当 r_1 与 h 增大时 F_3 将增大, 当 F_3 大于 F_1 时阀关闭状态下会出现漏气现象。而当 r_1 过小时则无法满足压电喷射阀额定流量的要求; 当间隙 h 较小时, 出口的流速过小无法满足供气要求; 当工作间隙 h 过大时, 不但会降低阀的响应频率, 同时也会造成大量的压缩气体浪费。所以选择合理的 r_1 和 h 对压电喷射阀的设计至关重要。

3.2.1 网格划分

在 FLUENT 仿真中, 网格划分质量会直接影响计算的收敛和计算的准确性, 为了流场的精确计算, 对模型进行了合理简化。在工作间隙等流场复杂区域进行局部加密, 流场网格如图 5 所示。

3.2.2 算法设置

根据计算, 流场的雷诺系数 $Re > 2\ 000$, 湍流模型选择 RNG 的 $k-\epsilon$, 速度与压力耦合采用 SIMPLE 算法。保持计算精度, 离散格式选择二阶迎风差分格式。

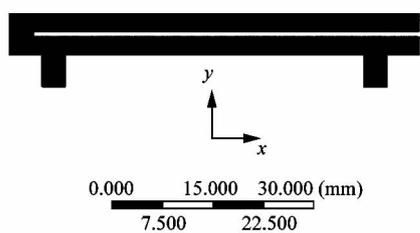


图5 网格划分

Figure 5 Meshing

3.2.3 边界条件设置

入口边界设置为压力进口,工作压力设为 0.5 GPa。面板设置包括进口压力、湍流能和湍流离散率等;出口边界设置为压力出口,操作压力设置为 0 MPa;其余设置为壁面。

3.2.4 压电喷射阀的流量分析

改变进气口的工作间隙 h 的大小,工作间隙从 0.3 mm 依次增加到 1.8 mm。进气孔 r_1 分别选择 3 mm, 4 mm 和 5 mm。依据不同工作间隙和进气口对流量的影响进行仿真计算,仿真结果如图 6 所示。

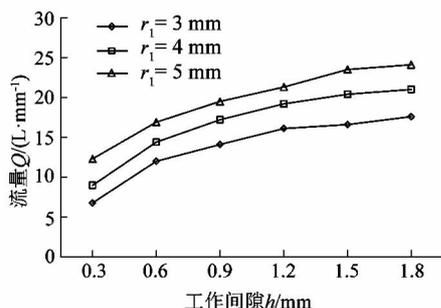


图6 流量分析

Figure 6 Flow analysis

从图 6 中可以看出,在进气口直径 r_1 一定的情况下,随着工作间隙 h 的增加,压电喷射阀的流量随之增加,当 h 增大到一定值后,压电喷射阀的流量增长趋势减缓;在工作间隙 h 一定的情况下,压电喷射阀流量随着进气口 r_1 的增大而增大。由图可知当 $r_1 = 4$ mm, $h = 1.5$ mm 时,流量达到 20.4 L/min,与式(12)描述情况和结果基本一致,满足工艺要求。

3.3 压电驱动系统的时域仿真

阻尼比是反映系统时间响应和稳定性的重要指标,表现在压电喷射阀的响应频率和控制精度上。利

用 MATLAB 软件对压电驱动器的系统模型进行变量为阻尼比 B 的阶跃响应仿真。

将阻尼比设为 0.1 到 0.9 进行仿真,图 7 为阻尼比对系统稳定影响的阶跃响应图。从图中可知,系统的调整时间和超调量随着阻尼比 B 的改变而变化,当 B 增大时系统的超调量随着 B 的增大而减小,当 $B = 0.7$ 时系统的超调量消失,压电驱动系统稳定。压电驱动器的阶跃响应时间为 2 ms,压电驱动器的稳态输出位移为 1.45 mm。

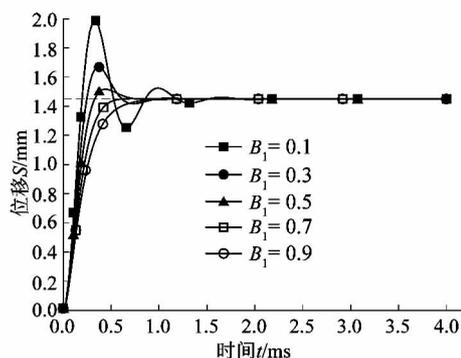


图7 阻尼比对系统的影响

Figure 7 Effect of damping ratio on system

通过以上仿真得出结论:当等效质量 m 为 0.002 4 kg,刚度取 7 N/mm,系统模型的阻尼比 B 取 0.7 时,系统保持稳定,且响应时间稳定于 2 ms。一般国产喷气织机引纬电磁阀的响应时间在 5 ~ 8 ms 内,设计的喷射阀响应速度相比高 60% 左右。

4 结论

课题组提出了一种应用于喷气织机引纬的压电喷射阀,对压电喷射阀的结构参数进行设计,建立模型,并对其仿真研究。通过对压电弯曲片刚度进行静力学仿真与计算,得出了合理的喷射阀流体动力刚度。通过 ANSYS 的 FLUENT 流体分析模块对压电喷射阀的内流场进行分析,确定了压电喷射阀的工作间隙,最后对压电驱动系统的时域进行分析,确认压电喷射阀具有良好的动态特性。结果表明:对比传统电磁阀,响应速度提高 60% 左右,无用气体消耗可减少约 50%,达到节能的同时也为压电喷射阀后续机构优化提供了良好的基础和参考。

参考文献:

[1] 徐浩怡. 喷气织机节能现状与展望[J]. 纺织学报, 2010, 31(9):

143 - 150.

[2] 徐浩怡. 喷气织机能耗及降低辅助喷嘴气耗的探讨[J]. 纺织学报, 2010, 31(5): 126 - 130.

[3] 华顺明, 张宇, 彭宇, 等. 压电执行器及其在液压阀中的应用[J]. 压电与声光, 2020, 42(5): 697 - 703.

[4] 杨庆俊, 汪俊龙, 吕庆军, 等. 压电作动器驱动两级电液比例减压阀设计分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017, 49(7): 46 - 51.

[5] 俞军涛, 焦宗夏, 吴帅. 基于液压微位移放大结构的新型压电陶瓷直接驱动阀设计及仿真[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 151 - 158.

[6] 彭畅, 曹树平, 罗小辉. 电液伺服阀用压电叠堆驱动器动态特性研究[J]. 机床与液压, 2014, 42(13): 32 - 35.

[7] 宋敏, 朱建公. 基于 FLUENT 的压电高速开关阀动态流场分析[J]. 西南科技大学学报, 2018, 33(1): 91 - 95.

[8] 解凯. 非接触式压电微喷阀动态性能分析与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019: 9.

[9] 黄燕. 压电先导型气动阀位置比例控制系统研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2017: 7 - 19.

[10] 刘媛, 游有鹏, 姚恩涛. 压电比例阀仿真与优化[J]. 液压与气动, 2013(3): 92 - 96.

[11] GOLDFARB M, CELANOVIE N. Modeling piezoelectric stack actuators for control of micro-Manipulation [J]. IEEE Control Systems, 1997, 17(3): 67 - 79.

[12] 戴一帆, 杨海宽, 王贵林, 等. 压电陶瓷驱动的超精密快刀伺服系统的设计与研制[J]. 中国机械工程, 2009, 20(22): 2717 - 2721.

[13] 程光明, 李新辉, 张海滨, 等. 悬臂式压电双晶片振子夹持长度变化对其动态特性的影响[J]. 光学精密工程, 2014, 22(5): 1296 - 1303.

[14] 吴玉魁. 喷嘴挡板式压电伺服阀的实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2004: 25 - 56.

[15] 高昂. FQ647F-16C 气动喷煤球阀 DN32 设计[J]. 机电工程技术, 2010, 39(7): 87 - 91.

[16] 任建颖. 喷嘴挡板式压电气动微阀流量特性的研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2020: 24 - 28.

[17] 尚世卓. 基于 PWM 的液压高速开关阀结构设计及特性分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2014: 18 - 20.

(上接第 6 页)

[8] 郑智颖. FLUENT 在粘弹性流体流动数值模拟中的应用[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 17 - 24.

[9] OLDROYD J G. On the formulation of rheological equations of state [J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical and Physical Sciences, 1950, 200(1063): 523 - 541.

[10] TANNER I R. Stresses in dilute solutions of bead-nonlinear-spring macromolecules III: friction coefficient varying with dumbbell extension [J]. Journal of Rheology, 1975, 19(4): 557 - 582.

[11] GIESEKUS H. A simple constitutive equation for polymer fluids based on the concept of deformation-dependent tensorial mobility [J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanic, 1982, 11(1/2): 69 - 109.

[12] YUE P T, DOOLEY J, FENG J J. A general criterion for viscoelastic secondary flow in pipes of noncircular cross section [J]. Journal of Rheology, 2008, 52(1): 315 - 332.

(上接第 12 页)

[5] 冯希金, 危银涛, 李志超, 等. 未硫化橡胶非线性粘弹性本构模型研究[J]. 工程力学, 2016, 33(7): 212 - 219.

[6] 刘高冲, 金涛, 陈圣家, 等. 聚氨酯弹性体静态加载条件下力学性能的研究[J]. 材料导报, 2017, 31(增刊 1): 315 - 318.

[7] MOONEY M J. A theory of large elastic deformation [J]. Journal of Applied Physics, 1940, 11(9): 582 - 592.

[8] YEOH O H. Some forms of the strain energy function for rubber [J]. Rubber Chemistry and Technology, 1993, 66(5): 754 - 771.

[9] BIDERMAN V L. Calculation of rubber parts [J]. Rascheti na prochnost, 1958, 40: 16.

[10] OGDEN R W. Large deformation isotropic elasticity: on the correlation of theory and experiment for compressible rubberlike solids [J]. Royal Society, 1972, 326(1567): 565 - 584.

[11] MULLINS L. Effect of stretching on the properties of rubber [J]. Rubber Chemistry and Technology, 1948, 21(2): 300.