

气动换挡执行机构压力特性仿真与试验

沈文臣^{1,2} 胡宇辉^{1,2} 余天啸^{1,2} 席军强^{1,2} 陈慧岩^{1,2}

(1. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 北京理工大学智能车辆研究所, 北京 100081)

摘要: 气动换挡执行机构的响应高度滞后与强非线性特点, 给机械自动变速器换挡机构的选型和设计带来难点, 常规的稳态分析存在较大误差。针对开关阀控制的气动换挡执行机构气腔中压力形成特点, 建立了综合考虑电、磁、机械和流体传动原理的数学模型来描述气动执行机构的动态耦合特性。通过仿真, 对阀控压力腔容积、电磁阀进排气口的有效面积等影响气腔中压力形成特性的因素进行了分析, 并通过试验验证了模型的准确性。该模型可直接用于换挡执行机构的参数优化或者自动控制, 为解决气动换挡过程中的换挡力控制问题提供基础。

关键词: 气动执行机构; 动态特性; 压力特性; 开关阀

中图分类号: U463.212⁺.32 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)02-0338-11

Simulation and Experiment of Pressure Characteristics for Pneumatic Shifting Actuator

Shen Wenchen^{1,2} Hu Yuhui^{1,2} Yu Tianxiao^{1,2} Xi Junqiang^{1,2} Chen Huiyan^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China

2. Research Center of Intelligent Vehicle, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: It brings great difficulties to select structure and design for automated mechanical transmission shifting actuator, because pneumatic shifting actuator has characteristics of highly-lag response and strong nonlinearity, which leads to big errors when only adopting regular steady-state analysis. Focusing on the features of pressure formed in the chamber of a pneumatic shifting actuator controlled by high-speed on/off valves, a nonlinear mathematical model integrated electricity, magnetism, machinery and fluid power theory was built, which was used to describe the dynamic coupling speciality of the pneumatic shifting actuator. In order to evaluate the accuracy of the model, two indexes including average relative error and maximum relative error were adopted. Compared simulated results with practical ones, the small errors showed that the actuator model was reasonable enough to simulate the dynamic characteristics of pneumatic actuator. Through simulation, several factors, such as volume of pressure chamber controlled by electric valves, the effective areas of electric valve inlet and outlet, were analyzed and they had great influence on the buildup of pressure in the chamber. Finally, the model can be directly used to optimize the structural parameters of pneumatic actuator or to validate some complex control algorithms, which is a good platform to solve shifting force control problem during pneumatic shifting process. However, the nonlinear equations of the system are so complex that they will not be able to calculate on a real-time platform unless they are simplified. The further work is to simplify the complex model into a simple one, which will not reduce the dynamic characteristics sharply and can be run on a real-time platform such as DSpace.

Key words: pneumatic shifting actuator; dynamic characteristics; pressure characteristics; on/off valve

收稿日期: 2015-07-29 修回日期: 2015-11-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(51505029)

作者简介: 沈文臣(1986—), 男, 博士生, 主要从事混合动力传动系统换挡过程控制研究, E-mail: goodluckswc@163.com

通信作者: 胡宇辉(1980—), 男, 讲师, 主要从事车辆变速理论与控制研究, E-mail: huyuhui@bit.edu.cn

引言

机械式自动变速器 (Automated mechanical transmission, AMT) 具有传动效率高、换挡简便、价格低廉^[1-2]等优点,在传统商用车与新能源车辆领域得到广泛应用。自动机械变速器的核心是包含换挡执行机构(气动式、液压式或电动式)及控制模块的智能换挡系统。换挡过程换挡力控制技术^[3]的改善与提高是解决换挡快速性与舒适性、防止传动系统零部件磨损与损坏的关键。

气动选换挡执行机构具有结构简单、维护方便、成本低廉、无污染等优点在商用车上得到广泛应用。同时,气动换挡机构可以与气压制动系统共用一套压缩空气源而降低系统的成本^[4-5]。然而,气动换挡执行机构的功率传输介质为可压缩的空气,是一个典型的强非线性系统^[6-10]。本文对机构作动过程中气腔的压力特性进行研究。

1 系统

机械自动变速器气动换挡执行机构如图 1 所示,包含选位和换挡位置传感器、阀组、活塞腔、活塞杆等。换挡气缸的动作原理图如图 2 所示,图中被主活塞和限位活塞隔开的左、中、右 3 个气腔分别通过开关电磁阀 S3、S4、S5 与气源或者大气相通。电磁阀通电的情况下,腔室与气源相通,气腔处于充气过程;反之,断电的情况下,腔室与大气相通,气腔处于排气过程。因此通过控制电磁阀的通断,即可实现主活塞与限位活塞的左、右 2 个方向的运动,实现进挡、摘挡功能。

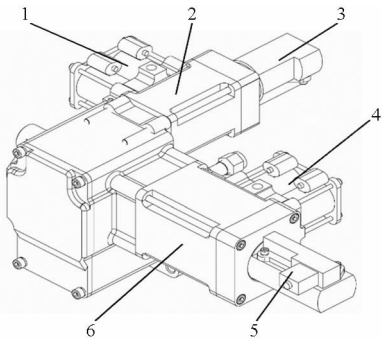


图 1 气动换挡执行机构总成

Fig.1 Pneumatic shifting actuators setup

- 1. 选位阀组 2. 选位活塞腔 3. 选位位置传感器 4. 换挡阀组
- 5. 换挡位置传感器 6. 换挡活塞腔

2 物理模型推导

换挡气缸工作原理示意图如图 3 所示。恒定压力为 p_s 的理想气源通过 3 个开关电磁阀分别与气缸的左、中、右 3 个腔室 V1、V2、V3 连通。图中 m_s

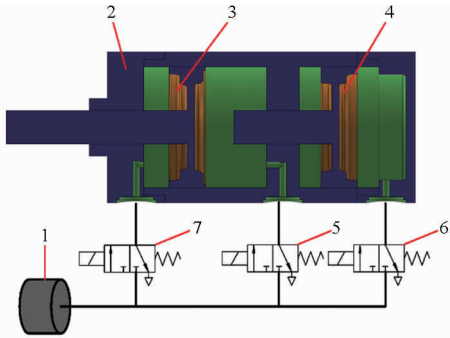


图 2 换挡活塞动作原理描述

Fig.2 Schematic description of shifting piston's movement

- 1. 气源 2. 活塞缸 3. 主活塞 4. 限位活塞 5. 开关阀 6. 开关阀 7. 开关阀 5

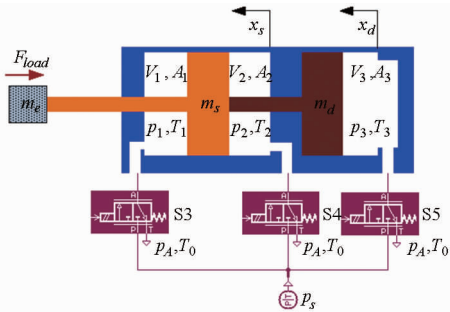


图 3 换挡气缸执行机构原理图

Fig.3 Schematic picture of pneumatic shift actuator

为主活塞质量; x_s 为主活塞位移; m_d 为限位活塞质量; x_d 为限位活塞位移; p_1 、 p_2 、 p_3 分别为左边、中间、右边气室气体的压力; T_1 、 T_2 、 T_3 分别为左边、中间、右边气室气体的温度; V_1 、 V_2 、 V_3 分别为左边、中间、右边气室气体的体积; A_1 、 A_2 、 A_3 分别为左边、中间、右边气室气体的有效面积; p_s 为气源压力; p_A 为大气压力; T_0 为环境温度。

图 3 所示的气动执行机构的运动过程包含 4 种情况:①S3 开、S4 关、S5 关,主活塞向右运动到最大位置。②S3 关、S4 开、S5 开或关,主活塞向左运动到最小位置。③S3 开、S4 关、S5 开,主活塞向右运动到中间位置。④S3 关、S4 关、S5 开,限位活塞推动主活塞向左运动到中间位置。

对以上运动形式的建模,作如下假设^[10]:运动过程恒温,系统温度不发生变化。运动过程绝热,与外界环境没有热量交换。

活塞的进、排气过程时间非常短暂,因此,建模过程中考虑如上假设是合理的。

2.1 活塞动力学

主活塞动力学方程为

$$(m_s + m_e) \ddot{x}_s = p_2 A_2 + F_c - p_1 A_1 - f_s(\dot{x}_s) \quad (1)$$

式中 $f_s(\dot{x}_s)$ ——主活塞与气缸壁之间的运动摩擦阻力

F_c ——主活塞与限位活塞之间的接触压力

m_e ——负载质量

限位活塞的动力学方程为

$$m_d \ddot{x}_d = p_3 A_3 - p_2 A_2 - F_c - f_d(\dot{x}_d) \tag{2}$$

式中 $f_d(\dot{x}_d)$ ——限位活塞与气缸壁之间的运动摩擦阻力

两活塞间的接触压力可用等效弹簧阻尼方法来确定^[11]

$$F_c = \begin{cases} k_c \Delta x - c \Delta \dot{x} & (\Delta x \geq 0) \\ 0 & (\Delta x < 0) \end{cases} \tag{3}$$

其中 $\Delta x = x_d - x_s$ $\Delta \dot{x} = \dot{x}_d - \dot{x}_s$

式中 k_c ——活塞碰撞刚度

c ——活塞碰撞阻尼系数

另外,假设主活塞与限位活塞之间为理想摩擦。

2.2 流体运动学和动力学

电磁阀处于打开状态时,气源的气体经过电磁阀内部向连通的气腔充气,此为充气过程;电磁阀处于关闭状态时,气腔中的压缩气体经过电磁阀向大气排气,此为排气过程。气腔充气/排气过程中气体的热力学变化决定了工作气腔的压力变化。建模过程中考虑以下假设^[12]:压缩气体为理想气体。气腔中的压力和温度均匀分布。

根据理想气体状态方程^[13]

$$p = \rho RT \tag{4}$$

式中 p ——气体绝对压力

ρ ——气体密度 R ——气体常数

T ——气体热力学温度

根据可压缩气体的流量方程,推导出质量变化率

$$\dot{m} = \frac{d}{dt}(\rho V) \tag{5}$$

式中 m ——气体质量 V ——气体体积

式(5)也等价于

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{\rho} V + \rho \dot{V} \tag{6}$$

式中 $\dot{m}_{in}$ 、 $\dot{m}_{out}$ ——进入、流出气体的质量流量

根据文献[5]描述,可充气容器的能量方程表示为

$$Q_{in} - Q_{out} + k C_v (\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T) - \dot{W} = \dot{U} \tag{7}$$

式中 Q_{in} 、 Q_{out} ——热传递能量

k ——气体的比热比

C_v ——等容比热容

T_{in} ——流入气体的温度

$\dot{W}$ ——外界对气体做功的变化率

$\dot{U}$ ——气体内能的变化

内能总的变化为

$$\dot{U} = \frac{d}{dt}(C_v m T) \tag{8}$$

将理想气体关系 $C_v = R/(k - 1)$ 代入式(8)中可得

$$\begin{aligned} \dot{U} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{m R T}{k - 1} \right) = \frac{1}{k - 1} \frac{d}{dt} (m R T) = \\ &\frac{1}{k - 1} \frac{d}{dt} \left(m \frac{p}{\rho} \right) = \frac{1}{k - 1} \frac{d}{dt} (p V) = \\ &\frac{1}{k - 1} (V \dot{p} + p \dot{V}) \end{aligned} \tag{9}$$

将式(9)和 $\dot{W} = p \dot{V}$ 代入式(7)中

$$\begin{aligned} Q_{in} - Q_{out} + \frac{k}{k - 1} \frac{p}{\rho T} (\dot{m}_{in} T_{in} - \dot{m}_{out} T) - \\ \frac{k}{k - 1} p \dot{V} = \frac{1}{k - 1} V \dot{p} \end{aligned} \tag{10}$$

假设新进入气腔的气体与气腔中原来气体的温度一致(即 $T_{in} = T$),式(10)可简化为

$$\frac{k - 1}{k p} (Q_{in} - Q_{out}) + \frac{1}{\rho} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \dot{V} = \frac{V}{k p} \dot{p} \tag{11}$$

基于先前绝热过程的假设,气体与外界无热量交换($Q_{in} - Q_{out} = 0$),那么可以得到气腔压力的微分

$$\begin{aligned} \dot{p} &= \frac{k p}{\rho V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \frac{k p}{V} \dot{V} = \\ &k \frac{R T}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{p}{V} \dot{V} \end{aligned} \tag{12}$$

基于先前等温过程的假设,得到

$$\dot{U} = C_v \dot{m} T \tag{13}$$

将式(13)代入式(9)中,即可得到等温过程气体能量方程

$$(V \dot{p} + p \dot{V}) = (k - 1) C_v T \dot{m} = R T (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \tag{14}$$

由式(14)求解出

$$\dot{p} = \frac{R T}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \frac{p}{V} \dot{V} \tag{15}$$

比较式(12)和式(15)可知,两者的唯一区别在于等熵指数 k 。因此,综合写成

$$\dot{p} = \frac{R T}{V} (\alpha_{in} \dot{m}_{in} - \alpha_{out} \dot{m}_{out}) - \alpha \frac{p}{V} \dot{V} \tag{16}$$

系数 α_{in} 、 α_{out} 和 α 的取值取决于气体运动过程中的热量传递,实际中很难获得它们的真实值。但是,理论上它们的值位于 1 和等熵指数 k 之间,这跟运动过程的本质(绝热、恒温)有关。文献[14]表明:充气过程 α_{in} 的取值接近于 k ,而排气过程接近于 1;由于活塞运动导致的压缩/膨胀过程的热力学特性 α 的取值约等于 1.2。

2.3 开/关电磁阀数学模型

电控气动开/关阀组包含机电组件、机械结构的

密封机理、决定阀流量的气动结构等。电控气动控制阀的数学模型可以分为^[15]：①基于电磁感应原理的磁路方程。②机械阀芯组件动力学，包括摩擦阻力的弹簧质量系统。③决定阀流量的流体运动方程。

2.3.1 磁路方程

基于电磁感应的原理，感应线圈中的电流产生电磁力作用于阀芯。由于磁滞效应以及磁化饱和的存在，导致开关电磁阀的数学模型具有很强的非线性。实际计算过程中，将这些非线性因素忽略不计，因此考虑以下特点^[16]：牵引特性：电磁力的变化是控制信号和衔铁运动的函数。稳态特性：衔铁运动与控制信号的关系。作用于衔铁上电磁力最大值。特定负载情况下衔铁运动最大值。

由基尔霍夫电压定律，作用于线圈上的电压满足^[17]

$$U = ri + \frac{d(N\varphi)}{dt} = ri + \frac{d(Li)}{dt} = ri + L \frac{di}{dt} + i \frac{dL}{dt} \tag{17}$$

式中 N ——线圈匝数 r ——线圈电阻
 i ——线圈中电流 L ——线圈电感
 φ ——线圈磁通

电路中的电感 L 取决于电磁线圈与阀芯间的气隙长度，由电磁阀厂家提供的电感数据拟合得到线圈电感的近似关系

$$L(x) = L_0 + \beta(x_0 - x) \tag{18}$$

式中 L_0 ——阀芯处于初始位移 x_0 时电感
 x ——阀芯位移
 β ——自定义拟合参数

作用于衔铁上的电磁力为^[12]

$$F_M = \frac{(Ni)^2}{2\mu_A A} \tag{19}$$

式中 A ——气隙的横截面积
 μ_A ——空气的磁导率系数

2.3.2 阀芯机械动力学

阀芯的数学模型为一个考虑摩擦的二阶系统。开关电磁阀的结构原理示意图如图 4 所示。

阀芯在电磁力作用下的运动方程为

$$F_M - F_f = m_v \ddot{y} + b_v \dot{y} + k_s(y + y_0) \tag{20}$$

式中 y ——阀芯位移 m_v ——阀芯质量
 b_v ——阀芯运动粘滞摩擦阻力系数
 y_0 ——阀芯处于关闭位置时弹簧压缩量
 F_f ——阀芯运动过程中滑动摩擦阻力

2.3.3 阀流量

电磁阀很重要的一个参数就是它的流量。对于

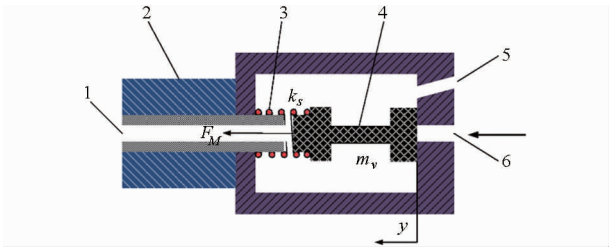


图 4 两位三通开关电磁阀结构简图
Fig. 4 Structure schematic of 3-way 2-position on/off solenoid valve

1. 排气口 A 2. 电磁线圈 3. 回位弹簧 4. 阀芯 5. 工作口 T
6. 进气口 P

电控气动电磁阀，它的流量特性表示为^[18]

$$\dot{m} = A_v \beta_1 \frac{p_u}{\sqrt{RT_{up}}} \varphi(\sigma) \tag{21}$$

其中

$$\varphi(\sigma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}} & (p_c < \sigma \leq 1) \\ \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)}} & (0 < \sigma < p_c) \end{cases}$$
$$p_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$
$$\sigma = p_d / p_u \tag{22}$$

式中 $\dot{m}$ ——空气流量 $\varphi(\sigma)$ ——流量函数
 β_1 ——电磁阀阀芯开度
 A_v ——电磁阀进气口的有效横截面积
 T_u ——上游气体的温度
 p_u ——气流上游压力
 p_d ——气流下游压力

2.4 换挡气缸系统方程

完整的系统模型包含以上推导的部分方程，综合整理如下：

(1) 开关电磁阀 S1 开关过程

$$F_{M1} - F_f = m_v \ddot{y}_1 + b_v \dot{y}_1 + k_s(y_1 + y_{10}) \tag{23}$$

$$\dot{m}_{in1} = A_{vin1} \beta_{in1} \frac{p_s}{\sqrt{RT_0}} \varphi\left(\frac{p_1}{p_s}\right) \tag{24}$$

$$\dot{m}_{out1} = A_{vout1} \beta_{out1} \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \varphi\left(\frac{p_0}{p_1}\right) \tag{25}$$

$$\beta_{in1} = f_{table1}(y_1) \tag{26}$$

$$\beta_{out1} = 1 - \beta_{in1} \tag{27}$$

$$\dot{p}_1 = \frac{RT_1}{V_1} (\alpha_{in1} \dot{m}_{in1} - \alpha_{out1} \dot{m}_{out1}) - \alpha_1 \frac{p_1}{V_1} \dot{V}_1 \tag{28}$$

(2) 开关电磁阀 S2 开关过程

$$F_{M2} - F_f = m_v \ddot{y}_2 + b_v \dot{y}_2 + k_s(y_2 + y_{20}) \tag{29}$$

$$\dot{m}_{in2} = A_{vin2} \beta_{in2} \frac{p_s}{\sqrt{RT_0}} \varphi\left(\frac{p_2}{p_s}\right) \tag{30}$$

$$\dot{m}_{out2} = A_{out2} \beta_{out2} \frac{P_2}{\sqrt{RT_2}} \varphi \left(\frac{P_0}{P_2} \right) \tag{31}$$

$$\beta_{in2} = f_{table2}(y_2) \tag{32}$$

$$\beta_{out2} = 1 - \beta_{in2} \tag{33}$$

$$\dot{p}_2 = \frac{RT_2}{V_2} (\alpha_{in2} \dot{m}_{in2} - \alpha_{out2} \dot{m}_{out2}) - \alpha_2 \frac{P_2}{V_2} \dot{V}_2 \tag{34}$$

(3) 开关电磁阀 S3 开关过程

$$F_{M3} - F_f = m_v \ddot{y}_3 + b_v \dot{y}_3 + k_s (y_3 + y_{30}) \tag{35}$$

$$\dot{m}_{in3} = A_{vin3} \beta_{in3} \frac{P_s}{\sqrt{RT_0}} \varphi \left(\frac{P_3}{P_s} \right) \tag{36}$$

$$\dot{m}_{out3} = A_{vout3} \beta_{out3} \frac{P_3}{\sqrt{RT_3}} \varphi \left(\frac{P_0}{P_3} \right) \tag{37}$$

$$\beta_{in3} = f_{table3}(y_3) \tag{38}$$

$$\beta_{out3} = 1 - \beta_{in3} \tag{39}$$

$$\dot{p}_3 = \frac{RT_3}{V_3} (\alpha_{in3} \dot{m}_{in3} - \alpha_{out3} \dot{m}_{out3}) - \alpha_3 \frac{P_3}{V_3} \dot{V}_3 \tag{40}$$

(4) 活塞组动力学关系

$$(m_s + m_e) \ddot{x}_s = p_2 A_2 + F_c - p_1 A_1 - f_s(\dot{x}_s) \tag{41}$$

$$m_d \ddot{x}_d = p_3 A_3 - p_2 A_2 - F_c - f_d(\dot{x}_d) \tag{42}$$

$$F_c = \begin{cases} k\Delta x - c\Delta \dot{x} & (\Delta x \geq 0) \\ 0 & (\Delta x < 0) \end{cases} \tag{43}$$

(5) 气腔容积与位移的关系

$$V_1 = V_{10} + A_1 (x_m - x_s) \tag{44}$$

$$V_2 = V_{20} + A_2 x_s \tag{45}$$

$$V_3 = V_{30} + A_3 x_d \tag{46}$$

式中 x_m ——主活塞的最大位移

综合式(1)~(46),构成整个换挡执行机构系统的物理模型,包含可压缩气体的热力学过程以及刚体动力学过程。

3 模型对标

3.1 系统参数确定

气动换挡执行机构的数学模型包含很多系统结构参数、动态特性参数等。该模型获得实际应用的前提首先是准确获得这些参数。其中一些参数如气缸直径、活塞行程、进排气口面积等结构性参数可以通过硬件图纸或简单测量方式获取;其中某些参数如临界压力比、比热容、金属刚体的刚度和阻尼、静摩擦阻力、粘性摩擦阻力等热力学参数可通过文献获得其广泛认可的经验值;某些参数如回位弹簧的刚度和阻尼可通过电磁阀厂家提供的数据获得。具体参数如表 1 所示。

3.2 精度评价方法

模型精度评价指标有 2 个:平均相对误差和最大相对误差^[19],即

$$\xi_{me} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|y(t_i) - \hat{y}(t_i)|}{|\max y(t)|} \tag{47}$$

$$\xi_{ma} = \max_{a \leq t \leq n} \frac{|y(t_i) - \hat{y}(t_i)|}{|\max y(t)|} \tag{48}$$

式中 ξ_{me} ——平均相对误差

ξ_{ma} ——最大相对误差

$y(t_i)$ ——测量数据

$\hat{y}(t_i)$ ——仿真数据

n ——采样点数

表 1 气动换挡执行机构模型主要参数

Tab.1 Model parameters of pneumatic shifting actuators

参数	数值
主活塞质量 m_s/kg	0.4
限位活塞质量 m_d/kg	0.5
负载质量 m_e/kg	5.0
活塞碰撞刚度 $k_c/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	2.0×10^7
活塞碰撞阻尼系数 $c/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	8.7×10^4
气腔 V1 的有效横截面积 A_1/cm^2	46.5
气腔 V1 的死区容积 V_{10}/cm^3	50.0
气腔 V2 的有效横截面积 A_2/cm^2	50.3
气腔 V2 的死区容积 V_{20}/cm^3	50.0
气腔 V3 的有效横截面积 A_3/cm^2	50.3
气腔 V3 的死区容积 V_{30}/cm^3	30.0
主活塞粘性摩擦阻力系数 $f_s/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	300
限位活塞粘性摩擦阻力系数 $f_d/(\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	300
电磁阀进气口面积 A_{vin}/mm^2	4.0
电磁阀排气口面积 A_{vout}/mm^2	4.0
回位弹簧刚度 $k_{spring}/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	5 000
回位弹簧初始预紧力 F_0/N	30
线圈匝数 N	700
线圈电阻 r/Ω	2
阀芯处于初始位移时电感 L_0/H	0.6
电感拟合系数 $\beta/(\text{H}\cdot\text{m}^{-1})$	12.6

4 仿真与试验验证

气动换挡执行机构的试验平台如图 5 所示,包括 3 路气压传感器、1 路位移传感器以及变速器控制器、气源、3 个开关阀等。

数据采集系统采用 Vector 公司的 CANoe 采集下位机发送到 CAN 总线的数据报文。控制面板如图 6 所示。

电磁阀开、关过程中,由于感应线圈中电感的存在,导致控制电压作用于线圈以后,线圈中的电流缓慢上升或下降。电磁阀开启过程中,当电磁线圈的电流达到一定值时,才能产生电磁力以克服压缩弹簧的压紧力,使阀芯向进气口开启的方向移动;同理,电磁阀关闭过程中,当电磁线圈的电流下降到一定值时,压缩弹簧的压紧力才能克服线圈的电磁力,使阀芯向

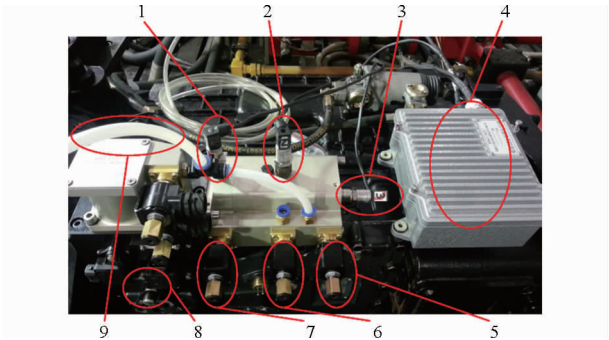


图 5 试验平台
Fig. 5 Experiment platform

1. 气压传感器 P1 2. 气压传感器 P2 3. 气压传感器 P3 4. 控制器
5. 开关阀 S5 6. 开关阀 S4 7. 开关阀 S3 8. 位移传感器
9. 气源管路



图 6 上位机数据采集系统

Fig. 6 Data collection system of master computer

进气口关闭的方向移动。阀芯移动的滞后导致电磁阀进排气口的开启、关闭延迟,针对这种延迟特性造成的活塞腔中气体的压力响应特性进行仿真与试验。

4.1 影响电磁阀响应因素

电磁线圈在激励电压 U 作用下,与激励电流 I 满足^[20]

$$U = rI + L(x) \frac{dI}{dt} + I \frac{dL(x)}{dx} \frac{dx}{dt} \tag{49}$$

在 24 V 激励电压作用下(线圈电阻为 2 Ω),不同电感系数对线圈中电流变化的影响如图 7 所示。电磁感应系数越大,线圈中的电流变化越慢,上升(下降)到最大(最小)电流所用的时间越长。

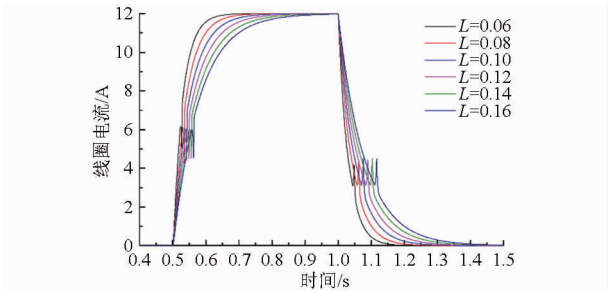


图 7 电磁感应系数对线圈电流的影响

Fig. 7 Influences of inductance coefficients on coil current

线圈中电流的变化对阀芯的作用力以及阀芯的位移影响如图 8 所示。线圈中的电感系数越大,电磁阀阀芯运动响应越滞后,进排气口开启/关闭所需时间越长。

压紧弹簧初始预紧力对电磁阀芯开启和关闭的影响分别如图 9 所示。回位弹簧的初始压紧力越大,电磁阀的开启响应时间越长,但是关闭响应时间越短。反之,初始预紧力越小,电磁阀的开启响应时间越短,但是关闭响应时间越长。

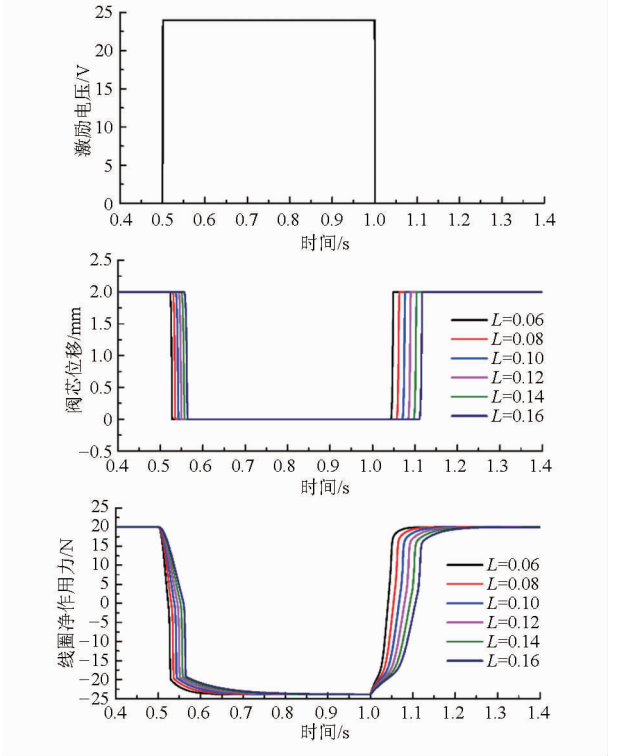


图 8 电磁感应系数对阀芯运动的影响
Fig. 8 Influences of inductance coefficients on plunger movement

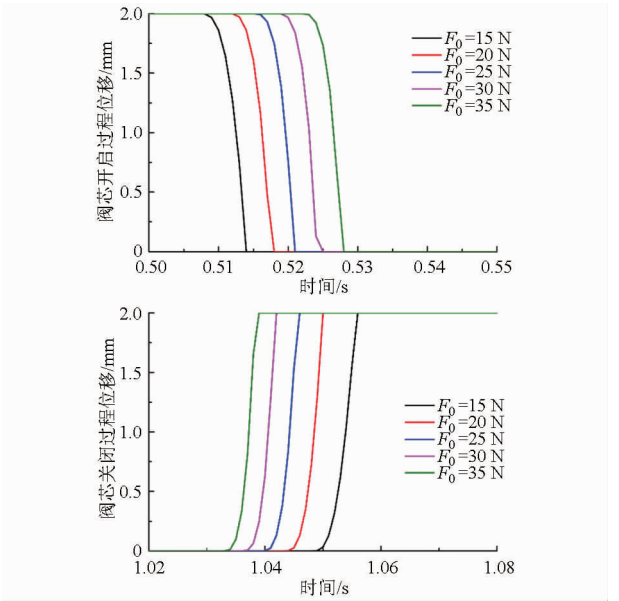


图 9 初始预紧力对电磁阀芯运动的影响
Fig. 9 Influences of initial pressed forces on plunger movement

4.2 电磁阀 S3 开关过程(变容积)

主活塞初始处于中间位置($x_s = 24 \text{ mm}$),电磁

阀 S3 打开/关闭过程压力响应曲线如图 10 所示。电磁阀 S3 打开,气腔 V1 处于定容—变容—定容充气过程:从控制信号发出到气腔压力开始上升为电磁阀的响应过程(15 ms);从压力开始上升到活塞开始运动为第 1 次定容充气过程,此过程中气腔中的气体压力还不足以克服活塞的静摩擦力,活塞处于静止位置;从活塞开始运动到活塞运动到最小位移为变容充气过程,此过程中因为气腔的容积变大导致气体压力上升速度减慢;从活塞运动到最小位移到压力上升到气源压力为第 2 次定容充气过程,此过程中活塞处于最小位置,气腔压力逐渐上升到气源压力。电磁阀 S3 关闭,气腔 V1 与大气相通,气室进入定容排气过程。从图 10b 可以看到,主活塞运动过程导致与 S4 连通的气腔 V2 容积发生变化,因此而产生压力波动。如图 10c 所示,整个进排气过程,仿真压力与实测压力误差不超过 0.03 MPa。仿真与实测误差的精度如表 2 所示。

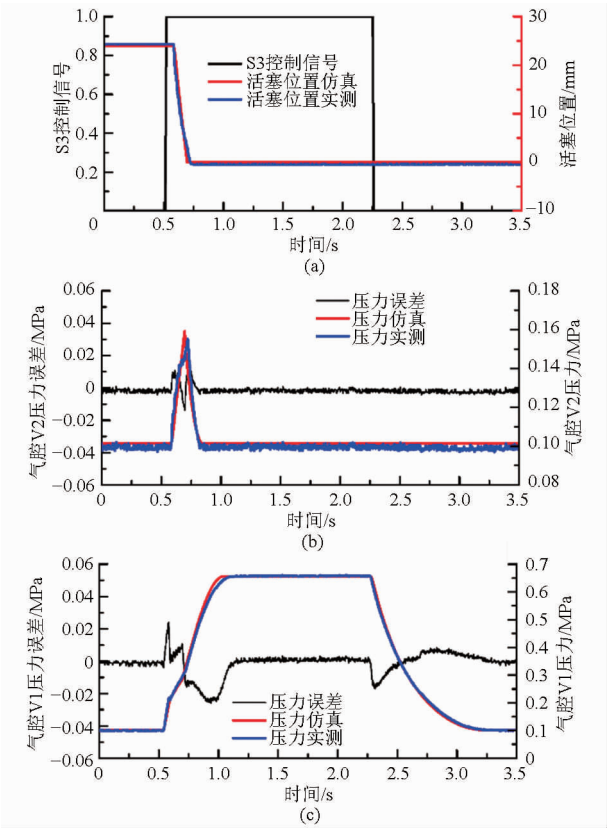


图 10 主活塞初始处于中间位置时 S3 开/关过程压力响应
Fig. 10 Pressure response of S3 on/off with main piston initially at middle position

表 2 S3 开/关过程仿真与实测误差精度(变容积)

Tab.2 Errors of simulation and practice with S3 on/off (variable volume)

参数	平均相对误差	最大相对误差
位移	1.88	13.54
气腔 V1 压力	0.61	3.91
气腔 V2 压力	1.41	10.69

4.3 电磁阀 S3 开关过程(定容积)

主活塞始终处于中间位置($x_s = 24$ mm),限位活塞处于最左端($x_d = 0$ mm),电磁阀 S3 打开/关闭过程压力响应曲线如图 11 所示。电磁阀 S3 打开,气腔 V1 始终处于定容充气过程:气腔中的压力平稳上升到气源压力,没有比较明显的波动。整个进排气过程仿真压力与实测压力误差不超过 0.03 MPa。仿真与实测误差的精度如表 3 所示。

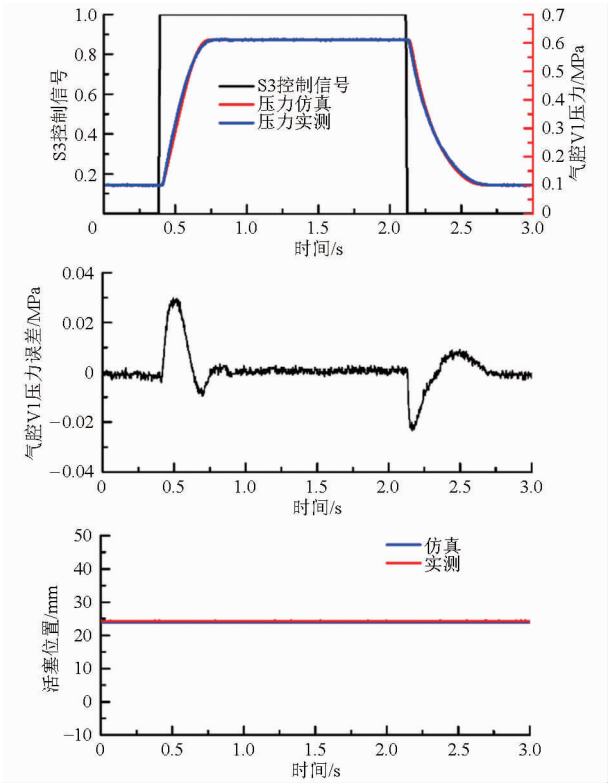


图 11 主活塞始终处于中间位置时 S3 开/关过程压力响应
Fig. 11 Pressure response of S3 on/off with main piston always at middle position

表 3 S3 开/关过程仿真与实测误差精度(定容积)

Tab.3 Errors between simulation and practice with S3 on/off (constant volume)

参数	平均相对误差	最大相对误差
气腔 V1 压力	0.58	4.86

4.4 电磁阀 S4 开关过程(变容积)

主活塞初始处于中间位置($x_s = 24$ mm),电磁阀 S4 打开/关闭过程压力及位移响应特性与 S3 打开过程类似,其压力响应曲线如图 12 所示。仿真与实测误差的精度如表 4 所示。

4.5 电磁阀 S4 开关过程(定容积)

主活塞始终处于最大位置($x_s = 48$ mm),电磁阀 S4 打开/关闭过程压力及位移的响应特性曲线如图 13 所示。仿真与实测误差的精度如表 5 所示。

4.6 电磁阀 S5 开关过程(变容积)

限位活塞初始处于最小位移位置($x_s = 0$ mm),

电磁阀 S5 打开/关闭过程压力和位移响应曲线如图 14 所示。仿真与实测误差的精度如表 6 所示。

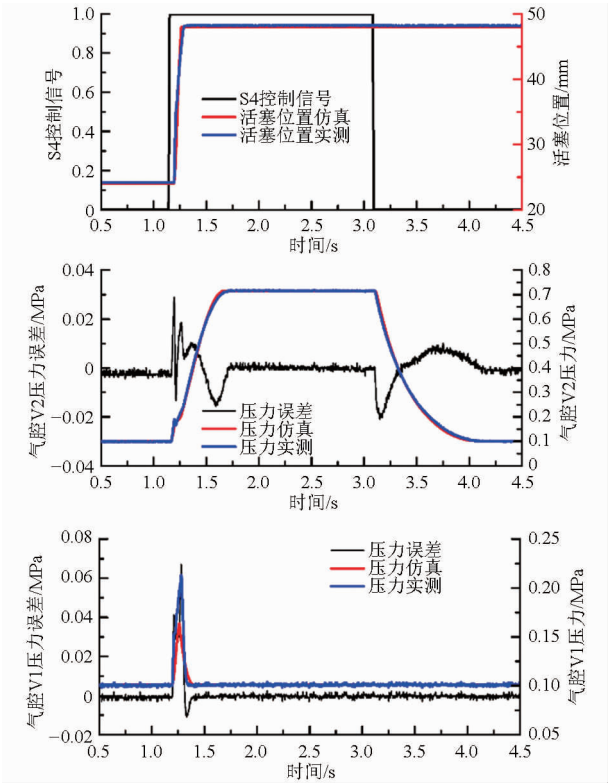


图 12 主活塞初始处于中间位置时 S4 开/关过程压力响应

Fig. 12 Pressure response of S4 on/off with main piston initially at middle position

表 4 S4 开/关过程仿真与实测误差精度(变容积)

Tab. 4 Errors between simulation and practice with

S4 on/off (variable volume)			%
参数	平均相对误差	最大相对误差	
位移	0.87	13.41	
气腔 V1 压力	0.8	31.38	
气腔 V2 压力	0.6	4.03	

4.7 电磁阀 S5 开关过程(定容积)

限位活塞始终处于最大位移位置($x_s=24\text{ mm}$),电磁阀 S5 打开/关闭过程压力响应曲线如图 15 所示。其压力响应特性与 S3 打开过程类似。仿真与实测误差的精度如表 7 所示。

5 换挡机构参数优化

AMT 系统对气动换挡机构的要求为系统压力输出快速性,同时在满足最大换挡力需求条件下尽量减少气缸的体积。因此参数优化过程中选取:进气口面积 x_1 、活塞有效直径 x_2 、气腔死区容积 x_3 等直接影响压力响应的变量作为选取的优化设计变量,即

$$\boldsymbol{X}=(x_1,x_2,x_3)$$

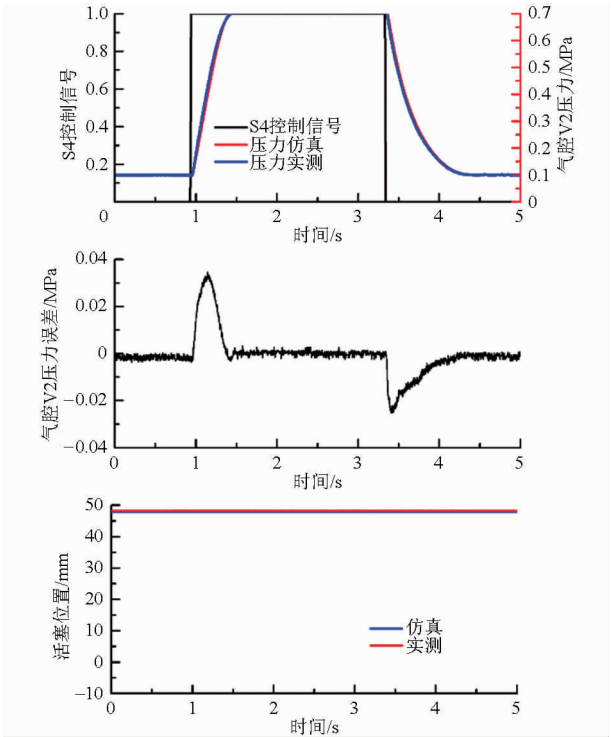


图 13 主活塞始终处于最大位置时 S4 开/关过程压力响应

Fig. 13 Pressure response of S4 on/off with main piston always at maximum position

表 5 S4 开/关过程仿真与实测误差精度(定容积)

Tab. 5 Errors between simulation and practice with S4

on/off (constant volume)			%
参数	平均相对误差	最大相对误差	
气腔 V2 压力	0.59	4.87	

工程实际过程中,进气口的面积、活塞直径、以及死区容积等设计变量的取值有一定的限制条件,只有满足这些约束条件的设计方案才是可行的,即

$$g_i(\boldsymbol{X})\leq 0\quad(i=1,2,3)$$

换挡气缸优化以输出压力上升到最大压力所需的时间最小为目标函数,即

$$f(\boldsymbol{X})=f(x_1,x_2,x_3)$$

因此,该时间最优的优化设计问题的数学表达式为

$$\min_{\boldsymbol{X}\in\boldsymbol{R}}f(\boldsymbol{X})$$

其中 $\boldsymbol{R}=\{\boldsymbol{X}|g_i(\boldsymbol{X})\leq 0;i=1,2,3\}$

通过仿真与试验测试,本文所建立的气动换挡执行机构数学模型具有比较高的精度,可以用来对换挡机构的参数进行优化。通过适当增加开关阀进气口的面积,可大大缩短气腔中压力的建立时间,提高压力的响应速度,如图 16 所示。

同时,在满足最大活塞作用力的前提下,缩小活塞的横截面积,也可以提高气腔压力响应速度,如图 17 所示。

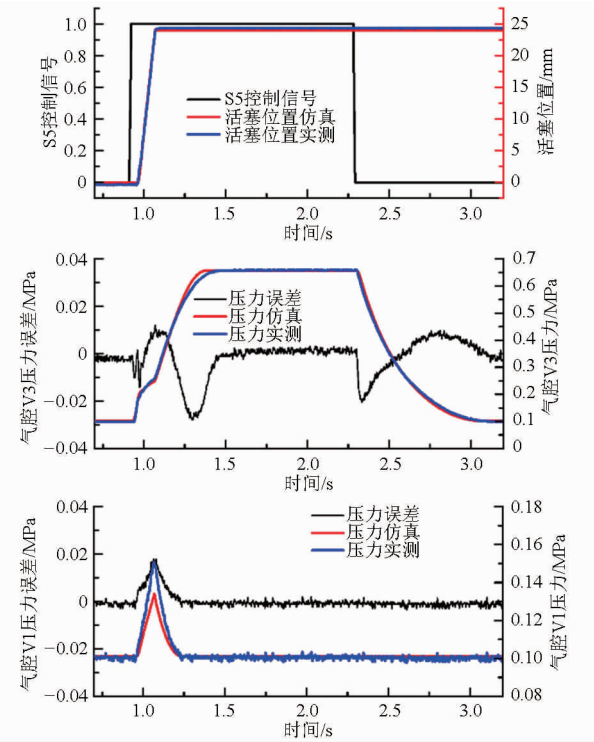


图 14 限位活塞初始处于最小位置时 S5 开/关过程压力响应
Fig. 14 Pressure response of S5 on/off with detent piston initially at minimum position

表 6 S5 开/关过程仿真与实测误差精度 (变容积)

Tab.6 Errors between simulation and practice with S5 on/off (variable volume) %

参数	平均相对误差	最大相对误差
位移	1.44	4.24
气腔 V1 压力	1.14	11.92
气腔 V3 压力	0.76	4.22

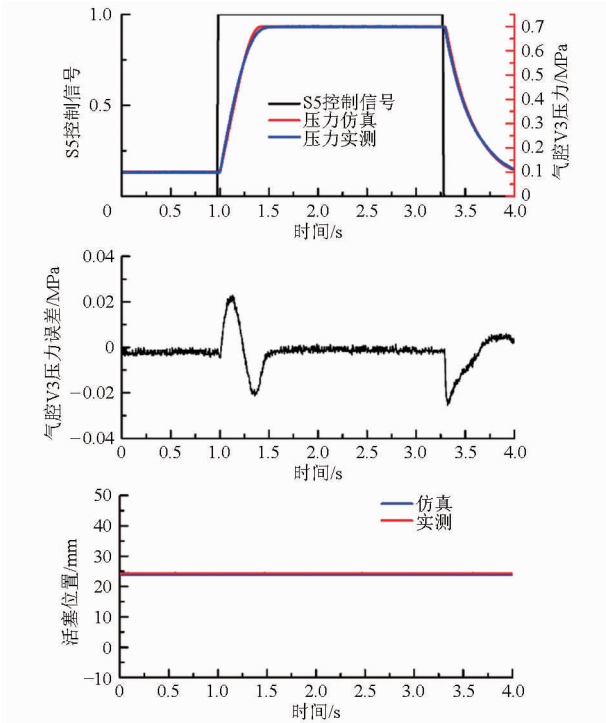


图 15 限位活塞始终处于最大位置时 S5 开/关过程压力响应
Fig. 15 Pressure response of S5 on/off with detent piston always at maximum position

表 7 S5 开/关过程仿真与实测误差精度 (定容积)

Tab.7 Errors between simulation and practice with S5 on/off (constant volume) %

参数	平均相对误差	最大相对误差
气腔 V3 压力	0.59	3.63

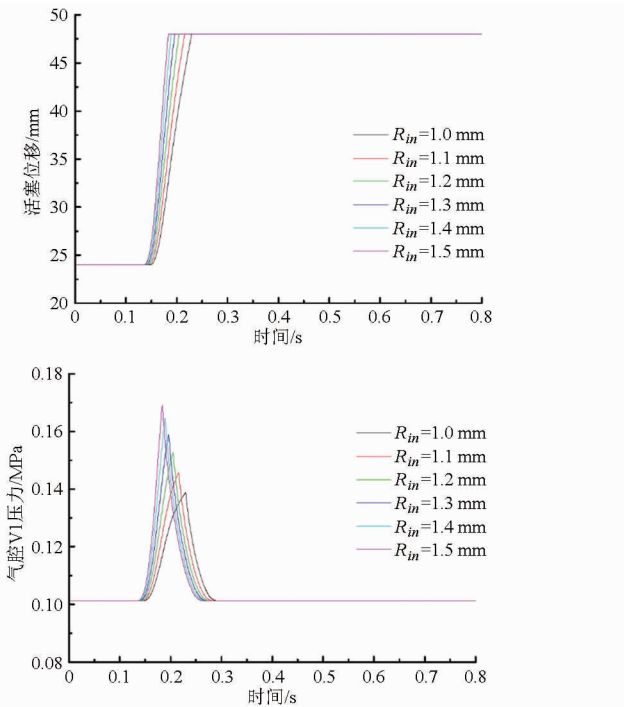
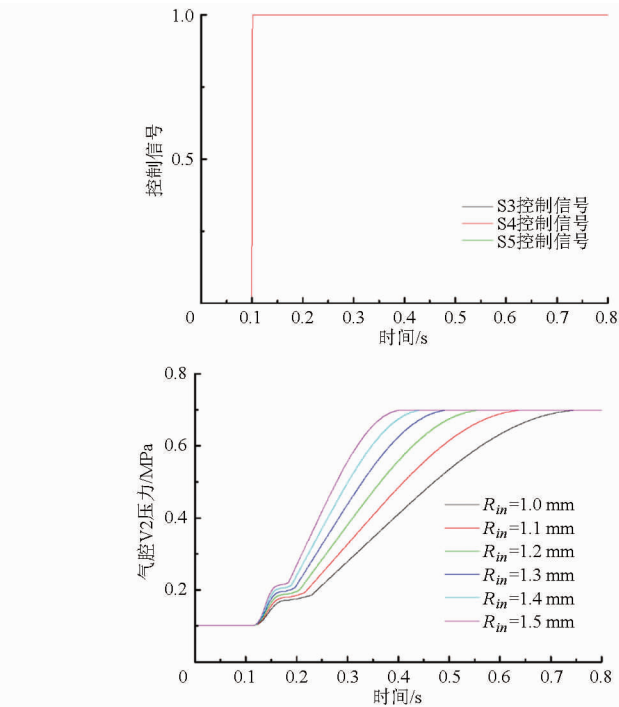


图 16 不同进气口半径时气腔压力与活塞位移响应特性
Fig. 16 Characteristics of chamber pressure and piston displacement response with different piston radii

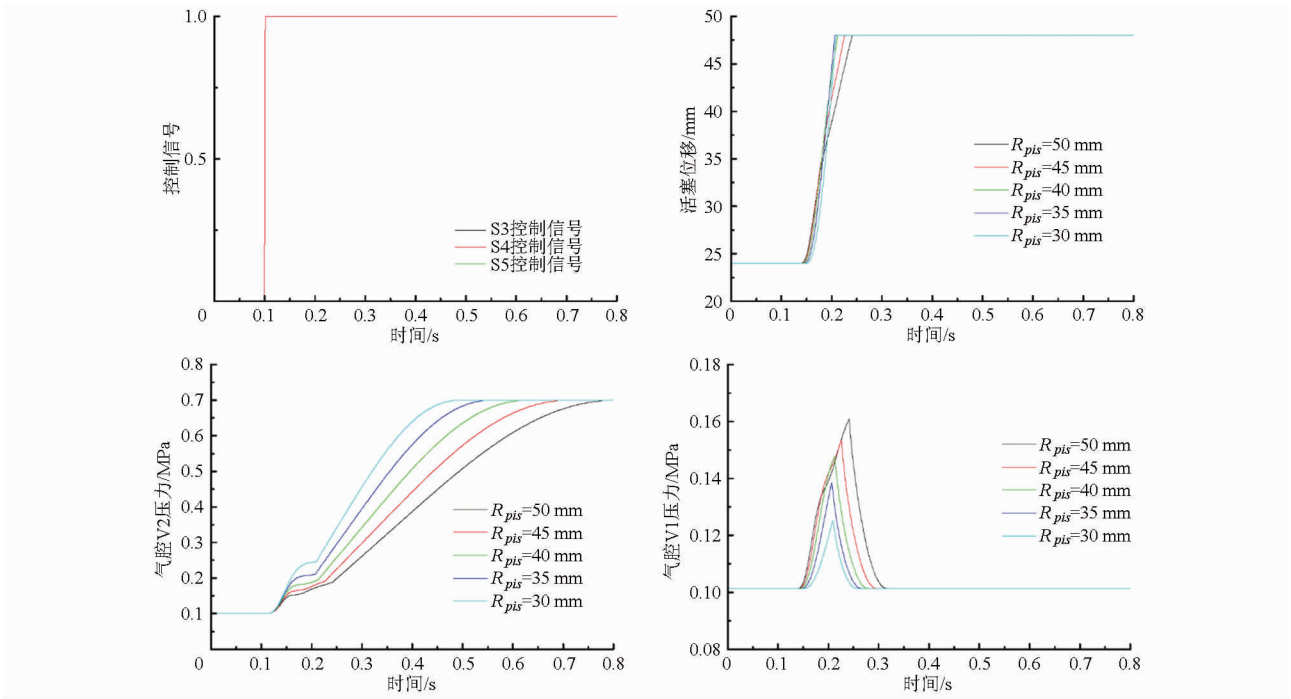


图 17 不同活塞半径时气腔压力与活塞位移响应特性

Fig. 17 Characteristics of chamber pressure and piston displacement response with different inlet radiiuses

6 结束语

针对气动换挡执行机构的工作原理,建立了综合考虑电磁、机械、气体传动等多学科交叉的气动执行机构数学模型。分析出电磁阀结构参数对电磁阀开启和关闭响应时间的影响,通过仿真与实际测试,

验证该模型具有比较高的精度,其气腔中的压力特性以及活塞的位移特点与试验数据具有很强的一致性。该模型可用于气动选换挡执行机构的结构参数优化以满足不同换挡力、换挡速度的需求,以及作为验证复杂换挡力控制算法的平台。

参 考 文 献

1 席军强,王雷,付文清,等. 纯电动客车自动机械变速器换挡过程控制 [J]. 北京理工大学学报, 2010, 30(1): 42-45.
Xi Junqiang, Wang Lei, Fu Wenqing, et al. Shifting control technology on automatic mechanical transmission of pure electric buses [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2010, 30(1): 42-45. (in Chinese)

2 沈文臣,胡宇辉,于会龙,等. 基于“虚拟离合器”的混合动力车辆 AMT 换挡过程控制 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(18): 108-117.
Shen Wenchen, Hu Yuhui, Yu Huilong, et al. Shifting process control of AMT based on virtual clutch technology for hybrid electric vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(18): 108-117. (in Chinese)

3 程潇骁,陈红旭,田光宇,等. 换挡力对电机-变速器耦合系统换挡冲击的影响 [J]. 汽车技术, 2014(4): 1-5.
Cheng Xiaoxiao, Chen Hongxu, Tian Guangyu, et al. Investigation on influence of shift force on shift impact of integrated motor-transmission system [J]. Automobile Technology, 2014(4): 1-5. (in Chinese)

4 席军强,潘春. 气动 AMT 离合器执行机构的动力学仿真 [J]. 北京理工大学学报, 2013, 33(6): 570-574.
Xi Junqiang, Pan Chun. Dynamic simulation of pneumatic AMT clutch actuator [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2013, 33(6): 570-574. (in Chinese)

5 李洪斌,张承瑞,郭新民. 重型汽车电控气动离合器操纵系统 [J]. 农业机械学报, 2007, 38(2): 1-5.
Li Hongbin, Zhang Chengrui, Guo Xinmin. Research on the electrical control pneumatic clutch manipulating system of the heavy truck [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 1-5. (in Chinese)

6 Richer E, Hurmuzlu Y. A high performance pneumatic force actuator system. I. Nonlinear mathematical model [J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2000, 122(3): 416-425.

7 Grancharova A, Johansen T A. Explicit model predictive control of an electropneumatic clutch actuator using on/off valves and pulse-width modulation [C]// Proceedings of the Control Conference (ECC), 2009: 23-26.

8 孟德远,陶国良,朱笑丛,等. 气动位置伺服系统运动轨迹跟踪控制 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 268-274.
Meng Deyuan, Tao Guoliang, Zhu Xiaocong, et al. Motion trajectory tracking control of pneumatic position servo systems [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 268-274. (in Chinese)

- 9 徐志鹏,王宣银,罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(1):209-212,222.
Xu Zhipeng,Wang Xuanyin, Luo Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(1):209-212,222. (in Chinese)
- 10 Krivts I L, Krejnin G V. Pneumatic actuating systems for automatic equipment: structure and design [M]. Boca Raton, FL: CRC Press, 2006.
- 11 安雪斌,潘尚峰. 多体系统动力学仿真中的接触碰撞模型分析[J]. 计算机仿真, 2008, 25(10): 98-101.
An Xuebin, Pan Shangfeng. Analysis of contact model in multi-body system dynamic simulation [J]. Computer Simulation, 2008, 25(10): 98-101. (in Chinese)
- 12 向忠,陶国良,谢建蔚,等. 气动高速开关阀动态压力特性仿真与试验研究[J]. 浙江大学学报:工学版, 2008, 42(5): 845-849,857.
Xiang Zhong, Tao guoliang, Xie Jianwei, et al. Simulation and experimental investigation on pressure dynamics of pneumatic high-speed on/off valves [J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2008, 42(5): 845-849,857. (in Chinese)
- 13 Hullender D A, Woods R L. Modeling of fluid control components [M]// Fred R P, Constantin C C, Haji-sheikh A, et al. Integral Methods in Science and Engineering. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1986: 608-619.
- 14 Al-ibrahim A M, Otis D R. Transient air temperature and pressure measurements during the charging and discharging processes of an actuating pneumatic cylinder[C]// Proceedings of 45th National Conference on Fluid Power, 1992: 233-239.
- 15 Wang Y, Megli T, Haghgoole M, et al. Modelling and control of electromechanical valve actuator [J]. SAE Transactions, 2002, 111(3): 1780-1789.
- 16 向忠. 气动高速开关阀关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.
Xiang Zhong. Research on the key technologies of pneumatic high-speed on/off valve [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010. (in Chinese)
- 17 丁丽. 二位三通气动高速开关阀的设计与研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
Ding Li. Design and research on the 2-3 pneumatic high-speed on/off valve [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2014. (in Chinese)
- 18 Najafi F, Fathi M, Saadat M. Dynamic modelling of servo pneumatic actuators with cushioning [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2009, 42(7-8): 757-765.
- 19 Zamani J S O A S. Modeling and control of optieruise—a pneumatic force actuator [D]. Stockholm: KTH, 2007.
- 20 Forrai A, Ueda T, Yumura T. A simple approach to electromagnetic actuator control based on asymptotically exact linearization [J]. Archive of Applied Mechanics, 2005, 74(8): 550-562.
-

(上接第 407 页)

- 12 韩先国,刘岩龙. 3UPS-S 并联机构单支链驱动奇异分析[J]. 北京航空航天大学学报,2014,40(1):6-9.
Han Xianguo, Liu Yanlong. Singularity of 3UPS-S parallel mechanism in single limb motion[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(1):6-9. (in Chinese)
- 13 Gürsel Alici, Bijan Shirinzadeh. Topology optimisation and singularity analysis of a 3-SPS parallel manipulator with a passive constraining spherical joint[J]. Mechanism and Machine Theory, 2004,39(2): 215-235.
- 14 Choi Kee-Bong, Lee Jae Jong. Passive compliant wafer stage for single-step nano-imprint lithography[J]. Review of Scientific Instruments, 2005,76(7): 075106:1-6.
- 15 杨启志,马履中,谢俊. 三平移全柔性并联微动机器人机构静力学分析[J]. 农业机械学报,2007,38(11):110-113.
Yang Qizhi, Ma Lüzhong, Xie Jun. Static forces analysis of the fully compliant three DOF translational parallel mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(11):110-113. (in Chinese)
- 16 Wang Guilian, Wang Yiqiang, Zhao Ji. Process optimization of the serial-parallel hybrid polishing machine tool based on artificial neural network and genetic algorithm[J]. Journal of Intelligent Manufacturing,2012,23(3):365-374.
- 17 Lee Min Ki, Park Kun Woo. Kinematic and dynamic models of hybrid robot manipulator for propeller grinding[J]. Journal of Robotic Systems, 1999, 16(3):137-150.
- 18 Roswell A, Xi F, Liu G. Modeling and analysis of contact stress for automated polishing[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006,46(3-4):424-435.
- 19 Xi F, Zhou D. Modeling surface roughness in the stone polishing process[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005,45(4-5):365-372.
- 20 汪源,朱伟,沈惠平. 一种柔顺并联自适应机构的工作特性分析[J]. 机械设计与研究,2013, 29(4):25-29.
Wang Yuan,Zhu Wei,Shen Huiping. A novel adaptive flexible parallel mechanism and its operating characteristics analysis[J]. Machine Design and Research, 2013,29(4):25-29. (in Chinese)