DOI: 10.3901/JME.2014.20.100

一种用于自动变速器的比例电磁阀研究*

孟 飞 陶 刚 陈慧岩

(北京理工大学机械与车辆学院 北京 100081)

摘要: 介绍一种用于自动变速器的比例电磁阀结构, 研究比例电磁阀的分析、设计方法及其稳态和动态特性。在结构分析的基础上, 分析其工作原理, 将比例电磁阀分为电场、磁场、机械和流体四部分, 分析这四部分的内在耦合关系。建立各个部分的动态特性数学模型并进行耦合仿真分析, 对比例电磁阀电磁特性进行研究, 通过与试验结果对比, 初步验证耦合仿真模型的正确性。通过计算分析电磁阀内部参量的动态变化特性, 为优化电磁阀设计奠定基础。在液压部分中, 进油口采用球阀, 排油口采用喷嘴挡板阀, 通过控制排油口的开度可以进行流量控制, 间接控制油压输出。在比例电磁阀开启时, 电磁力与弹簧力的总和与球阀的液压力相平衡的工作模式, 使该比例电磁阀具有开关响应快、输入电流与输出油压线性关系好的特点。研究表明, 该比例电磁阀阀芯位移 0.2 mm , 开启响应时间在 2 ms 以内, 油压建立在 4 ms 以内, 适用于自动变速器换挡执行回路中。

关键词: 自动变速器; 比例电磁阀; 动态特性; 耦合分析

中图分类号: U463

Research on Proportional Solenoid Valve Used for Automatic Transmission

MENG Fei TAO Gang CHEN Huiyan

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: The structure of a proportional solenoid valve for automatic transmission is introduced. The design, analysis methodology and dynamic performances of the valve are discussed. Based on the structural analysis of the valve, the operating principle is investigated. Four subsystems that are electric field, magnetic field, mechanical, and hydraulic of the proportional solenoid valve are divided, and their inherent coupling interactions are investigated. The mathematical model of the dynamic performance of the four subsystems is built separately and simulation analysis is carried out. The active process of the proportional solenoid valve is studied by combining with experimental results, verified the correctness of the coupling simulation model. It would be useful for proportional solenoid valve optimal design by analyzing the internal parameters dynamic changes of the valve. In the hydraulic subsystem, the inlet port using ball popper and the nozzle flapper valve for the outlet port. Pressure regulating can be realized by flow control via controlling the opening degree of the outlet. The research results show that the proportional solenoid valve has a small displacement (0.2 mm) in the instantaneous moment of opening, with an open response time less than 2 ms and pressure response time less than 4 ms , it is suitable for automatic transmission control.

Key words: automatic transmission; proportional solenoid valve; dynamic performance; coupling analysis

0 前言

液力机械自动变速器是依靠切换不同的离合器(或制动器)来改变挡位, 换挡过程中离合器摩擦转矩的变化引起传动系统输出转矩的扰动, 降低了换挡品质, 离合器摩擦转矩的控制主要取决于摩擦片摩擦因数和离合器液压缸充油压力的控制^[1]。在离合器结构参数一定的条件下, 为了保证换挡过程

中良好的换挡品质, 需要精确、快速的控制离合器结合过程中液压缸的压力, 使换挡离合器缓慢平稳地结合。比例电磁阀换挡控制回路的先导控制元件, 极大地提高了换挡控制回路的性能, 同时也使得先进的控制策略和算法有了应用的基础平台^[2]。因此, 比例电磁阀的性能对自动变速器的控制影响深刻。

近年来, 国内外诸多学者对多种类型的比例电磁阀通过仿真与试验的方法进行了设计、控制等方面的研究。ERYILMAZ 等^[3-5]通过理论推导的方式, 建立电磁阀数学模型对比例电磁阀进行了研究。DASGUPTA 等^[6]通过键合图的方法, 对一种先导比

* 国家高技术研究发展计划资助项目(863 计划, 2012AA111713)。20131030 收到初稿, 20140405 收到修改稿

例控制的减压阀进行了研究。以上研究过程中电磁力的模型通过经验公式给出, 因此不能得到其精确的数学模型。JEONG 等^[7-8]通过有限元的方法对电磁铁的特性进行了研究, 讨论了结构参数对电磁力输出的影响。WANG 等^[9]通过稳态试验测量不同电流、不同位置时电磁力的输出, 辨识出磁链的特性, 然后代入电磁阀系统模型, 对比例电磁阀进行了研究。比例电磁阀作为一个系统, 其电磁场与其他子系统存在耦合关系, 有必要同时考虑电磁力与流体力的多物理仿真。刘艳芳等^[10]运用物理场耦合分析的方法, 对液压电磁阀进行了热力学分析, 讨论比例电磁阀失效的原因。LEE 等^[11]运用多物理场耦合分析的方法对一种线性电磁阀进行了分析, 试验结果验证了仿真结果的可靠性。以上所研究比例电磁阀流量较大, 适用于离合器较小的情形。针对大功率液力机械自动变速器所用比例电磁阀为研究对象, 通过分析其基本结构和工作原理, 运用多物理场耦合仿真的方法对电磁阀进行分析, 为液力机械自动变速器离合器控制提供基本的硬件支持。

1 结构和工作原理

1.1 基本结构

如图 1 所示, 该比例电磁阀主要包括比例电磁铁、阀芯和液压流体部分, 其中比例电磁铁提供与电流呈比例关系的电磁力, 图 1 中虚线部分为磁路的历程示意图; 在液桥部分, 进油口设计成球阀, 排油口设计成单喷嘴挡板阀, 图中实线为流体流动示意图; 阀芯与球阀钢球和喷嘴挡板相连接。通过结构分析可知, 此比例电磁阀为两位三通阀, 相比于滑阀式先导级, 抗污染能力较好。

图 1 比例电磁阀基本结构

1. 球阀 2. 进油口 3. 排油口 4. 后盖 5. 调节螺钉 6. 压紧弹簧
7. 外套筒 8. 绕组 9. 衔铁 10. 阀芯 11. 喷嘴挡板阀 12. 输出

根据自动变速器比例电磁阀的工作环境使用要求, 该比例电磁阀为常闭减压/溢流比例电磁阀,

当电磁铁不通电、电磁阀的供油口存在控制油压时, 比例电磁阀的输出口没有输出, 当输入油压大于设定压力值时, 输出端定值输出, 排油口起溢流作用。这样在换挡控制过程中能够吸收输入压力的波动峰值, 保证换挡过程的安全性。

1.2 工作原理

当比例电磁阀绕组 8 通电电流逐渐增大时, 衔铁 9 受电磁力不断增大, 电磁力开始逐渐大于电磁阀左端钢球 1 所受液压力与阀芯静摩擦力的总和, 电磁铁推动阀芯 10 移动, 阀芯推动钢球, 此时球阀完全打开, 输入端油液进入电磁阀油腔内部, 输出口 12 开始是流量输出, 进而转化为压力输出, 同时排油口 3 开口量不断减小, 流量随阀芯位移变化, 输出端的油压呈现油压不断增长的趋势, 根据流体的流量、压力之间的关系式可知, 通过不断调整排油口的开度, 就可以控制排油口的流量, 进而可以控制输出端的压力。

电磁阀输入端油压增大时, 排油口处的油压不断增大, 作用在阀芯排油口处的端面, 阀芯受力大于电磁力的作用, 阀芯左移, 则排油口的开口增大, 起到溢流的作用。通过调整左端的调整弹簧, 可以调整不同的溢流压力值。

通过以上工作原理分析可知, 初始设计时阀芯所受弹簧力小于作用在球阀的液压力和阀芯所受静摩擦力总和, 保证在没有给电磁阀通电时, 电磁阀保持关闭状态, 电磁阀通电之后, 较小的电磁力就能推动阀芯移动, 通过较小的阀芯位移能够使电磁阀打开, 加快了电磁阀响应速度。由此可知, 在液压流体部分结构一定的情况下, 电磁力的设计至关重要, 既要满足比例电磁阀工作区域内电磁铁推力相对于阀芯位移近似水平的特性关系, 还要使电磁力设计的较小以满足电磁阀溢流的功能。

1.3 内部耦合关系

将比例电磁阀进一步细分为四部分: 电场、磁场、机械和液压流体部分, 这四部分之间相互关联。图 2 表达了各部分之间的信号耦合关系。当控制信号给定后, 电场部分将控制信号放大, 输出电流 I 至磁场部分, 而磁场磁链 Φ 的变化会影响电场电流的输出; 磁场输出电磁力 F_{mR} 至机械部分, 同时阀芯的位移 x 、速度 $\dot{x}$ 会对磁场特性产生影响; 流体部分输出流体力 F_{pR} 作用在阀芯上, 同时阀芯的位移、速度又会对流体部分产生影响。因此, 为全面分析了解电磁阀的特性, 需要通过耦合分析的方法对其进行分析。

图 2 比例电磁阀内部信号耦合关系图

2 数学模型

忽略软磁材料磁阻与电涡流效应的影响,同时不考虑温度的影响。系统模型建立过程中,做如下假设。① 假定供油压力恒定,假定出口压力为零;② 流体分析认为符合牛顿理论;③ 弹簧和阀芯质量都集中为一个惯性参数;④ 弹簧特性为线性特性。

2.1 电场部分

理想情况下,电磁阀线圈电压平衡方程为^[12]

$$U = Ri + \frac{d\psi}{dt} \quad (1)$$

式中 U ——线圈驱动电压;
 i ——线圈驱动电流;
 R ——线圈电阻;
 ψ ——磁链。

磁路磁链与通过绕组的电流和磁路中的气隙相关,式(1)可表达为^[12]

$$U = Ri + \left(L_e + \frac{\partial \psi}{\partial i} \right) \frac{di}{dt} + \frac{\partial \psi(x_a, i)}{\partial i} \frac{dx_a}{dt} \quad (2)$$

式中 L_e ——感应系数;
 x_a ——磁路气隙长度。

式(2)中,右端第一项为电阻压降,第二项为电流变化引起的感应电动势,第三项为阀芯位移引起的自感电动势。由式(2)可以看出磁路磁链、阀芯位移和线圈电流之间的耦合关系。

2.2 磁场部分

忽略位移电流和磁滞效应,可以由麦克斯韦基本方程得出磁场矢量位函数方程^[13]

$$\sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} + \nabla \times \left(\frac{1}{\mu \mu_0} \nabla \times \mathbf{A} \right) = \mathbf{J} \quad (3)$$

式中 σ ——电导率;
 $\mathbf{A}$ ——磁位矢量;
 μ ——相对磁导率;
 μ_0 ——真空磁导率;
 $\mathbf{J}$ ——源电流密度;
 ∇ ——微分算子。

N 匝线圈通电电流为 $I(t)$ 时的电流密度值

$$\mathbf{J}_0 = \frac{NI(t)}{A_c} \quad (4)$$

式中 A_c ——线圈横截面积。

电磁力可通过式(5)进行计算

$$F_m = \frac{\partial W(x, I)}{\partial x} \quad (5)$$

式中 W ——磁场能量。

2.3 机械部分

电磁阀运动质量主要包括四个部分:衔铁、阀芯、喷嘴挡板,钢球和一部分的弹簧。将以上集中为质量 m 。阀芯移动简化成为一维质量-弹簧-阻尼系统,则阀芯运动平衡方程为

$$m\ddot{x} = F_m - k_b\dot{x} - k_s x - F_p \quad (6)$$

式中 x ——阀芯位移;

F_m ——电磁力;

F_p ——流体作用在阀芯及其运动件上合力;

k_s ——弹簧刚度系数;

k_b ——黏性阻尼系数^[14]。

$$k_b = \frac{2\pi \cdot \mu_s d_p \cdot l_c}{d_c} \quad (7)$$

式中 d_p ——阀芯外径;

μ_s ——油液动力黏度;

d_c ——阀芯与阀套之间间隙;

l_c ——黏性摩擦长度。

2.4 液压部分

由以上分析可知,该比例电磁阀进油口为一球阀,排油口为一喷嘴挡板阀,图 3a、3b 所示为两阀的计算结构示意图,图 3c 所示为作用在挡板上的压力计算示意图。下面分别对球阀和喷嘴挡板阀进行建模分析。

2.4.1 球阀

阀口通流面积可以通过几何关系推算有

$$A_b = \pi \left(\frac{d_s}{2} \right)^2 \left(\frac{\frac{1}{\tan^2 \alpha} + 1 - \left(\frac{d_b}{d_s} \right)^2}{\sqrt{\frac{1}{\tan^2 \alpha} + 1}} \right) \quad (8)$$

式中 A_b ——球阀通流面积。

通过球阀的流量可由式(9)求得

$$Q_b = C_b A_b \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (9)$$

式中 C_b ——球阀流量系数;

Δp ——通过球阀时压差;

ρ ——油液密度。

球阀受力计算公式为

$$F_b = p_s \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_t^2) - p_k \frac{\pi}{4} (d_s^2 - d_t^2) \quad (10)$$

式中 p_s ——输入压力;

p_k ——输出口压力。

2.4.2 喷嘴挡板阀

喷嘴挡板阀流量计算公式为

图 3 流体部分结构与计算示意图

$$Q_f = C_f A_f x \sqrt{\frac{2p_k}{\rho}} \quad (11)$$

式中 C_f ——喷嘴挡板流量系数;

A_f ——喷嘴环形面积。

在喷嘴挡板阀的挡板受力计算过程中, 将挡板受力划分为两个区域, 一片区域是以 d_n 为内径、 d_r 为外径环形面积, 该部分受恒压力作用, 其值为 p_2 , 该值与输出油压一致; 另一环形区域以 d_r 为内径、 d_m 为外径, 直径由 d_r 至 d_m 处逐渐增大时, 挡板受压力值由 p_2 值线性减为 p_1 ^[14], 此处 p_1 值为零。由动量定理可得

$$F_f = 2\pi \int_{\frac{d_r}{2}}^{\frac{d_m}{2}} p(r) r dr + p_2 \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_n^2) = \frac{\pi}{12} (d_m - d_r) [d_f (2p_1 - p_2) + d_r (p_1 + 2p_2)] + p_2 \frac{\pi}{4} (d_r^2 - d_n^2) \quad (12)$$

3 耦合分析

3.1 分析过程

计算过程采用循环迭代方法进行, 首先, 初始化系统($t=0$), 计算流体部分的压力和流量, 并计算作用在比例电磁阀阀芯上的液压力。系统其他参量此刻为零, 如阀芯位移、速度和线圈电流等。只有弹簧力和液压力作用阀芯上, 下一时刻($t>0$)按照图 4 所示的流程进行计算, 直至计算时间完成, 完成结果的输出。

由于比例电磁阀磁路设计的独特性^[15], 导致解析法求解比较困难, 本文在计算时采用有限元法在 Ansys Maxwell 中进行求解, 并将求解的参数与自编的计算程序结果交换, 以保证计算顺利进行。表 1 所示为计算时的物理参数取值。

图 4 比例电磁阀耦合分析计算流程

表 1 物理参数

参数	数值
输入电压 U/V	24
电阻 R/Ω	5.2
绕组匝数 N	500
电导率 $\sigma_c/(S/m)$	6×10^7
绕组横截面积 A_c/m^2	7.2×10^{-5}
相对磁导率 μ	1
阀芯质量 m/kg	0.062
阀芯最大位移 x_m/mm	0.2
弹簧刚度 $k_s/(N/m)$	1 062
弹簧初始压缩量 x_{s0}/mm	0.33
阀芯最大外径 d_p/mm	1.5
阀芯间隙 $d_c/\mu m$	5
黏性摩擦长度 l_c/cm	1.8
供油压力 p_s/Pa	6.7
油液密度 $\rho/(kg/m^3)$	850
挡板直径 d_m/mm	3.2
杆径(喷嘴端) d_n/mm	1.5
内部喷嘴直径 d_r/mm	2.8
球径 d_a/mm	1.8
阀座口径 d_s/m	1.4
杆径(阀座端) d_r/mm	0.6
油液动力黏度 $u_s/(Pa \cdot s)$	0.03

3.2 计算模型初步验证

由于电磁部分采用有限元法计算,并且电磁力的计算对电磁阀整个系统的特性有较为深刻的影响,因此需要初步验证给定参数及其提出分析方法的正确性,图 5 所示为直流 24 V 电压驱动情况下,电磁阀线圈电流的阶跃响应曲线,由图 5 可以看出,试验和仿真曲线比较吻合,可以验证仿真分析方法及其给定参数的有效性。

图 5 直流 24 V 电压驱动时的电磁阀电流响应

3.3 计算结果及分析

在直流 24 V 电压驱动下,比例电磁阀电磁部分在不同时刻的磁感应强度矢量图如图 6 所示。电磁阀磁链、电流及电感变化趋势如图 7 所示。

图 6 直流 24 V 电压驱动时不同时刻的磁感应矢量图

由图 6 可以看出在 $t=1$ ms 时刻,线圈驱动电流较小,大部分磁通量通过电磁铁衔铁与前磁轭之间的较小的气隙 1,如图 6b 所示,然后经外套筒形成闭合回路,电磁铁衔铁与前磁轭之间的较大的气隙 2 只有少量磁通量,所以此时轴向电磁力较小;在 $t=2$ ms 时,电磁铁衔铁与前磁轭之间的较小的间隙处的前磁轭磁感应强度已饱和,这时大部分的磁通量通过较大的间隙,轴向力逐渐增加; $t=4$ ms 时,随着电流增大,两处间隙处的磁感应强度都基本上已饱和,随着电流增大,磁感应强度图与 $t=2$ ms 相比没有多大变化,但是在图 7 中,磁链在随着电流在逐渐增大,在 $t=4$ ms 左右,电流没有趋于稳定值 4.6 A 时,磁链已基本趋于稳定,大约为 0.064 Wb。另外,由图 7 可以看出,电磁阀初始电感值大约为 36 mH,在 0.5 ms 时,其值增大至 37 mH,随后随着电流增大电感值逐渐减小,待电流趋于稳定值时,电感值趋于稳定的 14 mH。

图 7 直流 24 V 电压驱动时电磁阀电流、电感及磁链曲线

电磁阀在直流 24 V 电压驱动下电磁阀阀芯受力(电磁力除外)如图 8 所示,电磁力与电流之间关系如图 9 所示。电磁阀阀芯位移和速度如图 10 所示。

图 8 阀芯受力动态变化

由图 8、9 可以看出,初始时刻电磁阀阀芯只有弹簧力(0.35 N)和作用在球阀上的液压力(1.05 N)的合力时,电磁阀保持关闭。给电磁阀通电后,电磁力初始时增长缓慢,在电流增长至 0.25 A 时(由图

7 可以看出在 0.5 ms 左右), 电磁力与弹簧力的合力已克服作用在钢球上的力, 电磁阀阀芯开始移动(图 10), 随着电磁阀阀芯的移动, 在图 8 中, 弹簧力由初始的最大值逐渐减小, 黏性摩擦力开始与速度呈正比例增长, 由于球阀已打开, 受力逐渐减小, 喷嘴挡板受力开始逐渐增大。当阀芯移动至最大位移 0.2 mm 后, 弹簧力减小为 0.14 N, 喷嘴挡板受力增长至 3.6 N, 由于在阀芯打开之后还有阀杆顶在钢球上, 因此其受力降至 0.19 N, 黏性摩擦力随着阀芯速度降为零, 其值也将为零。

图 9 电磁力与电流对应关系

图 10 电磁阀阀芯位移及速度

由上述分析知电磁阀开启电流为 0.25 A, 即电磁阀存在 0.25 A 的死区, 由图 9 可知, 在 0.25~2 A 之间电磁力与电流基本上呈线性关系, 此电流工作区间可以满足电磁阀的控制需求。

4 试验与分析

4.1 试验设备及试验方法

图 11 所示电磁阀试验原理图, 如图中所示计算机进行数据采集并控制电磁阀, 另外还对油温进行控制, 液压泵流量为 10 L/min, 采用 GEMS 压力传感器, 传感器 B 测量电磁阀输入油压, 传感器 A 测量电磁阀输出油压, 调压阀调定电磁阀输入压力。

4.2 稳态输出特性

电磁阀稳态油压输出曲线如图 12 所示, 可以看出, 油压与电流之间基本上呈线性关系, 图 12

图 11 比例电磁阀试验原理图

中试验和仿真曲线基本上一致, 开始有油压输出时的电流大约为 0.25 A, 油压达到最大值(0.7 MPa)时的试验电流约为 0.90 A, 仿真曲线约为 0.86 A, 仿真误差为 4.44%。

图 12 电磁阀稳态输出曲线

4.3 动态响应特性

图 13 所示为直流 24 V 电压下, 电磁阀油压阶跃响应试验与仿真曲线对比图。由试验曲线知, 电磁阀油压建立时间小于 2 ms, 油压稳定需要 4 ms, 油压超调 25%左右, 仿真曲线和试验曲线相比较可以看出, 仿真曲线在初始建立油压、油压建立的时间基本和试验曲线一致, 试验的油压超调量比仿真值大, 仿真超调为 2%, 造成这种情况的原因在于仿真计算时, 阀芯运动终点挡板材料的弹性模量和接触阻尼系数设置与实际材料参数存在差异。

图 13 直流 24 V 电压驱动下电磁阀动态响应曲线

5 结论

(1) 介绍并分析了一种用于自动变速器的比例电磁阀, 并将其划分为四部分, 讨论了其内在的耦合关系, 建立了各部分的数学模型。

(2) 对比例阀的稳态和动态特性进行了分析, 计算与试验结果表明, 比例电磁阀阀芯位移 0.2 mm, 响应时间 2 ms, 油压建立时间在 4 ms 以内, 在 0.25 A 时开始建立压力, 0.9 A 时压力达到最大值 0.7 MPa。阀芯位移小、响应速度快, 满足了换挡控制系统提出的综合要求。

(3) 提出了电磁阀的耦合分析方法, 并给出了计算步骤, 通过试验验证了计算结果的正确性, 仿真计算的电磁阀的电流响应、稳态性能和动态响应特性与试验结果比较吻合, 通过该方法可用于比例电磁阀的优化设计, 又同时可以应用于比例电磁阀的控制算法的实现。

参 考 文 献

- [1] 林峰, 刘影, 陈漫. 电液比例阀在车辆换挡离合器缓冲控制中的应用[J]. 兵工学报, 2006, 27(5): 784-787.
LIN Feng, LIU Ying, CHEN Man. The application on electro-hydraulic proportional valve for buffering control of vehicle shift clutch[J]. Acta Armamentarii, 2006, 27(5): 784-787.
- [2] 孟飞, 陶刚, 陈慧岩. 自动变速器电液比例换挡阀动态响应特性的研究[J]. 汽车工程, 2013, 35(3): 229-233.
MENG Fei, TAO Gang, CHEN Huiyan. A study on the dynamic response characteristics of electro-hydraulic proportional valve for the shift of automatic transmission[J]. Automotive Engineering, 2013, 35(3): 229-233.
- [3] ERYILMAZ B, WILSON B H. Unified modeling and analysis of a proportional valve[J]. Journal of the Franklin Institute, 2006, 343(1): 48-68.
- [4] 崔剑, 丁凡, 李其朋, 等. 电液伺服转阀耐高压双向旋转比例电磁铁[J]. 机械工程学报, 2008, 44(9): 230-235.
CUI Jian, DING Fan, LI Qipeng, et al. High--pressure bi--directional rotary proportional solenoid for rotary servo valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(9): 230-235.
- [5] TAGHIZADEH M, GHAFARI A, NAJAFI F. Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications[J]. Comptes Rendus Mecanique, 2009, 337(3): 131-140.
- [6] DASGUPTA K, WATTON J. Dynamic analysis of proportional solenoid controlled piloted relief valve by bondgraph[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2005, 13(1): 21-38.
- [7] JEONG G Y, JANG S P, LEE H Y, et al. Magnetic-thermal-fluidic analysis for cooling performance of magnetic nano fluids comparing with transformer oil and air by using fully coupled finite element method[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 49(5): 1865-1868.
- [8] BAYAT F, TEHRANI A F, DANESH M. Finite element analysis of proportional solenoid characteristics in hydraulic valves[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(1): 809-816.
- [9] WANG Y, MEGLI T, HAGHGOOIE M, et al. Modelling and control of electromechanical valve Actuator[J]. SAE Transactions, 2002, 111(3): 1780-1789.
- [10] 刘艳芳, 毛鸣翀, 徐向阳, 等. 液压电磁阀多物理场耦合热力学分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(2): 139-145.
LIU Yanfang, MAO Mingchong, XU Xiangyang, et al. Multidiscipline coupled thermo mechanical analysis of hydraulic solenoid valves[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(2): 139-145.
- [11] LEE G S, SUNG H J, KIM H C. Multiphysics analysis of a linear control solenoid valve[J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(1): 011104.
- [12] TAO Gang, CHEN Huiyan, HE Zhongbo. Optimal design of magnetic field of a high-speed response solenoid valve[J]. Material Processing Technology, 2002, 129: 555-558.
- [13] JIN Jianming. The finite element method in electromagnetics[M]. New York: John Wiley & Sons, 2002.
- [14] MERRITT H E. Hydraulic control systems [M]. New York: John Wiley & Sons, 1967.
- [15] 路甬祥, 胡大紘. 电液比例控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
LU Yongxiang, HU Dahong. The technology of electro-hydraulic proportional control[M]. Beijing: China Machine Press, 1988.

作者简介: 孟飞, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆传动与控制。

E-mail: bitmf@hotmail.com

陶刚(通信作者), 男, 1977 年出生, 博士, 硕士研究生导师。主要研究方向为车辆传动与控制。

E-mail: tayicheng@yahoo.com