

## AMT 液压换挡执行机构参数设计\*

孙冬野\*\* 陈丽君 申付松 张学锋

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:**以电控机械式自动变速系统为研究对象,建立一种自动换挡液压执行机构的正向设计方法。根据试验测得的原型车性能参数制定换挡规律,以国家标准 28 工况为依据,通过整车模型仿真得出最大同步力。分析换挡过程受力情况并估算出最大换挡阻力,从而进行换挡液压缸的参数设计、阀类元件和辅助元件的选型。最后通过 Matlab/Simulink 软件对液压缸速度动态响应特性进行了仿真验证。此设计思路及方法为车辆自动换挡液压系统的参数设计、改进及预测提供了有效依据。

**关键词:**换挡执行机构;液压系统;参数设计;动态仿真

中图分类号:U463.2

文献标识码:A

doi:10.3969/j.issn.1006-6055.2013.02.022

## Parametric Design of Hydraulic Gear-shift Actuators for AMT\*

SUN Dongye\*\* CHEN Lijun SHEN Fusong ZHANG Xuefeng

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044)

**Abstract:**To control mechanical automatic transmission system as the research object, a kind of design method for automatic hydraulic shift actuators is set up. According to the measurement of the prototype vehicle performance parameters, the reasonable shift rules of dynamic performance and fuel economy in the national standard 28 conditions are made firstly. Then the model is established, with the maximum synchronous force worked out. The structure parameters of shift hydraulic cylinder, the selection of valves and auxiliary components are determined, according to the calculations of the biggest resistance force. Finally, simulation analysis dynamic characteristics of hydraulic cylinder is gotten by Matlab/Simulink software. With these results, theoretical basis is provided for the design, improvement and predict of automatic shift hydraulic system.

**Key words:** shift actuators; hydraulic system; parameter design; dynamic simulation

### 1 引言

电控机械自动变速传动 AMT (Automatic Mechanical Transmission) 换挡系统主要包括离合器执行机构、换挡执行机构及电子控制装置等。作为 AMT 的机械执行部分,换挡执行机构的结构设计是整个 AMT 系统设计的基础,换挡控制既要及时地变换挡位来适应不同的路况和驾驶员意图,又要保证换挡过程的快速性和平稳性,一个设计合理、性能优异的换挡执行机构是保证具有优良换挡品质的前提。

在以往的换挡执行机构研究中,主要集中在结构改进设计、控制策略、参数优化、控制算法等方面<sup>[1-4]</sup>。到目前为止,还少有文献涉及到 AMT 液压换挡执行元件参数设计并动态特性仿真验证方面的研究。本文从换挡力对执行机构的正向需求来设计液压系统,进行了液压元件的参数设计及选型工作,并完成了液压缸的建模和仿真分析,以期对机械自动变速系统的开发奠定基础。

### 2 工作原理和基本参数

#### 2.1 执行机构工作原理

根据动力源的不同,换挡系统可分为电控-气动、电控-液动和电控-电动三种类型。其中电控-液动执行机构目前应用较多,具有能容量大、操纵简便、易于实现安全保护,且具有一定的吸振、吸收冲击的能力以及便于空间布置等优点。

换挡执行机构有平行式与相互正交式两种形式。对

于 5 个前进挡 1 个倒挡的 AMT 而言,采用正交式比平行式可节约液压缸数量,且结构简单、紧凑。对于插入了换挡动作的换挡,其时间会比平行式略长,由二位三通电磁阀控制油路,可使活塞正确可靠停于 3 个位置,其运动通过内部杆件传至拨叉进行换挡<sup>[5]</sup>。

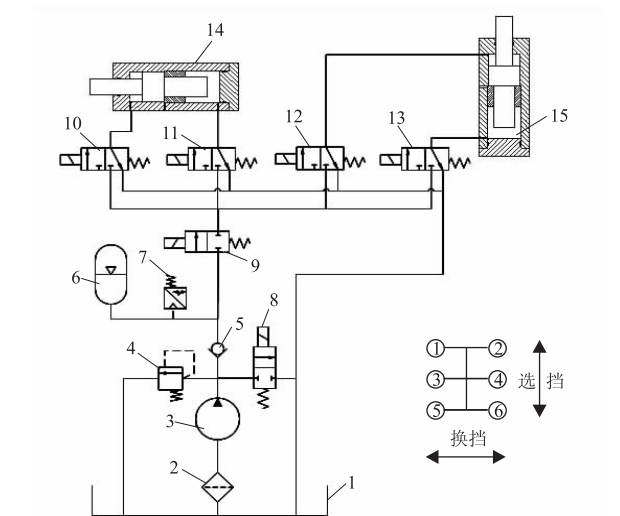
换挡液压回路包括三个部分:液压动力源、稳压系统、换挡机构。液压动力源部分包括油箱、液压泵、滤油器、液压泵、溢流阀、单向阀等。其中液压泵为系统的能源,由电机驱动微机控制,可按需要自动启停,通过油箱、滤油器,以恒定的压力向系统供油。系统压力由溢流阀设定,当压力值超过系统规定值时,可通过该阀卸荷,以保证液压泵向系统输入压力恒定的液压油。稳压系统包括蓄能器、二位二通电磁换向阀、压力继电器等。蓄能器用于吸收液压冲击,稳定系统油压和储存足够的压力油量。另外设置一个压力继电器,当主油路压力低于设定压力值时,则向继电器发出信号,蓄能器开始供油,直至达到压力要求。换挡机构包括换挡液压缸和换挡液缸,分别由两个二位三通电磁阀控制。活塞杆端部固定换挡拨指,液缸两侧分别有进油口。当左腔进油时,推动活塞杆和滑套向右运动,换挡拨指带动换挡拨叉完成进挡动作;左右腔同时进油时,在差动力的作用下活塞杆及滑套向左运动,到达中间位置时,变速器回到空挡;当右腔进油时,推动活塞杆向左运动,完成进挡动作<sup>[4]</sup>。换挡液压系统简图如图 1 所示。

#### 2.2 试验车基本参数

为了得到理论上的最佳换挡规律,必需对车辆参数和发动机的特性进行测试,以确定基本的参数和试验数据。该车共有 5 个前进挡,1 个倒挡,各挡位传动比如表 1 所示。主减速比  $i_g = 4.375$ ,其它结构参数如下:总质量  $m = 1\ 190\text{ kg}$ ;迎

\* 国家自然科学基金面上项目(51075410),重庆科技攻关计划项目(2010AC6049)资助

\*\* E-mail: dysun@cqu.edu.cn



1 - 油箱;2 - 滤油器;3 - 液泵;4 - 溢流阀;5 - 单向阀;6 - 蓄能器;7 - 继电器;8,9 - 二位二通电磁阀;10,11,12,13 - 二位三通电磁换向阀;14 - 换挡液压缸;15 - 选挡液压缸

图 1 换挡液压系统简图

Figure 1 Hydraulic system diagram

风面积  $A = 1.7 \text{ m}^2$ ; 空气阻力系数  $C_D = 0.32$ ; 车轮半径  $r = 0.274 \text{ m}$ 。

表 1 各挡位传动比

Table 1 Speed ratio of each gear

| 挡位  | 传动比 $i_n$             |
|-----|-----------------------|
| 1 挡 | 41/12 = 3.416         |
| 2 挡 | 39/19 = 1.894         |
| 3 挡 | 32/25 = 1.280         |
| 4 挡 | 32/35 = 0.914         |
| 5 挡 | 25/33 = 0.757         |
| R 挡 | 29/11 * 36/29 = 3.272 |

选用发动机 JL472Q1, 最小转速为 900 r/min, 最大转速为 6 000 r/min。根据汽车发动机性能试验方法, 进行动力性、经济性性能试验, 可得到发动机稳态输出扭矩和燃油消耗模型, 如图 2、图 3 所示。

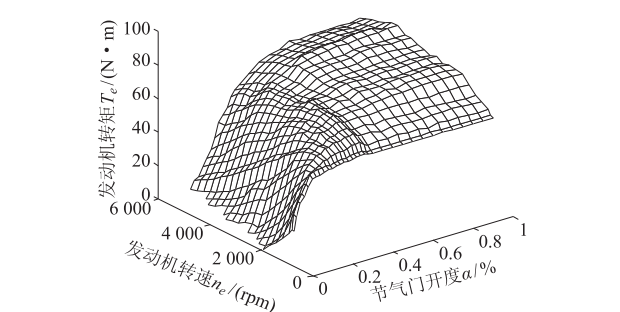


图 2 发动机稳态输出扭矩

Figure 2 Steady output torque of the engine

3 换挡执行机构设计

3.1 换挡规律的制定

本文选用目前普遍采用的两参数换挡规律, 其控制参数为节气门开度  $\alpha$  和车速  $v_a$ 。对于动力性换挡规律, 考虑到所

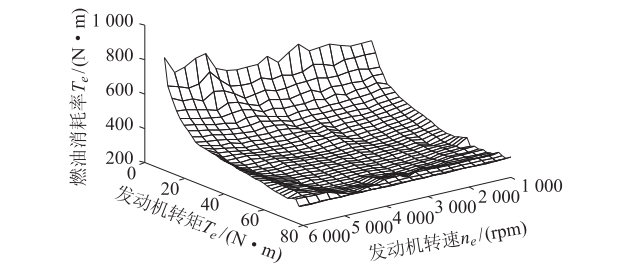


图 3 发动机燃油消耗模型

Figure 3 Fuel consumption model of the engine

选车型为经济型轿车, 后备功率较低, 可采用收敛型降挡控制策略。对于经济性换挡规律可以采用等延迟型降挡控制策略。

动力性升挡规律所采用的策略如下: ①同一油门开度下, 若相邻挡的加速度特性曲线相交, 且交点不为负, 则取各挡交点为换挡点; ②同一油门开度下, 若相邻挡的加速度特性曲线不相交, 则取各挡的最高车速为换挡点 (边界点)。

为了防止换挡循环或发动机熄火, 必须满足以下边界换挡点升挡规则: a) 若升挡后, 车辆加速度  $a > 0$ , 则升挡; b) 若升挡后, 车辆加速度  $a < 0$ , 则保持原挡。根据汽车动力学方程:

$$\frac{T_e i_n i_g \eta_T}{r} = F_w + F_f + F_i + \delta_n m \frac{dv_a}{dt} \tag{1}$$

其中,  $F_w = \frac{C_D A v_a^2}{21.15}$ ,  $F_f = mgf_0 (1 + \frac{v_a^2}{19440})$ ,  $F_i = mgi$ ,  $\delta_n = 1 + \delta_1 + \delta_2 i_n^2$ 。则有:

$$\frac{dv_a}{dt} = \frac{\frac{T_e i_n i_g \eta_T}{r} - \frac{C_D A v_a^2}{21.15} - mgf_0 (1 + \frac{v_a^2}{19440}) - mgi}{\delta_n m} \tag{2}$$

选取  $\delta_1 = \delta_2 = 0.04$ ,  $\eta_{TT} = 0.90$ ,  $f_0 = 0.018$ 。

经济性升挡规律所采用的策略如下: 小油门开度时, 在同一油门开度下, 相邻挡位的燃油消耗率特性曲线相交则以交点为换挡点; 否则以动力性换挡规律作为参考进行选取。发动机转速与汽车速度的关系、燃油消耗率  $b_e$  与燃油消耗量  $Q_e$  的关系分别为:

$$v_a = 7.2 \pi n_e / 60 i_n i_g \tag{3}$$

$$b_e = \frac{60 \times 1000 Q_e}{2 \pi n_e} \tag{4}$$

根据式 (3)、(4) 可以得出不同油门开度下的燃油消耗特性。

结合发动机试验数据, 通过计算得出各相邻挡位间的最佳换挡点, 对不合理点进行修正, 最终绘制出动力性换挡规律图和经济性换挡规律图, 如图 4、图 5 所示。

3.2 换挡力的求取

1) 同步器各力、力矩间的关系

原型车采用惯性锁止式同步器, 同步环和接合齿锥面间存在摩擦力矩  $M_s$ , 此力矩产生于同步器作用的第一和第二阶段<sup>[6]</sup>, 受力分析后得出同步力

$$f_t = \frac{M_s \sin \beta}{\mu R} \tag{5}$$

式中,  $\beta$  为锥面角;  $R$  为摩擦锥面平均半径;  $\mu$  为同步环与接

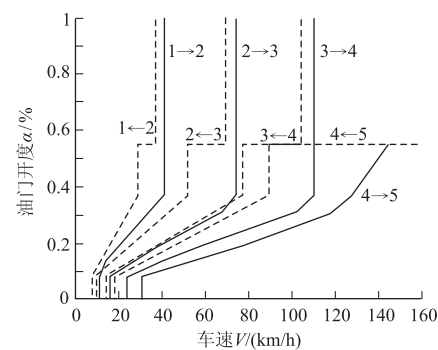


图 4 动力性换挡规律  
Figure 4 Dynamic shift schedule

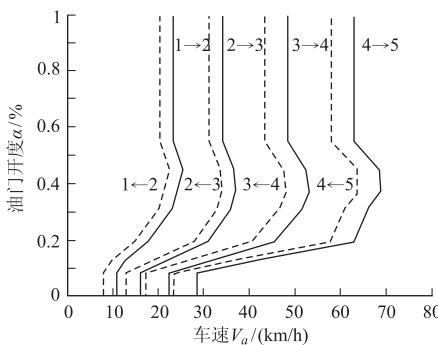
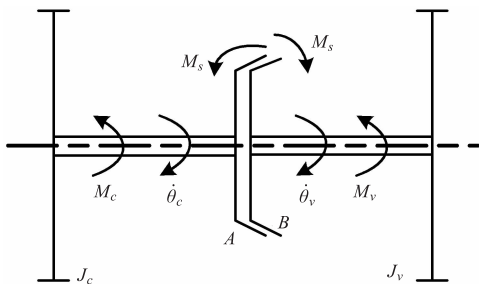


图 5 经济性换挡规律  
Figure 5 Economic shift schedule

合套间滑动摩擦系数。

2) 同步器系统模型

对同步过程进行理论分析,可以得出同步力矩和同步时间的关系。同步器系统可简化成如图 6 所示的形式,运用牛顿第二定理对该系统进行分析<sup>[7]</sup>。



$M_c$  - 离合器阻力矩; $J_c$  - 变速器输入轴和离合器从动盘等零件的当量转动惯量; $J_v$  - 汽车惯量; $M_v$  - 行驶阻力矩; $\dot{\theta}_c$  - 输入端角速度; $\dot{\theta}_v$  - 输出端角速度

图 6 同步器系统简图  
Figure 6 Synchronizer system diagram

对系统的输入端和输出端,依次有:

$J_c \ddot{\theta}_c = \mp M_s - M_c$  (6)

$J_v \ddot{\theta}_v = \pm M_s - M_v$  (7)

式中,负号适用于低挡换高挡,正号则适用于高挡换低挡。

假设换挡过程中  $M_s$ 、 $M_c$ 、 $M_v$  都不随时间而变化,同步时间为  $t_i$ ,同步器传动比  $r = \omega_{in}/\omega_{out}$ ,其中  $\omega_{in}$  为同步器输入端初始角速度, $\omega_{out}$  为同步器输出端初始角速度。取  $J_v/(J_v +$

$J_c) \approx 1$ ,根据换挡终了时系统输入端与输出端角速度相等可得关系式<sup>[8]</sup>

$$\pm M_s \approx \frac{\omega_{out} J_c (r - 1)}{t_i} + \frac{M_v J_c}{J_v} - M_c$$
 (8)

式中,右边后两项较小,若忽略不计,可得

$$\pm M_s \approx \frac{J_c (\omega_{in} - \omega_{out})}{t_i} = \frac{J_c \Delta \omega}{t_i}$$
 (9)

式中, $\Delta \omega$  为同步过程开始时同步器输入端与输出端转速差。本文取  $J_{c1} = 3.691 \times 10^{-4}$ ,  $J_{c2} = 6.247 \times 10^{-4}$ ,  $J_{c3} = 5.445 \times 10^{-4}$ ,  $J_{c4} = 2.203 \times 10^{-3}$ ,  $J_{c5} = 1.759 \times 10^{-3} (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$ 。

3) 转速差  $\Delta \omega$  的计算

低挡换入高挡和高挡换入低挡时  $\Delta \omega$  的计算公式依次为:

$$\Delta \omega = \frac{i_{n-1} - i_n}{i_n \cdot i_{n-1}} \cdot \frac{2 \pi n_e}{60}$$
 (10)

$$\Delta \omega = \frac{i_{n-1} - i_n}{i_{n-1}^2} \cdot \frac{2 \pi n_e}{60}$$
 (11)

4) 最大同步力的求取

基于国家标准 28 工况,在 Matlab/Simulink 平台上建立考虑同步过程的整车仿真模型,取  $t_i = 0.2 \text{ s}$ ,可分别计算出在动力性和经济性换挡规律下,换挡时所需的同步力。整车循环仿真系统框图如图 7 所示,仿真结果表明动力性换挡规律下的同步力均大于相应的经济性换挡规律下的同步力,最大同步力出现在 2 挡降 1 挡时,其值为  $f_{tmax} = 315 \text{ N}$ ,如图 8 所示。

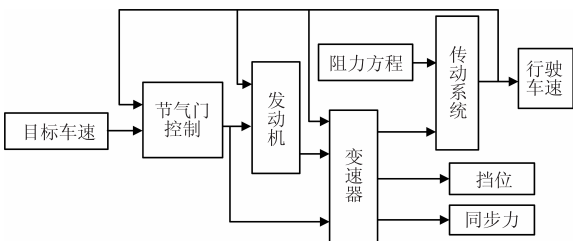


图 7 整车循环仿真系统框图  
Figure 7 Block diagram of vehicle emulation

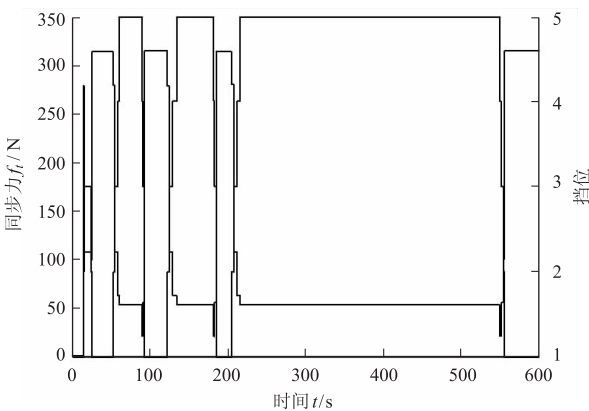


图 8 动力性换挡规律下的挡位和同步力

Figure 8 Shift and synchronous power of dynamic shift schedules

5) 挂挡阻力  $f_{hz}$

$$f_{hz} = f_i = f_{sz} + f_{sk} + f_{km} + f_d$$
 (12)

式中,  $f_{sz}$  为拨叉轴自锁阻力,  $f_{sk}$  为齿套空挡自锁阻力,  $f_{km}$  为摩擦阻力,  $f_d$  为抵触阻力。分析可知挂挡阻力值主要取决于同步力的大小。故挂挡阻力在 2 挡降 1 挡时最大, 估算得  $f_{h2max} = 350\text{ N}$ 。

3.3 液压元件的参数设计

液压系统由定量泵提供主油压, 取系统压力  $p = 1.4\text{ MPa}$ , 机械效率  $\eta_m = 0.9$ , 快进时速度为  $0.037\text{ m/s}$ , 同步时速度为  $0.020\text{ m/s}$ , 挂挡行程  $L = 8\text{ mm}$ , 换挡时间小于  $0.5\text{ s}$ 。

1) 液压缸设计

换挡液压缸选用双作用三位置缸, 有三个停靠位置, 具体结构如图 9 所示。该结构简单, 缸体为两个阶梯, 精加工时可从一个方向进行加工, 故加工容易, 精度容易保证, 活塞杆有三个阶梯, 只用一个浮动衬套<sup>[9]</sup>。

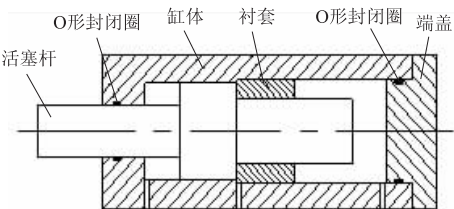


图 9 液压缸结构图  
Figure 9 Hydraulic cylinder structure

液压缸在工作过程中, 一般要经历启动加速、快速、工进和制动减速等负载工况。液压缸的负载由以下三部分组成: 工作负载  $F_w$ 、摩擦负载  $F_f$  和惯性负载  $F_a$ 。换挡过程中各阶段液压缸的负载是不同的, 总负载  $F$  在启动加速阶段、快速阶段、工进阶段和制动减速阶段的计算公式依次为<sup>[10]</sup>

$$F = (F_f + f_a) / \eta / m \tag{13}$$

$$F = F_f / \eta_m \tag{14}$$

$$F = (F_f \pm F_w) / \eta_m \tag{15}$$

$$F = (F_f \pm F_w - F_a) / \eta_m \tag{16}$$

最大负载出现在工进阶段, 估算得最大负载  $F_{max} = 515\text{ N}$ 。根据最大总负载和选取的工作压力可计算出液压缸作用面积和活塞杆直径。以 2 挡降 1 挡的挂挡过程为例, 右腔进油, 左腔回油, 对液压缸进行受力分析, 得出

$$F = pS_2\eta_m = \frac{1}{4}\pi pd_2^2\eta_m \tag{17}$$

式中,  $d_2$  为右活塞杆直径。计算得  $S_2 = 408.73\text{ mm}^2$ ,  $d_2 = 22.82\text{ mm}$ , 选取标准值  $d_2 = 25\text{ mm}$ 。查手册<sup>[11]</sup>选取右腔缸径  $D_2 = 50\text{ mm}$ 。由于摘挡力较小, 同时要求左腔作用面积  $S_1$  大于右活塞杆截面面积  $S_2$ 。经推算并参照设计手册, 可选取左活塞杆直径  $d_1 = 22\text{ mm}$ , 左腔缸径  $D_1 = 40\text{ mm}$ 。故衬套的外径  $D = 50\text{ mm}$ , 内径  $d = 25\text{ mm}$ , 长度  $H = (0.6 \sim 1.0) D = 30 \sim 50\text{ mm}$ , 可取  $30\text{ mm}$ 。

液压缸的缸筒长度由活塞最大行程、右活塞杆长度、活塞的长度等确定。根据原型车参数可知活塞最大行程为  $16\text{ mm}$ 。选定右活塞杆长度为  $36\text{ mm}$ , 活塞长度  $B = (0.6 \sim 1.0) D_1 = 24 \sim 40\text{ mm}$ , 可取  $25\text{ mm}$ 。经估算液压缸的缸筒长度为  $87\text{ mm}$ 。

根据计算得到的  $d_2$  和  $F_{max}$ , 利用式 (17) 可计算出液压缸的最大工作压力  $p_{max} = 1.17\text{ MPa}$ 。液压缸的最大流量

$$Q_{max} = \frac{S_2 u_{max}}{\eta_v} \tag{18}$$

取液压缸容积效率  $\eta_v = 0.9$ , 可计算出  $Q_{max} = 1.21\text{ L/min}$ 。

2) 液压泵选型

液压泵的工作压力为

$$p_b = p_1 + \sum \Delta p_i \tag{19}$$

式中,  $p_1$  为执行元件入口处最大工作压力;  $\sum \Delta p_i$  为主回路压力损失之和, 对管路简单的液压系统, 可取  $\sum \Delta p_i = (0.2 \sim 0.5)\text{ MPa}$ , 在此取  $0.4\text{ MPa}$ 。液压泵的最大流量为

$$Q_{bmax} = K(\sum Q)_{max} \tag{20}$$

式中,  $K$  为系统泄漏系数, 小流量取  $1.3$ ;  $(\sum Q)_{max}$  为同时动作的执行元件所需流量最大值。计算得出  $p_b = 1.57\text{ MPa}$ ,  $Q_{bmax} = 1.58\text{ L/min}$ 。液压泵的额定压力要大于计算值的  $25\% \sim 60\%$ 。查液压元件手册, 选取齿轮泵 CB-E1.5, 额定压力为  $16\text{ MPa}$ , 最高压力为  $20\text{ MPa}$ , 排量为  $1.6\text{ mL/r}$ , 额定转速为  $2000\text{ r/min}$ , 最高转速为  $3000\text{ r/min}$ 。

3) 电机选型

驱动液压泵的电动机根据驱动功率和泵的转速来选择。电动机功率  $P_M$  可按下式确定

$$P_M = \frac{p_b \cdot Q_b}{\eta_b} \tag{21}$$

式中,  $p_b$  为液压泵的最高供油压力;  $q_b$  为液压泵的实际输出流量;  $\eta_b$  为液压泵的总效率, 取  $0.81$ 。计算得电机功率:  $P_M = 50.72\text{ W}$ 。查手册选用功率为  $120\text{ W}$ , 转速为  $2400\text{ r/min}$  的永磁直流电机 90ZY74, 电压为  $24\text{ V}$ 。

4) 辅助元件选型

根据系统的工作压力和通过各元件的实际流量, 可以选定阀类元件及辅助元件的规格, 如表 2 所示。

表 2 阀类元件及辅助元件型号、规格表

| Table 2 Specifications table of valve and auxiliary components |      |                  |                                  |
|----------------------------------------------------------------|------|------------------|----------------------------------|
| 名称                                                             | 估计流量 | 型号               | 规格                               |
| 油箱                                                             | -    | 开式               | 2L                               |
| 滤油器                                                            | 3    | SU1-B10x36       | 10 L/min, 36 $\mu\text{m}$       |
| 蓄能器                                                            | -    | NXQ1-L0.63/20    | 0.63 L, 20 MPa                   |
| 单向阀                                                            | 3    | S10P1            | 31.5 MPa, 10 mm                  |
| 溢流阀                                                            | 3    | DT-02-B-22       | 0.5 ~ 7.0 MPa<br>6.35 mm, 1.5 kg |
| 二位二通电磁阀                                                        | 3    | DHF08-224        | 15 L/min, 8 mm                   |
| 二位三通电磁阀                                                        | 4    | 3WE5-6.0/W220-50 | 15 L/min, 1.4 kg                 |

4 液压缸的动态特性仿真

若用  $m$  表示活塞及运动部件质量,  $F_l$  为负载力,  $p, q$  分别为液压缸输入压力和流量, 则液压缸输入油液连续性方程<sup>[13]</sup>为

$$q = S_1 v = \lambda_c p + \frac{V_c}{K_1} \frac{dp}{dt} \tag{22}$$

式中,  $v$  为活塞运动速度;  $\lambda_c$  为液压缸泄漏系数;  $V_c$  为液压缸高压腔及进油管路油液体积;  $K_1$  为油液体积弹性模量。活

塞运动动力平衡方程<sup>[13]</sup>为:

$$pS_1=m\frac{dv}{dt}+Bv+F_1$$

(23)

式中, $B$ 为黏性阻尼系数。当 $F_1$ 为常数(即 $F_1=F_{10}$ ),管路入口处流量 $q$ 从零阶跃升至 $q_0$ 时,液压缸活塞运动速度 $v$ 和过渡方程可由式(22)和式(23)求得:

$$\frac{d^2v}{dt^2}+\frac{K_1\lambda_c m+V_c B}{V_c m}\frac{dv}{dt}+\frac{K_1(S_1^2+\lambda_c B)}{V_c m}v$$
$$=\frac{(S_1q_0-\lambda_c F_{10})K}{V_c m}$$

(24)

稳态液压缸的速度

$$v_0=\frac{S_1q_0-\lambda_c F_{10}}{S_1^2+\lambda_c B}$$

(25)

若启动时静摩擦力为 $F_s$ ,则启动需压力为 $(F_s+F_{10})/S_1$ ,在初始条件 $t=0,v=0,p=(F_s+F_{10})/S_1$ 的情况下,基于 Simu-link 软件建立液压缸动态模型,并采用 PID 控制算法对其进行控制。经计算可求出系统阻尼比为0.177 1,通过反复调试,选定控制参数 $K_p=382$ 、 $K_i=76$ 、 $K_d=2.292$ ,最终可仿真得出在 2 挡降 1 挡的挂挡阶段,液压缸对目标速度的跟踪情况,如图 10 所示。从图中可以看出,此液压缸具有响应速度快,跟踪误差小的动态特性,基本上满足液压系统设计要求。

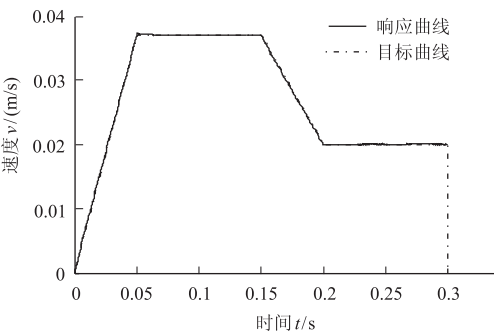


图 10 液压缸速度响应仿真曲线  
Figure 10 Velocity response curve of the hydraulic cylinder

5 结论

1)根据原型车参数确定的换挡规律,以及 28 标准工况

的行驶要求,求取最大同步力和最大挂挡阻力,从而实现 AMT 换挡执行液压机构参数的正向设计。

2)以某款手动变速汽车为对象,完成了换挡执行机构液压泵、缸、控制阀以及辅助元件的设计选型,通过对液压缸的动态特性仿真分析可知:所设计的液压缸响应速度快,跟踪误差小。

参考文献

[1]王洪亮,刘海鸥,等. 重型车辆 AMT 换挡过程控制方法研究[J]. 汽车工程,2009,31(6):540-544.

[2]孟建民,陈慧岩,等. 自动机械变速箱液压选换挡操纵机构的改进设计[J]. 机械设计,2009,26(1):62-65.

[3]KULKARNI M,SHIM T,ZHANG Yi. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions [J]. Mechanism and Machine Theory, 2007,(42):168-182.

[4]张辉. 重型车电控机械式自动变速器执行机构的研究与开发[D]. 重庆:重庆大学,2007.

[5]葛安林. 自动变速器(六)[J]. 汽车技术,2001:2-3.

[6]孔文凯. 一种新型的同步器结构及设计参数分析[J]. 汽齿科技, 2002,(2):3-4.

[7]余盼霞. 机械自动变速器电动换挡执行机构动态特性分析[D]. 重庆:重庆大学,2010.

[8]高维山. 变速器[M]. 北京:人民交通出版社,1999:77-79.

[9]陈伟,张洪坤,葛安林. AMT 换挡液压缸的结构设计[J]. 液压与气动,2008,(6):62-63.

[10]姜继海. 液压传动[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2004:166-168.

[11]成大先. 机械设计手册-液压传动[M]. 5 版. 北京:化学工业出版社,2010:105-275.

[12]LUCENTE G,MONTANARI M,ROSSI C. Modelling of an automated manual transmission system[J]. Mechatronics,2007,(17):73-91.

[13]李永堂,雷步芳. 液压系统建模与仿真[M]. 北京:冶金工业出版社,2003:179-184.

[14]Al S,DULGER L C,KIRECCI A. Hybrid actuator; Motion control using genetic algorithms[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,2009,223(7):1 657-1 665.

作者简介

孙冬野(1966-),男,教授,博导,主要研究方向:车辆传动及其综合控制;  
陈丽君(1981-),女,硕士研究生,主要研究方向:自动变速器选换挡执行机构系统。