

重型车辆电控机械式自动变速系统设计与应用*

刘振军 秦大同 胡建军

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

【摘要】以 dSPACE 为控制器设计了重型车辆电控机械式自动变速系统 (AMT), 按照 V 模式开发流程进行了硬件设计, 控制软件代码自动生成, 整车标定与测试。在 12 挡手动变速重型载货汽车平台上, 设计了 AMT 液压控制系统、换挡执行机构和离合器自动控制系统, 确定了系统控制策略, 完成了控制软件设计, 进行了实车标定与控制性能试验。结果表明, 基于 dSPACE 的重型车辆 AMT 系统控制性能达到了预期的目标, 控制软件开发与实车参数标定、调试容易, 可减少控制系统在设计、开发、试验到定型过程中的重复工作, 加快研发周期。

关键词: 重型车辆 电控机械式自动变速器 控制系统

中图分类号: TH132.32 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)08-0007-08

Design and Application of Heavy Truck AMT System

Liu Zhenjun Qin Datong Hu Jianjun

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

Abstract

Automated mechanical transmission (AMT) control system for heavy vehicle was developed based on dSPACE control. Hardware development, automatic code generation, vehicle calibration and testing were carried out based on V-type development process. Hydraulic control system, gear shifting actuator and clutch automatic control system for AMT were designed. The control strategy was confirmed. The development of control software was accomplished. Vehicles calibration and control performance testing based on the 12-gear MT of heavy truck platform were performed. The results showed that the heavy vehicle AMT based on the dSPACE achieved the expected goal. The software development and vehicle parameters calibration could be controlled. Thus, the repeated work could be diminished in design, development and the process of testing to typing, so that the development cycle could be accelerated.

Key words Heavy truck, Automated mechanical transmission, Control system

引言

重型汽车越来越多地采用主副箱结构的多挡位变速器。随着挡位数的增多, 加大了驾驶员的操纵难度和劳动强度, 变速器的故障率上升, 手动机械式换挡操纵已不适应当今重型汽车的发展需要。在几种型式的自动变速系统中, 电控机械式自动变速 (AMT) 技术是重型车辆自动变速的一个重要发展方向, 适合我国国情^[1-4]。其运用率正在逐步上升, 并得到了用户的认同。本文以 12 挡手动变速重型车辆为平台, 按照 V 模式开发流程进行硬件设计、

代码自动生成, 整车标定与测试。

1 AMT 系统总体结构

根据原型车动力传动系统的特点, 设计的 AMT 系统结构如图 1 所示。原车相关结构及参数如表 1 所示。

2 液压系统与执行机构

2.1 液压系统

AMT 系统执行机构采用电控液压驱动方式, 换挡机构采用由 4 只液压缸直接驱动换挡拨叉的换挡

收稿日期: 2010-08-07 修回日期: 2010-12-20

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110114)

作者简介: 刘振军, 教授, 主要从事车辆动力传动与控制研究, E-mail: liuzj@cqu.edu.cn

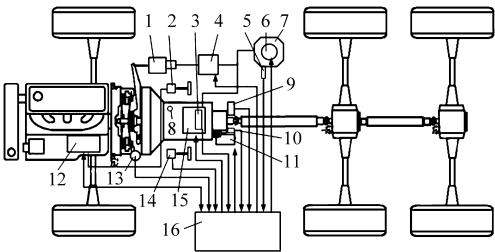


图1 AMT系统结构原理图

Fig.1 Structure composition of AMT

1. 液控气动助力缸 2. 加速踏板传感器 3. 挡位传感器 4. 离合器控制机构 5. 压力传感器 6. 电动机 7. 液压动力单元 8. 输入轴转速传感器 9. 车速传感器 10. 高低挡传感器 11. 高低挡控制阀 12. 发动机 ECU 13. 离合器位置传感器 14. 行车制动传感器 15. 换挡执行机构 16. 电控单元 TCU

表1 原车相关结构及参数

参数	数值
整备质量/kg	12 870
额定载质量/kg	18 000
发动机最大转速/ $r \cdot min^{-1}$	2 200
最大扭矩/ $N \cdot m$	1 518
额定功率/ $kW (r/min)$	278 (2 200)
最高车速/ $km \cdot h^{-1}$	90
车辆迎风面积/ m^2	8.5
轮胎滚动半径/mm	525
变速器传动比	15.53、12.08、9.39、7.33、5.73、4.46、 3.48、2.71、2.10、1.64、1.28、1.00
发动机型号	SC9DF375Q3
机械变速器型号	12JS160T
离合器型号	MFZ430

方式(无选挡过程)。离合器机构保留原车液控气助力缸,采用高速开关电磁阀控制离合器助力缸进油和放油,实现离合器自动控制。液压系统如图2。

2.2 换挡执行机构

AMT系统手动变速器为主、副箱整体式双中间轴结构。主变速器有6个前进挡、1个倒挡,副变速器有高速和低速2个挡位,共组成12个前进挡和2个倒挡。根据手动变速器换挡机构的结构特点,采用平行式换挡液压缸设计方案^[5],由4只液压缸分别驱动4个换挡拨叉。副箱的高低挡切换则保留了原有气动控制系统,将原手动控制二位三通气动阀换为电磁阀。换挡执行机构液压缸采用中部输出方式(图3),3个前进挡液压缸各由2只插装式二位三通电磁换向阀控制,当其中一个电磁阀通电时挂挡,两个电磁阀同时通电时摘挡。倒挡缸用一个电磁阀控制,靠弹簧回中。执行机构安装在变速器

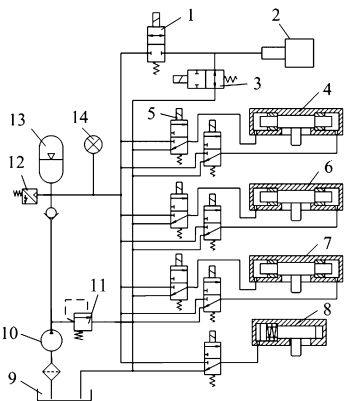


图2 液压控制系统原理图

Fig.2 Hydraulic control system

1. 离合器进油阀 2. 离合器助力缸 3. 离合器放油阀 4. V-VI挡液压缸 5. 二位三通换向阀 6. III-IV挡液压缸 7. I-II挡液压缸 8. R挡液压缸 9. 油箱 10. 液压泵 11. 溢流阀 12. 压力传感器 13. 蓄能器 14. 压力表

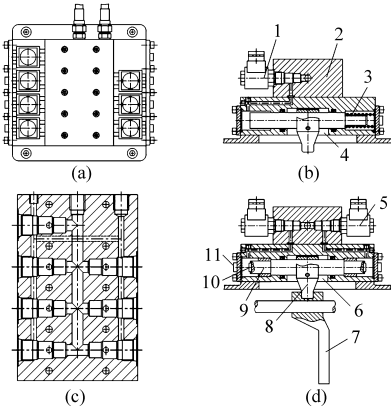


图3 换挡执行机构

Fig.3 Devices for shifting

- (a) 俯视图 (b) 倒挡执行机构剖视图
(c) 阀体油道结构图 (d) 前进挡执行机构剖视图

1. 两位三通电磁阀 2. 阀体 3. 倒挡回位弹簧 4. 倒挡液压缸 5. 三位四通电磁阀 6. 前进挡液压缸 7. 换挡拨叉 8. 换挡拨指 9. 活塞杆 10. 磁铁 11. 挡位传感器

盖上原手动选换挡机构位置。该方案为无选挡过程的直接换挡,因此可缩短换挡过程的时间,提高车辆加速性能。

换挡执行机构端部安装有7个非接触式传感器S1~S7,对换挡位置进行检测。

2.3 离合器执行机构

原车离合器为拉式膜片弹簧结构,采用液控气助力驱动方式,由离合器踏板驱动离合器主缸,输出静液压力,对液控气助力缸中的随动阀进行控制,从而控制进入或排出助力缸的压缩空气,实现离合器分离结合的控制。针对原车离合器操纵机构,设计的AMT离合器控制系统如图4所示^[6]。控制系统由进油高速开关阀、放油高速开关阀、液控气助力缸和离合器位置传感器等构成。电控单元向高速开关

阀发送脉宽调制信号,控制两只高速开关阀通断电可控制离合器处于结合、分离和保持 3 种工况。

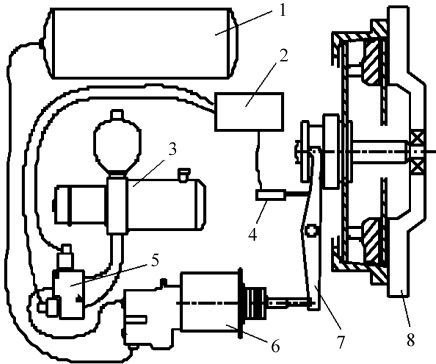


图 4 AMT 离合器控制系统原理图

Fig. 4 Schematic of clutch in AMT control system

1. 储气罐 2. 电控单元 3. 液压源装置 4. 位移传感器 5. 离合器控制阀 6. 液控气助力缸 7. 分离拨叉 8. 离合器

通过改变电控单元发送的脉宽调制信号的占空比,可控制离合器分离、结合的速度。位移传感器检测离合器压盘的行程,将位移量信号送至电控单元,系统在电控单元的控制下可实现离合器目标接合位置和速度的闭环控制。

3 电控系统设计

电控系统设计采用了先进的 V 模式设计方法。其设计流程包括:功能设计与离线仿真,快速控制原型建立,代码自动生成,硬件在环仿真,标定与整车测试,最后完成车载控制器的设计。上述设计流程构成了从功能设计、软件编程、可靠性测试到标定的汽车电控系统设计一体化解决方案^[7]。

3.1 控制系统硬件

控制系统硬件结构如图 5 所示,系统以 dSPACE 为控制器,与上位计算机构成 AMT 电控系统硬件核心,dSPACE 控制器的输出通过驱动放大单元控制执行机构各电控元件。通过 CAN 总线实现与发动机 ECU 的通讯。除控制器外还包括控制阀、液压泵驱动电动机继电器、传感器等,各元件参数如表 2 所示。

3.2 控制软件

控制软件是 AMT 系统控制的核心,本文结合 V 模式开发流程,利用 Matlab/Simulink 进行建模,根据重型商用车控制系统结构以及控制策略,设计 AMT 系统实时仿真控制模型。控制模型主要由 4 个模块组成:输入模块、计算模块、控制模块和输出模块。

3.2.1 输入模块

输入模块主要包括离合器位置、发动机油门开度、制动踏板开度、变速器输入轴转速、液压系统压

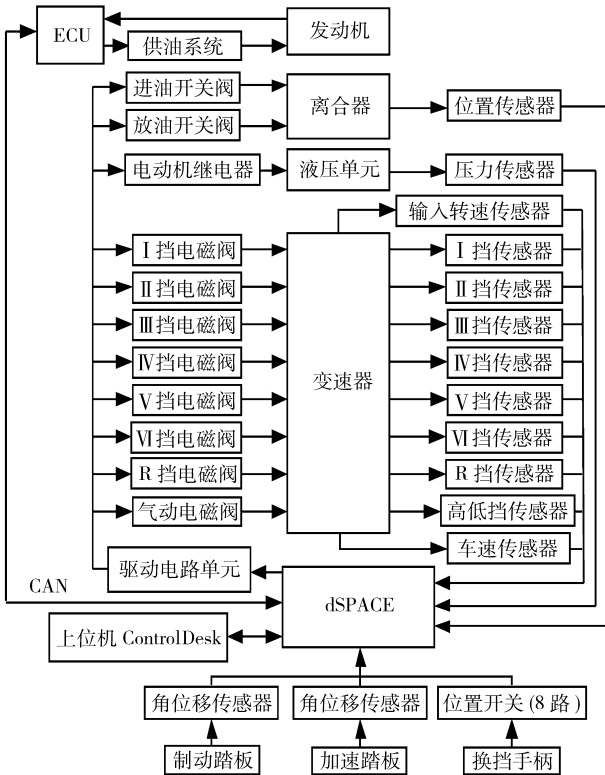


图 5 控制系统结构图

Fig. 5 Structure of AMT control system

表 2 控制系统元件

Tab. 2 Element type of AMT control system

名称	型号	备注
离合器位置传感器	BOSCH	角位移传感器
压力传感器	TT01	量程:6 MPa
输入轴转速传感器	CSHG-02	霍尔效应传感器
变速器挡位开关	PS-3470	磁控开关
车速传感器	CSHG-02	霍尔效应传感器
高速开关阀	HSV-3070S2	
电动机继电器	HHC71F-2Z	80A,250VAC/12VDC
主箱换挡电磁阀	LSV2-08-3	二位三通插装电磁阀
副箱换挡电磁阀	4V210-8	二位三通电磁阀
MicroAutoBox	DS1401	dSPACE
驱动单元	自主开发	
换挡手柄传感器	KW4-3Z-3	

力、发动机转速、车速、挡位以及换挡手柄位置等信号的输入。

3.2.2 计算模块

计算模块包括升降挡判断模块、离合器结合速度控制模块、发动机转速控制模块和液压系统压力控制模块。升降挡判断模块根据当前挡位、车速、发动机转速、加速踏板位置和换挡规律进行升挡或降挡判断。离合器结合速度控制模块由模糊控制器和 PWM 信号发生器组成。模糊控制器根据油门开度、

离合器位置、发动机转速和变速器输入轴转速通过模糊控制计算离合器目标结合位置。PWM 信号发生器根据离合器目标位置和当前位置通过 PID 控制计算出回油电磁阀的目标 PWM 占空比,从而控制离合器的接合速度。发动机转速控制模块根据发动机目标转速和实际转速的差值通过 Fuzzy-Bang Bang 双模式控制计算出目标喷油脉宽,控制电控喷油器喷油量,进而控制发动机转速。

3.2.3 控制模块

AMT 控制模块包含根据油门开度和当前挡位,由换挡规律计算升挡车速和降挡车速的换挡车速计算模块和 AMT 逻辑控制模块。逻辑控制模块由 P 挡模式、N 挡模式、R 挡模式、D 挡模式、手动挡模式 5 部分以及各模式之间的切换控制逻辑构成。AMT 逻辑控制模块根据不同的操作模式和控制策略,在起步、正常行驶、制动、停车、倒车、手动换挡等工况下,对变速器、离合器和发动机进行协调控制。

3.2.4 输出模块

输出模块用于控制信号输出,包括换挡电磁阀控制信号、离合器高速开关阀控制信号、液压系统电动机继电器控制信号等。

3.3 系统控制策略

3.3.1 起步控制

起步控制通过对发动机转速和转矩以及离合器结合速度的综合控制,使车辆在不同路况和驾驶员起步意图下实现快速平稳起步。AMT 控制的关键和难点之一是起步过程中离合器和发动机协调控制^[8]。起步控制受负载条件、道路条件、车辆状况和驾驶员意图等诸多因素的影响,控制目标应满足起步过程中车辆的平顺性,保证发动机稳定运转,减少离合器滑摩,延长离合器使用寿命等要求。

(1) 起步过程动力学模型

起步过程中离合器可分为滑摩状态和完全结合状态两种工况,滑摩状态车辆动力学方程可表示为

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - b_e \omega_e - T_c \quad (1)$$

$$J_v \dot{\omega}_c = T_c - b_v \omega_c - T_{LC} \quad (2)$$

式中 J_e ——发动机转动惯量

ω_e ——发动机曲轴角速度

T_e ——发动机输出转矩

b_e ——与转速有关的发动机曲轴摩擦因数

b_v ——车辆系统等效到离合器输出轴与转速有关的等效摩擦因数

T_c ——离合器传递力矩

J_v ——车辆系统转换到离合器输出轴的等效转动惯量

ω_c ——离合器输出角速度

T_{LC} ——外界阻力作用在变速器一轴的等效负载力矩

结合状态离合器动力学方程为

$$(J_e + J_v) \dot{\omega} = T_e - (b_e + b_v) \omega - T_{LC} \quad (3)$$

(2) 起步品质评价指标

起步品质两个主要评价指标——冲击度 j 和滑摩功 W 的数学表达式分别为

$$j = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{3 \cdot 6 R d^2 \omega_c}{i_d i_{g(n)} dt^2} \quad (4)$$

$$W = \int_0^{t_1} T_c \omega_e dt + \int_{t_1}^{t_2} T_c (\omega_e - \omega_c) dt \quad (5)$$

式中 $i_{g(n)}$ ——第 n 挡变速器传动比

i_d ——主减速器传动比

v ——车速 R ——车轮半径

t_1 ——汽车开始运动的时刻

t_2 ——发动机与离合器从动盘达到同步时刻

(3) 起步过程离合器与发动机控制

综合考虑驾驶员起步意图以及冲击度和离合器滑摩功要求,采用图 6 所示的模糊控制器对离合器结合速度进行控制。模糊控制器为双层推理结构,第 1 层模糊控制器将加速踏板开度 α 和加速踏板开度变化率 $\dot{\alpha}$ 作为输入量,由 α 和 $\dot{\alpha}$ 推理出驾驶员意图 I 。第 2 层模糊控制器以驾驶员意图 I 和离合器主从动盘转速比 $r(r = (\omega_e - \omega_c)/\omega_e)$ 作为输入量,由 I 和 r 推理出离合器结合速度 v_c 。

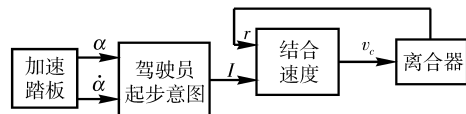


图 6 起步过程离合器模糊控制器

Fig. 6 Clutch fuzzy controller during startup

起步过程中发动机控制采用图 7 所示局部恒转速模糊控制^[9],系统通过转速传感器和油门位置传感器,将采集到的柴油机实际转速 n 和油门开度 α 决定的目标转速 n_0 ,经模糊化后转变为模糊量,依据这些模糊信息,通过控制规则作出模糊决策,再经模糊判决后变为精确量,用于对喷油脉宽进行调节,进而控制电控喷油器喷油量,达到控制转速的目的。选取发动机目标转速 n_0 和实际转速 n 之差 E ,以及转速差的变化率 $\dot{E}$ 作为系统的输入变量,选取喷油脉宽 τ 为系统的输出变量。其控制原则是:在起步过程的前半阶段,发动机采用恒转速控制,将目标转速设定在各油门开度下发动机最大扭矩对应的转速,并通过控制离合器接合量、接合速度以及油门开度来控制发动机实际转速和目标转速间的偏差。当离合器从动盘转速大于某一设定值时,离合器将根据油门开度和主、从动盘转速差的大小,按某一控制

速度加快结合,直到离合器主、从动盘转速差为零。

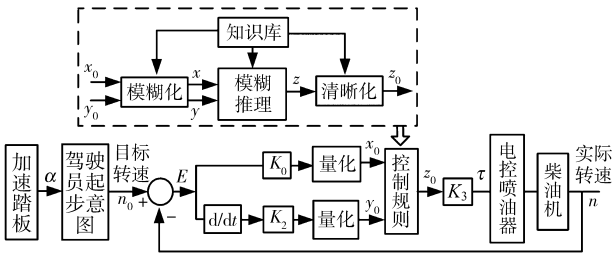


图 7 起步过程发动机局部恒转速模糊控制框图

Fig. 7 Fuzzy control system of constant engine speed during startup

3.3.2 换挡控制

换挡控制性能直接影响车辆的动力性、燃油经济性、通过性以及道路条件的适应能力。AMT 换挡控制要通过协调发动机、离合器和变速器的动作来实现平稳迅速换挡,同时还要减小离合器的滑摩和发动机转速的波动,所以 AMT 控制的另一个关键和难点是换挡过程的综合控制^[10]。

(1) 换挡过程车辆传动系统动力学模型

换挡过程车辆传动系统动力学模型如图 8 所示。

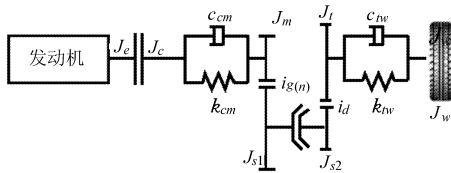


图 8 换挡过程传动系统动力学模型

Fig. 8 Dynamic model of power train system during shift

其动力学方程为

$$\begin{cases} J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_c \\ (J_e + J_c + J_{eq}) \dot{\omega} = T_e - \frac{1}{i_{g(n)} i_d} \left[k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} \left(\frac{\omega}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w \right) \right] \\ J_w \dot{\omega}_w = k_{tw} \Delta \theta_{tw} + c_{tw} \left(\frac{\omega_c}{i_{g(n)} i_d} - \omega_w \right) - T_L \\ \Delta \dot{\theta}_{cw} = \frac{\omega_c}{i_d i_{g(n)}} - \omega_w \end{cases} \quad (6)$$

式中 T_L ——负载转矩
 J_c ——离合器转动惯量
 J_m ——变速器输入轴转动惯量
 J_{s1} 、 J_{s2} ——同步器主、从动端转动惯量
 J_t ——变速器等效转动惯量
 J_w ——车轮转动惯量
 θ_{tw} —— J_t 、 J_w 间角位移
 ω_w ——车轮角速度
 k_{cm} 、 c_{cm} —— J_c 、 J_m 间当量扭转刚度和粘性阻尼系数

k_{tw} 、 c_{tw} —— J_t 、 J_w 间当量扭转刚度和粘性阻尼系数

θ_{cw} —— J_c 、 J_w 间角位移

换挡过程中离合器有 3 种状态:分离、结合和滑摩。3 种状态离合器传动扭矩 T_c 为 0、 T_e 、 $T_c(x_c)$ 。

(2) 换挡品质的评价指标

换挡控制以获得较好的换挡品质为目标,即在保证动力传动系统寿命的前提下,能够平稳无冲击换挡。其评价指标为耐久性、动力性和舒适性,体现在冲击度、离合器摩擦功和换挡时间上。

在换挡过程中,车辆冲击度 j 为

$$j = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{i_d i_{g(n)} \eta d T_c}{\delta M_0 R dt} \quad (7)$$

式中 η ——传动系统效率

M_0 ——汽车总质量

δ ——旋转质量换算系数

换挡过程中离合器的滑摩功为

$$W = \int_{t_1'}^{t_2'} T_c (\omega_{e1} - \omega_c) dt + \int_{t_3'}^{t_4'} T_c (\omega_{e2} - \omega_c) dt \quad (8)$$

式中 t_1' 、 t_2' ——离合器开始分离和分离结束时间

t_3' 、 t_4' ——离合器开始结合和结合完成时间

ω_{e1} ——换挡前发动机角速度

ω_{e2} ——换挡后发动机角速度

换挡过程时间 t 包括离合器分离过程时间、分离保持时间和结合过程时间。分离保持时间分为摘空挡和换入新挡过程时间。换挡时间 t 为

$$t = t_a + t_b + t_c + t_d$$

式中, t_a 、 t_b 、 t_c 、 t_d 分别表示离合器分离时间、摘空挡时间、换入新挡时间和离合器结合时间。

换挡品质评价指标中的冲击度、滑摩功和换挡时间之间存在矛盾,而且相互影响。因此必须对离合器和发动机进行综合控制,以达到较理想的换挡品质。

(3) 换挡控制策略

为了减小换挡过程动力中断的时间,保证车辆的动力性,对于离合器结合速度控制的原则是在满足冲击度约束条件的前提下,取最快的结合速度。根据离合器结合过程对冲击度影响分析,离合器结合过程中空行程和同步后的结合速度对冲击度无影响,因此这两个阶段结合速度可以取离合器执行机构允许的最大速度。在离合器结合的扭矩增长阶段,以允许的冲击度为条件,通过计算可推导出不同挡位时的最大结合速度。

在离合器结合的扭矩增长阶段,离合器行程 L 与离合器主从动盘的压力 F_c 可近似取为线性关系,则接合换挡过程中的冲击度为

$$j = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{i_d i_{g(n)} \eta}{\delta M_0 r_1} \frac{dT_c}{dt} = 2\mu R \frac{i_d i_{g(n)} \eta k_c}{\delta M_0 r_1} \frac{dL}{dt}$$

式中 μ ——动摩擦因数
 k_c ——离合器线性近似刚度
 r_1 ——离合器压盘有效作用半径

在保证允许冲击度的前提下(即 $j \leq [j]$)来控制离合器的结合速度:

$$\frac{dL}{dt} \leq [j] \frac{\delta M_0 r}{2\mu R i_d i_{g(n)} \eta k_c}$$

换挡过程中根据离合器主、从动盘转速差来对离合器结合量和结合速度进行控制。换挡过程发动机采用 Fuzzy - Bang Bang 双模式控制^[11](图 9),通过模式决策机制,当发动机目标转速与实际转速偏差较大时,采用转速控制使发动机转速尽快地接近目标转速,缩短离合器结合时间;当偏差较小时采用模糊控制提高控制系统的鲁棒性及控制精度。Fuzzy - Bang Bang 双模式发动机转速控制系统根据误差 E 的大小在线选择控制模式;如果误差较大,采用 Bang Bang 控制模式;否则采用模糊控制模式。系统模式决策机制用产生规则描述:如果 $|E| > |E_m|$,则 $\tau = \text{Bang Bang}$ 控制输出;如果 $|E| \leq |E_m|$,则 $\tau = \text{Fuzzy}$ 控制输出。其中 E_m 为模式切换点(Bang Bang 控制模式和 Fuzzy 控制模式的分界点),对应为发动机目标转速和实际转速之差。该值取较小, Bang Bang 控制作用强,系统响应快,过渡过程时间短,但可能产生较大的超调;该值取得大,情况相反。 E_m 值的选择与发动机的特性有关,通常借鉴试验手段来确定。 τ 为柴油机喷油脉宽,取值区间为 $[0,1]$ 。

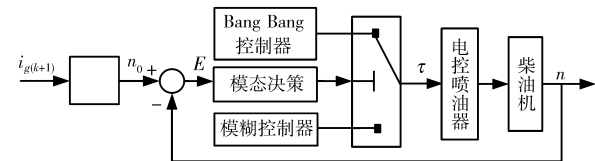


图 9 Fuzzy - Bang Bang 双模式发动机转速控制框图
Fig.9 Fuzzy - Bang Bang dual mode control for engine speed

Bang Bang 控制的产生规则如下:
if $E > E_m$ then $\tau = 1$ if $E < -E_m$ then $\tau = 0$

发动机转速模糊控制系统通过转速传感器和油门位置传感器,将采集到的发动机转速和油门开度经模糊化后转变为模糊量,依据这些模糊信息,通过控制规则作出模糊决策,再经模糊判决后变为精确量,用于对喷油脉宽 τ 进行调节,从而控制柴油机转速。选取发动机目标转速 n_0 和实际转速 n 之差 $E(E = n_0 - n)$,及转速差的变化率 $\dot{E}$ 作为系统的输入变量,选取喷油脉宽 τ 为

系统的输出变量。

4 样车试验

将设计的基于 dSPACE 的 AMT 控制系统应用于某重型载货汽车,进行 AMT 样车实车标定与性能试验。

4.1 起步试验

4.1.1 平稳起步试验

在油门开度较小工况下起步,加速踏板缓慢变化,驾驶员意图偏向平稳起步。根据控制策略,离合器按照快-慢-快规律接合。起步时,采用发动机局部恒转速控制,设定目标发动机转速控制在 800 r/min 左右,起步较平稳,Ⅲ挡平稳起步试验结果如图 10 所示。

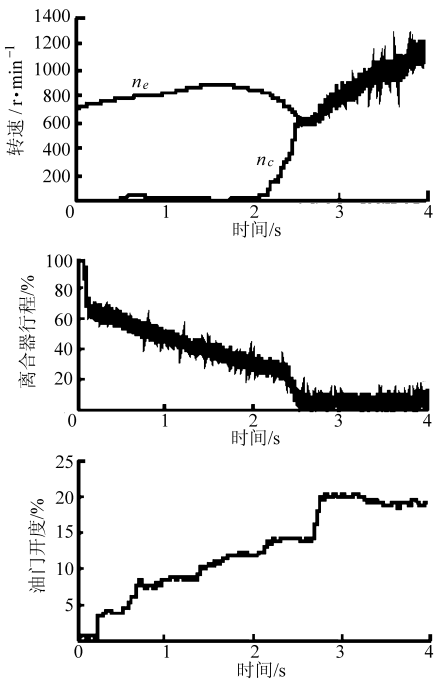


图 10 Ⅲ挡平稳起步试验曲线

Fig.10 Testing curves of slow startup at gear Ⅲ

4.1.2 急速起步试验

以较大的油门开度起步,加速踏板变化较快,驾驶员意图偏向迅速起步。起步时,发动机转速稳定时间较短,但仍保持较低转速(小于 1 000 r/min),起步过程时间较短,如图 11 所示。

4.2 换挡试验

4.2.1 连续升挡试验

车辆从原地以Ⅳ挡起步,然后加速踏板逐渐增大,随着车速的增加,汽车顺序从Ⅳ挡升至Ⅸ挡,如图 12 所示。从图可以看出,换挡过程中油门开度减小,换挡结束后根据控制策略油门开度恢复到目标开度。发动机运转平稳,没有出现换挡不及时的情况。

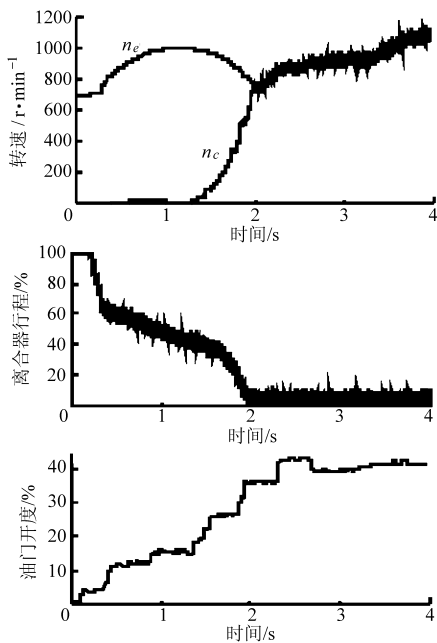


图 11 Ⅲ挡急速起步试验曲线

Fig. 11 Testing curves of hasty startup at gear Ⅲ

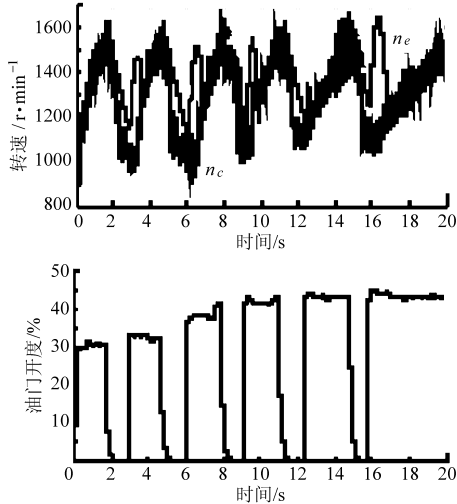


图 12 连续升挡试验曲线

Fig. 12 Curves of automatic upshift testing

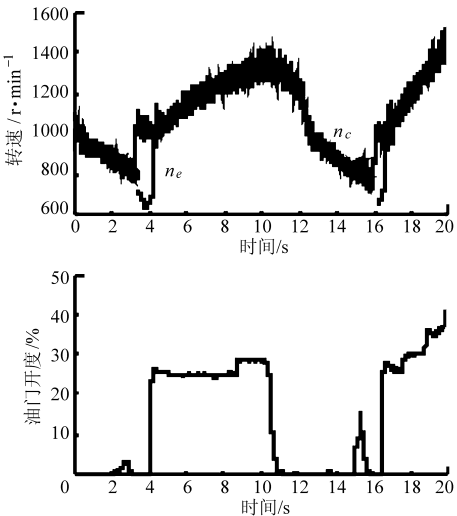


图 13 自动降挡试验曲线

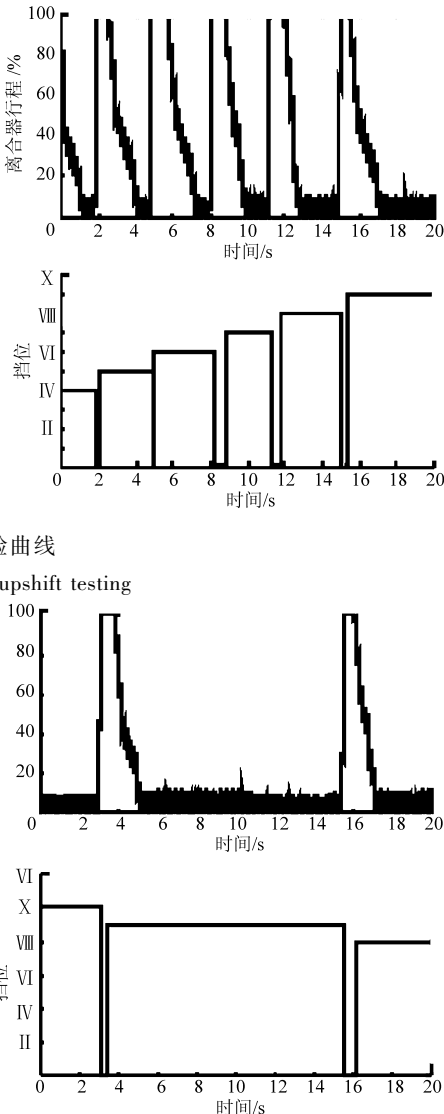
Fig. 13 Curves of automatic downshift testing

4.2.2 自动降挡试验

当加速踏板减小,车速下降后,挡位顺序从Ⅹ挡降至Ⅷ挡,如图 13 所示。车辆以较高挡行驶,当驾驶员踩下制动踏板,并且发动机转速低至 750 r/min 以下时,控制器根据此时车速计算目标挡位,当制动信号消失后,换入较低挡,车辆以较低挡行驶,发动机运转平稳,没有出现熄火问题。离合器动作正确,没有出现换挡不及时或挂不进挡情况。

5 结论

(1)以 dSPACE 为控制器,开发 AMT 控制系统,可利用 dSPACE 和 Matlab 提供的快速原型技术以及硬件在环仿真技术,确定控制器系统及其控制对象的精确模型,为其设计、仿真、试验、测试和验证以及后期的升级换代提供了可靠的技术指标及设计方案,可减少目前控制系统从设计、开发、试验到定型过程中的重复工作,加快研发周期。



(2)dSPACE 实时系统不仅拥有高速计算能力的硬件系统,包括处理器、I/O 等,还拥有方便易用的实现代码生成/下载和试验/调试的软件环境,控制软件开发及实车参数标定与调试容易。

(3)实车试验表明,基于 dSPACE 的重型车辆 AMT 系统控制性能达到了预期的目标。将生成的控制代码下载到车载控制器,可完成自动变速系统 TCU 的产品设计。

参 考 文 献

- 1 Yoshimara H. Automated mechanical transmission controls[C]. SAE Paper 861052,1986.
- 2 刘振军,秦大同,胡建军. 重型车辆自动变速技术及发展趋势[J]. 重庆大学学报,2003,26(10):10~14.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun. Automatic transmissions technique and development trend for heavy vehicle[J]. Journal of Chongqing University, 2003,26(10):10~14. (in Chinese)
- 3 何忠波,白鸿柏. AMT 技术的发展现状与展望[J]. 农业机械学报,2007,38(5):181~186.
He Zhongbo, Bai Hongbai. Automatic mechanical transmission technique development actuality and expectation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(5):181~186. (in Chinese)
- 4 王阳,席军强,刘富庆,等. 重型车辆整车一体化自动变速技术[J]. 农业机械学报,2009,40(1):15~19.
Wang Yang, Xi Junqiang, Liu Fuqing, et al. Auto-shift technology through integrated-control method based on heavy truck[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009,40(1):15~19. (in Chinese)
- 5 刘振军,秦大同,胡建军,等. 重型车辆机械自动变速直接换挡液压执行机构:中国,200810069485.4[P]. 2008-03-20.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun, et al. Hydraulic shifting device of automatic mechanical transmission for heavy vehicle: CN, 00810069485.4[P]. 2008-03-20. (in Chinese)
- 6 刘振军,秦大同,孙冬野,等. 重型车辆离合器自动控制系统:中国,200710092788.3[P]. 2009-06-03.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Sun Dongye, et al. Automatic control system of clutch for heavy vehicle: CN 200710092788.3 [P]. 2009-06-03. (in Chinese)
- 7 朱庆林,王庆年,曾小华,等. 基于 V 模式的混合动力汽车多能源动力系统总成控制器开发平台[J]. 吉林大学学报:工学版,2007,37(6):1242~1246.
Zhu Qinglin, Wang Qingnian, Zeng Xiaohua, et al. Development platform for HEV energy management system based on V-mode and its application[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2007,37(6):1242~1246. (in Chinese)
- 8 黄建明,曹长修,苏玉刚. 汽车起步过程的离合器控制[J]. 重庆大学学报,2005,28(3):91~94.
Huang Jianming, Cao Changxiu, Su Yugang. Clutch control for automotive start-up process[J]. Journal of Chongqing University, 2005,28(3):91~94. (in Chinese)
- 9 孙冬野,秦大同. 汽车离合器局部恒转速起步自动控制研究[J]. 机械工程学报,2003,39(11):108~112.
Sun Dongye, Qin Datong. Clutch starting control with a constant engine speed in part process for a car[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003,39(11):108~112. (in Chinese)
- 10 Luigi Glielmo, Francesco Uasca. Engagement control for automotive dry clutch[C]//Proceedings of the American Control Conference, Chicago, USA, 2000:1016~1017.
- 11 阴晓峰,谭晶星,雷雨龙,等. AMT 换挡过程发动机 Fuzzy-Bang Bang 双模态控制[J]. 机械工程学报,2004,40(2):157~160.
Yin Xiaofeng, Tan Jingxing, Lei Yulong, et al. Fuzzy-Bang Bang dual mode control for engine rotate speed in the shift process of automatic mechanical transmission[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004,40(2):157~160. (in Chinese)