

AMT 离合器不分离换挡过程中发动机控制

孔国玲, 钟再敏, 余卓平, 陈雪平

(同济大学 汽车学院 上海 201804)

摘要: 进行了不分离换挡动力学分析, 建立了换挡过程中的控制算法, 提出了前馈、PID 和 Bang-Bang 的发动机转速联合控制算法, 通过实车上发动机转速控制试验, 试验结果表明联合控制算法可以有效快速精确地控制发动机转速, 满足不分离换挡的要求。

关键词: 离合器; 不分离换挡; 发动机; 转速控制; Bang-Bang; PID; 前馈

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

Engine Control During Shifting Process of Automatic Mechanical Transmission Without Disengaging Clutch

KONG Guoling, ZHONG Zaimin, YU Zhuoping, CHEN Xueping

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Dynamic analysis of shifting process without disengaging clutch is analyzed, based on which the control algorithm for shifting process is studied, the combined control algorithm of feedforward control, PID control and Bang-Bang control for engine speed control is presented, with which the engine speed test on real car test is made, the test results show that the algorithm realizes rapid and precise engine speed control, which meets the requirements of shifting without disengaging clutch.

Key words: shifting without disengaging clutch; engine speed control; Bang-Bang; PID; feedforward

离合器控制技术是电控机械式自动变速器(AMT)的一项技术难点, 其控制效果好坏直接影响着车辆的动力性、换挡平顺性以及离合器寿命。

AMT 离合器不分离换挡技术可以规避离合器控制难点以及频繁结合带来的传动系统冲击, 提高离合器寿命, 同时减小了换挡时间^[1]。

发动机控制在 AMT 中的应用有着一定的研究基础, 王云成和阴晓峰等^[2-3]通过调节节气门执行机构来调节发动机转速, 以改善换挡品质, 但控制节气门实现发动机转速控制的精度和响应速度得不到保障; 王升山^[4]针对离合器不分离换挡发动机控制提出节气门开度、点火提前角、喷油量作为调节量的发动机控制粗调加精调的方法, 但其应用只是在仿真层面, 未得到实车验证。发动机电控技术的进步使离合器不分离换挡技术成为可能, 根据传动系统的转矩要求可实现发动机短时转矩控制, 进一步可实现发动机转速精确控制, 为实现离合器不分离换挡提供技术基础。发动机转矩和转速精确的控制为该过程的关键技术。

1 离合器不分离换挡瞬态动力学分析

车辆传动系统结构如图 1 所示, 离合器不分离换挡和传统换挡过程区别在于同步器主动部分惯量的不同, 传统换挡过程离合器分离, 同步主动部分惯量包括变离合器从动盘、速器输入轴以及常啮合齿

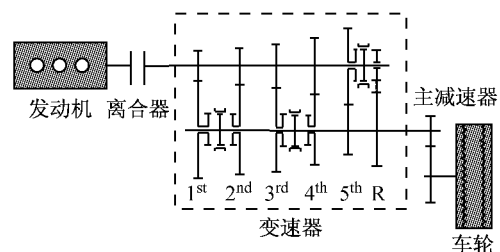


图 1 传动系统结构

Fig.1 Structure of vehicle drivetrain

收稿日期: 2010-12-03

基金项目: 国家自然科学基金(51075301)

第一作者: 孔国玲(1984—), 男, 博士生, 主要研究方向为混合动力汽车传动系统控制技术, E-mail: kongguoling@126.com

通讯作者: 钟再敏(1973—), 男, 副教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为新能源汽车动力传动控制技术。

E-mail: zm_zhong@tongji.edu.cn

轮,而离合器不分离换挡时同步主动惯量则额外增加了发动机曲轴、飞轮以及离合器主动部分惯量,因此其瞬态过程也有很大差异。

1.1 换挡前动力学分析

换挡前离合器与同步器都处于结合阶段,传动系统相当于硬联结,因此

$$T_e i_g i_0 - T_1 = J_v \omega_t \quad (1)$$

其中: T_e 为发动机曲轴输出转矩; i_g 为变速器传动比; i_0 为主减速比; T_1 为等效到车辆的车辆阻力矩; J_v 为整车惯量; ω_t 为车轮角速度。

1.2 摘挡后动力学分析

摘挡后以及进挡前同步器主从动部分都处于完全游离阶段,由于离合器未分离,发动机与离合器以及变速器输入轴及其常啮合齿轮作为同步器主动部分,而变速器输出轴以及整车惯量作为从动部分,因此有

$$T_e - T_{ef} = (J_e + J_c + J_1) \omega_e \quad (2)$$

式中: T_{ef} 为发动机内部摩擦转矩; J_e 为发动机曲轴与飞轮惯量; J_1 为变速器输入轴以及常啮合齿轮转动惯量。由式(2)可知,根据升挡以及降挡的不同需求,可在摘挡后通过调节 T_e 来实现发动机转速的精确控制。

1.3 进挡过程中动力学分析

由于摘挡后即可进行发动机调速控制,在摘挡和选挡结束后,即可进行进挡动作,由于发动机转速控制总存在一定偏差,因此进挡时同步器主从动端存在一定速差,因此同步器主动部分有

$$T_e - T_m = (J_e + J_c + J_1) i_g^2 \omega_e \quad (3)$$

式中: $T_m = \frac{FR\mu}{\sin \alpha}$; F 为换挡力; R 为锁环平均作用半径; μ 为锁环与齿圈摩擦面摩擦系数。

对于同步器从动部分有

$$T_m = (\frac{J_v}{i_0^2} + J_2) \omega_2 \quad (4)$$

式中: J_2 为变速器输出轴转动惯量; ω_2 为同步器从动端角速度。

2 离合器不分离换挡过程控制策略分析

传统 AMT 换挡过程分为离合器分离、摘挡、选挡、进挡、离合器结合以及动力恢复等六个过程,而不分离换挡过程省去离合器分离结合阶段,但对发动机的转速控制要求较高,因此其换挡过程可分为摘挡、选挡、发动机调速、进挡以及动力恢复等五个

过程,升挡和降挡的换挡过程示意图如图 2 所示。

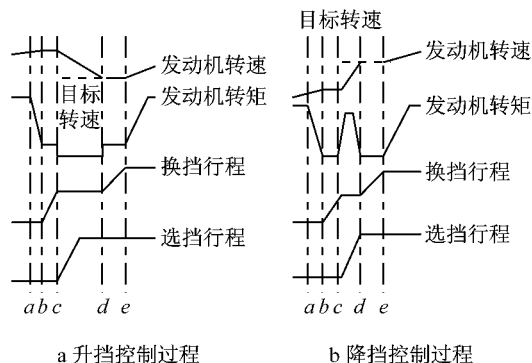


图 2 升降挡控制过程

Fig.2 Control logic of Upshift and Downshift process

2.1 摘挡过程策略

摘挡的条件是传动系统的同步器主动端处于转矩平衡状态即输出转矩为 0,因此为防止摘挡时刮伤齿面,需要卸载发动机转矩,使发动机处于平衡状态,即图 2a 和图 2b 中的 ab 段。

2.2 选挡以及发动机调速阶段

摘挡后同步器主从动端处于完全分离状态,即可进行选挡动作,与此同时发动机调速也可同步进行,见图 2a 和图 2b 中的 cd 段,此阶段的控制目标为在摘挡后尽快将发动机转速调到目标转速。换挡前发动机与轮速关系为

$$n_e = n_t \cdot i_0 \cdot i_n \quad (5)$$

摘挡后发动机目标转速为

$$n_{e-t} = n_t \cdot i_0 \cdot i_{n+1} \quad (6)$$

其中 i_n 为当前挡位, i_{n+1} 为预换入挡位。

换挡过程中,由于车身惯量很大, n_t 基本保持不变,因此发动机调速幅值 Δn 为:

$$\Delta n = (i_{n+1} - i_n) \cdot i_0 \cdot n_t \quad (7)$$

升挡时 $i_{n+1} < i_n$, 发动机转速需降低 Δn , 相反降挡时发动机转速需升高 Δn 。

2.3 进挡过程以及动力恢复过程策略

发动机转速调到目标值后即可执行进挡动作,图 2 中的 de 段,调速后同步器主从动转速差已经很小,同步器负载相对于离合器分离换挡要小很多,进挡结束后即可恢复发动机转矩。

2.4 离合器不分离换挡对换挡冲击度的改善

换挡冲击是 AMT 一大固有缺陷,主要由换挡过程中选挡和换挡动作结束后离合器再次结合时其主、从动盘的转速差导致,转速差的存在导致传动系传递转矩波动和突变,从而导致冲击的产生。离合器不分离换挡可有效规避转速差带来的冲击问题,主动调节发动机转速,实现无冲击换挡。

3 发动机控制基础及空载特性

3.1 发动机控制基础

由换挡策略分析可知,发动机转矩与转速精确控制是实现离合器不分离换挡的关键技术。

为实现良好的驾驶性能,发动机控制系统(EMS)允许子系统(如起动控制、怠速控制、转速控制、零部件保护控制等)、车辆功能要求(如真空助力转向、空调运行等)、传动系统控制(如自动变速器换挡等)以及驾驶性要求暂时接管发动机转矩控制。

转矩形成时,有两种可供选择的控制路径来调节输出转矩:一是通过电子节气门改变进气量,这是一种逐渐缓慢过渡的方法,主要是针对平稳的操作;二是采用调节点火正时或关闭某个气缸喷油的快速响应方式,这种方法可以迅速对转矩产生的动态变化做出反应。

3.2 发动机空载特性

3.2.1 空载特性分析

摘挡后,同步器主从动部分处于分离状态,发动机与离合器以及变速器输入轴等处于空载阶段,发动机调速也是在空载阶段进行转速控制,因此同步器主动部分的空载特性对主动部分的转速精确控制非常重要。

发动机可视为典型的惯性环节^[5],其传递函数为

$$G_e(S) = \frac{K}{TS + 1} \quad (8)$$

3.2.2 发动机空载特性试验

试验工况:离合器保持结合,变速器处于空挡位置。

转矩的阶跃响应特性和跟随特性分别如图3和图4所示,发动机转矩相对于目标转矩延迟大约0.05 s,发动机转矩表现较好响应特性。

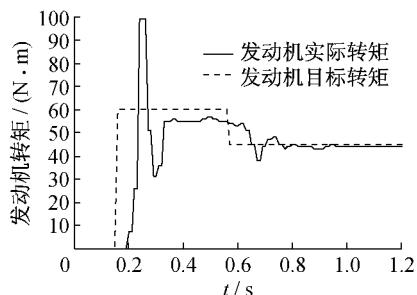


图3 发动机转矩阶跃响应曲线

Fig.3 Engine torque step response curve

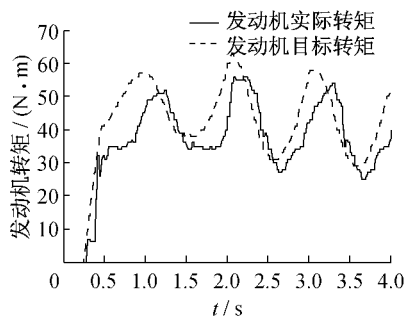


图4 发动机转矩跟随特性曲线

Fig.4 Engine torque following feature curve

4 发动机转速控制算法

换挡过程中发动机转速控制分为降速与升速控制,发动机在没有额外缓速器的传统AMT系统来降速,降速有较大局限性,因此降速是其控制难点,而升速可通过加大喷油,容易实现。断油和加大喷油控制都由TCU短时发送发动机目标转矩来实现。

4.1 发动机降速控制 PID + Bang-Bang + 前馈控制算法

升挡时要求发动机能够以尽量短的时间将转速降至目标转速,而发动机降速只能采用断油依靠其内部阻力来实现。断油控制可通过TCU利用CAN发送零值的发动机目标转矩,短时接管发动机EMS的转矩控制。达到目标转速后需要维持发动机转速以便进挡,这时要求发动机发出维持当前转速所需的稳定转矩 T_s 。由发动机特性可知,维持任意转速都有与之对应的发动机稳定转矩,如图5所示。

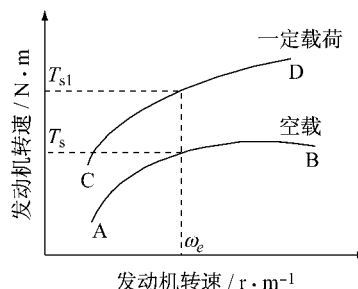


图5 发动机载荷特性图

Fig.5 Engine load character diagram

为了能够快速平稳的到达目标转速,采用‘PID^[6] + Bang-Bang^[7] + 前馈控制’的联合控制算法,如图6a所示,模态决策的条件为转速差 $\Delta\omega$,当 $\Delta\omega$ 大于某一阈值时采用 Bang-Bang 控制以获得最快的发动机减速度,目标转矩值为零,此时可理解为断油控制;当主从动端转速差 $\Delta\omega$ 小于一定阈值时切换到

PID控制,将发动机转速平稳调整到目标转速.当发动机转速调整到目标转速后采用前馈控制得到的稳定转矩稳定发动机转速,以保证换挡品质.

4.2 发动机升速 PID+前馈控制算法

降挡时要求发动机以最短的时间将转速提升到目标转速,升速控制对于发动机来说相对较容易,采用'PID+前馈'算法即可满足控制要求,如图6b所示.

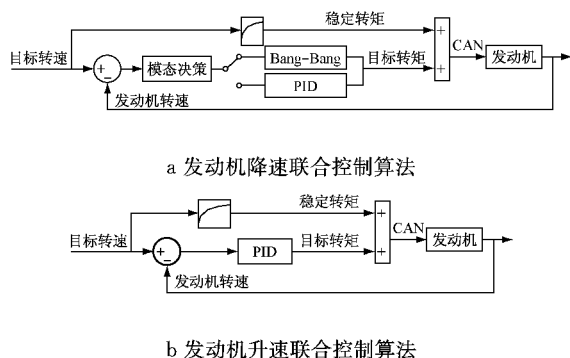
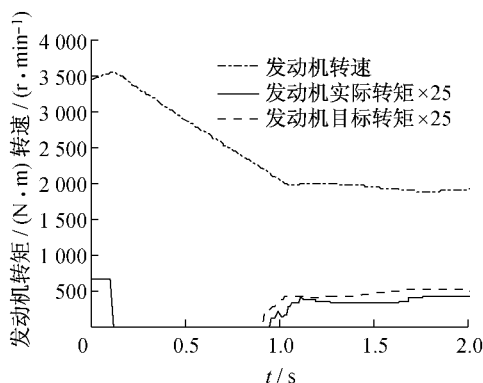
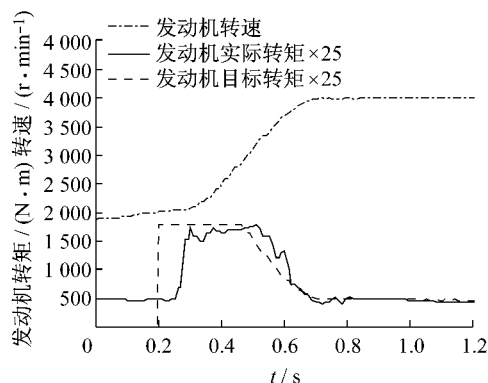


图6 发动机转速联合控制算法

Fig.6 Engine speed control algorithm



a 发动机降速过程试验曲线



b 发动机升速过程试验曲线

图7 发动机升降速控制过程试验曲线

Fig.7 Engine speed control process test curve

合控制算法能够快速稳定控制发动机转速,而且具有较好的动态特性,以上试验中的转速调节幅值均为换挡中的极限幅值,其他转速调节幅值的特性如表1所示.

表1 不同转速幅值调节时间统计

Tab.1 Statistics of tuning time of each speed difference

当前转速/ $r \cdot \min^{-1}$	目标转速/ $r \cdot \min^{-1}$	断油时间/s	调节时间/s
4 000	3 000	0.54	0.60
3 000	2 500	0.30	0.38
3 000	2 000	0.51	0.52
2 500	2 000	0.33	0.42
2 000	1 500	0.30	0.59
2 000	3 000	—	0.37
1 500	3 000	—	0.42
1 000	3 000	—	0.49

5 试验结果分析

试验采用一款配置直列式3缸0.8 L—4冲程汽油发动机的A0级轿车进行实车试验,发动机转速可从CAN总线实时采集,试验工况为离合器保持结合,变速器处于空挡位置.发动机降速与升速试验结果如图9~10所示:降速为发动机转速从 $3\,500\,r \cdot \min^{-1}$ 将至 $2\,000\,r \cdot \min^{-1}$,升速为发动机转速从 $2\,000\,r \cdot \min^{-1}$ 将至 $4\,000\,r \cdot \min^{-1}$,控制精度设定为目标转速 $\pm 50\,r \cdot \min^{-1}$,并且要求能在该转速区间内维持0.4 s以上.

通过试验数据可以得到发动机转速由 $3\,500\,r \cdot \min^{-1}$ 稳定到 $2\,000\,r \cdot \min^{-1}$ 的降速所需时间为0.8 s,而从 $2\,000\,r \cdot \min^{-1}$ 稳定到 $4\,000\,r \cdot \min^{-1}$ 的升速所需时间为0.5 s,而且转速调整到目标转速后都很平稳,满足目标转速 $\pm 50\,r \cdot \min^{-1}$ 的控制精度,并且在该转速区间内维持0.4 s以上,为进挡品质提供良好保障.试验结果表明,PID+Bang-Bang+前馈的联

6 结语

离合器不分离换挡是机械式自动变速器的一项有潜力的技术,为不改变其结构的前提下在传统AMT上充分挖掘该技术潜力,本文针对离合器不分离换挡各过程进行了动力学分析,并在此基础上详细阐述了升挡和降挡控制策略,重点对发动机转速控制这一关键技术进行了控制器设计,并在实车上得到验证,试验结果表明升挡过程发动机调节幅值较小时以及降挡过程发动机转速控制在控制精度和响应速度方面都有良好表现,与传统离合器分离换

挡动力中断时间相当,而升挡过程中发动机转速调节幅值较大时(如一升二挡),调节时间相对较长,动力中断时间也相比传统换挡稍长.通过不同幅值的转速控制试验,表明该算法具有较好的适应性和鲁棒性,满足换挡要求.本文提出的发动机转速调节控制算法为离合器不分离换挡在传统AMT上的实现奠定基础.

参考文献:

- [1] 王云成,王庆年,谢飞.重型载货汽车不分离离合器AMT技术[J].汽车技术.2010(5):14.
WANG Yuncheng, WANG Qingnian, XIE Fei. Non-release-clutch technology of AMT for heavy duty truck[J]. Automotive Technology. 2010(5):14
- [2] 阴晓峰,谭晶星. AMT换挡过程发动机转速 Fuzzy-Bang-Bang 双模态控制[J]. 机械工程学报. 2004, 40 (2):157.
YIN Xiaofeng, TAN Jingxing. Fuzzy-Bang-Bang dual mode control for engine speed in the shift process of automatic mechanical transmission [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2004, 40 (2):157.
- [3] 王云成,施国标,唐志东,等. 模糊控制在 AMT 系统发动机转速控制中的应用[J]. 内燃机工程. 2000(2):11.
WANG Yuncheng, SHI Guobiao, TANG Zhidong, et al. Application of fuzzy control on engine rotational speed to AMT system[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering. 2000(2):11.
- [4] 王升山. 离合器不分离 AMT 换挡过程中发动机控制[D]. 长春:吉林大学汽车工程学院,2007.
WANG Shengshan. Engine control on the automatic mechanical transmission of non-clutch operating [D]. Changchun: Jilin University. College of Automotive Engineering 2007.
- [5] 贾海斌,盛占石,杨正林. 串联式混合动力汽车发动机转速控制系统[J]. 江苏大学学报:自然科学版, 2003,24(1): 60.
JIA Haibin, SHENG Zhanshi, YANG Zhenglin. Automatic control system of engine speed in series hybrid vehicles[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science, 2003, 24 (1): 60.
- [6] 刘金琨. 先进PID控制MATLAB仿真[M]. 第2版. 北京:电子工业出版社,2004
LIU Jinkun. Advanced PID control and MATLAB simulation [M]. 2nd ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2004
- [7] 王轶卿,赵英凯. 基于 Bang-Bang 控制的倒立摆系统摆起和镇定[J]. 机械与电子. 2004(8):16.
WANG Yuqing, ZHAO Yingkai. Swing up and stabilization of an inverted pendulum based on Bang-Bang control[J]. Machinery & Electronics. 2004(8):16.

(上接第266页)

- [11] 太仓市统计局. 太仓市统计年鉴 2005[M]. 北京:中国统计出版社,2005.
Bureau of Statistics of Taicang. Taicang statistics yearbook 2005[M]. Beijing: China Statistics Press, 2005.
- [12] 太仓市统计局. 太仓市统计年鉴 2006[M]. 北京:中国统计出版社,2006.
Bureau of Statistics of Taicang. Taicang statistics yearbook 2006[M]. Beijing: China Statistics Press, 2006.
- [13] 太仓市统计局. 太仓市统计年鉴 2007[M]. 北京:中国统计出版社,2007.
Bureau of Statistics of Taicang. Taicang statistics yearbook 2007[M]. Beijing: China Statistics Press, 2007.
- [14] 太仓市统计局. 太仓市统计年鉴 2008[M]. 北京:中国统计出版社,2008.
Bureau of Statistics of Taicang. Taicang statistics yearbook 2008[M]. Beijing: China Statistics Press, 2008.
- [15] 太仓市统计局. 太仓市统计年鉴 2009[M]. 北京:中国统计出版社,2009.
Bureau of Statistics of Taicang. Taicang statistics yearbook 2009[M]. Beijing: China Statistics Press, 2009.
- [16] 政府间气候变化专门委员会, 2006 年 IPCC 国家温室气体清单指南[M]. 神奈川:日本全球环境战略研究所, 2006.
IPCC. 2006 IPCC guidelines for national greenhouse gas inventories[M]. Kanagawa: Institute for Global Environment Strategies, 2006.
- [17] 国家能源局综合司,国家统计局能源统计司. 中国能源统计年鉴 2008[M]. 北京:中国统计出版社, 2008.
Comprehensive Division of National Bureau of Energy, Division of Energy Statistics of National Bureau of Statistics. China energy statistics yearbook 2008[M]. Beijing: China Statistics Press, 2008.