

DOI: 10.3901/JME.2015.08.092

基于换挡执行元件油压估计的行星 变速器换挡过程控制*

王尔烈 陶 刚 朱 敏 陈慧岩

(北京理工大学车辆传动国防科技重点实验室 北京 100081)

摘要: 对于搭载大功率液力自动变速器和全程调速柴油机的重型越野车辆而言, 换挡执行元件油压实时估计能反映车辆行驶工况的变化, 有助于改善液力自动变速器换挡品质。建立 3 自由度行星自动变速器动力学统一模型, 并以 1-2 动力升档为例, 进行升档过程瞬态动力学分析, 与传统建模相比, 统一模型有效提高了换挡分析计算效率, 并提供在档状态下变速器转动惯量计算方法。结合发动机-变矩器的动力特性匹配, 实现对换挡执行元件油压的实时估计, 油压估计能够体现车辆工况变化, 从而提高换挡过程执行元件油压的调节速度, 据此制定升档过程控制策略并进行实车变工况试验研究。试验结果表明, 估计油压能实时准确反映换挡系统动态特性, 基于油压估计的换挡过程控制能有效提高自动变速器换挡品质, 改善整车性能。

关键词: 行星变速器; 重型越野车辆; 油压估计; 换挡过程; 动力学统一模型

中图分类号: U463

Control of Gear Shift for Planetary Transmission Based on Pressure Estimation of Shifting Actuators

WANG Erlie TAO Gang ZHU Min CHEN Huiyan

(Science and Technology on Vehicle Transmission Laboratory, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: On-line estimation of oil pressure for shifting actuators can be useful for the development of close-loop control of automatic transmission fitted to heavy off-road vehicle for good shift quantity under complex working condition. The unified dynamic model for a 3 degree-of-freedom planetary automatic transmission is given, and the power-on 1st-2nd up shift is considered as an example. The unified model is more efficient than conventional model for the dynamic analysis, meanwhile, it provides a computational method for the inertia of transmission in-gear. The real-time estimation of oil pressure for shifting actuators during sliding viz. torque phase and inertia phase is addressed. The changes of vehicle operating conditions is reflected in the pressure estimation, and the regulate of pressure for shifting actuators is improved. Then the up shift controlling scheme is developed and validated via a heavy off-road vehicle test bench. Experimental results show that the model-based oil pressure estimation is able to reflect the system dynamic characteristics in the changing condition, and the according control strategy can improve the shift quality and the vehicular performance effectively.

Key words: planetary transmission; heavy off-road vehicle; oil pressure estimation; shifting process; unified dynamic model

0 前言

液力自动变速器(Automatic transmission, AT)的控制品质对于提高车辆可靠性、燃油经济性、排放水平、安全性、机动性和舒适性等有重要意义^[1]。随着机-电-液-控以及车载信息联网等技术的发展, 滑模控制^[2-4]、鲁棒控制^[5]、自适应控制^[6-7]、最优化控制^[8]、改进的比例积分微分(Proportion integration differentiation, PID)控制^[9]等先进技术相继得以应用。

从被控对象角度讲, 换挡过程有发动机协同控制^[7-8, 10]、基于转速测量闭环控制^[3-5, 7-9]和基于转矩/油压估计反馈控制^[6, 10-12]等办法。协同控制能有效提高整车换挡品质, 但降档过程柴油机协同控制不仅增加整车油耗, 还将使排放恶化, 不利于节能减排, 难以为用户所接受; 重型越野车辆使用工况丰富多变, 由于柴油机响应的滞后, 基于转速的闭环控制不能及时体现工况变化, 故难以保证理想的换挡控制效果。

AT 换挡时, 换挡执行元件作为液压-机械转换平台, 其压力控制是换挡品质控制的关键。文献[13]采用输出转矩测量值作为换挡过程反馈信号, 这对

* 国家高技术研究发展计划资助项目(863 计划, 2012AA111713)。(20140328 收到初稿, 20140909 收到修改稿)

于现有车辆产品而言难以实现; 文献[14]基于换挡元件转矩估计实现转矩闭环控制, 但需要变速器输入或输出转矩的传感信号; 文献[15]基于输入-状态稳定性(Input-to-state stability, ISS)理论设计换挡离合器压力观测器, 将模型的不确定性作为外扰, 在保证观测器误差系统稳定的同时, 采用降阶和常增益的办法使之易于实现, 但缺乏实车试验。根据换挡执行元件油压设计闭环反馈控制策略, 是实现重型越野车辆复杂工况下良好换挡品质的有效途径。但实车控制中并无油压传感信号, 因此, 研究换挡执行元件油压估计, 并在此基础上进行换挡过程控制具有重要实用价值。

建立能精确表征 AT 换挡行为的车辆传动系模型能有效节省换挡控制器开发时间, 本文对搭载大功率 AT 和全程调速柴油机的重型越野车辆开展换挡过程动力学建模和分析, 制定基于执行元件油压估计的换挡过程控制策略, 最后进行试验研究。

1 行星变速动力学建模与分析

行星变速器决定了变速器输入输出变量的全部运动学和动力学关系。试验变速器传动简图如图 1 所示, 变速器有三个行星排(P1、P2、P3), 并由 5 个换挡执行元件(C1、C2 离合器和 B1、B2、B3 制动器)控制转矩传递路线, 共可实现 6 个前进档。

1.1 行星变速器动力学统一模型

对于每个行星排而言, 存在如下运动关系式

$$\dot{\theta}_S + \lambda_R \dot{\theta}_R - (1 + \lambda_R) \dot{\theta}_C = 0 \quad \dot{\theta}_P = (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_C) \lambda_P \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} j_{11} & j_{12} & j_{13} \\ j_{21} & j_{22} & j_{23} \\ j_{31} & j_{32} & j_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_{S,1} \\ \ddot{\theta}_{S,2} \\ \ddot{\theta}_{C,3} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & -1 & -\frac{1}{\lambda_{R,1}} & 0 & 0 \\ 1 - \frac{1}{\lambda_{R,3}} & -\frac{(1 + \lambda_{R,1})(1 + \lambda_{R,2} + \lambda_{R,3})}{\lambda_{R,1}\lambda_{R,2}\lambda_{R,3}} & -\frac{1 + \lambda_{R,2} + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,2}\lambda_{R,3}} & -\frac{1}{\lambda_{R,3}} & 0 \\ 0 & \frac{1 + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,3}} & \frac{(1 + \lambda_{R,1})(1 + \lambda_{R,2})(1 + \lambda_{R,3})}{\lambda_{R,1}\lambda_{R,2}\lambda_{R,3}} & \frac{(1 + \lambda_{R,2})(1 + \lambda_{R,3})}{\lambda_{R,2}\lambda_{R,3}} & \frac{1 + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,3}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} T_{C1} \\ T_{C2} \\ T_{B1} \\ T_{B2} \\ T_{B3} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} T_i + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} T_o \quad (2)$$

式中 T_i ——变速器输入转矩;

T_o ——变速器输出转矩;

T_{C1} ——C1 离合器传递的转矩;

T_{C2} ——C2 离合器传递的转矩;

T_{B1} ——B1 制动器传递的转矩;

T_{B2} ——B2 制动器传递的转矩;

T_{B3} ——B3 制动器传递的转矩;

$j_{11} \sim j_{33}$ ——变速器结构及惯量相关量;

$\lambda_{R,i}$ ——P1、P2、P3 行星排齿圈齿数与太阳轮齿数之比($i=1,2,3$)。

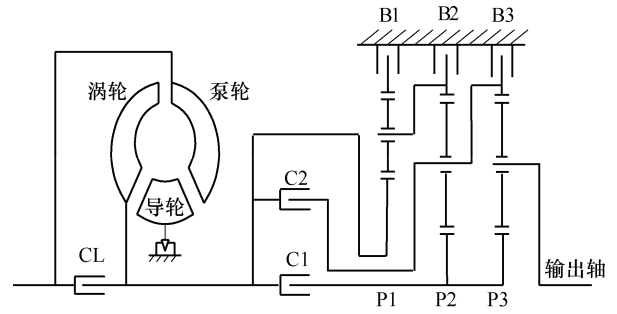


图 1 自动变速器传动简图

式中 λ_R ——齿圈齿数与太阳轮齿数之比;

λ_P ——齿圈齿数与行星轮齿数之比;

θ_S ——行星排太阳轮的角位移;

θ_R ——行星排齿圈的角位移;

θ_C ——行星排行星架的角位移;

θ_P ——行星排行星轮的角位移。

角位移的一阶微分和二阶微分分别表示其角速度和角加速度。

由图 1 所示传动简图可知该变速器自由度为 3, 结合式(1)及变速器换挡执行元件的工作逻辑, 在此选用 P1 行星排太阳轮角位移 $\theta_{S,1}$ (即涡轮轴角位移 θ_i)、P2 行星排太阳轮角位移 $\theta_{S,2}$ 和 P3 行星排行星架角位移 $\theta_{C,3}$ (即输出轴角位移 θ_o) 作为系统广义独立坐标。在建模过程进行如下适当的理想化处理:

① 忽略带排转矩^[16]; ② 变速器由无阻尼的惯性刚体构件构成; ③ 忽略润滑、密封的影响。此外考虑到系统工作过程中变速器总势能保持不变, 故假设其当前工作位置即为零势能位置。根据达朗伯原理, 建立 3 自由度行星变速器的动力学统一模型如下

1.2 升档过程动力学分析

AT 换挡品质控制与相邻档位阶比有关, 1-2 档之间阶比较大, 换挡过程变速器惯量、转矩及转速关系变化较大, 容易引起换挡冲击, 具有代表意义, 故取 1 档升 2 档作为典型工况进行分析。

1.2.1 在档状态

1 档时 C1、B3 结合, 根据式(2)得出换挡执行元件传递转矩和输入输出转矩关系如式(3)、(4)所示

$$T_o = i_i T_i - I_i \ddot{\theta}_i \quad (3)$$

$$T_{B3} = (i_1 - 1) \left[T_i - \left(j_{11} + 2j_{12} + j_{13} \frac{1}{i_1} + j_{22} + j_{23} \frac{1}{i_1} \right) \ddot{\theta}_i \right] \quad (4)$$

式中 i_1 ——变速器 1 档速比;

I_1 ——变速器 1 档时行星排总转动惯量。

$$I_1 = j_{11}i_1 + 2j_{12}i_1 + 2j_{13} + j_{22}i_1 + 2j_{23} + j_{33}/i_1 \quad (5)$$

2 档时 C1、B2 结合, 根据式(2)得出工作换档执行元件传递转矩和输入输出转矩关系如式(6)、(7)所示

$$T_{B2} = (i_2 - 1) \left[T_i - \left(j_{11} + 2j_{12} + j_{13} \frac{1}{i_2} + j_{22} + j_{23} \frac{1}{i_2} \right) \ddot{\theta}_i \right] \quad (6)$$

$$T_O = i_2 T_i - I_2 \ddot{\theta}_i \quad (7)$$

式中 i_2 ——变速器 2 档速比;

I_2 ——变速器 2 档时行星排总转动惯量。

$$I_2 = j_{11}i_2 + 2j_{12}i_2 + 2j_{13} + j_{22}i_2 + 2j_{23} + j_{33}/i_2 \quad (8)$$

通过式(2)计算出变速器在档转动惯量如式(5)、(8)所示。在档时变速器涡轮轴角加速度 $\ddot{\theta}_i$ 不大, 转动惯量 I_1 、 I_2 也很小, 故忽略变速器构件惯性力矩的作用, 即式(3)、(4)和式(6)、(7)中右边第二项均忽略。

自动变速器换档过程一般分为转矩相和惯性相, 通过模型分析可以发现, 转矩相和惯性相的顺序与变速器结构、升降档动作及动力传递有关。试验变速器的 1-2 动力升档过程中, 从 1 档开始, 依次经由转矩相和惯性相升到 2 档。

1.2.2 升档转矩相

变速器各构件转速无明显变化, 输入输出的角速度和角加速度均保持原档在档关系, 且其结构惯量较小, 忽略惯性力矩。B2 充油, B3 放油, 有

$$T_i = \frac{1 + \lambda_{R,2} + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,2}\lambda_{R,3}} T_{B2} + \frac{1}{\lambda_{R,3}} T_{B3} \quad (9)$$

$$T_O = T_i + T_{B2} + T_{B3} \quad (10)$$

转矩相持续时间很短, 期间加速踏板位置认为不变, 故涡轮输出转矩不变, 可见, 充、放油离合器传递转矩以及变速器输出转矩变化存在如下关系

$$dT_{B3} = -\frac{1 + \lambda_{R,2} + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,2}} dT_{B2} \quad dT_O = -\frac{1 + \lambda_{R,3}}{\lambda_{R,2}} dT_{B2} \quad (11)$$

低档转矩相 B2 制动器速度差为负, 故其所受摩擦转矩为正, 由式(11)可知, 随着 B2 油压不断升高, 输出转矩不断减少, B3 制动器传递转矩不断减

少。当 B2 油压增长到一定程度, T_{B3} 下降为 0 时, 需要控制 B3 迅速放油完全分离, 转矩相结束。此时

$$T_{B3} = 0 \quad T_{B2} = (i_2 - 1)T_i \quad T_O = i_2 T_i \quad (12)$$

1.2.3 升档惯性相

惯性相期间输入输出速度关系不定, B3 完成放油分离, 转矩完全由充油离合器 B2 传递; 理想动力换档过程行驶车速变化很小, 故可认为输出轴角速度变化率较小, 即 $\ddot{\theta}_{C,3} \approx 0$, 涡轮角速度变化较大, 变速器构件惯性力矩释放、且不可忽略, 有

$$T_{B2} = (i_2 - 1) \left[T_i - (j_{11} + 2j_{12} + j_{22} + I_i) \ddot{\theta}_i \right] \quad (13)$$

$$T_O = i_2 T_i - [i_2(j_{11} + 2j_{12} + j_{22}) + j_{31} + j_{32} + I_i] \ddot{\theta}_i \quad (14)$$

惯性相期间, 发动机输出转矩随其角速度下降而上升, 与变速器构件惯性力矩共同作用, 使得此阶段变速器输出转矩不断升高。转矩相和惯性相期间, 滑摩元件传递的动摩擦力矩只与其结构参数以及作用油压有关, 与输入转矩无关; 但换档执行元件在执行油压的作用下形成的转矩容量应不小于其输入转矩, 才不至于造成动力损失, 避免涡轮角速度飙升(即动力中断)。为平滑过渡, 惯性相结束时构件角加速度趋于 0, 变速器输入转矩 T_i 等于变速器涡轮轴转矩 T_t , 故有

$$T_{B2} = (i_2 - 1)T_i \quad T_O = i_2 T_i \quad (15)$$

结合过程的瞬态转矩显著影响换档品质。因此, 建立合适的过程模型对于设计变速器控制器和传动系统换档品质控制非常重要。由图 2 可知, 惯性相忽略输出轴角速度的变化对涡轮角速度控制精度影响很小, 然而, 常见简化模型忽略行星轮质量则会使仿真结果产生最大达 7% 的模型匹配误差。可见, 所建模型能精确而恰当地描述系统。

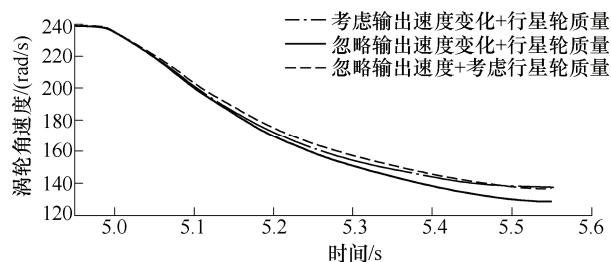


图2 动力学模型匹配仿真分析(惯性相)

可见根据上述动力学统一模型, 可方便得出变速器在档状态及换档过程动力学分析结果。与采用简化模型或者对每个档位或换档过程单独进行建模计算分析相比, 动力学统一模型更为精确、考虑更为全面, 且还可同时用于分析如 2-1 降档、2-3 换档、1-3 换档、1-4 换档等不同换档过程状态, 从而能够大量减少建模和分析时间, 提高效率; 同时, 统一模型还提供了不同档位状态下变速器转动惯量的实

用计算方法。

2 油压估计与换挡控制策略

基于油压估计的换挡过程控制意在通过速度、加速踏板等测量信号来获得换挡执行元件控制的参考油压, 从而实现复杂工况下良好的换挡品质。油压估计需要获得变速器输入转矩, 然而, 因成本以及在车辆上的安装、维护等问题, 转矩传感器难以应用, 故首先根据传动系统动力匹配对涡轮轴转矩进行观测, 在此基础上实现换挡执行元件的油压估计。

2.1 油压估计

2.1.1 发动机-泵轮动力学方程

试验采用全程调速柴油机作为动力源, 发动机特性采用标定试验数据拟合结果, 发动机转矩与加速踏板位置和曲轴角速度有关, 且飞轮轴与变矩器泵轮直接相连, 忽略发动机扭振对系统造成的影响, 考虑发动机-泵轮转动惯量作用, 因此有

$$T_e(\alpha, \dot{\theta}_e) = T_p + I_e \ddot{\theta}_e \quad (16)$$

式中 α ——发动机加速踏板相对位置;

θ_e ——发动机角位移;

$T_e(\cdot)$ ——发动机转矩;

T_p ——变矩器泵轮转矩;

I_e ——发动机-泵轮转动惯量。

2.1.2 变矩器模型

变矩器特性采用标定试验数据拟合结果, 其原始特性可表达如下

$$T_p = C_p \dot{\theta}_p^2 \quad T_t = k T_p \quad \dot{\theta}_t = i \dot{\theta}_e \quad (17)$$

式中 C_p ——变矩器泵轮系数;

i ——变矩器变速比;

k ——变矩器变矩比;

θ_p ——变矩器泵轮角位移。

柴油机和变矩器匹配后形成新的动力源, 与柴油机特性截然不同, 此时涡轮输出特性如图 3 所示。

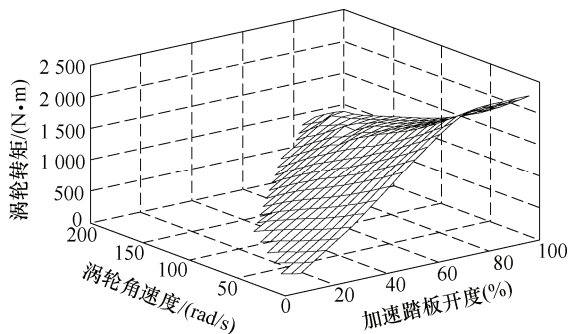


图 3 全程调速柴油机-变矩器匹配涡轮特性 MAP

2.1.3 变速器输入

变速器输入轴与涡轮轴直接相连, 其动态特性需要考虑涡轮轴-变速器输入轴转动惯量的影响。

$$T_i = T_t - I_t \ddot{\theta}_t \quad (18)$$

式中 I_t ——涡轮轴-变速器输入轴惯量。

2.1.4 摩擦元件模型

摩擦元件是将系统液压势能转换为变速器机械系统动能进而驱动车辆行驶的纽带, 因此, 要获得油压估计值, 需要建立摩擦元件模型。

$$T_d = n \mu_c (\Delta \dot{\theta}) p S_d r_c \operatorname{sgn}(\Delta \dot{\theta}) \quad (19)$$

式中 n ——摩擦副数量;

T_d ——摩擦元件传递的动摩擦转矩;

μ_c ——摩擦因数;

$\Delta \dot{\theta}$ ——摩擦副相对滑摩速度;

p ——摩擦片等效作用压力;

S_d ——摩擦片有效作用面积;

r_c ——摩擦元件的摩擦片等效作用半径;

$\operatorname{sgn}(\cdot)$ ——符号函数。

换挡执行元件活塞腔充油过程的几点说明。

(1) 准备相: 根据油道结构计算可知, 准备相充油时间取决于变速器油泵流量。换挡时油泵实际流量可根据换挡点发动机速度和油泵实际排量获得, 从而可确定准备相时间初始值, 同时还需要对主油压波动、系统泄漏等进行修正补偿。由于回油背压阀的存在, 准备相时间初始值是指自动变速器油快速充满活塞空行程所形成的空腔容积理论所需时间。准备相结束时摩擦副完全贴合但不传递摩擦转矩, 活塞所受油压差值与回位弹簧作用力相互平衡。

(2) 转矩相: 换挡元件油压应与其传递转矩相适应, 而换挡点不同意味着柴油机输出不同(转矩相时间很短, 忽略加速踏板位置的变化), 显然, 充放油油压也应相应变化, 如果按照一定变化率转移转矩, 则换挡点的不同体现为转矩相时间长短的变化。

(3) 惯性相: 采用加速踏板和车速两个参数确定车辆的换挡规律, 可满足驾驶员干预换挡^[17]。在这种换挡规律下, 惯性相采用涡轮角速度定斜率变化完成速比更替, 如图 4 所示, 当加速踏板位置被踩下较深时, 涡轮角速度随升档点车速变大相应升高, 在此期间涡轮角速度变化量 $\Delta \dot{\theta}_t$ 与换挡点涡轮角速度 $\dot{\theta}_t^*$ 关系为 $\Delta \dot{\theta}_t = \dot{\theta}_t^* (1 - i_2/i_1)$, 可见, 换挡点不同惯性相持续时间亦不相同; 而且, 换挡点不同, 柴油机输出不同, 变速器输入随之变化, 因此, 惯性相油压大小应跟随换挡点相应变化。

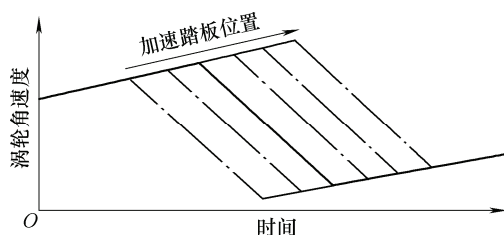


图 4 不同换挡点下惯性相涡轮速度变化示意图

基于上述模型即可获得换挡过程转矩相和惯性相的执行元件油压估计。在档时, 结合元件油压为变速器主油压, 分离元件油压认为为 0。图 5 是基于模型的换挡油压估计原理图。输入发动机角速度、涡轮角速度、加速踏板位置和变速器输出角速度, 根据发动机模型获得发动机转矩, 结合变矩器模型得到涡轮转矩, 然后根据变速器模型和摩擦模型, 从而获得换挡执行元件所需油压。图 6 是不同工况下(0~100%加速踏板位置)充油元件 B2 在 1-2 升档过程的充油油压估计 MAP 图。

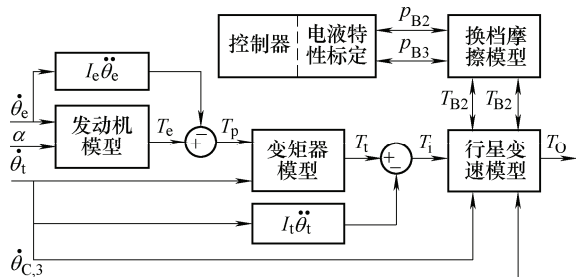


图 5 基于模型的换挡油压估计

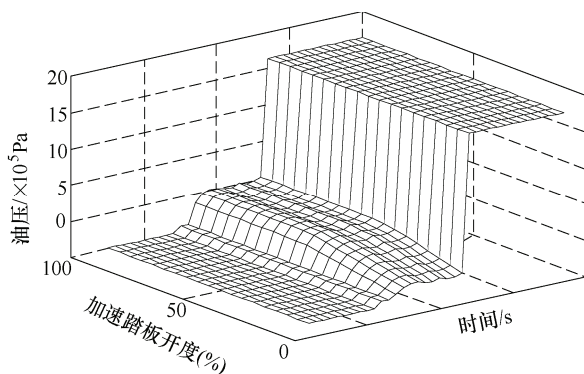


图 6 不同工况下 1-2 升档过程 B2 充油油压估计 MAP

2.2 换挡过程控制策略

车速和加速踏板位置可解读为行车过程中车辆对功率或转矩的需求, 很大程度上反映了车辆行驶工况的变化和驾驶员意图。重型越野车辆经常行驶于崎岖多变的道路, 工况复杂, 由上述可知, 与传统基于涡轮速度的换挡过程控制相比, 基于油压估计的换挡过程控制考虑了行车过程中工况的变化, 进而能够对油压控制及时做出调整, 因此更加适合重型越野车辆复杂工况下的换挡品质控制。

本文制定的基于油压估计的 1-2 升档过程控制

策略流程如图 7 所示。输入信号有发动机角速度、涡轮角速度和输出轴角速度(采样率为 100 Hz)以及加速踏板位置(采样率为 10 Hz), 角加速度信号采用卡尔曼滤波获取, 为保证控制功能及实车试验安全, 对信号进行限幅和平滑处理。变速器控制器(Transmission control module, TCM)根据换挡过程标志位判断是否满足 1-2 升档条件, 当检测到 1-2 升档点时, TCM 进行准备相快充油控制, 通过控制建立微小的充油油压, 即涡轮角加速度开始下降作为准备相结束、摩擦片贴合的判据。此后, 系统进入基于油压估计的换挡过程控制, 转矩相 B2 制动器的充油跟踪估计油压进行闭环控制, 此时, B3 制动器的放油油压需要足以保持其结合且在转矩相结束时刻能够迅速而彻底地完成分离; 转矩相时间很短, 为防止转矩相结束时刻油压超调造成输出轴转矩波动, 充放油油压控制步长应逐渐收敛。当 TCM 检测到 B3 开始滑摩时(阈值取 $10|\dot{\theta}_{B3}(t+1) - \dot{\theta}_{B3}(t)| \geq 5$), 系统进入惯性相, 此时 B3 迅速完成分离, B2 压力跟踪估计油压目标值进行调节, 直至 B2 制动器停止滑摩(阈值取 $10|\dot{\theta}_{B2}(t+1) - \dot{\theta}_{B2}(t)| \leq 5$), 此后, 系统退出闭环控制, B2 油压保持一段时间便完成锁止, 换挡结束。换挡执行元件滑摩速度是涡轮轴角速度和输出轴角速度的函数, 考虑了车速的变化, 因而能够更加及时准确地反映换挡过程的相位变换。

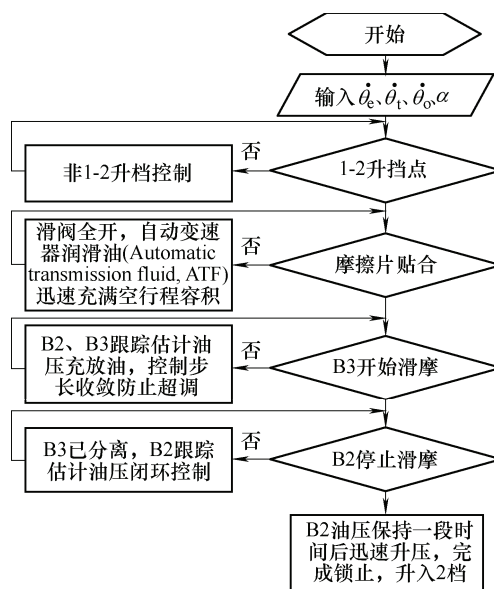


图 7 基于油压估计的 1-2 升档过程控制策略

3 试验研究

控制策略的实车试验采用某重型越野车辆进行, 车辆采用全程调速柴油机作为动力源, 变速器的换挡执行元件测压孔安装有油压传感器, 车辆满

载、在平直混凝土路面进行测试。经试验数据统计发现, 正常工况下试验车辆 1-2 升档大多在大于 45% 的加速踏板位置下进行, 根据图油压估计 MAP 图可以发现, 当加速踏板位置大于 50% 时, 充油油压大小几乎不再随加速踏板位置变化而变, 为体现工况变化对换挡过程的影响, 试验设计在中小加速踏板位置(小于 50%)下进行, 并对油压进行去量纲处理。

采用传统基于涡轮转速的 1-2 升档过程控制试验结果如图 8 所示。从图 8 中可以看出, 换挡过程中当加速踏板位置变小时, 由于涡轮速度响应滞后, B2 的充油油压仍按照之前的控制律进行调压, 导致惯性相初期油压超调(图 8b 方框)、涡轮角速度下降过快(图 8a 方框), 接着调节油压下降过量, 涡轮速度开始上扬, 油压再相应上升超调, 导致 B2 提前锁止、换挡结束, 输出轴存在较大的转矩波动, 冲击度最大峰值 -23.9 m/s^3 、峰-峰值为 41.5 m/s^3 , B2 摩擦热量损失计算为 44.41 kJ 。

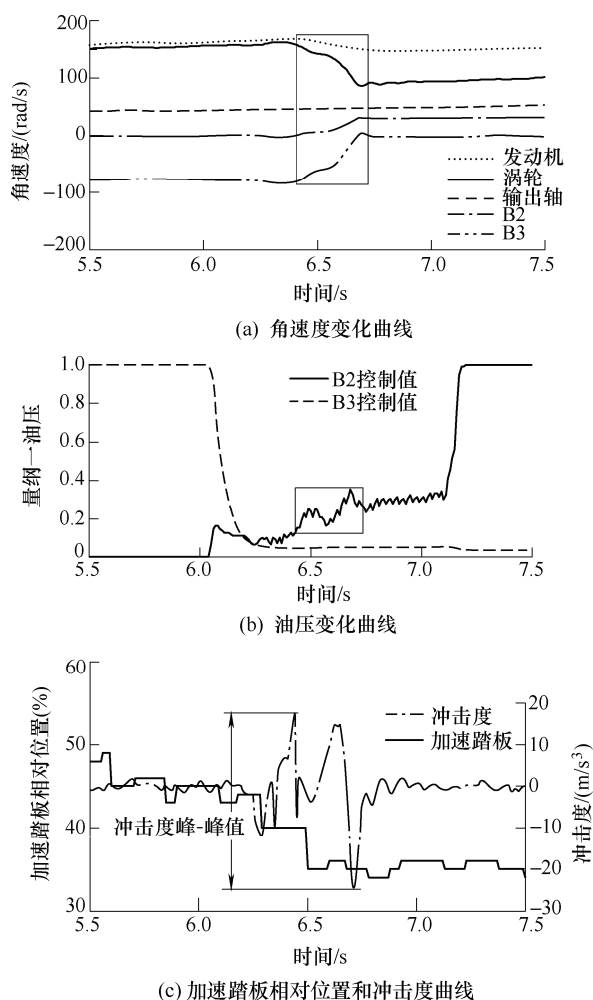


图 8 未采用油压估计的换挡过程控制试验结果

采用相同控制策略、基于油压估计的 1-2 升档过程控制试验结果如图 9 所示。由图 9 可知, 惯性相期间, 随着加速踏板位置减小, 油压也相应减小,

当 B2 停止滑摩时换挡结束。换挡过程冲击度最大峰值为 -15.2 m/s^3 , 峰-峰值为 25.8 m/s^3 ; 而且, 考虑到工程实践的原因, 滑摩时间达到 0.75 s , 较未采用油压估计的滑摩时间 0.45 s 延长较多, 即便如此, B2 摩擦热量损失为 38.48 kJ , 反而减少 15.4% 。可见, 换挡过程舒适性和能量效率都得到改善; 而且单纯从滑摩时间的角度并不能完全反映衡量滑摩热量损失的大小, 这将在后续工作中给出相应的分析和试验验证。可见油压估计能实时动态良好反映换挡过程的动力学特性, 进而获得良好的换挡品质。此外, 图 9 中, 准备相充油流量和流速都比较大, 无法精确估计, 测量值也与真实值的差异较大, 但不影响后面的控制结果。

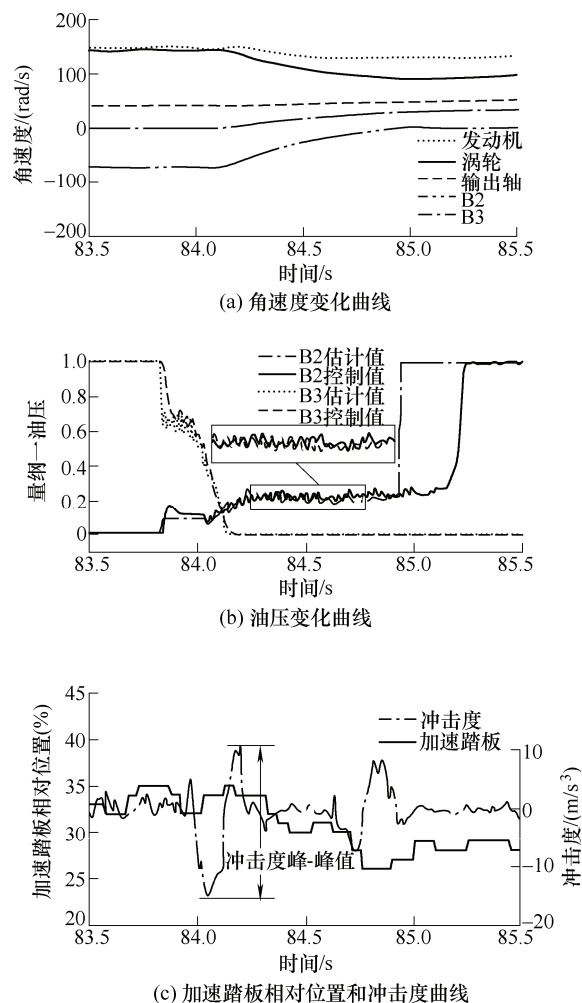


图 9 基于油压估计的换挡过程控制试验结果

4 结论

(1) 建立了 3 自由度行星变速器统一动力学模型, 并以 1-2 升档为例进行换挡过程分析。模型充分考虑了构件惯量对换挡过程的影响, 能够精确而恰当地描述换挡动态特性, 统一模型能够用于分析 1-3、1-4、2-3 等不同换挡状态分析, 提高了建模计

算效率,此外还提供了变速器转动惯量计算办法。

(2) 基于动力学模型和匹配,在搭载大功率 AT 与全程调速柴油机的重型越野车辆动力传动系统涡轮转矩观测的基础上进行换挡油压估计,油压估计能充分反映重型越野车辆行驶过程中工况的变化。

(3) 在油压估计的基础上制定升档过程控制策略,并进行实车对比试验验证。试验结果表明,油压估计能准确反映重型越野车辆 AT 换挡过程动态特性,基于油压估计的换挡过程控制能有效减少工况变化时变速器输出轴转矩波动,提高整车性能。

参 考 文 献

- [1] NAUNHEIMER H, BERTSCHE B, RYBORZ J, et al. Automotive transmissions: Fundamentals, selection, design and application[M]. 2nd ed. New York: Springer, 2011.
- [2] SONG Xingyong, SUN Zongxuan. Pressure-based clutch control for automotive transmission using a sliding-mode controller[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 99: 1-13.
- [3] GAO Bingzhao, CHEN Hong, SANADA K, et al. Design of clutch-slip controller for automatic transmission using backstepping[J]. IEEE/ASME Trans on Mechatronics, 2011, 16: 498-508.
- [4] LIU Zhiyuan, GAO Jinwu, ZHENG Quan. Anti-shudder gearshift controller design for automatic transmission[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(9): 4261-4275.
- [5] KIM D H, YANG K J, HONG K S, et al. Smooth shift control of automatic transmission using a robust adaptive scheme with intelligent supervision[J]. International Journal of Vehicle Design, 2003, 32(3-4): 250-272.
- [6] HAHN J O, HUR J W, CHOI G W, et al. Self-learning approach to automatic transmission shift control in a commercial construction vehicle during the inertia phase[J]. Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002, 216: 909-919.
- [7] 孙文涛, 陈慧岩, 伍春赐. 电控自动变速器换挡过程自适应控制策略[J]. 机械工程学报, 2009, 45(1): 293-299. SUN Wentao, CHEN Huiyan, WU Chunci. Shifting process adaptive control strategy with electronic automatic transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(1): 293-299.
- [8] HAJ-FRAJ A, PFEIFFER F. Optimal control of gear shift operations in automatic transmissions[J]. Journal of the Franklin Institute, 2001, 338(2-3): 371-390.
- [9] LIU Zhiyuan, GAO Jinwu, ZHENG Quan. Robust clutch slip controller design for automatic transmission[J]. Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2011, 225(8): 989-1005.
- [10] 万国强, 黄英, 张付军, 等. 自动变速器升挡过程惯性相发动机协调控制[J]. 机械工程学报, 2012, 48(16): 91-96. WAN Guoqiang, HUANG Ying, ZHANG Fujun, et al. Coordinated engine control for automatic transmission during the inertia phase of upshifting[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(16): 91-96.
- [11] WATECHAGIT S. Modeling and estimation for stepped automatic transmission with clutch-to-clutch shift technology[D]. Columbus: Ohio State University, 2004.
- [12] LU Xi, WANG Shuhan, LIU Yanfang, et al. Application of clutch to clutch gear shift technology for a new automatic transmission[J]. Journal of Center South University, 2012, 19(10): 2788-2796.
- [13] MARCISZKO F. Torque sensor based powertrain control[D]. Linköping: Linköping University, 2004.
- [14] YANAKIEV D, FUJII Y, TSENG E, et al. Closed-loop torque phase control for shifting automatic transmission gear ratios based on friction element Load estimation: US, 2010/0318269 A1[P]. 2010-12-16.
- [15] GAO Bingzhao, CHEN Hong, ZHAO Haiyan, et al. A reduced-order nonlinear clutch pressure observer for automatic transmission[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2010, 18(2): 446-453.
- [16] 项昌乐, 章颖莹, 刘辉. 高转速差车用湿式离合器带排转矩特性研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(20): 71-77. XIANG Changle, ZHANG Yingying, LIU Hui. Research on drag torque of high relative speed open wet clutch of vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(20): 71-77.
- [17] 席军强, 丁华荣, 陈慧岩. 钝化换挡策略[J]. 兵工学报, 2009, 30(3): 257-261. XI Junqiang, DING Huarong, CHEN Huiyan. Strategy of deactivated shift[J]. Acta Armamentarii, 2009, 30(3): 257-261.

作者简介: 王尔烈, 男, 1985 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆液力自动变速器换挡控制。

E-mail: wangerlie85@163.com

陶刚(通信作者), 男, 1977 年出生, 讲师, 硕士研究生导师。主要研究方向为车辆液力自动变速器换挡控制。

E-mail: allcat1@163.com

陈慧岩, 男, 1961 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆液力自动变速器换挡控制、智能车辆。

E-mail: chen_h_y@263.net.