

# 无离合器机械式自动变速器换挡过程的扭矩控制\*

祁炳楠<sup>1</sup> 杨刘权<sup>2</sup> 郭晓斌<sup>2</sup> 张利鹏<sup>3†</sup>

(1.燕山大学 工程训练中心,秦皇岛 066004)(2.燕山大学河北省特种运载装备重点实验室,秦皇岛 066004)

(3.燕山大学 车辆与能源学院,秦皇岛 066004)

**摘要** 电动汽车所采用的无离合器机械式自动变速器的降扭和扭矩恢复会引起传动系统的扭振,降扭调节不当还会对后续的换挡控制产生不利影响.为提高换挡品质,对换挡过程的降扭和扭矩恢复两个阶段的动力学机理和控制方法进行了研究.建立了传动系统扭振模型和同步器齿轮啮合模型,分析了换挡过程扭矩变化对扭振的激励规律,揭示了非充分降扭对换挡过程车辆动力学性能以及执行机构损伤的影响机理;根据二阶系统特性设计了扭矩控制器,根据系统初始状态假设设计了虚拟系统,实现了对扭矩控制过程的系统扭振抑制和初始状态估计;完成了降扭和扭矩恢复控制效果仿真验证.研究表明,所设计控制器可以通过调节控制率系数来配置系统阻尼比,从而得到不同的扭矩控制特性,在阻尼比系数接近于 1 时能够有效降低降扭阶段和扭矩恢复阶段产生的扭转振动.

**关键词** 电动汽车, 机械式自动变速器, 换挡品质, 扭矩控制, 扭振抑制

DOI: 10.6052/1672-6553-2021-009

## 引言

新能源汽车被普遍认为是未来汽车转型发展的主要方向,已经成为世界汽车强国和汽车制造商的研发重点.由于电动机具有被控性能强、机械结构简单、电能来源广泛和工作效率高等特点,纯电动汽车已经成为新能源汽车的主要车型.虽然现有纯电动汽车大部分采用固定速比减速器直接驱动,但在配置合适挡位的变速系统后,其工作效率和动力性均可以得到大幅提高<sup>[1]</sup>.变速系统具有多种类型,其中,少挡位机械式自动变速器(Automated Manual Transmission—AMT)具有低成本和高效率等优点,已经成为纯电动汽车的主要传动形式<sup>[2]</sup>,但 AMT 在换挡过程中存在明显的换挡冲击和动力中断问题,品质提升一直是相关领域的研究重点.

AMT 的换挡过程可以分为降扭、摘挡、调速、升挡和扭矩恢复等几个阶段,其中降扭、扭矩恢复、调速和升挡阶段对换挡品质都具有重要影响,因此很多学者和企业对此开展了研究.周英超等<sup>[3]</sup>研制了一种基于电磁直线执行器的换挡系统,并提出了时序重叠换挡控制策略和基于二自由度控制原理

的位置复合控制器,有效减少了动力中断时间;Wang X 等<sup>[4]</sup>提出了一种双环自学习模糊控制方法,有效处理了换挡过程中的非线性问题和未知参数的问题.以上两种方法从升挡阶段入手,改善了换挡品质.沈文臣等<sup>[5]</sup>通过分析 AMT 同步器的接合机理,提出了一种基于电机转矩控制的变速器输入端主动同步方法,缩短了动力中断时间并提高了进挡成功率与可靠性.此文献主要考虑了调速阶段对换挡控制的影响.实际上,降扭和扭矩恢复阶段分别是换挡过程的起始阶段和终止阶段,在换挡过程中具有启下承上的作用.降扭结束后,驱动电机处于自由模式,此时传动系统的内部驱动力矩最小,因此可以缩短换挡时间,并且增加摘挡的成功率<sup>[6,7]</sup>,但不合理的降扭过程会引起系统扭振,从而恶化换挡品质.王大方等<sup>[8]</sup>通过冲击度计算出了降扭速率(斜率法),按照所计算的降扭速率进行降扭和扭矩恢复控制;董爱道等<sup>[9]</sup>提出了线性二次型最优降扭控制方法,根据冲击度最小目标得到了扭矩下降的最优轨迹.以上两种方法均通过冲击度来求解扭矩控制轨迹,对冲击度会起到抑制作用,但并未考虑系统的扭振特性.针对系统扭振问题,很多

2020-03-16 收到第 1 稿,2020-09-16 收到修改稿.

\* 河北省自然科学基金资助项目(E2016203173, E2020203078)

† 通讯作者 E-mail: evzlp@ysu.edu.cn

学者也开展了相关研究.于蓬等<sup>[10]</sup>提出综合考虑控制电机动态特性及传动系统间隙/柔性的机电耦合仿真方法,初步揭示电动汽车传动系统的扭转振动特性;宋田堂等<sup>[11]</sup>建立了动力传动系统的扭转振动模型,计算并分析了传动系统的固有特性和模态振型,为纯电动汽车降低传动系扭振提供了参考;Syed F U等<sup>[12]</sup>提出了一种主动阻尼车轮转矩控制方法,有效抑制了驱动系统产生的振动.上述方法具有一定的控制效果,但还缺乏对降扭和恢复整个过程力矩变化问题的系统性研究.

本文在前期关于AMT换挡控制相关问题和系统扭振抑制方法研究基础上<sup>[13,14]</sup>,以适用于电动汽车的无离合器AMT为研究对象,对换挡过程中的转矩控制阶段进行综合建模,分析转矩控制对换挡品质和部件损伤的影响,制定更为适合的转矩控制方法,为提升换挡品质和可靠性奠定理论基础.

## 1 无离合器AMT换挡过程分析

本文的研究对象为电动汽车无离合器AMT系统,其结构如图1所示.其中,电动机直接与AMT系统连接,AMT系统通过输出轴与车轮连接,有效减小了动力传递路线,取消了离合器,可以减小能量损失,并提高传动效率.

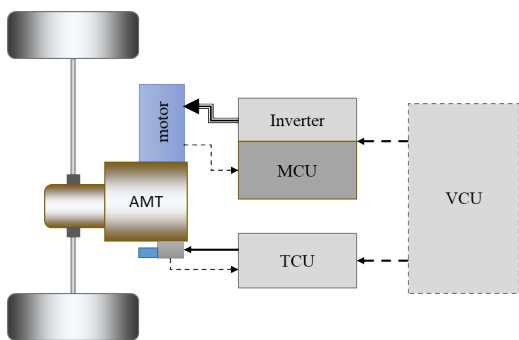


图1 电动汽车无离合器AMT系统结构

Fig. 1 Clutchless AMT structure of electric vehicle

### 1.1 无离合器AMT换挡控制策略

当无离合器AMT进行挡位切换时,由驱动电机的转矩控制功能来替代传动汽车AMT离合器的动力中断与接合功能,通过驱动电机的主动调速来实现输入轴和待接合齿轮的主动同步,该系统的换挡流程如图2所示.当车辆行驶状态达到换挡指标要求后,整车控制器VCU(Vehicle Control Unit)将降扭指令发送至电机控制器MCU(Motor Control Unit)来控制驱动电机进行降扭,当降扭完成后,VCU将摘挡指令发送至换挡控制器TCU(Shift

Control Unit),由TCU控制执行机构进行摘挡.在此控制过程中,虽然驱动电机可以通过控制输出转矩来实现动力中断,但是却不能解决驱动电机与输入轴直接串联所造成的转动惯量增加问题.在摘挡结束后,驱动电机将进行主动调速来减小输入轴与目标齿轮的转速差,以此缓解同步转速过程对同步器的损耗.当主动调速与挡位选择结束后,VCU将挂挡指令发送至TCU,在接合套达到目标位置后,VCU将扭矩恢复指令发送至MCU,开始扭矩恢复阶段.因此,在无离合器AMT换挡过程中包含降扭和扭矩恢复两个转矩控制阶段.

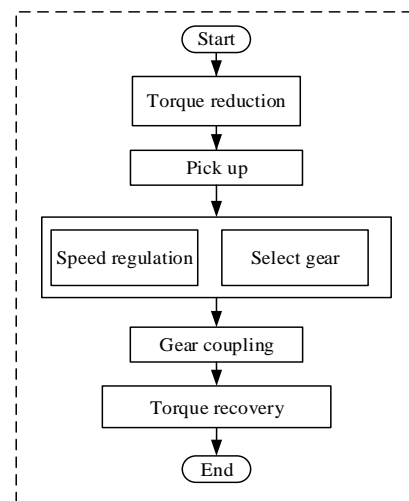


图2 无离合器AMT换挡控制策略

Fig. 2 Clutchless AMT shift control strategy

### 1.2 传动系统模型

无离合器AMT通常与驱动电机直连并采用2级减速形式.与驱动系统其他传动零件相比较,驱动半轴和轮胎的弹性和阻尼特性比较明显.建模过程中,通常将内部轴类零件和齿轮简化为刚体,驱动半轴和轮胎简化成弹性阻尼元件,所建的传动系统扭振模型如图3(a)所示.图中 $J_m$ 是驱动电机输出轴、变速器输入轴及其轴上齿轮等效到输入轴的转动惯量; $J_{in}$ 为变速系统中间轴和输出轴及其轴上齿轮等效到变速箱输出轴的转动惯量; $J_w$ 为车轮及车身等效到车轮的转动惯量; $\theta_{in}$ 为输入轴的角位移; $\theta_w$ 为车轮的角位移; $T_l$ 为驱动轮上的行驶阻力矩; $k$ 为等效刚度; $c$ 为等效阻尼, $i_1$ 和 $i_2$ 分别为变速系统集中式一级传动比和二级传动比.由于换挡过程十分短暂,行驶阻力等外界因素对车速的影响很小,并且整车的等效转动惯量远大于变速系统转动惯量,所以在考虑瞬态相应问题时可以进一步简化为如图3(b)所示形式.图中输入轴惯量

等效至输出轴后,驱动轴的转动惯量  $J_{eq} = J_{in}i_1^2i_2^2 + J_{out}$ , 等效力矩  $T_{eq} = T_m i_1 i_2$ ,  $\theta_{eq}$  为变速系统输出轴的角位移, 由此可以列出系统动力学方程:

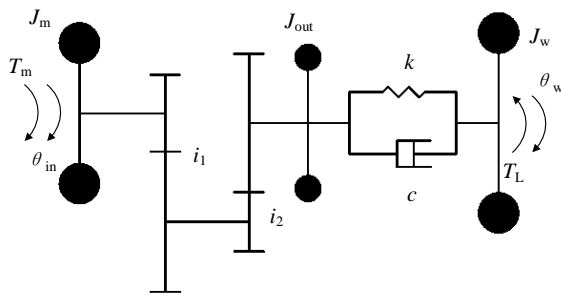
$$\begin{cases} J_{eq} \ddot{\theta}_{eq} = T_{eq} - k\theta_{eq} - c\dot{\theta}_{eq} \\ \dot{\theta}_{eq} = \dot{\theta}_{eq} \end{cases} \quad (1)$$

取  $\dot{\theta}_{eq}$  和  $\theta_{eq}$  为状态变量,  $T_{eq}$  为系统输入, 则系统的状态方程为:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2)$$

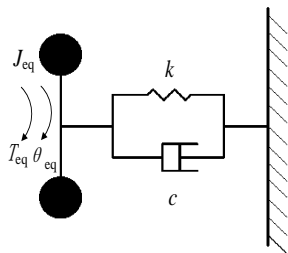
式中

$$A = \begin{bmatrix} -k/J_{eq} & -c/J_{eq} \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = [1/J_{eq} \quad 0]^T, \\ x = [\dot{\theta}_{eq} \quad \theta_{eq}]^T.$$



(a) 扭振模型

(a) Torsional vibration model



(b) 简化扭振模型

(b) Simplified torsional vibration model

图3 传动系统模型

Fig. 3 Transmission system model

### 1.3 同步器换挡过程分析

在收到换挡指令后,执行机构会推动接合套与目标齿轮分离,直至接合套到达空挡位置.在执行命令之前,如果接合套与目标齿轮之间仍存在作用力,接合套与目标齿轮脱离过程中将产生撞击,增加打齿的可能性,残余扭矩产生的附加换挡力也会对换挡产生不利影响.接合套与齿圈接合关系如图4所示,图(a)中同步器和目标齿轮的啮合齿存在后角  $\gamma$ , 当接合套和目标齿轮存在作用力,通过齿面啮合会对接合套产生轴向力  $F_x$ , 防止接合套脱落.在换挡过程中,当  $F_{shift} > F_x$  时,换挡才会成功.

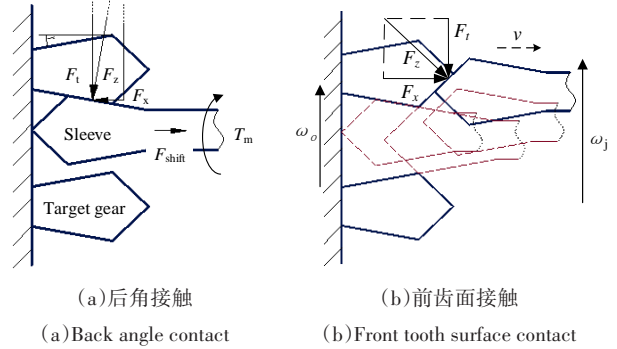


图4 换挡过程分析

Fig. 4 Analysis of picking process

如图4(b)所示,在接合套与目标齿轮由后角啮合变成了正齿面啮合,残余扭矩产生的轴向力为推力,接合套在推力作用下会快速脱离,这对执行机构的结构和换挡控制产生影响.由此可以得到残余扭矩产生的附加换挡力为:

$$F_x = \begin{cases} -F_t \sin\gamma = T_r \sin\gamma/r_b \\ F_t \sin\beta = T_r \sin\beta/r_b \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $r_b$  为啮合齿的作用半径,  $\beta$  为啮合齿的齿端半角,  $T_r$  为残余扭矩.

## 2 驱动电机扭矩控制策略

为了减小扭矩变化引起传动系统扭振,设计了扭矩控制策略.由于扭矩控制阶段非常短暂且系统扭振状态难以用传感器测量,所以控制器策略包含了扭矩控制器和虚拟系统两个部分,扭矩控制器负责控制扭矩变化,虚拟系统负责估计系统状态.

### 2.1 扭矩控制器设计

由驱动系统的动力学方程(1)可推导出其传递函数为:

$$G(s) = \frac{\theta(s)}{T_{eq}(s)} = \frac{1/J_{eq}}{s^2 + c/J_{eq}s + k/J_{eq}} \quad (4)$$

由式(4)可知简化后的传动系统为二阶系统.二阶系统是工程领域中常见的系统形式,并且很多高阶系统的特性在一定条件作用下可用二阶系统的特性来表征.二阶系统的响应特性主要取决于阻尼比  $\xi$  和固有频率  $\omega_n$ , 尤其是阻尼比  $\xi$  决定了特征方程根的形式.因此,通过改变系统阻尼比可改变系统的响应特性.设转矩  $T_{eq}$  控制率为:

$$T_{eq} = T_{eq}^* + a\dot{\theta} \quad (5)$$

式中,  $T_{eq}^*$  为目标转矩,  $a$  为控制率系数.将其带入式(1)可得

$$J_{eq} \ddot{\theta}_{eq} = T_{eq}^* - k\theta_{eq} - (c - a)\dot{\theta}_{eq} \quad (6)$$

传递函数(4)可表示成如下形式:

$$G(s) = \frac{1/J_{eq}}{s^2 + (c-a)/J_{eq}s + K/J_{eq}} \quad (7)$$

由二级系统特性可得:

$$\begin{cases} 2\xi\omega_n = (c-a)/J_{eq} \\ \omega_n^2 = k/J_{eq} \end{cases} \quad (8)$$

经过化简计算可得

$$a = c - 2J_{eq}\xi\sqrt{k/J_{eq}} \quad (9)$$

因此,可以根据系统需求选择合适调整系数 $a$ 去配置阻尼比.将其代入式(5)并结合式 $T_{eq} = T_m i_1 i_2$ 可得驱动电机控制率:

$$T_m = (T_m^* + (c - 2J_{eq}\xi\sqrt{k/J_{eq}})\dot{\theta})/i_1 i_2 \quad (10)$$

## 2.2 虚拟系统设计

在实际车辆上,驱动轴的输出端与输入端相对转角和转速很难测得.为了实现控制目的,本文建立了虚拟系统去估计扭矩控制时的相对转速差.挡位切换出现在车辆的稳定加速或减速过程,此时挡位切换前的驱动电机转矩变化率很小,因此可以将降扭前的传动系统看作处于扭矩作用下的稳态过程,降扭过程则可以看作扭矩消失后系统由初始点回归平衡位置的过程.扭矩恢复阶段是换挡的最后过程,扭矩恢复过程可以看作是系统对于目标转矩的阶跃响应过程,可得系统初始状态表达式为:

$$\begin{cases} \hat{\theta}_0 = T_m^0 i_1 i_2 / k \\ \hat{\dot{\theta}}_0 = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中, $T_m^0$ 为虚拟系统启动前驱动电机返回转矩, $\hat{\theta}_0$ 和 $\hat{\dot{\theta}}_0$ 为估计的初始状态.因此,虚拟系统在进行转矩控制前先对初始状态进行估计,虚拟系统结构如图5所示.虚拟系统为与原系统形式相同的二阶系统,此系统只在扭矩控制阶段运行,当接收到扭矩控制命令,系统根据此时的扭矩估计的转角最为系统初值,然后在控制其输出的转矩信号作用下运行,并反馈出系统当前的相对转速,为控制器提供参考.图中, $T_c$ 为控制器输出转矩, $T_m^0$ 为虚拟系统启动前驱动电机返回转矩, $\hat{\theta}$ 为输出为估计转速.

## 3 仿真验证

基于 Matlab/Simulink 与 AMESim 搭建联合仿真平台,进行无离合器 AMT 换挡控制效果的仿真验证,其中涉及到的系统主要参数如表1所示.

为了验证所提扭矩控制方法的效果,规定了升挡车速为 30km/h,升挡前驱动电机输出扭矩为

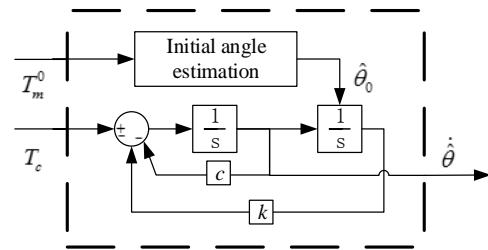


图5 虚拟系统结构

Fig. 5 Virtual system structure

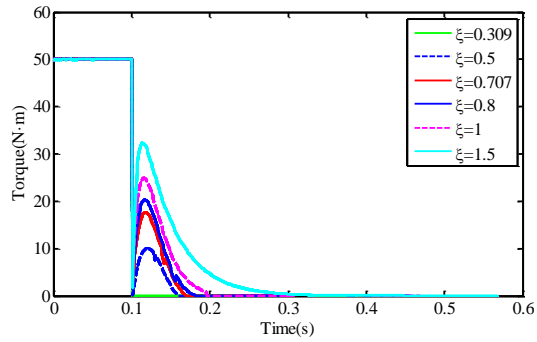
表1 系统参数

Table 1 System parameters

$J_m$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	$J_{out}$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	$J_w$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )	$i_1$	$i_2$	$K$ ( $\text{Nm/rad}$ )	$C$ ( $\text{rad/s}$ )
0.03	0.0012	91.5	3.185	2.85	9742	5.7

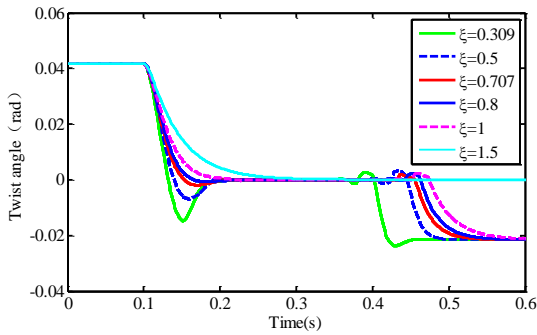
50N·m. 选取了不同阻尼比 $\xi$ ,并通过式(9)可得到不同的控制率系数 $a$ ,得到的仿真结果如图6所示.图(a)中,随着 $\xi$ 的增大,扭矩的下降时间增加,但是降扭过程引起的扭转角波动会同时减小,其中当 $\xi = 0.309$ 时,控制率系数 $a = 0$ ,此情况下控制器失去作用,直到扭矩直接降为零后才恢复控制,同时这种情况引起的扭转角波动幅值最大;图(b)中扭转角在0.4s时开始再次出现波动,这些波动是在降扭完成后的升挡动作引起的,与降扭过程无关;图(c)展示了扭矩恢复过程扭矩变化与扭转角的变化,在扭矩恢复完成后,车辆开始做匀加速运动,此时扭矩和扭转角维持稳态,这也证明了虚拟系统初值估计所做假设的准确性.

一般情况下,当二阶系统的阻尼比为0.707时具有良好的响应性能<sup>[15]</sup>,因此,将系统阻尼比设置成0.707的有控制与阻尼比0.309的无控制进行对比,整个换挡过程的仿真结果如图7所示.在图(a)所示的降扭过程中,无控制的系统响应转矩第一次到达零点的时间明显小于有控制的时间,但是在经过零点后产生了严重的超调,并且即使在无控制情况下系统转矩响应也具有一定的时间延时.当阻尼比小于临界值后不再影响系统转矩响应时间.扭矩在0.2s以后产生了变化,这是因为在降扭和摘挡完成后,驱动电机需要进行主动调速所致.图(b)描述了扭矩变化与接合套位移的关系,实际上系统的响应转矩不可测,所以判断降扭完成标准为驱动电机的反馈力矩.在无控制降扭情况下,系统响应转矩未达到稳定就开始了摘挡动作,这是因为驱动电机的力矩下降速度远大于系统响应转矩,故导致了



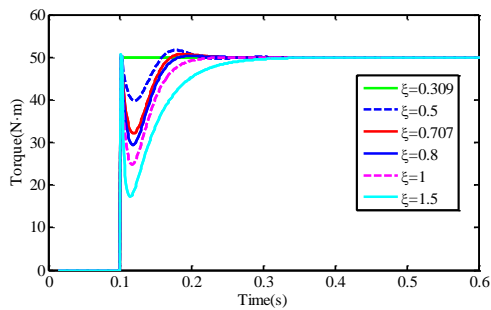
(a)降扭过程扭矩变化

(a) Torque variation during torque reduction



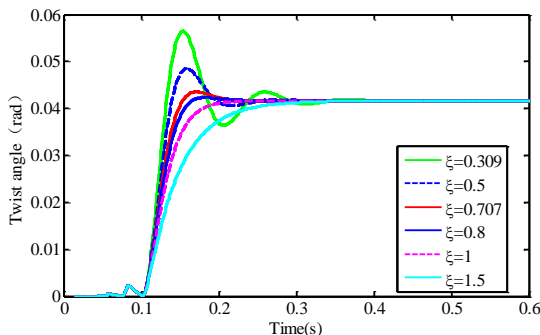
(b)降扭过程扭转角变化

(b) Torsion angle variation during torsion reduction



(c)扭矩恢复过程扭矩变化

(c) Torque variation during torque recovery



(d)扭矩恢复过程扭转角变化

(d) Torsion angle variation during torque recovery

图6 不同阻尼比扭矩控制仿真

Fig. 6 Simulations with different damping ratios torque control

接合套移动过程提前完成,并且在接合套脱离齿圈后对系统响应转矩产生了不利影响,如图中的局部放大部分所示,这也引起了换挡力的变化.在图(c)中,无控制换挡过程中换挡力产生了连续两次波动.第一次换挡力波动是因摘挡力需要克服参与扭矩产生的附加拉力所导致,其规律与图5(a)中所描述的一致.同步器的啮合齿具有后角,在系统的残余转矩的作用下,齿圈通过啮合齿后角对接合套产生拉力,使摘挡力变大.而第二次换挡力波动主要由系统残余转矩形成的附加推力产生,当接合套移动至图5(b)位置时,接合套与齿圈的会发生正齿面接触,在系统残余转矩的作用下,齿圈对对接合套产生推力,导致了摘挡力的巨大波动.这些非主动换挡力波动会影响执行机构寿命和控制系统性能,严重情况会导致执行机构变形损坏.而图(c)中的两条位移曲线并没有受到换挡力波动的影响,这是因为仿真中所采用的执行机构传动形式为具有自锁功能的蜗轮蜗杆机构,自锁功能防止了力的反向传递,实际采用这种形式会对执行机构产生更大的伤害.

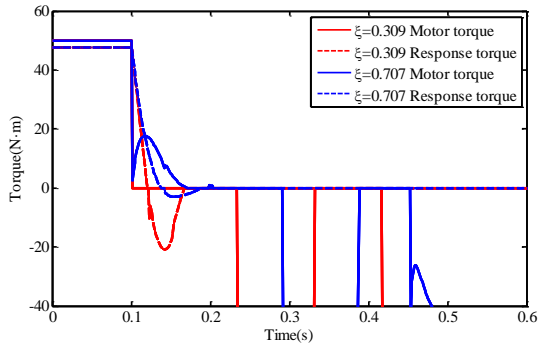
在实际试验中,驱动系统的扭转状态很难测得,本文通过建立虚拟系统,并根据驱动电机的扭矩估计,得出得转矩控制前系统的初值,来预测扭矩控制过程中的系统的响应状态,如图8所示,虽然估计的初值和虚拟系统的响应时间会产生一定的偏差,但在扭矩降低和扭矩恢复过程,扭转角还是具有良好的估计效果.

#### 4 小结

(1)针对电动汽车无离合器AMT换挡过程的降扭和扭矩恢复过程中驱动电机的控制问题开展研究,通过系统建模和仿真分析,揭示了驱动电机残余扭矩对摘挡控制难度和执行机构结构安全产生不利影响的动力学机理;

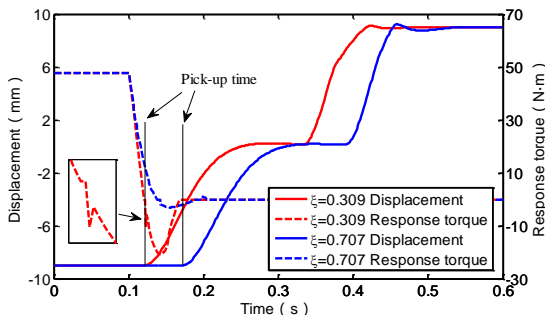
(2)设计了应用于传动系统扭振抑制的控制器,得到了不同控制参数对系统阻尼特性的影响规律.研究表明,通过调整阻尼比系数,可有效抑制降扭和扭矩恢复过程引起的系统扭振;

(3)提出了通过虚拟系统预测扭矩控制换挡过程中传动系统扭转角的方法,解决了车辆扭振状态难以测量的问题,为后续开展动力性降扭和舒适性降扭控制策略研究奠定了一定的理论基础,对于提升AMT的换挡品质具有重要的参考价值.



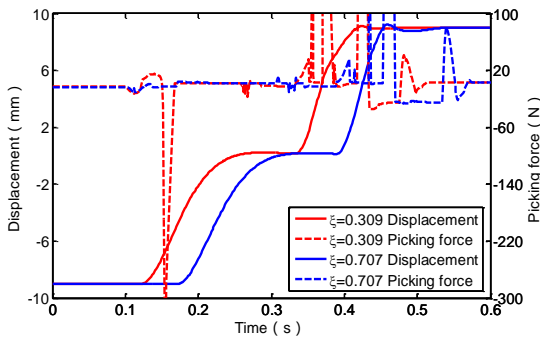
(a) 系统转矩响应

(a) System torque response



(b) 扭矩控制对换挡时刻的影响

(b) Effect of torque control on shift time



(c) 扭矩控制对换挡过程的影响

(c) The effect of torque control on the shifting process

图7 有扭矩控制与无扭矩控制换挡对比

Fig. 7 Comparative of gear shift with and without torque control

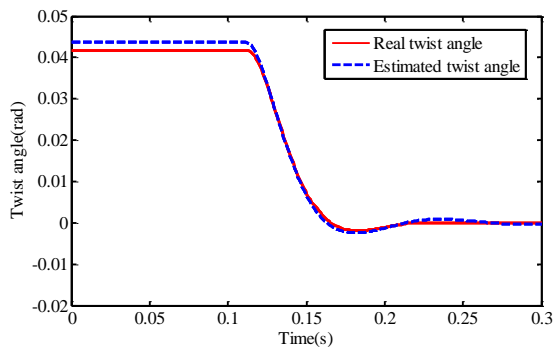


图8 虚拟系统扭转角估计

Fig. 8 Virtual system torsion angle estimation

## 参 考 文 献

- 1 刘国涛. 纯电动汽车两挡AMT换挡模式概述. 小型内燃机与车辆技术, 2019, 48(5): 90~92 (Liu G T. Overview of two-speed AMT shift mode for pure electric vehicles. *Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technology*, 2019, 48(5): 90~92 (in Chinese))
- 2 许善珍, 魏民祥, 王程. 机械式自动变速器研究综述. 机械传动, 2018, 42(1): 171~175 (Xu S Z, Wei M X, Wang C. Summary of the research of automated mechanical transmission. *Mechanical Transmission*, 2018, 42(1): 171~175 (in Chinese))
- 3 周英超, 常思勤, 李波. 电控机械式自动变速器时序重叠换挡系统设计与研究. 中国机械工程, 2018, 29(11): 1289~1296 (Zhou Y C, Chang S Q, Li B. Design and research on time-overlapping gearshift systems for AMTs. *China Mechanical Engineering*, 2018, 29(11): 1289~1296 (in Chinese))
- 4 Wang X, Li L, He K, et al. Dual-loop self-learning fuzzy control for AMT gear engagement: design and experiment. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 2018, 26(4): 1813~1822
- 5 沈文臣, 胡宇辉, 席军强, 等. 混合动力车辆自动机械变速器换挡过程分析与控制. 汽车工程, 2016, 38(3): 337~343 (Shen W C, Hu Y H, Xi J Q, et al. Analysis and control of the shifting Process of AMT in HEV. *Automotive Engineering*, 2016, 38(3): 337~343 (in Chinese))
- 6 席军强, 王雷, 付文清, 等. 纯电动客车自动机械变速器换挡过程控制. 北京理工大学学报, 2010, 30(1): 42~45 (Xi J Q, Wang L, Fu W Q, et al. Shifting control technology on automatic mechanical transmission of pure electric buses. *Transaction of Beijing Institute of Technology*, 2010, 30(1): 42~45 (in Chinese))
- 7 张承宁, 武小花, 王志福, 等. 电动车辆AMT换挡过程中驱动电机控制策略. 北京工业大学学报, 2012, 38(3): 325~329 (Zhang C N, Wu X H, Wang Z F, et al. Control strategy of driving motor during the amt shifting on electric vehicles. *Journal of Beijing University of Technology*, 2012, 38(3): 325~329 (in Chinese))
- 8 王大方, 刘刚, 金毅, 等. 短途纯电动车无离合器无同步器AMT换挡控制. 中国公路学报, 2017, 30(2): 144~152 (Wang D F, Liu G, Jin Y, et al. Gear-shifting control of clutchless automated mechanical transmission without synchronizer in short-distance pure electric vehicle. *China Journal of Highway and Transport*, 2017, 30(2): 144~152 (in Chinese))
- 9 董爱道. 纯电动客车无离合器AMT全扭矩换挡控制研究[博士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2016 (Dong A

- D. Study of complete torque shifting control for clutchless amt of electric vehicles[Ph.D Thesis]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2016(in Chinese))
- 10 于蓬,章桐,孙玲,等.集中驱动式纯电动车动力传动系统扭转振动研究.振动与冲击,2015,34(10):121~127 (Yu P, Zhang T, Sun L, et al. Powertrain torsional vibration of a central-driven pure EV. *Vibration and Shock*, 2015,34(10):121~127(in Chinese))
- 11 宋田堂,王汐文,林连华,等.两挡变速器纯电动汽车传动系统扭转振动特性分析.传动技术,2017,31(1):3~9 (Song T T, Wang X W, Lin L H, et al. Analysis of torsional vibration characteristics of transmission system for two-speed electric vehicle. *Drive System Technique*, 2017, 31(1):3~9(in Chinese))
- 12 Syed F U, Kuang M L, Ying H. Active damping wheel-torque control system to reduce driveline oscillations in a power-split hybrid electric vehicle. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2009, 58(9):4769~4785
- 13 张利鹏,谷定杰,祁炳楠,等.电动汽车双模耦合驱动系统变模冲击抑制方法.机械工程学报,2018,54(8):165~176 (Zhang L P, Gu D J, Qi B N, et al. Impact reduction method for electric vehicle dual-mode coupling drive system with modes shift. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(8):165~176(in Chinese))
- 14 Zhang L P, Yang L Q, Guo X B, et al. Stage-by-phase multivariable combination control for centralized and distributed drive modes switching of electric vehicles. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 147: 103752
- 15 胡寿松.自动控制原理基础教程(第三版).北京:科学出版社,2013(Hu S S, Basic principles of automatic control (3th edition). Beijing: China Science Publishing, 2013(in Chinese))

## TORQUE CONTROL OF CLUTCHLESS AMT DURING GEAR SHIFTING \*

Qi Bingnan<sup>1</sup> Yang Liuquan<sup>2</sup> Guo Xiaobin<sup>2</sup> Zhang Lipeng<sup>3†</sup>

(1.Engineering Training Center, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

(2.Hebei Key Laboratory of Special Delivery Equipment, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

(3.School of Vehicle and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

**Abstract** The torque reduction and torque recovery of the clutch-less AMT used in electric vehicles will cause torsional vibration of the transmission system. Improper torque reduction adjustment will also adversely affect subsequent shift control. In order to improve the shift quality, the dynamic mechanism and control method of the two stages of torque reduction and torque recovery in the shifting process are studied. A torsional vibration model of the transmission system and a synchronizer meshing gear model are established, with the excitation law of torsional vibration during the shifting process being analyzed, and the influence mechanism of the inadequate torque reduction effect on vehicle dynamics and damage to the actuator during the gear shifting process being revealed, A torque controller according to the characteristics of the second-order system and a virtual system based on the initial state assumptions of the system are designed, with and the system torsional vibration suppression and initial state estimation of the torque control process being realized. Finally, the torque reduction and torque recovery control effects simulation are completed. The research shows that the designed controller can configure the damping ratio of the system by adjusting the control rate coefficient to obtain different torque control characteristics. When the damping ratio coefficient is close to 1, it can effectively reduce the torsional vibration during the torque reduction phase and the torque recovery phase.

**Key words** electric vehicle, AMT, shift quality, torque control, torsional vibration suppression

Received 16 March 2020, Revised 16 September 2020.

\* The project supported by the Natural Science Foundation of Hebei Province (E2016203173, E2020203078)

† Corresponding author E-mail: evzlp@ysu.edu.cn