

电磁执行器直接驱动的 AMT 换挡机构*

李 波 常思勤 林树森
(南京理工大学机械工程学院, 南京 210094)

摘要: 为提高机械式自动变速器(AMT)换挡品质并缩短换挡过程动力中断时间,提出了一种电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构。换挡机构运动总质量为 1.37 kg,较传统全电式 AMT 换挡机构总质量(约 1.78 kg)降低 23%。对换挡过程进行了分段研究,并在换挡过程数学模型和 AMT 试验台架基础上,验证了设计方案的可行性。换挡机构换挡过程中无选挡操作,可实现挡位切换时退、进挡同时进行的功能,转速差为 500 r/min、转动惯量为 0.03 kg·m²,换挡时 3 挡至 4 挡的换挡时间约为 120 ms,提升了 AMT 的换挡品质,且仍有进一步提高的余地。研究表明,电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构可实现自动换挡功能。

关键词: 机械式自动变速器 电磁直线执行器 换挡机构 换挡品质

中图分类号: U463.212*31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)10-0029-07

Shifting Mechanism of AMT Direct Driven by
Electromagnetic Linear Actuator

Li Bo Chang Siqin Lin Shusen
(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: In order to improve the shifting quality and reduce the shift time, a shifting mechanism for automated manual transmission (AMT) direct driven by electromagnetic linear actuator was proposed. Compared with the conventional AMT (about 1.78 kg), the total mass of shifting mechanism (1.37 kg) was reduced by 23%. The shift process was divided into several stages and the feasibility of design program was verified based on detailed mathematical models of shift process and the test bench of AMT. Gear select movement did not exist in the process of gearshift and it could make upshift and downshift happened in the same time. The 3 ~ 4 gearshift time was controlled at 120 ms when the rotary speed difference was 500 r/min and the moment of inertia was 0.03 kg·m². The shifting quality of AMT was improved and could be further improved in the future. The results showed that the shifting mechanism of automated manual transmission based on electromagnetic linear actuator could achieve the functional of automatic shift, and it had well application prospect in the field of automatic transmission.

Key words: Automated manual transmission Electromagnetic linear actuator Shifting mechanism Shifting quality

引言

随着自动变速技术的发展,传动效率高、成本低、结构简单且便于精确控制的 AMT 逐渐受到国内外高校及研究机构的重视,尤其在改善 AMT 换挡品

质方面做了大量的工作^[1-2]。文献[3~6]在减小换挡冲击和缩短动力中断时间等方面作出了突出的贡献,但也存在液压系统固有迟滞性、双多模可控换挡器使用寿命较短、齿轮齿条机构传动效率较低和换挡机构体积较大等不足。

收稿日期: 2013-04-03 修回日期: 2013-05-01
* 国家自然科学基金资助项目(51207071)和江苏省科技支撑计划资助项目(BE2008133)
作者简介: 李波, 博士生, 主要从事车辆电控与机电液一体化研究, E-mail: njustlibo@126.com

为进一步提高 AMT 的换挡品质和解决现有研究中存在的问题,在应用 2 自由度电磁执行器直接驱动的 AMT 换挡机构的基础上^[7],本文提出一种电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构,采用无选挡过程的直接换挡方式,进一步减小执行机构的运动惯量;同时进行退、进挡操作。设计并阐述换挡机构的总体结构和工作原理,建立数学模型,在此基础上对电磁直线执行器直接驱动的换挡机构进行仿真研究,并在 AMT 试验台架上验证方案的可行性。

1 换挡机构方案设计

1.1 设计目标

AMT 换挡时动力中断,车速存在波动,影响车辆行驶过程中的动力性能和换挡品质。换挡品质是指在保证汽车动力性与满足传动系统使用寿命要求的前提下,变速器能够平稳且迅速地换入目标挡位,换挡时间和换挡冲击是评价换挡品质的重要指标^[8]。AMT 换挡机构设计时既要满足换挡品质要求,又要考虑执行器所能输出的最大驱动力和系统可控性等因素。

换挡时间直接影响车辆运行的动力性能,一般要求 AMT 换挡过程加载在换挡拨叉上的峰值换挡力高于 1 000 N,控制空挡至目标挡位的换挡时间在 0.5 s 以内^[9]。AMT 在手动变速器的基础上改装而来,系统传动效率高,以国产某型号两轴式 5 挡手动变速器为例,换挡拨叉的位移均在 20 mm 以内(空挡至目标挡位位移为 ±10 mm),采用如图 1 所示的挡位布置形式,换挡执行器的行程需满足换挡位移要求。

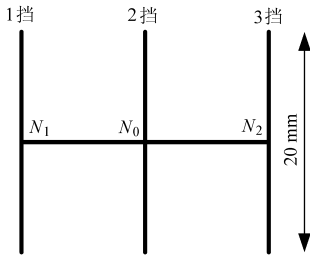


图 1 5 挡手动变速器挡位布置

Fig. 1 Gear arrangement of 5-speed manual transmission

1.2 方案设计

考虑上述设计目标,完成了电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构方案设计,如图 2 所示。3 个具有高功率密度的电磁直线执行器直接驱动拨叉轴完成换挡运动,传动效率高;换挡机构运动部分总质量为 1.37 kg,较传统全电式 AMT 换挡机构直动部分质量(约 1.78 kg)降低 23%;结构简单、动态响应速度快、控制信号从输出到执行的延迟时间短,

可控性强。空挡时,电磁直线执行器 I、II 和 III 控制各自的换挡拨叉分别处在图 1 中的 N_1 、 N_0 和 N_2 3 个位置,接收控制器输出的控制指令后,分别驱动不同挡位的退、进挡运动。

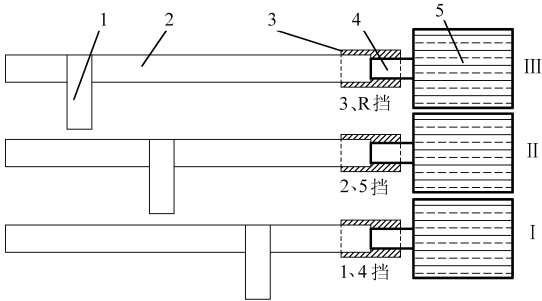


图 2 AMT 换挡机构设计方案

Fig. 2 Design program of AMT shifting mechanism
1. 拨叉 2. 拨叉轴 3. 联轴器 4. 执行器轴 5. 电磁直线执行器

2 电磁直线执行器

根据换挡执行器的驱动力和驱动位移要求,应用“电-磁-力”转换特性,设计一种具有直驱特性的用于驱动 AMT 换挡机构的电磁直线执行器,取消运动转换装置,直接将电能转换为换挡直线运动的机械能,运动惯量小,传动效率高^[10]。

电磁直线执行器采用动圈式结构,内部永磁体的排列采用 Halbach 阵列方式^[11],具有较高的功率密度;执行器最大外径为 100 mm,动子运动质量为 0.591 kg,较传统的直流电动机动子和运动转换装置的总运动质量(约 1 kg)减小 40%,结构紧凑、易于安装。基于电磁直线执行器的实体尺寸,设计并加工了性能测试台架,如图 3 所示。

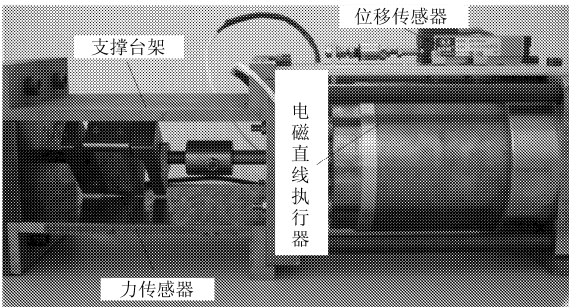


图 3 电磁直线执行器性能测试台架

Fig. 3 Test bench of electromagnetic linear actuator performance

应用 Matlab/Simulink 软件建立了执行器驱动力特性仿真模型,得到电磁直线执行器输出的驱动力随驱动电流和运动位移变化的规律如图 4 所示,仿真与测试结果基本吻合,最大误差为 4.6%。执行器直动行程为 ±10 mm,电流为 30 A 时,最大驱动力超过 1 200 N,且仍有进一步提高的余地,设计的电磁直线执行器满足 AMT 换挡机构的驱动要求。

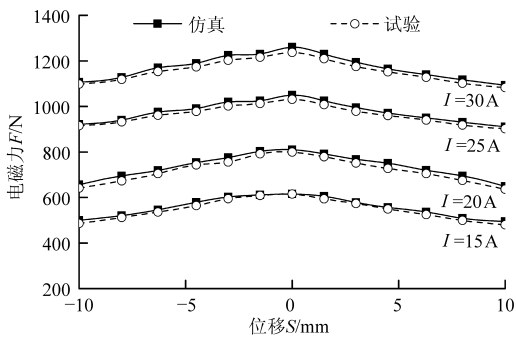


图 4 电磁直线执行器驱动力特性曲线
Fig. 4 Driving force characteristic curve of electromagnetic linear actuator

3 工作原理与建模

变速器的退挡过程是退挡接合套和原挡位齿轮齿圈分离并退至空挡位置的过程,主要分为 2 个阶段,如图 5 所示。

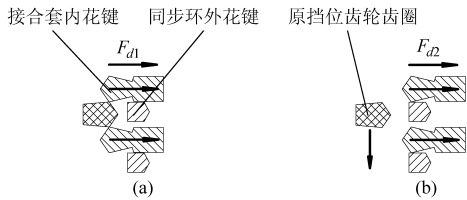


图 5 退挡过程分段研究示意图
Fig. 5 Schematic diagram of segmented research for downshift process
(a) 退挡第 1 阶段 (b) 退挡第 2 阶段

退挡第 1 阶段,退挡接合套和原挡位齿轮齿圈分离。此阶段接合套与齿轮齿圈处于啮合状态,不允许进挡过程开始同步阶段。定义 S_s 为退挡过程中,退挡接合套与原挡位齿轮齿圈分离时,执行器运动的位移。对于既定变速器内部的同步器结构, S_s 为 3.2 mm。第 1 阶段退挡接合套在退挡力、挡位锁止力 F_L 和花键接触面摩擦力的共同作用下运动,对于传统手动变速器,换挡时没有发动机转速调节装置,花键接触面的摩擦力可忽略不计,根据牛顿第二定律,退挡第 1 阶段退挡力数学模型为

$$F_{d1} = F_L + m_t \frac{d^2 s_{d1}}{dt_{d1}^2} \quad (1)$$

式中 m_t ——换挡机构总质量,包括接合套、换挡拨叉、换挡拨叉轴、定位滑块和电磁直线执行器运动质量

s_{d1} ——退挡第 1 阶段换挡机构的位移

t_{d1} ——退挡第 1 阶段的时间

退挡第 2 阶段,退挡接合套退至空挡位置。接合套在退挡力的作用下减速运动,以控制其到达空挡位置时的速度为控制目标。退挡第 2 阶段退挡力数学模型为

$$F_{d2} = m_t \frac{d^2 s_{d2}}{dt_{d2}^2} \quad (2)$$

式中 s_{d2} ——退挡第 2 阶段退挡执行机构的位移

t_{d2} ——退挡第 2 阶段的时间

为更详尽地描述进挡过程,研究时将其分为 6 个阶段,如图 6 所示。

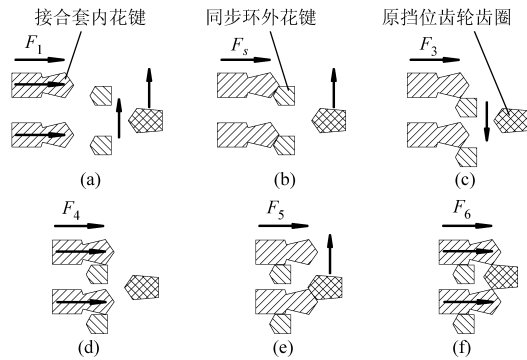


图 6 进挡过程分段研究示意图
Fig. 6 Schematic diagram of segmented research for upshift process

(a) 第 1 阶段 (b) 第 2 阶段 (c) 第 3 阶段
(d) 第 4 阶段 (e) 第 5 阶段 (f) 第 6 阶段

第 1 阶段,进挡接合套带动同步环压向目标挡齿轮外锥面。与退挡第 1 阶段类似,接合套在换挡力和定位滑块摩擦力的共同作用下运动,分析得到第 1 阶段换挡力的数学模型为

$$F_1 = 3K_s \Delta x_{s0} \mu_L + m_t \frac{d^2 s_1}{dt_1^2} \quad (3)$$

式中 K_s ——定位销上的弹簧刚度

Δx_{s0} ——定位销上弹簧的初始压缩量

μ_L ——滑块与花键毂之间的动摩擦因数

s_1 ——第 1 阶段进挡执行机构的位移

t_1 ——第 1 阶段的时间

第 2 阶段,变速器输入输出轴转速同步。此阶段需在退挡第 1 阶段完成后开始。由于锁止作用的存在,进挡接合套在与目标挡齿轮转速达到同步之前不能继续向前移动。换挡过程很短,且汽车的行驶阻力矩很大,分析时假定行驶阻力矩固定不变;同步过程相对于汽车运行是瞬间完成的,忽略润滑油对变速器输入端转速的影响。基于上述两点假设,同步过程变速器输入端受同步转矩 T_s 和被同步部分转动惯量 J_s 引起的惯性转矩共同作用,根据转矩平衡原理,同步过程可表述为

$$J_s \frac{d\omega}{dt} = \frac{T_s}{i_x} \quad (4)$$

式中 i_x ——目标挡齿轮传动比

同步阶段同步环内锥面和目标挡齿轮外锥面相互作用,如图 7 所示。

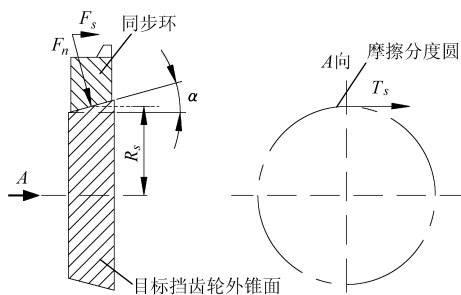


图7 同步阶段摩擦锥面间受力简图

Fig. 7 Force diagram of friction cone in synchronization stage

图中, F_n 为摩擦锥面上的正压力。通过受力分析得到同步转矩 T_s 的计算公式, 联立式(4)推导出同步阶段换挡力的数学模型为

$$F_s = \frac{2\pi J_s i_x \sin \alpha dn_s}{\mu R_s dt_2} \quad (5)$$

式中 α ——摩擦锥面角的一半

μ ——工作锥面间的摩擦因数

R_s ——同步环的有效半径

n_s ——第2阶段输入轴的转速

t_2 ——第2阶段的时间

第3阶段, 同步环拨正。受换挡力 F_3 产生的拨环转矩作用, 同步环沿同步转矩方向转过同步器锁止角 β 的二分之一。经受力分析得第3阶段换挡力的数学模型为

$$F_3 = \frac{J_r \sin(\beta/2) + \mu_r \cos(\beta/2) d^2 \alpha_3}{R_r \cos(\beta/2) + \mu_r \sin(\beta/2) dt_3^2} \quad (6)$$

式中 J_r ——同步环转动惯量

R_r ——接合套内花键分度圆半径

μ_r ——花键接触斜面间的摩擦因数

α_3 ——第3阶段同步环的角度变化值

t_3 ——第3阶段的时间

第4阶段, 进挡接合套穿过同步环, 直至接合套花键与齿轮齿圈开始接触。对接合套内花键定位凹槽和定位小球之间的受力关系进行分析, 推导出接触面压力和定位销弹簧压缩量的表达式, 根据牛顿第二定律得到第4阶段换挡力的数学模型为

$$F_4 = m_t \frac{d^2 s_4}{dt_4^2} + K_s t_4 \frac{ds_4}{dt_4} + \frac{K_s \Delta x_{s0} s_4}{R_d} \quad (7)$$

式中 R_d ——定位销上定位小球的半径

s_4 ——第4阶段进挡执行机构的位移

t_4 ——第4阶段的时间

第5阶段, 目标挡齿轮齿圈拨正。当接合套内花键端面与齿轮齿圈端面接触时, 相对位置关系有: ①两端面处于完全相抵状态, 齿轮齿圈需转过花键所占圆周角度的一半。②两端面处于完全不相抵状态, 齿轮齿圈无需转动。③两端面处于不完全相抵

状态, 齿轮齿圈的转角具有一定的随机性。不同情况的数学模型均与式(6)相似, 此处不再赘述。

第6阶段, 进挡接合套运动至挂挡结束位置。此阶段应减小换挡力甚至加适量的反方向换挡力, 使接合套花键端面与齿轮齿圈平稳接触, 减小换挡结束时的冲击力, 延长齿轮与接合套的使用寿命。忽略接合套与花键毂之间的摩擦力, 接合套仅在进挡力的作用下运动, 其数学模型类似于退挡第2阶段。

根据分析得到的退、进挡过程数学模型, 建立基于 Matlab/Simulink 的换挡过程仿真模型, 对电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构性能进行仿真, 并对比后续试验结果验证设计方案的可行性。

以3~4挡换挡过程为例, 说明电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构工作原理, 如图8所示, 结合图1和图2, 换挡机构接收到换挡控制指令后, 执行器I和执行器III同时工作, 分别通过不同的拨叉轴带动拨叉及其相连部件完成进、退挡动作; 控制器对比执行器III反馈的位移量和预先设定的 S_s 数值, 判断退挡第1阶段是否结束, 并作为执行器I进入同步阶段的前提条件之一, 避免同一时刻输入输出轴上存在2个传动比的情况发生, 实现退、进挡运动的部分并行控制。即执行器I的进挡动作不影响执行器III的退挡动作, 而执行器III的退挡第1阶段是否完成, 是执行器I进挡过程中能否开始同步阶段的前提条件之一。

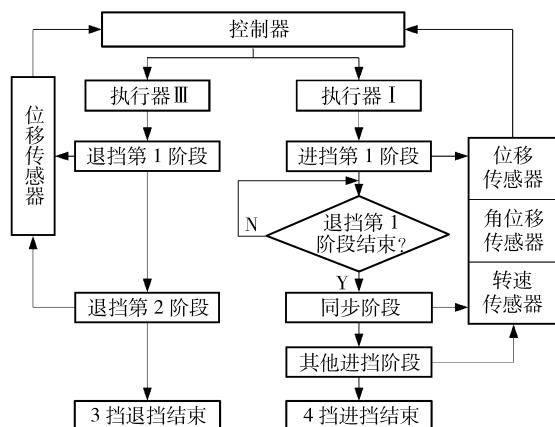


图8 换挡机构工作原理简图

Fig. 8 Working principle diagram of shifting mechanism

由工作原理图可知, 如进挡过程第1阶段结束前, 退挡执行器的运动位移大于 S_s , 则换挡机构可实现退、进挡执行器完全独立的并行控制。

4 仿真与试验

方案可行性验证的仿真与试验研究过程中, 追求更短换挡时间的同时, 需满足换挡冲击和同步器

使用寿命的要求,而通常情况下,换挡时间与换挡冲击、同步器使用寿命之间是相互矛盾的,如若换挡过程控制不合理,将产生换挡冲击或打齿等现象,须通过精心设计的换挡控制策略加以协调。研究发现,针对换挡过程的不同阶段进行分段控制可获得较好的换挡品质。

同步阶段冲击度 j 是衡量乘坐舒适性的重要指标,最大同步阶段冲击度 $j_{\max}$ 是乘坐人最直接的主观感受,其定义如下^[12]

$$j(t) = \frac{da(t)}{dt} = \frac{r}{J_w} \frac{d(T_s i_d - T_L)}{dt} j_{\max} = \max(j(t))$$

(8)

式中 a ——车辆加速度 r ——车轮滚动半径
 J_w ——车轮等效转动惯量
 i_d ——主减速器传动比
 T_L ——外部阻力矩

从式(8)看出,同步阶段冲击度的大小主要取决于同步转矩的变化率,而同步转矩的变化率主要由同步阶段执行器输出的驱动力决定;换挡过程乘坐舒适性一般要求冲击度许用值 $[j] = 10 \text{ m/s}^3$ ^[9],换挡机构需采用合适的控制策略降低最大同步阶段冲击度。

单位面积滑磨功 W_A 是评价同步器使用寿命的重要指标,其定义如下^[13]

$$W_A = \frac{1}{A_s} \left| \int_0^{t_s} T_s \Delta\omega dt \right|$$

(9)

式中 A_s ——摩擦锥面面积 t_s ——同步时间
 $\Delta\omega$ ——单位时间被同步部分角速度差

国内变速器同步器摩擦材料以特殊黄铜合金为主,其单位面积滑磨功许用值 $[W_A] = 1.2 \text{ J/mm}^2$ ^[9]。

换挡过程可分为非同步阶段和同步阶段。换挡控制策略简图如图 9 所示。

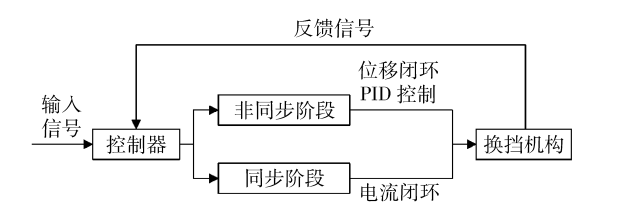


图 9 换挡控制策略简图

Fig. 9 Diagram of shifting control strategy

非同步阶段是换挡机构存在轴向位移的换挡阶段总称,包括退挡过程、进挡同步前和进挡同步后的各个阶段。考虑缩短动力中断时间和提高换挡品质等因素,制定控制策略时采用换挡执行机构首先以执行器最大加速性能加速,到达最大速度后再减速缓冲的基于位移闭环 PID 控制算法的控制策

略^[14~15],接合套获得先加速后减速的运动规律,在较短的时间内消除间隙并避免发生碰撞而产生换挡冲击或打齿等现象。控制器接收位移传感器的反馈信号,通过运算得到应加到电磁直线执行器两端的电压,实现换挡机构运动过程中的实时控制。

同步阶段换挡机构无轴向位移,通过转速传感器的反馈信号来判断同步阶段是否结束;由前述分析可知,同步阶段的同步转矩变化规律是影响同步阶段换挡冲击的主要因素,在同步初始时刻,控制器通过调整占空比逐渐增大电磁直线执行器输出的电磁力直至达到目标值,可有效降低换挡冲击,此目标值是以同步前输入输出轴转速差和被同步部分当量转动惯量为输入量,采用模糊控制策略调节得到的。同步过程中实时计算冲击度和单位面积滑磨功,对比预先设定的许用值,采用电磁直线执行器输入电流的闭环控制策略,控制执行器输出力的波动量,得到满足换挡冲击和同步器使用寿命要求的同步阶段执行器输出力规律。

电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构具有退、进挡同时进行的功能,对换挡过程加载满足换挡冲击和同步器使用寿命要求的控制策略,分析了转速差 $\Delta n = 500 \text{ r/min}$ 、被同步部分转动惯量 $J_s = 0.03 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 的换挡过程,进挡过程第 5 阶段以接合套内花键端面与齿轮齿圈端面完全相抵的状态为例,得到仿真与试验结果如图 10 所示。

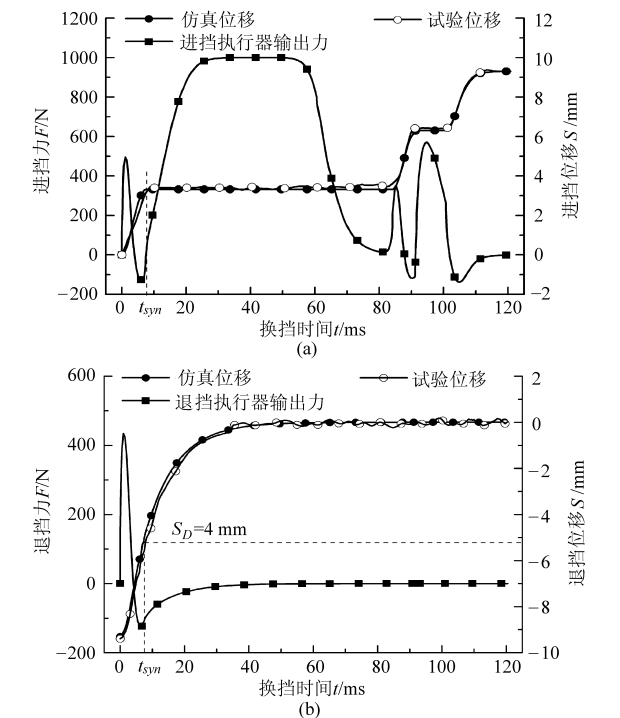


图 10 换挡过程仿真与试验结果

Fig. 10 Simulation and test results of shifting process

(a) 进挡过程 (b) 退挡过程

由 3~4 挡的换挡过程仿真与试验结果可知,电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构可实现退、进挡同时进行的自动换挡功能,进挡执行器驱动换挡机构开始同步前的 t_{syn} 时刻,退挡位移 $S_D = 4\text{ mm}$,大于退挡接合套和目标挡齿轮齿圈的分离位移 S_s ,保证了换挡过程的任意时刻,传动系统上仅有一条动力传输路线,且实现了退、进挡执行器的完全并行控制;较小的换挡机构总直动质量,提升了系统的动态响应速度和可控性,将非同步阶段的换挡时间控制在 50 ms 以内;换挡时间控制在 120 ms 左右,有效地缩短了车辆换挡时的动力中断时间。由于退挡运动结束时进挡运动还未结束,使图 10b 中退挡结束后的位移曲线存在波动,但波动量较小,不影响试验结果的准确性。

进挡过程非同步阶段电磁直线执行器的运动速度试验结果如图 11 所示,各个阶段临近结束时换挡执行机构的运动速度 v 控制在较小的范围内,且变化较平缓,说明所用非同步阶段控制策略可有效减小换挡冲击和降低打齿现象发生的概率。

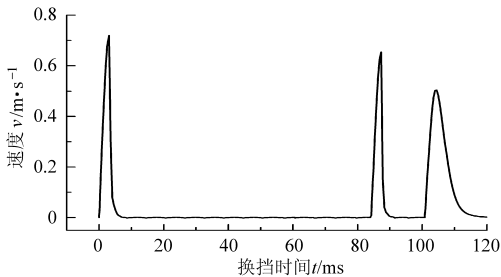


图 11 换挡机构运动速度试验结果

Fig. 11 Test results of shifting mechanism velocity

电磁直线执行器驱动的 AMT 换挡机构 3~4 挡换挡过程中,换挡时间 t 、同步时间 t_s 、最大冲击度 $j_{\max}$ 和单位面积滑磨功 W_A 的试验结果如表 1 所示,从中可知,所用换挡控制策略满足换挡过程冲击度许用值和特殊黄铜合金摩擦衬层单位面积滑磨功许用值的要求,缩短了换挡过程动力中断时间,从而提升了换挡品质。

从换挡时间的角度出发,电磁直线执行器(EMA)直接驱动的 AMT 换挡机构不存在退、选挡时间,任意相邻挡位或跳跃一个挡位的换挡时间均等于挂入目标挡位的进挡时间。

表 1 换挡品质评价指标试验结果

Tab. 1 Test results of shifting quality evaluation				
评价指标	t/ms	t_s/ms	$j_{\max}/\text{m}\cdot\text{s}^{-3}$	$W_A/\text{J}\cdot\text{mm}^{-2}$
数值	120	73	3.85	0.063

直接驱动技术的应用减小了换挡机构的运动质量,提高动态响应速度的同时,降低了系统的控制难度,在合适的换挡策略控制下,有效提升了 AMT 的换挡品质,且仍有进一步提高的余地。与传统全电式 AMT 换挡机构的对比如表 2 所示,“√”表示更优,“-”表示相差不多,“×”表示略差。

表 2 两种换挡机构对比结果

Tab. 2 Comparison results of two shifting mechanism		
参数	EMA	传统 AMT
动力中断时间	√	×
换挡能耗	√	×
系统可控性	√	×
换挡冲击度	—	—
同步器寿命	—	—
布置空间要求	—	—
产品化程度	×	√

研究表明,电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构大大缩短了动力中断时间,有效提升了 AMT 的换挡品质。

5 结论

(1) 针对目前 AMT 换挡机构的研究现状,综合考虑换挡品质和变速器布置空间限制等要求,提出了一种电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构,换挡机构结构紧凑、运动质量小,系统可控性更强。

(2) 验证了电磁直线执行器直接驱动的 AMT 换挡机构设计方案的可行性。分析得到详尽的换挡过程数学模型,各换挡阶段采用分段控制的换挡控制策略,在满足换挡冲击度和同步器摩擦材料单位面积滑磨功许用值要求的前提下,将换挡时间控制在 120 ms 左右,有效地提升了 AMT 的换挡品质。

(3) 实现了换挡过程中无选挡操作,退、进挡运动同时进行的功能。相邻挡位或跳跃一个挡位间动力切换时,换挡时间等于空挡至目标挡位的进挡时间,有效缩短了 AMT 换挡过程的动力中断时间。

参 考 文 献

1 刘振军,秦大同,胡建军. 重型车辆电控机械式自动变速系统设计与应用[J]. 农业机械学报,2011,42(8):7~14.
Liu Zhenjun, Qin Datong, Hu Jianjun. Design and application of heavy truck AMT system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(8): 7~14. (in Chinese)

2 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)

- 3 刘振军, 秦大同, 孙冬野, 等. 机械自动变速器液压换挡装置: 中国, 101344168[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)
- 4 姜恩桥, 王书翰, 郭明忠, 等. 自动传动液摩擦特性与自动变速器换挡元件匹配特性[J]. 农业机械学报, 2012, 43(12): 28~32, 86.
Jiang Enqiao, Wang Shuhan, Guo Mingzhong, et al. Matching characteristics between friction properties of automatic transmission fluid and shifting elements in automatic transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(12): 28~32, 86. (in Chinese)
- 5 刘延伟. 新型无动力中断机械式自动变速器的机理与控制研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012.
Liu Yanwei. Study on the mechanism and control of uninterrupted shift transmission[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012. (in Chinese)
- 6 李勇, 常思勤, 魏英俊. 基于转速/转矩控制的 AMT 换挡策略[J]. 中国机械工程, 2011, 22(15): 1 880~1 885.
Li Yong, Chang Siqin, Wei Yingjun. Shift strategy of AMT vehicle based on speed and torque control[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(15): 1 880~1 885. (in Chinese)
- 7 Li Bo, Chang Siqin, Lin Shusen. Analysis and simulation of gear shift for an AMT based on 2-DOF EMA[C]//2011 International Conference on Electrical and Control Engineering (ICECE), 2011: 1 994~1 997.
- 8 何忠波, 白鸿柏, 李东伟, 等. 发动机断油控制改善 AMT 换挡品质试验研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(10): 16~19, 49.
He Zhongbo, Bai Hongbai, Li Dongwei, et al. Research on improving shift quality of AMT with fuel stop valve of diesel engine [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(10): 16~19, 49. (in Chinese)
- 9 Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz, et al. Automotive transmissions[M]. 2nd ed Heidelberg: Springer Verlag, 2010.
- 10 Liu Liang, Chang Siqin. Improvement of valve seating performance of engine's electromagnetic valvetrain[J]. Mechatronics, 2011, 21(7): 1 234~1 238.
- 11 刘梁. 发动机电磁驱动配气机构的研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2012.
Liu Liang. Research on engine's electromagnetic valvetrain[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)
- 12 孙贤安, 吴光强. 双离合器式自动变速器车辆换挡品质评价系统[J]. 机械工程学报, 2011, 47(8): 146~151.
Sun Xianan, Wu Guangqiang. Shifting quality evaluation system for dual clutch transmission vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(8): 146~151. (in Chinese)
- 13 刘有德. 汽车同步器粉末冶金同步环用湿式铜基摩擦材料[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.
Liu Youde. Powder metallurgy synchronization ring with the wet friction material of synchronizer[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)
- 14 王阳, 席军强, 陈慧岩. AMT 换挡冲击产生机理与对策研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(3): 253~257.
Wang Yang, Xi Junqiang, Chen Huiyan. A study on the mechanism and countermeasures for shift-impact in AMT[J]. Automotive Engineering, 2009, 31(3): 253~257. (in Chinese)
- 15 余天明, 郑磊, 李颂. 电控机械式自动变速器离合器灰色预测 PID 控制技术[J]. 农业机械学报, 2011, 42(8): 1~6.
Yu Tianming, Zheng Lei, Li Song. Gray prediction PID control technology of automated mechanical transmission clutch[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8): 1~6. (in Chinese)

(上接第 28 页)

- 11 孙冬野, 秦大同, 廖建. 金属带-行星齿轮无级变速传动效率特性分析[J]. 农业机械学报, 2004, 35(5): 12~15.
Sun Dongye, Qin Datong, Liao Jian. Analysis of transmission efficiency characteristics of a metal belt and planetary gear continuously variable transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(5): 12~15. (in Chinese)
- 12 Mantriota G. Theoretical and experimental study of power split continuously variable transmission systems: part 1[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(7): 837~850.
- 13 张伟华, 巩云鹏, 程乃士, 等. 提高汽车金属带式无级变速器效率的途径[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2009, 30(8): 1 181~1 184.
Zhang Weihua, Gong Yunpeng, Cheng Naishi, et al. Approach to improving transmission efficiency of MBCVT for automobiles [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2009, 30(8): 1 181~1 184. (in Chinese)
- 14 崔丽. 自动变速器中行星齿轮机构的传动效率研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2005.
- 15 孙德志, 谭振江, 郭大忠, 等. 金属带式无级变速器传动效率的分析[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2002, 23(1): 53~55.
Sun Dezhi, Tan Zhenjiang, Guo Dazhong, et al. Analysis of transmission efficiency of metal pushing V-belt type CVT[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2002, 23(1): 53~55. (in Chinese)
- 16 程乃士. 汽车金属带式无级变速器——CVT 原理和设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 134~139.
- 17 汪小平. CVT 液压系统性能分析与优化设计[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.