

双离合器自动变速器起步控制与仿真^{*}

高奇峰^{*,1} 朱金芳¹ 吴雄喜¹ 卢俊飞¹ 李泽松²

(1. 浙江工业职业技术学院, 绍兴 312000; 2. 宁波市计量测试研究院, 宁波 315048)

摘要:为分析一种干式双离合器自动变速器(DCT)的结构和原理,建立发动机、DCT 和离合器等关键部件的数学模型,对其起步过程进行研究。以汽车起步过程中的性能评价指标为基础,将驾驶员意图分为三种典型模式:爬行起步、正常起步和急起步,并相应制定单离合器起步过程中的控制策略;运用 MATLAB/Simulink 软件,建立 DCT 起步仿真模型并进行仿真分析。仿真结果表明:在三种典型模式下,起步过程中产生的冲击度与离合器滑磨功均满足相关性能指标,验证了设计的起步控制策略的有效性。

关键词:双离合器自动变速器;起步控制;冲击度;滑磨功;发动机;离合器;控制策略

中图分类号:U463.21

文献标识码:A

doi:10.16507/j.issn.1006-6055.2015.03.002

Control and Simulation of Starting Process for Dual Clutch Transmission^{*}

GAO Qifeng^{*,1} ZHU Jinfang¹ WU Xiongxi¹ LU Junfei¹ LI Zesong²

(1. Zhejiang Industry Polytechnic College, Shaoxing 312000;

2. Ningbo Institute of Measument and Testing, Ningbo 315048)

Abstract:For analyzing the structure and principle of a dry dual clutch transmission, the mathematical models of the key parts such as engine, DCT and clutch are built. The vehicle starting process is researched. The intention of the driver is divided into three typical modes, including acrawl starting, normal starting and emergency starting. Base on the performance index of vehicle starting process, the corresponding control strategies of a single clutch starting process are developed. The vehicle starting simulation model is built by the MATLAB/Simulink software, with the vehicle starting simulation performed. The simulation results show that the jerk of the starting process and the clutch friction work meet the relevant performance indexes under the three typical starting modes. The effectiveness of the vehicle starting control strategy is validated.

Key words:dual clutch transmission; starting control; shock extent; friction work; engine; clutch; control strategy

1 引言

近几年,增加汽车的乘坐舒适性和提高燃料的利用效率成为了发展大趋势。起步过程的平顺性是衡量前者的重要指标。作为汽车动力传递中心,自动变速器在汽车操控性和省油方面起到非常重要的作用^[1-3]。双离合器自动变速器(Dual Clutch Transmission, DCT)是一种主流车型自动变速器,在汽车变速器领域应用广泛^[4],具有无动力中断换挡、特性优良、燃油经济性好等特点^[5]。因此,本文针对一种基于六速干式 DCT 的车辆驱动系统,分析了其传动系统的动力学,在不同起步条件下为其制定起

步控制策略,运用 MATLAB/Simulink 软件进行仿真分析,以便为后续车辆的起步控制及相关性能的改善提供一定的参考。

2 DCT 结构与原理

以 6 个前进挡和一个倒挡的干式 DCT 为研究对象。由图 1 可知,离合器 C1 通过实心轴与 1 挡、3 挡和 5 挡齿轮副连接;离合器 C2 通过空心轴与 2 挡、4 挡、6 挡齿轮和 R 挡齿轮副连接;传动轴 1、2 分别通过主减速器 1、2 和差速器连接。通过 DCT 换挡执行机构控制传动轴 1 与传动轴 2 上的同步器,就可实现奇数挡、偶数挡和倒挡之间的切换^[6]。

3 传动系统建模

搭载 DCT 的汽车动力是由发动机输出,经过飞轮、离合器减震器,再由输入轴、中间轴到差速器,最后传递给驱动车轮。由于动力传动系统模型是分析的基础,因此有必要对其进行建模和分析。

2015-02-02 收稿,2015-04-01 接受

^{*} 浙江省自然科学基金(LY12E05004),浙江省教育厅高等学校访问工程师校企合作项目(FG2014114),绍兴市公益性技术应用研究计划项目(2013B70008),浙江省大学生科技创新活动计划暨新苗人才计划项目(2014R443004)资助

^{**} 通讯作者, E-mail: gqf8443235@163.com; Tel: 15157500202

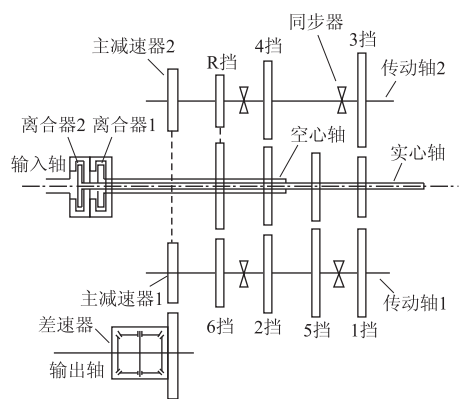


图 1 双离合自动变速器的结构简图

3.1 起步动力学模型

采用离合器 C1 参与的单离合器起步控制策略,将 DCT 奇数挡与偶数挡相关联的构件分别简化为传动轴 1 和传动轴 2,并只各保留一个奇数挡和偶数挡。DCT 传动系统的动力学模型如图 2 所示。图中, T_e 为发动机输出转矩; I_e 为传动系统关键部件(输出轴、离合器主动盘和发动机曲轴(含飞轮))的当量转动惯量; ω_e 为 I_e 的角速度; T_{c1} 、 I_{m1} 、 C_{m1} 分别为离合器 C1 的传递转矩、从动盘减振器主动部分当量转动惯量、减振器的旋转粘性阻尼系数; T_{c2} 、 I_{m2} 、 C_{m2} 依次为离合器 C2 的传递转矩、从动盘减振器主动部分当量转动惯量、减振器的旋转粘性阻尼系数; ω_{m1} 、 ω_{m2} 分别为 I_{m1} 、 I_{m2} 角速度; T_1 、 T_2 分别为实心轴与空心轴传递转矩; i_1 、 i_2 分别为奇数挡、偶数挡速比; i_{o1} 、 i_{o2} 分别为主减速器 1、2 速比; T_v 为整车行驶阻力矩; I_v 为整车等效转动惯量; ω_v 为 I_v 角速度。

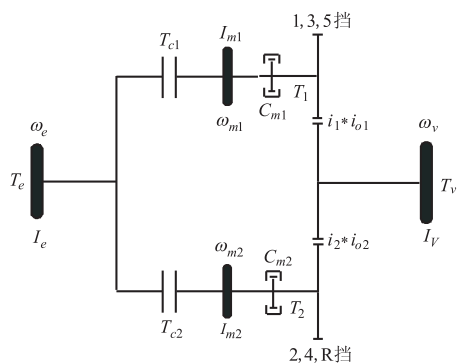


图 2 DCT 传动系统的动力学模型

在单离合器作用下的起步过程中,当离合器 C1 处于打滑状态而离合器 C2 处于断开状态,以及离合器 C1 处于闭合状态即接合完成时,其动力学方程依次为

$$\begin{cases} T_e - T_{c1} = I_e \frac{d\omega_e}{dt} \\ T_{c1} - T_1 - C_{m1}\omega_{m1} = I_{m1} \frac{d\omega_{m1}}{dt} \\ T_1 i_1 i_{o1} - T_v = I_v \frac{d\omega_v}{dt} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} T_e - T_1 - C_{m1}\omega_{m1} = (I_e + I_{m1}) \frac{d\omega_e}{dt} \\ T_1 i_1 i_{o1} - T_v = I_v \frac{d\omega_v}{dt} \\ \omega_e = \omega_{m1} = \omega_v i_1 i_{o1} \end{cases} \quad (2)$$

3.2 发动机模型

发动机模型难以准确地用纯理论来描述,多数通过试验方法获取。图 3 为通过试验获得的发动机数值模型,该完整的发动机扭矩模型还包括发动机反拖工况下的反拖扭矩,以及喷油量较小时造成的发动机有效扭矩低于阻力矩时的反拖扭矩。

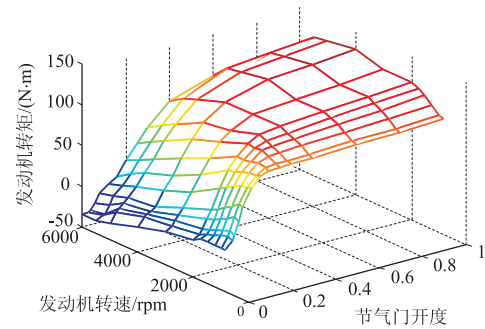


图 3 发动机的数值模型

3.3 离合器模型

离合器模型是建立汽车起步控制策略的关键。结合干式离合器的特点,通过试验的方法测量离合器执行机构在不同接合位移 $x_{roller1}$ 下离合器所传递的转矩值(如图 4 所示),通过数据拟合即可得到离合器转矩 T_{c1} 与执行机构位移 u_1 之间的关系(如式(3)所示),由该关系式可知,离合器的转矩可以通过执行机构位移来控制。

$$T_{c1} = -0.0038u_1^3 + 0.404u_1^2 - 1.93u_1 - 4.9356 \quad (3)$$

4 起步控制策略

4.1 控制起步评价指标

冲击度 j 是汽车运行加速度的变化率,反映了整车驱动转矩的变化情况,是衡量汽车起步性能的重要指标^[7]。

$$j = \frac{da}{dt} = \frac{d^2v}{dt^2} \quad (4)$$

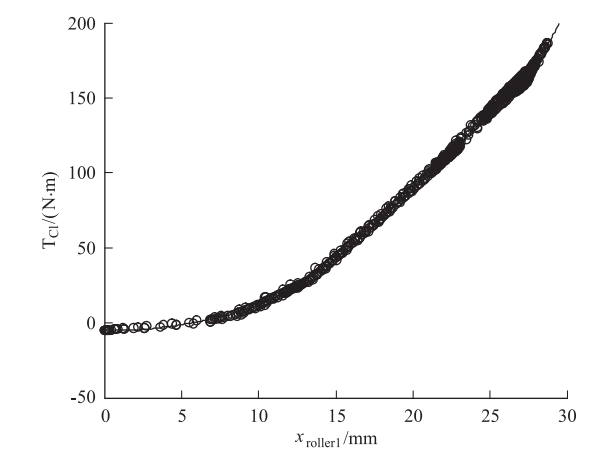


图4 离合器 C1 的位移与转矩特性

式中， a 为车辆加速度； v 为起步车速； t 为时间。离合器在结合的过程中会产生滑磨功,其表达式为^[8]

$$L = \int_0^{t_1} T_e(t) \omega_e(t) dt + \int_{t_1}^{t_2} T_c(t) (\omega_e(t) - \omega_c(t)) dt$$

(5)

式中， $T_e(t)$ 、 $\omega_e(t)$ 分别为发动机转矩和转速； $T_c(t)$ 、 $\omega_c(t)$ 分别为离合器摩擦力矩和从动盘角速度； t_1 为离合器开始滑磨到发动机输出转矩等于行驶阻力矩的时间； t_2 为离合器开始滑磨到离合器主、从动盘同步的时间。（这里解释下离合器开始滑磨为一时间点，发动机输出转矩等于行驶阻力矩为一时间点， t_1 就是这两个时间点的时间，同理 t_2 也是如此。）

4.2 离合器控制

在汽车起步过程中，驾驶员的起步意图由油门踏板开度的变化情况体现。根据油门开度 α 的大小,可将起步过程分为三种典型情况:爬行起步, $\alpha < 15\%$ ；正常起步, $15\% < \alpha < 60\%$ ；急起步, $\alpha > 60\%$ 。离合器接合速度也可分为三个阶段:①半接合点阶段,具有离合器接合快、车速为 0、起步时间短等特点;②慢接合阶段,离合器接合的主要阶段,表 1 列举了在不同节气门开度条件下离合器的最大接合速度,发动机开始驱动车辆行驶,伴随有驱动转矩的变化,离合器接合速度较慢;③快接合阶段,具有冲击度较小,离合器接合速度较快等特点。

表 1 不同节气门开度下离合器的最大接合速度

节气门开度	12%	35%	80%
接合速度 (mm/s)	4	7	12

4.3 节气门开度控制

在汽车起步过程中，以发动机达到最大转矩时的转速作为目标转速。在汽车起步过程中,随着离

合器的结合程度不同,节气门开度也不同。当离合器快要同步时,随着整车需要,节气门逐渐增大到目标开度。图 5 为起步过程中节气门开度变化情况。

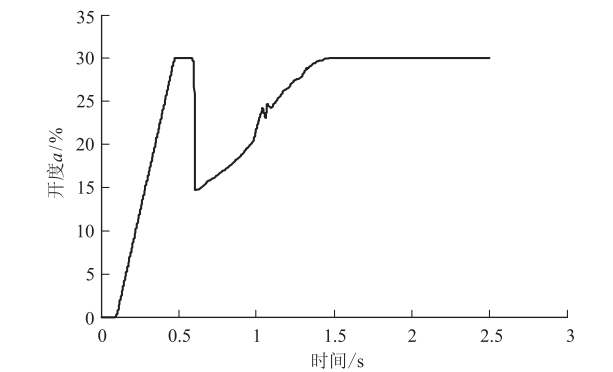


图5 节气门开度

5 仿真模型结构与原理

在制定 DCT 起步控制策略的基础上,运用 MATLAB/Simulink 建立如图 6 所示的起步仿真模型,并进行仿真分析。图 7 为汽车起步控制逻辑原理,当汽车准备起步的时候,1 挡同步器与 2 挡同步器同时接合。通过油门踏板开度的变化情况,识别驾驶员的起步意图,在不同模式的起步下,选择最佳的起步控制策略。对于单离合器起步控制,在控制策略作用下,离合器 C1 进行接合,离合器 C2 一直保持分离状态,直到离合器 C1 主、从动盘完全接合时,车辆完成起步。

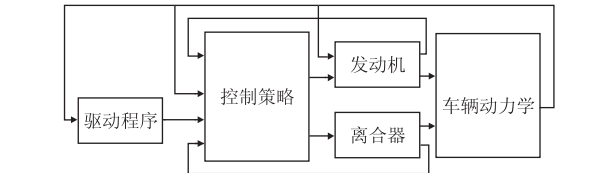


图6 DCT 起步仿真模型

6 仿真结果与分析

在建立的仿真模型中,分别对三种典型的起步模式进行仿真分析,表 2 为仿真关键参数。

表 2 DCT 车辆起步仿真关键参数

整车质量 m (kg)	1400
变速器传动比 i	$i_1 = 3.917$
主减速器速比 i_a	$i_{a1} = 3.862$
轮胎有效半径 r (m)	0.2975
风阻系统 C_D	0.329
迎风面积 A (m ²)	2.12

以 $\alpha = 0.12$ 、 $\alpha = 0.35$ 和 $\alpha = 0.80$ 为例,对应工

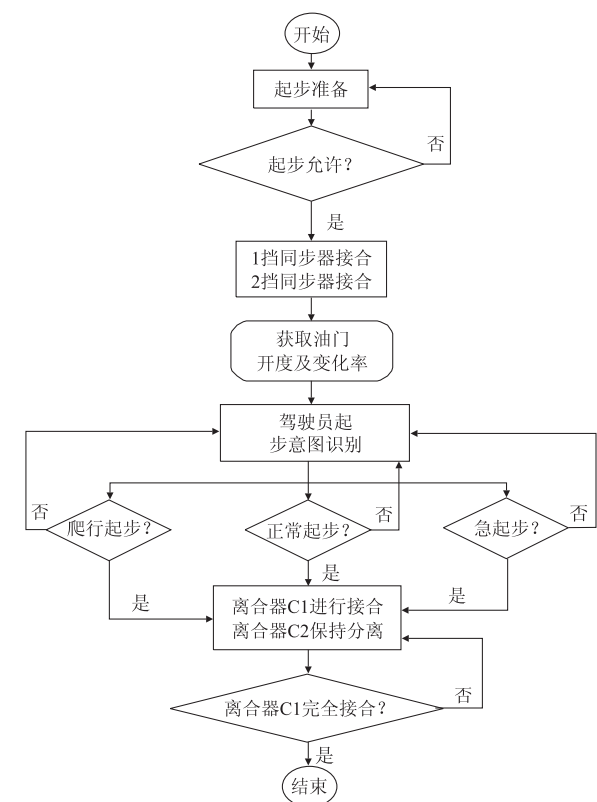


图7 汽车起步控制逻辑

况下的仿真结果如图 8 所示。由图 8(a)可知,爬行起步的起步时间较长(1.32 s)、滑摩功较大(10230 J)、整车冲击度较小(最大冲击度 4.43 m/s³)。

图 8(b)为在汽车正常起步控制阶段下离合器接合速度随时间变化的仿真结果。这个阶段最显著

的特征是路况阻力矩要明显小于离合器所传递的扭矩,离合器主动盘以非常快的速率结合从动盘,但是由于车辆尚未运动,离合器所受到的滑动摩擦力非常小,受到的冲击度和滑摩功也较小。由图可知,起步时间为 1.02 s,最大冲击度为 9.1 m/s³,滑摩功为 7670 J。由图 8(b)的变化曲线可知,当车辆开始运动时,离合器主动盘开始与从动盘间发生强烈的滑动摩擦作用,冲击度随之急剧增加,同时离合器的接合速度呈现出急剧下降的趋势。当离合器主动盘与从动盘转速接近时,离合器接合速度又逐渐增加,直至离合器同步无滑动摩擦力作用(即主动盘转速等于从动盘)。此时接合速度达到峰值,完成整个结合过程。综上所述,本文在汽车整个起步过程所建立的发动机、DCT 和离合器等关键部件的数学模型比较符合离合器“快-慢-快”的接合规律。

7 结论

本文针对一种基于六速干式 DCT 的车辆驱动系统,分析了 DCT 结构与原理,建立其动力学模型,研究了在不同节气门开度下的起步仿真控制,为后续控制策略的制定及仿真分析奠定了基础。在此基础上,运用 MATLAB/Simulink 软件,建立了汽车起步仿真模型,并分别对急起步、正常起步和爬行起步三种起步模式进行了仿真分析,仿真结果满足相关性指标要求,汽车在整个起步过程比较符合离合

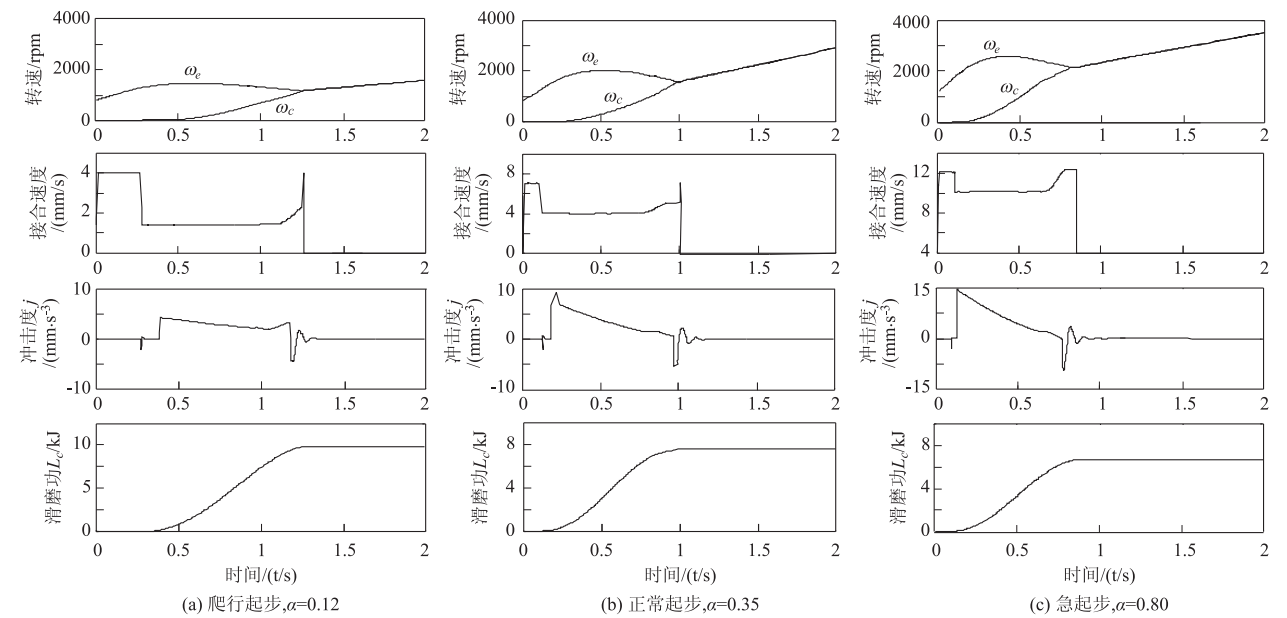


图8 不同节气门开度下仿真结果

(下转第 257 页)

振动沉降预测和控制的合理性,是保证运行线路平整性和列车运行安全性的关键。

致谢

感谢刘高教授对本文撰写的细心指导和对试验方案的修正以及亓磊同学为本文原始数据获取提供的帮助。

参考文献

[1] 陈云敏,边学成. 高速交通引起的振动和沉降[C]//中国振动工程学会土动力学专业委员会. 第七届全国土动力学学术会议论文集. 北京:清华大学出版社,2006:3-7.

[2] 王兰民. 黄土动力学[M]. 北京:地震出版社,2003.

[3] 谢定义,余雄飞. 原状黄土动力特性研究中的一些问题讨论[C]. 中国水利学会岩土力学专业委员会. 全国土工建筑物及地基抗震学术讨论会论文汇编. 西安:陕西机械学院,1986:398-401.

[4] 朱祖亭,周健,胡晓燕. 长期动力荷载作用下饱和软粘土振陷分析[J]. 港口工程,1998,(3):1-5.

[5] 周健,屠洪权,安原一哉. 动力荷载作用下软粘土的残余变形计算模式[J]. 岩土力学,1996,17(1):54-60.

[6] 杨坪,唐益群,周念清,等. 车辆荷载作用下冲填土的孔压发展实验研究[J]. 地下空间与工程学报,2008,4(2):253-258.

[7] 杨坪,唐益群,沈峰,等. 行车荷载作用下冲填土变形特性试验研究[J]. 工程地质学报,2007,15(6):823-827.

[8] 耿大新,钟才银,郑明新. 交通荷载作用下软土路基残余变形的

研究[J]. 华东交通大学学报,2007,24(4):46-50.

[9] 耿大新,钟才银. 交通荷载作用下路堤高度对残余变形影响研究[J]. 路基工程,2007,(6):117-118.

[10] 王常晶,陈云敏. 交通荷载引起的静偏应力对饱和软粘土不排水循环性状的影响的试验研究[J]. 岩土工程学报,2007,29(11):1742-1747.

[11] 朱占元,凌贤长,胡庆立,等. 中国青藏铁路北麓河路基冻土动应变速率试验研究[J],岩土工程学报,2007,29(10):1472-1476.

[12] 杨广庆. 水泥改良土的动力特性试验研究[J]. 岩石力学与工程学报,2003,22(7):1156-1160.

[13] 杨广庆,管振祥. 高速铁路路基改良填料的试验研究[J]. 岩土工程学报,2001,23(6):659-662.

[14] 雷华阳,姜岩,陆培毅,等. 交通荷载作用下结构性软土动应力-动应变关系试验研究[J]. 岩石力学与工程学报,2007,27(增刊I):3052-3057.

[15] 宫全美,廖彩凤,周顺华,等. 地铁行车荷载作用下地基土动孔隙水压力试验研究[J]. 岩石力学与工程学报,2001,20(增刊I):1154-1157.

[16] 谢定义. 土动力学[M]. 北京:高等教育出版社,2011.

[17] 谢伟平,王国波,于艳丽. 移动荷载引起的土变形计算[J]. 岩土工程学报,2004,26(3):318-322.

[18] 万战胜,杨喆,王家鼎. 列车振动荷载作用下原状黄土动力特性试验[J]. 煤田地质与勘察,2011,39(2):47-51.

[19] 黄博,丁浩,陈云敏. 高速列车荷载作用的动三轴试验模拟[J]. 岩土工程学报,2011,33(2):195-202.

(上接第 225 页)

器“快-慢-快”的接合规律;汽车在不同节气门开度下起步,慢起步模式冲击度较小,滑磨功较大,而在急起步模式下,冲击度相对较大,滑磨功相对较小;同时,在极端条件下,为了避免发动机熄火,需要适当修正离合器接合速度。

参考文献

[1] 刘晓军,杜王强. 汽车自动变速器的现状和发展前景[J]. 科技信息,2012,(26):491-492.

[2] 张金乐,马彪,张英锋,等. 双离合器自动变速器换挡特性与控制仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(5):6-11.

[3] 孙伟,杨永利. 基于发动机恒转速控制的 DCT 双离合器联合起步

研究[J]. 机械传动,2012,36(10):28-30,34.

[4] 桂鹏程,尹良杰,胡亮. 湿式双离合器自动变速器的起步控制[J]. 合肥工业大学学报,2014,37(2):137-140.

[5] 廖林清,沈余阳,张君. 汽车起步过程离合器滑磨功仿真分析[J]. 重庆理工大学学报,2012,26(4):5-10,44.

[6] 孟兆辉,苏铁熊. 双离合自动变速器应用前景分析[J]. 机械工程与自动化,2010,4(161):212-213,216.

[7] GALVAGNO E, VELARDOCCIA M, VIGLIANI A. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission[J]. Mechanism and Machine Theory,2011,46(6):794-805.

[8] LIU Y, TSENG C. Simulation and analysis of synchronisation and engagement on manual transmission gearbox [J]. International Journal of Vehicle Design,2007,43(1-4):200-220.

作者简介

高奇峰(1978-),男,硕士,副教授,主要研究方向:机械设计与优化。