

混联式 HEV 发动机输出转矩实时测算方法^{*}

郭海龙^{1,2} 李礼夫^{1,3}

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510640; 2. 广东交通职业技术学院汽车学院, 广州 510650;
3. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

【摘要】 针对混联式混合动力电动汽车(HEV)发动机输出转矩估计存在误差,进而导致 HEV 能量控制策略无法得以准确实现的问题,以行星齿轮混联式 HEV 为研究对象,分析了动力耦合机构的参数,并应用行星齿轮传动动力学模型及效率模型,推导得出了行星齿轮混联式 HEV 发动机输出转矩的估计算法。理论计算及实车测试结果表明,模型计算值与实车测试值之间的最大相对误差由 5% ~ 8% 减小为 3.94%。

关键词: 混联式 混合动力电动汽车 行星齿轮 发动机转矩

中图分类号: U469.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)10-0030-05

Engine Output Torque Real-time Calculation for Parallel-serial HEV

Guo Hailong^{1,2} Li Lifu^{1,3}

(1. Department of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China
2. Department of Automobile, Guangdong Communication Polytechnic, Guangzhou 510650, China
3. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract

Aiming at the problem of error between the actual value and estimated value of engine's dynamic torque, as well as HEV's energy control strategy cannot be executed accurately. Taken parallel-serial HEV as an example, the parameters of power coupling mechanism were analyzed. Planet gear power coupling mechanism's dynamics characteristic and efficiency characteristic were applied to deduce the algorithm of engine output torque calculation method for parallel-serial HEV. The experiment results showed that the maximum relative error of engine dynamic torque between theory calculating and experiment testing was decreased from 5% ~ 8% to 3.94%.

Key words Parallel-serial, Hybrid electric vehicle, Planet gear, Engine output torque

引言

由混联式混合动力电动汽车(HEV)的控制策略可知,整车控制器首先根据车速和驾驶员加速踏板的位置计算得出整车的需求驱动转矩,然后通过优化算法得出发动机的输出转矩,进而计算出发动机作用在动力输出轴上的驱动转矩,最终将驾驶员的需求转矩减去发动机作用在输出轴上的转矩,便可得出电动机需要提供的辅助转矩值^[1~6]。在上述过程中,如何准确地计算出发动机的动态输出转矩,便成为整个控制策略能否

得以准确实现的关键问题。目前 HEV 发动机输出转矩的模型大都是建立在发动机试验台架的稳态数据基础之上,或经过动态的修正^[7~8],但是由于发动机本身的非线性特征加之行驶路况的复杂多变性,使得发动机的实际动态输出转矩很难通过其自身的模型准确计算得出。由混联式 HEV 的行星齿轮动力耦合机构可知,发动机的输出转矩可以通过行星齿轮组部件之间的力矩关系求得。基于此,结合行星齿轮传动的动力学模型和效率模型,对发动机实际输出转矩的估计算法进行研究。

收稿日期: 2011-01-01 修回日期: 2011-06-06

^{*} 机械传动国家重点实验室开放基金资助项目(L2008011)和汽车动态模拟国家重点实验室开放基金资助项目(20071107)

作者简介: 郭海龙, 博士生, 广东交通职业技术学院讲师, 主要从事混合动力电动汽车控制策略研究, E-mail: aalong_2002@sina.com

1 混联式 HEV 动力耦合机构结构及参数分析

如图 1 所示,研究对象为混联式混合动力电动汽车,动力耦合机构为行星齿轮系统,其中发电机 M1 与行星齿轮组的太阳轮连接,发动机与行星齿轮组的行星架连接,电动机 M2 与行星齿轮组的齿圈连接,电动机 M2 与行星齿轮组的齿圈相连接。该动力耦合机构的动力最终输出部件为齿圈,齿圈又进一步通过传动链条将动力传递到中间轴,中间轴通过主动齿轮和从动齿轮将动力传递到主减速器,主减速器的主、从动齿轮将动力降速增扭后传递到差速器,差速器最终通过行星齿轮和半轴齿轮将动力传递到左右驱动车轮。

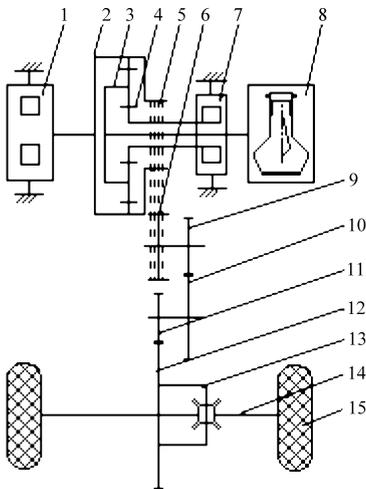


图 1 行星齿轮式混联 HEV 动力总成结构简图

Fig. 1 Structure diagram of power train parts for planet gear parallel-serial HEV

1. 电动机 M2 2. 行星齿轮齿圈 3. 行星架 4. 太阳轮 5. 传动链主动轮 6. 传动链从动轮 7. 发电机 M1 8. 发动机 9. 中间轴主动齿轮 10. 中间轴从动齿轮 11. 主减速器主动齿轮 12. 主减速器从动齿轮 13. 差速器 14. 半轴 15. 驱动车轮

该 HEV 动力总成部件中,太阳轮齿数 Z_1 为 30;齿圈齿数 Z_2 为 78;行星齿轮齿数 Z_e 为 23;行星齿轮组螺旋角 β 为 15° ;行星齿轮组法面模数 m_n 为 1.5;行星齿轮组端面模数 m_t 为 1.553;行星齿轮组法面压力角 α_n 为 20° ;行星齿轮组端面压力角 α_t 为 20.647° ;行星齿轮特征参数 p 为 2.6;啮合摩擦因数 f_m 为 0.05。

由斜齿行星齿轮机构的正确啮合条件,可知太阳轮、齿圈、行星齿轮的法面模数、法面压力角均相等,而内啮合齿轮副的螺旋角相等,外啮合齿轮副的螺旋角互为相反数。由此可计算行星齿轮各构件几何尺寸参数,公式为

$$d = m_t Z \quad (1)$$

$$h_a = m_n \quad (2)$$

$$d_a = d \pm 2h_a \quad (3)$$

$$d_b = d \cos \alpha_t \quad (4)$$

式中 d ——分度圆直径,mm

h_a ——齿顶高,mm d_b ——基圆直径,mm

d_a ——齿顶圆直径,mm

式(3)中,外啮合取“+”号,内啮合取“-”号。

计算结果为:太阳轮、齿圈、行星齿轮的分度圆直径 d_1 、 d_2 、 d_e 分别为 46.587 mm、121.134 mm、35.719 mm,太阳轮、齿圈、行星齿轮的齿顶高 h_{a1} 、 h_{a2} 、 h_{ae} 均为 1.5 mm,太阳轮、齿圈、行星齿轮的齿顶圆直径 d_{a1} 、 d_{a2} 、 d_{ae} 分别为 49.587 mm、118.134 mm、38.719 mm,太阳轮、齿圈、行星齿轮的基圆直径 d_{b1} 、 d_{b2} 、 d_{be} 分别为 43.595 mm、113.357 mm、33.426 mm。

2 动力耦合机构各部件的运动学和力学分析

2.1 动力耦合机构运动学分析

据机械原理,行星齿轮传动中太阳轮转速 n_1 、齿圈转速 n_2 及行星架转速 n_e 之间存在关系^[9]

$$n_1 + pn_2 - (1+p)n_e = 0 \quad (5)$$

可见,在行星齿轮特征参数 p 确定的前提下,该机构具有两个运动自由度,即可通过转速 n_1 和 n_2 ,计算得出转速 n_e 。由该 HEV 动力总成的结构可知,太阳轮转速 n_1 即发电机 M1 的转速,齿圈转速 n_2 即电动机 M2 的转速,行星架转速 n_e 即发动机的转速。

2.2 动力耦合机构力学分析

为了推导混联式 HEV 发动机的实际输出转矩,需要对行星齿轮动力耦合机构进行力学分析和传动效率计算。

2.2.1 行星齿轮构件力学分析

由机械传动功率平衡原理^[10],可得

$$\eta P_A + P_B = 0$$

式中 P_A ——主动构件的输入功率,kW

P_B ——被动构件的输出功率,kW

η ——机械传动效率

由于行星齿轮机构的三元件均有可能成为主动件或被动件,而行星齿轮组不同的主被动关系和不同的转速关系,其功率平衡方程式及效率计算公式均有所不同^[9],此处以 $n_1 > n_e > n_2 > 0$,且主动构件为发动机、从动构件为发电机 M1 和齿圈时的情况为例进行推导,其余情况从略。

由功率平衡方程关系,可得

$$\eta_{e(12)} T_e n_e + T_1 n_1 + T_2 n_2 = 0$$

为得出太阳轮上的转矩和行星架上的转矩之间的关系,选取构件 2 为转化构件,则有

$$\eta_{e(12)} T_e n_e^{(2)} + T_1 n_1^{(2)} = 0$$

进而可得

$$\frac{T_1}{T_e} = -\eta_{e(12)} \frac{n_e^{(2)}}{n_1^{(2)}} = -\eta_{e(12)} i_{e1}^{(2)} = -\eta_{e(12)} \frac{1}{p+1} \quad (6)$$

式中 T_1 ——太阳轮上的转矩,即发电机转矩, $N \cdot m$
 T_2 ——齿圈上的转矩, $N \cdot m$
 T_e ——行星架上的转矩,即发动机的输出转矩, $N \cdot m$
 $\eta_{e(12)}$ ——行星齿轮系主动部件为发动机、从动部件为发电机和齿圈时的传动效率
 $n_1^{(2)}$ ——太阳轮相对于齿圈转速, r/min
 $n_e^{(2)}$ ——行星架相对于齿圈转速, r/min
 $i_{e1}^{(2)}$ ——行星架相对于齿圈的转速与太阳轮相对于齿圈的转速之比

此处,行星齿轮效率计算式为^[8]

$$\eta_{e(12)} = 0.98 \left[1 - \left| \frac{n_1 - n_e}{(1+p)n_e - n_e \psi_{e21}} \right| \psi_{e21} \right] \quad (7)$$

式中 ψ_{e21} ——行星齿轮传动损失系数

2.2.2 行星齿轮传动损失系数计算

行星齿轮传动损失系数计算式为

$$\psi_{e12} = \psi_{e21} = \psi_{em} + \psi_{en} = \psi_{em1} + \psi_{em2} + \psi_{en} \quad (8)$$

式中 ψ_{em} ——啮合损失系数

ψ_{en} ——轴承损失系数

ψ_{em1} ——转换机构中太阳轮与行星齿轮之间的啮合损失系数

ψ_{em2} ——转换机构中齿圈与行星齿轮之间的啮合损失系数

由于轴承摩擦所带来的损失已计入行星齿轮总效率的计算,所以此处仅考虑啮合损失系数,其中

$$\psi_{em1} = 2\pi f_m \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_c} \right) \frac{\varepsilon_{\alpha 1}^2 + \varepsilon_{\alpha c}^2}{\varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha c}} \quad (9)$$

$$\psi_{em2} = 2\pi f_m \left(\frac{1}{Z_c} - \frac{1}{Z_2} \right) \frac{\varepsilon_{\alpha c}^2 + \varepsilon_{\alpha 2}^2}{\varepsilon_{\alpha c} + \varepsilon_{\alpha 2}} \quad (10)$$

$$\text{其中} \quad \varepsilon_{\alpha 1} = \frac{Z_1}{2\pi} (\tan \alpha_{\alpha 1} - \tan \alpha') \quad (11)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{Z_2}{2\pi} (-\tan \alpha_{\alpha 2} + \tan \alpha') \quad (12)$$

$$\varepsilon_{\alpha c} = \frac{Z_c}{2\pi} (\tan \alpha_{\alpha c} - \tan \alpha') \quad (13)$$

$$\alpha_{\alpha 1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \quad (14)$$

$$\alpha_{\alpha 2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \quad (15)$$

$$\alpha_{\alpha c} = \arccos \frac{d_{bc}}{d_{ac}} \quad (16)$$

式中 $\varepsilon_{\alpha 1}$ 、 $\varepsilon_{\alpha 2}$ 、 $\varepsilon_{\alpha c}$ ——按太阳轮 1、齿圈 2、行星齿轮的齿顶啮合线长度计算的部分端面重合度

$\alpha_{\alpha 1}$ 、 $\alpha_{\alpha 2}$ 、 $\alpha_{\alpha c}$ ——太阳轮 1、齿圈 2、行星齿轮的齿顶圆压力角, ($^\circ$)

α' ——齿轮啮合角, ($^\circ$)

3 发动机动态输出转矩测算方法

由动力耦合机构各部件的运动学和力学分析可知,发动机的实际输出转速和转矩可由行星齿轮组部件之间的运动关系和力学关系来求得,具体计算流程如图 2 所示。发电机 M1 和电动机 M2 的转速可由电机转速传感器直接测得,由此,便可据式(5)计算得出发动机的实际输出转速。发电机 M1 的输出转矩亦可由其自身的电压、电流、转速、转矩的功率平衡关系计算得到,利用发电机 M1、电动机 M2、发动机的转速关系以及发电机 M1 的转矩,便可进行行星齿轮主被动关系的判断,然后据式(6)计算得出发动机的实际转矩输出值。

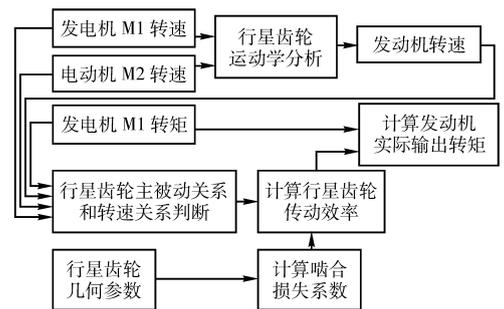


图 2 行星齿轮 HEV 发动机动态转矩测算流程图
 Fig. 2 Engine output torque's calculation flow chart for planet gear parallel-serial HEV

4 试验及结果分析

为对 HEV 发动机转矩估计算法的有效性进行验证,进行了实车试验,试验中利用专用数据流测试设备 Intelligent Tester-II (平均采样时间为 35.5 ms) 对试验车行驶过程中的数据进行了采集,并利用专用数据处理软件 Intelligent Viewer 和便携式计算机进行了数据分析处理。

试验工况为 5 人满载,装载质量为 305 kg,试验过程中,分别对车速、发电机 M1 转速及转矩、电动机 M2 转速及转矩进行了实车动态测试,结果如图 3 ~ 7 所示。

图 3 为试验过程车速曲线,试验车在 3.819 s 时开始加速,车速在 15.655 s 时达 12.5 m/s(45 km/h)。

图 4 为电动机 M2 的转速曲线,由图 1 可知,由于电动机 M2 通过传动链及齿轮与驱动车轮连接,所以其转速与车速呈正比,即曲线形状与车速曲线相似。

图 5 为电动机 M2 的输出转矩曲线,可知在试验车起步后,电动机 M2 一直处于驱动状态,由于发动机在试验车加速后期参与驱动,所以电动机的输出转矩逐渐减小。

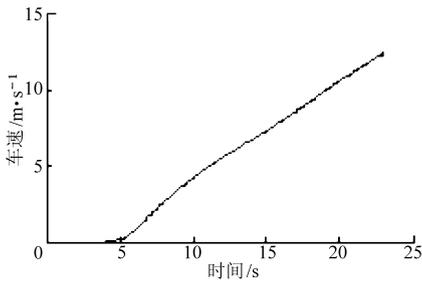


图 3 车速曲线

Fig. 3 Curve of vehicle speed

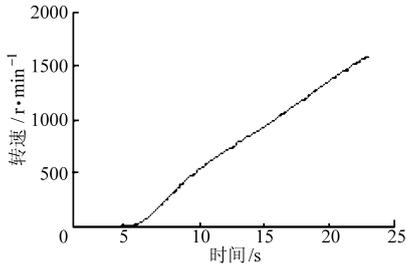


图 4 电动机输出转速曲线

Fig. 4 Curve of motor's rotational speed

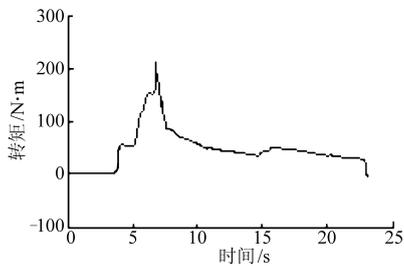


图 5 电动机输出转矩曲线

Fig. 5 Curve of motor's output torque

图 6 和图 7 为发电机 M1 的输出转速和转矩曲线, 由于在试验车起步阶段 (3.819 ~ 6.710 s) 发动机不工作, 转速为零, 此时发电机 M1 由电动机 M2 拖动自由反转, 且由式 (10) 可知, 其转速为电动机 M2 转速的 2.6 倍, 转矩为零; 在试验车加速阶段初期 (6.710 ~ 7.595 s), 由发电机 M1 拖动发动机起动, 发电机 M1 的转速一度上升到 4 536 r/min, 输出转矩也上升到 44.1 N·m; 在试验车加速中后期 (7.595 ~ 15.655 s), 发电机 M1 转速在 4 300 r/min 上下波动, 输出转矩下降为 -22 N·m 上下波动, 此时发电机 M1 产生电能, 为动力电池组充电。

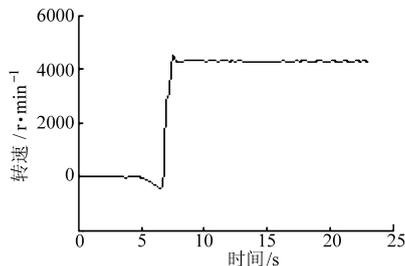


图 6 发电机输出转速曲线

Fig. 6 Curve of generator's rotational speed

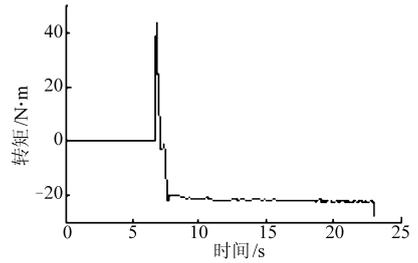


图 7 发电机输出转矩曲线

Fig. 7 Curve of generator's output torque

图 8 为按照式 (5) 计算得到的发动机输出转速曲线, 图 9 为发动机输出转矩实车测试值与按

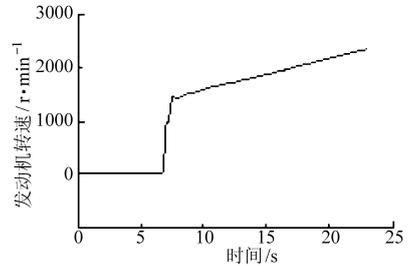


图 8 发动机转速计算结果

Fig. 8 Calculating value of engine rotational speed

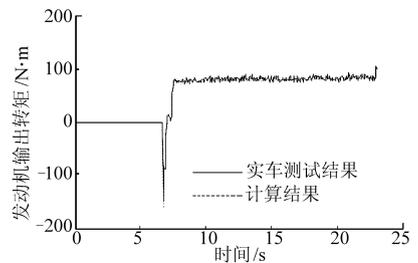


图 9 发动机输出转矩实测值与模型计算值对比

Fig. 9 Engine torque value's comparison between theory calculating and experiment testing

式 (6) 得出的计算值的对比, 可知在试验车起步阶段发动机不工作, 转速为零, 转矩为零; 在加速阶段初期发动机起动, 转速上升, 转矩为负值 (阻力矩); 在试验车加速中后期, 发动机转速随着车速的上升而继续升高, 其输出转矩维持在 81 N·m 上下波动。由图 9 可见, 通过理论模型计算得出的发动机转矩值与实车测试值之间的最大相对误差为 3.94%。

5 结束语

针对 HEV 发动机动态输出转矩估计存在误差, 而导致 HEV 控制策略无法得以准确实现的问题, 结合行星齿轮动力耦合式 HEV 结构及具体参数, 利用行星齿轮传动的力学模型和效率模型, 推导了发动机动态输出转矩的计算方法, 并进行了实车试验验证。结果表明, 该方法可以较为精确地测算 HEV 发动机的实际输出转矩, 最大相对误差由 5% ~ 8% 减小为 3.94%。

参 考 文 献

- 1 Joonyoung Park, Jonghan Oh, Youngkug Park, et al. Optimal power distribution strategy for series-parallel hybrid electric vehicles[C]. IFOST,2006:37~42.
- 2 Sungtae Cho, Kukhyun Ahn, Jang Moo Lee. Efficiency of the planetary gear hybrid powertrain[J]. Proc. IMechE, Part D: Journal Automobile Engineering, 2006,220(10):1445~1454.
- 3 Chen Shanglou, Wang Lifang, Liao Chenglin, et al. Realization of an energy management strategy for a series-parallel hybrid electric vehicle[C]//IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference,2008:1~6.
- 4 左义和,项昌乐,闫清东. 基于功率跟随的混联混合动力汽车控制策略[J]. 农业机械学报,2009,40(12):23~29.
Zuo Yihe, Xiang Changle, Yan Qingdong. Control strategy of parallel-serial hybrid electrical vehicle based on the power track method[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(12):23~29. (in Chinese)
- 5 Cheng Y, Chen K, Chan C C, et al. Global modeling and control strategy simulation [J]. IEEE Vehicular Technology Magazine,2009,4(2):73~79.
- 6 舒红,刘文杰,袁景敏,等. 混联型混合动力汽车能量管理策略优化[J]. 农业机械学报,2009,40(3):31~35,55.
Shu Hong, Liu Wenjie, Yuan Jingmin, et al. Optimization of energy management strategy for a parallel-series HEV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(3):31~35,55. (in Chinese)
- 7 杜常清,颜伏伍,李劲松. 混合动力系统仿真中的发动机缩放建模方法[J]. 武汉理工大学学报,2008,30(12):78~83.
Du Changqing, Yan Fuwu, Li Jingsong. Scalable engine modeling method for hybrid electric vehicle simulation[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2008,30(12):78~83. (in Chinese)
- 8 资新运,杜常清,张增建,等. 用于混合动力控制的汽油机动态转矩建模仿真[J]. 公路交通科技,2008,25(10):152~157.
Zi Xinyun, Du Changqing, Zhang Zengjian, et al. Modeling dynamic torque performance of gasoline engine for control of hybrid electric vehicle[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2008,25(10):152~157. (in Chinese)
- 9 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M]. 北京:化学工业出版社,2003.
- 10 孙恒,陈作模,葛文杰. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006.

~~~~~

(上接第 38 页)

## 参 考 文 献

- 1 Watanabe Tomoyuki. Apparatus for controlling a magnetic particle clutch for use in a vehicle; United States, 4606446[P]. 1986-08-19.
- 2 Mikhaeil-Boules N. Design analysis of electromagnetic particle clutch[C]// Industry Application Society Annual Meeting, Conference Record of the 1994 IEEE, 1994, 1:357~360.
- 3 王蜀. 可控式轿车用磁粉离合器:中国, CN03222487.7[P]. 2003-06-03.
- 4 魏英俊,常思勤. 车辆起步过程中的磁粉离合器模糊控制技术研究[J]. 中国机械工程,2005,16(11):1029~1033.  
Wei Yingjun, Chang Siqin. Research on fuzzy control technology applied to magnetic powder clutch during vehicle starting [J]. China Mechanical Engineering, 2005,16(11):1029~1033. (in Chinese)
- 5 周云波,常思勤. 磁粉离合器仿真分析研究[J]. 中国机械工程,2010,21(10):1149~1152.  
Zhou Yunbo, Chang Siqin. Simulation and analysis of magnetic particle clutch[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(10):1149~1152. (in Chinese)
- 6 周顺荣. 电磁场与机电能量转换[M]. 上海:上海交通大学出版社,2006.
- 7 倪光正,杨仕友,钱秀英,等. 工程电磁场数值计算[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- 8 于康. 车用磁粉离合器分析、设计及控制的研究[D]. 南京:南京理工大学,2006.