

变速与离合操纵机构联合调节测试系统设计与试验

郭占正 苑士华 荆崇波 李雪原

【摘要】 结合某型号机械式手动变速器,设计了该变速器变速与离合操纵机构的测试系统,并进行了输入电动机、离合器及变速器的联合操纵试验。通过对试验结果的分析,可得到各挡位的换挡作用力和操纵手柄作用力及两者之间的关系,同时也得到离合器操纵机构的行程和离合踏板作用力变化规律。

关键词: 变速与离合操纵机构 测试系统 设计 联合调节

中图分类号: U463.2; U467.5+23

文献标识码: A

引言

变速操纵机构的作用是保证驾驶员能准确可靠地使变速器挂入所需要的任一挡位工作,并可随时退至空挡,即通过变速操纵机构把驾驶员的换挡意图以位移和力的形式传递到变速器,同时控制离合器操纵机构,完成换挡动作,因此变速操纵机构的性能决定着换挡动作能否顺利实现,直接关系到车辆动力性和经济性的好坏。变速操纵机构性能的评价可通过实车和试验台2种测试方法,但实车试验周期长且费用大,通过试验台测试则比较方便快捷,而且能测试的项目也比较多,接近变速器的实际使用工况,能较全面的评价变速操纵机构的性能。本文设计一套手动机械变速操纵机构和离合器操纵机构联合调节测试系统,用以完成变速操纵和离合器操纵及两者联合操纵性能的检验。

1 试验系统组成与原理

试验系统包括动力源、试验采用的变速器和离合器及其操纵机构、信号采集与处理系统、主控计算机、模拟负载系统和润滑与冷却等辅助系统,结构见图1。

动力源采用变频电动机及其转速控制系统,为系统提供动力。试验用变速器为手动机械式变速器,变速操纵机构为软轴操纵,采用气压动力进行高低挡切换。离合器为干式摩擦片离合器,操纵机构为油压控制气压操纵离合。模拟负载系统为电涡流测功机及其控制系统和惯量总成,电涡流测功机模拟车辆行驶阻力,吸收变速器传来的能量以热能的

形式消耗掉。模拟惯量由车辆平移质量及转动惯量简化得到,由于各挡简化的整车惯量变化较大,相应地需要多组不同的惯量组,为简便计,采用在试验变速箱后再加一个同样的待试变速箱作为陪试变速箱,只是反装,即陪试变速箱输出端经传动轴与主试变速箱输出端连接,功率从陪试变速箱的输入端输出到测功机,这样在两者挂同一挡位时,惯量总成只需要一组,并可以有效匹配试验台电涡流测功机而不需增加多挡传动箱,以克服变速箱传动比范围较大、电涡流测功机可用转速范围相对较小的缺点。

润滑与冷却系统包括变速器自润滑及冷却系统和测功机的冷却系统,分别实现变速器和测功机的冷却和润滑。

2 测控系统设计

测控系统主要完成所需测量和控制物理量的采集、处理、控制及输出,主要包括信号采集与转换及传输系统、主控计算机、计算机控制信号转换及传输系统,基本构成与原理见图2。

信号采集与转换系统主要包括各种传感器及其输出信号转换设备,实现对所需测量的物理信号的测量,由信号处理系统对这些信号进行放大、滤波、调制等处理转换为计算机可以处理的数字信号,传输到主控计算机的信号由测控软件进行处理,以报表和图形方式输出测试结果,用以评价变速操纵机构和离合器操纵机构调节性能,同时进行故障检测和计算。测控软件根据输入的各种信号进行逻辑判断和计算,输出控制信号,以实现机构的控制。需要采集和控制的物理信号如图2所示^[1~5]。

收稿日期: 2008-02-19

郭占正 北京理工大学机械与车辆工程学院 博士生, 100081 北京市
苑士华 北京理工大学机械与车辆工程学院 教授
荆崇波 北京理工大学机械与车辆工程学院 讲师
李雪原 北京理工大学机械与车辆工程学院 讲师

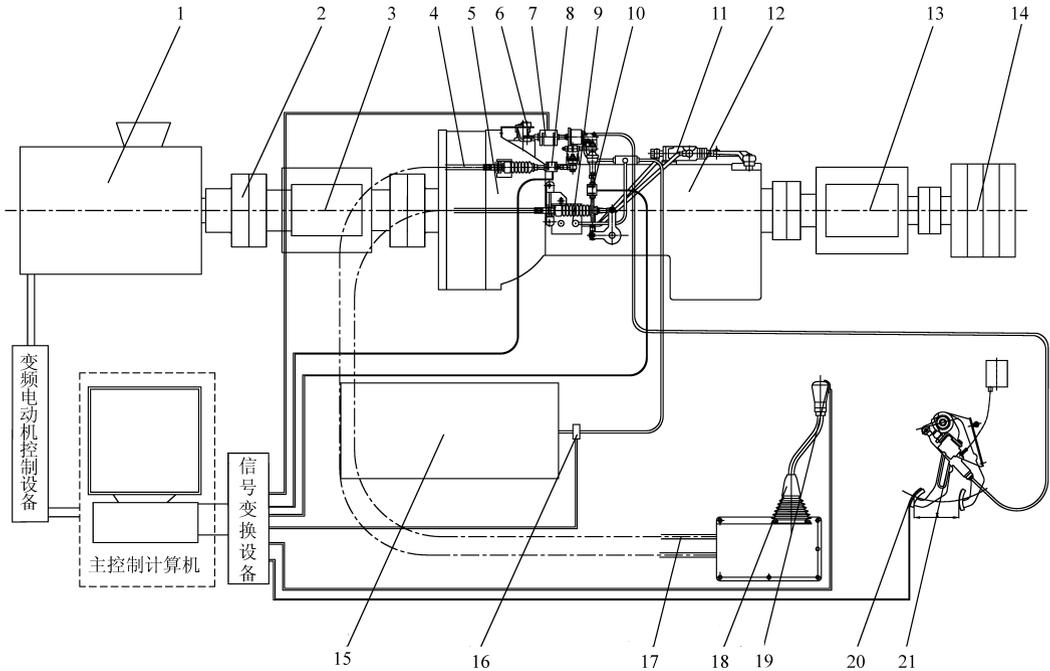


图1 试验系统组成原理图

1. 变频电动机 2. 连轴器 3. 转矩转速传感器 4. 换挡软轴总成 5. 离合器 6. 离合器摇臂位移传感器 7. 离合器摇臂推力传感器 8. 挂挡力传感器 9. 气阀开关 10. 换挡力传感器 11. 高低挡气缸 12. 主试及陪试变速箱 13. 电涡流测功机 14. 模拟负载系统 15. 气泵 16. 气压传感器及限压阀 17. 换挡软轴总成 18. 变速操纵总成 19. 手柄力传感器 20. 离合器踏板力传感器 21. 离合器踏板机构

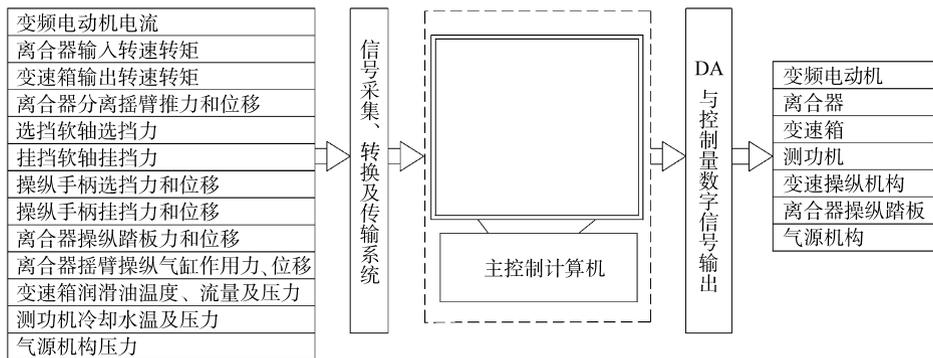


图2 测控系统组成原理图

3 试验及结果分析

按图1所示试验系统搭建试验台,先检查各组件是否完备,连接是否正确,功能是否完善,润滑系统是否正常工作。上述工作完成后开始进行变速操纵和离合器操纵联合调节试验。

3.1 离合器踏板操纵力、操纵行程试验及离合器分离过程试验

分别在离合器分离气缸压力为0.65、0.5、0.4和0.3 MPa时将离合器踏板完全踏下再完全松开,重复进行多次试验并采集离合器踏板操纵力、离合器踏板行程、离合器分离摇臂行程和离合器分离力,将各次试验结果进行处理,试验结果如图3所示。

由图3可以看出:每一气缸压力下,曲线上升部分为踏下踏板的过程,到达峰值后,操纵系统开始助

力导致踏板力减小,减小至约100 N时达到踏板最大行程,此时,由于撞击,踏板操纵力可能会产生微小抖动,踏板力随气缸压力升高而降低。离合器分离力取气缸顶杆推力的峰值,平均为4 341 N。踏板行程:160 mm,离合器摇臂平均分离行程:15.8 mm,符合设计和行业标准要求。

3.2 变速箱换挡试验

试验时,输入轴转速稳定在1 000 r/min,同时模拟实车行驶工况操纵离合器分离和结合,在各挡位分别进行多次换挡操作试验,采集各挡位挂挡时手柄和挂挡软轴操纵力及行程、选挡时手柄和选挡软轴操纵力及行程,测试结果如图4~6。

由图4~6可知:挂挡时手柄操纵力平均为150 N左右,摘挡时手柄操纵力平均为50 N左右,手柄行程平均为150 mm,符合人机工程学要求,而挂挡软

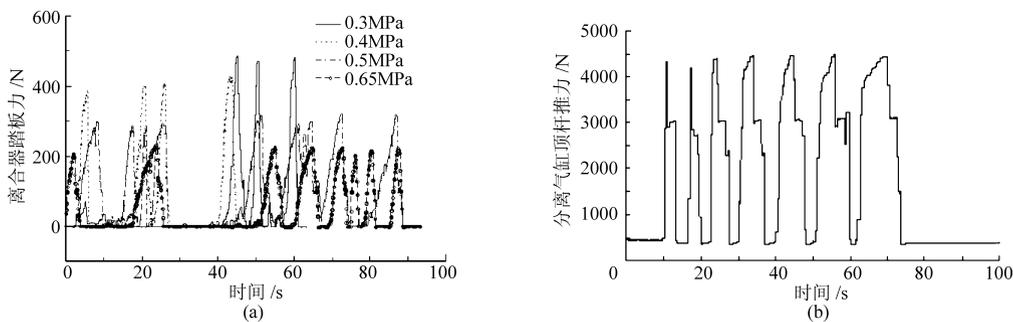


图 3 离合器踏板力与气缸压力关系曲线及气缸顶杆推力曲线
(a) 离合器踏板力和气缸压力关系 (b) 离合器分离气缸顶杆推力曲线

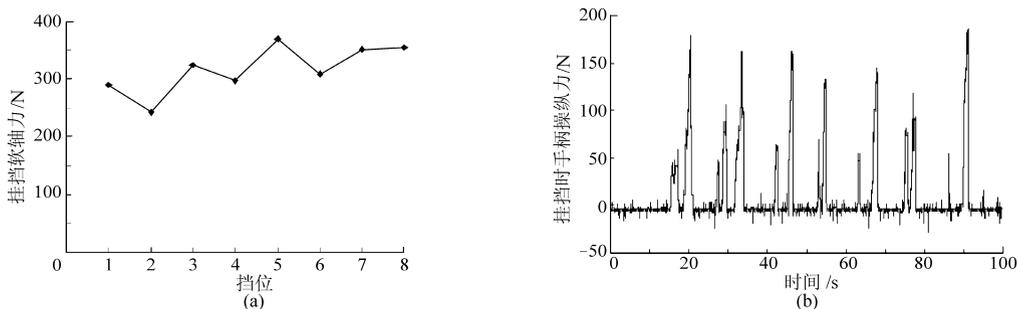


图 4 挂挡软轴操纵力曲线和挂挡时手柄操纵力曲线
(a) 挂挡软轴操纵力 (b) 挂挡时手柄操纵力

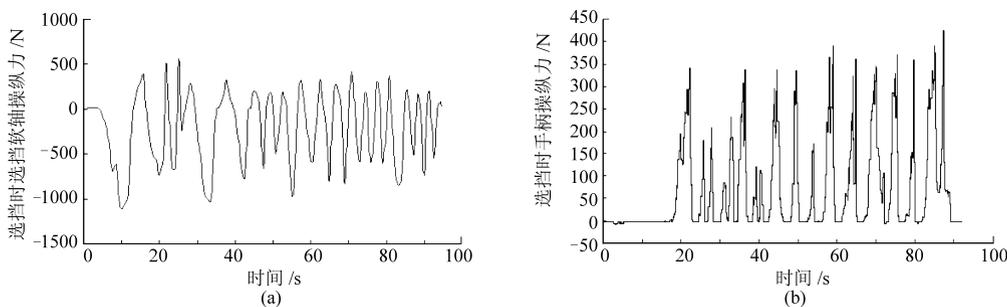


图 5 选挡软轴操纵力曲线和选挡时手柄操纵力曲线
(a) 选挡软轴操纵力 (b) 选挡时手柄操纵力

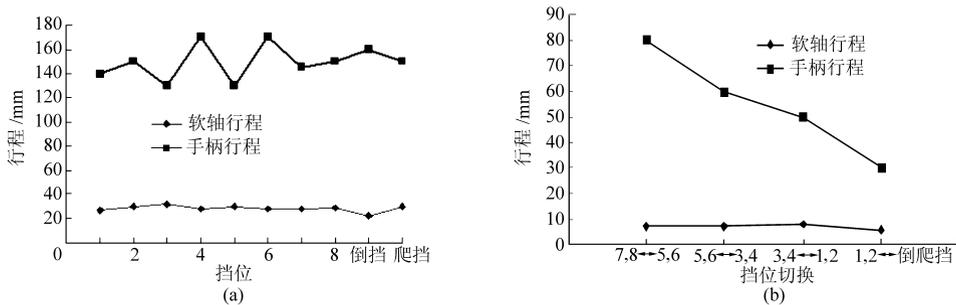


图 6 换挡时手柄和软轴行程与挡位关系曲线
(a) 挂挡行程 (b) 选挡行程

轴力远小于设计载荷。由低速挡向高速挡选挡时选挡软轴操纵力约为 500 N(对选挡轴为压力), 而由高速挡向低速挡选挡时约为 1 000 N(对选挡轴为拉力), 选挡时手柄行程平均为 55 mm, 符合人机工程学要求。

3.3 选挡与挂挡相互影响试验

试验中, 分别进行挂挡时选挡软轴操纵力和选

挡时挂挡软轴操纵力的测量, 测试结果如图 7 示。

由图 7 可知: 选挡动作会在挂挡软轴上产生约 100 N 以内的附加力(对挂挡轴为拉力), 可以认为换挡过程对挂挡轴影响不大, 而挂挡动作会在换挡轴上产生最大约 440 N 的附加力(对选挡轴为拉力), 挂挡过程对选挡轴影响较大。

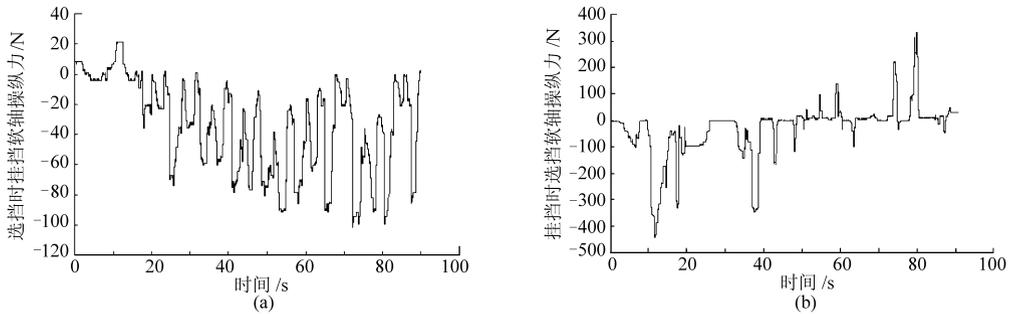


图7 换挡时选挡和挂挡动作对软轴操纵力的影响曲线

(a) 选挡 (b) 挂挡

4 结束语

根据设计的变速操纵机构联合调节测试系统搭建了试验台,并进行了某型号手动机械变速箱变速与离合操纵联合调节试验,试验系统能够顺利完成

试验设计要求,能够较全面检测变速操纵机构和离合操纵机构及其联合调节的性能。通过对试验结果处理和分析可知:该变速操纵机构和离合操纵机构性能良好,操纵力和操纵行程符合人机工程学要求和设计要求。

参 考 文 献

- 1 Cheng Guangwei, Zhou Zhili, Deng Chunan. Research on tracked vehicles HMT test-bed measure and control system[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2007, 8(4): 656~659.
- 2 Albert Yoon, Pramod Khargonekar, Kumar Hebbale. Design of computer experiments for open-loop control and robustness analysis of clutch-to-clutch shifts in automatic transmissions [C] // Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico, 1997: 3 359~3 364.
- 3 长春汽车研究所. 汽车试验技术手册[M]. 长春:吉林科学技术出版社, 1993.
- 4 王志鹏, 马孝江, 张志新, 等. 汽车变速箱性能检测系统的设计[J]. 机械科学与技术, 2002, 1(1): 45~46, 49.
- 5 戚晓霞. 汽车自动变速器试验台的研究与设计[J]. 山东理工大学学报:自然科学版, 2007, 7(4): 5~9.

(上接第 183 页)

参 考 文 献

- 1 Agnes Muszynska, Paul Goldman. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 1995, 5(9): 1 683~1 704.
- 2 Ji Z, Zu J W. Method of multiple scales for vibration nanlysis of rotor-shaft systems with non-linear bearing pedestal model [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 218(2): 293~305.
- 3 褚福磊, 方泽南, 张正松. 带有支座松动故障的转子-轴承系统的混沌特性[J]. 清华大学学报:自然科学版, 1998, 38(4): 60~63.
Chu Fulei, Fang Ze'nan, Zhang Zhengsong. Chaotic behaviour of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Tsinghua University: Sci. & Tech., 1998, 38(4): 60~63. (in Chinese)
- 4 Chu F, Tang Y. Stability and non-linear responses of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5): 879~893.
- 5 姚红良, 刘长利, 张晓伟, 等. 支承松动故障转子系统共振区动态特性分析[J]. 东北大学学报, 2002, 24(8): 798~801.
Yao Hongliang, Liu Changli, Zhang Xiaowei, et al. Dynamics of pedestal looseness rotor system near the critical speed region[J]. Journal of Northeastern University, 2002, 24(8): 798~801. (in Chinese)
- 6 王宗勇, 吴敬东, 闻邦椿. 质量慢变转子-滚动轴承系统的支承松动故障分析[J]. 中国机械工程, 2005, 16(13): 1 197~1 200.
Wang Zongyong, Wu Jingdong, Wen Bangchun. Study on pedestal looseness faults of a rotor-roll bearing system with slowly varying mass[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(13): 1 197~1 200. (in Chinese)
- 7 罗跃纲, 张鹤松, 刘晓东, 等. 含裂纹双跨转子-轴承系统周期运动的稳定性[J]. 农业机械学报, 2007, 38(5): 168~172.
Luo Yuegang, Zhang Songhe, Liu Xiaodong, et al. Stability of a two-span, rotor-bearing system with crack fault[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5): 168~172. (in Chinese)