

基于 ANSYS 的汽车变速器检测试验台架有限元分析

刘鹏浩¹, 付 胜¹, 朱晓民²

(1. 北京工业大学机械工业精密测控技术与仪器实验室, 北京 100124; 2. 北京机械工业自动化研究所, 北京 100011)

[摘要] 本文运用 Solidworks 软件对汽车变速器检测试验台架进行了三维建模, 通过 ANSYS 软件进行瞬态分析和模态分析, 得到了汽车变速器检测试验台架的应力云图, 识别出试验台架结构的模态参数, 得出台架的固有频率和振型特征。为进一步研究汽车变速器检测试验台振动、疲劳和噪声等奠定了基础, 也为汽车变速器检测试验台架结构的优化设计提供了参考依据。

[关键词] 变速器检测试验台; ANSYS; 有限元分析; 瞬态分析; 模态分析

[中图分类号] U467.3 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2014)08-0074-05

1 前言

汽车变速器检测试验台是汽车变速器生产过程中关键的试验检测设备, 变速器智能化在线检测装置的开发为变速器的设计及检测提供了高水平的试验手段, 可以提高变速器的开发质量, 缩短开发周期, 增强维修的准确性, 提高维修质量。

汽车变速器检测试验台架作为汽车变速器检测试验台的主体支撑部分, 在汽车变速器进行试验调试过程中支撑检测设备并连接汽车变速器的各个零部件, 起着承重和抗震的作用, 其结构性能直接影响到检测的准确性, 同时要求必须具备良好的力学性能和制造工艺性。国内大多数汽车变速器检测试验台架的设计均以经验判断和理论计算为主, 本文在此基础上运用有限元方法对试验台架进行分析, 有效缩短了试验台的设计周期, 减少了反复试验和经验判断的误差。汽车变速器检测试验台架结构简单, 但固定其上的变速器及驱动模块在加载的过程中会产生很大的接触应力, 因此通常也

会出现比较明显的应力集中现象, 并且可能导致整个系统内部产生共振, 作为辨识结构动态性能的一种有效手段, 对汽车变速器检测试验台架进行相应的有限元分析是十分必要的。

2 汽车变速器试验台有限元模型的建立

本文分析对象是立式前驱型自动变速器检测试验台的台架, 根据台架的整体结构设计和力学性能要求, 在保证零部件的主要尺寸、结构强度和潜在应力较集中部位等基本特征不变的情况下, 通过去掉不影响结构强度的小孔、圆角和倒角等辅助特征的简化手段, 利用 Solidworks 软件建立了如图 1 所示的变速器试验台的三维模型, 试验台的工作面为上表面, 其主要受力部位集中在上表面两个内侧矩形槽之间的区域。

利用该简化模型既可以省去大量的建模时间, 又有利于对模型进行更加方便、高效的后续处理, 同时也不会影响仿真计算结果。通过 ANSYS 内嵌的 Solidworks 软件接口程序, 将模型数据直接转换

[收稿日期] 2012-11-13

[基金项目] 国家科技重大专项资助项目(2010ZX04007-051)

[作者简介] 刘鹏浩, 1987 年出生, 男, 黑龙江伊春市人, 硕士, 主要从事汽车变速器检测装置的研究工作; E-mail: liuph0217@163.com

到 ANSYS, 这种方法避免了通过中间数据格式转化可能带来的数据丢失的问题。

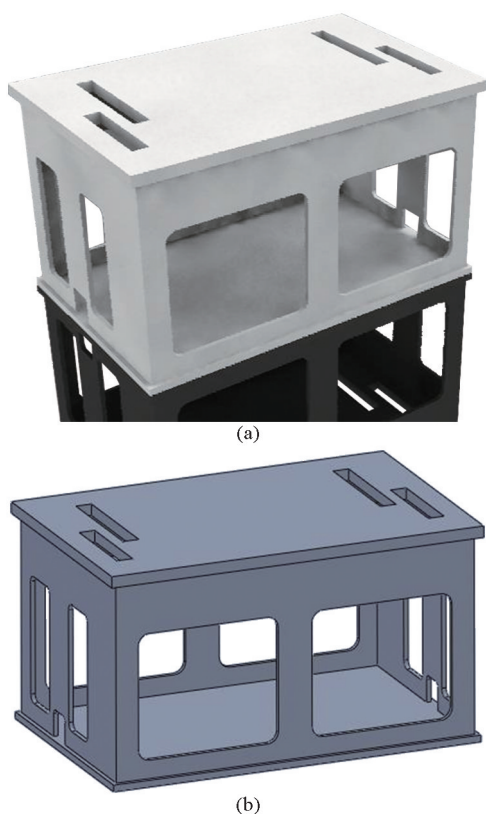


图1 变速器检测试验台架的三维模型
Fig. 1 Three-dimensional model of transmission test rig

根据设计要求, 试验台材料为普通结构钢, 各向同性、介质均匀, 在网格划分前, 设置材料属性, 弹性模量 $E=2.1 \times 10^{11}$ Pa, 泊松比为 0.3, 密度 $\rho=7830$ kg/m³。考虑到模型计算的准确性, 模型的结构部分均选用由 10 个节点构成的 Solid187 单元。

由于汽车变速器检测试验台架的形状较简单, 网格采用 ANSYS 提供的智能分网方法 (smart size), 经多次试算, 在单元长度取 4 cm 的情况下, 即可获得较高的计算精度和效率, 因此, 在这里将单元长度设为 4 cm。最终共划分出 62 203 个节点和 30 042 个单元, 划分网格后的模型如图 2 所示。

完成约束和载荷加载, 进行有限元求解。进入 ANSYS 求解模块, 设置求解类型和求解器, 选择求解后, 得到相应的有限元分析求解结果并选择查看结果。

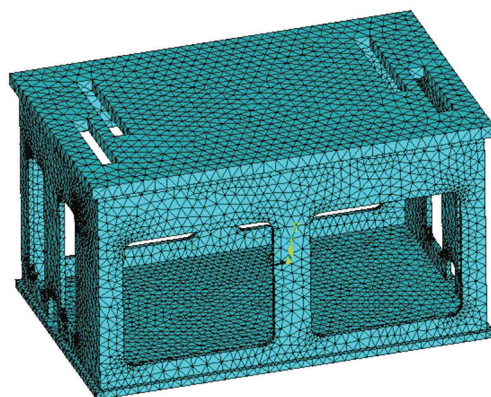


图2 变速器检测试验台架有限元模型
Fig. 2 Finite element model of transmission test rig

3 模态有限元分析

模态分析用于确定设计中的结构或机器常见的振动特性, 即固有频率和振型 (模态形状)。通过计算汽车变速器检测试验台架的固有频率和振型, 来分析台架的动态特性及结构刚度的薄弱环节, 其分析结果可以作为对汽车变速器检测试验台架结构进行优化设计和结构改进的理论依据^[1]。

研究表明, 高阶振型对结构的动力特性影响很小^[2], 因此变速器检测试验台架一般只需要计算较低的几阶频率。ANSYS 12.1 共提供了 7 种模态提取的方法, 根据工程的实际情况, 采用计算精度高、计算速度快的分块 Lanczos 法对汽车变速器检测试验台架进行模态分析, 并提取前 6 阶振型。其固有频率和振型如表 1 所示, 台架前 6 阶模态振型如图 3 所示。

表1 汽车变速器试验台架结构的前6阶固有频率和振型
Table 1 The first 6 natural frequencies and modal shapes of transmission test rig

阶数	固有频率/Hz	振型
1	81.144	左右振动
2	126.90	前后振动
3	150.02	垂直振动
4	164.87	复合振动
5	166.02	局部振动
6	188.32	局部振动

4 振型分析

根据图 3 所示台架前 6 阶模态振型图可以看出, 第 1 阶模态振型是台架沿横轴 (X 轴) 方向的左右振动, 台架顶部振动较大, 底侧振动较小; 第 2 阶

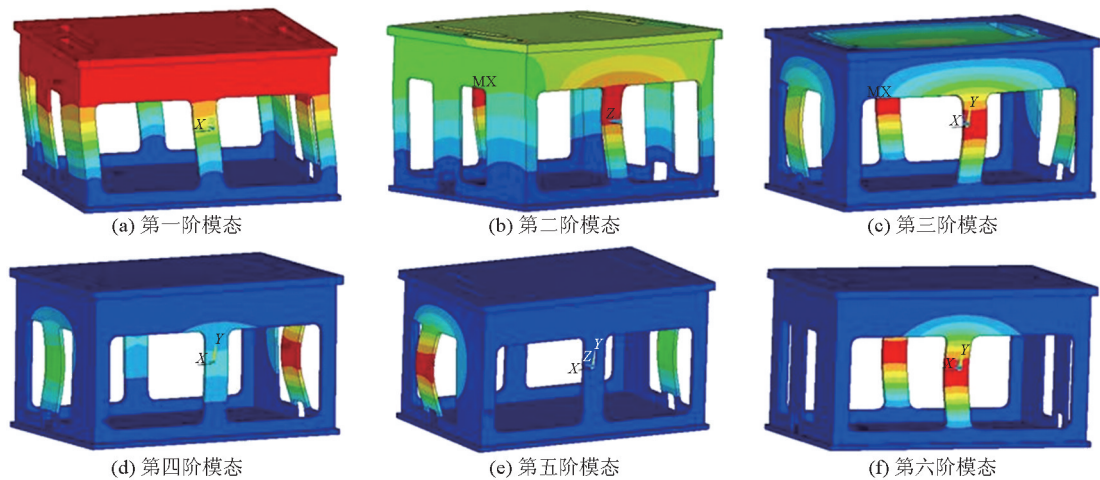


图3 台架前6阶模态振型图

Fig. 3 The charts of the first 6 mode shapes

模态振型是台架沿Z轴的前后振动,表现为台架前后端面的两根纵梁弯曲带动台架整体产生前后振动;第3阶模态振型是台架沿纵轴(Y轴)方向的垂直振动;第4阶模态振型是台架的前后端面的两根纵梁向中心弯曲,而左右端面的两根纵梁向背离中心的方向弯曲而产生的复合振动;第5阶模态振型是台架左右断面的两根纵梁向两侧弯曲产生的局部振动;第6阶模态振型是台架前后断面的两根纵梁向前后方向弯曲产生的局部振动。

根据汽车变速器检测试验台架模态分析结果可知,固有频率主要分布在80~190 Hz,其中,台架的第一阶(81.144 Hz)模态振型和第二阶(126.90 Hz)模态振型相较于其他阶次的模态振型大,并且在这两阶模态振型中台架结构模型的上部变形较下部大,当外界激励频率接近台架模型的这些固有频率时,就可能引起共振^[3]。但总体来说,汽车变速器检测试验台架的振型幅值不大,高阶频率的激励对汽车变速器检测试验台架的振动影响也不大,而且整体动态变形比较均匀,说明该汽车变速器检测试验台架的整体动刚度和质量分布较为均匀,其结构设计可以满足汽车变速器检测试验台架的动力学性能的要求。

5 瞬态有限元分析

为分析汽车变速器试验台架在静载荷、瞬态载荷和简谐载荷任意组合作用下结构的稳定性,就要研究变速器试验台架在随时间变化力的作用下应力、应变及位移的变化规律,即进行瞬态动力学分

析,为此,建立其动力学方程如下

$$M\ddot{t} + C\dot{t} + K u(t) = p(t) \quad (1)$$

式(1)中, M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; t 为节点加速度向量; \dot{t} 为节点速度向量; $u(t)$ 为节点位移向量; $p(t)$ 为随时间变化的载荷向量;在时间 t 任意的式(1)中的,静态方程式同时考虑了惯性力 $M\ddot{t}$ 和阻尼力 $C\dot{t}$ 。

进行瞬态动力学分析可以采用3种方法:完全法、减缩法和模态叠加法。根据设计要求,在汽车变速器试验台对某型号的变速器进行检测试验的过程中,模拟汽车行驶过程中的路况信息对变速器进行加载,试验台在变速器加速和减速的过程中,尤其是在启动阶段,结构受到强烈的振动和冲击,由于冲击力都是时间的函数,各部分的响应(应力和应变)也随时间变化,这时就必须对汽车变速器检测试验台进行瞬态分析。因此,本文定义分析类型为瞬态分析,求解方法采用完全法。

给定一段模拟的载荷施加情况来模拟在检测变速器的过程中试验台所受冲击力的状态,从而可以对试验台架的性能进行更好的分析。本文只针对某一特定工况对汽车变速器试验台做瞬态分析,故将试验台上各部件重力以及回转力等作用力等效成集中载荷施加在试验台与输入轴、输出轴支撑架接触的上表面。对试验台架底面4条边施加全位移约束。模拟载荷的施加情况如图4所示。

按照图4所给出的受力情况对试验台单元进行压力集中载荷的施加,共分为三步,分别在时间段0~5 s、5~10 s和10~15 s施加力1 000 N、1 000 N和

5 000 N,如图 5 所示。

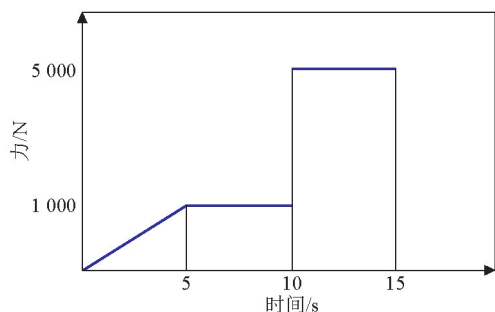


图 4 载荷-时间历程示意图

Fig. 4 The schematic diagram of load-time history

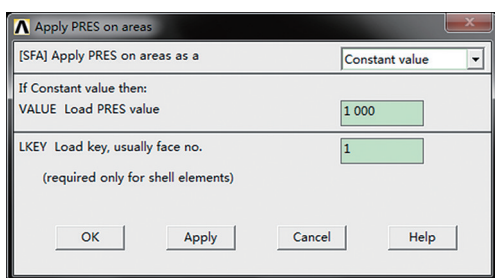


图 5 在单元上施加压力集中载荷

Fig. 5 Apply pressure on areas

在 Time and Substep Options 对话框中分 3 次设定载荷步的结束时间 (time at end of load step), 分别为 5 s、10 s 和 15 s, 在阶跃和斜坡载荷选项处分别对应其载荷步的结束时间选择斜坡 (ramped)、阶跃 (stepped) 和阶跃 (stepped)。载荷子步 (maximum No. of substeps) 统一设置为 5, 即载荷最大创建 5 个子步。每次施加力都要创建相应的载荷步文件, 并顺序编号 1、2、3。

在对试验台架进行力的加载后, 进入求解器对程序进行求解, 选择主菜单 Solution→Solve→From LS Files 命令, 在弹出的载荷步求解对话框中, 起始载荷步数输入 1, 终止载荷步数输入 3, 点击确定后, 程序开始求解。求解完成后进入通用后处理模块, 在通用后处理器中可以得到试验台架的等效应力云图^[4]。选择 General Postproc→Plot Results→Contour Plot, 查看试验台架在给定的动态载荷作用下的应力和应变, 节点应力和应变如图 6 和图 7 所示。

在所给出的载荷时间历程示意图中, 第 15 s 所施加的力为 5 000 N, 是第 5 s 的 5 倍, 经求解后, 第 15 s 时刻的最大应变值基本是第 5 s 的 5 倍, 因此最大应变值随着所施加的力的变化基本呈线性变化。

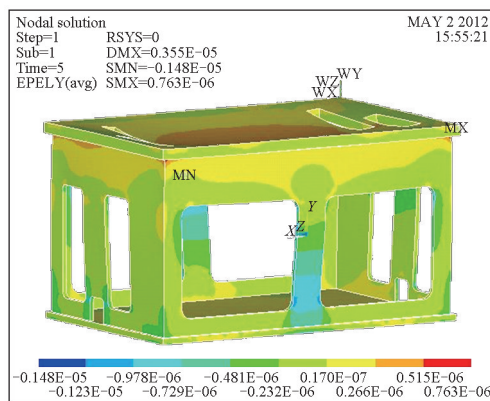


图 6 第 5 s 时刻求解结果的应变分布

Fig. 6 The strain distribution at the 5th s

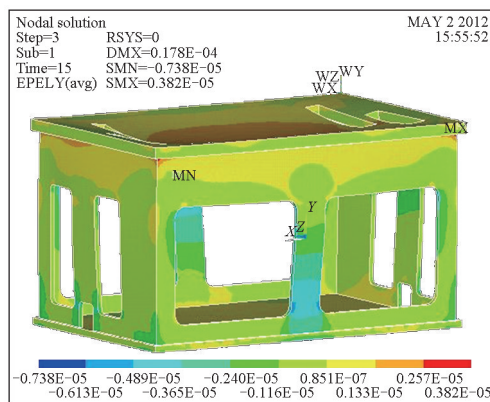


图 7 第 15 s 时刻求解结果的应变分布

Fig. 7 The strain distribution at the 15th s

从图 6 和图 7 可以看到, 试验台架的最大应力出现在台架的操作台和侧面连接处, 得到的试验台架最大应力值为 0.76 MPa, 材料的安全系数 $\gamma=1.5$, 材料的屈服极限 $\sigma_s=235$ MPa, 则许用应力 $[\sigma]=\sigma_s/\gamma=156.67$ MPa, 可见分析得到的应力值 0.76 MPa 远小于 $[\sigma]$ 。因此试验台架具有足够的强度, 在整机工作过程中不会发生变形和破坏。

6 结语

1) 汽车变速器检测试验台架的固有频率主要分布在 80 ~ 190 Hz, 虽然其振型幅值不大, 但为避免产生共振, 应使其工作频率在固有频率以外。

2) 汽车变速器检测试验台架在多载荷步的瞬态有限元分析过程中产生的最大应力远小于材料的许用应力, 证明台架具有足够的强度。

3) 对试验台架进行设计时, 采用合理的结构形式可以有效地控制和消除台架振动对结构的影响,

同时在结构突变处采用圆角过渡,以减少应力。

通过对汽车变速器检测试验台架的模态有限元分析,得到了汽车变速器检测试验台架的前6阶固有频率和振型图,为进行汽车变速器检测试验台架的相应分析提供了重要的模态参数。通过对试验台架进行瞬态分析,得到试验台架在多载荷情况下结构的应力应变结果,并可以看出冲击力对试验台架的影响,充分证明了其结构的可靠性。以上所进行的分析为改进和提高汽车变速器检测试验台的设计提供了理论依据,同时也为实际试验提供了

参考和依据。

参考文献

- [1] 吴晓冬, 刘志刚. CAD/CAE集成仿真的振动输送机轴承座有限元分析[J]. 现代制造工程, 2010(5):44-47.
- [2] 牛跃文. 基于ANSYS的矿用汽车车架有限元模态分析[J]. 煤矿机械, 2007, 28(4):98-100.
- [3] 刘文彬, 汪小朋. 基于ANSYS的某客车车身骨架振动特性分析[J]. 轻型汽车技术, 2011(1/2):3-5, 8.
- [4] 邓凡平. ANSYS10.0有限元分析自学手册[M]. 北京:人民邮电出版社, 2007.

Finite element analysis of transmission test rig based on ANSYS

Liu Penghao¹, Fu Sheng¹, Zhu Xiaomin²

(1. Machinery Industry Key Laboratory of Precision Measurement & Control Technology and Instruments, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China; 2. Beijing Research Institute of Automation for Machinery Industry, Beijing 100011, China)

[Abstract] Three-dimensional modeling of automotive transmission test rig is established based on Solidworks in this paper. The stress nephogram, modal parameters, natural frequencies and mode features of vibration of automotive transmission test rig are identified through transient analysis and modal analysis based on ANSYS. The results lay the foundation to further study on vibration, fatigue and noise, and also provide reference for structural optimization design of automotive transmission test rig.

[Key words] transmission test rig; ANSYS; finite element analysis; transient analysis; modal analysis