

专用汽车分动箱模态试验与分析

王善坡 李舜酩 廖庆斌 柳海龙 张万良

【摘要】 针对某专用汽车分动箱上应急泵螺栓断裂问题进行了试验模态分析。先对分动箱进行单独的模态试验,得到其相应的模态参数,然后对工作状态的分动箱进行路试试验,根据得到的传递函数进行振动分析。为了防止模态试验中模态遗漏和虚假模态的出现,在分动箱模态试验时,将得到的试验模态振型与有限元计算得到的振型作相关性分析,提取出真实的模态参数。通过试验模态分析,找到了螺栓断裂的原因,给出了相应的改进办法。

关键词: 专用车 振动 模态分析 有限元法 相关分析

中图分类号: U463.215; O329

文献标识码: A

Modal Experiment and Analysis of Certain Special Vehicle Transfer Case

Wang Shanpo¹ Li Shunming² Liao Qingbin² Liu Hailong² Zhang Wanliang²

(1. China National Heavy Duty Truck Group Co., Ltd.

2. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The modal analysis has been done to the problem of the rupture of the bolt in the pump which used in meeting an emergency in the transfer case of certain special vehicle. At first, the modal experiment of the transfer case has been done, and the modal parameters have been obtained, and then let the vehicle steer on the road which was similar to the condition of the working station. Combined with transmission route of stimulation, the vibration of the vehicle was analyzed. The correlation analysis of mode shape was done so as to prevent the generation of spurious mode and mode from missing. The fundamentality reason of rupture of the bolt was found, the corresponding ameliorable method was given.

Key words Special vehicle, Vibration, Modal analysis, Finite element method, Correlation analysis

引言

模态分析是结构振动特性分析、健康检测的一种有效方法,在各种大小型工程结构中得到广泛的应用^[1~4]。试验模态分析始于20世纪30年代,最初用于测量飞机的模态参数,后来随着实际的需要,发展了各种相应的模态分析技术^[5]。随着计算机技术的发展,试验模态分析被深入研究并逐渐应用到振

动工程中的各个领域^[6~7]。

本文应用模态试验来分析某专用汽车分动器上应急泵螺栓的振动破坏情况。首先通过简单的测试分析,确定加速度传感器的安装位置及测试的基本动态范围,然后进行模态试验,根据测得的数据分析得到频响函数(frequency response function,简称FRF),进而得到所需的模态参数。考虑到模态试验中可能出现遗漏或得到虚假模态参数,对分动箱建

收稿日期:2006-11-27

王善坡 中国重型汽车集团有限公司总工程师 高级工程师 博士生(江苏大学),250002 济南市

李舜酩 南京航空航天大学能源与动力学院 教授 博士生导师,210016 南京市

廖庆斌 南京航空航天大学能源与动力学院 博士生

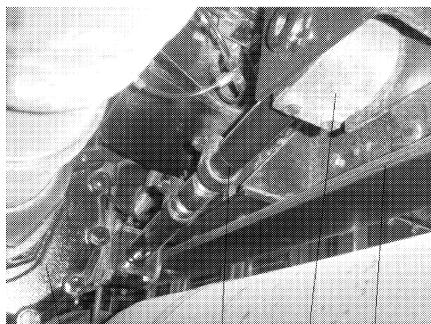
柳海龙 南京航空航天大学能源与动力学院 硕士生

张万良 南京航空航天大学能源与动力学院 硕士生

立有限元分析模型,然后根据有限元分析得到的计算模态参数和试验模态参数作振型相关分析,以此获得最终的模态参数。

1 试验背景

由于功能需要,对某专用汽车上分动箱的连接结构进行了适当改进,但路试试验却发现分动箱上的应急转向泵(简称应急泵)的连接螺栓出现了断裂现象。理论分析认为,出现该螺栓断裂的情况有以下两种可能:一种是由于连接分动箱和车架横梁的推力杆将路面振动传递给分动箱,导致分动箱振动过大,进而引起螺栓的断裂(分动箱、推力杆以及车架横梁的连接情况如图 1 所示);第二种可能是由于分动箱的 1 个输入轴和 2 个输出轴的激励,这样,就可能由于发动机的振动以及路面振动的传递导致了分动箱上螺栓的断裂。由于是分动箱某部件上连接螺栓的断裂,并且先期的检测发现不是由于螺栓的强度问题所致,这也就更加明确了由于整体的振动而导致问题的发生。根据分析情况,先对分动箱进行了单独的模态试验分析,测得其振动模态参数,然后对在役(即工作状态下的)状态下分动箱进行路试试验,测量以上分析的各种振动和激励情况。



分动箱所在处 推力杆 U形卡 车架横梁

图 1 分动箱、推力杆以及车架横梁的连接示意图

Fig. 1 Figure of the connection of the transfer case, thrusting pole and crossbeam of the vehicle

2 模态试验

2.1 模态分析的基本理论

对于连续结构体,假设其阻尼为比例阻尼,则其离散化的动力学方程为^[8]

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1)$$

对式(1)作 Fourier 变换,得到

$$(-\omega^2 M + j\omega C + K)X = F \quad (2)$$

这样,由式(2)可以得到频响函数

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = (-\omega^2 M + j\omega C + K)^{-1} \quad (3)$$

得到频响函数之后,采用最小二乘复指数法进行求

解,得到所需的模态参数:模态频率、模态振型以及阻尼比等^[2]。

2.2 振型相关分析方法对测量误差的控制

为了使得试验数据具有可参照性,避免模态试验遗漏某一阶次的模态或出现虚假模态,同时通过有限元软件建立分动箱的分析模型,由于试验所取的测点数往往要比有限元所取的测点数少得多,因而对于任意一阶的试验模态参数,一般都可以找到一阶计算模态与之相对应。为使 2 种模态能够相对应,一般要求试验的测点包含在有限元计算的节点当中。在进行振型相关分析之前,需要从有限元计算出的模态数据中提取那些与测点对应的结点的有关数据,这样降低有限元的计算结构的维数,与试验模态的分析结构相匹配。

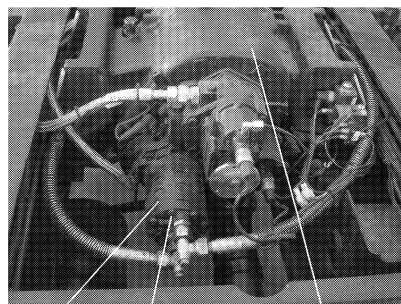
将试验得到的模态振型的实模态和计算得到的模态振型分别记为两个向量 x 、 y ,这样可以定义振型相关数为

$$R = R(x, y) = \frac{1}{2} \left(\left\| \frac{x}{|x|} + \frac{y}{|y|} \right\| - \left\| \frac{x}{|x|} - \frac{y}{|y|} \right\| \right) \quad (4)$$

可以证明, $0 \leq R \leq 1$,且 R 越接近 1,计算模态与试验模态吻合的程度就越好。其具体的实现步骤可以表述如下^[9]:①取出某阶试验模态振型,将其转化为相应的实模态振型,记为 x 。②取出第 i 阶计算模态振型,记为 y_i ,其中 $i=1, 2, \dots$ 。③计算振型相关数 $R = R(x, y_i)$ 。④根据 R 值的大小,确定与试验模态相对应的计算模态,并依次确定模态阶次。⑤依次取出各阶由试验得到的模态振型,重复步骤①到④,得到目标模态阶次。

2.3 模态试验的实施

分动箱的在役安装图,如图 2 所示,建立的相应的模态分析网格图,如图 3 所示。



应急泵 均布的4个螺栓 分动箱

图 2 在役分动箱图

Fig. 2 Working transfer case

根据理论分析,并结合有限元建立的分析模型,在分动箱上选取适当的位置,粘贴加速度传感器并接通测试电路。本模态试验的测试系统框图如图 4

所示。

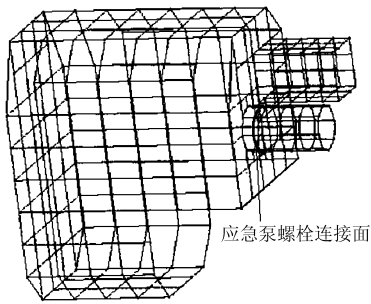


图3 模态分析网格图

Fig. 3 Grid figure of modal analysis

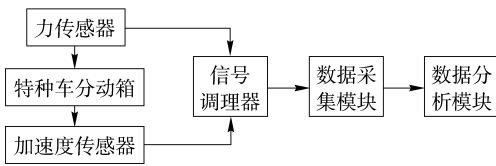


图4 分动箱模态测试系统框图

Fig. 4 System of modal testing of the transfer case

根据模态参数识别的需要,参数识别时,采用最小二乘复指数法进行求解^[8]。

试验中,根据该车自身的各种特性,设置各个测量参数如表1所示。

试验中,为了减小随机误差给分析结果带来的干扰,采用对采集数据进行多次平均的方法(试验采用4次平均)。所得其中的一条频响函数图,如图5所示。

表1 测量参数的设置

Tab. 1 Parameters have been set during measurement

项目	设置的参数	项目	设置的参数
采样频率/kHz	2	平均次数/次	4
采样方式	连续采样	抗混滤波	开启
触发方式	信号触发	激励力(加窗形式)	加力窗
采样点数	2 048	响应(加窗形式)	加 Hanning 窗
谱线数	800		

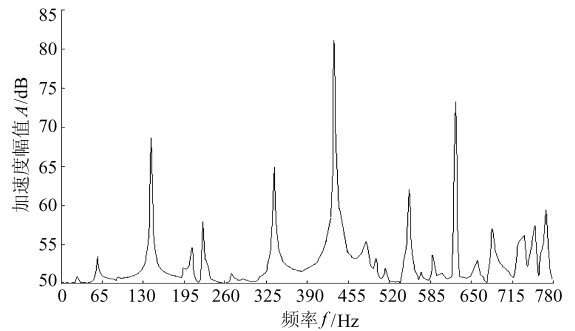


图5 经平均处理后频响函数曲线

Fig. 5 Curve of the FRF after average

3 模态参数识别与结果分析

为了利用相关分析法考查得到数据的有效性,将由有限元模型得到的前32阶模态参数和由试验模态得到的前12阶模态参数,列于表2进行比较。

表2 计算模态和试验模态数值

Tab. 2 Numerical value of calculation modal and experimental modal

Hz

阶次	计算模态频率	相关选择后得到的试验模态频率	阶次	计算模态频率	相关选择后得到的试验模态频率	阶次	计算模态频率	相关选择后得到的试验模态频率
1	22.70	22.72	12	140.95	142.58	23	351.97	
2	30.40		13	148.77		24	387.45	
3	35.37		14	177.38		25	431.64	432.54
4	41.70		15	187.53		26	451.22	
5	46.98		16	208.92	208.97	27	485.00	485.14
6	50.95	50.56	17	229.35	229.92	28	502.39	
7	58.19		18	254.76		29	540.81	541.71
8	67.75		19	269.59	270.46	30	551.45	551.61
9	114.86		20	300.70		31	562.32	
10	130.81		21	316.35		32	590.01	591.36
11	132.96		22	336.10	337.81			

由振型相关分析,确定由试验模态得到的参数即所求的参数,这样有效防止了遗漏模态阶次和虚假模态的出现。通过振型相关分析,确定试验模态分析得到的数据是有效的,并且其确定的模态参数是

真实的模态参数。典型的几阶模态振型如图6所示。

从振型图可看出,在频率为50.56、142.58、208.97、229.92 Hz处均出现了较大的模态峰值,并且在左、右方向的振动中,左边的峰值比较大,而在

上、下方向的振动中,振动的幅值基本上相同,这种情况刚好与螺栓的断裂情形相吻合(从螺栓的端口分析知道,在连接的 4 个螺栓中,上、下 2 个螺栓断裂的情况基本相同,而左右两侧的 2 个螺栓中,左侧的螺栓破坏情况较为严重,且它在 4 个螺栓中,破坏

情况也是最严重的)。并且通过该车在公路上的路试试验分析知道,各种激励使得该车在上述频率(50.56、142.58、208.97、229.92 Hz)点处,也出现了较大的频率峰值,那该车在试车时,由于分动箱的共振导致了应急泵上螺栓的断裂。

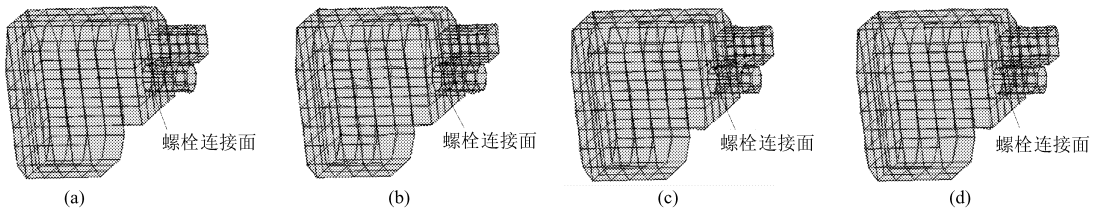


图 6 分动箱系统的几阶典型模式振型

Fig. 6 Some representative mode shapes

- (a) 频率为 50.56 Hz, 阻尼 4.25% (b) 频率为 142.58 Hz, 阻尼 1.31%
 (c) 频率为 208.97 Hz, 阻尼 1.81% (d) 频率为 229.92 Hz, 阻尼 1.52%

从推力杆和 3 个传动轴上的测试情况,可以找出导致螺栓断裂的原因(前面分析的 2 种原因)。推力杆上得到的测试频率和上述情况基本上是完全吻合的,而在 3 个传动轴上的测试却没有发现和上述频率吻合的情况,这就是说,推力杆是导致分动箱上应急泵螺栓断裂的原因。

将推力杆卸下,发现连接推力杆的 U 形卡出现了 2~4 mm 的间隙,这一间隙使得推力杆在每次助力时,都有一个冲击力存在。根据这一情况,对 U 形卡进行改进,改进后分动箱再次试车时,没有出现上

述频率点,也就避开了分动箱的共振点,故而解决了应急泵螺栓的断裂问题。

4 结束语

通过本次模式试验,应用振型相关分析方法,分析了试验模式振型和有限元分析振型间的相关性,确保了试验模式分析结果的有效性,避免了在试验模式分析中,低阶模式的遗漏以及试验中虚假模式的出现。分动箱系统的模式分析,找到了分动箱上应急泵螺栓断裂的原因,给出了相应的改进办法。

参 考 文 献

- Peters B, Ventura C E. Comparative study of modal analysis techniques for bridge dynamic characteristics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2003,17(5):965~988.
- 廖庆斌,李舜酩,朱丽娟. 基于随机激励的某机匣模态实验与分析[J]. 航空动力学报, 2005,20(6):932~936.
- 黄泽好,徐中明,张志飞,等. 摩托车车架振动特性分析[J]. 农业机械学报, 2006,37(9):208~210.
- 朱茂桃,何志刚,徐凌,等. 车身模态分析与振型相关性研究[J]. 农业机械学报, 2004,35(3):13~19.
- 孙秋海,李德葆. 模态理论的进展[J]. 力学进展, 1996,26(4):464~472.
- Shih Y T, Lee A C, Chen J H. Sensor and actuator placement for modal identification [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1998,12(5):641~659.
- Cacciola P, Colajanni P, Muscolino G. A modal approach for the evaluation of the response sensitivity of structural systems subjected to non-stationary random processes [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2005,194(42~44):4 344~4 361.
- 林循泓. 振动模态参数识别及其应用[M]. 南京:东南大学出版社,1990.
- 曹奇英,张准. 一种振型相关分析方法[J]. 福州大学学报:自然科学版, 1994,22(4):257~261.