

汽车振动分析的试验研究

朱用国

东风汽车工程研究院

[摘要] 本文通过对某三吨车的整车振动分析, 说明了如何利用汽车各结构总成的固有频率及振动传递环节的频率分析来解决汽车实际出现的问题。

关键词: 频率 振动分析 功率谱 传递环节

1 前言

汽车在行驶过程中会出现各种各样的问题, 有可靠性的问题, 也有乘坐舒适性的问题等, 这些问题大都和振动有关, 如何通过振动分析测试来解决这些问题就变得很关键。而汽车的振动问题表现在各结构的振动传递, 其振动传递特性可以通过频率分析来说明, 本文通过对某 3 吨车的振动分析测试来说明如何利用频率分析来解决此类问题。

2 试验过程

某 3 吨车整车振动较大, 乘员的乘坐舒适性较差; 在该车的可靠性试验中, 其前保险杠在支撑点(保险杠与车架相连处)附近开裂较频繁。因此对该车进行平顺性试验、悬架固有频率测试、汽车车架模态分析、汽车动力传动系模态试验、发动机振动测试、前保险杠模态试验, 以对其从频率成分上进行振动分析。

3 试验分析

3.1 平顺性分析

3.1.1 试验结果

通过汽车平顺性试验, 验证出此车平顺性较差。

3.1.2 分析

由悬架固有频率试验得出该车的前悬挂偏频为 2.7Hz, 后悬挂偏频为 2.82Hz, 过高的偏频值说明汽车的前后悬挂系统的刚度较大, 汽车悬挂上质量振动过大, 致使汽车的平顺性降低。

由于此车的悬挂系统基本上采用的是五吨车的悬挂系统, 而汽车的额定载荷却只有 3 吨, 这造成该车的悬挂刚度相对过大。这是该车悬挂偏频较大的原因。

由动力传动系统弯曲模态试验结果可知, 该车动力传动系的第一阶弯曲模态频率为 44.07Hz, 其值偏低, 即该车动力传动系的弯曲刚度较低; 由于该车发动机的额定转速为 2800r/min, 其对应的频率为 46.7Hz, 大于动力传动系的第一阶弯曲模态频率, 这使得在发动机工作转速范围内(较高转速上)将出现共振。从发动机振动试验结果得出, 该车发动机在 2500r/min 左右的转速时有共振出现, 尽管发动机本身的振动不大, 但由于其悬置的隔振性能较差, 致使车架的振动较大, 从而降低汽车的平顺性。

由上面的分析可得出, 影响此车平顺性的因素主要为:

1) 汽车前后悬挂系统的刚度较大。

2) 动力传动系的弯曲刚度偏低, 发动机高转速时, 动力传动系易产生弯曲共振, 又由于发动机悬置隔振性能差, 从而导致汽车振动较大。

3.2 保险杠振动分析

3.2.1 试验结果

通过试验,证明该车前保险杠振动较大。

3.2.2 分析

在平直的 B 级沥青路面和砂石路面,对汽车原始状态下的保险杠进行了振动测试,测点为保险杠上翻边中间偏左的位置,测量方向为 z 向(垂直向上)和 x 向(水平向前)。

通过对汽车保险杠测点在平直的 B 级沥青路面的自功率谱和砂石路面的自功率谱进行分析,得出保险杠的振动主要发生在 $f_1=13.6\text{Hz}$ 、 $f_2=22.2\text{Hz}$ 、 $f_3=26.4\text{Hz}$ 这三个频率上,并且不因车速路面的不同而发生变化,此三个频率为保险杠整车状态下的固有频率。

下表 1 为保险杠测点振动(原始状态)的统计值。

表 1

试验工况	车速 (km/h)	保险杠 Z 向 (m/s^2)		保险杠 X 向 (m/s^2)	
		Max~Min	σ	Max~Min	σ
B 级沥青路面	30	27.2~26.0	4.35	24.2~26.3	3.89
	40	31.9~30.4	6.20	23.4~25.8	5.45
	50	38.8~33.6	6.60	35.7~37.4	5.93
	60	37.2~35.6	7.77	33.7~33.7	7.12
	70	47.2~49.4	8.91	40.3~46.9	8.14
砂石路	25	58.6~67.9	11.12	40.4~44.8	7.98

从上表中可看出,保险杠在 Z 向和 X 向的振动均很大,二者在数值上相差不大,以 Z 向的振动略大;在平直的 B 级沥青路面试验时随着车速的升高,保险杠的振动也随着增大。

从保险杠的模态分析的试验结果可知,固有频率 f_1 、 f_2 、 f_3 与保险杠整车状态下的第一阶模态频率(13.44Hz)、第三阶模态频率(23.30Hz)、第四阶模态频率(25.96Hz)接近,其中第四阶模态振型为保险杠的整体一阶扭转变形。在上述三个频率下,保险杠的振动表现为两端前后振动和扭转振动,节点主要位于保险杠右支撑点附近(第三阶模态在左支撑点附近也有节点),说明在这些部位存在较大的应力,即保险杠在支撑点附近易产生开裂,这与该车可靠性试验结果符合。

在保险杠三种状态下(原始安装状态,加装支架的安装状态,自由悬挂状态)的模态试验分析中得出,在保险杠加装支架后,其结构的模态频率比原结构普遍提高,保险杠的一阶扭转变形频率提高至 29.94Hz。从振型上看,在保险杠加装支架后,各测点相对变形减少,振型复杂程度降低。因此,通过在保险杠上加装支架可提高保险杠的振动频率,减少振动。

保险杠处在自由悬挂状态下时的模态频率中,没有出现 f_1 、 f_2 、 f_3 这三个频率,说明保险杠的这三个固有频率,是由于与车架连在一起而受其影响形成的。从该车车架模态试验分析中得到,频率 21.6Hz 为车架整体一阶垂直弯曲,与 $f_2=22.2\text{Hz}$ 吻合,这说明现结构下的保险杠在 22.2Hz 处,受车架垂直弯曲振动影响强烈。

从上面的分析可得出,致使保险杠振动过大的原因主要为:

1) 由于自身材料及安装结构的原因,保险杠在实际使用中易产生抖动和大变形,在支撑点处有较大的应力集中,导致此处产生开裂。

2) 保险杠在 22.2Hz 处受车架垂直弯曲振动影响。

3.2.3 验证试验及分析

通过上述分析,得出要想减少保险杠的振动,必须加强保险杠的整体结构刚度,以提高其自身的振动频率并避开车架的一阶垂直弯曲频率。为此在保险杠上加装简易支架(支架位于车架与保险杠上小灯边框间,为一薄钢条)后,在平直的 B 级沥青路面重新测试了保险杠的振动,测点与原来一致,

通过对保险杠加支架后保险杠测点的自功率谱分析,得出保险杠 Z 向主要振动频率为 17Hz、27.6Hz、30.6Hz, X 向主要振动频率为 17Hz、30.6Hz,综合起来,保险杠的三个主振频率为 $f_{11} = 17\text{Hz}$, $f_{22} = 27.6\text{Hz}$, $f_{33} = 30.6\text{Hz}$,此三个振动频率不随车速的变化而变化,为保险杠加支架后整车状态下的固有频率。

下表 2 为加支架后保险杠测点的统计值。

表 2

试验工况	车速 (km/h)	保险杠 Z 向 (m/s^2)		保险杠 X 向 (m/s^2)	
		Max~Min	σ	Max~Min	σ
B 级沥青路面	30	22.9~17.7	3.80	12.3~13.5	2.53
	40	22.2~22.4	4.41	15.5~22.4	3.27
	50	23.3~26.0	4.94	21.3~18.5	3.41
	60	28.5~31.6	5.82	20.4~22.7	4.06
	70	29.5~39.9	6.58	21.9~23.3	4.52

比较表 2 和表 1 的试验数据,可看出在保险杠上加装支架后,保险杠的振动值显著下降。从标准差上看, Z 向振动下降了 12.7%~26.2%, X 向振动下降了 40%~44.6%,车速越高,保险杠的振动值下降越大。因此,该车的保险杠在加装支架后,能使自身振动显著下降,尤其是能大幅降低保险杠前后方向的振动。

从保险杠模态分析试验结果可知,固有频率 f_{11} 、 f_{22} 、 f_{33} 与保险杠在加支架后的第一阶模态频率(16.75Hz)、第三阶模态频率(27.71Hz)、第四阶模态频率(29.94Hz)接近,其中第四阶模态振型为保险杠的整体一阶扭转变形。从振型上看,保险杠在加支架后的第一、四、五阶模态分别对应于原结构的第一、三、四阶模态,其模态频率均得到提高。在加支架后,保险杠的模态振型也有变化,如出现了第二阶(27.7Hz)不同型式的振动模态。由上分析可知,保险杠在加装支架后,其整体固有频率得到提高。

从保险杠自功率谱图分析,保险杠在 X 向的振动中出现了 22.6Hz 的振动,但不是主要振动,这说明保险杠在加支架后,由车架垂直弯曲振动带来的影响得到很好的抑制。

通过上面的分析可得出,保险杠在加支架后,提高了保险杠的整体刚度,达到提高自身的固有频率,大幅降低振动,从而提高振动可靠性。因此,可以通过给保险杠加装支架或换用具有较大刚度的材料制作保险杠,以提高保险杠的固有频率,从而解决保险杠开裂问题。在后来的工作中,该车生产时通过采用大刚度的材料来制作保险杠,以后的使用中没有出现开裂现象。

4 结论

汽车振动是一个比较复杂的问题,必须进行系列相关的振动测试分析才能判断引起问题的原因。通过对各部分的振动频率进行分析,最终可确定引起问题的原因,并由此找到解决问题的方法。

参考文献:

- [丹麦] R.B. 兰德尔. 频率分析. 上海机电二局计量情报站译, 1979.