

## 300 t 电动轮自卸车发动机隔振设计与研究

董志<sup>1</sup>, 唐华平<sup>1</sup>, 雷少敏<sup>1</sup>, 汪海斌<sup>1</sup>, 朱维南<sup>2</sup>

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083; 2. 南通大学 机械工程学院, 江苏 南通 226019)

**摘要:** 通过对发动机橡胶隔振器的隔振效果进行理论计算, 确定仿真分析中所需参数, 并建立 ADAMS 仿真模型. 利用 Vibration 模块对模型进行振动仿真分析, 提取反映模型隔振效果的数据, 用电测法对实际隔振效果进行测试, 并将仿真结果与实测结果进行对比, 得出仿真结果能较好的反映真实的隔振效果, 说明此种隔振设计方法具有可行性.

**关键词:** 隔振; ADAMS; 仿真; 电测法

**中图分类号:** TD57 **文献标志码:** A

### 0 引言

300 t 重型电动轮自卸车是矿山运输的专用车辆, 其工作环境多为大型露天矿山, 车辆的工作环境恶劣. 车辆自身系统复杂, 且价格昂贵, 为了加强驾驶舒适度和提高车辆使用寿命, 降低车身的振动显得非常重要.

车辆的振动主要是由两部分引起的, 其一, 车辆行驶时的路面随机激励; 其二, 发动机工作时的振动激励. 路面随机激励是工作环境问题, 非车辆生产厂家所能控制, 有效降低发动机引起的车辆振动是设计和生产部门日益关注的问题.

车辆振动隔离技术发展到今天, 应用最广泛的主要分为橡胶悬置和液压悬置两大类<sup>[1]</sup>. 在我国, 重型矿用电动轮自卸车的发动机悬置系统参数优化设计仍处于初级阶段, 国外研究人员在这些方面做了很多的研究, 也取得了一定的减振效果. 由于橡胶悬置具有良好的消音、隔振和缓冲能力, 并且性能稳定, 制造方便、易于成型, 使用寿命长等特点, 所以在设计重型自卸车隔振系统时都使用橡胶悬置<sup>[2]</sup>.

湘电集团生产的 300 t 重型矿用自卸车是我国首次生产, 所以只能根据发动机的装车实际情况来设计悬置系统, 这样才能起到较好隔振效果. 而其发动机橡胶悬置的理论研究和优化设计, 对降低车辆的振动噪声, 提高使用寿命, 有着及其重要的意义.

### 1 车辆采用的隔振原理

300 t 重型电动轮自卸车的发动机隔振方法主要是采用积极隔振的方法来达到整车减振的效果, 即通过在发动机和支架之间加装橡胶隔振器作为弹性支承降低发动机振动对车辆整体的冲击来实现的<sup>[3-4]</sup>.

弹性支承的主要作用在于: 由于它具有一定的刚度, 所以在振动时有一个和振动位移成正比的恢复力; 由于它又具有一定的阻尼, 所以在振动时又有一个和振动速度成正比的阻尼力. 因此在积极隔振中可利用到支架上的这两种力的矢量和, 也使传递到支架上的传递力变小, 然而周期性的往复扰动力则由发动机振动时的惯性力部分的或者绝大部分的抵消, 从而使之达到隔振的效果. 积极隔振的基本原理如图 1 所示.

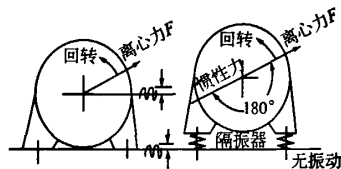


图 1 积极隔振机理图

Fig. 1 Active vibration isolation mechanism

收稿日期: 2010-12-13; 修回日期: 2011-02-28

基金项目: 湖南省科技重大专项计划项目 (2010FJ1003)

通信作者简介: 唐华平 (1964-), 男, 湖南郴州人, 教授, 主要研究方向: 机械设计及理论、固体力学, Email: huapingt-csu@163.com.

## 2 隔振效果的理论计算

### 2.1 主要技术参数

#### (1) 前、后悬置布置

动力系统前、后减震垫布置如下图2所示,前端8个支撑点(每个支撑点包含两个串联的橡胶垫),后端2个支撑点。

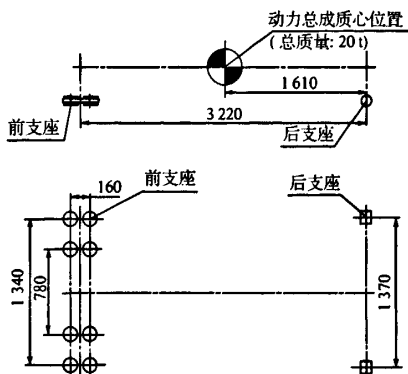


图2 前后悬置布置图

Fig.2 Before and after the engine-mount arrangement

#### (2) 前、后减震垫静、动刚度值

株洲时代有限公司现有成熟产品,其静刚度分别为:7 kN/mm,15 kN/mm,动刚度分别为:9.1 kN/mm,22.5 kN/mm。

#### (3) 激励频率

已知发动机的最大转速为1 900 r/min,则可以求得系统的最大激励频率:

$$f_{\max} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1\,900 \times 2\pi}{60} \times \frac{1}{2\pi} = 31.7 \text{ Hz} \quad (1)$$

### 2.2 理论计算

从图2可以看出,发动机质心基本在前后悬置中央,为简化计算,下面忽略质量惯性矩对系统产生的影响。由于垂向是本车辆隔振的重点研究方向,所以主要对垂向进行理论计算。由式(1)可知,转速越大,系统的激励频率也就越大,即发动机产生的振动也就越大,所以理论计算只考虑最大转速时的减振效果,其它转速下的振动效果在后面的仿真和实际测量中给予总结。

为了达到良好的隔振效果,设计要求的减振度大于80%,如(2)式所示:

$$I_i = \frac{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 2}{\left(\frac{f}{f_n}\right)^2 - 1} \times 100\% \geq 80\% \quad (i=1,2) \quad (2)$$

式中: $i$ 为扰动次数。

#### (1) 垂向振动固有频率:

$$\begin{aligned} \omega_{ny}^2 &= \frac{K_{yy}}{m} = \frac{\sum K_y}{m} \\ &= \frac{(9.1 \text{ kN/mm} \times 8 + 22.5 \text{ kN/mm} \times 2) \times 10^6}{20\,000 \text{ kg}} \\ &= 5\,890 \text{ s}^{-2} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{可得} \quad f_{ny} = \omega_{ny} / (2\pi) = 12.22 \text{ Hz} \quad (4)$$

$$\text{临界转速} \quad n_y = 60f_{ny} = 733.3 \text{ r/min} \quad (5)$$

#### (2) 垂直方向的减振度为:

一次扰动:

$$\begin{aligned} I_1 &= \frac{\left(\frac{f}{f_{ny}}\right)^2 - 2}{\left(\frac{f}{f_{ny}}\right)^2 - 1} \times 100\% = \\ &= \frac{\left(\frac{1\,900}{733.3}\right)^2 - 2}{\left(\frac{1\,900}{733.3}\right)^2 - 1} \times 100\% = 82.48\% > 80\% \end{aligned} \quad (6)$$

二次扰动:

$$\begin{aligned} I_2 &= \frac{\left(\frac{2f}{f_{ny}}\right)^2 - 2}{\left(\frac{2f}{f_{ny}}\right)^2 - 1} \times 100\% = \\ &= \frac{\left(\frac{3\,800}{733.3}\right)^2 - 2}{\left(\frac{3\,800}{733.3}\right)^2 - 1} \times 100\% = 96.12\% > 80\% \end{aligned} \quad (7)$$

由式(6)、式(7)可知,一次扰动和二次扰动全都满足减振要求,达到了预期效果。

## 3 利用 ADAMS 软件进行振动仿真

### 3.1 建立 ADAMS 仿真模型

300 t 电动轮自卸车拟采用康明斯 QSK60 发动机,发动机为16缸全电控式,缸径159 mm,冲程190 mm,发动机净重量9.3 t,预计支承总重量20 t。发动机仿真模型如图3所示。

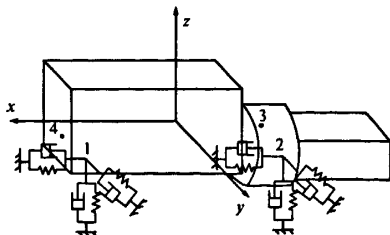


图3 发动机仿真模型

Fig.3 Engine simulation model

### 3.2 利用 Vibration 模块进行振动分析

振动仿真分析主要是在仿真模型的基础上,

在输入位置处定义激励,在输出位置处计算频响函数,通过对输出响应的分析,来决定系统振动性能方面的特性.在输入激励的位置称为输入通道,在计算响应的位置称为输出通道,振动模型建立的过程就是定义输入通道和输出通道,在输入通道上定义激励,在输出通道上计算振动响应<sup>[5]</sup>.

首先,在质心定义旋转离心力的大小,用以确定激励的方式.其次,在 4 个悬置的上下共 8 个位置建立输出通道.最后,进行仿真计算,在转速 900~1 900 r/min 范围内每隔 200 r/min 取一个数据点,并对得出数据进行上下对比如图 4 所示.

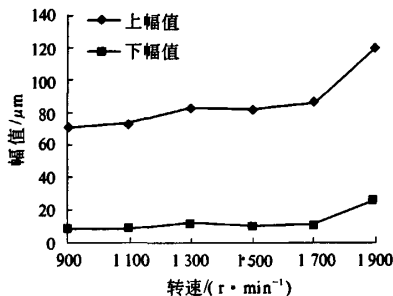


图 4 上下幅值对比曲线

Fig.4 Up and down fulcrum contrast curve

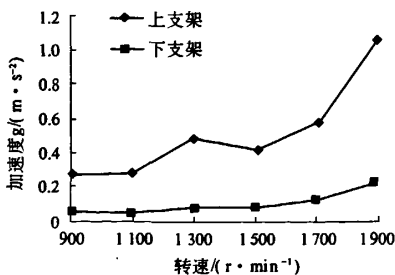
从图 4 中可以明显看出,随着转速的增加,振幅逐渐增大,趋势基本和理论计算一致.通过计算,得出模拟的减振效果为 83.73%,基本和理论计算相吻合.

#### 4 通过电测法对实际情况进行测试

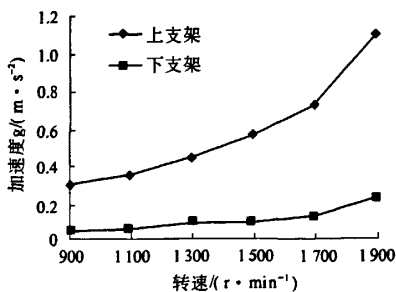
为了解橡胶隔振器在真实情况下的隔振效果,我们采用电测法对发动机各转速满载荷情况下的上下支架进行振动加速度信号采集,得出的实际减振效果与理论和仿真进行比较.

##### 4.1 测试结果

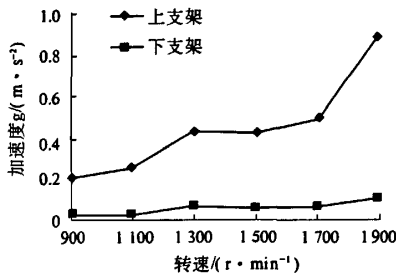
使用 LMS01 振动测试数据采集仪对橡胶隔振器的上下支架共 8 个测点进行加速度信号采集,得到 4 组加速度的均方根值的对比图如下图 5~8 所示.



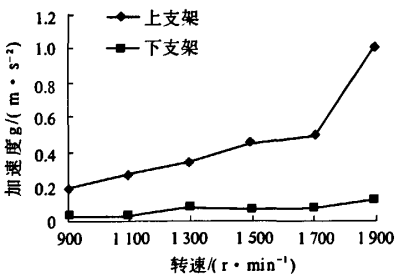
(a) 左前支点



(b) 右前支点



(c) 左后支点



(d) 右后支点

图 5 各支点均方根对比曲线

Fig.5 Each fulcrum RMS contrast curve

##### 4.2 隔振效果分析

根据单自由度隔振理论,悬置点处的振动可以反映传递到基础的力的大小,也就可以反映隔振设计效果的好坏,而均方根值可以反映周期信号的强度<sup>[6]</sup>,因此本次试验采用支承点处的振动加速度均方根值来表征整机振动的状况和隔振效果的好坏.通过计算得出本次试验的隔振效果如表 1 所示.

表1 不同转速下的各支点隔振效果表

Tab.1 Each fulcrum isolation effect in different rotating speed %

转速/ (r · min <sup>-1</sup> )	左前 支点	右前 支点	左后 支点	右后 支点
900	82.98	82.82	86.98	85.94
1 100	81.74	84.09	87.78	88.46
1 300	82.21	77.82	82.90	77.96
1 500	80.39	82.63	87.79	88.87
1 700	81.40	81.98	84.91	84.91
1 900	84.57	85.39	87.60	89.08

通过表1可以看出大部分支点的隔振效果都大于80%,满足隔振需求<sup>[7]</sup>。

## 5 结论

1) 通过理论计算和 ADAMS 仿真分析得到的结论与实验测试结果得出的结论基本一致,由此可以确信此种设计方法是可行的。利用 Vibration 模块方便进行振动的模拟和分析,起到缩短研发周期,降低实验成本的作用。

2) 用此方法设计出的隔振器在实际情况下的隔振效果超过80%,满足实际需求。

## 参考文献

- [1] 季晓刚,章应雄,唐新蓬.汽车动力总成悬置研究的发展[J].汽车科技,2004(1):4-6.
- [2] 万海如,段家典,唐新蓬.重型矿用电动轮自卸车的现状及发展[J].重型汽车,2001(4):16-22.
- [3] 赵涛.汽车动力总成悬置系统优化设计及软件开发[D].长春:吉林大学汽车工程学院,2005.
- [4] 严济宽.机械振动隔离技术[M].上海:上海科学技术文献出版社,1985.
- [5] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M].北京:国防工业出版社,2009.
- [6] 中华人民共和国国家技术监督局. GB/T10397—2003 中小功率柴油机振级评价[S].北京:中国标准出版社,2004.
- [7] 朱石坚,楼家俊.振动理论与隔振技术[M].北京:国防工业大学出版社,2006.

## Design and Research of Engine Vibration Isolation on 300 Tons Electric Wheels Truck

DONG Zhi<sup>1</sup>, TANG Hua-ping<sup>1</sup>, LEI Shao-min<sup>1</sup>, WANG Hai-bin<sup>1</sup>, ZHU Wei-nan<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China; 2. College of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China)

**Abstract:** Based on theoretical calculations of engine rubber mount for the isolation, the required parameters in the simulation analysis is determined, and the ADAMS simulation model is built. By using vibration simulation module, the model of vibration simulation is analyzed and the data reflecting the model of isolation effect is extracted. Electrical measurement method is used to test the practical effect of vibration isolation, and the comparison of with simulation results shows that the simulation results better reflect the real isolation effect. So it can be said that the description of the isolation design is feasible.

**Key words:** vibration isolation; ADAMS; simulation; electrical measurement method