

# 双层隔振系统模态匹配分析及其振动特性\*

孙玉华<sup>1</sup>, 董大伟<sup>1</sup>, 闫兵<sup>1</sup>, 孙梅云<sup>2</sup>, 高峰<sup>2</sup>

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都, 610031) (2. 唐山轨道客车有限责任公司 唐山, 063035)

**摘要** 针对出口内燃动车动力包的双层隔振问题, 根据双层隔振系统的结构参数, 建立双层隔振系统的有限元模型。对双层隔振系统进行了模态计算, 掌握了系统的频率特性。根据柴油机组激振力的频率特性, 定量对双层隔振系统进行模态匹配分析。对双层隔振系统进行谐响应计算, 准确判断构架和机组是否发生共振, 验证模态匹配的合理性。施加怠速工况下的各个激振力, 对双层隔振系统进行了强迫振动计算, 计算双层隔振系统的振动烈度和传递率。结果表明: 双层隔振系统的隔振性能良好, 能满足实际工程需求, 研究结果可为实际工程提供参考。

**关键词** 双层隔振系统; 有限元模型; 模态计算; 谐响应分析; 强迫振动计算; 振动烈度

**中图分类号** TB535; TH13

## 引言

双层隔振系统能够大幅度地衰减动力机械的结构振动, 在船舶、车辆以及一些对振动要求很高的场合得到了广泛应用<sup>[1-3]</sup>。在实际应用中, 由于双层隔振系统大多数情况下两者质心位置不重合, 隔振器安装位置基本不可调且相对于质心也不是对称布置, 这样系统的固有频率是耦合在一起的。在此情况下, 只有合理调节隔振器刚度, 使系统的固有频率最大限度地避开激振力频率, 实现双层隔振系统的固有频率与激振力频率的合理匹配, 尽量使系统解耦<sup>[4-5]</sup>。对于动力装置隔振性能的设计目标和评价指标尚无统一的标准, 目前采用较多的是动力设备的振动烈度和双层隔振系统的传递率<sup>[6-9]</sup>。通过控制动力设备的振动烈度等级和隔振系统的传递率来评价隔振效果。

笔者通过建立双层隔振系统的有限元模型对系统进行了模态计算。根据模态计算结果和机组激振力的频率, 定量判断系统模态匹配的合理性。通过对双层隔振系统进行谐响应计算, 准确判断机组和构架是否发生共振, 并且验证模态匹配的合理性。通过动力学数值计算可知, 柴油机发电机组在柴油机整个工作过程中, 怠速工况的振动烈度最大。施加怠速工况的激振力在双层隔振系统的有限元模型上, 计算系统的振动烈度和传递率, 通过振动烈度和传递率来评价隔振效果。

## 1 模型的建立

### 1.1 机车双层隔振系统

内燃动车上典型的双层隔振系统如图 1 所示, 其动力总成包括柴油机和发电机, 它们通过连接套连接在一起构成柴油发电机组。机组通过隔振器与公共构架连接组成一级隔振系统。其他附属设备包括消音器、水箱、油箱和空滤器, 它们与公共构架刚性连接, 冷却装置和静压泵通过隔振器与公共构架连接, 组成了典型的双层隔振系统。

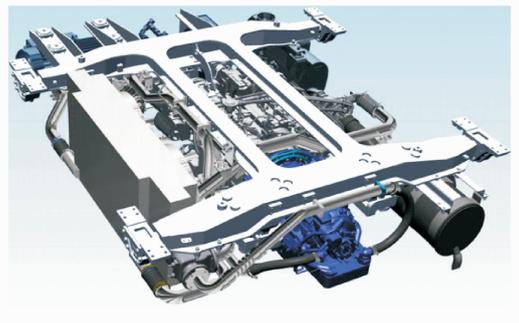


图 1 典型双层隔振图

Fig. 1 Typical two-stage vibration isolation graph

### 1.2 有限元模型的建立

研究表明, 柴油机和发电机的刚度很大, 在使用有限元 ANSYS 建模时可以作为刚体处理, 其方式

\* 牵引动力国家重点实验室自主研究课题资助项目(2011TPL-Z02)

收稿日期: 2012-07-13; 修回日期: 2012-09-28

为在柴油机和发电机质心位置处分别设置质量单元 Mass21, 通过定义单元实常数分别定义它们各自的质量和转动惯量。柴油机和发电机之间的连接套使用体单元 Solid45 划分网格。根据一级隔振器位置, 机组通过 5 个隔振器与公共构架相连接, 隔振器通过设置三向 Combin14 单元的实常数来设置其刚度和阻尼进行模拟。

公共构架使用 Shell63 划分网格, 其中不同板材厚度通过定义不同的单元实常数来模拟。二级隔振器安装位置是采用铸钢件和构架板材焊接, 由于公共构架板材件是用 Shell63 划分的网格, 铸钢件是用 Solid45 划分的网格, 它们的节点数和自由度数目不相等, 故这两处连接要使用接触单元, 以达到模拟实际焊接件之间连接的目的。

公共构架上连接的附属设备通过定义质量单元 Mass21 的实常数来分别定义它们的质量, 通过创建 rigid region 来模拟这些附属设备和公共构架之间的刚性连接。二级隔振器的创建类似一级隔振器。一级、二级隔振器的阻尼比为 0.1。冷却装置的创建类似机组, 创建好的双层隔振系统如图 2 所示。建模的总体坐标如图 2,  $x$  轴沿曲轴轴向,  $y$  轴为垂向,  $z$  轴为横向。

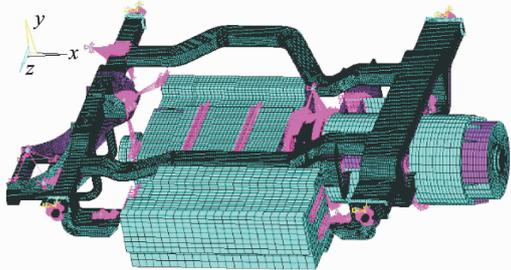


图 2 双层隔振系统有限元模型

Fig. 2 Finite element model of two-stage vibration isolation system

## 2 模态分析

为了给双层隔振系统的隔振设计提供基础参数, 必须掌握双层隔振系统的频率特性, 为此对系统进行了模态计算。由于有限元模型中有大弹性模量的材料, 因此必须设置壳单元 Shell63 的属性的 Keyopt(3)=2 激活更实际的平面内转动刚度, 否则计算的模态频率不正确。表 1 为双层隔振系统的模态计算结果和主要模态振型。

表 1 模态计算结果和主要振型

Tab. 1 Modal calculation results and main mode shape

阶数	$f/\text{Hz}$	双层隔振系统主要振型
1	1.95	冷却装置 $\alpha$ 方向转动
2	3.44	整体 $z$ 方向平动
3	5.64	整体 $\gamma$ 方向转动
4	5.94	静压泵 $x$ 方向平动
5	6.11	静压泵 $z$ 方向平动
6	6.20	机组 $\gamma$ 方向转动与静压泵 $x$ 方向平动和 $y$ 方向转动
7	7.51	静压泵 $z$ 方向平动、机组 $\beta$ 方向转动、冷却装置 $y$ 方向平动
8	7.80	冷却装置 $y$ 方向平动、机组 $\gamma$ 方向转动
9	7.99	冷却装置 $x$ 方向平动、机组 $\gamma$ 方向转动
10	8.72	冷却装置 $x$ 方向平动、机组 $\gamma$ 方向转动、静压泵 $y$ 方向平动
11	11.22	机组 $\alpha$ 方向转动、冷却和静压泵 $x$ 方向平动、构架 $z$ 方向平动
12	12.18	构架 $\alpha$ 方向转动和冷却和静压泵 $y$ 方向平动
13	12.73	静压泵 $\beta$ 方向转动
14	12.77	静压泵 $\beta$ 转动、冷却装置 $y$ 方向平动
15	14.24	冷却装置 $\beta$ 方向转动
16	17.91	机组 $\alpha$ 方向转动、构架 $z$ 方向平动和冷却装置 $\beta$ 方向转动
17	20.34	静压泵 $\gamma$ 方向转动
18	20.77	冷却 $\gamma$ 转动和构架 $\beta$ 方向转动
19	21.62	冷却 $\gamma$ 转动、机组 $\alpha$ 方向转动和构架 $\gamma$ 方向转动
20	22.71	冷却 $\gamma$ 转动、构架 $y$ 方向平动和静压泵 $\gamma$ 方向转动
21	24.97	冷却 $\gamma$ 转动、构架 $\gamma$ 方向转动和静压泵 $y$ 方向平动
22	27.35	冷却 $\gamma$ 转动、构架 $x$ 方向平动和静压泵 $\gamma$ 方向转动
23	34.73	构架 $\gamma$ 方向转动
24	35.47	构架 $\alpha$ 方向转动

## 3 双层隔振系统模态匹配分析

为了分析双层隔振系统的各阶模态频率和机组的各个激振力频率成分是否相同而发生共振, 需要对双层隔振系统进行模态匹配分析。由于双层隔振系统各个部件的 6 个刚体模态中构架的最高模态频率为 35.47 Hz, 所以只分析机组激振力频率成分在 40 Hz 以内的频率是否和隔振系统的模态频率相匹配。

图 3 为模态匹配分析图。纵坐标 1~3 分别为机组沿倾倒地力矩方向、沿往复惯性力方向和离心惯性力方向的激振力频率; 4~7 分别为机组、构架、静压泵和冷却装置的固有频率。可以看出, 20 Hz 的往复惯性力和离心惯性力频率虽然与 20.34 Hz 的

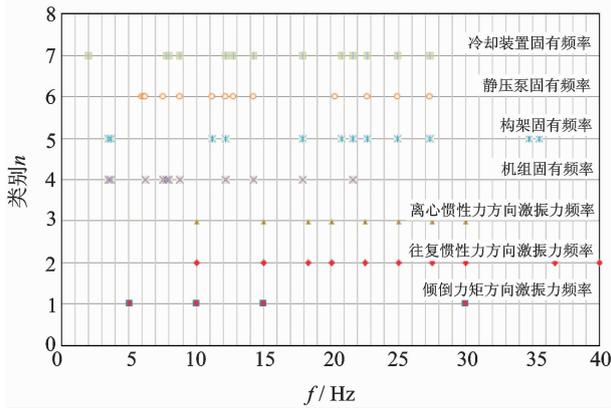


图 3 模态匹配分析图

Fig. 3 Modal matching analysis figure

静压泵固有频率很接近,但是其方向是  $\gamma$  方向,不会发生共振;22.5 Hz 的往复惯性力和离心惯性力频率虽然与 22.71 Hz 的静压泵、构架和冷却装置固有频率很接近,除构架外,其方向不和激振力相同,不会引起共振,由于 22.71 Hz 的固有频率不在共振“峰值点”,且离心惯性力方向的激振力幅值也很小,不会引起构架的强烈共振。27.5 Hz 的往复惯性力和离心惯性力频率虽然与 27.35 Hz 的静压泵、构架和冷却装置固有频率很接近,但其方向均不和激振力方向相同,不会引起系统共振。由此可见,双层隔振系统的模态频率和激振力频率达到了合理匹配。

## 4 谐响应分析

### 4.1 谐响应分析理论

利用谐响应分析计算稳态强迫振动,通用的运动方程<sup>[10]</sup>为

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

其中: $\mathbf{M}$ 为结构质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为结构的阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为结构的刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{u}}, \dot{\mathbf{u}}, \mathbf{u}$ 分别为加速度向量,速度向量和位移向量; $\mathbf{F}(t)$ 为激振力向量。

激振力为

$$\mathbf{F}(t) = F_{\max} e^{i\psi} e^{i\omega t} = (F_1 + iF_2) e^{i\omega t} \quad (2)$$

位移为

$$\mathbf{u} = u_{\max} e^{i\psi} e^{i\omega t} = (u_1 + iu_2) e^{i\omega t} \quad (3)$$

谐响应分析的运动方程为

$$-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{C} + \mathbf{K} \mathbf{u}_1 + iu_2 = F_1 + iF_2 \quad (4)$$

### 4.2 谐响应的作用

谐响应分析是用于确定线性结构在承受随时间按正弦规律变化的载荷时的稳态响应<sup>[11]</sup>,其目的是计算出结构在几种频率下的响应,并且得到一些响应值(通常是位移)对频率的曲线,从这些曲线可以找到

“峰值”响应,并进一步观察峰值频率对应的应力。

为了分析双层隔振系统机组和构架之间在激振力的激励下是否产生共振,对系统进行了谐响应分析。根据分析可知,6缸柴油机倾倒地矩方向的激振力幅值最大,而且柴油机的工作转速范围是600~1800 r/min,对应激振力的频率为10~30 Hz,对于6.0谐次,对应的激振力频率为180 Hz,因此笔者分析的谐响应频率为0~180 Hz。在倾倒地矩方向施加的激振力矩幅值为3000 N·m,分析隔振系统在此频率范围内的共振情况。

### 4.3 结果分析

为了分析柴油机组的激振力是否引起双层隔振系统的强烈共振,需要对双层隔振系统进行模态匹配分析。对于双层隔振系统本身有12个刚体模态,冷却装置和静压泵各有6个刚体模态,在加上构架的弹性模态,因此相互耦合后可能引起共振的低阶模态有二十余个。同时柴油发电机组等动力装备又会产生倾倒地矩、往复惯性力和离心惯性力等多方向宽频率的激振力(矩)。因此,当柴油发电机组等动力装备在较大转速范围内变化时,多方向的宽频激振力(矩)不可避免地会引起某些模态的共振。结合激振力(矩)特性进行模态匹配分析的目的是分析是否存在主要激振力(矩)引起的强烈共振。

在此,结合双层隔振系统的模态计算结果和谐响应结果,对倾倒地矩( $\alpha$ )方向做模态匹配分析。

在柴油机怠速正常运行工况,其倾倒地矩方向激振频率为30 Hz,双层隔振系统机组 $\alpha$ 方向的频率为11.22 Hz和17.91 Hz,构架的 $\alpha$ 方向频率为35.47 Hz,基本避开了共振频率。柴油机900 r/min以上的工况正常运行,倾倒地矩方向激振频率已大于45 Hz,已远高于上述固有频率。从图4机组上测点(选择远离质心相对振动较大的位置)谐响应计算结果可以看出,其“峰值”频率约为8 Hz和11 Hz,机组 $\alpha$ 方向17.91 Hz的频率和构架35.47 Hz的频率不会出现共振现象。从图5构架上二级隔振器处的谐响应结果可以看出,构架的 $\alpha$ 方向其“峰值”频率约为11 Hz,30 Hz频率不在主要“峰值”上。受到系统稳定性和构架结构的限制,20 Hz至40 Hz间不可避免地会存在一些模态,但观察这些模态的振型会发现,这时机组相对振幅已很小,倾倒地矩输入系统的振动能量有限,不会引起系统的严重共振,机组振动烈度和传递到隔振器的动反力也较小。

在极端的柴油机怠速故障工况,其倾倒地矩方向激振频率分别为5,10,15和30 Hz,双层隔振系统机组 $\alpha$ 方向的频率为11.22 Hz和17.91 Hz,构架的 $\alpha$ 方向频率为35.47 Hz,也基本避开了共振频

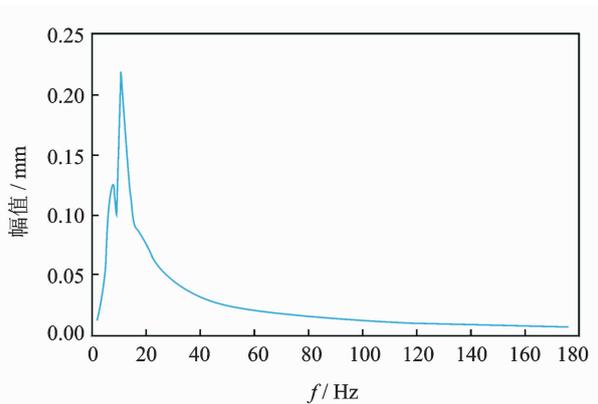


图4 机组谐响应计算结果

Fig. 4 Harmonic response calculation result of unit

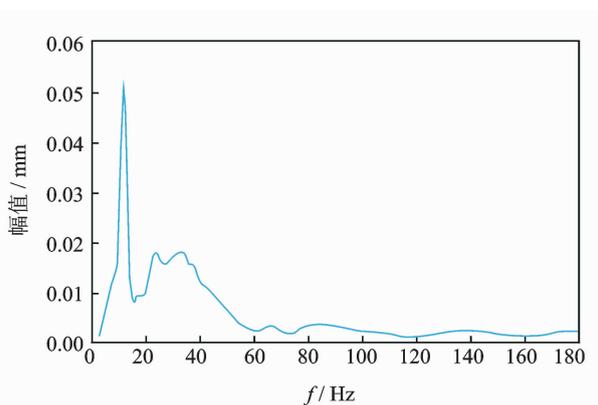


图5 构架谐响应计算结果

Fig. 5 Harmonic response calculation result of frame

率。11.22 Hz的固有频率与10 Hz激振频率较为接近,经过多次试调,由于受到系统稳定性、隔振器安装允许静变形量以及隔振效率多方面限制,11.22 Hz的固有频率难以调整到远低于10 Hz(这时系统稳定性、隔振器安装允许静变形量难以满足基本要求),或远高于10 Hz(这时高频隔振效率较低)的要求。而10 Hz激振频率已避开11.224 Hz的共振峰值,柴油机怠速故障工况并不常见且即使出现激振力矩幅值较小,一般不会引起系统强烈共振。值得注意的是,由于11.22 Hz的固有频率与10 Hz激振频率已较为接近,故在加工制作一级和二级隔振器时,其实际刚度值不能再偏小(刚度偏差按大于设计值取上偏差),以避免固有频率与激振频率更接近。试验表明:双层隔振系统中部件的刚体模态的阻尼比在0.084 2~1.46之间,说明本研究中隔振器的阻尼比选取基本合理,谐响应和强迫振动计算结果基本可靠。

## 5 强迫振动计算

为了分析机组的振动烈度和双层隔振系统的传

递率,必须对双层隔振系统的有限元模型施加激振力。根据动力学方法计算机组在8种工况下的振动烈度如表2所示,可以看出在怠速为600 r/min工况下机组的振动烈度最大。怠速为600 r/min工况下的激振力如表3所示。施加表3中的激振力于双层隔振系统的有限元模型上计算机组的振动烈度和系统的传递率。 $\alpha$ 方向(倾倒地力矩作用方向)传递率公式为 $J = M_x / M_0$ 。其中: $M_0$ 为激振力矩幅值, $M_x$ 为系统传递给基础的力矩幅值, $M_x = \sum (F_{y_i} z_i - F_{z_i} y_i)$ , $F_{y_i}$ ; $F_{z_i}$ 为第*i*个隔振器沿*y*方向和*z*方向上的动反力;对于双层隔振系统而言, $y_i$ , $z_i$ 是指二级隔振第*i*个隔振器沿*y*方向和*z*方向上与支撑构架质心的距离。

表2 动力总成在8个工况下的振动烈度

工况	600	900	1 100	1 200	1 350	1 500	1 650	1 800
烈度	15.65	8.11	6.48	7.92	7.76	7.99	8.27	8.49

表3 激振力计算结果

Tab. 3 Calculation results of exciting force

激振力(矩)	幅值	f/Hz
3.0阶倾倒地力矩/(N·m)	1 808.41	30
6.0阶倾倒地力矩/(N·m)	477.81	60
离心惯性力/N	13.06	10
离心惯性力矩/(N·m)	3.09	10
一阶往复惯性力/N	9.88	10
一阶往复惯性力矩/(N·m)	2.33	10
二阶往复惯性力/N	3.22	20
二阶往复惯性力矩/(N·m)	0.74	20
主电机离心惯性力/N	81.68	10
静压泵离心惯性力/N	1.57	10

强迫振动计算完成,按照机组上振动烈度的测点的布置位置,提取各个测点的振动速度时域曲线,根据振动烈度计算公式计算得到的振动烈度值为18.25 mm/s。这是由于考虑了构架以及柴油机和发电机之间连接套的柔性,其值大于完全刚体计算的值。振动烈度测点完全按照MAN公司柴油发电机组振动测点位置布置,其测点有两个布置在主轴承座上,其余5个测点布置在最大振动速度位置,且柴油机是卧式安装,与国标振动测点位置的布置和柴油机安装方式差异较大。在正常运行工况其振动烈度值在8 mm/s左右。在怠速工况振动烈度值虽大,但运行时间短。综合考虑以上因素,根据国标ISO2372振动质量评级标准,机组振动烈度的评价

等级为良好。从图6传递率曲线可以看出,经过2级隔振传递到基础的力已经很小,系统发生共振的频率为9.95 Hz和15.92 Hz,此时传递率只有0.11左右,在“非共振区”,传递率已经很小。以上研究表明,双层隔振系统的隔振性能较好,基本能满足实际工程隔振要求。

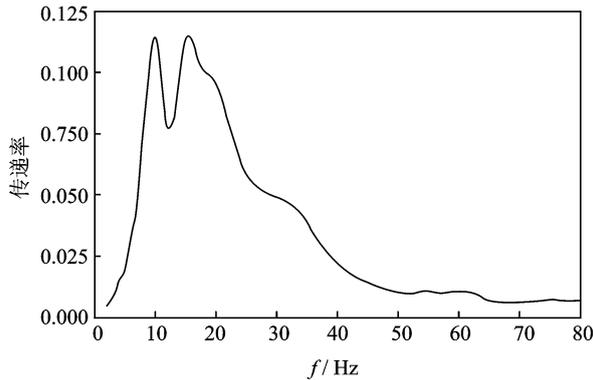


图6 传递率曲线

Fig. 6 Transmissibility curve

## 6 结 论

1) 从激振力频率和双层隔振系统模态计算结果可以看出,双层隔振系统模态频率基本完全避开了激振力频率,基本不会发生系统的强烈共振,模态匹配比较合理。

2) 谐响应计算结果进一步说明系统的模态匹配合理,隔振器刚度选择得当,双层隔振系统出现共振的概率很小。

3) 根据机组的振动烈度和双层隔振系统传递率的计算结果,较充分地说明笔者所研究的双层隔振系统的隔振性能良好,能够满足实际工程需求。

## 参 考 文 献

- [1] 杨义顺,陈端石,邹春平. 双层隔振系统结构参数改变对结构振动的影响[J]. 船舶工程,2004,26(6):43-47.  
Yang Yishun, Chen Duanshi, Zou Chunping. The effect of structure parameters change of two-stage vibration isolation system on structure vibration [J]. Ship Engineering, 2004, 26(6): 43-47. (in Chinese)
- [2] 段红杰,陶浩. 汽车双层隔振系统的随机振动隔离及参数优化[J]. 噪声与振动控制,2007,3:79-82.  
Duan Hongjie, Tao Hao. Random vibration isolation and parameter optimization on two-stage vibration isolation system in vehicle [J]. Noise and Vibration Control, 2007, 3: 79-82. (in Chinese)
- [3] Gupta S, Liu W F, Degrande G, et al. Prediction of vibrations induced by underground railway traffic in

Beijing [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 310 (3): 608-630.

- [4] 吕振华,范让林. 动力总成一悬置系统振动解藕设计方法[J]. 机械工程学报,2005,41(4):49-54.  
Lü Zhenhua, Fan Ranglin. Vibration decoupling design method of power assembly-mounting system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41 (4): 49-54. (in Chinese)
- [5] 时培成,李文江,丁芳. 基于振动传递率和能量解藕的悬置系统优化[J]. 先进制造工艺技术,2009,26(1):16-21.  
Shi Peicheng, Li Wenjiang, Ding Fang. Mounting system optimization based on vibration transmissibility and energy decoupling [J]. Advanced Manufacturing Technology, 2009, 26(1): 16-21. (in Chinese)
- [6] 王亚楠,吕振华. 以广义力传递率为目标的动力总成隔振悬置系统优化设计方法[J]. 机械工程学报,2011,47(11):52-58.  
Wang Yanan, Lü Zhenhua. Optimization design method of power assembly vibration isolation mounting system based on the objective of generalized force [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47 (11): 52-58. (in Chinese)
- [7] 刘付春,孙锁柱,杨士钦. 对某车型悬置系统振动传递率分析[J]. 合肥工业大学学报,2007,30:52-55.  
Liu Fuchun, Sun Shuozhu, Yang Shiqin. The analysis on some mounting system vibration transmissibility [J]. Hefei University of Technology, 2007, 30: 52-55. (in Chinese)
- [8] Cho S. Configuration and sizing design optimization of powertrain mounting systems [J]. International Journal of Vehicle Design, 2000, 24(1): 34-47.
- [9] 阙银昌,李珊,肖会勇. 最小传递率隔振系统的优化设计[J]. 噪声与振动控制,2008(5):25-27.  
Que Yinchang, Li Shan, Xiao Huiyong. Vibration isolation system optimization design based on minimum transmissibility [J]. Noise and Vibration Control, 2008 (5): 25-27. (in Chinese)
- [10] 白蔚,喻海良. 通用有限元分析 ANSYS 8.0 基础教程 [M]. 北京:清华大学出版社,2005:260-268.
- [11] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析 [M]. 北京:人民交通出版社,2009:509-511.



**第一作者简介:**孙玉华,男,1983年5月生,博士研究生。主要研究方向为车辆工程。曾发表《Research on riding quality of high speed train based on the rigid-flexible coupling model》(《2010 International Conference on Computer Engineering and Technology V5 Mechanical and Aerospace Engineering》2010, Vol. 5)等论文。

E-mail: syh240@163.com

