

文章编号:1006-1355(2015)03-0067-06

车下设备与车体接口双层隔振系统隔振参数研究

黄雪飞¹, 于金朋^{1,2}, 张丽博¹, 张立民²

(1. 唐山轨道客车有限责任公司, 河北 唐山 063035;
2. 西南交通大学, 成都 610031)

摘要:合理的隔振参数选择对于有效避免车体及附属设备的耦合共振至关重要。以某动车组车下吊挂设备为研究对象,分别计算出安装架、设备和风机的隔振器动刚度值,并建立安装架、设备和风机的静平衡方程,得到隔振器的静刚度值,并对选取的静刚度值进行了静平衡验证,结果表明所设计的隔振参数均能满足车体—设备的隔振需求。并对车体—设备主要部件进行模态匹配分析,结果表明车体—设备隔振器参数设计能够使设备部件之间以及与车体间不发生耦合共振。

关键词:振动与波;高速列车;车下设备;双层隔振系统;隔振参数

中图分类号:TH212;TH213.3

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.03.015

Study on Vibration Isolator Parameters of the Double-layer Vibration Isolation System of Body-equipment EMU

HUANG Xue-fei¹, YU Jin-peng^{1,2}, ZHANG Li-bo¹, ZHANG Li-min²

(1. Tangshan Railway Vehicle Co. Ltd., Tangshan 064000, Hebei China;
2. Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Reasonable choice of vibration isolation parameters is very important for avoiding the vehicle's body and additive equipment coupled resonance. In this paper, an EMU of hanging equipment was taken as an object for study. The dynamic stiffness of the vibration isolators of the mounting frame, equipment and fan was calculated. The static equilibrium equations of the mounting rack, the equipment and the fan were established, and their static stiffness values were obtained and verified by the static balance condition. The results show that the vibration isolation parameters in the vibration isolation design can meet the needs of the body-equipment isolation. Finally, the modal match between the body and the main equipment components was analyzed. Results of the analysis show that there is no coupling resonance among the equipment parts and the vehicle body with these body-equipment vibration isolator parameters.

Key words: vibration and wave; high-speed train; hanging equipment; double-layer vibration isolation system; vibration isolator parameter

随着高速列车速度和技术的提高,车体和附属设备承受的载荷越来越复杂,激励的频率成分也变得复杂^[1]。车载的电气、空调、制动控制等设备直接或间接悬吊在车体底架上,设备自身产生振动或受到外界激励引起的振动直接通过底架传递给车体,引起车体、设备整体或局部振动。从共振理论看,

如果外部激励频率与车体局部或车下设备吊挂装置固有频率相等将引起共振^[2,3]。已有的研究表明,若隔振参数选择不当,就容易使车体及其附属设备产生耦合共振,严重时会引起附属设备的疲劳破坏^[4-8]。本文研究车体—设备双层隔振系统隔振参数设计方法,研究结果对车辆双层隔振系统设计和工程应用有一定参考意义。

收稿日期:2015-01-17

基金项目:国家科技支撑计划课题(2013BAG24B02);

唐山市科技计划项目(14130250B)

作者简介:黄雪飞(1985—),女,河北唐山人,研究方向:车辆系统集成技术研究及车辆动态设计。

E-mail: huangxuefei@tangche.com

1 隔振设计理论

典型的双层隔振系统由上层质量系统、中间质量和他们之间的隔振器组成^[9]。双层隔振系统模型如图1所示。

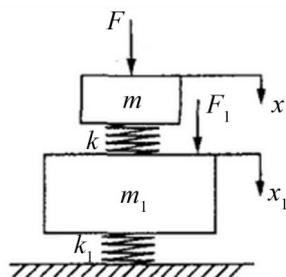


图1 双层隔振系统模型

其中 F 、 F_1 分别为作用在负载上的激励力和传递到基础上的力； m 、 m_1 分别为负载质量和基础质量； k 、 k_1 分别为隔振器弹簧刚度和基础的刚度； x 、 x_1

$$[C] = \begin{bmatrix} [C_{11}]_{6 \times 6} & -[C_{11}]_{6 \times 6} & 0 \\ -[C_{11}]_{6 \times 6} & [C_{11}]_{6 \times 6} + [C_{22}]_{6 \times 6} + [C_{33}]_{6 \times 6} & -[C_{33}]_{6 \times 6} \\ 0 & -[C_{33}]_{6 \times 6} & [C_{33}]_{6 \times 6} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_{11}]_{6 \times 6} & -[K_{11}]_{6 \times 6} & 0 \\ -[K_{11}]_{6 \times 6} & [K_{11}]_{6 \times 6} + [K_{22}]_{6 \times 6} + [K_{33}]_{6 \times 6} & -[K_{33}]_{6 \times 6} \\ 0 & -[K_{33}]_{6 \times 6} & [K_{33}]_{6 \times 6} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\{U\} = \{x_1, y_1, z_1, \alpha_1, \beta_1, \lambda_1, x_2, y_2, z_2, \alpha_2, \beta_2, \lambda_2, x_3, y_3, z_3, \alpha_3, \beta_3, \lambda_3\} \quad (5)$$

$$\{F\} = \sum_{l=1}^m \{F_l \cdot \sin(\omega_l t + \Omega_l)\} \quad (6)$$

式中 ω_l ——设备各阶扰动圆频率 ($l=1, 2, \dots, m$)

Ω_l ——设备第 l 阶扰动力相位角；

F_l ——设备第 l 阶扰动力幅值矢量；

$$\{F_l\} = \{F_{xl}, F_{yl}, F_{zl}, F_{al}, F_{bl}, F_{cl}, 0, 0, 0, 0, 0, 0\}^T$$

式中 F_{xl}, F_{yl}, F_{zl} 分别为作用在设备重心处沿参考坐标系 OX, OY, OZ 的第 l 阶扰动力的幅值； F_{al}, F_{bl}, F_{cl} 分别为作用在设备上使设备绕参考坐标系 OX, OY, OZ 转动的第 l 阶扰动力矩的幅值。

众所周知,使双层隔振系统产生耦合振动的主要原因是由于设备、安装架、风机之间存在惯性耦合和弹性耦合,前者取决于机组、框架、散热器的重心位置和主惯性轴的方向,后者取决于上、下两层弹性支撑的布置情况以及各子系统间刚度的匹配关系。

2 隔振参数设计

2.1 隔振系统模型

某动车组车下吊挂设备采用双层隔振系统,安装架与车体底部之间通过4个二级隔振器组相连接,设备与安装架之间通过13个一级隔振器组相连接。设备双层隔振系统示意图如图2所示。编号1-1到1-5分别表示设备一级1号-5号隔振器;编号1-6到1-9分别表示风机1一级6号-9号隔振器;编号1-10到1-13分别表示风机2一级10号-13号隔振器;编号2-1到2-4分别表示安装架二级1号-4号隔振器。

分别为负载和基础的位移; x_1' 为负载直接固定在基础上时基础的位移^[10]。

对于包含多个部件的车下设备双层隔振系统的振动可以用下列方程来描述

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F\} \quad (1)$$

式中的质量、阻尼和刚度矩阵均为18阶方阵,与之对应的加速度、速度、位移量也是18维的,具有下列形式

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_{11}]_{6 \times 6} & 0 & 0 \\ 0 & [M_{22}]_{6 \times 6} & 0 \\ 0 & 0 & [M_{33}]_{6 \times 6} \end{bmatrix} \quad (2)$$

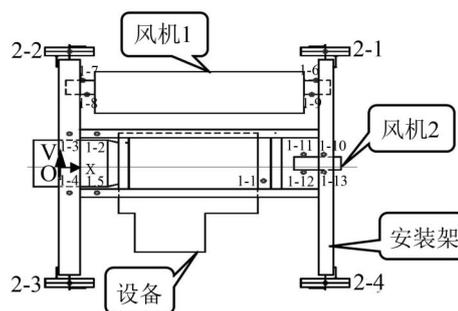


图2 设备双层隔振系统示意图

表1 主要隔振设备及其附件物理参数表

主要组成部分	质量/kg	惯量/kg·m ²		
		J_x	J_y	J_z
风机1	1 066	60	122	226
风机2	900	39	43	41
设备	2 100	120.9	876.1	993.9
安装架	910	604.10	1 032.24	1 604.43
二级减震器2-1	10	0	0	0
二级减震器2-2	10	0	0	0
二级减震器2-3	10	0	0	0
二级减震器2-4	10	0	0	0
附件	430	26.52	191.17	182.53

2.2 动刚度设计

通过对设备的质心位置和隔振器的安装位置分析,可知隔振器的安装位置相对设备质心沿总体坐标所在的3个惯性轴均不对称,且隔振器(1-1号)与其它隔振器不在同一高度。在这种复杂条件下,需要提出几种刚度设计方法,进行优选。

方法1:设备各隔振器选用相同刚度;

方法2:设备各隔振器刚度选用不同;

方法3:设备隔振器分为三组,其比例关系如表2。

方法1刚度设计,方便生产和更换维护,但是6个自由度的振动模态将严重耦合,会加剧系统的振动,此外,各隔振器的静压缩量也不同,设备会发生严重倾斜。方法2刚度设计,有利于解耦和静态平衡,但是隔振器的互换性较差,增加生产和维护难度。方法3刚度设计,既有利于提高解耦度,又能使设备处于静平衡状态,方便生产和维护^[11]。因此,本设计选用方案3进行设备的刚度设计。

表2 一级隔振器刚度分组

	一级隔振器编号				
	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5
纵向动刚度	$1.95 k_x$	k_x	k_x	$1.24 k_x$	$1.24 k_x$
横向动刚度	$1.95 k_y$	k_y	k_y	$1.24 k_y$	$1.24 k_y$
垂向动刚度	$1.95 k_z$	k_z	k_z	$1.24 k_z$	$1.24 k_z$

通过分析整个安装架质心的位置和安装架隔振器位置,可知隔振器的安装位置相对设备质心沿总体坐标所在的3个惯性轴均不对称,同样可以提出三种方法:

方法1:安装架各隔振器选用相同刚度;

方法2:安装架各隔振器刚度选用不同;

方法3:安装架隔振器分为两组,隔振器2-1和2-4刚度相等,隔振器2-2和2-3刚度相等。

方法1刚度设计,方便生产和更换维护,但是6个自由度的振动模态将严重耦合,会加剧系统的振动,此外,各隔振器的静压缩量也不同,设备会发生严重倾斜。方法2刚度设计,有利于解耦和静态平衡,但是隔振器的互换性较差,增加生产和维护难度。方法3刚度设计,可以改善设备静平衡,有利于提高解耦度,方便生产和维护。因此,采用方法3进行安装架隔振器刚度设计。

根据上述的方法,计算得出安装架、设备和风机的隔振器动刚度值如表3所示。

表3 设备隔振器动刚度表

隔振器编号	动刚度(N/mm)			
	纵向(x)	横向(y)	垂向(z)	
设备	1-1	3 206	1 603	2 004
	1-2	1 574	787	984
	1-3	1 574	787	984
	1-4	1 910	955	1 194
	1-5	1 910	955	1 194
风机	1-6	450	1 350	450
	1-7	450	1 350	450
	1-8	1 350	1 350	900
	1-9	1 350	1 350	900
安装架	2-1	3 134	627	2 194
	2-2	4 616	923	3 231
	2-3	4 616	923	3 231
	2-4	3 134	627	2 194

2.3 静刚度设计

(1) 分析方法

对模型进行分析,分别对各部件建立方程组。

对于安装架,受力如图3所示。

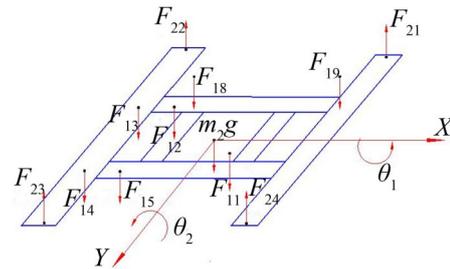


图3 安装架受力图

根据力和力矩平衡列方程,力的平衡方程如下

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} + F_{24} - F_{11} - F_{12} - F_{13} - F_{14} - F_{15} - F_{18} - F_{19} = m_2 g \quad (7)$$

以 F_{22} 和 F_{23} 所在直线为转动轴列出力矩平衡方程

$$F_{21}(l_{x21} - l_{x22}) + F_{24}(l_{x23} + l_{x24}) - F_{11}(l_{x11} + l_{x14}) - F_{12}(l_{x13} - l_{x12}) - F_{15}(l_{x14} - l_{x15}) - F_{18} l_{8x} - F_{19}(l_{8x} + l_{x38} + l_{x39}) = m_2 g(l_x + l_{x14}) \quad (8)$$

以 F_{23} 和 F_{24} 所在直线为转动轴列出力矩平衡方程

$$F_{21}(l_{y21} + l_{y24}) + F_{24}(l_{y21} + l_{y24}) - F_{11}(l_{y24} - l_y - l_{y11}) - F_{12}(l_{y23} - l_y + l_{y12}) - F_{13}(l_{y23} - l_y + l_{y12}) - F_{14}(l_{y23} - l_y - l_{y14}) - F_{15}(l_{y23} - l_y - l_{y15}) - F_{18}(l_{8y} + l_{y23}) - F_{19}(l_{9y} + l_{y23}) = m_2 g l_{y23} \quad (9)$$

根据二级隔振器共面条件列出几何协调方程

$$z_{21} - z_{22} - z_{23} + z_{24} = 0 \quad (10)$$

对于机组,受力如图4所示。

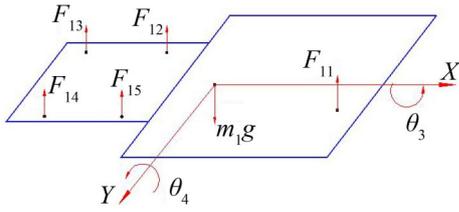


图4 设备受力图

根据力和力矩平衡列方程,力的平衡方程如下

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14} + F_{15} = m_1 g \quad (11)$$

以 F_{13} 和 F_{14} 所在直线为转动轴列出力矩平衡方程

$$F_{11} + ((l_{x11} + l_{x14}) + F_{12}(l_{x13} - l_{x12}) + F_{15}(l_{x14} - l_{x15})) = m_1 g l_{x14} \quad (12)$$

以 F_{14} 和 F_{15} 所在直线为转动轴列出力矩平衡方程

$$F_{11}(l_{y14} - l_{y11}) + F_{12}(l_{y12} + l_{y15}) + F_{13}(l_{y13} + l_{y14}) = m_1 g l_{y14} \quad (13)$$

根据一级隔振器共面条件列出几何协调方程

$$z_{14} - z_{15} - z_{12} + z_{13} = 0 \quad (14)$$

$$3.206z_{11} + 22.2525z_{12} - 22.9103z_{13} - 2.5471z_{14} = 07598 \quad (15)$$

对于风机1受力如图5所示。

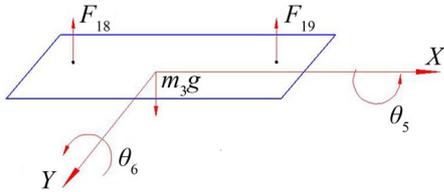


图5 风机受力图

根据力和力矩平衡列方程,力的平衡方程如下

$$F_{18} + F_{19} = m_3 g \quad (16)$$

以 F_{18} 和 F_{19} 所在直线为转动轴列出力矩平衡方程

$$F_{19}(l_{x38} + l_{x39} + x_{8x}) = m_3 g l_{8x} \quad (17)$$

在满足二级隔振器垂向变形量 5.0 mm~6.5 mm 以及一级隔振器垂向变形量 4.0 mm~5.0 mm 的条件下,求解方程组(7)~(17)。在全部解集中筛选出框架和机组的转动角度绝对值不小于 0.02 度且不大于 0.04 度的刚度组合工况,结果如图 6~图 10 所示。

由上图可见,满足转角 θ_1 和 θ_2 绝对值均不大于 0.01 度的刚度工况集合有 {0, 24}、{73, 169}、{240, 266}、{432, 482}、{504, 601}、{649, 697}、{768, 792}, 满足转角 θ_3 、 θ_4 和 θ_5 绝对值大于 0.01 度的刚度工况

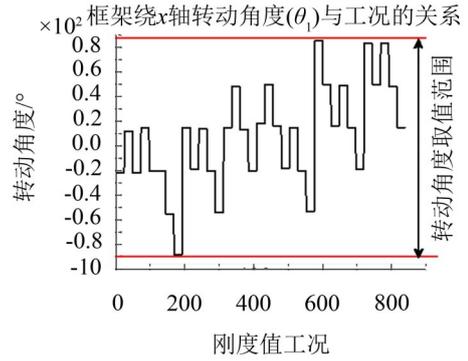


图6 安装架绕X轴转动角度与工况关系

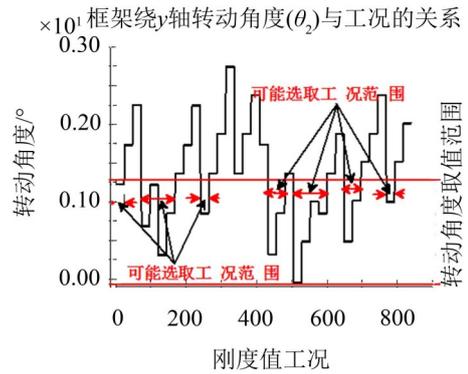


图7 安装架绕Y轴转动角度与工况关系

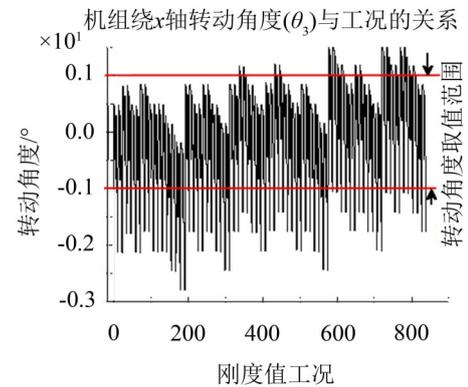


图8 设备绕X轴转动角度与工况关系

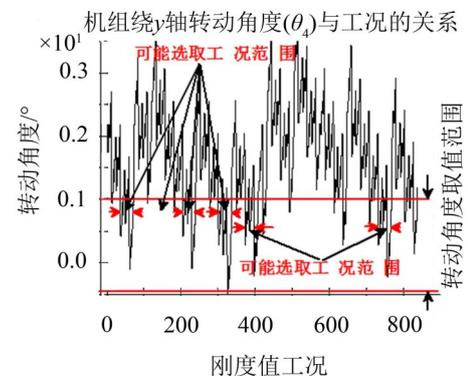


图9 设备绕Y轴转动角度与工况关系

集合有 {34, 71}、{205, 239}、{302, 336}、{371, 396}、{733, 769}。这些集合的交集为满足静平衡的为 {733, 769}。

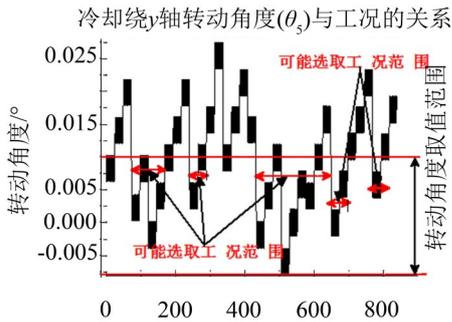


图10 风机1绕Y轴转动角度与工况关系

(2) 分析结果

由上述分析得到符合静平衡条件的垂向静刚度工况37个,最终选取的静刚度值见表4。

表4 静刚度设计选取的静刚度值 (N/mm)

隔振器	2-1	2-2	2-3	2-4	1-1
刚度值	1 350	2 025	2 025	1 339	1 246
隔振器	1-2	1-3	1-4	1-5	1-8
刚度值	600	600	464	454	574

结合3.2中动刚度设计结果,以各隔振器垂向动刚度作参考,动静比范围为1.57~2.57,选取动静比为1.6时,得到最终的静刚度值,见下表5(风机2质量较小,设计时将质量加在框架上,隔振器静刚度值不作单独设计)。

将选取的静刚度值进行静平衡验证见表6(取各刚体垂直向下为正位移方向)。

表5 刚度值计算结果

隔振器	二级				一级				风机		
序号	2-1	2-2	2-3	2-4	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-8	1-9
垂向动刚度/(N/mm)	2194	3231	3231	2194	2004	984	984	1194	1194	900	900
静刚度/(N/mm)	λ =1.6	1371	2019	2019	1371	615	615	746	746	562	562

表6 静平衡验证

隔振器	二级				一级				风机		
序号	2-1	2-2	2-3	2-4	1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-8	1-9
位移量/mm	3.886	5.844	5.657	3.699	5.176	5.196	5.164	5.164	5.196	3.875	3.623
偏转角/(°)	绕x向		绕y向		绕x方向				绕y向		绕y向
	-0.129 5		-0.145 6		0.007 528				0.022 02		0.021 45
刚度比1.6	最大压缩量:5.844				最大压缩量:5.196						
偏差分析/mm	最小压缩量:3.699				最小压缩量:5.164						偏差范围:
	压缩量最大偏差:0~2.145				压缩量最大偏差:0~0.032						0~0.252
调整措施	需要调整				无需调整						无需调整
调整后压缩量	/				/						/

λ :动刚度与静刚度的比值, $\lambda = \frac{k_d}{k_j}$ (k_d —动刚度, k_j —静刚度)。

3 设备与车体固有频率匹配分析

为了避免车体与设备发生耦合共振,对车体和安装架和设备进行了模态匹配分析,车体与框架的模态匹配图如表7。

车体底架弯曲和车体1阶垂弯可能和安装架的沉浮和弯曲发生耦合共振。然而,车体底架弯曲固有频率为9 Hz,车体1阶垂弯固有频率为10.35 Hz,这两个频率与安装架的沉浮频率15.79 Hz、安装架

横梁垂弯频率41.16 Hz和侧梁垂弯频率78.70 Hz相差较大,安装架与车体底架弯曲和车体1阶垂弯振型不发生耦合共振。车体的1阶扭转频率13.57 Hz、2阶扭转频率16.65 Hz和3阶扭转频率23.98 Hz和安装架侧梁反剪可能发生耦合共振,而侧梁反剪固有频率值频率38.90 Hz远高于频率23.98 Hz,不与车体发生耦合共振。车体的1阶横弯、2阶横弯和3阶横弯和安装架横移可能发生耦合共振,其中车体1阶横弯频率13.57 Hz和框架横移频率22.96 Hz相差较大,但是车体2阶横弯频率20.84 Hz和3阶横弯频率23.98 Hz与安装架横移频率23.03 Hz较为接近,容易发生耦合共振。

表7 车体与安装架的模态频率/Hz

安装架 车体	1阶 沉浮	2阶 摇头	3阶 横移	4阶 纵移	5阶 点头	6阶 侧滚	7阶 侧梁反剪	8阶 横梁垂弯	9阶 侧梁垂弯
1阶	15.79 9	17.51 9	23.03 9	24.15 9	27.22 9	28.91 9	38.90 9	41.16 9	78.70 9
2阶	15.79 10.35	17.51 10.35	23.03 10.35	24.15 10.35	27.22 10.35	28.91 10.35	38.90 10.35	41.16 10.35	78.70 10.35
3阶	15.79 13.57	17.51 13.57	23.03 13.57	24.15 13.57	27.22 13.57	28.91 13.57	38.90 13.57	41.16 13.57	78.70 13.57
4阶	15.79 16.65	17.51 16.65	23.03 16.65	24.15 16.65	27.22 16.65	28.91 16.65	38.90 16.65	41.16 16.65	78.70 16.65
5阶	15.79 17.57	17.51 17.57	23.03 17.57	24.15 17.57	27.22 17.57	28.91 17.57	38.90 17.57	41.16 17.57	78.70 17.57
6阶	15.79 20.80	17.51 20.80	23.03 20.80	24.15 20.80	27.22 20.80	28.91 20.80	38.90 20.80	41.16 20.80	78.70 20.80
7阶	15.79 23.98	17.51 23.98	23.03 23.98	24.15 23.98	27.22 23.98	28.91 23.98	38.90 23.98	41.16 23.98	78.70 23.98
8阶	15.79 25.81	17.51 25.81	23.03 25.81	24.15 25.81	27.22 25.81	28.91 25.81	38.90 25.81	41.16 25.81	78.70 25.81
9阶	15.79 27.52	17.51 27.52	23.03 27.52	24.15 27.52	27.22 27.52	28.91 27.52	38.90 27.52	41.16 27.52	78.70 27.52
10阶	15.79 29.69	17.51 29.69	23.03 29.69	24.15 29.69	27.22 29.69	28.91 29.69	38.90 29.69	41.16 29.69	78.70 29.69

4 结语

(1) 建立了某动车组车下设备双层隔振系统模型,分别计算得出安装架、设备和风机的隔振器动刚度值,并建立安装架、设备和风机的静平衡方程,得到隔振器的静刚度值,并对选取的静刚度值进行了静平衡验证,结果表明所设计的隔振参数均能满足车体—设备的隔振需求;

(2) 以上述设计的参数为基础,对车体—设备主要部件进行模态匹配分析,结果表明:车体—设备隔振器参数设计能够满足设备部件之间以及与车体间不发生耦合共振。

参考文献:

- [1] 吴会超, 鄂平波, 曾京, 等. 车下设备对车体振动的影响[J]. *交通运输工程学报*, 2012, 12(5): 50-56.
- [2] 季文美, 方同, 陈松淇. *机械振动*[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
- [3] 余成波, 何怀波, 石晓辉. *内燃机振动控制及应用*[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
- [4] 李原辉. 高速列车模态匹配与悬挂参数分析研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [5] 孙梅云, 曾锐, 孙玉华, 等. 内燃动车动力总成隔振性能分析[J]. *噪声与振动控制*, 2014, 34(2): 89-93.
- [6] 胡甫才, 蔡勇, 钟庆敏, 等. 柴油发电机组双层隔振的分析与试验研究[J]. *噪声与振动控制*, 2007, 27(4): 10-13.
- [7] 张勇, 欧健, 杨鄂川. 动力总成悬置系统优化隔振性能的实践[J]. *噪声与振动控制*, 2012, 32(1): 62-66.
- [8] 郝建华. 铁道客车系统隔振分析及悬挂参数优化[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
- [9] 孙玉华, 董大伟, 闫兵, 等. 双层隔振系统有限元建模方法探讨[J]. *机械设计与制造*, 2013, 1(1): 244-247.
- [10] 段小帅, 梁青, 陈绍青, 等. 双层隔振系统隔振效果评价与试验[J]. *振动、测试与诊断*, 2010, 30(6): 58-62.
- [11] 张国庆, 巨建民. 轨道车辆动刚度计算方法研究[J]. *科技创新与生产力*, 2010(197): 69-72.