

双层隔振系统解耦优化研究^{*}

孙玉华, 董大伟, 闫兵, 潘延亮, 武俊达

(西南交通大学机械工程学院 成都, 610031)

摘要 针对某型出口内燃动车柴油发电机组动力包的双层隔振系统解耦优化问题, 经分析认为, 一级、二级隔振器的刚度是影响双层隔振系统解耦的主要因素。根据双层隔振系统解耦理论和解耦原则, 确定一级、二级隔振器的刚度; 按照公共构架、车体主要模态频率的变化范围确定一级、二级隔振器刚度的可能取值; 利用 Matlab 编程, 对可能刚度方案进行排序。以双层隔振系统 12 自由度综合解耦度最大、绕曲轴方向的 α 解耦度最大、机组的振动烈度最小和二级隔振器安装位置的动支反力最小为优化目标进行编程, 来比较由解耦理论和原则确定的刚度和优化刚度的综合隔振效果。结果表明, 根据隔振解耦理论和原则得出的隔振器刚度综合隔振性能较好, 但不是最优的。优化的刚度方案可为实际工程提供参考。

关键词 双层隔振; 解耦; 振动烈度; 动支反力; 隔振性能

中图分类号 TB535

引言

在船舶、汽车、机车以及工程机械等领域, 内燃机是用途最广泛的热能动力机械。随着内燃机的轻型、高速大功率化的设计, 其对基础的耦合振动问题日益严重^[1]。人们对振动噪声控制的要求越来越高, 使内燃机的振动控制问题成为研究热点^[2-3]。由于双层隔振系统能够大幅度地衰减动力机械的结构振动, 目前已在船舶、车辆以及一些对振动要求较高的场合得到了应用^[4-6]。由于大多数双层隔振系统, 质量分布不均匀, 两者重心也不在同一铅垂线上, 而且隔振器位置相对于惯性轴不对称, 这种隔振系统的 12 个固有频率是耦合在一起的, 给振动控制带来了困难。因此, 必须对其耦合特性进行分析, 寻找合适的解耦方法。

振动系统的数学模型建立以后, 控制目标的选取直接体现了对振动控制的不同要求。这个目标可以是因振动而引起的应力水平, 也可以是稳定性裕度、传递率、插入损失和振级落差^[7]。应根据实际问题的不同和实际工程要求而异。结合工程实际, 文中选取双层隔振系统 12 自由度综合解耦度最大、绕机组曲轴方向的 α 解耦度最大、机组的振动烈度最小和二级隔振器安装位置的动支反力最小为优化目

标, 通过综合隔振性能最优来选取隔振器刚度方案, 为实际工程应用提供基础数据, 因此文中的研究具有重要的工程应用价值。

1 双层隔振系统解耦影响因素分析

1.1 双层隔振系统介绍

结合具体工程项目, 该双层隔振系统的结构如图 1 所示。动力总成吊装在动车组动车车体下方, 柴油发电机组、柴油机空气冷却装置、进气滤清器、排气消音器、静液压泵组和膨胀水箱以及各系统之间的连接管路共同集成在一个公用构架上, 构成动车组的动力总成。

动力总成采用双层隔振系统, 柴油发电机组是动力总成中的主要激振源, 通过 5 个橡胶隔振器安装在公用构架上; 公用构架通过 4 个橡胶隔振器安装在动车车体下方, 共同组成双层隔振系统。

1.2 双层隔振系统解耦目的

对于双层隔振系统的 12 个刚体模态, 它们在通常情况下是耦合在一起的。提高隔振性能最有效的方法之一就是消除或者至少减小系统中坐标之间的耦合。这将简化系统自然频率的计算并使不同的设

^{*} 牵引动力国家重点实验室自主研究课题重点资助项目(2011TPL_Z02)

收稿日期: 2012-04-18; 修回日期: 2012-05-28

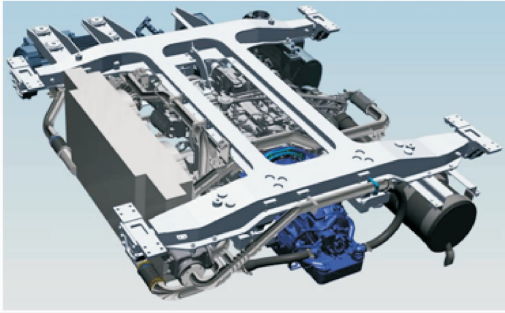


图1 双层隔振系统三维图

Fig. 1 Three-dimension graph of two-stage vibration isolation system

计参数对自然频率和模态的影响变得更清晰,如果特定的振动模态之间不产生耦合,就可以提高系统的隔振性能。

1.3 影响因素分析

影响双层隔振系统解耦的因素有一级、二级隔振器的安装位置、一级机组的质心位置和中间质量的质心位置。要使双层隔振系统12自由度能完全解耦,必须使一级、二级隔振器安装位置相对于惯性轴完全对称,而且一级、二级质量质心位置重合且相对于惯性轴也完全对称。但是实际中这些条件不可能完全满足,这就需要根据实际问题,分析能使双层隔振系统尽可能解耦的主要因素,针对这些因素提出相应的解耦策略。

笔者所研究的双层隔振系统一级有5个隔振器,如图2所示。其中,1号隔振器与其他4个隔振器不在同一高度,而且1号、2号、3号隔振器和4号、5号隔振器相对于惯性轴也不是对称布置。而且柴油机发电机组的质心位置和支撑机组的公共构架的质心位置不在同一垂线上,由于所研究的双层隔振系统一级5个隔振器位置不可调、机组质心和构架的质心位置不重合,而且隔振器位置相对于惯

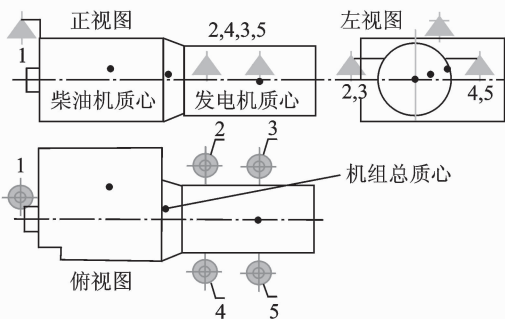


图2 一级隔振系统简图

Fig. 2 Diagram of the first vibration isolation system

性轴也不对称。所以只能通过调节一级、二级隔振器的刚度来达到使振动尽量解耦的目的。因此,寻找最优的隔振器刚度方案是解耦的关键和重点内容。

2 解耦理论和解耦原则

2.1 解耦理论

一般双层隔振系统的振动可用下列方程来描述^[8]

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

其中的质量、阻尼和刚度矩阵均为12阶方阵,与之对应的加速度、速度、位移量也是12维的,具有下列形式

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

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

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

$$\mathbf{U} = [x_1, y_1, z_1, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1, x_2, y_2, z_2, \alpha_2, \beta_2, \gamma_2]^T \quad (5)$$

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

其中: ω_l 为机组各阶扰动圆频率($l=1, 2, \dots, m$); Ω_l 为机组第 l 阶扰动力相位角; F_l 为机组第 l 阶扰动力幅值矢量。

$$F_l = [F_{xl}, F_{yl}, F_{zl}, F_{\alpha l}, F_{\beta l}, F_{\gamma l}, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T$$

其中: F_{xl}, F_{yl}, F_{zl} 分别为作用在机组重心处沿参考坐标系 Ox, Oy, Oz 的第 l 阶扰动力的幅值; $F_{\alpha l}, F_{\beta l}, F_{\gamma l}$ 分别为作用在机组上使机组绕参考坐标系 Ox, Oy, Oz 转动的第 l 阶扰动力矩的幅值。

众所周知,引起双层隔振系统产生耦合振动的主要原因是由于机组存在惯性耦合和弹性耦合,前者取决于机组、中间基座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。

2.2 解耦原则

对于双层隔振系统,要降低双层12个自由度的耦合度,首先要使单级隔振系统尽量解耦。二级隔振系统的各隔振器刚度需一致,且安装位置不可调,故优化余地不大。一级隔振系统,虽安装位置确定,但各隔振器刚度可不一致,因此一级隔振可通过隔振器刚度的匹配,进行解耦优化。在隔振器安装位置相对惯性轴不对称的情况下,需通过隔振器刚度

的匹配,做到隔振器弹性力对称布置。

研究表明,如果 4 号、5 号隔振器各向刚度应为另 3 个隔振器刚度的 0.68 倍,这样可使刚度系数 $k_{xy}, k_{yx}, k_{yy}, k_{yy}, k_{\alpha z}, k_{\alpha x}, k_{\beta z}, k_{\beta y}$ 约为 0。

为降低主要激励倾倒地矩方向的频率和耦合度,在隔振器垂向刚度一定的情况下,应在水平方向选较小的刚度。

2.3 一级隔振器刚度的初选

按照隔振器刚度特性,机组垂向频率控制在 8 Hz 附近。根据机组总质量,垂向总刚度应为 6.5×10^6 N/m。确定垂向总刚度后,按照上述解耦策略,求得各隔振器各方向刚度如表 1 所示。

表 1 初选悬置刚度

Tab. 1 Originally selected mount stiffness

序号	初选悬置刚度/(kN·m ⁻¹)		
	X	Y	Z
悬置 1	2 500	1 200	1 500
悬置 2	2 500	1 200	1 500
悬置 3	2 500	1 200	1 500
悬置 4	1 700	816	1 000
悬置 5	1 700	816	1 000

2.4 二级隔振器刚度的初选

双层隔振系统耦合后,会产生 12 个自由度,二级隔振设计的目的:a. 根据激励频率特性、构架和车体模态特性,选择 12 个模态的频率范围;b. 降低 12 个模态相互间的耦合度。根据二级隔振器高硬度的产品(10-02379-01),其刚度如表 2 所示。考虑隔振器在负荷下的变形量,并参考二级隔振器刚度特性,隔振器 3 向刚度见表 3。

表 2 参考悬置刚度

Tab. 2 Mount stiffness referenced kN/m

纵向刚度	侧向刚度	垂直刚度
3 200	240	1 200

表 3 初选悬置刚度

Tab. 3 Originally selected mount stiffness

坐标	X	Y	Z
隔振器刚度/(kN·m ⁻¹)	3 000	400	2 000

3 隔振器刚度方案的确定

双层隔振系统,各隔振器的参数对隔振效果有至关重要的影响,所以,必须合理选择,并进一步优化其结果。以一级、二级隔振器的初选刚度值为基础,运用排列组合的方法,用 Matlab 编写程序,产生隔振器刚度的所有组合,以便考察各个组合情况下的隔振效果,从而获得优化结果。

双层隔振系统有 5 个一级隔振器,4 个二级隔振器,其中 4 个二级隔振器完全相同。依据一级隔振器的大小关系,可将其分三类进行分析,分别为一级 5 个隔振器刚度均相同、一级 5 个隔振器分两组和一级 5 个隔振器均不同三类,且每一大类又分为两个水平刚度相同和不同两小类,其刚度方案如表 4 所示,表中 a_1 为等差数列首项, a_n 为末项, d 为公差。

4 机组激励源特性分析

4.1 柴油机倾倒地矩

由于尚未得到该动力总成所用直列 6 缸柴油机各工况的示功图,故利用参考机型的气体切向力简

表 4 刚度方案分类

Tab. 4 Stiffness scheme classification

分类	方案	K_x, K_y 值	一级隔振器刚度/(kN·m ⁻¹)						二级隔振器刚度/(kN·m ⁻¹)						总方案		
			K_x			K_y	K_z			K_x			K_y			K_z	
等差数列			a_1	a_n	d			a_1	a_n	d	a_1	a_n	d	a_1	a_n		d
5 个均相同	①	$K_x = K_y$	1 000	3 000	100	与 K_x 同	800	2 000	100	3 000	4500	500	400	1 200	100	2 000	9 828
	②	$K_x \neq K_y$	1 000	2 600	100	$3 700 - K_x$	800	2 000	100	3 000	4 500	500	400	1 200	100	2 000	8 424
5 个分两组	③	$K_x = K_y$	1 000	3 000	100	与 K_x 同	800	2 400	100	3 000	4 500	500	400	1 200	100	2 000	12 852
	④	$K_x \neq K_y$	1 000	2700	100	$3 700 - K_x$	800	2400	100	3000	4500	500	400	1 200	100	2 000	11 016
5 个均不同	⑤	$K_x = K_y$	1 400	2 200	400	与 K_x 同	850	1 600	250	3 000	3 000	0	400	1 200	400	2 000	746 496
	⑥	$K_x > K_y$	2 700	2 100	300	$3 700 - K_x$	850	1 600	250	3 000	3 000	0	400	1 200	400	2 000	746 496
	⑦	$K_x < K_y$	1 000	1 600	300	$3 700 - K_x$	1 100	1 350	250	3 000	3 000	0	400	1 200	400	2 000	23 328
初选方案	⑧		2 500	2 500	0	1 200	1 500	1 500	0	3 000	3 000	0	400	400	0	2 000	1

谐系数表(PA6柴油机,法国热机学会提供),计算各工况简谐力矩。

4.2 柴油机惯性力(力矩)

曲柄均匀排列的直列6缸柴油机,其离心惯性力(力矩)及往复惯性力(力矩)理论上为零,但曲柄连杆机构的加工偏差会使曲柄连杆机构产生不平衡离心惯性力(力矩)及往复惯性力(力矩)。由于尚未得到该柴油机上述参数的公差范围,曲轴转角的公差依据^[9]取 $\pm 20'$;活塞质量的公差依据^[10]取 $\pm 7.5\text{ g}$;曲柄连杆机构回转质量误差一般接近于活塞的质量误差,其公差也取为 $\pm 7.5\text{ g}$ 。为考虑随机加工误差对柴油机平衡性能的影响,采用蒙特卡诺法对上述各主要加工偏差在对应公差范围内各随机产生 10^4 组参数,随机组合后按内燃机动力学公式^[11]计算多缸机各离心惯性力(矩)及往复惯性力(矩)。

4.3 其他设备离心惯性力

动力总成中还有主发电机、冷却风扇和静压泵等旋转设备,这些设备的转子有不平衡质量时,会产生离心惯性力。根据国际标准化协会的建议,可查各设备的动平衡精度,然后结合设备转子质量,计算旋转设备的离心惯性力。

4.4 计算结果

表5是柴油机在怠速工况 600 r/min , $600\text{ N}\cdot\text{m}$ 扭矩时,各缸做功均匀时激振力的计算结果。

表5 激振力计算结果

Tab. 5 Calculation results of exciting force

激振力(矩)名称	幅值	f/Hz
3.0阶倾倒地力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	1 808.41	30
6.0阶倾倒地力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	477.81	60
离心惯性力/N	13.06	10
离心惯性力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	3.09	10
一阶往复惯性力/N	9.88	10
一阶往复惯性力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	2.33	10
二阶往复惯性力/N	3.22	20
二阶往复惯性力矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	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

5 优化目标及结果

在对柴油发电机组隔振系统参数进行优化设计时,可以从多个角度提出不同的目标函数和约束条件,建立不同的数学模型。常见的柴油机发电机组

隔振系统优化设计的目标函数包括系统固有频率的合理配置及系统振动解耦、系统的振动烈度最小、支撑处的动反力最小等。文中以 α 方向解耦度、12自由度综合解耦度最大、机组振动烈度以及二级隔振器位置处的动反力最小为优化目标,根据表6中双层隔振系统的参数以及隔振理论和解耦原则,利用Matlab编制双层隔振系统解耦优化程序。根据第3节所确定的刚度方案和根据隔振理论和解耦原则初选的刚度方案,利用双层隔振系统解耦优化程序分别对上述4个优化目标进行计算,表7是优化结果,其中①~⑧分别对应确定的刚度方案和初选方案。

表6 双层隔振系统参数

Tab. 6 Parameters of two-stage vibration isolation system						
方向	柴油发电机组质量 2 580 kg			构架质量 862.22 kg		
	X	Y	Z	X	Y	Z
质心位置/m	0	0	0	-0.263	-0.177	0.186
惯量/($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	156.1	1 233.3	1 372.1	366.3	911.0	1 218.0
隔振器位置/m	-1.408	-0.098	0.298	-1.560	-1.083	0.332
	0.156	-0.308	0.174	0.606	-1.083	0.332
	0.606	-0.308	0.174	-1.560	1.167	0.332
	0.156	0.492	0.174	0.606	1.167	0.332
	0.606	0.492	0.174			

表7 各刚度方案优化结果

Tab. 7 Optimal results of all stiffness schemes

方案	优化目标	综合耦合度/%	α 耦合度/%	振动烈度/($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$)	支反力总和/N
①	综合耦合度	793	80.8	17.95	415
	α 方向耦合度	757	88.3	19.46	549
②	综合耦合度	815	82.3	18.50	766
	α 方向耦合度	685	87.9	18.92	494
③	综合耦合度	719	64.1	17.84	671
	α 方向耦合度	704	82.9	18.30	408
④	综合耦合度	732	73.0	17.83	413
	α 方向耦合度	659	82.7	18.65	462
⑤	综合耦合度	761	84.0	20.58	2 023
	α 方向耦合度	591	89.8	20.37	877
⑥	综合耦合度	813	83.9	18.85	512
	α 方向耦合度	749	91.2	20.01	671
⑦	综合耦合度	699	82.2	22.61	2 845
	α 方向耦合度	693	82.5	22.36	2 676
⑧	综合耦合度	740	70.7	18.66	353

对比方案①~⑧,从计算结果可以看出:方案①当 X, Y 取很小刚度, Z 也取很小刚度时,隔振性能较好;当刚度取正常范围时,支反力和振动烈度过大;但是当 X, Y 取很小刚度时,隔振系统稳定性不够,此方案不可取;方案②当 X 取最大, Y 取很小刚度, Z 也取很小刚度时,隔振性能较好;当 X, Y 取值

相反,支反力过大;方案③根据本方案和方案①的比较,可以得出分组比不分组好;方案④可以得出 X 、 Y 取不同值时,且 X 尽可能取大, Y 尽可能取小时,分组较好;方案⑤当三向刚度取值较小时,隔振性能才较好;方案⑥当 X 取最大, Y 、 Z 取最小隔振性能最好;方案⑦优化的刚度振动烈度和支反力很大,此方案不可取;方案⑧的计算结果可以看出,该方案隔振性能也可取,和方案④比较,其综合隔振性能相当,但以某一个优化目标做比较时,其又有各自的优势。

最后取方案⑧的刚度方案,施加上表4中的激振力计算结果于所建的双层隔振系统模型中,进行强迫振动计算,最后提取4个二级隔振器安装位置处的最大位移时域曲线如图3所示。从图中看出,二级隔振器安装位置处垂向位移最大值约为0.14 mm。

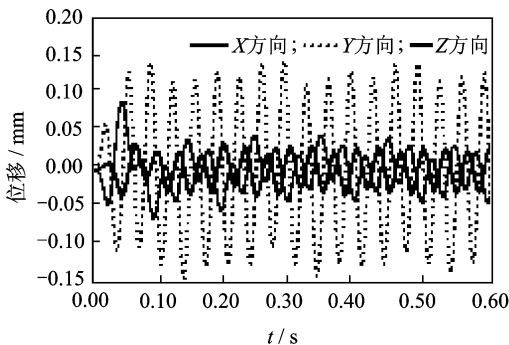


图3 位移时域响应曲线

Fig. 3 The displacement of time domain response curve

6 结论

1) 根据隔振理论和解耦原则计算的刚度是可行的,它虽然不是最优方案,但是可以节省隔振器刚度的选择时间,在对隔振要求不是很苛刻的场合可以使用该方法。

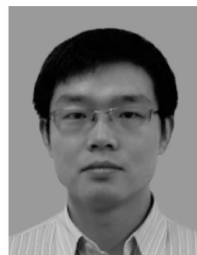
2) 在隔振器安装位置和上下两层质量质心位置相对于惯性轴都不对称的情况下,隔振器刚度相对于惯性轴分组综合隔振性能要好。

3) 在隔振器安装位置和上下两层质量质心位置相对于惯性轴都不对称的情况下,如果选择各个隔振器刚度都不相同,其综合隔振效果比分组稍差,而且隔振器刚度选择麻烦,优化费时,且安装维修不便,不建议使用该方案进行隔振器刚度的优化。

参 考 文 献

[1] 孙玲玲,宋孔杰.柴油机多支承隔振系统的功率流特性[J].内燃机学报,2003,21(4):249-252.
Sun Linlin, Song Kongjie. Power flow characteristics of diesel multiple supporting vibration isolation system [J]. Transactions of Csice, 2003, 21(4):249-252. (in

Chinese)
[2] Song Kongjie. Application of the matrix perturbation theory to the vibration isolation design[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1990, 3(2): 243-251.
[3] Sun Yuguo, Song Kongjie, Mao Yinghong, et al. Dynamic analysis of an active flexible suspension system [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(3): 606-610.
[4] 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)
[5] 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)
[6] 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.
[7] 宋孔杰,张蔚波,牛军川.功率流理论在柔性振动控制技术中的应用与发展[J].机械工程学报,2003,39(9):23-28.
Song Kongjie, Zhang Weibo, Niu Junchuan. The application and development of power flow theory in flexible vibration control technology [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(9):23-28. (in Chinese)
[8] 严济宽,沈荣瀛,周世雄.双层隔振系统解耦分析[J].中国造船,1991(4):64-74.
Yan Jikuan, Shen Rongying, Zhou Shixiong. Decoupling analysis of two-stage vibration isolation system [J]. Shipbuilding of China, 1991(4):64-74. (in Chinese)
[9] 中国机械工业联合会. GBT 23339-2009, 内燃机曲轴技术条件[S].北京:中国标准出版社,2009.
[10] 中国机械工业联合会. GBT 1148-2010, 内燃机铝活塞技术条件[S].北京:中国标准出版社,2010.
[11] 郑启福.内燃机动力学[M].北京:国防工业出版社,1991:32-64.



第一作者简介:孙玉华,男,1983年5月生,博士研究生。主要研究方向为振动控制技术。曾发表《高架铁路车站隔振技术研究》(《振动、测试与诊断》2013年第33卷第1期)等论文。
E-mail: syh240@163.com

