

# 用于管路的二重动力吸振器设计与试验\*

任志英<sup>1</sup>, 朱怀文<sup>1</sup>, 梁盛涛<sup>1</sup>, 何明圆<sup>2</sup>, 李 振<sup>2</sup>

(1. 福州大学金属橡胶与振动噪声研究所 福州, 360116)

(2. 福建福清核电有限公司 福清, 350318)

**摘要** 核发电机组中机械设备的振动会传递到与其相连的管路中, 容易发生管路失效与气体泄露等事故, 传统管路减振装置因管路布置复杂, 存在安装困难和减振效果不理想等问题。针对上述情况, 设计了一种结构简单且质量可调的二重动力吸振器(double dynamic vibration absorber, 简称 DDVA)。首先, 根据机组管路实际参数对该动力吸振器进行参数设计, 通过定点理论, 以位移振幅比为参考对动力吸振器不断迭代优化, 确定了 DDVA 的最优刚度与最优阻尼; 其次, 通过有限元仿真验证管路添加 DDVA 后的吸振效果, 并与单个动力吸振器(single dynamic vibration absorber, 简称 SDVA)的吸振效果进行比对; 最后, 通过台架试验对 DDVA 吸振效果进行了试验验证。结果表明, DDVA 将管路共振频率下的径向振动加速度降低了 65% 以上, 吸振效果达到 9 dB 以上, 这对于管路的吸振设计具有一定的工程指导意义。

**关键词** 核电管路; 动力吸振器; 二自由度; 有限元分析; 调频

**中图分类号** TB535

## 引 言

随着社会高速发展, 清洁能源的开发已成为必然的发展趋势, 核电得到了广泛应用。管路系统作为重要的液气传输通道, 在核发电机组中使用广泛。由于核发电机组恶劣的工作环境以及管路内部气体的脉动会造成管路共振, 影响核发电机组运行安全, 因此减小管路系统的振动已成为核电站发展的关键。

常规的管路减振是通过局部结构优化的方式进行控制, 在整体系统处于设计阶段时较为容易实施, 但当系统安装完成进入实际使用阶段, 由于安装条件与成本的原因, 该方法在管路上无法得以实施。

动力吸振器是一种对安装条件依赖相对较少的吸振方法<sup>[1]</sup>, 通过添加吸振结构, 将主系统的振动转移到吸振结构上, 以达到对主系统的振动控制。由于其结构简单、安装方便, 因此基于动力吸振的管路减振方法为有针对性地降低工作频率下的管路振动提供了重要思路<sup>[2]</sup>。

袁琦<sup>[3]</sup>提出了二重动力吸振器参数优化设计方案。贺辉雄<sup>[4]</sup>研究并比较了曲线拟合法、传统等效质量法的参数识别方法, 证明了曲线拟合法具有更好的识别精度。操瑞志等<sup>[5]</sup>分析了吸振器的阻尼比、吸振器与主系

统的质量比对减振效果的影响, 为吸振器参数设计提供了理论依据。文献[6-13]对动力吸振器在列车及汽车等方面的应用进行了研究, 说明吸振效果良好。

笔者基于动力吸振器的基本思想, 设计出一种可调频的二重动力吸振器, 通过调整动力吸振器质量, 使其吸振频率在一定范围内变化, 同时采用二重结构设计在一定程度上扩展其吸振频段, 以适应不同管路的吸振要求。由于金属橡胶具有优良的耐高温特性。因此笔者在二重动力吸振器的基础上, 加入金属橡胶作为阻尼元件, 以保证动力吸振器在高温下的吸振性能。通过仿真验证了该方案的有效性, 并搭建试验平台对其吸振性能进行测试。

## 1 动力吸振器动力学模型建立

单一动力吸振器的刚度与阻尼等参数为最优值时, 其在某一频率附近有较好的吸振效果。如果系统振动固有频率或者动力吸振器的刚度、阻尼等参数发生变化, 吸振性能会显著下降, 在质量比较小的动力吸振器上效果更加明显。为了提高吸振器的鲁棒性, 增加吸振器的工作频率范围, 笔者提出使用二重动力吸振器, 其具有鲁棒性好、对于参数变动不敏感的特

\* 国家自然科学基金资助项目(52175162, 51805086, 51975123)

收稿日期: 2022-07-19; 修回日期: 2022-09-29

性,同时其参数优化可通过定点理论进行推导<sup>[1]</sup>。

### 1.1 二重动力吸振器理论模型

笔者设计的二重动力吸振器理论模型如图1所示。将其安装在管路上,整体系统可简化为一个三自由度系统。由于管路通常阻尼极小,故将其省略。图1中: $m, k$ 分别为主系统的质量与刚度; $m_1, m_2$ 分别为2个动力吸振器的质量; $k_1, k_2$ 分别为2个动力吸振器的刚度; $c_1, c_2$ 分别为2个动力吸振器的阻尼; $x$ 为主系统位移; $x_1, x_2$ 分别为2个动力吸振器的位移; $u$ 为与管路连接的外部设备的强制位移。

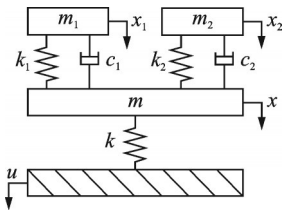


图1 二重动力吸振器理论模型

Fig.1 Theoretical model of dual dynamic vibration absorber

与管路连接的设备对管路进行加振时,系统的运动方程为

$$m\ddot{x} = k(u - x) - (k_1(x - x_1) + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1) + k_2(x - x_2) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2)) \quad (1)$$

$$m_1\ddot{x}_1 = k_1(x - x_1) + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1) \quad (2)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = k_2(x - x_2) + c_2(\dot{x} - \dot{x}_2) \quad (3)$$

其中: $u = Ue^{j\omega t}$ ,表示与管路连接的设备造成的强制位移; $x = \bar{X}e^{j\omega t}$ , $x_1 = \bar{X}_1e^{j\omega t}$ , $x_2 = \bar{X}_2e^{j\omega t}$ ,表示管路与各个动力吸振器的位移。

管路系统的复数振幅 $\bar{X}$ 可以由实部 $\text{Re}_N, \text{Re}_D$ 与虚部 $\text{Im}_N, \text{Im}_D$ 表示为

$$\bar{X} = \frac{\text{Re}_N + j\text{Im}_N}{\text{Re}_D + j\text{Im}_D} U = X e^{j\alpha} \quad (4)$$

根据 $\left| \frac{a + jb}{c + jd} \right| = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{c^2 + d^2}}$ ,得到主系统振动实数振幅为

$$\bar{X} = \sqrt{(\text{Re}_N^2 + \text{Im}_N^2)/(\text{Re}_D^2 + \text{Im}_D^2)} U \quad (5)$$

定义固有频率比 $\gamma_1 = \sqrt{k_1/m_1} / \sqrt{k/m}$ , $\gamma_2 = \sqrt{k_2/m_2} / \sqrt{k/m}$ ;质量比 $\mu_1 = m_1/m$ , $\mu_2 = m_2/m$ ;强迫振动频率比 $\lambda = \omega / \sqrt{k/m}$ ;阻尼比 $\zeta_1 = c_1/2\sqrt{m_1k_1}$ , $\zeta_2 = c_2/2\sqrt{m_2k_2}$ 。利用以上无量纲参数,将实部 $\text{Re}_N, \text{Re}_D$ 与虚部 $\text{Im}_N, \text{Im}_D$ 分别表示为

$$\text{Re}_N = (1/\gamma_1^2\gamma_2^2)\lambda^4 - (1/\gamma_1^2 + 1/\gamma_2^2 + 4\zeta_1\zeta_2/\gamma_1\gamma_2)\lambda^2 + 1 \quad (6)$$

$$\text{Im}_N = -(2/\gamma_1^2\gamma_2^2)(\zeta_2/\gamma_1 + \zeta_1/\gamma_2)\lambda^3 + 2(\zeta_1/\gamma_1 + \zeta_2/\gamma_2)\lambda \quad (7)$$

$$\text{Re}_D = -(1/\gamma_1\gamma_2)\lambda^6 + [(1/\gamma_1^2\gamma_2^2) + (1/\gamma_1^2)(1 + \mu_2) + (1/\gamma_2^2)(1 + \mu_2) + 4(\zeta_1\zeta_2/\gamma_1\gamma_2)(1 + 2\mu_2)]\lambda^4 - [1/\gamma_1^2 + 1/\gamma_2^2 + 4(\zeta_1\zeta_2/\gamma_1\gamma_2) + (1 + 2\mu_2)]\lambda^2 + 1 \quad (8)$$

$$\text{Im}_D = (2/\gamma_1\gamma_2)[(\zeta_2/\gamma_1)(1 + \mu_2) + \zeta_1/\gamma_2(1 + \mu_2)]\lambda^5 - 2[(\zeta_2/\gamma_1 + \zeta_1/\gamma_2)/\gamma_1\gamma_2 + (\zeta_1/\gamma_1 + \zeta_2/\gamma_2)(1 + 2\mu_2)]\lambda^3 + 2(\zeta_1/\gamma_1 + \zeta_2/\gamma_2)\lambda \quad (9)$$

由式(5)可知,位移振幅比为

$$\bar{X}/U = \sqrt{(\text{Re}_N^2 + \text{Im}_N^2)/(\text{Re}_D^2 + \text{Im}_D^2)} \quad (10)$$

由于 $u = Ue^{j\omega t}$ , $x = \bar{X}e^{j\omega t}$ ,得到与管路连接的设备加速度 $\ddot{u} = -\omega Ue^{j\omega t}$ ,管路加速度 $\ddot{x} = -\omega \bar{X}e^{j\omega t}$ ,因此 $\frac{\ddot{x}}{\ddot{u}} = \frac{\bar{X}}{U} = \sqrt{(\text{Re}_N^2 + \text{Im}_N^2)/(\text{Re}_D^2 + \text{Im}_D^2)}$ 。

### 1.2 二重动力吸振器的最优调整条件

二重动力吸振器的参数可通过定点理论进行优化,3种边界条件下的频响曲线如图2所示。二重动力吸振器的频响曲线存在3个固定点P、T和Q,其优化理念为:3个固定点的高度相等,并使这些点位于曲线的最大值位置。

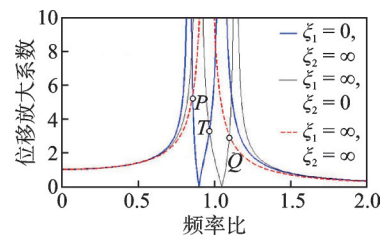


图2 3种边界条件下的频响曲线

Fig.2 Frequency response curves under three boundary conditions

#### 1.2.1 最优同调

通过调整阻尼比 $\zeta_1$ 和 $\zeta_2$ ,设定3种情况作为边界条件,分别为 $\zeta_1=0, \zeta_2=\infty$ ;  $\zeta_1=\infty, \zeta_2=0$ ;  $\zeta_1=\infty, \zeta_2=\infty$ 。得到3种情况下的关系式分别为

$$\left| \frac{X}{U}(\lambda) \right| = \frac{-(\lambda^2/\gamma_1^2 - 1)}{(1 + \mu_2)\lambda^4/\gamma_1^2 - [1/\gamma_1^2 + (1 + 2\mu_2)]\lambda^2 + 1} \quad (\zeta_1=0, \zeta_2=\infty) \quad (11)$$

$$\left| \frac{X}{U}(\lambda) \right| = \frac{-(\lambda^2/\gamma_2^2 - 1)}{(1 + \mu_2)\lambda^4/\gamma_2^2 - [1/\gamma_2^2 + (1 + 2\mu_2)]\lambda^2 + 1} \quad (\xi_1 = \infty, \xi_2 = 0) \quad (12)$$

$$\left| \frac{X}{U}(\lambda) \right| = \frac{-1}{(1 + 2\mu_2)\lambda^2 - 1} \quad (\xi_1 = \infty, \xi_2 = \infty) \quad (13)$$

根据式(11)~(13),得到3个固定点(P,T和Q)各自对应的频率此 $\lambda_P, \lambda_T$ 和 $\lambda_Q$ 。将对应频率分别代入式(10),并令其相等,得到P,Q点等高条件和P,T点等高条件分别为

$$(1 + 2\mu_2)^2(1/\gamma_1^2 + 1/\gamma_2^2) = 2(1 + \mu_2)/(\gamma_1^2\gamma_2^2) \quad (14)$$

$$\frac{-1}{(1 + 2\mu_2)\lambda_P^2 - 1} = \frac{-(\lambda_T^2/\gamma_1^2 - 1)}{(1 + \mu_2)\lambda_T^4/\gamma_1^2 - [1/\gamma_1^2 + (1 + 2\mu_2)]\lambda_T^2 + 1} \quad (15)$$

根据式(14),(15)得到三点等高的条件。确定两质量块质量比后,通过解析得到对应的最优频率比 $\gamma_1$ 与 $\gamma_2$ 。由于实际表达式过于复杂,因此设定两质量块的质量比相同,利用输入不同质量比进行多点采样曲线拟合的方式,得到近似公式为

$$\gamma_1 = 0.403(\mu_1 + 0.131)^{-0.437} \quad (16)$$

$$\gamma_2 = -0.72\mu_2 + 1.03 \quad (17)$$

其中: $\mu_1 = \mu_2$ 。

### 1.2.2 最优阻尼

最优阻尼应满足动力吸振器唯一振幅曲线在P,T,Q三点附近为最大值,可通过对虚部 $\text{Im}_R, \text{Im}_D$ 求解得出,故需要对 $\lambda$ 求微分。由于等式过于复杂,因此采用不同质量比进行多点采样曲线拟合,得到近似关系式为

$$\zeta_1 = (\mu_1/17.6)^{0.285} - 0.06 \quad (18)$$

$$\zeta_2 = (\mu_2/3.06)^{0.377} - 0.05 \quad (19)$$

## 2 二重动力吸振器结构与仿真

### 2.1 管路系统模态分析

根据实际管路结构与安装条件,利用软件对管路进行建模。管路模型如图3所示。管道所用材料为碳钢,外径为33.4 mm,壁厚为6.35 mm,长为1.5 m,总质量为8.3 kg。两端通过管夹与试验基座连接。

在实际工程中,该管路在170 Hz附近存在较大振幅,通过仿真模拟确定该吸振频率对应的模态。

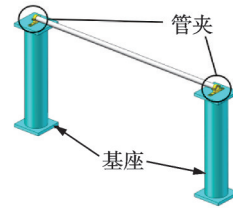


图3 管路模型

Fig.3 Pipeline model diagram

将模型导入软件Ansys Workbench中进行边界条件约束,管路两端通过管夹与试验基座进行绑定约束,同时两端基座底面进行固定约束。对预处理完成的模型进行前6阶模态分析,表1为前6阶模态分析结果。管路第3,4阶模态振型如图4所示。

表1 前6阶模态分析结果

Tab.1 First six order results of modal analysis

模态	f/Hz	模态	f/Hz
1	62.645	4	180.99
2	64.552	5	351.60
3	167.740	6	358.46

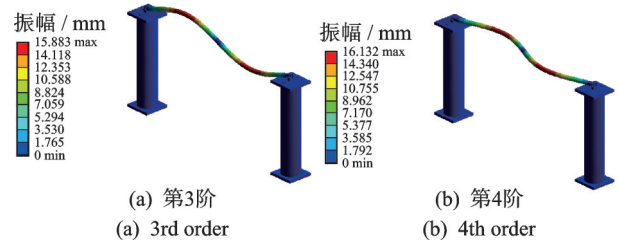


图4 管路第3,4阶模态振型

Fig.4 3rd and 4th order modal shapes of pipeline

可以看到,当管道固有频率为3,4阶时,其固有频率与工程实际振幅最大的频率接近,因此第3,4阶模态对应的频率为动力吸振器的吸振频率。参照文献[3],动力吸振器应安装在管路所需吸振模态的最大振幅发生点与振幅方向上,结合第3,4阶的模态振型,确定动力吸振器安装在管路左侧或右侧距端点375 mm附近。

### 2.2 动力吸振器结构设计

理论上,随着动力吸振器质量比增加,主系统振动幅值会随之降低,但在实际工程应用中,还需考虑安装空间大小等因素。因此,设计动力吸振器时,质量比一般控制在0.2以内<sup>[1]</sup>。笔者最终选取质量比为0.04,SDVA质量比为0.04,质量为0.332 kg,DDVA单个质量比为0.02,质量为0.166 kg,根据最优同调与最优阻尼得出SDVA与DDVA的刚度与阻尼参数。动力吸振器基本参数如表2所示。

表 2 动力吸振器基本参数

名称	$m/kg$	刚度/ $(N \cdot mm^{-1})$	阻尼比
SDVA	0.332	168.98	0.060
DDVA <sub>1</sub>	0.166	84.49	0.042
DDVA <sub>2</sub>	0.166	95.73	0.050

圆柱形管道振动方向大部分沿径向方向,可正交分解为水平方向与垂直方向。因此,通过水平与垂直方向布置弹簧,可实现对管路径向整体的吸振。

图 5 为笔者所设计的可调频二重动力吸振器整体结构。吸振器内部的管夹通过螺栓安装在管路上,外部的吸振器质量环通过矩形弹簧与内部管夹连接,质量环上下两端拥有用于放置质量片的平台,可通过增减质量片对吸振器质量进行微调,增加其适用范围。动力吸振器主要材料参数如表 3 所示。

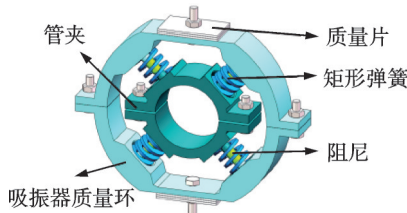


图 5 二重动力吸振器整体结构

Fig.5 Integral structure of double dynamic vibration absorber

表 3 动力吸振器主要材料参数

名称	材料	$\rho/(kg \cdot m^{-3})$	弹性模量/ GPa	泊松比
管夹	6061 合金铝	$2.77 \times 10^3$	71	0.33
质量环	6061 合金铝	$2.77 \times 10^3$	71	0.33
质量片	45 号钢	7.85	206	0.30

该动力吸振器结构上的 4 根弹簧为两两并联连接,弹簧实际刚度为计算刚度的 1/2。因此,动力吸振器 1 上的弹簧刚度为 84.445 N/mm,动力吸振器 2 上的弹簧刚度为 95.725 N/mm。矩形弹簧参数如表 4 所示。在吸振器质量环与矩形弹簧接触的位置以及管夹上与矩形弹簧接触的位置开有圆环形凹槽,用于对弹簧进行定位,防止弹簧在工作时因剧烈运动飞出。两凹槽中心都有圆柱型的凸起,用于与弹簧中间的金属橡胶阻尼块进行接触与限位。根据选定好的矩形弹簧规格,设定内环直径为 5 mm,外

表 4 矩形弹簧参数

名称	内径	外径	长度
吸振器 1 弹簧	7	14	30
吸振器 2 弹簧	7	14	25

环直径为 15 mm。为了保证弹簧工作时不会与质量环或管夹分离,需要保证弹簧在安装时有一定的预紧力,故设计预紧距离为 2 mm,凹槽之间的距离分别为 28 mm 和 23 mm。

### 2.3 带吸振器管路仿真分析与对比

无吸振器管路模型如图 6 所示。对基座进行固定,在距管路右端 375 mm 处施加 5 N 的垂直简谐荷载,激振频率为 0~200 Hz。设监测点在管路第 3 与第 4 阶模态最大位移处附近,即距离管路左端 375 mm 处,记录监测点的输出数据。

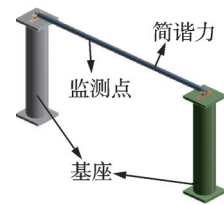


图 6 无吸振器管路模型

Fig.6 Pipeline model without dynamic vibration absorber

根据管路模态分析结果,确定动力吸振器应安装在管路左侧距离端点 375 mm 附近。动力吸振器简化模型如图 7 所示。简化模型仅保留将内环作为管夹,外环作为质量,内外环之间开有圆形凹槽用于仿真时对弹簧进行定位。简化模型能够在保证网格整体质量的同时,减少模型的节点数量和单元数量,同时对整体分析结果造成的偏差很小,提高仿真效率。



图 7 动力吸振器简化模型

Fig.7 simplified model of dynamic vibration absorber

单个动力吸振器管路模型与二重动力吸振器管路模型分别如图 8,9 所示,其余参数和设定与未安

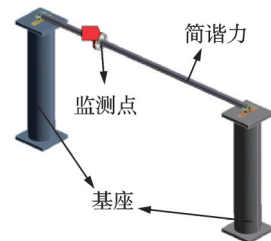


图 8 单个动力吸振器管路模型

Fig.8 Pipeline model with single dynamic vibration absorber



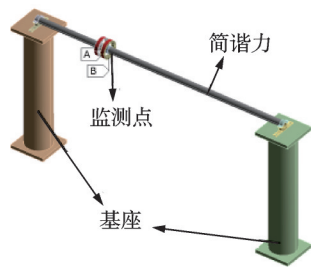


图 9 二重动力吸振器管路模型

Fig.9 Pipeline model with dual dynamic vibration absorber

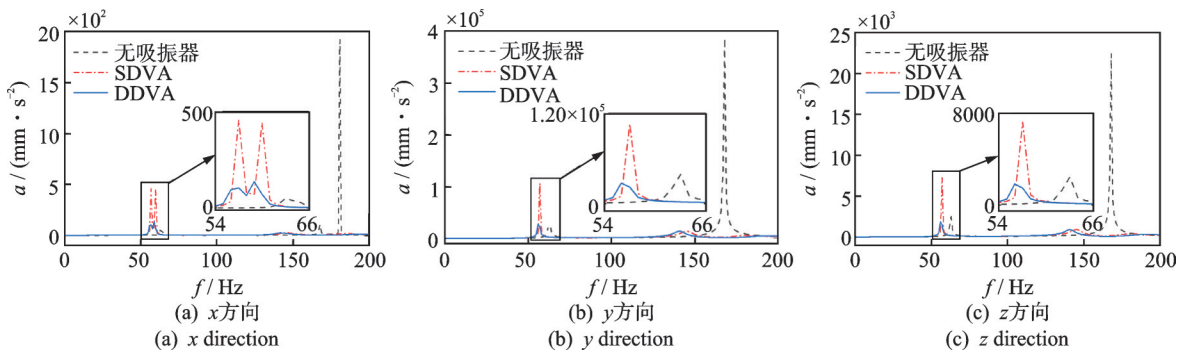


图 10 管路系统有无吸振器对比

Fig.10 Contrast diagram of pipeline system with and without vibration absorber

单个动力吸振器与二重动力吸振器在 3 个方向吸振效果分别如表 5,6 所示。通过仿真对比发现,在添加动力吸振器之后,管路 3 个方向的振动加速度都得到了显著降低,吸振效果均高于工程需求 (5 dB)。二重动力吸振器的吸振效果优于单个动力吸振器,可在自身吸振频段范围内得到较好的吸振效果,同时对其他频段的振动影响较小,具有较好的鲁棒性。

表 5 单个动力吸振器 3 个方向吸振效果

Tab.5 Vibration absorption effects of single dynamic vibration absorber in three directions

方向	$a/(mm \cdot s^{-2})$		吸振效率/%	吸振效果/dB
	无吸振器	单个动力吸振器		
x	1 921.8	460.3	76.0	12.41
y	386 410	107 040	72.3	11.15
z	22 393	7 295.1	67.4	9.74

表 6 二重动力吸振器 3 个方向吸振效果

Tab.6 Vibration absorption effects of dual dynamic vibration absorber in three directions

方向	$a/(mm \cdot s^{-2})$		吸振效率/%	吸振效果/dB
	无吸振器	二重动力吸振器		
x	1 921.8	136.73	92.9	22.95
y	386 410	27 285	92.9	23.02
z	22 393	1 850.7	91.7	21.66

装动力吸振器管路相同。

图 10 为管路系统有无吸振器对比。可以看出,单个动力吸振器在 3 个方向上 170 Hz 附近的共振峰都具有明显的吸振效果,但在一阶模态 62 Hz 附近的共振峰却得到了放大。相比之下,二重动力吸振器在保证 170 Hz 附近的共振峰得到削减的同时,62 Hz 左右产生的振动加速度峰值变化不大,没有受到太大影响。

### 3 试验

#### 3.1 吸振器实物与试验台架搭建

动力吸振器实体零件如图 11 所示。图 12 为搭建的试验台架实物图。管路两端分别通过管夹用螺栓安装在试验台架上,吊起的激振器对管路加载产生振动以模拟实际管路工作的振动情况。采用吊起的方式进行激振是为了方便在试验过程中对激振器



图 11 动力吸振器实体零件

Fig.11 Physical parts for dynamic vibration absorber

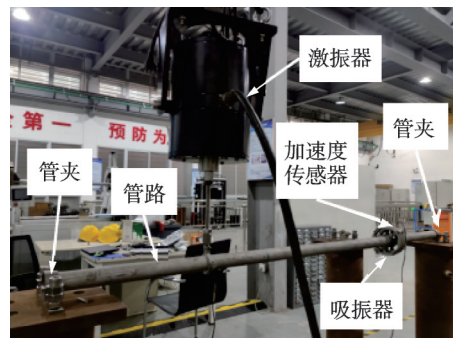


图 12 试验台架实物图

Fig.12 Material object of test bench

进行安装与调整。由于仿真分析中管路第2阶模态在左右两端各存在一个最大振型位移处,因此设定激振器激励位置为管路左侧振型最大位移处。激振器加载端位于其下方的银色圆柱部分,在激振器输出端有一根带螺纹的粗杆。为了保证激振器在工作过程中不与管路分离,在管路上安装一个带螺纹的管夹,将粗杆上的螺纹旋进管夹中的螺纹,达到激振器与管路连接的目的。在粗杆与带螺纹管夹之间设置力传感器,用于实时监测激振器的输出力并对计算机进行反馈,保证激振器的实际输出与设定值偏差不大,也防止因输出载荷过大而损坏激振器。动力吸振器安装在管路右端模态振型最大位移处,并在其附近放置加速度传感器,采集管路的振动响应。

图13为信息采集系统实物图。信息采集系统用于对激振器的输出进行控制以及采集管路上的响应信号。通过计算机上相关软件对激振器的输出进行设定,并将其传输到振动控制器。振动控制器将设置的频域信号转换为时域信号,经功率放大器放大,最终传递到激振器产生随时间变化的载荷。安装在动力吸振器附近的加速度传感器在激振器工作的同时收集振动加速度信号,并将其传输到振动控制器,振动控制器会将收集的时域信号转为频域信号,并将其传回计算机进行制表与绘图。

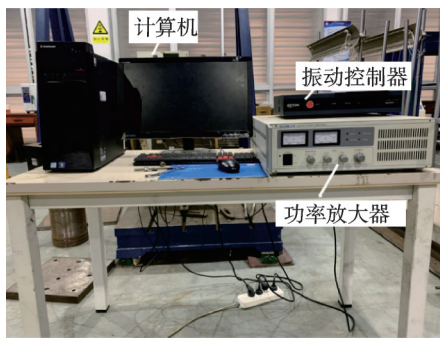


图13 信息采集系统实物图

Fig.13 Material object of information acquisition system

### 3.2 无吸振器管路谐响应试验

在计算机软件中设置激振器的激振力为5 N,激振方式为5~200 Hz的正弦扫频,激振器初始时会输出力峰值为5 N、频率为5 Hz的正弦载荷。随着时间推移,加载力度不变,加载频率不断增大,最终达到200 Hz并结束加载。无吸振器管路响应曲线如图14所示。结果显示,在0~200 Hz的范围内,实际管路存在2个明显的共振峰,且较高频处的共振峰峰值较大,响应趋势与仿真结果一致,但两共振峰所在频率分别为35 Hz和134 Hz,与仿真结果存在差别。为了保证设计的动力吸振器吸振频率为管路实际共振频

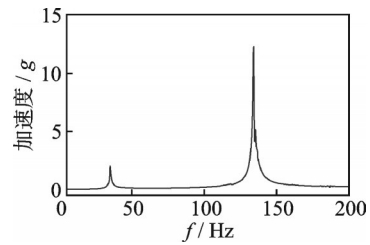


图14 无吸振器管路响应曲线

Fig.14 Response curve of pipeline without vibration absorber

率,以管路实际共振频率为参数进行重新计算,得到实际动力吸振器的质量与刚度,通过增减质量片与更换弹簧达到设计吸振频率(134 Hz)的目的。

### 3.3 吸振器管路谐响应试验与对比

#### 3.3.1 5 N激励下动力吸振器减振效果对比

将调整过的动力吸振器安装至管路上,再次进行5~200 Hz的正弦扫频试验,并与未加动力吸振器的管路试验结果进行对比。可以看出,安装动力吸振器后,管路在134 Hz的共振峰得到了很好抑制,振动加速度降低了64%,吸振效果达到了9.82 dB,超出工程需求(5 dB)吸振效果,同时一阶模态并没有出现仿真情况下的放大情况。

#### 3.3.2 10 N激励下动力吸振器减振效果对比

激振方式仍采用激振力为5 N,5~200 Hz的正弦扫频。可以看出,在10 N激励下,管路在134 Hz的共振峰仍得到了很好抑制,振动加速度降低了65.8%,吸振效果达到9.32,超出工程需求(5 dB)的吸振效果,动力吸振器的吸振能力在激振力改变的情况下无太大变化。图15为不同激励下管路响应对比。表7为动力吸振器吸振效果。

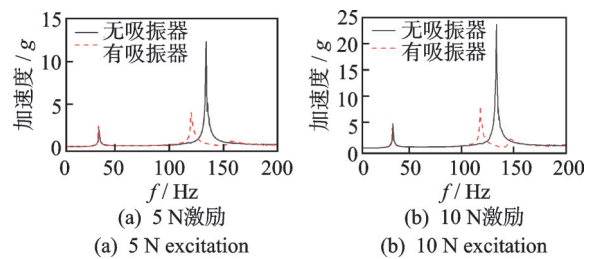


图15 不同激励下管路响应对比

Fig.15 Comparison of pipeline response under different excitation

表7 动力吸振器吸振效果

Tab.7 Vibration absorption effect of dynamic vibration absorber

F/N	加速度/g		吸振效率/%	吸振效果/dB
	无吸振器	有吸振器		
5	12.26	3.96	64.0	9.82
10	23.65	8.09	65.8	9.32

试验还测试了15 N与20 N激励下,动力吸振器与无动力吸振器管路系统的响应情况。由于无动力吸振器管路系统在该激励下响应过大,触发了吸振器的停机保护机制,因此未能得到无动力吸振器管路系统在15 N与20 N激励下的响应数据。图16为各个激励下吸振器管路响应对比。可以看出,在一定激励范围内,二重动力吸振器的管路系统其整体响应随着激励大小的提高而增大,整体变化趋势较为一致。

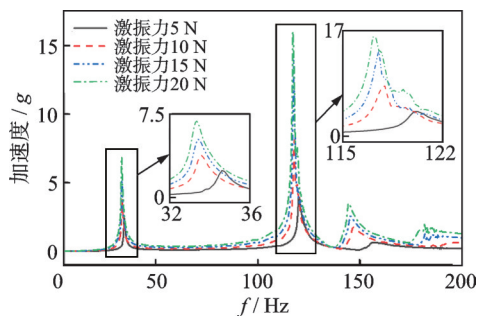


图16 各个激励下吸振器管路响应对比

Fig.16 Comparison of pipeline response with vibration absorber under different excitation

## 4 结论

笔者设计了一种质量可调的二重动力吸振器。该吸振器在结构上采用弹簧、金属橡胶和质量块组成的弹簧-阻尼-质量系统对管路振动进行吸收,同时添加了质量微调机构,具有结构简单、后期调试方便的特点。通过理论分析与仿真设计,确定了二重动力吸振器的结构参数,并搭建试验台模拟核电管路振动情况。试验结果表明:此动力吸振器对管路指定频率的共振具有良好的吸振效果,振动加速度降低了65%以上,吸振效果达到9 dB以上;通过改变质量片的数量,可改变动力吸振器的吸振频率,满足不同管路的吸振需求。

## 参 考 文 献

- [1] 郭吉祥. 轮毂加工机床主轴动力吸振器设计及试验研究[D]. 杭州:浙江工业大学, 2020.
- [2] 陈果,程小勇,刘明华,等. 用于管道减振的新型动力吸振器[J]. 中国机械工程, 2014, 25(23): 3125-3131. CHEN Guo, CHENG Xiaoyong, LIU Minghua, et al. A new type of dynamic vibration absorber for pipe system vibration suppression[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(23): 3125-3131. (in Chinese)
- [3] 袁琦. 往复压缩机管道动力吸振器技术研究[D]. 北京:中国石油大学, 2016.
- [4] 贺辉雄. 动力吸振器设计方法及低频振动控制方案研

究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2019.

- [5] 操瑞志,邵敏强,陈卫东. 悬臂式刚度自调谐吸振器动力学特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(5): 888-894. CAO Ruizhi, SHAO Minqiang, CHEN Weidong. Dynamic analysis of a cantilever absorber with tunable stiffness[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(5):888-894. (in Chinese)
- [6] 许洋,赵新利,徐泮文,等. 钢轨动力吸振器减振降噪特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2021, 41(2): 219-224. XU Yang, ZHAO Xinli, XU Hanwen, et al. Analysis of vibration and noise reduction characteristics of rail vibration absorbers [J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(2): 219-224. (in Chinese)
- [7] TIAN M, GAO B. Dynamics analysis of a novel in-wheel powertrain system combined with dynamic vibration absorber [J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 156(3): 104148.
- [8] 贾富淳. 基于动力吸振器的汽车座椅减振研究[D]. 淄博:山东理工大学, 2018.
- [9] 李筱筱,陈艺梦. 二重动力吸振器在汽车振动控制中的应用[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(16): 86-90. LI Xiaoxiao, CHEN Yimeng. Application of double dynamic vibration absorber in automobile vibration control [J]. Automobile Applied Technology, 2021, 46(16): 86-90. (in Chinese)
- [10] 赵亚平. 用于空间光学载荷微振动抑制的电磁式动力吸振器研究[D]. 北京:中国科学院大学, 2018.
- [11] 向重卫. 滚珠式二重动力吸振器的参数设计[D]. 西安:西安建筑科技大学, 2018.
- [12] 姚伍平,彭旭,唐文兵,等. 基于欧拉梁的管路吸振器振动特性研究[J]. 舰船科学技术, 2020, 42(15): 48-54. YAO Wuping, PENG Xu, TANG Wenbing, et al. Research on vibrational characteristics of pipe DVA system based on Euler beam[J]. Ship Science and Technology, 2020, 42(15): 48-54. (in Chinese)
- [13] 王禹,缪旭弘,王娜,等. 海洋平台分布式动力吸振[J]. 中国海洋平台, 2021, 36(5): 28-33. WANG Yu, MIAO Xuhong, WANG Na, et al. Distributed dynamic vibration absorption of offshore platforms [J]. China Offshore Platform, 2021, 36(5): 28-33. (in Chinese)



**第一作者简介:**任志英,女,1980年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为振动控制技术、金属橡胶材料和装备故障诊断智能识别技术。曾发表《一种光学元件表面中频误差提取的新方法》(《振动、测试与诊断》2017年第37卷第1期)等论文。

E-mail: renzyrose@126.com