

引用格式:张琳,李华峰,陈勇,等.基于动柔度方法的管路动力吸振器设计研究[J].中国舰船研究,2019,14(5):138-144.  
Zhang L, Li H F, Chen Y, et al. Design and study on dynamic vibration absorber of fluid-conveying pipes based on the receptance method[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(5): 138-144.

# 基于动柔度方法的管路动力吸振器 设计研究



扫码阅读全文

张琳<sup>1</sup>, 李华峰<sup>2</sup>, 陈勇<sup>2</sup>, 张涛<sup>\*1</sup>, 丁杨建<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 华中科技大学 船舶与海洋工程学院, 湖北 武汉 430074

<sup>2</sup> 武汉第二船舶设计研究所, 湖北 武汉 430205

**摘要:** [目的] 载流管路系统在受到外界激励时会引起振动,为减小载流管路的振动,研究动力吸振器的减振特性,[方法] 基于动柔度方法中的被动修改法,推导得出附加弹簧质量系统的多自由度系统的动柔度矩阵,并对该多自由度系统中的目标自由度进行零点配置,使该自由度下的相应振动得到抑制。在此基础上,设计一种管路动力吸振器,并应用到载流管路上进行实验,以验证其减振效果。[结果] 结果表明:设计的管路动力吸振器能够较好地吸收目标频率下的振动,且在目标频率相同时,吸振器的调谐质量越大,吸振效果越好。[结论] 此管路动力吸振器安装拆卸方便、适用范围广,可为管路减振研究提供一定的参考。

**关键词:** 管路振动; 输流管道; 减振; 动力吸振器; 零点配置; 动柔度法

中图分类号: U664.84

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.01394

## Design and study on dynamic vibration absorber of fluid-conveying pipes based on the receptance method

Zhang Lin<sup>1</sup>, Li Huafeng<sup>2</sup>, Chen Yong<sup>2</sup>, Zhang Tao<sup>\*1</sup>, Ding Yangjian<sup>1</sup>

<sup>1</sup> School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

<sup>2</sup> Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430205, China

**Abstract:** [Objectives] The fluid-conveying pipes may vibrate under external excitation. In order to reduce the vibration of the fluid-conveying pipes and study the vibration-reduction characteristics of the Dynamic Vibration Absorber (DVA), [Methods] the receptance matrix of the multi-degree-of-freedom (DOF) system of the additional spring-mass system was derived based on the passive modification method in the receptance method, and the zero assignment of the target DOF in the multi-DOF system was performed to suppress the corresponding vibration under the target DOF. On this basis, a DVA was designed and applied to the fluid-conveying pipes for experiments to verify its vibration-reduction effect. [Results] The results show that the designed DVA can well absorb the vibration at the target frequency, and the vibration reduction is better for a larger tuned mass when the target frequency is the same. [Conclusions] Such DVA is convenient to install and has a wide application range, which can provide a certain reference for pipe vibration reduction research.

**Key words:** pipe vibration; fluid-conveying pipes; vibration reduction; Dynamic Vibration Absorber (DVA); zero assignment; receptance method

收稿日期: 2018-08-31

网络首发时间: 2019-9-30 16:09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10702022)

作者简介: 张琳,男,1993年生,博士生。研究方向:载流管路减振。E-mail: zhanglin120121@163.com

张涛,男,1976年生,博士,副教授。研究方向:结构流固耦合。E-mail: zhangt7666@hust.edu.cn

\*通信作者: 张涛

## 0 引言

目前,载流管路作为输送流体的重要载体已被广泛应用于船舶、汽车等相关领域。而载流管路在泵或者其他设备的激励作用下会产生振动,影响管路上的精密仪器稳定工作,对管路安全构成威胁,所以针对载流管路的减振研究成为了学术和工程界的重要课题<sup>[1]</sup>。

动柔度矩阵(Receptance matrix)用于表示结构某节点各个自由度在单位力激励作用下的运动量的大小,其中运动量包括位移、速度和加速度。动柔度方法(Receptance Method)是一种利用结构的频响函数对系统进行减振分析的方法。该方法以系统结构的动柔度矩阵为基础,通过被动修改或者主动控制修改结构的质量、刚度或阻尼矩阵,从而达到控制振动的目的。运用该方法时,若结构简单,可根据模态理论建立结构的数学模型,得到结构的动柔度矩阵;若结构复杂不易建模,则可通过试验测量关注点在一定激励作用下的响应函数,得到该点的动柔度矩阵。因此,动柔度方法在分析大型复杂结构振动时具有明显的优点。运用该方法,在分析过程中无需针对复杂的结构进行精确的有限元建模,也无需分析确定振动的激励源,故可满足实际工程中的经济性、快捷性需求。运用动柔度方法对结构进行振动控制主要有被动修改和主动控制2种方法,其中应用最广泛的是被动修改法。

在结构被动修改方面,早在1968年,Weissenburger<sup>[2]</sup>在其研究工作中就使用了秩为1的动柔度矩阵来修改结构的模态参数,配置结构的固有频率。Pomazal和Synder<sup>[3]</sup>将文献[2]所述方法扩展到弹簧阻尼系统,计算得到了该系统的固有频率和振型。1972年,英国在直升机设计制造中运用动柔度方法进行了结构零点配置。Vincent<sup>[4]</sup>研究发现,当某个受固定频率的外载荷激励的系统被修改时,系统其他频率点的响应将随着修改参数的变化在复平面上呈现出一个圆,由此将系统在物理上的减振问题简化为了在复平面圆上寻找离原点最近频率点的数学问题。Berman和Nagy<sup>[5]</sup>进一步研究了Vincent的复平面圆理论,提出了由弹簧质量系统组成的吸振器。Tehrani等<sup>[6]</sup>将Vincent的复平面圆理论扩展到了对典型的弹簧阻尼系统的不同位置进行修改,从而达到抑制所关注频率点的振动的目的。然而,该理论仍有一定的缺陷,即在结构被动修改后会导致原始结构中未参与修改的其他固有频率发生变化,这种改变可能导致

其他位置的振动变大等其他不良后果。鉴于此,Belotti等<sup>[7]</sup>提出了一种特殊的质量弹簧系统,利用该系统对结构的部分固有频率进行配置时,几乎不影响结构的其他频率。

Frahm<sup>[8]</sup>于1909年提出的动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber, DVA)是一种典型的结构被动修改形式,其可用来吸收主系统在某个频率点的振动能量,从而达到结构减振的目的。动力吸振器由质量块、弹簧和阻尼器组成。该吸振器可被视为一个附加在需要减振的主结构上的单自由度系统,当主体结构受到激励产生振动,且激励频率接近于吸振器的调谐频率时,吸振器将被动地在主体结构上施加一个反作用力,以抵消外部激励力。吸振器在工作状态下,外界激励的能量会被传递到吸振器上,从而避免了主体结构因振动而受到破坏。针对动力吸振器的减振效果,任意<sup>[9]</sup>在分析多种调谐质量阻尼器的基础上,发现采用多个调谐方式的减振效果最好,并通过试验对管路上应用调谐质量阻尼器的减振效果进行了验证。

综上所述,动力吸振器具有结构简单、安装方便、无需求解数学模型的优点,在管路减振研究中具有很好的应用前景。因此,本文将基于动柔度法中的被动修改理论,推导得出利用弹簧质量系统对多自由度系统进行被动修改后的动柔度矩阵,并利用弹簧质量系统增加的自由度,对原多自由度系统中的目标自由度进行零点(反向共振点)配置,使该自由度下的振动得到相应的抑制。在此基础上,设计一种应用于载流管路上的动力吸振器,并通过试验验证理论的有效性,研究其减振效果。

## 1 结构修改的弹簧质量系统

由上文可知,动力吸振器本质上是一种附加在主结构上的弹簧质量系统。假设主结构为一个多自由度系统,且吸振器附加在该多自由度系统的第 $r$ 自由度(节点)上,如图1所示。图中, $m_r$ 为吸振器质量, $k_r$ 为吸振器弹簧刚度。动力吸振器工作时会产生竖向运动,从而增加了整个系统的自由度。因此,若原结构的自由度为 $n$ ,附加了吸

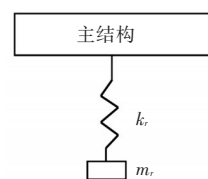


图1 利用弹簧质量系统修改主结构第 $r$ 自由度示意图

Fig.1 Schematic diagram of the  $r$ -DOF main structure modification using a spring mass system

振器后的结构的自由度则为  $n+1$ 。

由模态理论可知,受迫振动的多自由度系统的运动微分方程为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1)$$

式中:  $M$  为系统的质量矩阵;  $C$  为系统的阻尼矩阵;  $K$  为系统的刚度矩阵;  $x$  为结构的位移;  $f(t)$  为施加到第  $q$  自由度上的载荷,  $t$  为运动时间。

对式(1)进行拉氏变换,可得

$$s^2 M + sC + K = f(s) \quad (2)$$

式中,  $f(s)$  为系统受到的外界激励,其中  $s$  为结构的复频率。

将系统的动刚度矩阵  $Z(s)$  定义为

$$Z(s) = (s^2 M + sC + K) \quad (3)$$

式(2)可表示为

$$Z(s)x(s) = f(s) \quad (4)$$

式中,  $x(s)$  为系统受到激励后的运动量(位移、速度、加速度)。

将式(4)写成如下矩阵形式:

$$\begin{pmatrix} z_{11} & z_{12} & \cdots & z_{1n} \\ z_{21} & z_{22} & \cdots & z_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ z_{n1} & z_{n2} & \cdots & z_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中:  $z_{ij}$  为多自由度系统在第  $i$  自由度上产生的单位运动量需要在第  $j$  自由度上施加的激励;  $x_i$  为第  $i$  自由度的运动量;  $f_i$  为外界在第  $i$  自由度上施加的激励。

假设多自由度系统的自由度为  $n$ ,则在系统的第  $r$  自由度上附加弹簧质量系统后,式(5)可表示为

$$\begin{pmatrix} z_{11} & z_{12} & \cdots & z_{1n} & 0 \\ z_{21} & z_{22} & \cdots & z_{2n} & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ z_{n1} & z_{n2} & \cdots & z_{nn} & 0 \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & \omega^2 m_r - k_r \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

式中:等号左侧为多自由度系统在增加弹簧质量系统后动刚度矩阵与各自由度上的运动量的积,

其中系统的新动刚度矩阵为原动刚度矩阵增加了一行及一列0元素;等号右侧为弹簧质量系统对结构的修改与外力向量之和;  $dx$  为系统附加的弹簧质量系统在外界激励作用下的运动量;  $\omega$  为多自由度系统第  $r$  自由度的固有圆频率。

为了消除附加弹簧质量系统后多自由度系统额外增加的自由度,提取式(6)最后一行:

$$k_r x_r + (\omega^2 m_r - k_r) dx = 0 \quad (7)$$

则  $dx$  可表示为

$$dx = \left( \frac{k_r}{-\omega^2 m_r + k_r} \right) x_r \quad (8)$$

式中,  $x_r$  为系统在第  $r$  自由度结构的位移量。

将式(8)代入式(6)中,则式(6)等号右侧可写为

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & 0 \\ \vdots & \vdots & -k_r & \vdots & k_r \\ \vdots & \vdots & \cdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & k_r & \cdots & 0 & \omega^2 m_r - k_r \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \\ \left( \frac{k_r}{-\omega^2 m_r + k_r} \right) x_r \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

提取式(9)中第  $r$  行,可得

$$-k_r x_r + \left( \frac{k_r^2}{-\omega^2 m_r + k_r} \right) x_r + f_r = \left( \frac{\omega^2 m_r k_r}{-\omega^2 m_r + k_r} \right) x_r + f_r \quad (10)$$

式中,  $f_r$  为外界在第  $r$  自由度施加的激励。

将式(10)再代入式(6),并消去式(6)的第  $n+1$  行及  $n+1$  列,可得

$$\begin{pmatrix} z_{11} & z_{12} & \cdots & z_{1n} \\ z_{21} & z_{22} & \cdots & z_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ z_{n1} & z_{n2} & \cdots & z_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} \quad (11)$$

式(11)中的动刚度矩阵与结构修改前的动刚度矩阵具有相同的维度。这里,定义式(11)中等

号两侧同时左乘原系统的动刚度矩阵的逆  $\mathbf{Z}(s)^{-1}$  为动柔度矩阵  $\mathbf{H}(s)$ , 来表示单位作用力下运动量的大小, 其表达式为

$$\mathbf{H}(s) = 1/\mathbf{Z}(s) = \mathbf{x}(s)/\mathbf{f}(s) \quad (12)$$

因此, 将式(11)中的等号两侧左乘动柔度矩阵  $\mathbf{H}(s)$  并移项, 可得

$$\begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} & \cdots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \cdots & h_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{n1} & h_{n2} & \cdots & h_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} \quad (13)$$

简化式(13), 可得

$$\begin{pmatrix} h_{11} & h_{12} & \cdots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} & \cdots & h_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{n1} & h_{n2} & \cdots & h_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_r \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} h_{1r} \\ h_{2r} \\ \vdots \\ h_{rr} \\ \vdots \\ h_{nr} \end{pmatrix} \frac{\omega^2 m_r k_r}{-\omega^2 m_r + k_r} x_r \quad (14)$$

提取式(14)第  $r$  行, 可得

$$(h_{r1} \ h_{r1} \ \cdots \ h_{rr} \ \cdots \ h_{rn}) \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_r \\ \vdots \\ f_n \end{pmatrix} = (1 - \frac{h_{rr} \omega^2 m_r k_r}{-\omega^2 m_r + k_r}) x_r \quad (15)$$

式(15)也可写为

$$\sum_{i=1}^n \frac{h_{ri} f_i}{1 - \frac{h_{rr} \omega^2 m_r k_r}{-\omega^2 m_r + k_r}} = x_r \quad (16)$$

式中,  $h_{ri}$  为第  $r$  自由度施加单位激励下, 在第  $i$  自

由度的位移;  $h_{rr}$  为在第  $r$  自由度施加单位激励下第  $r$  自由度的位移;  $f_i$  为在第  $r$  自由度施加的外力。

由式(16), 可得附加了弹簧质量系统后系统的动柔度, 即

$$\hat{h}_{ri} = \frac{h_{ri}(-\omega^2 m_r + k_r)}{-\omega^2 m_r + k_r - \omega^2 m_r k_r h_{rr}} \quad (17)$$

式中:  $\hat{h}_{ri}$  为附加了弹簧质量系统后的多自由度系统在第  $i$  自由度上施加单位谐振力引起的第  $r$  自由度上的响应。

令式(17)右侧分子  $h_{ri}(-\omega^2 m_r + k_r) = 0$ , 可计算出被动修改后系统新增的一个零点, 即反共振点<sup>[10]</sup>。新增的零点  $\mu_r$  的固有圆频率  $\omega_r$  可表示为  $\omega_r = \sqrt{k_r/m_r}$ 。

若考虑附加的吸振器中存在阻尼项  $c_r$ , 则按照以上推导, 式(17)可写为

$$\hat{h}_{ri} = \frac{h_{ri}(s^2 m_r + s c_r + k_r)}{s^2 m_r + s c_r + k_r - s^2 m_r (s c_r + k_r) h_{rr}} \quad (18)$$

令式(18)右侧分子  $h_{ri}(s^2 m_r + s c_r + k_r) = 0$ , 则由式(19)可确定系统增加的零点。

$$s^2 m_r + s c_r + k_r = 0 \quad (19)$$

式(19)与计算单自由度阻尼系统振动频率的特征方程相同, 其解为

$$s_{1,2} = -\frac{c_r}{2m_r} \pm \sqrt{(\frac{c_r}{2m_r})^2 - \omega_r^2} \quad (20)$$

将阻尼比定义为  $\zeta = \frac{c_r}{2m_r \omega_r}$ , 将式(20)改写为

$$s_{1,2} = -\zeta \omega_r \pm i \omega_D \quad (21)$$

式中,  $\omega_D = \omega_r \sqrt{1 - \zeta^2}$ , 为该系统的阻尼频率。对于低阻尼的弹簧质量系统,  $\zeta < 20\%$ ,  $\omega_D \approx \omega_r$ 。

从上述推导过程可以看出, 利用动力吸振器对复杂结构进行修改时, 会在修改自由度的动柔度上增加一个零点, 且不改变该自由度原有的零点, 增加的零点为吸振器的自振圆频率。若不计及吸振器的阻尼项, 增加的零点  $\mu_r$  的固有圆频率为  $\omega_r = \sqrt{k_r/m_r}$ 。若考虑吸振器的阻尼项, 则增加的零点  $\mu_r$  的固有圆频率  $\omega_D = \omega_r \sqrt{1 - \zeta^2}$ 。

## 2 管路动力吸振器设计

根据上节的结论, 本文设计了一种用于载流管路减振的动力吸振器。该吸振器将2组弹簧质量系统安装在管路某节点的同一直自由度上, 以吸收该节点上2个频段的外界激励能量。

### 2.1 动力吸振器的三维模型

由于载流管路的结构形状为圆柱形, 本文将

动力吸振器的安装结构设计为环形,并将用于吸振的弹簧质量系统附加在柱形结构上,如图2所示。此吸振器具有安装拆卸方便及适用范围广的特点。

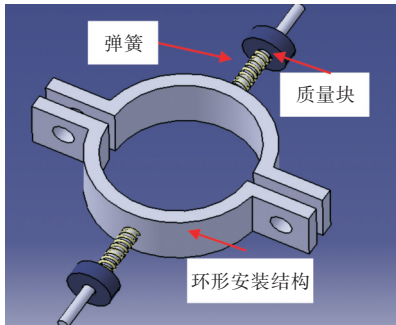


图2 管路动力吸振器模型

Fig.2 Model of the dynamic vibration absorber for pipeline

图2中的环形安装结构为吸振器的安装结构和弹簧质量系统的支撑结构。为了减少不用于振动能量吸收的附加质量,环形安装结构采用密度较小的塑料制造,而质量块则采用密度较大的钢材制造。根据文献[11]的研究结论,质量块与主结构的质量比越大,减振效果越好。但为了不大幅度增加管路结构的负载,质量块的质量应为管路两端的支撑内部结构(节点10到节点11的管路段,参见图5)质量的1/30~1/10<sup>[12]</sup>。吸振器的刚度由弹簧提供,其弹性系数可根据管路的目标减振频率确定。

## 2.2 动力吸振器的安装

选取工业领域常用的典型复杂载流管路,并通过载流管路的振动实验研究动力吸振器对典型载流管路振动特性的影响。典型载流管路的实验模型如图3所示,其各项物理参数见表1。

本文设计的动力吸振器安装结构采用3D打印技术制造,如图4所示。根据管路尺寸,确定环形安装结构的内径为25 mm,厚度为5 mm,而动力吸振器的质量参数与弹簧弹性系数根据载流管

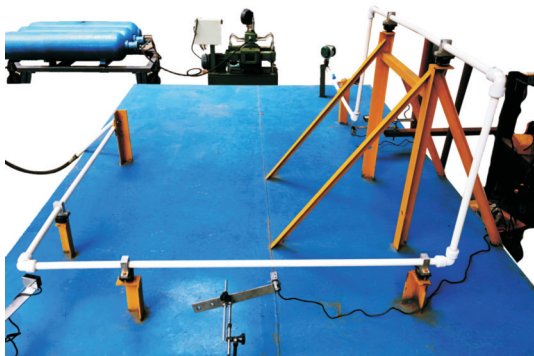


图3 典型载流管路的实验模型

Fig.3 Experimental model of a typical fluid-conveying pipeline

表1 载流管路物理参数

Table 1 The physical parameters of fluid-conveying pipeline

管路材料	杨氏模量/MPa	泊松比	管路密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	流体密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	管路外径/mm	管路内径/mm
聚丙烯	1 280	0.41	890	1 000	25.0	16.6

路的目标减振频率确定。实验中,将吸振器安装在载流管路节点10与节点11之间的中间位置(定义该位置为节点 $r$ ),与节点11的间距为300 mm,如图5所示。实验中,复杂载流管路中注满水,设流体流速为0(静水),采用激光位移传感器测量节点 $r$ 处的位移。用力锤或者激振器激励节点11,得到节点 $r$ 处的动柔度曲线如图6~图8所示。



图4 管路动力吸振器实物图

Fig.4 The physical photo of dynamic vibration absorber for pipeline

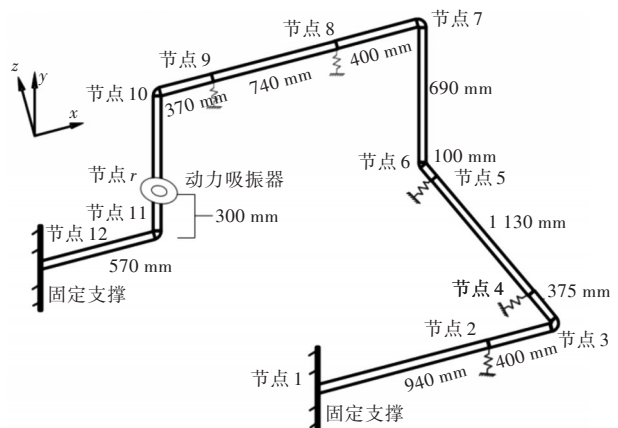


图5 动力吸振器安装位置示意图

Fig.5 Diagram of installation position for the dynamic vibration absorber

## 3 结果分析

### 3.1 动力吸振器的作用

实验中,测量得到载流管路在未安装动力吸振器时的动柔度曲线,如图6中的蓝色曲线所示。由图6可以看出,载流管路在8.85 Hz时的动柔度最大,而根据式(13)中动柔度的定义可知,动柔度越大,管路的振动越大,故为了减小管路

8.85 Hz处的振动,取动力吸振器中质量块的质量  $m_{r1}=0.1$  kg, 弹簧刚度  $k_{r1}=(2\pi f_1)^2 m_{r1}=394.78$  N/m ( $f_1$ 为弹簧质量系统的频率)。通过振动实验,测量得到载流管路在安装动力吸振器后节点  $r$  处的动柔度曲线,如图6中的红色曲线所示。

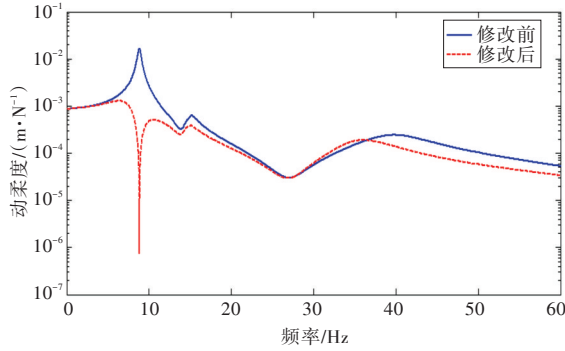


图6 管路节点  $r$  的动柔度传递曲线  
Fig.6 Receptance at the node  $r$  of pipeline

由图6可见,根据原结构动柔度曲线配置动力吸振器的质量与刚度参数后,节点  $r$  处的动柔度曲线在8.85 Hz处出现了一个零点,即反向共振点。这说明吸振器较好地吸收了8.85 Hz附近频带的振动能量,且在其他频率下未出现较大的尖峰。这说明,本文设计的吸振器可有效抑制管路在节点  $r$  处的振动。

### 3.2 附加两个弹簧质量系统的动力吸振器

实际工程中,由于管路系统结构复杂,实际管路节点上的振动能量会聚集在多个频率段内,故需要在管路上附加多个弹簧质量系统以吸收各频率的振动能量。根据第2节的公式推导可知,若在多自由度系统的第  $r$  个自由度处再附加一个弹簧质量系统(质量为  $m_{r2}$ , 弹簧刚度为  $k_{r2}$ ),将第1次修改后的结构作为原结构,则第1次配置的零点  $\mu_{r1}$  保持不变,新增加零点  $\mu_{r2}$  的固有圆频率为  $\omega_r = \sqrt{k_{r2}/m_{r2}}$ 。

由图4可以看出,本节在3.1节的动力吸振器中增加一个弹簧质量系统,使动力吸振器配置2个弹簧质量系统,用以吸收管路节点处2个频带的振动能量。为研究吸振器的吸振效果,设定管路的目标减振频率为10和20 Hz,配置吸振器上2个弹簧质量系统的各项参数为:  $m_{r1}=0.1$  kg,  $k_{r1}=(2\pi f_1)^2 m_{r1}=394.78$  N/m;  $m_{r2}=0.1$  kg,  $k_{r2}=(2\pi f_2)^2 \cdot m_{r2}=1579.14$  N/m。通过实验,测量得到附加新的动力吸振器后节点  $r$  处的动柔度曲线如图7所示。

由图7可见,在节点  $r$  处安装附加2个弹簧质量系统的动力吸振器后,节点  $r$  的动柔度曲线上

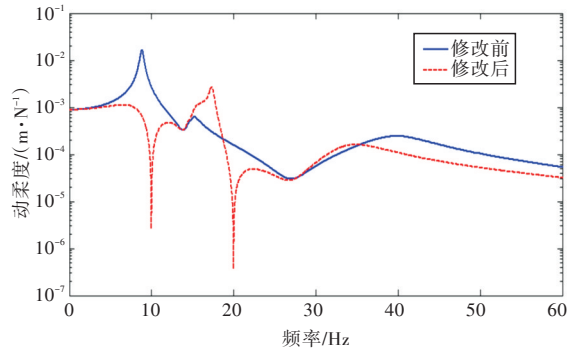


图7 安装附加2个弹簧质量系统的吸振器后管路节点  $r$  处的动柔度传递曲线

Fig.7 Receptance at the node  $r$  attached the vibration absorber with two spring mass systems

10和20 Hz处分别出现了一个零点,这说明新安装的动力吸振器较好地抑制了节点  $r$  在10和20 Hz附近的振动。

### 3.3 不同参数的吸振器的吸振效果对比

本文给出了3种不同参数(质量块质量  $m_r$  与弹簧刚度  $k_r$ ) 的动力吸振器,以探究吸振效果。表2给出了3种吸振器的参数。

表2 不同参数的吸振器  
Table 2 Vibration absorber at various parameters

频率 /Hz	参数组合1		参数组合2		参数组合3	
	$m_r$ /kg	$k_r$ /(N·m <sup>-1</sup> )	$m_r$ /kg	$k_r$ /(N·m <sup>-1</sup> )	$m_r$ /kg	$k_r$ /(N·m <sup>-1</sup> )
10	0.028	110	0.050	197	0.100	395
20	0.014	220	0.050	789	0.100	1579

图8所示为安装了不同参数的动力吸振器后节点  $r$  处的动柔度曲线。由图8可见,对于相同的目标减振频率,使用质量、刚度更大的弹簧质量系统可以增加减振频带,但附加了弹簧质量系统的自重会造成新的振动尖峰。因此,需要综合考虑动力吸振器的设计参数。

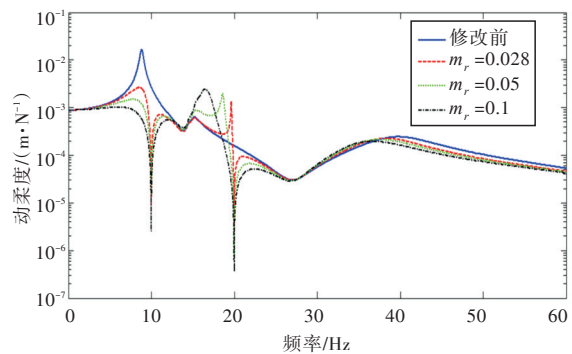


图8 安装不同参数的吸振器后管路节点  $r$  处的动柔度传递曲线

Fig.8 Receptance at the node  $r$  of the vibration absorber with various parameters

## 4 结 语

本文根据结构被动修改理论,设计了一种应用于载流管路上的动力吸振器,推导得出了利用弹簧质量系统对多自由度系统的动柔度矩阵进行被动修改的理论过程,并通过零点配置实现了对多自由度系统在某自由度下的振动抑制。在管路振动实验中,通过配置动力吸振器的弹簧质量系统的质量参数及刚度参数,使吸振器较好地抑制了管路在目标减振频率下的振动。

通过对比3种不同参数动力吸振器的吸振效果,发现其调谐质量越大,吸振频带越宽,减振效果越好。

### 参考文献:

- [1] 曹亮. 输流管道流固耦合振动特性分析[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2004.  
Cao L. Characteristic analysis of fluid structure interaction in liquid-filled pipe [D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2004 (in Chinese).
- [2] Weissenburger J T. Effect of local modifications on the vibration characteristics of linear systems [J]. Journal of Applied Mathematics, 1968, 35(2): 327-332.
- [3] Pomazal R J, Snyder V W. Local modifications of damped linear systems [J]. AIAA Journal, 1971, 9(11): 2216-2221.
- [4] Vincent A H. A note on the properties of the variation of structural response with respect to a single structural parameter when plotted in the complex plane: GEN/DYN/RES/010R [R]. [S.I.]: Westland Helicopters Ltd., 1973.
- [5] Berman A, Nagy E J. Improvement of a large analytical model using test data [J]. AIAA journal, 1983, 21(8): 1168-1173.
- [6] Tehrani M G, Wang W Z, Mares C, et al. The generalized Vincent circle in vibration suppression [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 292 (3/4/5): 661-675.
- [7] Belotti R, Ouyang H J, Richiedei D. A new method of passive modifications for partial frequency assignment of general structures [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 586-599.
- [8] Frahm H. A device for damping vibrations of bodies: U. S. Patent No. 989958 [P]. 1911-04-18.
- [9] 任意. 利用调谐质量阻尼器进行管路系统减振的研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2011.  
Ren Y. Study of pipeline vibration control with tuned mass damper [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011 (in Chinese).
- [10] 丁杨建. 基于动柔度方法的载流管路减振研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2018.  
Ding Y J. Research of vibration reduction of fluid-conveying pipes based on the receptance method [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2018 (in Chinese).
- [11] 刘岳文. 调谐质量阻尼器的减振研究 [D]. 天津: 天津大学, 2009.  
Liu Y W. Research on vibration damping of tuned mass damper [D]. Tianjing: Tianjing University, 2009 (in Chinese).
- [12] 崔巍升. 化工厂管路振动分析及控制 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012.  
Cui W S. Analysis and control of pipeline vibration in chemical plant [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012 (in Chinese).