

## 基于直接速度反馈的管道振动主动控制\*

陈 钊<sup>1,2</sup>, 何立东<sup>1,2</sup>, 贾兴运<sup>1,2</sup>, 杨建江<sup>1,2</sup>, 闫 伟<sup>1,2</sup>

(1.北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京,100029)

(2.北京化工大学化工安全教育部工程研究中心 北京,100029)

**摘要** 管道振动给石化设备的安全运行带来严重的隐患。基于直接速度反馈控制原理,利用主动阻尼装置向振动管道系统施加控制力,实现了对管道振动的主动控制。利用根轨迹法分析了控制系统的稳定性,实验验证了惯性作动器的动态特性对系统稳定性的影响,在增益系数过大时观察到了系统失稳的现象。以加速度信号作为评价指标,对不同反馈增益系数下主动阻尼装置对管道振动的控制效果进行了对比,并探究了主动阻尼装置的有效作用频带。结果表明,在反馈增益系数选择合理的情况下,主动阻尼装置对作动器线性工作频带内(20~50 Hz)的管道振动都能有较好的控制效果,最高降幅可达80%。最后对主动阻尼装置的设计和使用提出了参考意见,为振动控制效果的进一步提高提供了思路。

**关键词** 直接速度反馈;主动阻尼装置;惯性作动器;管道系统;振动主动控制

**中图分类号** TB535; TH113

### 引 言

作为输送介质、传递能量的设备,管道系统在石油化工领域十分常见。管道的振动会引起管道系统的疲劳损伤,降低使用寿命,甚至出现裂纹或断裂,给设备的安全运行带来隐患。目前,工程中常采用缓冲罐、孔板等结构降低流体的压力脉动,减小激励源<sup>[1]</sup>,但均需在停机时施工,给企业的生产带来影响。通过改变管线结构、调整支撑位置来调节管道固有频率,避免管道固有频率与激振力频率接近,可降低因共振而导致的剧烈振动<sup>[2]</sup>,但容易造成局部应力集中,有时还会受到现场空间条件的限制。近年来,随着自动控制技术的发展及传感器、作动器性能的提升,振动主动控制技术取得了长足的进步,在航空、航天、车辆、船舶及机械加工等领域都得到了应用<sup>[3-9]</sup>。其控制效果好,适应性强,作用频带宽,为管道振动问题的解决提供了新的指导方向。

惯性作动器因其结构简单、响应迅速、出力均匀等优点,在振动主动控制中得到了广泛应用<sup>[10]</sup>。Gonzalez等<sup>[11]</sup>采用惯性作动器对平板的振动进行主动控制,分别对加速度反馈控制、速度反馈控制、位移反馈控制和比例积分微分(proportion integral differential,简称PID)控制算法下的控制效果进行了

仿真研究。Baumann等<sup>[12]</sup>对速度反馈控制系统的稳定性进行了分析及相应的实验研究。西班牙达诺巴特集团将惯性作动器应用在了铣削加工的振动控制中,并对比了不同控制算法下的振动控制效果<sup>[13-14]</sup>。刘孝斌等<sup>[15]</sup>开展了多个惯性作动器对平板宽频带振动的控制效果。Chen等<sup>[16]</sup>基于LabVIEW软件和NI PXI控制平台,采用惯性作动器对模拟铣削振动进行PID控制,并取得了良好的减振效果。

除了控制算法,传感器和作动器的位置布置对控制系统的稳定性和控制效果也具有重要的影响,异位布置带来的相位滞后不利于系统的稳定<sup>[17-18]</sup>。因此,在条件允许的情况下,应尽量选择同位布置,构成作动器到传感器的最小相位系统,以保证较大的稳定裕度。

笔者搭建了管道振动实验台,基于同位布置的直接速度反馈控制算法<sup>[19]</sup>,利用主动阻尼装置向管道系统施加控制力,实现了对管道振动的主动控制。分析了直接速度反馈控制系统的稳定性和控制效果,并在实验中对比了主动阻尼装置在不同反馈增益下的振动控制效果,研究了主动阻尼装置控制管道振动的有效作用频带。实验结果表明,在惯性作动器线性工作频带内,利用主动阻尼减振系统对管道系统施加控制力,可以显著降低管道振动,避免系

\* 国家科技重大专项资助项目(2017-IV-0010-0047);国防科技重点实验室基金资助项目(614220406020717);中国博士后科学基金资助项目(2020M670113);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(JD2003,ZY2105)

收稿日期:2019-08-12;修回日期:2019-11-04

统因反馈增益过大而出现失稳现象。

## 1 主动阻尼装置原理

主动阻尼装置采用的是直接速度反馈(direct velocity feedback, 简称 DVF)控制算法,该算法将被控系统的振动速度信号作为反馈控制量。控制流程如图 1 所示,采用加速度传感器采集被控系统的振动信号,经控制器内的硬件电路滤波、积分、放大,得到与被控系统振动速度信号成比例的控制信号,输入至功率放大器,由功率放大器驱动惯性作动器输出作动力,控制系统的振动,主动阻尼装置的控制器及功率放大器如图 2 所示。其中: $G(s)$ 为系统的振动加速度与所受外力之间的传递函数; $G_{act}(s)$ 为作动器输出的作动力 $F_{act}$ 与其所加控制电压 $V_{in}$ 之间的传递函数。

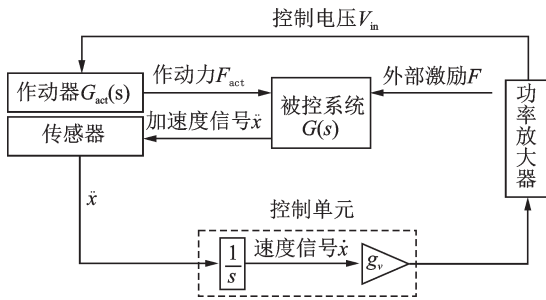


图1 主动阻尼装置的控制系统模型

Fig.1 The control system model of active damping device



图2 控制器及功率放大器

Fig.2 Controller and power amplifier

### 1.1 直接速度反馈控制算法

当采用直接速度反馈控制时,功率放大器输出给作动器的控制电压可表示为

$$V_{in} = -g_v \dot{x} \quad (1)$$

其中: $g_v$ 为反馈增益系数; $\dot{x}$ 为被控系统测点处的振动速度。

假设作动器在线性范围内工作,在控制电压 $V_{in}$ 作用下,作动器输出给被控制系统的作动力 $F_{act}$ 可表示为

$$F_{act} = g_a V_{in} = -g_a g_v \dot{x} \quad (2)$$

其中: $g_a$ 为作动器的输出力常数。

被控系统在外部激励下的运动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (3)$$

其中: $M, C, K$ 分别为被控系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $F$ 为系统受到的外激振力矩阵; $\ddot{x}, \dot{x}, x$ 分别为系统的加速度、速度和位移矩阵。

笔者采用同位布置,即测量点与作动器安装在同一位置,以保证较大的稳定裕度。在直接速度反馈控制下,作动器向系统施加作动力,系统的运动微分方程变为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F + F_{act} \quad (4)$$

其中: $F_{act}$ 为作动器向系统施加的控制力。

将式(4)代入式(5)中,可得

$$M\ddot{x} + (C + g_a g_v)\dot{x} + Kx = F \quad (5)$$

可以看出,如果将惯性作动器视为理想的线性作动器,在直接速度反馈控制规律下,作动器相当于对系统施加了阻尼力,从而达到控制系统振动的目的。

### 1.2 惯性作动器的动力学模型

笔者使用的电磁式惯性作动器如图 3 所示。图 4 为电磁式惯性作动器的简化模型,由惯性质量 $m_a$ 、弹簧 $k_a$ 、阻尼元件 $c_a$ 、线圈、永磁铁及底座组成。线圈与惯性质量组装为整体,通过弹簧及阻尼元件与底座连接,永磁铁固定在底座上。线圈通入交变电流后产生交变磁场,与作动器内永磁铁产生的恒定磁场相互作用产生电磁力,惯性质量在电磁力的作用下产生振动,对底座产生反作用力,从而按照设定的控制规律向被控系统输出作动力,控制系统振动。

作动器输出的作动力 $F_{act}$ 与其所加控制电压 $V_{in}$ 之间的传递函数为

$$G_{act}(s) = \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2} \quad (6)$$

其中: $g_a, \omega_a, \zeta_a$ 分别为作动器的输出力常数、固有频率和阻尼比,与作动器内部磁场分布情况、线圈绕



图3 电磁式惯性作动器

Fig.3 Electromagnetic inertial actuator

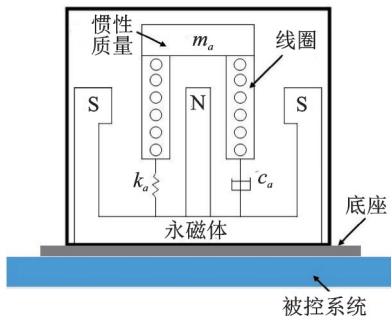


图 4 惯性作动器的简化模型

Fig.4 Simplified model of inertial actuator

组、惯性质量大小、阻尼元件以及弹簧刚度有关。

根据表 1 中惯性作动器的规格参数,对其输出力特性进行了仿真分析,得到作动器输出力与控制电压的幅频特性曲线,如图 5 所示。可以看出,在一定频率范围内,作动器的输出力大小仅与控制电压有关,且输出力与控制电压的相位保持在 0°附近,在这段频率范围内可以将惯性作动器视为理想的线性作动器。

表 1 惯性作动器的主要参数

Tab.1 Main parameters of inertial actuator

| 名称                         | 数值    |
|----------------------------|-------|
| 惯性质量/kg                    | 2.2   |
| 弹簧刚度/(N·m <sup>-1</sup> )  | 6 130 |
| 阻尼比                        | 0.15  |
| 输出力常数/(N·V <sup>-1</sup> ) | 4     |
| 最大行程/mm                    | ±2    |

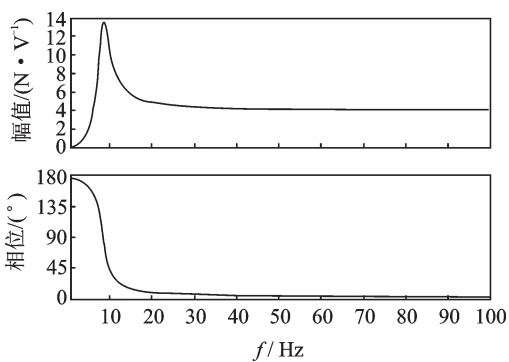


图 5 理想惯性作动器的伯德图

Fig.5 Bode diagram of ideal inertial actuator

实验测试了惯性作动器的输出力特性,得到作动器输出力与控制电压的幅频特性曲线,如图 6 所示。可以看出,作动器在低频段(约 11 Hz)出现了共振现象,这不仅限制了惯性作动器的有效作用频带,还会对系统的稳定性造成影响。

根据式(6)中惯性作动器的动力学模型公式以及实验测得的频响数据,采用最小二乘法拟合作出

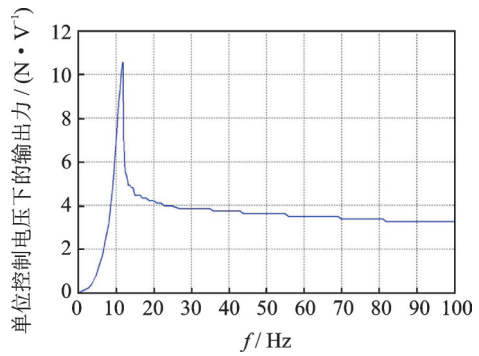


图 6 实验测得的惯性作动器幅频特性曲线

Fig.6 Measured amplitude-frequency characteristic curve of inertial actuator

动器的输出力  $F_{act}$  与其控制电压  $V_{in}$  之间的传递函数为

$$G_{act}(s) = \frac{3.21s^2}{s^2 + 21.41s + 4\ 356.37} \quad (7)$$

## 2 管道振动实验台介绍

搭建管道振动实验台见图 7,实验中通过信号发生器及功率放大器控制激振器输出恒定大小的激振力,管道在激振力的作用下做受迫振动。设计了管夹及钢板作为连接装置,实现作动器与管道系统的连接。选取了距激振力输入位置较近的 A 点作为惯性作动器的安装位置,在激振力作用下,该处的振动相对于整个管道系统较为明显。主动阻尼装置对管道系统振动控制的实验结果具有代表性。

实验中保证激振器产生幅值恒定的正弦激振力,对该管道系统进行扫频激励。利用作动器内部的加速度传感器对管道振动进行测量,为降低采集信号中的高频噪声的干扰,采用二阶低通滤波电路对采集到的加速度信号进行处理,截止频率为 2 kHz,并对加速度信号高通滤波处理,以去掉信号中的直流分量,截止频率为 10 Hz。

管道原始振动的幅频响应曲线如图 8 所示,可以看出,在 23 Hz 附近,管道振动剧烈,这是由于管道受一阶固有频率影响产生共振所引发的。

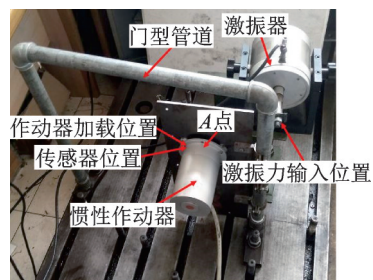


图 7 管道振动实验台

Fig.7 Vibration pipeline test bench

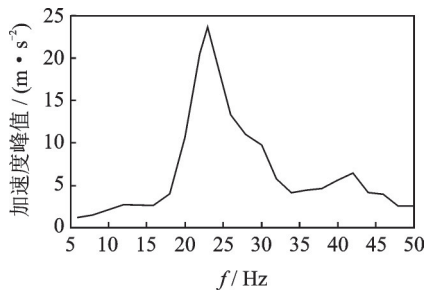


图 8 管道原始振动曲线

Fig.8 Original vibration curve of the pipeline

### 3 直接速度反馈控制系统的稳定性和控制效果分析

直接速度反馈控制下的系统方框图如图 9 所示,其中: $G(s)$ 为系统的振动加速度 $\ddot{x}$ 与所受外力 $F$ 之间的传递函数。

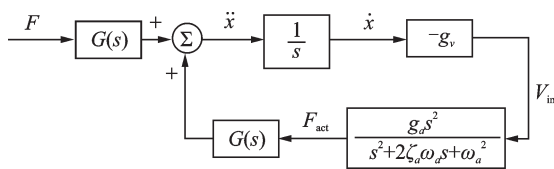


图 9 直接速度反馈控制系统方框图

Fig.9 Block diagram of direct velocity feedback control system

系统的闭环特征方程为

$$1 + g_v \frac{1}{s} \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2} G(s) = 0 \quad (8)$$

由管道原始振动曲线可以看出,管道系统在所选频带内的振动主要受到系统一阶固有频率的影响。为分析直接速度反馈控制系统的稳定性,将该管道系统简化为单自由度系统,系统的振动加速度 $\ddot{x}$ 与所受外力 $F$ 之间的传递函数 $G(s)$ 可简化为

$$G(s) = \frac{s^2}{m(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (9)$$

其中: $m, \omega_n, \zeta_n$ 分别为被控系统的质量、固有频率和阻尼比。

根据实验测得的管道原始振动数据,采用最小二乘法拟合出管道系统的振动加速度与其所受外力之间的传递函数

$$G(s) = \frac{s^2}{11.24s^2 + 199.45s + 229\ 205.73} \quad (10)$$

此时,控制系统的闭环特征方程可以写为

$$1 + g_v \frac{1}{s} \frac{g_a s^2}{s^2 + 2\zeta_a \omega_a s + \omega_a^2} \frac{s^2}{m(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} = 0 \quad (11)$$

图 10 为反馈增益 $g_v$ 从 0 变化到无穷大的过程

中,对应闭环系统的根轨迹曲线,表 2 列举了 $g_v$ 分别设置为 100,200 和 300 时,被控系统与作动器的模态参数。可以看出,随着反馈增益系数 $g_v$ 的增大,被控管道系统的阻尼比 $\zeta_n$ 逐渐增大;但当 $g_v$ 大于某值时,系统特征方程的根将位于复平面的右半平面,作动器向系统提供了负阻尼,这意味着当增益系数过大时,闭环系统将会失稳。

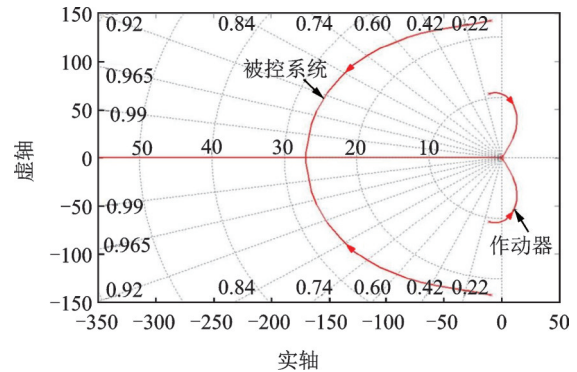


图 10 闭环系统的根轨迹曲线

Fig.10 Root locus curve of closed loop system

表 2 不同反馈增益系数下被控系统与作动器的模态参数

Tab.2 Modal parameters of the controlled system and the actuator with different feedback gain coefficients

| 反馈增益<br>$g_v$ | 被控系统                         |                  | 作动器                          |                  |
|---------------|------------------------------|------------------|------------------------------|------------------|
|               | 固有频率<br>$\omega_n/\text{Hz}$ | 阻尼比<br>$\zeta_n$ | 固有频率<br>$\omega_a/\text{Hz}$ | 阻尼比<br>$\zeta_a$ |
| 0             | 22.7                         | 0.061 8          | 10.5                         | 0.162 1          |
| 100           | 22.5                         | 0.191 2          | 10.6                         | 0.102 4          |
| 200           | 22.6                         | 0.319 1          | 10.6                         | 0.040 9          |
| 300           | 23.1                         | 0.435 1          | 10.4                         | -0.006 7         |

图 11 为当反馈增益 $g_v=1$ 时,系统的奈奎斯特曲线。图中左侧象限内的小圆是由于作动器的共振所产生的,而右侧象限内的大圆是由于被控系统的共振所产生的。由奈奎斯特稳定判据可知,此时系统处于条件稳定状态,当控制增益过大时,奈奎斯特曲线将包含 $(-1, j_0)$ 点,闭环系统将会失稳,在作动器的固有频率附近发生振荡。

根据图 9 的控制系统方框图,可得在直接速度反馈控制下系统的振动响应与其所受到激振力之间的闭环传递函数为

$$\frac{\ddot{x}(s)}{F(s)} = \frac{G(s)}{1 + g_v \frac{1}{s} G_{\text{act}}(s) G(s)} \quad (12)$$

由式(12)可以看出,当 $g_v$ 为能够保持系统稳定的最大反馈增益时,被控系统在外部激振力下的振

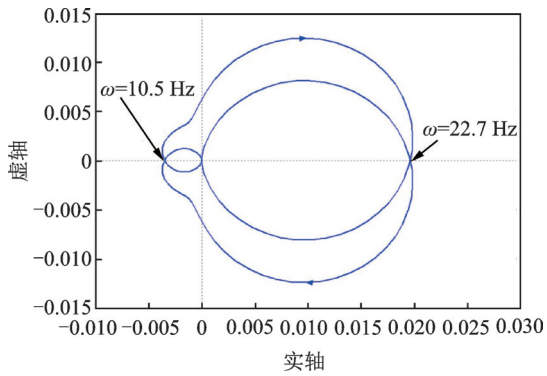


图 11 主动阻尼装置作用下闭环系统的奈奎斯特图

Fig.11 Nyquist diagram of the closed-loop system under active damping device

动响应最小,振动控制效果最好。因此,为提高系统的控制性能,需合理设置反馈增益系数,在保持系统稳定的前提下实现最佳的控制效果。

#### 4 主动阻尼装置对管道系统振动控制的实验研究

为验证主动阻尼装置对管道振动的控制效果,在图 7 所搭建的管道实验台上,利用主动阻尼装置进行了管道系统的振动控制实验。利用 NI LabVIEW 平台对作动器内加速度传感器测量到的信号进行处理,得到作动器安装位置处的振动速度  $\dot{x}$ ,并实时采集作动器的控制电压  $V_m$ ,从而计算出功率放大器不同放大倍数下的反馈增益  $g_v$ 。通过调节功率放大器的放大倍数,改变反馈增益系数  $g_v$ ,分别设定反馈增益系数  $g_v$  为 100, 200 和 300,对比不同反馈增益下主动阻尼装置对管道系统的振动控制效果。

##### 4.1 主动阻尼装置对管道单频率振动的控制效果

模拟工程中管道共振的情况,控制激振器输出 23 Hz 的正弦激振力,管道系统在激振力的作用下做受迫振动,得到不同反馈增益下管道系统的振动时域波形及频谱图,如图 12~14 所示。

可以看出,施加控制后,当反馈增益较小( $g_v=100$ )时,管道系统的振动有所降低,加速度峰值从 23.64  $m/s^2$  降低到 9.01  $m/s^2$ ,振动降幅可达 62%。随着反馈增益系数的增大( $g_v=200$ ),振幅进一步降低,加速度峰值降为 4.77  $m/s^2$ ,振动降幅增加到 80%。

当反馈增益  $g_v$  达到 300 时,系统因增益系数过大而失稳,出现了作动器固有频率附近的自激振动,并且由于作动器内惯性质量的振幅过大,与作动器

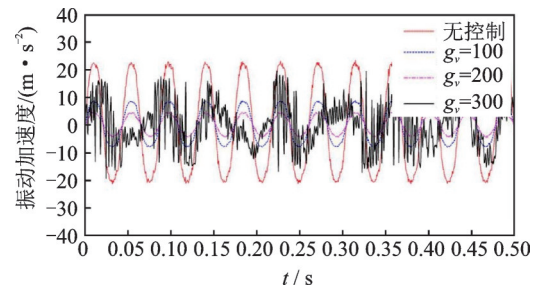


图 12 不同反馈增益下管道系统的振动时域波形

Fig.12 Vibration time domain waveform of the pipeline system with different feedback gain

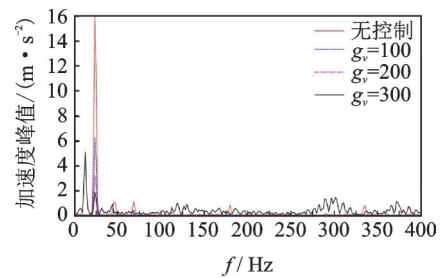


图 13 不同反馈增益下管道系统的振动频谱图

Fig.13 Vibration spectrum of the pipeline system with different feedback gain

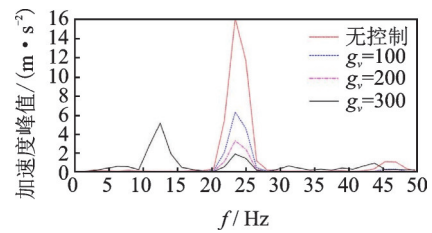


图 14 振动频谱细化图

Fig.14 Detailed vibration spectrum

端盖发生碰撞,导致系统的振动频谱中出现了高频成分,这对于系统振动的控制是不利的。为避免在使用中系统因增益过大而出现失稳的情况,需合理选择主动阻尼装置的反馈增益系数。如果被控系统的振动传递函数是已知的,那么可以通过根轨迹分析法近似求出使系统保持稳定的最佳反馈增益系数。对于振动传递函数未知的被控系统,最大的反馈增益系数只能通过实验的方法获得。通常是先选取比较小的反馈增益作为初始增益,在实验中增加其大小,直到该闭环系统失稳,从而探索出合适的反馈增益系数。

##### 4.2 主动阻尼装置的有效作用频带

由图 5 中惯性作动器的伯德图可知,作动器只能在其线性范围内输出与控制信号同相位的作动力。当采用直接速度反馈控制时,在固有频率范围

内及其以下频段,由于输出力与控制信号之间存在相位延迟,惯性作动器并不能向系统提供预期的阻尼力,而是会发生正反馈,引起自身的共振。

为探究主动阻尼装置控制振动的有效频率范围,设定激振器以1 Hz为步长进行扫频,频率范围为6~50 Hz,管道系统在激振力的作用下做受迫振动。实验中分别设定100,200及300反馈增益系数,得到不同反馈增益下管道系统振动的幅频响应曲线,如图15所示。

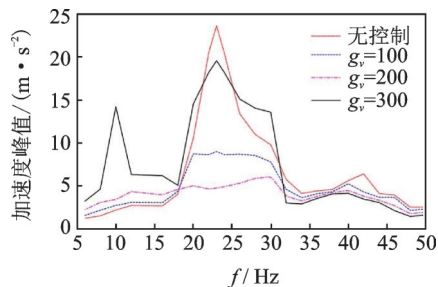


图15 不同反馈增益系数下管道系统的频响曲线

Fig.15 Frequency response curve of the pipeline system with different feedback gain coefficients

由实验数据可以看出,在20~50 Hz范围内,施加控制后,管道系统的振动降低。当反馈增益较小时,振动控制效果随着反馈增益系数的增大而提高。但是当反馈增益 $g_v$ 达到300时,管道振动由于系统失稳而变大,振动控制效果变差,这是因为增益过大时,作动器向系统提供了负阻尼。因此,采用主动阻尼装置对系统振动进行主动控制时,应合理设置反馈增益系数。反馈增益过小会导致减振效果不佳,反馈增益过大则会使系统失稳。对于本研究实验中所选取的3个反馈增益系数,当 $g_v=200$ 时,作动器对该管道系统的振动控制效果较好。

在6~19 Hz范围内,施加控制后,管道系统的振动均不降反增。这是由于作动器未在其线性频率范围内工作,该频段内的输出力与控制信号之间存在严重的相位延迟,作动器未能向系统提供预期的阻尼力,发生了正反馈而导致系统失稳。该现象为主动阻尼装置的设计和使用提供了指导,在选用惯性作动器时,应使作动器的固有频率远离被控系统的振动频带,以保证其在线性范围内工作,避免系统因作动器输出力的相位延迟而失稳。这可以通过降低作动器内连接弹簧的刚度实现,但是也要考虑实际应用中可能出现的问题,比如当惯性质量振幅过大时,可能会超出行程与作动器端盖发生碰撞,这对于振动的控制是极为不利的。

## 5 结 论

1) 搭建了管道振动实验台,基于直接速度反馈控制原理,采用主动阻尼装置实现了对管道系统振动的主动控制。当反馈增益系数设置合理时,主动阻尼装置对管道系统在作动器线性工作频带内的振动都能得到较好的控制,最高振动降幅可达80%。

2) 将管道实验台简化为单自由度系统,分析了反馈增益系数变化对系统稳定性的影响,实验验证了不同反馈增益系数下主动阻尼装置的振动控制效果。在使用主动阻尼装置时,应合理设置反馈增益系数,避免系统因反馈增益过大而失稳,或是因增益过小而振动控制效果欠佳。

3) 当被控系统的动力学模型已知时,可以通过根轨迹法求出使系统保持稳定的最大反馈增益系数。对于动力学模型未知的系统,可以先选取比较小的反馈增益作为初始值,在实验中增加其大小,探索出使系统保持稳定的最大反馈增益系数,适量施加控制力,达到最佳的控制效果。

4) 受到作动器固有频率的影响,施加直接速度反馈控制后,由于输出力与控制信号之间相位延迟的存在,系统在低频段的振动不降反增。因此,在设计选用作动器时,应使作动器的固有频率远离被控系统的振动频率范围,保证其在线性范围内工作,但是也要考虑实际应用时可能出现的问题。

5) 通过激振器向管道系统输入激励力,模拟工程中管道振动的情况,研究了主动阻尼装置控制管道振动的可行性。实际工程中,受到管内流体脉动的影响,管道振动的幅值和频率会发生变化,可能会出现多频率成分的振动。

## 参 考 文 献

- [1] 宋辉辉,韩省亮,李永东,等.孔板消减气流脉动的数值模拟及实验研究[J].应用力学学报,2011,28(1):39-43.  
SONG Huihui, HAN Xingliang, LI Yongdong, et al. Numerical simulation and experimental research on orifice plate reducing gas pulsation[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(1):39-43.(in Chinese)
- [2] 崔巍升,宫建国,金涛.化工厂管道振动原因分析及控制[J].流体机械,2011,39(10):34-38.  
CUI Weisheng, GONG Jianguo, JIN Tao. Analysis and controlling of pipeline vibration in chemical plant [J]. Fluid Machinery, 2011, 39(10):34-38.(in Chinese)
- [3] 陆洋,顾仲权,凌爱民,等.直升机结构响应主动控制飞行试验[J].振动工程学报,2012,25(1):24-29.

- LU Yang, GU Zhongquan, LING Aimin, et al. Flight test of active control of structure response for helicopter [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2012, 25(1):24-29.(in Chinese)
- [4] 沈星, 涂凡凡, 陈金金, 等. 风洞悬臂杆结构主动减振系统的研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(3): 414-419.  
SHEN Xing, TU Fanfan, CHEN Jinjin, et al. Study of active damping system for the cantilever sting in wind tunnel based on piezoelectric actuators[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2014, 34(3):414-419.(in Chinese)
- [5] JOHNSON C D, WILKE P S, GROSSERODE P J. Whole-spacecraft vibration isolation system for the GFO/Taurus mission[J]. *Proceedings of SPIE*, 1999, 3672:175-185.
- [6] 翟兴辉, 肖刚, 罗亚军, 等. 环形天线结构的振动主动控制[J]. *振动、测试与诊断*, 2018, 38(6):1148-1154.  
ZHAI Xinghui, XIAO Gang, LUO Yajun, et al. Research on active vibration control of loop antenna structure[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018, 38(6):1148-1154.(in Chinese)
- [7] JONES W D. Easy ride: bose corp uses speaker technology to give cars adaptive suspension [J]. *IEEE Spectrum*, 2005, 42(5):12-14.
- [8] DALEY S, JOHNSON F A, PEARSON J B, et al. Active vibration control for marine applications [J]. *Control Engineering Practice*, 2004, 12(4):465-474.
- [9] MONNIN J, KUSTER F, WEGENER K. Optimal control for chatter mitigation in milling—part 1: modeling and control design [J]. *Control Engineering Practice*, 2014, 24:156-166.
- [10] PAULITSCH C, GARDONIO P, ELLIOTT S J. Active vibration control using an inertial actuator with internal damping [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2006, 119(4):2131-2140.
- [11] GONZÁLEZ D C, GARDONIO P. Feedback control laws for proof-mass electrodynamic actuators[J]. *Smart Materials and Structures*, 2007, 16(5):1766-1783.
- [12] BAUMANN O N, ELLIOTT S J. The stability of decentralized multichannel velocity feedback controllers using inertial actuators [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 121(1):188-196.
- [13] MUNOA J, MANCISIDOR I, LOIX N, et al. Chatter suppression in ram type travelling column milling machines using a biaxial inertial actuator [J]. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 2013, 62(1):407-410.
- [14] BILBAO G A, BARRIOS A, MANCISIDOR I, et al. Control laws for chatter suppression in milling using an inertial actuator [C] // ISMA 2010-International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven, Belgium: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2010.
- [15] 刘孝斌, 王震, 张伟. 平板上多通道惯性吸振器宽频主动吸振测量[J]. *噪声与振动控制*, 2015, 35(2): 213-216.  
LIU Xiaobin, WANG Zhen, ZHANG Wei. Active absorption measurement of panels using multichannel inertial absorbers in wideband frequencies[J]. *Noise and Vibration Control*, 2015, 35(2):213-216.(in Chinese)
- [16] CHEN P, ZHAI J, ZHANG X, et al. Research on active vibration control of thin-walled workpiece in milling based on voice coil motor [C] // International Conference on Intelligent Robotics and Applications. Heidelberg, Berlin: Springer, 2013.
- [17] 袁明, 裘进浩, 季宏丽, 等. 基于同位加速度负反馈的振动主动控制研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2014, 34(2):254-260.  
YUAN Ming, QIU Jinhao, JI Hongli, et al. Active control of vibration using collocated negative acceleration feedback strategy [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2014, 34(2):254-260.(in Chinese)
- [18] 邱志成. 基于加速度反馈的挠性智能结构振动主动控制[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(3):143-151.  
QIU Zhicheng. Active vibration control of flexible smart structure based on acceleration feedback [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(3):143-151.(in Chinese)
- [19] ANDRÉ P. *Vibration control of active structures an introduction* [M]. London: Kluwer Academic Publishers, 1999: 93-95.



**第一作者简介:**陈钊,男,1995年10月生,硕士生。主要研究方向为机械加工振动主动控制技术及管道减振技术。曾发表《挤压油膜阻尼器非线性振动机理及结构创新综述》(《机电工程》2019年第34卷第4期)等论文。

E-mail:chenzhaozhao1024@163.com

**通信作者简介:**何立东,男,1963年2月生,教授、博士生导师。主要研究方向为蜂窝密封、旋转机械与管道振动控制技术。  
E-mail:1963he@163.com