

利用调谐质量阻尼器进行管路系统减振*

曾 胜, 任 意, 程涛涛, 郑水英

(浙江大学化工机械研究所 杭州, 310027)

摘要 对既成管系存在的振动进行了减振研究。考虑到既成管线增加额外支撑的困难, 设计了可拆分的环形调谐质量阻尼器结构, 建立管系实验装置并进行模拟计算。分析了在有、无调谐质量阻尼器时实验管系振动在时域和频域的情况, 并进行了实验验证。结果表明, 设计的调谐质量阻尼器可大幅减缓管系的稳态振动和快速衰减管系的瞬态振动, 是一种有效、实用的管系减振手段。

关键词 调谐质量阻尼器; 管路振动; 减振; 瞬态响应
中图分类号 TH113

引 言

在化工和机械领域, 管路系统作为输送原料和热、冷源的主要途径, 被广泛应用于工厂建设和生产过程中。在管路系统实际工况中, 由于管路中阀门的启闭以及流体输送机械的振动传递会引起管路系统发生一定强度的谐振甚至剧烈振动, 降低管路的输送效率, 引起结构疲劳失效, 甚至导致管系结构的破坏。因此, 无论是航空与船舶的管路系统还是一般工业管路系统, 振动控制至关重要。

目前, 管路减振研究主要包括理论和应用研究两个方向。理论研究主要集中在非线性流固耦合分析上^[1-3], 管道流固耦合主要有: 摩擦耦合、泊松耦合、连接耦合和 Bourdon 耦合等, 但流固耦合至今没有一致公认和采用的分析模型。应用研究主要致力于管路问题的消振, 采用的方法主要有隔振、阻振和修改结构等。这些方法的不足在于都要对现有管系增加支撑, 但是许多场合无法在管路现场直接增加支撑, 或者即使增加支撑, 费用也较高。

笔者提出了采用调谐质量阻尼器对管路系统进行减振的方案, 通过模拟计算和实验验证, 说明使用调谐质量阻尼器降低管路系统振动的可行性和优越性。

1 管路的调谐质量阻尼器概述

为了将调谐质量阻尼器应用于管路系统的减振, 需要对管系的振动特性和调谐质量阻尼器的特

性进行说明, 并设计针对管系的调谐质量阻尼器。

1.1 管系与调谐质量阻尼器特性

管系是一个连续系统, 工程中利用有限元法或传递函数法将该连续系统转化为一个多自由度的模型。根据振动理论^[4], 虽然多自由度振动系统的振动是各阶振型的叠加, 而基频仍然是主要讨论的频率。以自由振动为例, 当外冲击作用在系统上时, 虽然能激发出所有模态频率的响应, 然而基频的幅值和能量占主要部分。以稳态响应为例, 系统在外激励加载时一般会首先通过基频的共振点, 同时基频引起的共振峰也最大。管路系统振动的研究可简化为以基频为固有频率的单自由度模型的研究, 如图1所示, 文中的阻尼均指作用在质量上的当量阻尼。

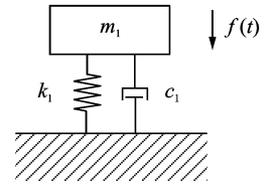


图1 简化的管路系统单自由度模型

调谐质量阻尼器(tuned mass damper, 简称TMD)是一个由弹簧、阻尼器和质量块组成的振动系统^[5-6]。一般悬挂在被减振的结构上, 不需要支撑。TMD对结构进行振动控制的机理是: 当结构在外激励作用下产生振动时, 带动TMD系统一起振动, TMD系统产生的惯性力反作用到结构上, 调谐这个惯性力, 使其对主结构的振动产生调谐作用, 从而

* 收稿日期: 2011-04-25; 修改稿收到日期: 2011-07-12

达到减少结构振动反应的目的。调谐质量阻尼器是一个单自由度系统,将其安装在简化的管路模型后构成一个两自由度的振动系统,如图2所示。

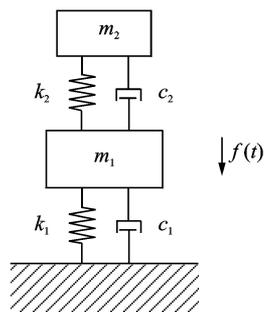


图2 单调谐质量阻尼器与管系构成两自由度模型

1.2 针对管系的调谐质量阻尼器设计

由于弹簧和阻尼器都是单方向的元件,表现出单向性,这在一般的振动方向明确的主结构系统中是适用的,而实际管路系统中管线、罐体等基本都是圆柱型的,表现出周向特性,振动的方向也可能是延径向的任何方向。因此,无法采用一般的普通调谐阻尼器设计,需要设计专门的调谐质量阻尼器。为了适应管路各向振动的特性,调谐阻尼器需要具有各向振动的特点。图3为设计的单层质量调谐阻尼器TMD结构,由外环1和内环2两层组成。内环2通过螺栓直接固定在需要减振的管道上,仅作为固定件。外环1通过弹簧3和阻尼器4与内环2连接,外环1为TMD的调谐质量,按照减振要求,通过管道系统特性计算得到,将需要的TMD数量安装在管道相应位置就能起减振作用。

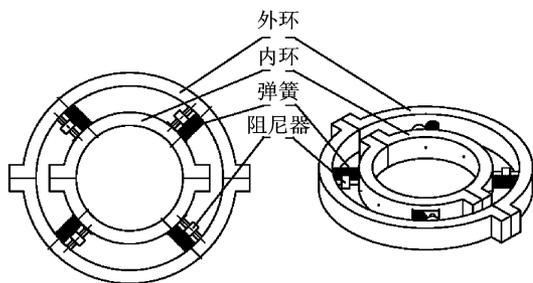


图3 管路调谐阻尼器设计图

2 调谐质量阻尼器性能模拟

2.1 数学模型

针对单自由度模型的自由和受迫振动两种情况建立统一的微分动力学方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = 0/f(t) \quad (1)$$

大部分机电系统可以表示为控制模型^[7],利用拉氏变换转化微分方程在计算和模拟上能体现极大的优越性。单自由度模型的传递函数为

$$G(s) = \frac{1}{m_1 s^2 + c_1 s + k_1} \quad (2)$$

对于两自由度的模型,根据牛顿运动定律建立运动微分方程,得到

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = 0/f(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_2 - k_2 x_1 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

利用传递函数推导

$$\begin{cases} [m_1 s^2 + (c_1 + c_2) s + (k_1 + k_2)] X_1 - (c_2 s + k_2) X_2 = F(s) \\ X_2 = \frac{(c_2 s + k_2) X_1}{m_2 s^2 + c_2 s + k_2} \end{cases} \quad (4)$$

得到总体传递函数为

$$G(s) = \frac{1}{m_1 s^2 + (c_1 + c_2) s + (k_1 + k_2) - \frac{(c_2 s + k_2)^2}{m_2 s^2 + c_2 s + k_2}} \quad (5)$$

文献[8]对式(5)中的参数 m_2 , k_2 和 c_2 的取值进行研究,设计原则为:a. 调谐阻尼器对实际振幅的模态进行调谐减振,该模态一般为低阶模态;b. 调谐阻尼器质量 m_2 的取值为被调谐质量的1%~10%, m_2 的取值越大,效果越好;c. 调谐质量阻尼器的固有频率应与主结构固有频率相同;d. 阻尼 c_2 按照实际要求选用。

为了研究调谐质量阻尼器对管道减振性能的影响,对其进行模拟。为了使模拟结果与实验对照,模拟中各参数的取值与实验一致。简化管系参数为 $m_1 = 3 \text{ kg}$; $\zeta_1 = 0.008$; $\omega_{n1} = 2\pi \times 17 \text{ rad/s}$ 。设计调谐质量阻尼器参数为 $m_2 = \frac{1}{20} m_1 = 0.15 \text{ kg}$; $\zeta_2 = 0.030$; $\omega_2 = 2\pi \times 16 \text{ rad/s}$ 。

2.2 时域特性

管路系统或一般的振动系统常见的状态为冲击载荷下的振动响应。冲击载荷在一般情况下是不可预见的,对于这种情况,希望振动系统能够快速地衰减振动。通过设计调谐阻尼器的自振频率刚好等于主结构的振动频率,吸收一部分主结构的振动,从而达到消振的目的。无调谐和单个调谐在相同冲击下响应的计算结果如图4所示。

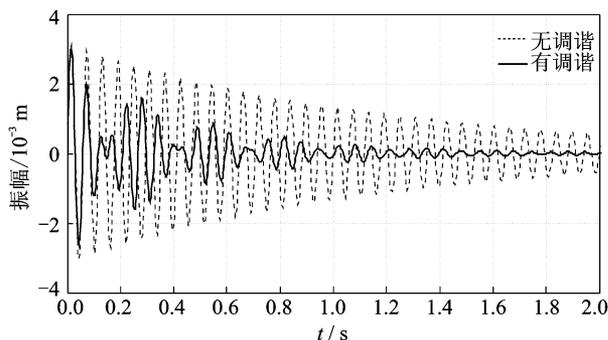


图4 单个调谐瞬态模拟图

从模拟的结果看,调谐阻尼器具有良好的减振效果,对冲击载荷后主结构的自由振动起到了良好的抑制作用,不仅快速地使振动平复,对振动的幅值控制也较理想。

2.3 频域特性

由于系统中大量存在泵、压缩机和风机等环节,这类输送机械一般都是回转机械,机械本身的动不平衡和安装位置的误差等因素会在管路系统上加载一个恒定的频率载荷,使整个管系以相同的频率发生受迫振动,因此需要分析在频域上各种调谐情况的特性。无调谐和单个调谐在不同频率下的受迫响应如图5所示。

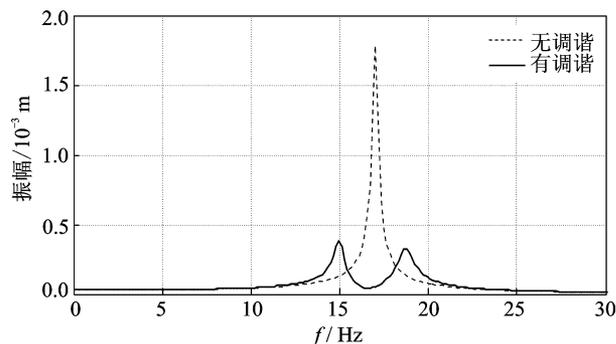
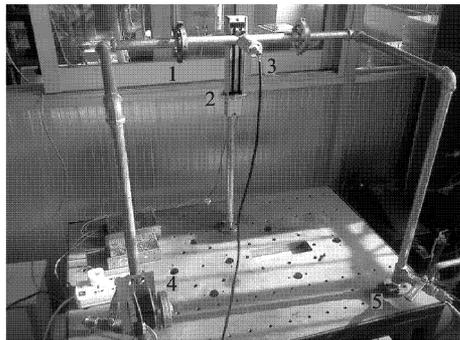


图5 单个调谐稳态模拟图

可见,在自振频率点,调谐阻尼器对主结构的共振起到良好的控制作用,使振动幅值较无调谐有了极大的下降。虽然调谐后在个别频率点比原振动幅值增大,但总体上将稳态振动幅值控制在较低的水平。

3 实验验证

为了验证调谐质量阻尼器的实际效果,设计的实验平台如图6所示,管系的一阶固有频率为17 Hz。



1为调谐质量阻尼器;2为电磁铁;3为振动传感器;
4为步进电机;5为阀门

图6 实验管路照片

3.1 管系的调谐质量阻尼器设计步骤

管系的调谐质量阻尼器设计步骤为:a.通过有限元计算和振动测试手段了解主结构的固有频率,确定需要减振的目标频率值;b.计算管系在两个刚性支点间的总重量,并预取调谐质量为支点间管系总重的1/30至1/10;c.根据频率和质量计算刚度,在计算值附近由弹簧的实际标称值确定刚度;d.根据最优阻尼比和最优调谐频率的选取确定调谐频率和大致的阻尼范围;e.最后重新设计质量,由调谐频率和弹簧的标称刚度计算得到。

以实验为例,两支撑点间管路净重为3 kg,调谐目标频率为17 Hz。取调谐质量为管系总重量的1/20,即0.15 kg,设计调谐频率为16 Hz。经过初步计算选取弹簧刚度为612.5 N/m,使用弹性海绵作为阻尼元件。经组装焊接后通过增加或减少质量的方式进行频率调谐,测得实际调谐频率为15.5 Hz,阻尼为0.03。

3.2 实验结果

瞬态实验中为了保证重复性和可比较性,采用大吸合力的电磁铁使管系产生固定的位移,通过断开开关释放管系使其发生瞬态的自由振动,产生触发脉冲通知数据采集卡采样和记录,如图7所示。

稳态测试主要是评价调谐阻尼器在管路系统承受一定频率的受迫振动下的实际减振效果。实验使用电机输入频率激励,并在电机盘上人为安装一个不平衡质量以产生一定的振动。为了精确控制和细分激励的频率,使用步进电机并以细分步800作为振动激励源,如图8所示。可以看出,调谐质量阻尼器在时域上有效减小了管系的振动。单一调谐不仅在振动幅值上对原振动有很大的衰减,保护了管系在冲击下不发生过大幅度的振动,而且振动时间明

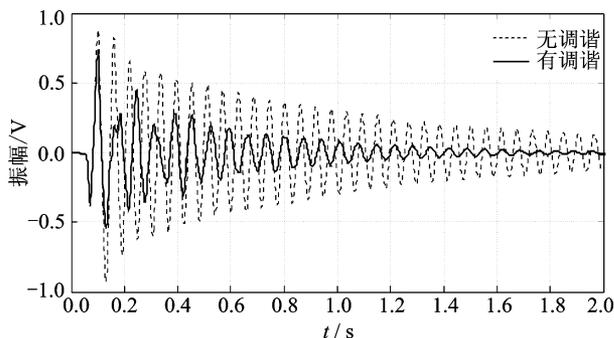


图7 单个调谐瞬态减振效果图

显缩短,有利于管系尽快回复到正常的工作状态;在频域上较好地控制了管系的受迫振动,特别是对管系的一阶共振频率起到了完全的抑制作用,将管系在一阶共振点的振幅控制在很低水平。由于调谐阻尼器“吸振”的特点,将管系的振动幅值控制在一个较低的水平,起到了抑制振动和管系减振的效果。

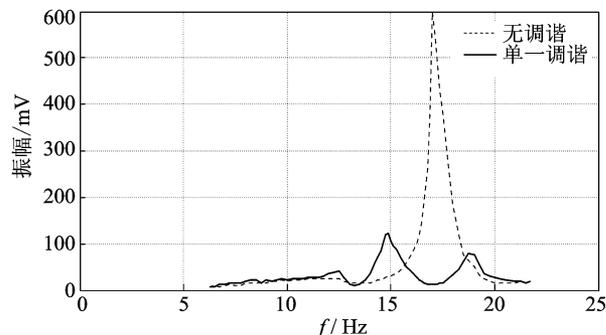


图8 单个调谐稳态减振效果图

4 结束语

调谐质量阻尼器以其安装方便、设计简单和成本低等特点在目前管路减振工程应用中是最具优势的减振方法。笔者设计的环形调谐质量阻尼器可以较好地适应管路径向振动的特点,在时域和频域对于管路系统减振具有较突出的效果,达到了预期管系减振目的。可以认为,设计的调谐质量阻尼器能够适应工业现场的实际应用,使用多个调谐的方案或者经过阻尼比和调谐频率的优化设计可以进一步提高减振效果。

参 考 文 献

[1] Tijsseling A T, Vardy A E, Fan D. Fluid structure

interaction and cavitation in a single-elbow pipe system [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 1996, 10: 395-420.

[2] 诸葛起,杨建东. 建立流固耦合管路系统数学模型的一种方法[J]. *水动力学研究与进展专辑*, 1989, 4(1): 6-12.

Zhuge Qi, Yang Jiandong. An approach to mathematical modeling of piping system with fluid-structure interaction [J]. *Journal of Hydrodynamics*, 1989, 4(1): 6-12. (in Chinese)

[3] 焦宗夏,华清. 传输管道流固耦合振动的模态分析[J]. *航空学报*, 1999, 20(4): 316-320.

Jiao Zongxia, Hua Qing. Frequency domain analysis of vibration in liquid-filled piping system [J]. *Journal of Aeronautics*, 1999, 20(4): 316-320. (in Chinese)

[4] 张阿舟,姚起航. 振动控制工程[M]. 北京:航空工业出版社, 1989: 19-20.

[5] 肖红林,何林. 阻尼动力吸振器的仿真设计[J]. *航海工程*, 2002, 5: 21-23.

Xiao Honglin, He Lin. A simulink model for the vibration absorber [J]. *Ship & Ocean Engineering*, 2002, 5: 21-23. (in Chinese)

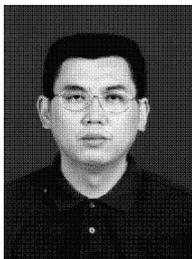
[6] 徐庆善. 动力吸振器的应用动态与进展[J]. *力学与实践*, 1992, 14(2): 12-15, 44.

Xu Qingshan. Development and application of the dynamic vibration absorber [J]. *Mechanics & Practice*, 1992, 14(2): 12-15, 44. (in Chinese)

[7] 董景新. 控制工程基础[M]. 北京:清华大学出版社, 2003: 25-35.

[8] 同长虹,张小栋. 调谐质量阻尼器参数优化及其应用[J]. *振动、测试与诊断*, 2007, 27(2): 146-149.

Tong Changhong, Zhang Xiaodong. Parameter optimization of tuned mass dampers and its application to bridge vibration [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2007, 27(2): 146-149. (in Chinese)



第一作者简介:曾胜,男,1970年10月生,副教授。主要研究方向为转子动力学、转子动平衡及振动控制。曾发表《Transient response of active magnetic bearing rotor during rotor drop on backup bearings》(《Journal of Mechanical Engineering Science》2006, Vol. 220, No. 6)等论文。

E-mail: shengzeng@zju.edu.cn