

用于原油管道减振的吸振器阻抗研究*

马育¹, 滕汉东²

(1. 国家管网集团东部原油储运有限公司生产运行部 徐州, 221008) (2. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

摘要 针对输油管道剧烈振动会引发焊缝开裂、管道连接部疲劳破坏等问题, 利用阻抗耦合法和动力吸振技术对原油管道的减振进行了研究。采用金属波纹管设计的吸振器, 借助抱箍安装在管道上, 可实现管道 x, y, z 3 个方向的减振, 具有防爆、阻燃和三维减振的优点。设计的动力吸振器具有较好的减振效果, 比较减振前后相同测点振动加速度的均方根值可知, 管道减振效果达到 64.9% 以上, 解决了管道振动偏高的问题, 同时减小了由振动引起的管道内交变应力, 降低了振动引发的疲劳破坏。该减振方案不需要拆解进出口管道, 只需要在外部加装吸振器就能达到较好的效果, 是一种控制输油管道振动的好方法。

关键词 原油管道; 阻抗; 吸振器; 振动控制
中图分类号 O322; TH113.1

引言

输油管道担负着原油输运任务, 管道剧烈振动将导致结构疲劳破坏, 降低管道服役年限, 甚至导致事故发生。国内外学者对管道振动控制问题进行了大量研究。Walker 等^[1]对管道流固耦合振动进行了理论研究, 建立了计算管道应力波的四方方程模型。Pontaza 等^[2]研究了考虑流致振动和涡激振动的海底管道减振方案。Brenan 等^[3]设计了一种主动减振装置来控制管道的流致振动。王建军等^[4]研究了管道流固耦合数值分析方法。张立翔等^[5]利用频谱分析方法解析了水锤诱发管道流固耦合振动的频谱特性。梁建术等^[6]研究了输液波纹管的各阶工作模态。刘彬彬等^[7]研制了一种动力吸振器, 进行了飞机液压管道的减振研究, 该装置对管道圆周具有减振作用, 对管道长度方向不具备减振效果。

国家管网集团所辖某油库的 P3 输油泵进出口管道经过十几年的运行后出现了振动较大的现象。该输油泵为鲁尔离心泵, 通过联轴器由西门子电机驱动, 包含壳体、转轴、各类轴承、机械密封、流道和叶轮等部件^[8-9]。P3 输油泵进出口管道以及驱动电机构成了一个复杂的机械系统, 建立此系统的完整模型进行减振分析, 工作量非常大且复杂。

笔者利用阻抗耦合法和动力吸振技术对该油库 P3 输油泵进出口管道的减振进行了研究。笔者设

计的原油管道减振装置具有防、爆阻燃的优点, 在管道 x, y, z 3 个方向都能实现高效减振。

1 管道振动测试及频谱分析

动力吸振技术针对特定的频率具有减振效果, 而管道能否使用该技术进行减振, 需要对管道振动信号进行频谱分析。本研究首先实测了 P3 泵进出口管道的振动加速度并进行了频谱分析。图 1 为管道振动响应及频谱图。

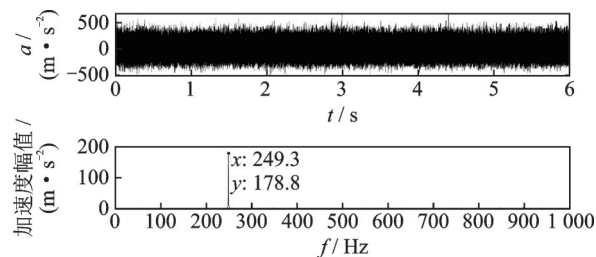


图 1 管道振动响应及频谱图

Fig.1 Vibration response and spectrum of the pipeline

从图 1 可以看出, 249.3 Hz 为管道振动的主要频率, P3 泵由西门子电机驱动, 电机的额定转速为 2 985 r/min, 对应转动频率约为 49.75 Hz, 这台泵的叶轮上共有 5 个叶片, 电机实际工作时转速会略有差异, 249.3 Hz 正好对应 49.75 Hz 的 5 倍频, 是 5 个叶片转动一周贡献的激励频率。针对这种单一频率振动大的情况, 采用动力吸振技术进行减振将非常有效。

* 国家自然科学基金青年基金资助项目(11502107)
收稿日期: 2022-09-27; 修回日期: 2022-11-10

2 动力吸振阻抗分析

广义阻抗是激励力与响应之比,表示外力驱动物体所受到的阻力,即在相同激励下,阻抗越大,响应越小^[10-14]。因此,安装减振器增加管道系统阻抗,可实现管道振动的抑制^[15-16]。

2.1 管道阻抗分析

安装吸振器的管道阻抗耦合分析如图2所示。左侧主结构表示需减振的进出口管道,中间是待安装的吸振器,右侧复合结构表示已安装了吸振器的管道振动系统。其中: x_p 为管道的振动位移; x_1 为吸振器安装点处的振动位移; x_c 为耦合系统的坐标。

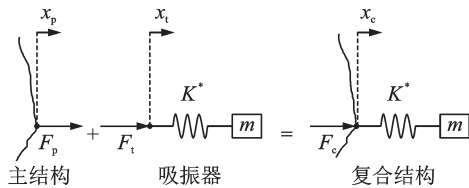


图2 安装吸振器的管道阻抗耦合分析

Fig.2 Impedance coupling of the pipeline with dynamic absorber

稳态振动下,简谐力 F_p 作用于管道上,根据阻抗定义可得到频域中的速度公式为

$$V_p = F_p / Z_p^v \quad (1)$$

其中: V_p 和 Z_p^v 分别为管道的振动速度和驱动点速度阻抗。

稳态振动时,速度 V_p 和位移 x_p 之间的关系式为 $V_p = i\omega x_p$ 。吸振器的速度阻抗为

$$V_1 = F_1 / Z_1^v \quad (2)$$

其中: v_1 为吸振器安装点处的振动速度; F_1 为管道作用在吸振器底座上的力,其与吸振器底座作用在管道上的力互为作用力和反作用力。

通过对耦合系统施加连续性和平衡条件,可以得到

$$\begin{cases} V_c = V_p = V_1 \\ F_c = F_p + F_1 \end{cases} \quad (3)$$

耦合系统的速度阻抗和输入输出的关系有

$$V_c = F_c / Z_c^v \quad (4)$$

$$Z_c^v = Z_p^v + Z_1^v \quad (5)$$

其中: Z_c^v 和 V_c 分别为吸振器连接点处耦合系统的驱动点速度阻抗和速度。

吸振器速度阻抗可以借助仪器测量,也可以根据传递率计算。根据定义,传递率的表达式为

$$T = x_0 / x_1 \quad (6)$$

其中: x_0 为吸振器顶部质量的位移。

管道作用在吸振器基座上的力 F_1 与吸振器顶部质量 m 的加速度有以下关系

$$F_1 = m\ddot{x}_0 = -m\omega^2 x_0 \quad (7)$$

F_1 和吸振器挠度之间的关系为

$$F_1 = K^*(x_1 - x_0) \quad (8)$$

其中: K^* 为吸振器弹性元件的复动刚度。

吸振器的传递率为

$$T = K^* / (K^* - m\omega^2) \quad (9)$$

结合式(5)和(6)可以得到

$$F_1 = -m\omega^2 T x_1 \quad (10)$$

吸振器在其安装点处的速度阻抗为

$$Z_1^v = mi\omega T \quad (11)$$

吸振器的速度阻抗 Z_1^v 通常选择相关频率范围内足够大,以便使安装了吸振器后的管道系统阻抗 Z_c^v 足够大,达到吸振器抑制附着点处结构振动的目的。

2.2 动力吸振器的位移阻抗设计

图2中间表示的是由质量和弹簧组成的吸振器,弹簧左端和管道相连,右端和集中质量连接。稳态振动时,吸振器底座安装点的速度 V_1 和位移 x_1 之间的关系式为 $V_1 = i\omega x_1$ 。

根据式(7)可知,管道对吸振器的作用力 $F_1 = -m\omega^2 x_0$,根据吸振器位移阻抗定义 $Z_1^d = F_1 / x_1$,则可知吸振器速度阻抗为

$$Z_1^v = Z_1^d / i\omega \quad (12)$$

结合式(7)和式(9),得到吸振器安装点处位移阻抗的关系式为

$$F_1 = \frac{\omega^2 mk}{k - \omega^2 m} x_1 = Z_1^d x_1 \quad (13)$$

根据管道对吸振器作用力和管道安装点位移之间的关系,得到吸振器位移阻抗为

$$Z_1^d = \frac{\omega^2 mk}{k - \omega^2 m} \quad (14)$$

如果安装吸振器后,能大幅增加管道耦合系统阻抗 Z_c^v ,从而能抑制管道的振动。对于未安装吸振器的管道阻抗 Z_p^v 来说,只有在特定的工作频率(本研究为249.3 Hz)下,吸振器阻抗 Z_1^v 的模取值较大,才能使阻抗 Z_c^v 得到增加,此时要求吸振器位移阻抗在该频率下取最大值,可实现良好的减振效果。

从式(14)可知, $k = \omega^2 m$ 时,此处 $\omega = 2\pi f$, $f = 249.3$ Hz,吸振器位移阻抗 Z_1^d 因分母为0而取得最大值,此时动力吸振器发挥最大减振作用。据此分析,需调整吸振器模态共振频率使其和外激励频率相等。

3 吸振器安装在管道上减振效果

本研究设计了一款波纹管吸振器,其直径为100 mm、高为90 mm,波纹管由5层厚度为0.4 mm的不锈钢管坯模压而成,采用多层薄壁结构以提供吸振所需刚度并提升吸振器疲劳寿命。将吸振器共振频率调整到需减振的249.3 Hz,此时吸振器安装在管道上能提供非常大的阻抗,可达到大幅减振的目的。图3为吸振器在P3泵进口管道上的安装图。



图3 吸振器在P3泵进口管道上的安装图

Fig.3 Bellows type dynamic absorber and its application for the pipeline of the P3 oil pump

如图3所示,波纹管吸振器借助白色抱箍安装在P3泵进口管道上。白色抱箍为两半圆形结构,其上面有基座用于安装吸振器,这些安装基座的中心线既有沿着管道半径方向的,也有沿着管道长度方向的。吸振器安装在这些基座上,可以实现管道圆周方向和长度方向的减振,即实现管道三维减振。

为了衡量安装吸振器后的减振效果,本研究测试了吸振器安装前、后的P3泵进口管道相同测点的垂向振动响应。测试时,保持输油泵工况和流量不变,将吸振器安装前后的振动值进行比较。管道减振前、后的振动响应如图4,5所示。

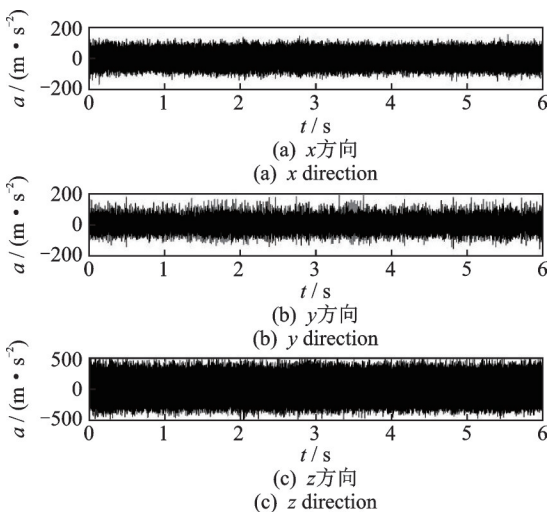


图4 管道减振前的振动响应

Fig.4 The vibration response of the pipeline without dynamic absorber

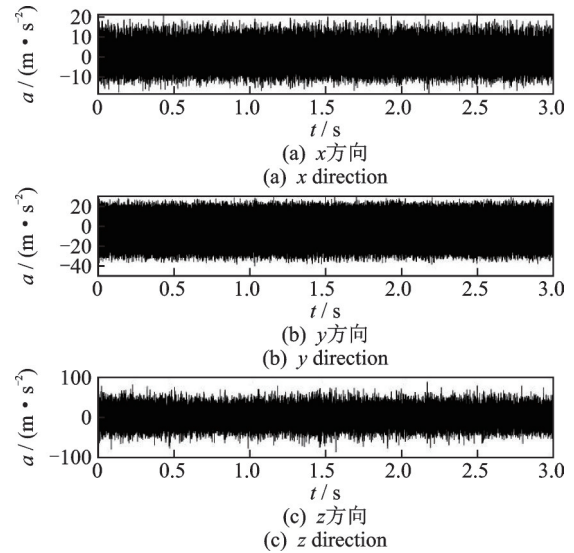


图5 管道减振后的振动响应

Fig.5 The vibration response of the pipeline with dynamic absorber

可以看出,管道未安装波纹管吸振器时,管道 x, y, z 3个方向的测点振动加速度峰值分别为100, 100和500 m/s^2 左右。其中: x 方向为管道轴向; y 方向为水平垂直于 x 的方向; z 方向为垂直地面向上的方向。管道安装吸振器后,相同测点的三向振动加速度峰值分别为20, 30和60 m/s^2 左右;2种测试工况保持相同;减振后,振动下降明显。

计算图4,5中振动响应的均方根(root mean square,简称RMS)值,进一步验证波纹管吸振器对出口管道减振是否有效。将动力吸振器安装在出口管道上,测量了吸振器在安装前后出口管道的振动响应。保持输油泵的工况和流量不变,计算了出口管道减振前后的振动响应RMS值。表1为管道减振前后各测点振动加速度测量值,可以看出减振效果都在64%以上。

表1 管道减振前后各测点振动加速度测量值

Tab.1 Comparisons between the vibration levels of pipeline with and without dynamic absorber

测点位置	方向	振动加速度RMS值/ ($m \cdot s^{-2}$)		减振 效果/%
		减振前	减振后	
管道进口上表面	x	96.2	14.5	84.9
	y	87.3	23.37	73.2
距泵入口1 m	z	430.6	51.5	88.0
管道出口上表面	x	51.3	18.0	64.9
	y	184.1	20.8	88.7
距泵出口1.2 m	z	283.7	58.3	79.5

4 结论

1) 设计的动力吸振器具有较好的减振效果,将

其应用于管道减振,减振效果实测达到64.9%以上。

2) 设计的动力吸振器可以实现管道在 x , y , z 3个方向的减振,具有三维减振功能。吸振器使用不锈钢材料,具有防爆、阻燃的优点。

3) 采用动力吸振器解决管道振动偏高的问题,不需要拆解进出口管道,只需要在外部加装吸振器就能达到效果,避免管道停输检修,不会影响正常生产。

参 考 文 献

- [1] WALKER J S, PJILLIPS J W. Propagation in fluid-filled tubes[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 77(1): 31-35.
- [2] PONTAZA J P, MENON R G. Flow-induced vibrations of subsea jumpers due to internal multi-phase flow [C]//ASME 2011 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. Rotterdam, Netherlands: American Society of Mechanical Engineers, 2011: 585-595.
- [3] BRENNAN M J, ELLIOT S J. Active control of fluid waves in a pipe [C]//Inter-noise and Noise-congress and Conference Proceedings. Newport Beach: Institute of Noise Control Engineering, 1995:383-394.
- [4] 王建军,李其汉,朱梓根,等.自由液面大晃动的流固耦合数值分析方法研究进展[J].力学季刊,2001, 22(4):447-454. WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen, et al. A review of numerical methods for fluid-structure interaction with large free surface sloshing [J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2001, 22(4):447-454. (in Chinese)
- [5] 张立翔,黄文虎, TIJSSELING A S. 水锤诱发约束管道流固耦合振动频谱分析[J]. 工程力学, 2000, 17(1): 1-12. ZHANG Lixiang, HUANG Wenhui, TIJSSELING A S. Frequency spectrum analysis of liquid-filled pipes under waterhammer-induced FSI[J]. Engineering Mechanics, 2000, 17(1): 1-12. (in Chinese)
- [6] 梁建术,苏强,李欣业. 基于ANSYS/Workbench流固耦合输液波纹管的模态分析[J]. 机械设计与制造, 2013(2): 91-93. LIANG Jianshu, SU Qiang, LI Xinye. Modal analysis of fluid-structure interaction bellows based on ANSYS/Workbench[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(2): 91-93. (in Chinese)
- [7] 刘彬彬,陈果,赵正大,等. 一种新型动力吸振器的液压管道减振试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(1):152-157. LIU Binbin, CHEN Guo, ZHAO Zhengda, et al. Experimental study on a new dynamic vibration absorber with adjustable frequency for vibration reduction of hydraulic pipelines [J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(1):152-157. (in Chinese)
- [8] 王勇,刘厚林,刘东喜,等. 叶片包角对离心泵流动诱导振动噪声的影响[J]. 农业工程学报, 2013, 29(1):72-77. WANG Yong, LIU Houlin, LIU Dongxi, et al. Effects of vane wrap angle on flow induced vibration and noise of centrifugal pumps [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2013, 29(1):72-77. (in Chinese)
- [9] 谈明高,张景,刘厚林,等. 叶片不等间距对离心泵水动力噪声的影响[J]. 农业机械学报, 2016, 47(2): 22-27. TAN Minggao, ZHANG Jing, LIU Houlin, et al. Effect of uneven spacing blade on hydrodynamic noise of centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(2): 22-27. (in Chinese)
- [10] HUANG S C, LIN K A. A new design of vibration absorber for periodic excitation [J]. Shock and Vibration, 2014, 2014(5):1-11.
- [11] MA J G, SHENG M P, GUO Z W, et al. Dynamic analysis of periodic composite vibration suppressors with multiple secondary oscillators [J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 424: 94-111.
- [12] SUN J Q, JOLLY M R, NORRIS M A. Passive, adaptive and active tuned vibration absorbers: a survey [J]. Transactions of the ASME, 1995, 117: 234-242.
- [13] ROFFEL A J, LOURENCO R, NARASIMHAN S, et al. Adaptive compensation for detuning in pendulum tuned mass dampers [J]. Journal of Structural Engineering, 2010, 137(2): 242-251.
- [14] GAO B, ZHANG N, LI Z, et al. Influence of the blade trailing edge profile on the performance and unsteady pressure pulsations in a low specific speed centrifugal pump [J]. Journal of Fluids Engineering, 2016, 138(5):051106.
- [15] ZHANG P, SONG G, LI H, et al. Seismic control of power transmission tower using pounding TMD [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2013, 139(10): 1395-1406.
- [16] 杨恺,崔龙,黄海. 基于动力吸振器的空间桁架多自由度振动抑制[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(3): 295-299. YANG Kai, CUI Long, HUANG Hai. Multi-degree-of-freedom vibration suppression of space trusses based on multiple dynamic vibration absorbers [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(3): 295-299. (in Chinese)



第一作者简介:马育,男,1968年4月生,硕士、高级工程师。主要研究方向为输油设备的管理及运行。
E-mail: xzmayu@qq.com

通信作者简介:滕汉东,男,1975年8月,博士、讲师。主要研究方向为振动控制。
E-mail: hdteng.detc@nuaa.edu.cn