

文章编号:1006-1355(2017)01-0152-06+187

一种新型动力吸振器的液压管道减振试验研究

刘彬彬¹, 陈果¹, 赵正大², 陈雪梅², 侯民利², 罗云²

(1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;
2. 成都飞机工业(集团)有限责任公司 成都 610092)

摘要:针对文献[7]设计的一种新型的管道动力吸振器,进行真实液压管道的减振实验。该减振器能够针对难于施加卡箍的管道系统实施有效减振,主要由质量块、弹簧片组成,通过移动弹簧片上的质量块位置,可以有效抑制管道强迫振动及多个倍频激励下与管道固有频率发生的共振。针对某真实液压力源一段悬空管道振动剧烈的问题,设计加工两个新型管道动力吸振器,利用其对不同压力下的真实液压管道进行减振试验,对于由于压力脉动所导致的脉动频率分量振动,在X、Y和Z方向均实现了有效地减振。液压试验台的管道减振试验充分表明所设计的管道动力吸振器具有很强的工程应用价值。

关键词:振动与波; 液压管道; 振动抑制; 动力吸振器; 液压试验台; 压力脉动

中图分类号: TN05

文献标识码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2017.01.033

Experimental Study on a New Dynamic Vibration Absorber with Adjustable Frequency for Vibration Reduction of Hydraulic Pipelines

LIU Bin-Bin¹, CHEN Guo¹, ZHAO Zheng-da², CHEN Xue-mei²,
HOU Min-li², LUO Yun²

(1. College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Chengdu Aircraft Industrial (Group) Co. Ltd., Chengdu, 610092)

Abstract : A new dynamic vibration absorber composed of mass and spring-leaf is designed to mitigate the hydraulic pipeline vibration. The vibration reduction experiment on a real hydraulic pipeline is carried out. Through adjusting the location of the mass on the spring-leaf, the forced vibration due to the pressure fluctuation and the resonance due to the similarity of the frequency-multiplier excitation to the natural frequency of the pipeline can be effectively suppressed. Aiming at the severe vibration of a suspended pipeline of the hydraulic power source, two dynamic vibration absorbers are designed. The vibration reduction experiments of the two absorbers are carried out in a real hydraulic pipeline system under different fluctuation frequencies and pressures. The results show that the pressure fluctuation frequency components are reduced successfully in all the X、Y and Z directions. The vibration reduction experiments indicate that the new dynamic vibration absorber with adjustable frequency is valuable for engineering applications.

Key words : vibration and wave; hydraulic pipeline; vibration reduction; dynamic vibration absorber; hydraulic test stand; pressure fluctuation

管道系统是一种重要的工程结构,在航空工业、海洋工程、石油化工以及排水给水等领域都有广泛

应用。在航空领域,飞机管道系统作为输送燃油、滑油、空气和液压油等介质的设备,在飞机的使用过程中起到重要的作用^[1-2]。而管道系统由于与之连接的机械振动和管道内部液体流动等诸多原因产生的受迫振动,由其引发的一系列安全事故成为困扰航空飞行安全性和可靠性的一大难题。因而如何有效地降低管道振动,得到防止因管道振动而产生危害飞行安全的方法备受工程技术人员关注。

针对管道减振,目前的研究致力于管道消振,主

收稿日期:2016-01-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(61179057);

成都飞机工业(集团)有限责任公司资助项目

作者简介:刘彬彬(1992-),男,吉林省长春市人,南京航空航天大学硕士研究生。

通信作者:陈果(1972-),男,博士,教授、博士生导师。

E-mail: cgzyx@263.net

要方法有合理地设计管道、安装阻尼器、使用减振材料以及装置压力脉动衰减器等^[3]。而通过附加装置达到减振目的的动力吸振器因其灵活便于安装,能够很好地适应复杂空间管路而备受关注。肖挺杨设计了一种多向管道动力吸振器,将管道的振动能量转移到附加质量环上,利用钢丝绳各股钢丝之间的摩擦力耗散振动能量^[4];黄金秀设计了一种具有连续宽频带的离散分布式可控型环形动力吸振器,控制管道系统的强迫振动^[5]。程小勇设计了一种以弹簧-质量系统为基础的单一频率动力吸振器,利用反共振原理抑制管道振动^[6];周笛在文献[6]基础上进行了改进,使动力吸振器的减振频率可以调节,增强了该吸振器的减振适应范围,并进行了管道共振下的减振试验^[7]。

文献[6]和文献[7]研究的减振试验仅仅针对了简单未加压管道系统,没有模拟真实飞机液压管道系统工况。在真实的液压管道系统中,高压的液压油由于压力脉动,作用于管道接头,将引起剧烈的强迫振动,同时由于液压泵的振动导致管道产生以25 Hz为基频的多倍频激励,容易与管道固有频率发生共振,使管道容易发生疲劳损伤甚至引发油液泄露等严重事故。

有鉴于此,本文利用文献[7]设计的可调频式的管道动力吸振器,模拟飞机液压管道工况,针对某液压动力源的一段空间悬空管道进行动力吸振器减振试验,试验结果充分表明可调频式的动力吸振器能够有效地降低由于压力脉动导致的管道系统强迫振动及管道的共振,具有很强的工程实用潜力。

1 可调频式管道动力吸振器设计^[7]

动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber, DVA),其基本原理是在振动主系统上附加一个单自由度的子系统,当主系统发生受迫振动时会带动子系统一起振动。子系统的惯性力会反作用于主系

统,使主系统振动减弱。这一作用在主系统和子系统处于相同的固有频率振动时最为明显。

本文所提及可调频式的动力吸振器^[7],结构如图1(a)、图1(b)所示实物和三维模型,各零部件材料如表1所示。



(a) 加工成品

(b) 三维模型

图1 变频动力吸振器

表1 可调频式动力吸振器材料参数

名称	材料	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/Pa	泊松比
夹持件	6061Al	2.8×10 ³	6.89×10 ¹⁰	0.330
弹簧片	65Mn	7.85×10 ³	1.96×10 ¹¹	0.226
质量块	Q235	7.85×10 ³	2×10 ¹¹	0.300

2 液压动力源管道介绍

本文被试验管道为液压动力源的某段振动剧烈且发生过多次油液泄露事故的管道。液压动力源的结构和组件介绍如图2所示。

在长期使用的过程中,液压动力源外部管道振动强烈,并伴有极大的噪声。被试验管道因振动过大缘故多次因接头处产生管道疲劳裂纹,引发了液压油泄露的事故。图3为易发生泄露事故管道整体三维模型。

图5为易发生泄露事故的管道实物图。可以看出,该管道仅仅两端固定,中间为悬空结构,由于空间安装位置的限制,难以施加卡箍进行管道减振。因此,利用可调频式的管道动力吸振器来进行该段管道的减振试验研究。



(a) 前面



(b) 后面

图2 液压动力源

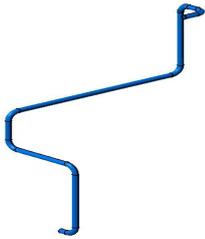


图3 易发生泄漏管道模型

3 液压管道减振试验研究

3.1 管道减振试验方案

图4为管道减振试验方案,首先要进行管道振动的脉动频率测试,确定需要减振的频率;然后利用有限元进行减振器的固有频率计算,确定质量块在弹簧片的位置;接下来,利用有限元仿真确定正确的减振器安装部位;最后,进行不同压力、不同减振器数量下的减振试验研究,并得出减振措施。

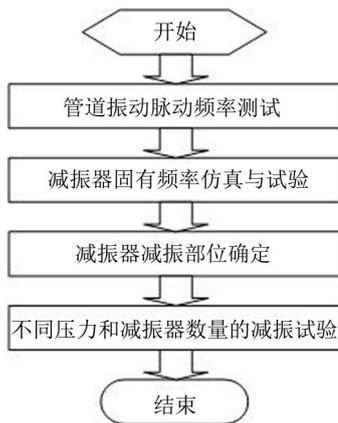


图4 管道减振试验方案流程图

3.2 液压系统压力脉动频率测试

首先需要测试管道振动加速度,如图5所示,在液动力源管道上建立空间直角坐标系,在坐标系的三个方向上固定加速度传感器。在被试验管道未夹装动力吸振器的情况下分别测得三个方向上液动力源压力在0 MPa、5 MPa、10 MPa、15 MPa和20 MPa

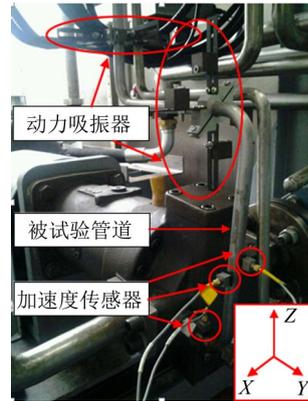


图5 被试验管道

时管道振动加速度响应。

实测得到管道在脉动压力作用下管道易发生泄漏点三个方向的振动加速度响应,发现被测管道的振动表现为以25 Hz为基频的多个倍频叠加振动,其中X和Y方向垂直于管道轴线方向,刚度偏低,且均在175 Hz表现由压力脉动引起的强迫振动。而Z方向由于测点处刚度较大所以振动并不明显。此外Y方向上频率100 Hz共振峰是管道固有频率与基础激励发生共振导致的,管道模态试验频谱如图6所示。

X方向表现突出的管道固有频率没有与基础频率相同或相近的,所以X方向表现为单一的受压力脉动影响的强迫振动。而Y方向频率350 Hz加速度峰值被认为是175 Hz强迫振动频率的2倍频。与泵站连接的管道受基础激励作用,当其固有频率与基础激励频率相近时发生了共振,同时液压管道受压力脉动作用产生强迫振动。试验发现动力吸振器在降低管道强迫振动的同时,能够使管道的固有频率发生变化,避免与基础激励发生共振,从而使管道的整体振动状态得到抑制。

3.3 吸振器固有频率仿真与试验研究

把单侧弹簧-质量系统看作端部带有集中质量的悬臂梁,如图8所示,x是调节质量块位置时记录

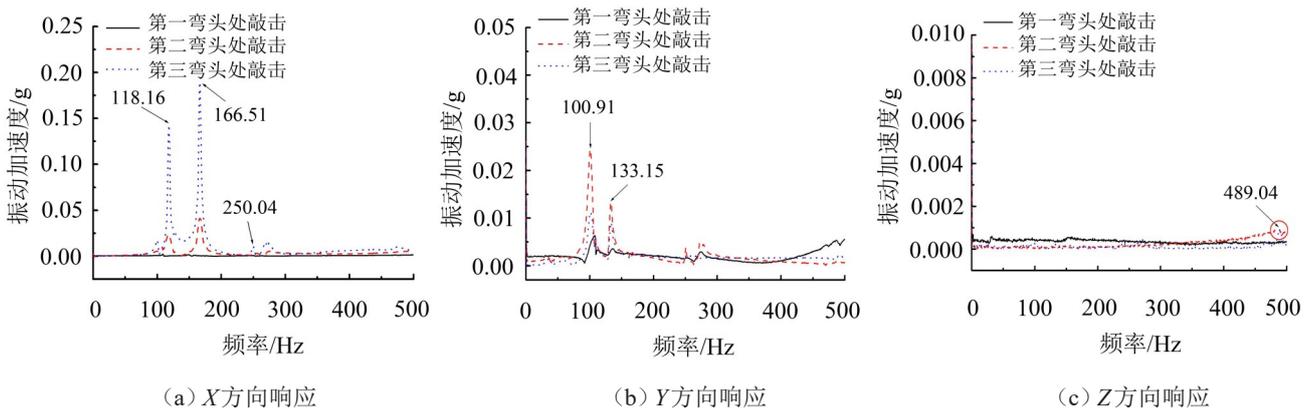


图6 管道模态试验

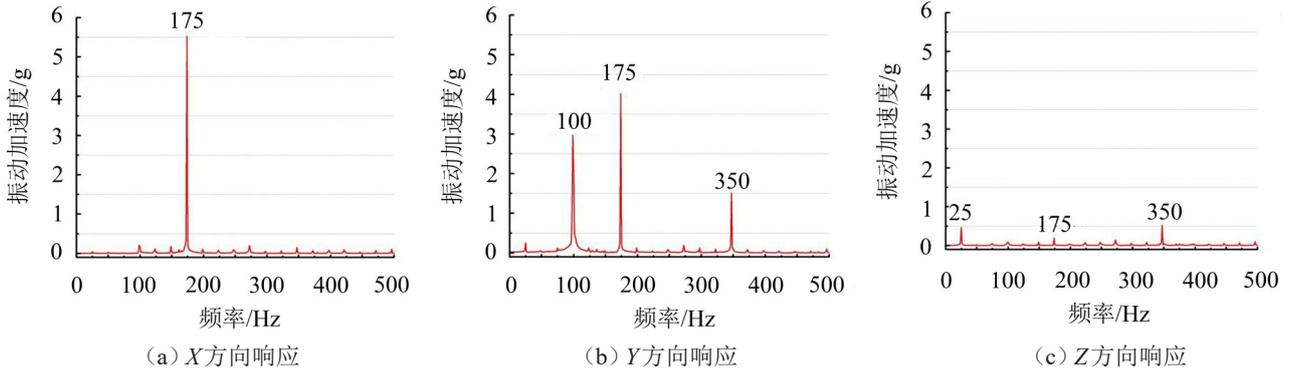


图7 压力15 Mpa 液压管道加速度响应频谱

位移, x_0 是弹簧-质量系统振动时实际起作用的弹簧片长度, L 是质量块在弹簧片上最大可调位移范围, 通过改变质量块位置改变弹簧-质量系统的固有频率实际是改变系统的刚度。

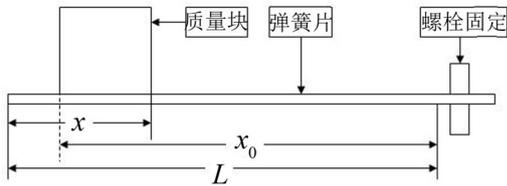


图8 单侧弹簧-质量系统计算模型参数

将上图系统简化为单自由度系统, 质量块质量为 m , 弹簧片有效刚度为 k [8]。

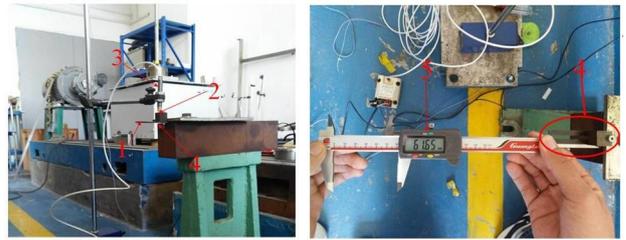
$$k = \frac{3EJ}{x_0^3} \quad (1)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{3EJ}{mx_0^3}} \quad (2)$$

$$\omega = cx_0^{-\frac{3}{2}} \quad (3)$$

$$\omega = c(b-x)^{-\frac{3}{2}} \quad (4)$$

c 是与截面形状有关的常数。 b 是 L 与质量块边长之和, 为 87.4 mm。通过式(4)求得系统固有频率 f_0 。通过应用 Ansys 计算出弹簧-质量系统固有频率随弹簧片上质量块位移变化的第1阶固有频率 f_0 。通过敲击模态试验, 分析质量块位移衰减振动信号,



1- 敲击点 2- 测量点 3- 位移传感器
4- 单侧弹簧-质量系统 5- 质量块位置
(a) 测量现场 (b) 质量块位置

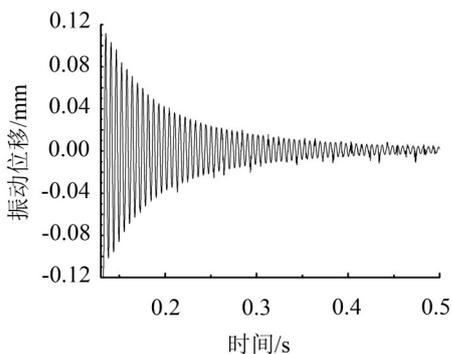
图9 电涡流位移传感器测固有频率

可以确定其在质量块不同位置的固有频率 f_0 。测试现场如图9所示, 位移衰减振动信号及通过傅里叶快速变换得到的频谱如图10所示。

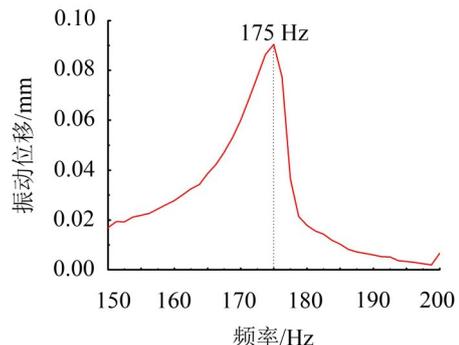
通过调节质量块在弹簧片上的位置, 运用计算 Ansys 仿真和试验手段得到单侧弹簧-质量系统随质量块在弹簧片上位置变化时其固有频率变化的拟合曲线, 见图11。从图可知质量块在远离固定端时三种结果相似, 随着质量块接近固定端计算结果和仿真结果将大于试验结果。从整体看系统固有频率随记录位移按式(4)变化。

3.4 减振器安装位置确定

为了有效抑制管道振动, 综合管道振动振型和安装难易程度设计一组对比实验, 验证管道动力吸振器在被实验管道上的最优安装方法, 图12为动



(a) 位移衰减信号



(b) 频谱

图10 减振器固有频率测定

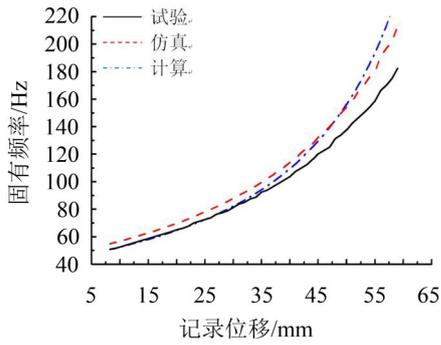


图 11 吸振器固有频率仿真与试验数据拟合图

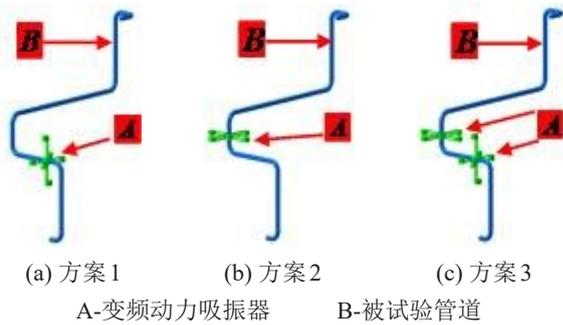


图 12 夹装动力吸振器的管道模型

力吸振器安装的3种方式。方案1选择在管道振动最大处安装动力吸振器；方案2选择在易于安装的第二段垂直管道处安装另一个动力吸振器；方案3选择在两个位置同时安装相同状态的动力吸振器进行减振。

3.5 管道减振试验结果分析

3.5.1 减振前后的管道加速度信号特征分析

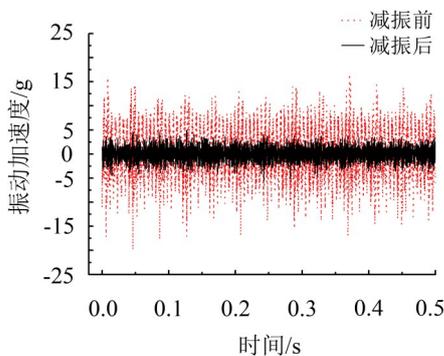
针对 15 MPa 压力下方案 3 安装减振器前后的管道振动试验对减振前后的管道振动加速度信号特征进行了对比分析。如图 13、图 14、图 15 所示分别为管道在 X、Y 和 Z 三个方向上减振前后的时域波形对比图和频谱对比图。

从三组时域信号特征对比图可以明显看出减振效果非常明显。将管道减振前后振动信号经傅里叶变换后截取 0~500 Hz 绘制管道减振前后频谱对比图。

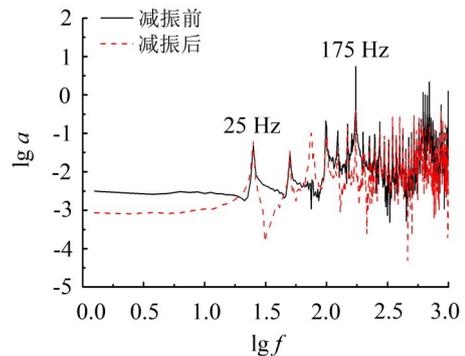
从频谱对比图 13(b) 中可以看出, X 方向在 175 Hz 表现明显的振动峰, 经减振后振动降低 90% 以上。图 14(b) 中 Y 方向的表现明显的 175 Hz 振动峰经减振后振动降低 80% 以上, 且在 100 Hz 和 350 Hz 频率表现突出的两个振动峰的振动均降低 95% 以上。图 15(b) 中 Z 方向振动较弱, 在 500 Hz 内振动加速度均小于 0.5 g, 从对数坐标频谱看, 经减振后的振动加速度同样得到了降低。

3.5.2 减振效果分析

整个减振试验依据减振器的安装位置不同设计采用三种减振方案。液压动力源的压力分别为 0 MPa、5 MPa、10 MPa、15 MPa 及 20 MPa, 表 2 列出了

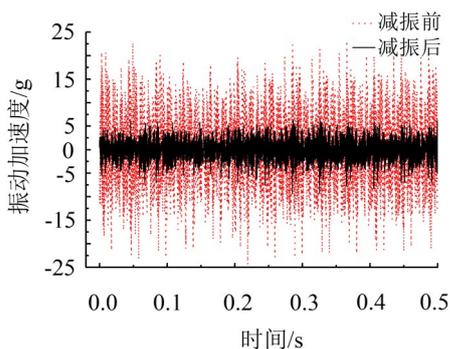


(a) 减振前后时域波形

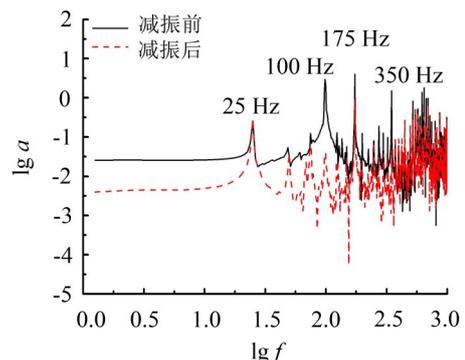


(b) 减振前后频谱

图 13 X 方向减振对比图



(a) 减振前后时域波形



(b) 减振前后频谱

图 14 Y 方向减振对比图

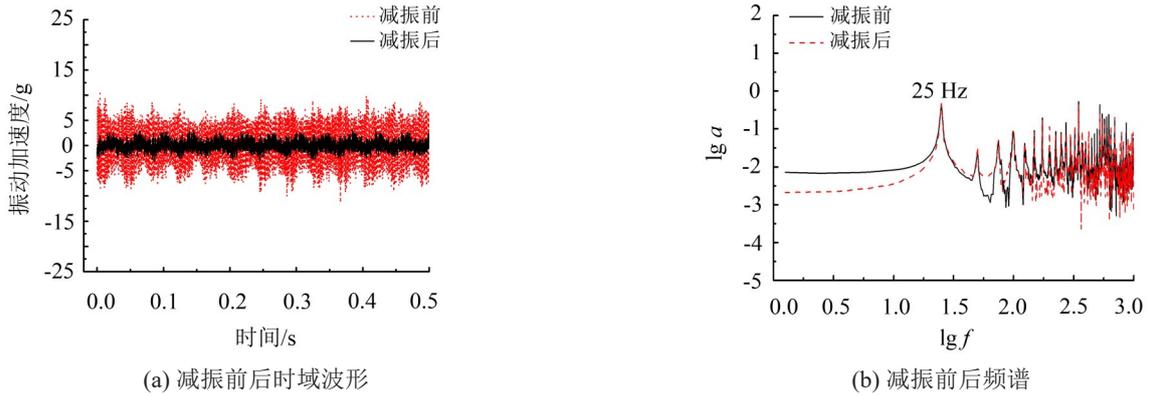


图 15 Z方向减振对比图

表 2 减振前后的压力脉动频率振动幅值

方案	压力/MPa	X向/g		Y向/g		Z向/g	
		减振前	减振后	减振前	减振后	减振前	减振后
1	0	1.719 64	0.313 77	1.188 51	0.562 99	0.425 33	0.456 91
	5	1.624 50	0.415 30	1.230 01	0.442 82	0.636 56	0.677 41
	10	1.752 87	0.439 68	0.989 41	0.448 66	0.678 82	0.776 70
	15	5.524 64	1.261 81	4.008 93	1.765 80	0.468 14	0.486 24
	20	4.829 98	1.242 26	3.783 46	1.685 91	0.431 91	0.462 56
2	0	1.719 64	0.472 94	1.188 51	1.169 61	0.425 33	0.457 63
	5	1.624 50	1.512 10	1.230 01	0.700 54	0.636 56	0.679 82
	10	1.752 87	1.024 79	0.989 41	0.727 18	0.678 82	0.721 78
	15	5.524 64	2.257 56	4.008 93	2.610 57	0.468 14	0.484 89
	20	4.829 98	2.483 18	3.783 46	2.712 38	0.431 91	0.456 79
3	0	1.719 64	0.217 88	1.188 51	0.160 79	0.425 33	0.448 39
	5	1.624 50	0.311 51	1.230 01	0.902 56	0.636 56	0.227 49
	10	1.752 87	0.331 14	0.989 41	0.602 73	0.678 82	0.766 28
	15	5.524 64	0.424 41	4.008 93	0.912 56	0.468 14	0.471 79
	20	4.829 98	0.591 31	3.783 46	1.307 83	0.431 91	0.440 06

X、Y方向减振前后的压力脉动频率下的振动幅值。

图 16、图 17、图 18 所示为 X、Y、Z 三个方向上不同方案的减振对比图。由图中可以看出，方案三的减振效果最为明显，表明在管道多个振动位移最大处施加多个减振器对于有效实施管道减振具有重要意义。

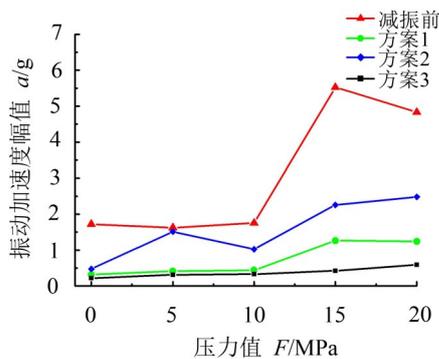


图 16 X方向各方案减振效果图

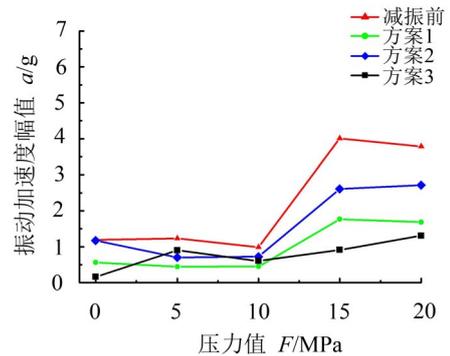


图 17 Y方向各方案减振效果图

4 结语

本文针对文献[7]所设计的调频动力吸振器，设计了一系列实施于真实液压力源管道上的试验。

(1) 经过实际测量液压管道工作时振动状态，发现液压管道振动受泵站基础激励和由压力脉动引起的强迫振动影响较大；

(下转第 187 页)