

站场旋转机械设备出口管道振动原因及减振方法研究

金佳旺^{*#}, 杨平

中国石油天然气管道局国际事业部, 河北 廊坊

收稿日期: 2021年11月29日; 录用日期: 2021年12月22日; 发布日期: 2021年12月30日

摘要

本文以站场旋转机械设备出口管道为研究对象, 对其常见振动原因、减振措施进行了总结和分析, 探究了站场常见“U”型管道模态规律, 得出了其固有频率与管径、曲率半径呈正相关, 与壁厚、介质占比、管长呈负相关等主要结论, 并在最后给出了此类管道减振的一般步骤, 可为同类型管道减振方案的探究提供思路。

关键词

站场, 管道振动, 模态规律, 减振

Study on Vibration Causes and Vibration Reduction Methods of Outlet Pipes of Station Rotating Machinery Equipment

Jiawang Jin^{*#}, Ping Yang

China Petroleum Pipeline Engineering Co., Ltd. International, Langfang Hebei

Received: Nov. 29th, 2021; accepted: Dec. 22nd, 2021; published: Dec. 30th, 2021

Abstract

In this paper, the outlet pipe of rotating machinery equipment in the station is taken as the research object, and the common vibration causes and vibration reduction measures are summa-

*第一作者。

#通讯作者。

rized and analyzed. The modal rules of common u-shaped pipes in the station are explored, and the main conclusions are drawn that the natural frequency is positively correlated with pipe diameter and radius of curvature, and negatively correlated with wall thickness, medium proportion and pipe length. In the end, the general steps of vibration reduction for this kind of pipeline are given, which can provide ideas for the exploration of vibration reduction schemes for the same type of pipeline.

Keywords

Station, Pipe Vibration, Modal Law, Vibration Reduction

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

站场是长输油气管线必不可少的设施,是管道运输的动力所在,如果将管线比作人的血管,那么站场便是人的心脏,为其正常运转提供能量,因此保障站场的安全运行至关重要。然而,站场管道振动问题经常伴随着管线的运行而存在,要知道振动是降低管道可靠性、引发管道事故的重要因素,据估计,全世界每年因管道振动而造成的经济损失高达数百亿美元[1][2],若能够妥善解决站场管道的振动问题,站场运行的安全问题将得到有效改善。

现已有不少学者和专家针对该类管道振动展开了研究。Enbin Liu 等[3]将管道的振动原因分为机械激励、流致振动、汽蚀振动三种,并针对不同压缩机管道振动的原因进行了总结;Trebuna Frantisek 等[4]-[9]提出压缩机管道在运行过程中,设备本身或流体介质都可能会对其产生影响,且通过测量、模拟分析,利用改善设备、管道支撑的方式可达到减振效果;Akintoye O. Oyelade 等[10]表示液或气两相同时在管道中流动时,就会产生两相流,这种情况会存在于石油和天然气工业应用中,准确预测这些管道的特性,以减少管道的振动疲劳失效是十分必要的;K. V. Boyarov 等[11]提供了一种新型阻尼减振结构,可在航空发动机、泵站管道系统中应用,以改善其大幅度振动;Hongfang Lu 等[12]从压力脉动出发,模拟了往复泵管道系统的振动响应情况,探究了压力、流量对振幅的影响;Gyun-Ho Gim 等[13]用有限元软件分析了流固耦合对管道固有频率的影响,结果表明水的存在会使管道固有频率降低;赵通来等[14]以弯头位置、曲率半径为变量探究了航空管道的模态变化规律。

由此可以看出,虽然在该方面已展开诸多研究,但仍存在些许不足。如在振动原因方面,当前只是针对泵站、压缩机站其中之一进行总结,没有对这两类站场所对应的振动原因进行统一的分类和共异性分析;在减振方面,多从管道侧入手,通过改善管道支撑的方式对振动进行了控制,其中部分学者对管道的模态规律进行了研究,但其考虑的影响因素相对较少、变量范围也相对较小。因此,本文对泵站、压缩机站旋转机械出口管道的振动原因、减振方法进行综合划分和解释,并在增加变量种类和范围的前提下,对模态规律进行了研究。

2. 振动机理

一个振动系统,通常具有三大要素,分别是质量、弹性以及阻尼。振动系统不同,三大要素的形式也会不同。对于单自由度系统,它通常包括一个定向振动的质量 m 、一个弹性元件刚度 k 以及运动过程

中的阻尼 c , 其在激励力 $F(t)$ 作用下的振动微分方程可按式(1)表示[15]:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

对于多自由度系统, 上文提到的三要素相应的变为了质量矩阵 M 、阻尼矩阵 C 以及刚度矩阵 K 。该系统在激励力 F (列向量)作用下的振动微分方程可按(2)式表示:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (2)$$

式中, \ddot{x} 、 \dot{x} 以及 x 分别为管道上点的加速度、速度以及位移的列向量, 阶数与式中各项相对应。

激励力的存在, 便可能使得管道上点的 \ddot{x} 、 \dot{x} 以及 x 发生改变, 也就引发了管道的振动。

3. 管道振动原因

3.1. 机体自身振动

站场的旋转机械会由于自身设计、安装问题, 如安装不牢固、转子偏移等, 增添机体的不稳定性, 导致机体在运行工程中产生位移, 进而带动管道, 换言之, 就相当于在旋转机械出口管道处(管道的始端)强行施加了一个随时间变化的位移, 这便引发或加剧了管道的振动。

3.2. 流致振动

无论是泵, 还是压缩机, 其动力供应都是周期性的, 也就是所谓的压力脉动, 这便会对管道产生激励, 尤其当压力脉动遇到阀门、弯头、三通等构件时, 其激励作用便会放大, 在此激励力的作用下, 管道便产生了振动。

当输送介质为液体时, 对阀门、弯头、三通等构件的冲击更为明显, 尤其当管道中存在多种介质时, 如气、液两种介质, 会由于两相所占比例、流速的不同, 产生层流、波状流、段塞流等流型[16], 像段塞流这种极不稳定的流型, 便会对管道产生极大的激励。

3.3. 共振

在工程上, 一般认为某阶固有频率等于激励频率的(0.8~1.2)倍时, 即处于共振带范围内, 便能够引发共振[17]。

3.3.1. 机械共振

对于机械振动而言, 当管道固有频率和旋转机械激励频率之间存在上述倍数关系时, 便引发共振。

1) 激励频率

对于压缩机管路系统, 由振源发出的激励频率计算公式为[18]:

$$f_{ex} = \frac{mn}{60}i \quad (3)$$

式中, n 为压缩机的转速, r/min; i 为谐波次数; m 表示压缩机的叶片数或缸体数。

对于泵来说, 其激励频率同样可按照上述公式计算, 此时式(3)中的 n 为泵的转速 r/min; i 为谐波次数; m 根据泵的种类不同可为泵的叶片数、缸体数、压力循环数。

2) 管道固有频率

固有频率为管道的固有属性, 通过模态分析便可得出。模态分析时激励力为零, 即使式(2)中的 F 向量为 0, 而阻尼通常忽略不计, 因此振动体系的动力学方程可按式(4)表示:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (4)$$

对于无阻尼自由振动方程, 其简谐形式的解为:

$$x = X \sin(\omega t + \varphi) \quad (5)$$

将式(5)代入式(4)即可得到一组方程:

$$(K - \omega^2 M)X = 0 \quad (6)$$

该小节公式中, X 为非零的振幅向量, ω 为圆频率, φ 为相位角, 其余同前文。

通过方程组(6)即可解得 n 个特征值和相应的特征向量, 从特征值可以得知 n 个 ω 的大小, 这些 ω 值即为该振动体系的各阶固有圆周频, 通过 $f = \omega/2\pi$ 即可得到管道的固有频率。

3.3.2. 气柱共振

当气柱固有频率与激振频率存在上述倍数关系时, 便引发共振。

1) 气柱固有频率

在压缩机气体管道中, 气柱是一个有质量、连续性的可压缩振动体, 因此管道内气柱具有一系列的振动频率, 该频率即为气柱的固有频率。

2) 传递矩阵法

基于平面波理论的传递矩阵法是求解气柱固有频率的常用方法。对于管路来说, 其存在多种元件, 如直管、弯管、支线等, 各元件首尾相连, 每种元件均可求得一个转移矩阵, 并最终构成了转移方程[19] [20] [21] [22]:

$$\begin{pmatrix} P_n \\ u_n \end{pmatrix} = M_n \times \dots \times M_1 \begin{pmatrix} P_1 \\ u_1 \end{pmatrix} \quad (7)$$

式中, P 为脉动压力; u 为脉动速度; M 为各元件转移矩阵。

$M_n \times \dots \times M_1$ 是关于圆频率 ω 的函数, 代入管路边界条件, 得到一个方程, 所有满足该方程的 ω 值, 便是要求解的气柱固有频率。该方程为超越方程, 通常没有解析解, 只有近似解和数值解, 这类方程通常采用牛顿切线法、幂级数解法来进行求解。

3.3.3. 段塞流引发共振

如上所述, 当管道中存在两相介质气和液时, 在达到某种条件下, 会形成段塞流, 如图 1 所示。该流型液体段塞和气泡交替流动, 当该流型流经弯管等元件时会对管道产生周期性冲击, 当该周期性对应的激振频率与管道固有频率之间存在上述倍数关系时, 便引发共振。

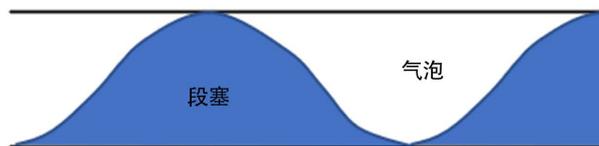


Figure 1. Schematic diagram of slug flow
图 1. 段塞流示意图

由于段塞流不存在严格的周期性, 各位学者、专家针对段塞流频率的计算方法各抒己见, 因此目前还未形成统一且适用的计算方法, 这里也便不再给出。

4. 振动控制方法

4.1. 主动控制

主动控制, 即从振动的源头出发, 减小激振力。可通过降低输送压力、输送量、增加输送的稳定性

来达到目的,但由于工程效益问题,输送参数通常不能改变,因此大部分减振措施都采用被动控制。

4.2. 被动控制

被动控制,即从振体出发,通过提高振体的稳定性,来减振或抗振。现探究和总结了如下几种方法。

4.2.1. 改变管道结构

由以上振动原因可以发现,管道系统本身的固有频率对于管道的振动起着至关重要的作用。当管道固有频率偏低时,则振动容易被激起,甚至引发共振,因此可以通过改变管道固有频率的方式,来降低管道较大振动的可能性和避免管道各阶固有频率落于共振带而引发的共振。

本文以站场常见“U”型管道结构为基础,通过改变管道基础参数,如管径、曲率半径、壁厚等,探究了各参数对管道固有频率的影响,从而为站场管道的设计改造提供理论基础。

利用有限元软件,对管道进行建模。管道基本参数如表 1 所示。

Table 1. Basic pipeline parameters

表 1. 管道基本参数

名称	数值	名称	数值
管径/mm	25	密度 kg/m ³	7800
壁厚/mm	3	弹性模量/MPa	2E5
直管长度/m	3	泊松比	0.3
曲率半径/mm	25	单元类型	Pipe16

在对网格进行划分时为保证网格质量,对弯曲处的网格进行了适当加密。管道的端点设为固定约束,即全约束。图 2 即为所建管道模型及网格划分示意图。

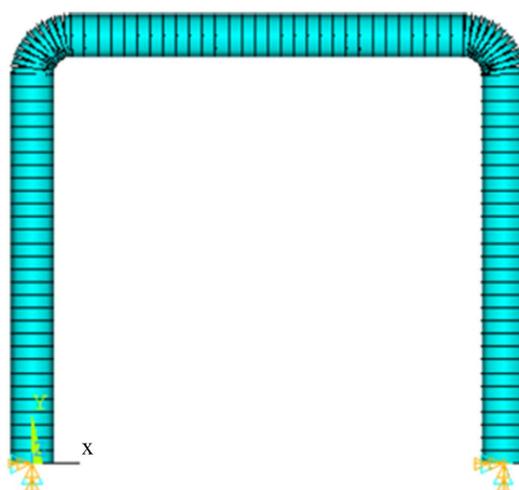


Figure 2. Schematic diagram of pipeline model and meshing

图 2. 管道模型及网格划分示意图

1) 管径的影响

管道的刚度和质量是影响管道固有频率的关键因素,改变管径的大小对于二者皆有影响,可以说管径是影响管道固有特性的一个间接因素,且通过管径来把控管道的固有频率也相对直接。从理论上讲,管径对于管道刚度和质量的影响趋势是相同的,即管径增加,管道质量和刚度同时增加,反之,同时减

小, 无法直接判断管径对管道固有频率的影响规律。因此本文基于前文所建管道模型, 在其他条件不变的前提下(此后默认其他条件不变), 分别计算了管径为 273 mm、325 mm、377 mm、426 mm、478 mm、529 mm 时的管道各阶固有频率, 其变化趋势如图 3 所示。

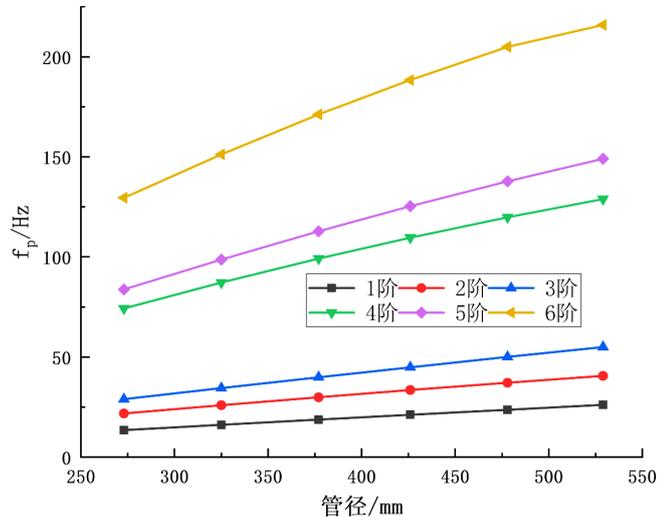


Figure 3. The influence of pipe diameter on natural frequency
图 3. 管径对固有频率的影响

由图 3 可以看出, 管道各阶固有频率随着管径的增大, 都呈上升趋势(呈正相关), 且各阶固有频率的增长趋势随着阶数的增加逐渐增大。这说明了管径对管道刚度的影响强于对管道质量的影响, 且对高阶固有频率的影响程度更深, 两者差距更大。

2) 壁厚的影响

壁厚与管径类似, 也间接影响着管道的刚度和质量且对二者的影响规律相同, 因此本文对壁厚的影响规律展开了研究。计算了壁厚分别为 9、11、13、15、17、19 mm 时的管道各阶固有频率, 其变化趋势如图 4 所示。

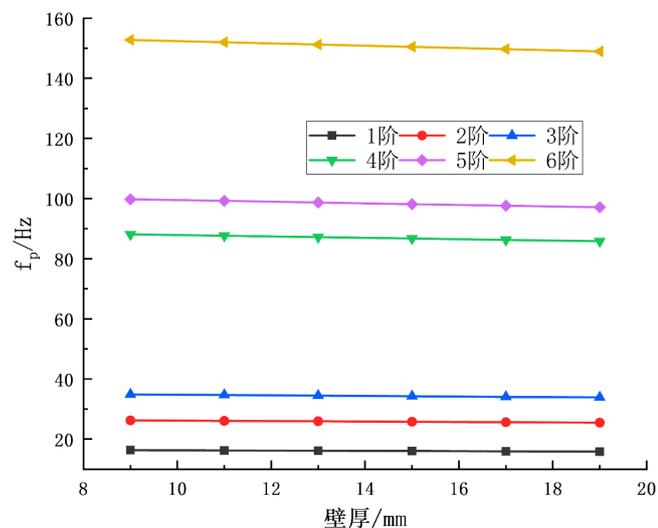


Figure 4. Influence of wall thickness on natural frequency
图 4. 壁厚对固有频率的影响

由图4可以发现,管道各阶固有频率随着壁厚的增加呈下降趋势(呈负相关),但相对平缓,由此可见,与管径的影响规律不同,壁厚对管道质量的影响程度要略大于对管道刚度的影响程度。

3) 曲率半径影响

用多大曲率的弯头会对管道的动态特性产生不同程度的影响,首先曲率的大小必然对管内介质的流动有所影响,再之,弯头的曲率属于管道的结构特征,不同的曲率会导致管道的固有属性存在些许差异,因此对其展开了研究。图5即为固有频率随曲率半径的变化趋势图。

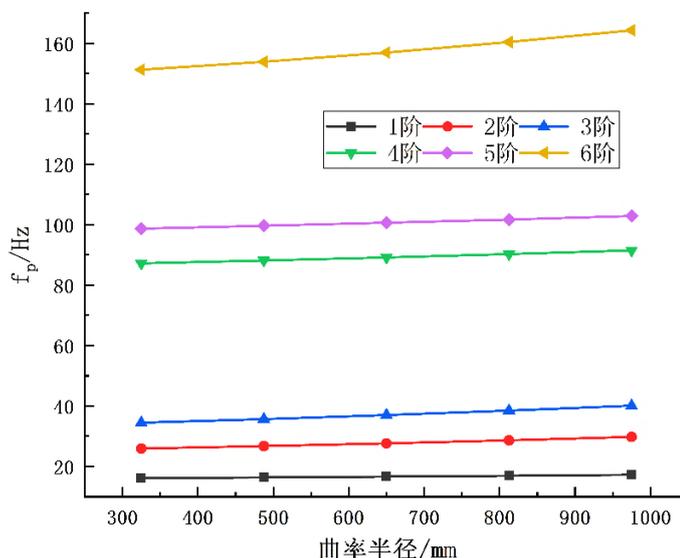


Figure 5. The influence of the radius of curvature on the natural frequency

图5. 曲率半径对固有频率的影响

由图5可以看出随着曲率半径的增大,各阶固有频率均为上升趋势(呈正相关),且基频较为平缓。

4) 管内介质的影响

当管道的输送介质为液体时,管内介质与管道之间存在流固耦合作用,即管内介质流动会对管道产生作用,引发管道振动,管道振动又反过来影响介质的流动,这种流固耦合作用对管道固有频率的影响体现在管道系统质量的变化,因此本文通过附加质量的方式,探究了不同介质占比对管道固有频率的影响。首先分别计算出当管道内冷凝水占比为0%、10%、20%、30%、40%、50%时管道系统的整体密度,利用增加管道密度的方式,计算了各介质占比条件下的固有频率。各阶固有频率的变化趋势如图6所示。

如图6所示,各阶固有频率均随着介质占比的增加而降低(呈负相关),且对高阶固有频率的影响较大。所以当输送介质为液体时,应考虑其对管道固有频率的影响,避免因管道固有频率的减小与激振频率达到共振。

5) 弯头位置的影响

管道的结构特征在某种程度上也影响着管道的振动特性,而弯头位置即弯头在哪弯恰好是管道结构的重要影响因素,因此本文以弯头位置为变量对管道的固有频率展开了研究。本文通过改变弯头与固定端的距离,但保持管道总长度不变(即相应的改变弯头之间的距离)的方式,计算了弯头与固定端的距离分别为0.5、1.0、1.5、2.0、2.5、3.0、3.5、4.0 m时的管道固有频率。各阶固有频率的变化趋势如图7所示。

如图7所示,当弯头与固定端的距离小于1.5 m时,基频随着此距离的增加而增大(这与参考文献[14]保持一致),当大于1.5 m时,基频随之减小;二阶固有频率的变化趋势与一阶基本一致。

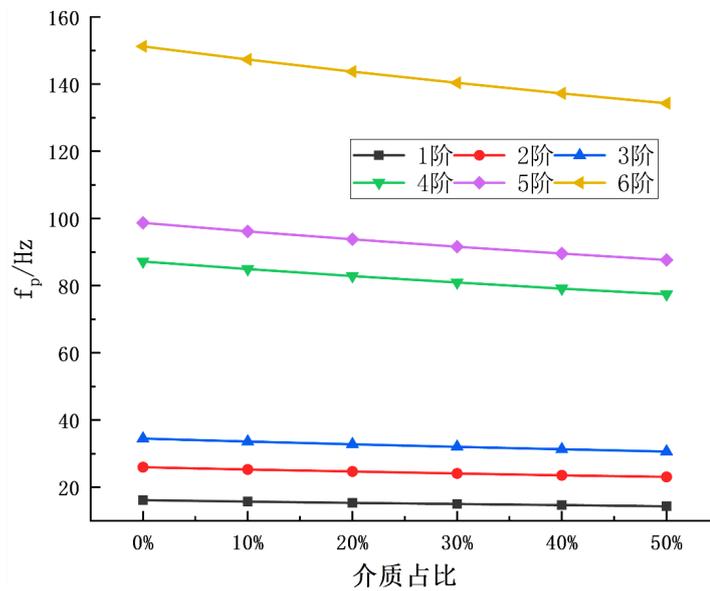


Figure 6. The influence of medium proportion on natural frequency
图 6. 介质占比对固有频率的影响

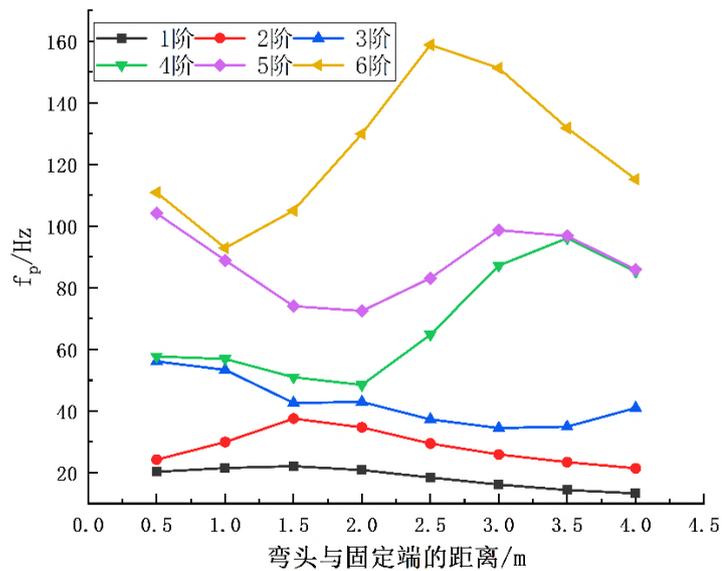


Figure 7. The influence of elbow position on natural frequency
图 7. 弯头位置对固有频率的影响

6) 管道长度的影响

管长同样可以影响到管道的振动特性, 且与其它影响因素相比, 管长的影响更为直接明显, 如果管长过长, 且约束施加不够, 就极易引发管道的振动。这里同样是改变弯头与固定端的距离, 不同的是, 这里只改变这一距离, 其它管道长度不随之而改变。分别将弯头与固定端的距离设置为 1.5、2、2.5、3、3.5、4 m, 即当直管总长分别为 6、7、8、9、10、11 m 时, 计算得出的各阶固有频率随管道长度的变化趋势如图 8 所示。

由图 8 可以看出管道各阶固有频率随管道长度的增加呈下降趋势, 即呈负相关; 对 6 阶固有频率的影响最为显著。

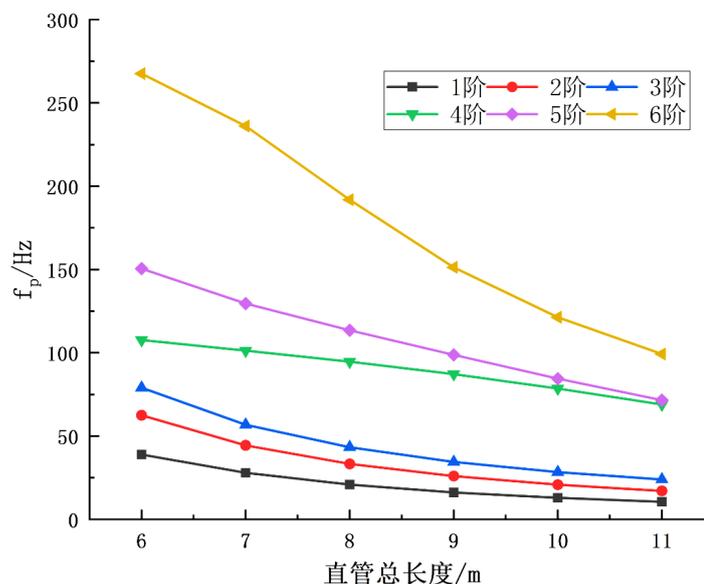


Figure 8. The influence of pipe length on natural frequency

图 8. 管道长度对固有频率的影响

4.2.2. 增加辅助设施

增加辅助设施是在役管道更为常用的减振方法，其一般可分为两种类型，如表 2 所示。

Table 2. Auxiliary facilities

表 2. 辅助设施

设施类型	作用	例
增加或改变支撑结构	改善管道刚度，降低激振的可能性	刚性支撑；滑动支架、导向支架、吊架等
增加阻尼设施	吸收激振力，从而达到减振的效果	液压阻尼器、缓冲器、稳流装置等

5. 管道减振步骤

对于需要减振的在役管道来说，确定减振方案的过程基本相似，通常含有如下几个步骤：

1) 确定激振力

查明激振力来源，是解决振动问题的第一步，唯有如此，才能进行更详细分析，进而找到解决方案。如前所述，常见的激振力来源有压力脉动、流体激振、旋转机械设备设计安装等。

2) 共振与否

共振能够引发管道大幅度振动，造成管道的位移或变形，甚至导致管道的失效。确认其是否发生共振，存在一定的优先级。

3) 振动响应

减振方案的确定通常需要仿真软件模拟真实的振动情况，以形成响应。

4) 提出减振措施

基于振动响应情况进行分析，拟定振动解决方案，并进行模拟，结合减振效果和经济性择优选择。

6. 结论

通过对站场旋转机械出口管道振动原因及减振措施的研究，得到主要结论如下：

1) 通过综合对比各类站场旋转机械设备管道系统的振动原因, 将振动原因分为了如下三类: 旋转机械自身振动、流致振动、共振, 其中共振又可分为机械共振、气柱共振、段塞流共振。此外, 还对各类振动原因做出了合理解释。

2) 将此类管道振动控制方法分为了主动、被动两种方式, 其中被动控制方法更为常用。

3) 站场常见“U”型管道, 其固有频率与管径、曲率半径呈正相关; 与壁厚、介质占比、管长呈负相关; 当弯头与固定端的距离小于 1.5 m 时(弯头位置影响), 基频与此距离呈正相关, 当大于 1.5 m 时, 呈负相关; 二阶固有频率的变化趋势与一阶基本一致。可通过此类研究, 为此类管道的设计提供理论基础, 从而降低其发生振动的可能性。

4) 站场旋转机械设备管道系统振动控制方案的提出过程存在共性, 其一般步骤如下: 确定激振力、共振与否、振动响应, 提出减振措施。

参考文献

- [1] Shen, H.J., Wen, J.H., Yu, D.L., *et al.* (2009) The Vibrational Properties of a Periodic Composite Pipe in 3D Space. *Journal of Sound and Vibration*, **328**, 57-70. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.07.032>
- [2] 徐存东, 丁廉营, 王亚楠, 等. 基于 DASP 的大型泵站压力管道振源辨识研究[J]. 中国农村水利水电, 2016(12): 172-175.
- [3] Liu, E.B., Wang, X.J., Zhao, W.W., *et al.* (2021) Analysis and Research on Pipeline Vibration of a Natural Gas Compressor Station and Vibration Reduction Measures. *Energy & Fuels*, **35**, 479-492. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c03663>
- [4] Trebuna, F., Simcak, F., Hunady, R., *et al.* (2013) Identification of Pipes Damages on Gas Compressor Stations by Modal Analysis Methods. *Engineering Failure Analysis*, **27**, 213-224. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.08.024>
- [5] 裴正武, 何立东, 韩万富, 等. 离心泵入口 DN50 mm 管道振动分析及减振方法的研究[J]. 石油化工设备技术, 2012, 33(6): 47-50.
- [6] 李宏坤, 郭骋, 张晓雯, 等. 基于气流激振的离心式压缩机管道破坏机理研究[J]. 振动与冲击, 2014(5): 37-41.
- [7] 王莹, 赵杰, 李峰等. 基于 Ansys 的往复式压缩机出口管道振动分析与改造[J]. 北京石油化工学院学报, 2015(1): 33-38.
- [8] 张红娟. 往复泵管道振动分析与改造措施[J]. 化工设计, 2000, 10(4): 12-15.
- [9] 滕振超, 孙伟, 李德昌. 泵站输油管道振动原因及减振方法研究[J]. 油气田地面工程, 2009, 28(4): 23-24.
- [10] Oyelade, A.O. and Oyediran, A.A. (2021) Nonlinear Dynamics of Horizontal Pipes Conveying Two Phase Flow. *European Journal of Mechanics A Solids*, **90**, Article ID: 104367. <https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2021.104367>
- [11] Lazutkin, G.V., Boyarov, K.V., Davydov, D.P., *et al.* (2017) Design of Elastic-Damping Supports Made of MR Material for Pipeline Supports. *Proceedings of the 3rd International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines*, Vol. 176, 326-333. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.329>
- [12] Lu, H.F., Wu, X.N. and Huang, K. (2018) Study on the Effect of Reciprocating Pump Pipeline System Vibration on Oil Transportation Stations. *Energies*, **11**, 132. <https://doi.org/10.3390/en11010132>
- [13] Gim, G.-H., Chang, S.-M., Lee, S., *et al.* (2014) Fluid-Structure Interaction in a U-Tube with Surface Roughness and Pressure Drop. *Nuclear Engineering and Technology*, **46**, 633-640. <https://doi.org/10.5516/NET.02.2014.001>
- [14] 赵通来, 刘伟, 韦顺超, 等. Z 型航空液压管道布局参数对其模态特性影响研究[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(12): 1970-1974.
- [15] 吴天行, 华宏星. 机械振动[M]. 北京: 清华大学出版社, 2014: 9-100.
- [16] 王海燕, 李玉星, 蔡晓华, 等. 基于段塞流的通用气液两相流模型的建立与验证[J]. 化工学报, 2013, 64(10): 3549-3557.
- [17] 孙丹凤, 马咏梅, 冯成德, 等. 气力输送管道固有频率及共振分析[J]. 机械设计与制造工程, 2015, 44(10): 7-10.
- [18] 党锡淇, 陈守五. 活塞式压缩机气流脉动与管道振动[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1984: 30-102.
- [19] 樊良, 回志澎. 基于气柱共振的往复压缩机出口管道减振技术应用[J]. 压缩机技术, 2015(4): 21-25.

- [20] 熊怡君, 张晓青, 张栋, 等. 大型往复压缩机管道系统气流脉动的计算[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(10): 2119-2124.
- [21] 冷俊, 吴卓谦, 廖凯, 等. 天然气压缩机站场工艺管道振动分析技术探讨[J]. 当代化工, 2015(7): 1690-1692.
- [22] 皮爱斌, 黄川. 用传递矩阵计算分支管路固有频率的方法[J]. 机械开发, 1989(2): 32-38.