

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.11.013

EVA 装置超高压压缩机出口管道 振动分析及阻尼减振研究*

范文强,何立东*,张翼鹏,陈 钊

(北京化工大学 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

摘要:针对超高压压缩机出口管道的振动问题,对阻尼减振技术在管道减振中的应用进行了研究。结合某化工厂超高压压缩机一级出口管道振动情况,利用 ANSYS 有限元软件进行了模态分析,并结合现场管道振动情况确定了管线振动的主要原因;运用 SAP2000 软件进行了阻尼减振模拟,探讨了阻尼器安装数量和位置对管道的减振效果,制定了切实可行的安装方案。研究结果表明:在压缩机不停机、不改变管道原有结构的情况下,在管道振动最大位置处安装两个粘滞型阻尼器后,可以将超高压压缩机出口管道的振动能量大部分吸收,同时将管线的振动速度和幅值都降低 70% 以上,且不会引起临近管道的振动。

关键词:超高压压缩机;脉动冲击;管道振动;阻尼器

中图分类号:TH45;TH113.1

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2019)11-1194-05

Vibration analysis and damping vibration reduction of outlet pipeline of EVA device super high pressure compressor

FAN Wen-qiang, HE Li-dong, ZHANG Yi-peng, CHEN Zhao

(Engineering Research Center of Chemical Safety Ministry of Education,
Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the vibration problem of the outlet pipeline of super high pressure compressor, the application of damping technology in pipeline vibration reduction was studied. Combined with the vibration of the first-grade outlet pipe of a super high pressure compressor in a chemical plant, the modal analysis was carried out by using ANSYS finite element software, and the main reason of pipeline vibration was determined by combining the vibration of the site pipeline. SAP2000 software was used to simulate the vibration reduction of the damping. The effect of the number and location of dampers on the vibration reduction of pipelines was discussed, and a feasible installation scheme was formulated. The results indicate that the vibration energy of the outlet pipeline of the super high pressure compressor can be absorbed mostly by installing two viscous dampers at the maximum vibration position of the pipeline without changing the original structure of the pipeline and shutting down the compressor. At the same time, the vibration speed and amplitude of pipelines are reduced by more than 70%, and the vibration of adjacent pipelines will not be caused.

Key words: super high pressure compressor; pulsating shock; pipe vibration; damper

收稿日期:2019-04-02

基金项目:国家重点基础研究发展计划资助项目(2012CB026000);船舶振动噪声重点实验室基金资助项目(614220406020717)

作者简介:范文强(1993-),男,山西吕梁人,硕士研究生,主要从事机械振动控制及管道阻尼减振技术方面的研究。E-mail:fanwq2015@163.com

通信联系人:何立东,男,教授,博士生导师。E-mail:1963he@163.com

0 引言

相对于离心式压缩机,往复压缩机具有出口压力高、比压大、比功率低等特点,因而广泛应用于石化行业。然而由于往复式压缩机活塞的间歇性、周期性运动会导致管道、阀门受到脉动冲击,而产生振动^[1-2],持续超标的振动会使管线及气缸内部部件产生疲劳破坏,轻则引起管内的介质泄漏,重则引发燃烧、爆炸等事故。

白文杰等^[3]通过在管道内增加孔板,消除了压缩机管道中的气流脉动,但孔板的孔径比需要精确的设计,且安装孔板需要在设备停车的情况下进行;张俎琛等^[4]通过分析管线内部流场的运动情况,将阻尼减振技术应用在了离心压缩机管线上;缓冲罐可以有效减少管路中的流量和压力脉动^[5],不过其效果容易受到安装条件的限制^[6];美国 Taylor 公司的往复式液压阻尼器可以很好地减小大型建筑的振动^[7],但其只能对沿着活塞方向的振动有抑制效果^[8-9];此外,增加管架或支撑也是工程中常用的控制振动的方法。

针对超高压压缩机出口管道的振动问题,本文对阻尼减振技术在管道减振中的应用进行研究。

1 压缩机出口管道参数及振动情况

此次改造的管线为 EVA 装置的 C-0150 超高压压缩机的一级出口管线。该设备是从瑞士 Burekhardt 公司引进的两级八缸对称平衡型往复式压缩机,其参数如下:

- 压缩介质为乙烯;
 - 主轴转速为 214 r/min;
 - 功率为 13 000 kW;
 - 排气量为 62 900 Nm³/h;
 - 一级出口管道外径为 168 mm;
 - 入口压力为 27.6 MPa;
 - 入口温度为 35 ℃;
 - 出口压力为 94 MPa;
 - 出口温度为 122.5 ℃。
- 压缩机现场图如图 1 所示。

设备工作时,1D 管道(左数第 2 条管道)存在肉眼可见的振动,现场挑选了 3 个点处的振动进行了测量,分别为靠近气缸处、弯头中间、靠近地面处,测量发现弯头处的振动最大,其振速高达 60.571 mm/s,振幅为 1 138 μm,曾多次由于振动值超标而发生连锁停车。

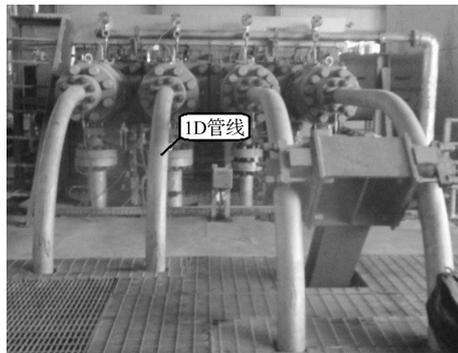


图 1 压缩机现场图

由于出口管道内压力极高且乙烯介质易燃易爆,对工作人员的生命安全也有严重的威胁,急需进行减振改造,消除安全隐患。

2 振动原因分析

2.1 管道振动原因分析

(1)气柱振动是众多振动中的主要原因^[10-11]。往复式压缩机工作时,由于气缸内间歇性的吸、排气过程,导致内部气体的流速、压力出现周期性的变化,从而产生气流脉动,在管道内形成气柱,气柱会将振动传送到管道中,管道的振动又会反作用于脉动的气体,从而产生耦合振动^[12]。

该压缩机一级出口管道内压力高达 94 MPa,气体在如此高的压力下流经弯头时必定会激励管道振动;

(2)该压缩机 1 D 出口管线长度约 2 m,中间没有任何支撑约束,整条管道刚度较小,而且管道内气体压力高于平常管道,必将会引起管道的振动。虽然在弯头下方有一个抱夹,但抱夹属于刚性约束,不能耗散掉管线振动的能量,反倒有可能会将振动传递到管道的其他薄弱区域。

2.2 管道有限元分析

笔者用 ANSYS 16.0 有限元分析软件,按照现场测量尺寸对管道结构进行有限元建模和模态分析。设定其弹性模量为 2.1×10^{11} ,泊松比为 0.3,其约束条件如下:

在弯管与气缸连接处施加全约束;因平台下方的竖直管部位有一管夹,故在模型相应位置处施加约束,只保留该截面沿轴向的自由度。

经过计算,压缩机 1 D 管道前 5 阶固有频率如表 1 所示。

表 1 压缩机 1 D 管道前 5 阶固有频率

模态阶次	1	2	3	4	5
频率 f/Hz	24.9	87.6	127.0	291.3	324.4

在工程上,激振频率的共振区为 $0.8f \sim 1.2f$ (f 代表激振频率),当管道的固有频率刚好落在共振区内时,就会导致管道强烈振动,并且越接近激振频率就越容易产生共振。

现场实测,压缩机 1D 出口管道的振动频率为 25 Hz,由表 1 可知,管道第 1 阶固有频率 24.994 Hz 刚好落在共振区(20 Hz ~ 30 Hz)内,且该固有频率与激振频率几乎一致,管道发生强烈共振;另外超高压介质的剧烈脉动加剧了管道的振动。

理论上,压缩机的激振力频率为^[13]:

$$f = \frac{nmk}{60} \quad (1)$$

式中: n —电机转速, r/min; k —气缸作用方式(单作用取 1,双作用取 2); m —激发的谐波阶数(取 1、2、3 等等)。

该压缩机转速为 214 r/min,气缸为单作用方式,计算得 $f = 3.567 m$, m 取 7 时,则 $f = 25$ Hz,即管道内出现了 25 Hz 的激振频率。

1D 管道第 1 阶模态下振型图如图 2 所示。

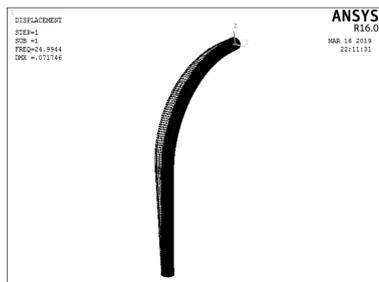


图 2 1D 管道第 1 阶模态下振型图

从图 2 中可以看到:

管道在弯头中间位置振动最大,且振动的主要形态是横向摆动,管道模拟的振动情况与现场实际情况相符。

3 阻尼减振模拟分析

3.1 管道阻尼减振技术

粘滞型管道阻尼器主要由 3 个部件组成:阻尼器壳体、粘滞阻尼液、活塞。活塞浸没在阻尼液中,在 3 个方向上都允许移动。

粘滞型阻尼器的减振原理如下:

管道将振动通过中间连接结构传递至阻尼器上部分,促使阻尼器活塞在阻尼液中做剪切运动,阻尼液由特有的高分子阻尼材料混合而成,具有高粘度和高附着力的特点,阻尼器活塞在阻尼液中的运动会产生摩

擦力和剪切力,这种阻尼力会阻碍活塞的运动,从而给管道系统加入阻尼,耗散振动能量,抑制管道系统的振动^[14-15]。

阻尼器输出的粘滞阻尼力 F 取决于活塞运动速度 v 和阻尼系数,即:

$$F = Cv^\alpha \quad (2)$$

式中: F —阻尼力; C —阻尼系数(与活塞直径以及阻尼液粘度等因素有关); α —速度指数(只和阻尼器内部构造有关)。

阻尼力 F 与阻尼系数 C 的关系曲线如图 3 所示^[16-17]。

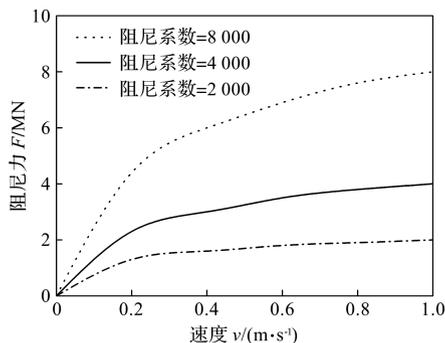


图 3 阻尼力 F 与阻尼系数 C 的关系曲线

3.2 阻尼减振模拟计算

根据超高压压缩机 1D 出口管道的具体参数,本研究利用 SAP2000 建立 1D 管道模型,划分网格后,在外界激振力作用处施加时程载荷,进行阻尼减振模拟计算。

管道无阻尼振型图如图 4 所示。

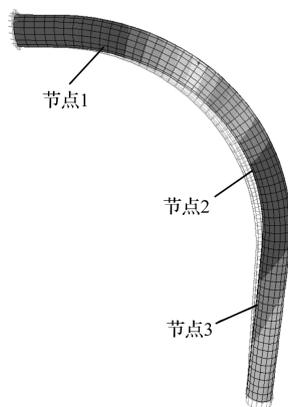


图 4 管道无阻尼振型图

从图 4 中可以看出:

未加阻尼器时,管道在 94 MPa 高压介质的作用下,弯头处刚度最差,变形也最大,这与现场的实际情况相符合。

由于现场空间有限,最多安装两个阻尼器,同时为了达到最佳振动控制效果,笔者在模拟计算时对比了不加阻尼器与加一个阻尼器、加两个阻尼器不同情况下的减振效果。笔者设定模拟计算中的各项参数与项目中所用的阻尼器的参数一致,即:刚度为 137 000 N/mm,阻尼指数为 0.3,阻尼系数为 137 (kN·s)/m,阻尼器各个方向最大位移量为 20 mm。

施加两个阻尼器时管道的振型图如图 5 所示。

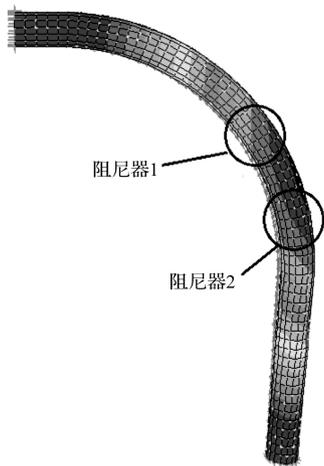


图 5 施加两个阻尼器时管道的振型图

对比图(4,5)可发现:管道在无阻尼器时,最大变形量远大于加两个阻尼器时的变形量。

在模型中选取了 3 个节点,各节点设置阻尼器前后变形量对比如表 2 所示。

表 2 各节点设置阻尼器前后变形量对比

节点序号	原始变形量 $A_0/\mu\text{m}$	加 1 个时变形量 $A_1/\mu\text{m}$	加 2 个时变形量 $A_2/\mu\text{m}$
节点 1	843	595	317
节点 2	1 250	714	269
节点 3	912	618	243

4 减振方案实施及减振效果

本研究根据阻尼减振模拟仿真以及有限元软件分析结果,并考虑到现场安装空间有限,确定在压缩机 1D 出口管道上靠近弯头处安装两个粘滞型阻尼器,使设备在安全范围内运行。

阻尼器安装示意图如图 6 所示。

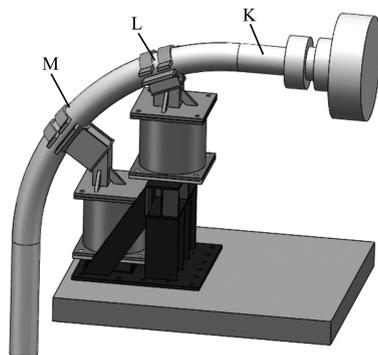


图 6 阻尼器安装示意图

安装阻尼器前后,本研究分别使用德国 SCIENCE 公司的 Smart Balancer 振动测试系统,对管道进行振动测量。测量时选取管道上振动较大的 3 个点(测点位置如图 6 中所示)。

安装阻尼器前后各测点振动数据如表 3 所示。

表 3 安装阻尼器前后各测点振动数据

测点	减振前振速/ ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	减振后振速/ ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)	减振前振幅 / μm	减振后振幅 / μm
K	41.760	19.918	800	356
L	60.571	13.028	1 138	340
M	38.601	12.878	896	295

从表 3 可以看出:

减振改造之前,在 1D 管道弯头部位振动很大,改造后振动速度降幅最大达到 78%,振动幅值降幅达到 70%,管道振动得到明显的控制。

5 结束语

由于往复式压缩机间歇性和周期性的吸、排气的特点,必然会存在脉动冲击。本文针对某化工厂 EVA 装置的超高压往复压缩机管道的振动,通过 ANSYS 有限元分析,得到了振动管道的各阶模态和振型,发现管道的激振频率与管道第一阶固有频率接近,导致管道发生共振;运用 SAP2000 模拟对比管道施加不同数量阻尼器的振动情况;最后利用管道粘滞型阻尼器在设备不停车的情况下,有效地耗散掉管道振动的能量,同时不产生附加应力。

此次改造,振动降幅最大达到 78%,提高了超高压往复式压缩机出口管道和气缸以及活塞的工作寿命,保障了设备的安全。

(下转第 1202 页)

本文引用格式:

范文强,何立东,张翼鹏,等. EVA 装置超高压压缩机出口管道振动分析及阻尼减振研究[J]. 机电工程,2019,36(11):1194-1197,1202.

FAN Wen-qiang, HE Li-dong, ZHANG Yi-peng, et al. Vibration analysis and damping vibration reduction of outlet pipeline of EVA device super high pressure compressor[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(11):1194-1197,1202.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>