

空冷器管道阻尼减振技术研究及疲劳寿命分析

姜杨

(1 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室(筹), 北京海淀区 100190)

摘要 针对某炼油厂丙烷塔空冷器管道振动问题, 通过现场测量管道系统的振幅和频率, 运用有限元分析软件对管系进行模态分析, 并与实测数据进行对比, 提出了管系振动的解决方案。在不停机的情况下, 在管道的适当位置安装阻尼器, 有效降低了管道系统的振幅。利用有限元软件 ANSYS, 估算了减振后管道系统的安全运行寿命, 大于管道标准规定的一般管道系统的原始设计寿命。验证了阻尼减振技术的可靠性。

关键词 管道振动, 有限元分析, 阻尼减振技术

引言

石化企业中, 管道系统的振动对安全生产造成了很大威胁。强烈的管道振动会使管路附件, 特别是管道的连接部位和管道与附件的连接部位发生松动和破裂, 轻则造成泄漏, 重则导致爆炸^[1-3]。因此解决管道系统振动问题, 可以有效防止焊缝断裂、介质泄漏、系统停车、爆炸等安全隐患, 对于企业安全生产具有重大意义。

引起管道系统振动的原因主要有气流脉动激振、管道结构共振、机组动平衡性差或基础设计不当^[1-5]等。管道减振主要通过控制管道内流体的压力脉动使其不产生谐振或者改变管道系统的固有频率使其不产生共振^[1-3]等。常用的减振方法有合理排布管道线路, 设置缓冲器, 安装孔板, 适当增加支撑^[1-5]等。以上减振方法均需在停机的状态下实施, 或者需要在管系整体设计阶段实施。管道阻尼减振技术能够耗散管道系统的振动能量, 使动能转变为热能释放^[6-8]。该阻尼减振技术可以在不停机和不改变管系结构的情况下, 在管系的合适位置, 一般为振幅最大处安装阻尼器, 对管系进行减振改造。

本文通过现场测量某炼油厂丙烷塔空冷器管道振动的振幅和频率, 并运用有限元软件对管道系统进行模态分析, 由分析得出, 共振导致了管道系统的强烈振动。运用阻尼减振技

术, 在管道的适当位置安装阻尼器, 使管道振幅大幅度降低, 取得了很好的减振效果。

1 管道系统振动情况

某炼油厂空冷器管道如图1所示, 管道空间走向复杂, 弯头和阀门较多, 介质流速和流向均发生急剧变化而引起管道受激振动。管道振幅在不同位置处不等, 其最大值超过1mm, 加速度超过 1.72m/s^2 , 振动冲击较大。管道振动方向主要为水平Y方向, 振动频率为10Hz。

2 振动参数测量及振动原理分析

2.1 振动参数测量

利用便携式测振仪测量管道系统的振幅和频率。测点的位置选择如图3所示, 测量的数据见表1。



图1 空冷器管道系统

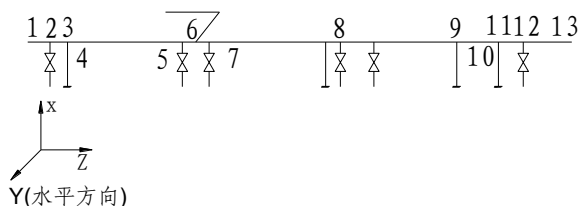


图2 测点位置示意图

2.2 振动原理分析

由于空冷器出口管道系统弯头和阀门较多, 气流的冲击引起管道系统振动。当气流脉动频率与管道系统的固有频率相重合时, 就会导致管道系统共振。

2.2.1 利用软件对管道进行模态分析

利用有限元软件对管道系统进行模态分析, 以确定阻尼器的安装位置。管道系统模型见图 3, 模态见图 4。

表1 管道系统各点振幅实测值

测点编号	水平方向振幅/mm	频率/Hz
1	0.4214	10.20
2	0.2115	10.67
3	0.4021	10.67
4	0.3932	9.60
5	0.3326	9.60
6	0.4547	9.60
7	0.2732	9.60
8	0.1206	9.70
9	0.2383	9.60
10	0.3896	9.60
11	0.4744	9.60
12	0.8208	9.80
13	1.3538	9.60

管系的第五阶固有频率为 10.331Hz, 其共振频率区域为 8.26Hz~12.40Hz, 而管系振动的实测频率为 9.6Hz~10.67Hz, 把模态分析结果和实测情况相对比, 可得出管系处于共振区域内, 故管道系统的振动水平较大。由图 4 可知, 此空冷器出口管道弯头处和接管处振幅比较大, 与实测的管道振动情况相符合。

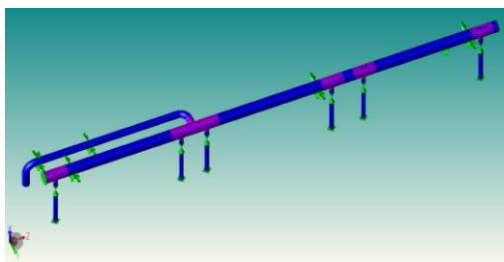


图3 管道系统模型图

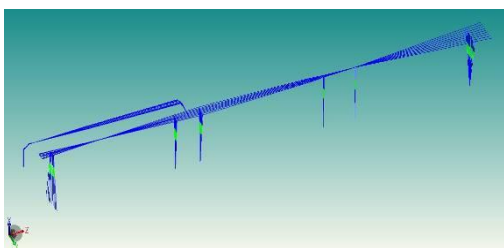


图4 第五阶管系模态图 (频率10.331Hz)

2.2.2 阻尼减振原理分析

在管系振幅较大的位置安装阻尼器, 将管道振动的机械能传递到阻尼器的阻尼液中, 通过阻尼液的运动摩擦发热来耗散管道振动能量, 最终达到减振的目的。管道阻尼器为柔性支撑, 对原有管道系统无附加刚度, 并且没有运动空程, 其对低频率高振幅的振动减振效果非常显著。

按照牛顿运动定律可得到振动微分方程^[9]如下所示:

$$m \ddot{x} + r \dot{x} + Kx = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

其中 m 为系统质量; r 为粘性阻尼系数; K 为刚度; 公式 (1) 中, 第一项为整个管道系统的惯性力; 第二项为阻尼力; 第三项为弹性力; 第四项为外界激振力。设:

$$2n = \frac{r}{m}, \quad p^2 = \frac{K}{m}, \quad q = \frac{F_0}{m}$$

上式可写成:

$$\ddot{x} + 2n \dot{x} + p^2 x = q \sin \omega t$$

设其解为:

$$x(t) = B \sin(\omega t - \psi)$$

则:

$$B = \frac{q}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}} \quad (2)$$

设:

$$B_0 = \frac{q}{p^2} = \frac{F_0}{K}, \quad \lambda = \frac{\omega}{p}$$

$$\zeta = \frac{n}{p} = \frac{r/2m}{\sqrt{\frac{K}{m}}} = \frac{r}{2pm} = \frac{r}{4\pi f m}$$

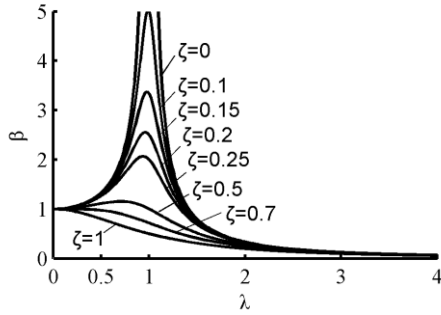
公式 (2) 可以写成:

$$B = \frac{B_0}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (3)$$

设

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}$$

其中 λ 为频率比; ζ 称为相对阻尼系数, 又称为阻尼比; β 为振幅放大因子。利用专用绘图软件绘制 β 、 ζ 和 λ 三者之间的关系, 见图 5。

图5 放大因子 β 、阻尼比 ζ 和频率比 λ 的关系

由图5可知,在 $B_0=F_0/K$ 固定不变的情况下,系统的阻尼比 ζ 越大,振幅放大因子 β 越小,从而系统振幅 B 越小。普通钢架结构本身的阻尼比 $\zeta=0.02^{[8]}$,当 $\lambda=0.8\sim 1.2$ 时,系统处于共振区域; $\lambda=0.8$ 时, $\beta_1=2.76$, $\lambda=1.2$ 时, $\beta_2=2.26$ 。所以,在没有外加阻尼的情况下,系统的阻尼比 ζ 较小,振幅放大因子 β 较大,导致共振区域内系统振幅也较大。

由以上分析可知,在管系振幅较大的位置安装阻尼器,能够增大系统的阻尼比 ζ ,从而有效降低管系振幅。

3 减振方案实施及效果

丙烷塔空冷器管道振动频率为10Hz,阻尼器的阻尼系数之和为 $481.3 \times 10^3 \text{Ns/m}$,管道系统的总质量为3500kg。由此可以计算出,安装阻尼器以后,管道系统的阻尼比为:

$$\zeta = \frac{r}{4\pi f m} = \frac{481.3 \times 10^3}{4 \times 3.14 \times 10 \times 3500} = 1.09$$

所以当 $\lambda=0.8$ 的时, $\beta_1'=0.56$;当 $\lambda=1.2$ 时, $\beta_2'=0.37$ 。则 $(\beta_1-\beta_1')/\beta_1=79.7\%$; $(\beta_2-\beta_2')/\beta_2=83.6\%$ 。即安装阻尼器后,在共振区域内,管道系统的振幅可以减小80%左右。

由于该管道系统位于二层支撑平台的高度,离地面较远,阻尼器安装空间受到限制。经测量风机底座稳固无振动,所以利用风机底座作为阻尼器的基础,安装阻尼器后管道系统如图6所示。

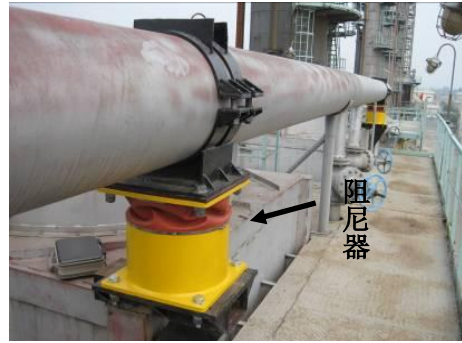


图6 安装阻尼器后的管道系统图

在管道系统的合适位置安装阻尼器后,减振效果明显。阻尼器安装前后管系振幅对比见表2,减振幅度对比见图7,测点位置见图2。

表2 阻尼器安装前后振幅对比

测点 编号	安装阻尼器 前振幅/mm	安装阻尼器 后振幅/mm	振幅降低 百分比
1	0.4214	0.1391	66.9%
2	0.2115	0.0782	63.0%
3	0.4021	0.1397	65.3%
4	0.3932	0.0793	79.8%
5	0.3326	0.0790	76.2%
6	0.4547	0.1484	67.4%
7	0.2732	0.0891	67.4%
8	0.1206	0.0489	59.5%
9	0.2383	0.0898	62.3%
10	0.3896	0.1022	73.8%
11	0.4744	0.1198	74.7%
12	0.8208	0.1197	85.4%
13	1.3538	0.1611	88.1%

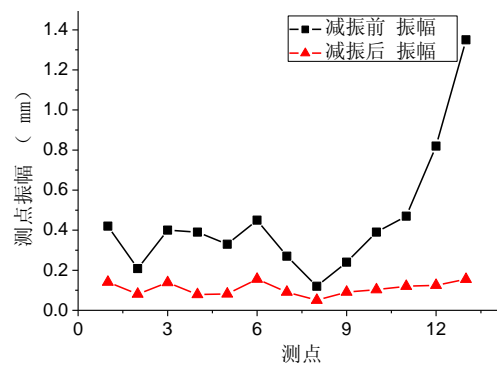


图7 阻尼器安装前后减振幅度对比图

由表2可知,阻尼器安装前后,管道系统振幅降低百分比为58.3%~88.1%。管系振动改造效果显著,阻尼器减振效果明显。

4 疲劳寿命分析

管道振幅下降以后，管道系统的使用寿命就会延长，但是减振后的管道系统疲劳寿命难以确定。利用 ANSYS 软件对减振后的管道系统进行疲劳寿命分析，计算疲劳累积系数，当疲劳累积系数大于 1 时，结构就会出现疲劳失效。最终估算出减振后管道系统的疲劳寿命，把分析结果与标准规定的管道设计寿命相对比，检验减振后的管道系统疲劳寿命是否符合相关标准。

建立管道系统模型如图 8 所示，整体网格划分如图 9 所示。位置载荷值如表 2 所示，位移载荷加载如图 10 所示，应力分析结果如图 11 所示。由静力分析结果可知，应力最大点即最先疲劳的点为 3289 点，其应力强度为 $0.815 \times 10^8 \text{Pa}$ ，其是按照第三强度理论分析得出的结果。

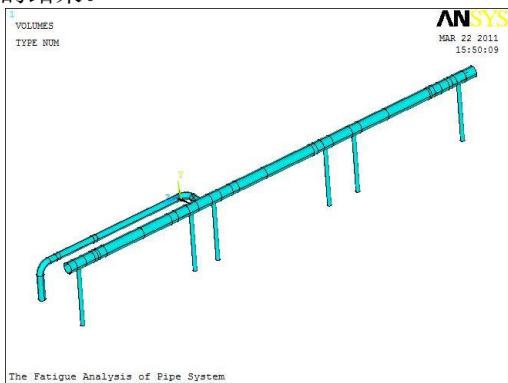


图 8 管道系统模型

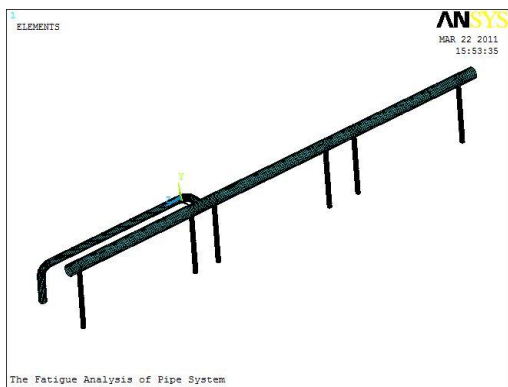


图 9 整个管道系统网格划分图

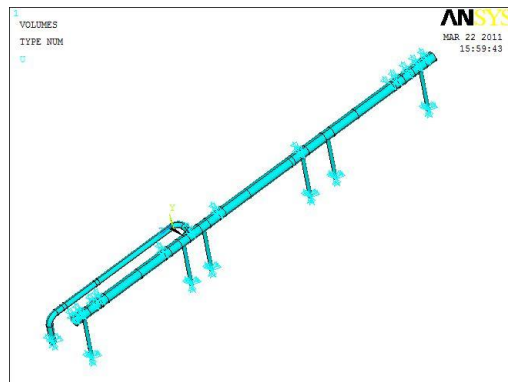


图 10 位移加载图

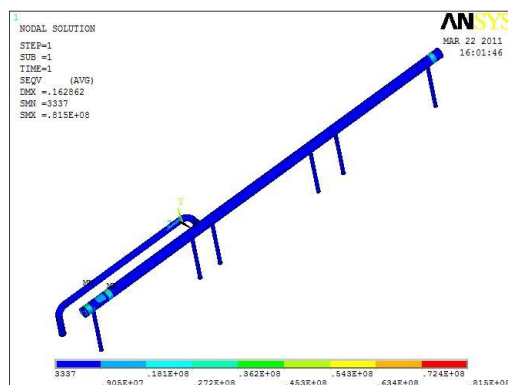


图 11 Von Mises 应力分布图

管道材料为奥氏体不锈钢，查分析设计标准 JB4732-1995 可以得到材料的 S-N 曲线数据，如表 3 所示。

表 3 不锈钢材料疲劳曲线数据表

许用应力幅度 S (Pa)	循环次数 N	许用应力幅度 S (Pa)	循环次数 N
4883E6	1E1	281E6	1E5
3517E6	2E1	248E6	2E5
2379E6	5E1	214E6	5E5
1800E6	1E2	194E6	1E6
1386E6	2E2	157E6	2E6
1021E6	5E2	127E6	5E6
821E6	1E3	113E6	1E7
669E6	2E3	105E6	2E7
524E6	5E3	99E6	5E7
441E6	1E4	97E6	1E8
383E6	2E4	96E6	1E9
319E6	5E4	94E6	1E10

现场测量管道振动频率在 10Hz 左右，即每秒钟振动 10 次，则一天时间里管道系统振动循环次数为 $N=10 \times 60 \times 60 \times 24=864000$ 次；如果一年按照 365 天计算，则一年时间里管道系统的振动循环次数为 3.1536×10^8 次。疲劳计算如图 12 所示。

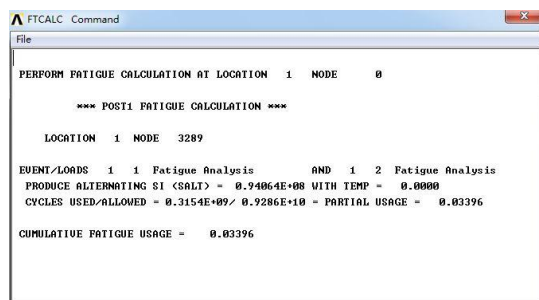


图 12 循环 1 年的疲劳分析结果

由计算结果可知当振动循环次数设为 1 年时, 疲劳累积系数为 0.03396, 远远小于 1, 说明管道系统满足疲劳寿命要求。当设置的系统振动循环次数增大时, 疲劳累积系数也会随着逐渐增大, 当该系数大于 1 时, 系统即出现疲劳失效, 从而可以计算出管道系统的疲劳寿命。具体分析结果如表 4 所示。

由表 4-6 可知, 中石化济南分公司减振后的管道系统疲劳寿命可以达到 30 年左右。而根据石油化工管道设计器材选用通则规定, 一般情况下石化设备管道系统设计寿命为 15 年~20 年^[10]。因此减振后的管道系统疲劳寿命大于相关标准规定的设计寿命, 系统运行安全性也有了更高的保障, 阻尼减振改造效果十分显著。

表 4 疲劳寿命分析结果

寿命	载荷循环次数	疲劳累积系数
1 年	3.15360×10^9	0.03396
5 年	1.57680×10^9	0.16980
10 年	3.15360×10^9	0.33959
15 年	4.73040×10^9	0.50939
20 年	6.30720×10^9	0.67918
25 年	7.88400×10^9	0.84898
26 年	8.19936×10^9	0.88294
27 年	8.51472×10^9	0.91689
28 年	8.83008×10^9	0.95085
29 年	9.14544×10^9	0.98481
30 年	9.46080×10^9	1.01877

5 结论

(1) 塔设备管道系统振动是一个普遍存在的现象, 引起振动的原因主要是管道系统弯头和阀门较多, 气流冲击引起管系振动, 最终导致系统共振。

(2) 利用有限元软件对管道系统进行模态分析, 得到系统的固有频率, 从而可以判断引起管系振动的原因, 这是分析管道系统振动问题的重要手段。

(3) 管道阻尼器能够在不改变管道系统结构的情况下, 实现不停机安装。它能够有效削减管道振动, 提高管道系统的运行寿命。

(4) 实际工程项目证明, 安装管道阻尼器起到了良好的减振效果, 为解决石化企业管道振动问题提供了有效方法。

参考文献

- [1] 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: 1-2, 165-204.
- [2] 肖高棉. 活塞式压缩机管道的振动控制研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2003.
- [3] 龙珍. 4RDS压缩机及管系振动研究[D]. 大庆: 大庆石油学院, 2005.
- [4] 齐一芳. 往复式压缩机振动机理及管道防振设计[J]. 设计与计算, 2007, 24(9): 43-45.
- [5] 赫沐羽. 往复式压缩机管系振动与控制措施[J]. 油气田地面工程, 2003, 22(9): 84.
- [6] 唐沸涛, 何立东, 姜杨, 伍伟. 离心和往复压缩机管系振动及阻尼减振技术研究[J]. 化工设备与管道, 2009, 46(4): 33-35.
- [7] 刘斌. 改性粘滞流体及其阻尼器的研究[D]. 南京: 东南大学, 2006.
- [8] 郑久建. 粘滞阻尼减震结构分析方法及设计理论研究[D]. 北京: 中国建筑科学研究院, 2003.
- [9] 郑兆昌. 机械振动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980: 54-57.
- [10] SH/3059-2001. 石油化工管道设计器材选用通则[S]. 2001

THE RESEARCH OF DAMPING TECHNOLOGY AND THE FATIGUE ANALYSIS OF THE AIR COOLER PIPELINE SYSTEM

Jiang Yang

(State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, C A S, No.15 Beisihuanxi Road, Beijing 100190, China)

Abstract To solve the problem of pipe vibration of the air cooler concentrated pipe of propane tower in Jinan Petrochemistry, by the site test amplitude and frequency in the field, with the help of finite element software it

analyzed the modal of the pipeline, and compared the two results, it gave us the solution of pipe vibration. The viscous dampers were installed on the suitable location of the pipeline when it was in working status, reduced the amplitude of the pipeline effectively. With the help of ANSYS, the fatigue life of the pipeline system which had been damped was analyzed, it was longer than the standard designed life. Finally we got the conclusion that the damping technology was the reliable method for controlling the vibration of the pipeline system.

Key words pipe vibration, modal analysis, damping technology