

管道减振设计技术

杜志伟 张总治

(上海化工设计院, 上海200061)

摘要 本文主要阐述管道减振设计技术方法。从管道振动的危害性出发, 进行振动原因的分析、理论分析和计算, 提出了解决管道振动的具体措施和控制的标准, 并通过减振的实例加以说明。

关键词 管道减振技术, 配管设计

1 引言

随着工业的发展, 管道的地位越来越重要。生产装置中所发生的事故大部分是管道引起的, 其原因在于对管道缺乏严格的力学计算, 对重要管道根本不考虑各种不利因素, 如地震、意想不到的外力瞬时冲击等。所以管道的静力分析和管道动态分析、柔度问题与设备同等重要。如配管设计不好, 就会存在事故隐患, 特别对高温、高压、大口径又严重振动的重要管道要予以高度的重视。

石油、化工、电站等行业的生产装置中管网密布, 由于高温、高压管道内介质周期性和间歇性气流脉动、水击等引起的管道振动, 从而造成许多危害性。

(1) 严重的管道振动会给人们带来恐惧感和不安全感, 致使生产装置有时不能正常运转;

(2) 引起基础和绝热材料龟裂;

(3) 引起控制仪表、气阀工况变坏和失灵;

(4) 降低压缩机效率;

(5) 增加额外功率和噪声;

(6) 振动引起机组疲劳破坏, 降低整个装置使用寿命;

(7) 强烈的管道振动会使管道结构、管道附件产生疲劳破坏, 轻则造成泄漏, 重则破裂而引起爆炸、燃烧等严重事故。

2 理论计算

2.1 振动原因分析

以压缩机机组和管道振动为例, 引起管道振动的主要原因有下述三点:

(1) 机器动力平衡性能差或基础设计不当;

(2) 管道内气流脉动;

(3) 管道内流体流速过快, 湍流边界层分离而产生涡流, 引起振动。

压缩机基础设计属结构专业问题, 已有相当成熟的措施。边界层分离引起的振动, 一般可按规范选用适当低的流速加以克服。对往复式压缩机来说, 气流脉动是必然存在的, 管道振动是不可避免的, 如何控制气流脉动, 使它处于容许值的范围之内, 是解决管道振动的根本办法。

2.2 理论分析和计算

2.2.1 气柱振动系统的动力特性计算

(1) 气柱固有频率计算

在往复式压缩机的管道系统中，靠近压缩机的一端，由于往复式压缩机周期性间歇性地吸气和排气，气柱受到一个持久的周期性的激发作用，在这个激发作用下产生受迫振动，受迫振动的结果是使管道内的气体压力上下起伏，呈现脉动状态，这一气体压力脉动在管道转弯处，或截面变化处，转化为激振力，激发管道作机械振动。对于不同的激发，气柱系统作出的响应是不同的。当激发力的频率与气柱固有频率之一相同时，系统会产生强烈的响应，这就是共振现象。

激发频率计算：

$$f_{\text{激}} = \frac{i \cdot n}{60} \text{ (Hz)}$$

式中：i——作用数，单作用i=1，双作用i=2；

n——压缩机主轴转速，转/分。

对于复杂管系，则具有多个气柱固有频率，要做到任何一阶频率都不与激发频率重合是很困难的，通常要避免一阶、二阶或更高一些阶次的共振，以便将振动控制在一定的允许范围内。因此为避免气柱共振，需要进行气柱固有频率的计算。

复杂管系总是由为数不多的管道及其他元件组成，因此将一个复杂管系分解成管道和其他元件，采用转移矩阵法，由始端向末端归结，来求得满足边界条件的频率值，即气柱固有频率。

(2) 气流脉动值计算

当气流处于脉动状态时，管内一定位置的气体就会在平均压力值附近上下波动，用δ表示压力不均匀的程度（气流脉动值），它的表达式如下：

$$\delta = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{min}}}{P_0} \text{ (\%)}$$

式中：P₀——为平均压力；

P_{max}——最高压力；

P_{min}——最低压力。

气流脉动在截面变化处，会产生脉动力，以90°弯头为例（见图1），沿对角线弯头受力的合力R为：

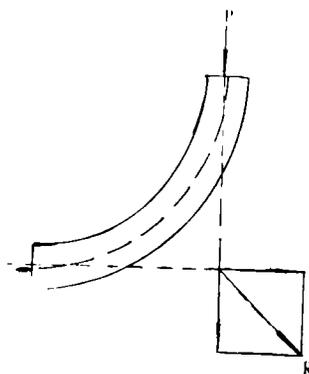


图1

$$\begin{aligned} R &= 2(P_0 + P) \times S \times \sin 45^\circ \\ &= 2P_0 \times S \times \sin 45^\circ + 2P \times S \times \sin 45^\circ \\ &= R_0 + F \end{aligned}$$

其中R₀为平均压力P₀引起的静力，而F为与时间相关的脉动力，它是引起管道振动的激振力。为了估算这个激振力的大小，以512循环机排气管为例：管内径65mm，平均压力为321kgf/cm²，计算出的压力不均匀度为20.62%，则相应的脉动压力振幅为：

$$P = \frac{1}{2} \delta P_0 = \frac{1}{2} \times 0.2062 \times 321 = 33.1 \text{ kgf/cm}^2$$

则激振力振幅为：

$$\begin{aligned} F &= 2 \cdot P \cdot S \cdot \sin 45^\circ = 2 \times 33.1 \times \frac{\pi}{4} \times \\ &6.5^2 \times \frac{\sqrt{2}}{2} = 1553.3 \text{ kgf} \end{aligned}$$

这样可观的力作用在管道上，随着时间作周期性变化，使管道产生强烈的机械振动。

2.2.2 管道结构振动系统的动力特性计算
管道系统是一个连续的弹性结构系统。

它在管内脉动流体的激发下，产生相应的机械振动，在设计压缩机管道系统时，除计算管内气柱固有频率和压力脉动值外，还必须对管系的结构固有频率和机械振动响应进行分析和计算，只有这样才能预计管系在工作时的振动情况，判断管系的安全可靠程度。

3 解决管道振动的具体措施

3.1 消减气流脉动

(1) 调整气柱固有频率避开气柱共振

在配管设计时，根据工艺流程的需要做好配管初步设计后应计算管系的气柱固有频率，并通过调整，使它们不与激发频率相重合，以避免气柱共振。

管系气柱固有频率取决于管系的配管方式、长度、管径、容器容积的大小和安装位置，以及气体的种类和温度等等。改变管道和容器的尺寸以及它们的配置方式，可以改变管系的气柱固有频率，并能避开气柱共振。

(2) 用缓冲器消减气流脉动

缓冲器是消减气流脉动最有效的措施之一。它的种类较多，一般使用空腔缓冲器为多，还有滤波缓冲器（在空腔缓冲器内，增设一些滤波元件，如带侧孔的插入管、孔板等等）。滤波缓冲器比空腔缓冲器具有更好的消振效果，但它受流体介质条件的限制，还会增加压力降。

使用缓冲器应尽可能做到缓冲器容积足够大，安装位置足够靠近气缸。

缓冲器容积一般取：

$$V = m \times (20 \sim 35) \times \text{气缸工作容积}$$

式中：m = 1，单作用气缸；

m = 0.4，双作用气缸。

为避免气流对后续管的直接作用，对缓冲器进、出口位置的确定，须作适当研究。

实践表明：图 2 中 (a) 的消振作用不

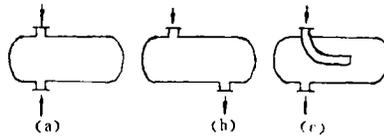


图 2

显著，(b) 的消振效果比 (a) 提高 15~20%，(c) 的消振效果比 (b) 提高 2~3 倍。

(3) 用集管器消减气流脉动

几台并联运行的压缩机，对排气管而言，汇合的总管称为集管器。集管器内来自各台压缩机的脉动，由于相位不同互相迭加，为使集管器内的脉动强度不致过大，根据国外学者建议，集管器的通流面积不应小于进气管通流面积之和的三倍。

(4) 用孔板消减气流脉动

在往复式压缩机管系中的适当位置安置孔板是消减管道振动的有效措施之一，实施起来也比较方便，但必须正确计算孔板尺寸和安置的部位。

孔板尺寸可按下式确定（见图 3）：

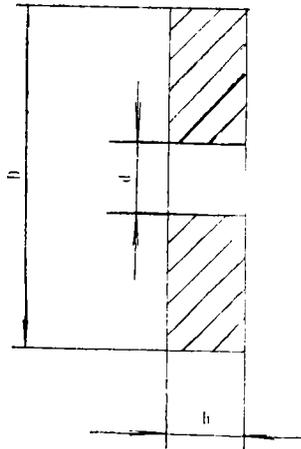


图 3

$$\frac{d}{D} = \sqrt[4]{\frac{U_0}{a}}$$

其中：d——孔径 (mm)；

D——管内径 (mm) ;
 U_0 ——平均流速 (m/s) ;
 a——对应于平均温度时的声速, (m/s)。

$$a = \sqrt{KgRT}$$

式中: K——绝热指数;
 g——重力加速度;
 R——气体常数;
 T——气体绝对温度。

推荐如下:

$$d/D = 0.5 \sim 0.43$$

$$h = 3 \sim 5 \text{ (mm)}$$

对于高声速介质, 如氢、氮气, d/D 可取近于下限, 对于低声速介质, 水、空气 d/D 可取近于上限。

孔板内径边缘处必须保留锐利棱角, 不得倒角, 否则效果会降低。孔板材料应与管道材料相同。

安装孔板必须在足够大的容器进、出口法兰处。

3.2 消减管系结构振动

减少弯头数和加大管道转弯角度, 用以

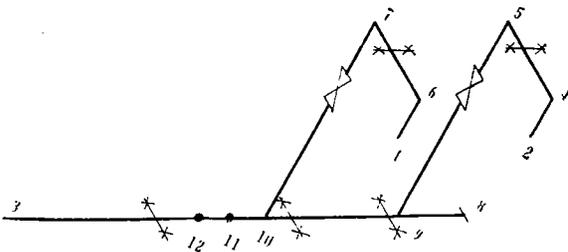


图4 原设计管系

1,2 为压缩机出口端

3 为设备连接处

管段 2-4-5-9, 1-6-7-10 $\phi 426 \times 9$

8-9-10-11 $\phi 820 \times 8$

11-12 $\phi 820 \times 8 / \phi 630 \times 6$

12-3 $\phi 630 \times 6$

$P = 1.25 \text{ kgf/cm}^2 \sim 2 \text{ (g)}$

$T = 100^\circ\text{C}$

压缩机, 双作用, 428转/分

减少激振力数目和大小。

适当调整支承位置和支承刚度, 使管系各阶固有频率避开激发频率(地震等), 以避免机械共振的产生。具体措施如下:

- (1) 降低支承高度;
- (2) 改变支承结构形式(合理选用管道支吊架);
- (3) 加大支承结构自身刚度;
- (4) 支承位置尽可能等间距;
- (5) 质量较大的管件必须单独支承;
- (6) 采用管道减振器或液压式阻尼器, 消减管系结构振动。

3.3 控制管系固有频率

(1) 对于低温管道配管时一般控制其固有频率为20Hz;

(2) 对于高温、高压管道配管时一般控制其固有频率为10Hz。

4 管道减振实例

某厂压缩机出口管, 根据工艺流程需要, 原设计管系见图4。现对原设计管系进行减振设计计算:

(1) 气柱固有频率计算(见表1)

表1

阶次	气柱固有频率 $f_{固}$ (Hz)	共振区 $(0.8 \sim 1.2)f_{固}$ (Hz)
1	7.467	5.974 ~ 8.961
2	21.463	17.170 ~ 25.755
3	26.647	21.318 ~ 31.977

计算结果表明, 气柱固有频率和激发频率岔开。

$$\therefore f_{激} = \frac{2 \times 428}{60} = 14.267 \text{ Hz}$$

(2) 气流脉动值计算(见表2)

表 2

节点号	压力脉动值 (%)	节点号	压力脉动值 (%)	节点号	压力脉动值 (%)
4	17.975	7	13.000	10	7.090
5	14.553	8	6.930	11	7.454
6	18.883	9	6.432	12	7.764

根据有关资料介绍,当 $P < 0.5\text{MPa}$ 时,许可的压力脉动值 $[\delta] \leq 2 \sim 8\%$, 因此上

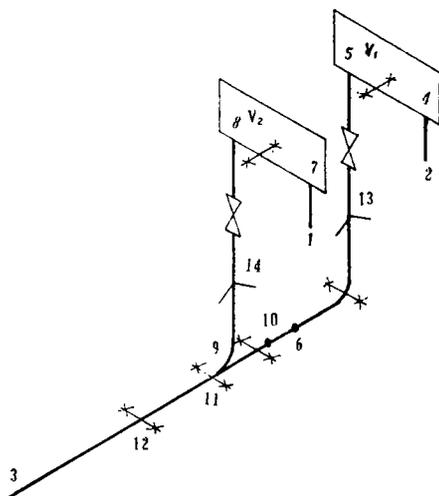


图 5 修改后管系

- 1, 2 为压缩机出口端
- 3 为设备连接处
- 管段 2—4, 5—6, 1—7
- 8—9, $\phi 426 \times 6$
- 6—10 $\phi 426 \times 6 / \phi 630 \times 6$
- 10—11, 12—3 $\phi 630 \times 6$
- 11—12 TTB—B型弹性套管式补偿器
- V1: $\phi 1220 \times 8 \times 2597, 2.957\text{m} \sim 3$
- V2: $\phi 1220 \times 8 \times 2337, 2.661\text{m} \sim 3$
- 节点 13, 14处分别安装一组管道减振器

- R = 1.50
- 加强三通
- 支架要求连接处
- 衬 2—3 mm 橡胶
- 基础牢固

述压力脉动值显然过大。因此必须采取适当

措施消减气流脉动。

(3) 管系热应力验算

计算得出热应力超出许可范围, 因此必须考虑水平管道热膨胀, 重新设计管系, 使管系热应力和振动都在许可范围内。

对修改后的管系(见图5)进行减振计算。

(1) 气柱固有频率计算

阶次	气柱固有频率 $f_{\text{固}}$ (Hz)	共振区 $(0.8 \sim 1.2)f_{\text{固}}$ (Hz)
1	4.687	3.750~5.625
2	19.359	15.488~23.231
3	36.571	29.256~43.885

计算结果表明, 气柱固有频率和激发频率($f_{\text{激}} = 14.267\text{Hz}$)岔开, 所以不会引起气柱共振。

(2) 气流脉动值计算

计算得: 缓冲器后管道内 $\delta < 4\%$, 落入许可范围内 ($[\delta] < 2 \sim 8\%$, $P < 0.5\text{MPa}$), 气流比较平稳。

(3) 管系热应力验算

计算结果表明: 热应力验算通过。

(4) 振动响应计算

管系固有频率:

$$f_1 = 5.663\text{Hz}$$

$$f_2 = 6.440\text{Hz}$$

激发频率与管系基频和二阶频岔开, 所以避开了共振区, 不会产生机械共振现象。

振动响应计算:

计算得:

$$X \text{ 方向最大双振幅值} < 0.31\text{mm-mm}$$

$$Y \text{ 方向最大双振幅值} < 0.36\text{mm-mm}$$

$$Z \text{ 方向最大双振幅值} < 0.14\text{mm-mm}$$

目前国内管道振动的允许振幅范围尚无

(下转第15页)

料也只能是各国在煤制气那个时代所确定的煤气的质量指标。这和当前世界许多国家以天然气为气源的质量指标已有天壤之别。由此可以看到从高热值、清洁无杂质、安全性好的优质气体能源出发,我们还需要做很多的工作。

参 考 资 料

- 〔1〕 日本瓦斯协会,“都市ガス工业概要Ⅰ(实务篇)”,昭和60年3月1日,102页,389—425页
〔2〕 日本煤气协会编,李强林、蔡玉琢译,“煤气应

用手册”,北京,中国建筑工业出版社,1989年,313—320页

- 〔3〕 施亚钧等译,“气体净化”,北京,中国建筑工业出版社,1965年,13—42页
〔4〕 同济大学,重庆建筑工程学院,哈尔滨建筑工程学院,北京建筑工程学院编“燃气燃烧与应用”,北京中国建筑工业出版社,1984年7月,180—193页
〔5〕 国家建筑工业部,关于城市公用事业企业经营管理工作若干规定草案,1962年
〔6〕 中华人民共和国国家标准,GB/T 13611—92, GB 13612—92

(上接第50页)

统一规定,参考国外资料介绍,查得 $f = 14.267\text{Hz}$ 时:

〔 Δ 〕设计 = 0.22mm-mm

〔 Δ 〕需修改 = 1.2mm-mm

〔 Δ 〕二者之间 = 0.46mm-mm

由此可见,管道处于安全状况。

这里特别指出:管道热应力与管道减振是一对矛盾,为满足管道热应力,希望管道刚度较小,而管道减振,则希望管系刚度越大越好,因此,在设计热管道时,要处理好这对矛盾,找出最佳设计方案。

目前,管道减振技术还在不断地完善,上述的方法也需通过今后的不断实践加以完善。

参 考 文 献

- 〔1〕 党锡琪、陈守五主编,《活塞式压缩机气流脉动与管道振动》,西安交通大学出版,1984,8
〔2〕 日本《配管技术》,1990年第2期
〔3〕 日本《配管设计的诸问题与对策》,昭和58年7月
〔4〕 日本《配管设计讲座》,昭和62年7月

THE TECHNOLOGY OF PIPELINE VIBRATION REDUCTION DESIGN

Du Zhiwei, Zhang Zongzhi

ABSTRACT The paper mainly interprets the technology of pipeline vibration reduction design. In the view of hazards caused by pipeline vibration analysis of vibration causes, theoretical analysis and calculations are made to work out concrete measures of solving the problem of pipeline vibration and control standards with practical example of vibration reduction for additional interpretation.