

往复式压缩机管道防振设计研究

Research on Anti-vibration

Design of reciprocating Compressor Pipeline

李 博 唐守军 (中石油华东设计院有限公司, 山东 青岛 266071)

Li Bo Tang Shoujun(Petrochina East China Design Institute Co., LTD., Shandong Qingdao 266071)

摘 要: 往复式压缩机管道防振设计是压缩机装置设计的核心内容。在管道设计过程中, 结合管道振动分析结果, 通常采用合理的设计措施提高往复式压缩机运行稳定性, 减少管道振动, 延长设备使用寿命, 保证装置的长周期运行。文章分析了往复式压缩机管道振动的情况及具体原因, 提出了管道防振设计的具体措施, 以供借鉴, 希望对相关设计人员有所帮助。

关键词: 往复式压缩机; 管道; 振动; 设计

1 往复式压缩机工作原理

往复式压缩机的工作原理是由外部电机驱动机箱内的曲轴旋转, 带动连杆动作, 连杆拉动活塞做往复运动, 气缸容积会随着设备的运行而不断变化, 这种变化具有规律性。当活塞从气缸顶部缸盖处开始运动时, 气缸内的容积是一个逐步增大的过程, 这时外部气体打开进气阀片, 新气体进入气缸内, 当气缸容积增大到一定程度时, 进气阀便关闭, 完成进气过程。当活塞向缸盖处挤压运动时, 气缸内容积是一个逐步缩小的过程, 气缸内气体被活塞压缩, 气体压力升高, 当压力升高到一定程度时, 排气阀会自动打开将气体排出。当活塞运动极限时, 促进排气阀关闭, 这种循环往复的运动, 实现了重复“吸气—压缩—排气”的过程。

2 往复式压缩机管道振动情况分析

2.1 激振力分析

由于大型往复压缩机吸排气为间歇性且吸排气量大, 使气流的压力和速度呈周期性变化且气流脉动大。在管道的弯头、异径管、控制阀、直管段等部位产生较大的激振力, 引起了管道的振动。

2.2 气柱振动系统分析

往复压缩机管路内输送的气体, 其平均流速相对气体介质中的声速低得多, 故可视气体为静止的。这种静止的气体称为气柱。气柱可以压缩、膨胀, 是一个弹性体, 气柱又有一定的质量, 故气柱本身是一个振动系统。当气柱受到一定的激发之后, 就会形成一

定的受迫振动。振动的结果表现为压力脉动, 当脉动的气柱遇到弯头、三通、异径管等时就形成激振力。当激发频率与气柱固有频率(通常是多个)之一相等或相近时, 就会激发气柱形成强烈的脉动, 称为气柱共振。如果激发频率与管段的固有频率相等或相近, 此时气柱处于共振状态的长度称为共振管长。

2.3 机械振动系统分析

由管道、管道附件、容器、支架等构成, 受到激发后产生机械振动响应, 即通常所说的管道振动。当激发力的频率与管道结构系统的固有频率之一相等或相近时, 就形成了机械共振, 此时出现最大的振动幅度。当激发频率、气柱固有频率、管道结构固有频率三者相等或相近时, 出现最严重的管道振动。

3 往复式压缩机管道振动原因分析

一般来说, 往复式压缩机管道产生振动有下面三种原因: 一是本身设计不合理、缓冲罐过小和管内气柱发生共振; 二是现场施工不合格; 三是管道发生机械共振。压缩机的厂商设计不满足标准、制造流程不规范, 导致设备的规格、精度和装配度没有达到工程的要求, 而且后续也没有对压缩机进行进一步的模拟分析和精密度的校验, 这种损害是不可挽回的。鉴于此, 生产厂家必须在设备出厂前对设备进行专业的检查及完整的模拟分析, 防止后续的设备返厂, 否则会造成时间和成本上的严重损失。施工方在进行现场的管道及设备安装时, 有时会因为安装人员的专业性不足, 导致压缩机设备地基不稳定, 安装误差大, 基础

灌浆不合格,使压缩机在运行过程中不能达到平稳的状态,产生振动。有时因为工期或技术水平原因,施工方不按设计图纸施工,管道走向和支架设置不能满足设计要求,产生振动。机器激振力频率同管道固有频率特别接近,会使管道振动剧烈增大,一般是管道产生机械共振的原因。机械共振可能会造成管道或管道关节的爆裂,对运行过程中的人身安全造成巨大威胁。通过合理设计管道走向、支架位置、支架形式避免出现机械共振即为主要工作。

4 压缩机振动事故案例

4.1 案例 1: 管道内部积液振动

在某炼化工厂的生产过程中,压缩机组突然振动,经过现场调查发现,周围的地面上有多处管道管卡因工作年限比较长,导致紧固件松动,已经失去了抑制管道振动的作用。此外,经过相关专业人员进一步排查发现,事发时间 12 月初,正值冬季,气温大概在 -20°C 左右,当时管道的保温部分已经很难发挥作用,管道受冻,内部滞留了大量的液体,这种液体在存储到一定量的时候会和管道本身的材质产生共振。

4.2 案例 2: 压缩机开工管道振动

在开工试运行过程中,某石化公司的往复式压缩机组进出口管道跟压缩机管道相连的空冷器管道、空冷器构架发生剧烈振动,经检查,发现现场为赶工期,部分防振管卡的管墩没有按图施工,而是用一截被膨胀螺栓固定在地面上的型钢代替,最终在现场补齐了管墩,重新开工后管道不再振动。幸好此问题在管道试运行阶段即被迅速发现,并没有带来太大的损失,但现场不按图施工导致管道振动问题,此问题已经发现不止一次,需引起足够重视。

5 往复式压缩机管道防振设计

5.1 合理设计管道结构

5.1.1 尽量减少弯头数量

若弯头过多,则会加剧管系的振动。因此在布置压缩机管道时,在满足管道柔性分析的前提下应合理设计管道结构,做到管道短而直,且尽量减少弯头数量,条件允许的情况下考虑优先采用长半径弯头或 45° 弯头。

5.1.2 适当增加管径

管径对压力不均匀度也有影响,管径越大,管道端口接收到的速度激发就越小。因此增加管径能有效地降低压力不均匀度,从而减小管系振动。

5.1.3 管道尽量沿地敷设或降低敷设高度

对于振动管道,一般将管道沿地敷设,并将管道支架生根于混凝土管墩,以便于吸收管道振动。当管

道敷设高度过高,则需要增加管墩高度或者将支架生根于钢结构上,两种做法都不利于增加管系的稳定性。对于有阀门的管道,由于阀门自重改变了管系的荷载平衡,容易发生振动,因此宜将阀门沿地敷设,这样既有利于管道防振,又便于阀门操作、巡检、维修。管道宜布置成“步步高”或“步步低”形式,当不能避免管道低点时,应增设低点排液设施。

5.2 合理设计管道支架生根点

第一,为防止振动和振动的传递,压缩机组进出口的振动管道宜沿地面敷设,并且设置独立的管墩作基础,加大支架的刚性。以压缩机组的进出口管道为例,主管道均采用了沿地面敷设的方式,每个支架均支撑在独立的管墩上,且支架之间不等间距排列,防振管卡宜设置在管道集中载荷处,如弯头和分支。由于压缩机本体和电机在正常运行过程中会有一定幅度的振动,在设计时应避免在其基础上设置管道支架。第二,在管道无法满足地面敷设时,架空敷设管道的支架应保证生根点位置的刚性。支架最好可生根在混凝土柱子的顶端。混凝土柱子应有独立基础,对柱子规格的设计应充分考虑振动和支架高度的要求。第三,随着支架生根点刚度的增加,管道系统的机械固有频率随之增加,当支架刚度超过某临界点后,管道的机械固有频率会保持基本不变,才能作为完美的振动节点边界。对不同直径、不同厚度、不同控制频率的管道,其支架生根点刚度要求是不同的,需要根据管道系统的布置情况,进行具体分析。

5.3 管道夹具刚度要满足要求

许多管道系统都是从热胀应力角度,而不是从动态角度优化的。对经常使用的滑动支架,只限制了管道向下方向的位移,在不考虑摩擦力的情况下,其他两个方向是可以自由移动的;导向支架以及限位支架由于施工误差,无法保证零间隙,即使间隙很小,但这些支架在抵抗动态荷载时,也很容易产生破坏性的振动;刚度更低的弹簧支架,吊架等,则更加无法满足管道振动的要求。API618 分离裕度要求中指出的动态固定支撑,可以通过坚固的夹具来实现,该夹具不允许管道在特定方向上动态移动或旋转。这说明管道和支撑结构之间不允许有间隙。例如压紧支撑,能够通过施加预紧力产生的摩擦力抑制动态载荷来提供轴向刚度。如果设计正确,可以允许轴向热位移,不允许横向位移。摩擦力 (F_w) 应至少等于夹具上的脉动激振力。普通的滑动支架无法抑制一个或多个方向的动态运动,可以修改为压紧类型夹具,从而能够约束所有平移方向。夹具的轴向刚度以及横向刚度必然会

影响到管道的热胀或者冷缩,容易造成管道的二次应力超标,尤其是弯头处位移比较大的时候。热载荷产生的位移可以通过在螺栓和支撑板(例如管托)之间的间隙或通过槽螺栓孔来实现。

夹具主要通过和管道的密切接触以及预紧力来提供轴向刚度,这需要经过脉动分析得到激振力后才能确定。

5.4 管道减振措施

5.4.1 合理设计缓冲器容积和位置

缓冲器是一种有效减小气流脉动的衰减装置,如同一个柔性弹簧,可以将部分压力脉动吸收,从而减小进入后续管道内的压力脉动值。选择合适的缓冲器容积和位置有助于减小管系振动。缓冲器容积一般采用美国石油学会(API)的规定,最小容积应是活塞行程容积的10倍以上且不应小于 0.028m^3 。当缓冲器与气缸间的管道过长时,易使管系落入气流脉动的共振区,导致管线振动,有时还会增加压缩机气缸体的振动。对于上进气下排气的压缩机,入口缓冲器应布置在气缸上方并尽量靠近气缸,出口缓冲器应布置在气缸的正下方并尽量靠近气缸。

5.4.2 增设孔板

在管道适当位置增加孔板,可将管道内的压力驻波变为行波,使管道末端不再具有反射条件,有效降低管道内的压力不均匀度,从而减小气流脉动和管道振动。孔板的尺寸和安装位置是影响孔板作用的主要因素。

孔板的尺寸根据开口比(孔板内径与管道内径的比例)的取值进行确定,开口比一般取0.43~0.50,对于低速气体可以取接近0.50,对高速气体可以取接近0.43。孔板内径边缘处需保留锐角,否则减振效果会降低。孔板厚度不宜太厚,一般取3~5mm,否则不仅增加局部阻力损失,同时还会产生噪音。

孔板安装的位置不同,对压力不均匀度的影响较大,一般安装在缓冲器出口和分离器入口,使之形成一定的压力降,以提高缓冲效果。需要指出的是,由于孔板容易造成局部阻力损失,对工艺条件产生影响,因此一般在不考虑加装孔板的假设下计算缓冲器容积,当计算得到的缓冲器容积过大而无法制造安装时,再考虑加装孔板。

5.4.3 其他情况

第一种情况:管道根部经常裂纹,若采取一系列消振措施仍然有一定振动或由条件限制而振动难以消除时,在管道根部进行局部加强,降低根部局部应力,逐渐释放振动应力。此方法对异径三通或小管道避免

振动裂纹效果较好。

第二种情况:备用设备管道振动,备用设备管道振动是由于具有盲管段,通过增设阀门切断盲管段气柱可彻底消除振动。

5.5 运行状态监测及风险分析

动态RCM(以可靠性为中心的维修)管理模式是以传统RCM管理为基础,将设备运行状态监测相融合,形成的一种新型维修管理模式。这种模式有预防维护和预见维修的双重特点,同时融入主动维修的因素,引导用户主动评价故障。这种分析模式包括RCM分析评价、设备运行状态监测评估、可靠性管理完善和提升等。

动态RCM方法是对传统静态RCM方法的补充与提升,可以结合设备发生的各种故障和检维修信息,对每台设备的故障模式进行分析,并根据分析结果计算出各类设备故障的影响指数,确定各项故障模式的影响结果,并结合设备在线监测数据,如温度、压力、流量、振动等,准确分析设备的实际运行状态;并结合数据变化和趋势,提前预判出设备可能存在的隐患和故障,有效开展检修和维护,实现设备故障检修方案和维护策略的建立与制定,实现系统化的应用。

动态RCM是对传统故障评价的一种优化,是在传统定期维修模式的基础上不断发展起来的。因此,引入动态RCM是一种创新的方案,随着设备状态监测技术和故障监测技术的不断发展,动态RCM得到持续发展后,必然以状态维修模式为主、定期维修模式为辅,推动设备运行状态监测和故障诊断研究的不断发展。

6 结语

综上所述,一些生产事故会由于往复式压缩机管道振动而引发。企业应该充分了解往复式压缩机工作原理,分析管道振动的具体原因,做好管道布置和支架等附属设施的设计,并定期对压缩机管道进行检查维护,发现问题及时处理,从而避免事故的发生。

参考文献:

- [1] 蒋大明. 往复式压缩机运行状态评估及故障诊断方法研究[J]. 设备管理与维修, 2023(04):147-150.
- [2] 程强, 刘洪佳, 曾兆强, 季龙庆. 往复式压缩机管道振动跨度以及支架刚度设计分析[J]. 化工设计, 2023, 33(01):16-20+1.
- [3] 徐强. K5002 往复压缩机管道振动原因分析与减振技巧[J]. 石化技术, 2022, 29(11):98-99.
- [4] 黄凯. 往复式压缩机管道布置特点与分析[J]. 乙烯工业, 2022, 34(03):39-44+66.