

大型进口压缩机曲轴平衡块的升级改造

隋国亮¹ 邓家旺¹ 沈德英²

(1 沈阳远大压缩机有限公司 辽宁 沈阳 110000; 2 沈阳华晨宝马有限公司 辽宁 沈阳 110000)

摘要: 本文根据往复式压缩机三列曲轴的结构, 结合实际运行情况, 找到压缩机振动大的根本原因, 重新设计计算压缩机曲轴平衡块, 并对整机提出了有效的优化改造措施, 使改造后的压缩机运行平稳, 成功地解决了压缩机长期振动大的问题, 很好地满足了压缩机长期运行的要求。到目前为止, 机组已经安全平稳地运行了近三年的时间, 标志国产化改造成功。此次升级改造提高了压缩机设备的安全性、可靠性以及经济性, 并为进口压缩机国产化改造提供了可靠的技术储备。

关键词: 曲轴; 平衡块; 振动; 国产化改造

0 引言

某石化公司的一台进口的大型新氢压缩机, 从机组完成安装投入运行以来, 机组的振动始终非常大, 造成压缩机的基础松动, 机身连接面漏油。如果委托原制造厂进行改造, 不仅会造成维修成本增加, 而且会延长机组检修的时间, 对企业的生产造成影响。基于此情况, 此石化公司委托某公司对此台新氢压缩机进行结构优化设计改造。某公司改造工程师现场勘测了机组的运行情况, 经过现场初步的测量, 结合原机组配套的技术资料, 可以判定压缩机组长期振动的主要原因, 是压缩机曲轴平衡块的设计不合理, 曲轴平衡块的质量和数量没能完全平衡曲轴的旋转惯性力矩, 造成机组振动大, 进而引起了一系列问题。由于机组在振动环境下已经运行多年, 很多关键零件具有较大的安全隐患, 借此次改造的机会, 消除安全隐患, 保证设备安全、可靠、长久地运行。

1 改造内容

1.1 概述

曲轴组件包括曲轴、平衡块及两者之间的连接件等。曲轴由三部分组成, 即主轴颈、曲柄和曲柄销。曲柄和曲柄销构成的弯曲部分称为曲拐。为了减少不平衡的旋转质量, 同时利于力的传递, 通常把曲轴在拐径端靠外的棱角削去。另外, 还把曲柄在主轴颈侧的端面制成平面, 以便安装平衡块。测量压缩机各列连杆部件、十字头部件、活塞部件的质量, 以确定各列往复质量, 根据各列计算的往复质量和旋转惯性质量, 设计、加工制造平衡块, 使曲轴达到完全平衡, 以解决振动问题。

1.2 曲轴平衡块的重新设计与计算

设计平衡块时, 应尽可能使其重心远离主轴颈中心, 以便使平衡块质量较轻, 使平衡块重心回转半径 r 与质量 m 的乘积满足动力计算提出的要求。平衡块通常做成扇形, 其径向尺寸以旋转时不碰十字头导轨或活塞裙部为原则, 厚度以不碰连杆为原则。

这台新氢压缩机的曲轴为三列结构, 从压缩机轴头泵端看向驱动端, 电动机为顺时针旋转, 压缩机的布置形式如图1所示。

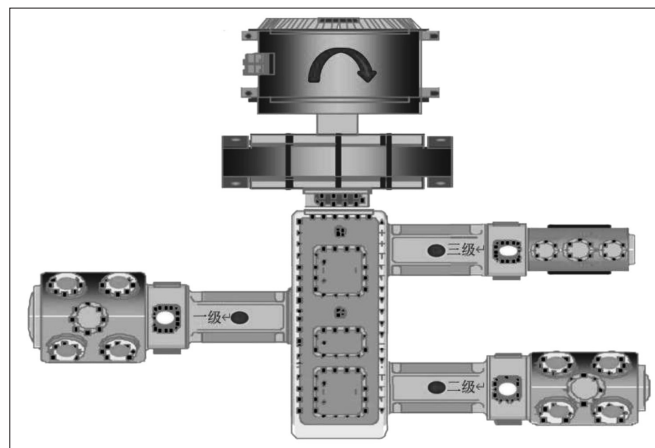


图1 压缩机布置形式示意图

对于多列压缩机, 由于各列曲柄错角的排列以及气缸中心线之间的夹角配置, 使得各列同一瞬时的惯性力有相位差, 可以起到相互平衡的作用。

坐标系的划分: 为了计算方便起见, 在分析计算惯性力及惯性力矩的平衡中, 采用平面直角坐标系, 并将坐标原点 O 设在压缩机曲轴旋转平面中心。

往复惯性力在平面直角坐标系中的表达: 任意列曲柄对于本列气缸中心线的转角 θ_i 按式(1)计算:

$$\theta_i = \theta - \phi_i + \delta_i$$

(1)

因此，多列压缩机中任一列的往复惯性力计算式为式（2）和式（3）：

$$F_{\text{lsi}}^I = m_{\text{si}} r_i \omega^2 \cos(\theta - \phi_i + \delta_i)$$

(2)

$$F_{\text{lsi}}^{II} = \lambda m_{\text{si}} r_i \omega^2 \cos 2(\theta - \phi_i + \delta_i)$$

(3)

式中： F_{lsi}^I —任一列的一阶往复惯性力；
 F_{lsi}^{II} —任一列的二阶往复惯性力；
 m_{si} —任一列的往复运动质量；
 r_i —任一列的曲柄半径。

为求多列压缩机合成往复惯性力，将各列一、二阶往复惯性力分解为沿 x 轴方向和 y 轴方向的分力。对立式、卧式、对置式及对称平衡压缩机是按代数值相加，对角度式压缩机是按矢量值合成。合成惯性力与 y 轴间夹角为 φ 。

多列压缩机中各列的惯性对机器对称中心产生惯性力矩，其合成力矩可按在 x 轴和 y 轴方向的惯性力分量分别得出 x 轴和 y 轴方向的惯性力矩后再合成，对角度式压缩机为矢量合成，对其他形式是代数值合成。合成力矩作用平面与 y 轴间夹角为 φ' 。

根据三列曲轴的结构特点，压缩机的往复惯性力、往复惯性力矩和旋转惯性力、旋转惯性力矩的计算公式如下表所示。

表 旋转惯性力矩的计算公式

旋转惯性力 F_{1r}	0
旋转惯性力矩 M_r	$\sqrt{3}m_s r \omega^2 a$
一阶往复惯性力 F_{ls}^I	0
一阶最大往复惯性力矩 M_s^I	$\sqrt{3}m_r r \omega^2 a$
二阶往复惯性力 F_{ls}^{II}	$2m_s r \omega^2 \lambda$
二阶最大往复惯性力矩 M_s^{II}	$\sqrt{3}m_s r \omega^2 \lambda a$

表中： m_r —每一拐的不平衡旋转质量（kg）；
 m_s —往复质量（kg）；
 r —曲柄半径（m）；
 ω —旋转角速度（rad/s）；
 a —作用力臂（m）；
 $\lambda = r/l$ 称为曲柄半径与连杆长度比，简称连杆比。
根据压缩机的随机技术资料知，连杆部件质量为 480kg；根据曲轴的结构尺寸参数，计算得出曲轴的偏心质量（作用在偏心中心）为 392.8kg。
因每一拐不平衡旋转质量 $\approx 2/3$ 连杆部件质量 + 曲轴偏心质量，根据已知参数，得到每一拐不平衡的旋转质量（作用在偏心中心）约为 712.8kg。

针对以上计算得出的每拐的旋转不平衡质量，可知曲轴需要平衡的总的质量。根据机身的内部空间和曲轴的结构特点，平衡块的设计结构如图 2 所示。每列增加两块平衡块，优点是旋转惯性力可以完全平衡且对机器的质心平面无力矩。

根据平衡块的结构尺寸，对平衡块进行三维建模，根据三维模型模拟的质量，反复微调平衡块的尺寸，确定最终方案。曲轴平衡块（浅色）的安装位置如图 3 所示。

1.3 相关零部件的更换

由于机组在振动环境下，已经运行多年，压缩机的基础已松动，很多关键零件具有较大的安全隐患，借助此次改造将相关零部件进行了修复及更换，消除安全隐患，提高设备可靠性。

由于机组长期振动，二次灌浆层已经明显损坏，如图 4、图 5 所示，此次改造将原二次灌浆层拆除，重新灌浆。

基础件连接螺栓由于长期振动，已经明显松动，具有一定的安全隐患，此次改造更换了全部连接螺栓。

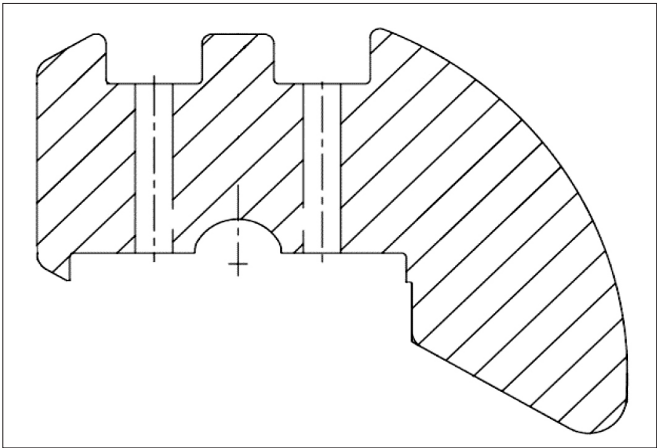


图 2 平衡块的结构示意图

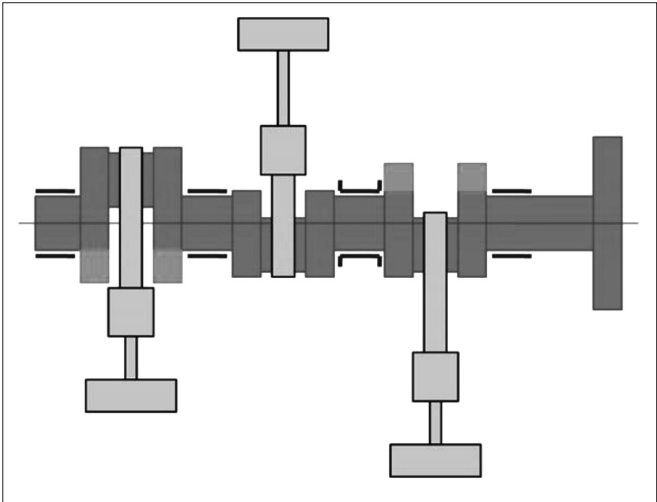


图 3 平衡块安装方案



图4 气缸支撑灌浆层裂纹



图5 中体灌浆层裂纹

压缩机组连接面因长期振动,发生了漏油情况,此次改造更换了全部密封垫片。

2 改造结果

曲轴平衡块加工完成后,在车间进行了压缩机整机的装配,并在工作转速下对整机进行了8h的无负荷机

械运转试验。试车结果表明,压缩机的振动明显减小,机身振动烈度为8mm/s,满足压缩机相关振动标准的要求。

压缩机在某石化公司现场安装完成后,在工作转速下,此机组首先进行了4h氮气负荷试车,压缩机运行平稳,振动数值满足标准要求。

在装置投产时,应用实际工况介质在设计工况下进行了72h的考核运转试验,在工艺介质下压缩机运行非常平稳,振动小,满足标准和使用要求。此次压缩机的改造非常成功。

3 结语

根据用户现场压缩机的使用情况,曲轴平衡块改造后,压缩机运行非常平稳,振动值降到允许范围。此次压缩机平衡块的成功改造,为进口压缩机关键零部件的国产化提供了可靠的技术支持。

目前对于进口压缩机,如果需要现场服务,涉及的人工费及问题沟通协调周期等均让国内的客户难以接受,严重影响企业的生产。所以针对进口压缩机组国产化的改造就显得尤为重要。随着我国压缩机行业的发展,压缩机研发水平、制造水平和服务水平日益提高,我国正在逐步减小对国外产品的依赖,国产化进程进一步提高。

参考文献:

- [1] 郁永章,孙嗣莹,陈洪俊.容积式压缩机技术手册[M].北京:机械工业出版社,2005.
- [2] 陈永江.容积式压缩机原理与结构设计[M].西安:西安交通大学,1985.
- [3] 郁永章,姜培正,孙嗣莹,等.压缩机工程手册[M].北京:中国石化出版社,2012.
- [4] API STANDARD 618 FIFTH EDITION. Reciprocating compressors for petroleum[J]. chemical, and gas industry services, 2007.