

原油泵轴承箱振动大原因分析及故障处理

林德峰

(大庆炼化公司检维修中心,黑龙江 大庆 163411)

摘要:一套常减压装置 BB2 型原油泵 P101/1 叶轮改造后开工一直处于振动大、无法备用状态。结合该机泵现场运行情况,对振动原因进行了排查,确定引起机泵振动超标的根本原因是轴承箱与轴承箱马架连接采用下半圆止口定位的形式,轴承箱连接刚度低。设计改造轴承箱为全法兰一体式结构,即:取消轴承箱马架,轴承箱采用全圆周法兰与泵大盖直接连接,可有效解决因轴承箱马架上半部分开口造成的轴承箱束缚力差、受力不均易形变,及减少轴承箱通过轴承箱马架与泵大盖连接带来的累计安装误差,从而解决轴承箱对机泵运转带来的影响,保证机泵运行平稳。

关键词:BB2;轴承振动;连接刚度低;全法兰一体式结构

【DOI】10.12231/j.issn.1000-8772.2020.26.183

1 设备概述

常减压一套常减压装置原油泵为 200AYIII150×2A 离心泵,由沈阳水泵厂生产。设计流量为 298m³/h、输送介质为原油、介质温度为 50℃、转速为 2950r/min。该泵为 BB2 型离心泵,转子为两端支撑,两个叶轮置于轴中部,泵体和叶轮两侧均装有密封环,泵两端都有轴封装置。

2 故障简述

2019 年一套常减压装置改造,由于装置处理量变化,原油泵 P101/1 更换了叶轮,原叶轮直径为 297mm,更换后的新叶轮直径为 304mm。装置开工后原油泵 P101/1 非驱动端最大振动值为 7.0mm/s 左右,该泵中心高为 485mm、转速为 2950r/min,判定该泵的振动级别为 II 类机泵,振动 B 区限值为 4.5mm/s。

对原油泵 P101/1 解体检修,检查叶轮口环、腰瓦、腔体流道,重

新核对轴向窜量未发现异常,测量轴承与轴承箱配合过盈量满足要求后,更换了新轴承。检修后试机,非驱动端轴承箱下半圆侧振动值小(最大值为轴向 1.8mm/s),轴承箱上半圆振动值偏大(最大值为轴承箱压盖正上方,垂直 7.2mm/s)。

3 故障原因分析

3.1 原因排查

针对原油泵 P101/1 振动异常现象,加强对机泵的运行监测,结合机泵现场运行情况,主要从以下几方面对振动原因进行排查。

3.1.1 工艺操作原因

通过 DCS 观察在原油泵 P101/1 运行时,装置进料量平稳,机泵没有抽空、气蚀等现象,因此排除工艺操作原因。

3.1.2 机泵联轴器不同心

上次检修过程中对机泵与电机同心度进行了调整,同时对采集

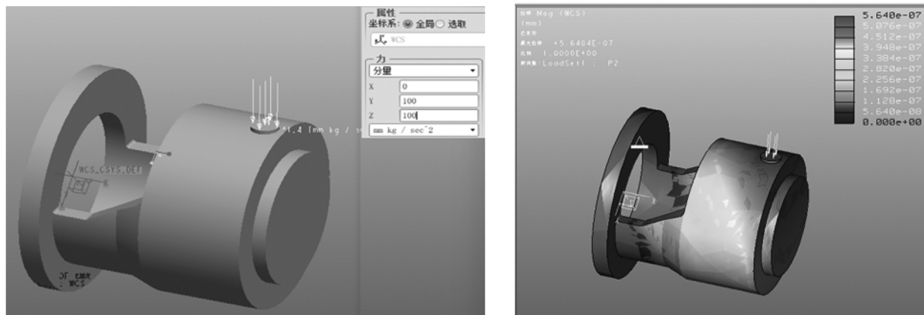


图1 半托架分体式轴承箱体受力分析

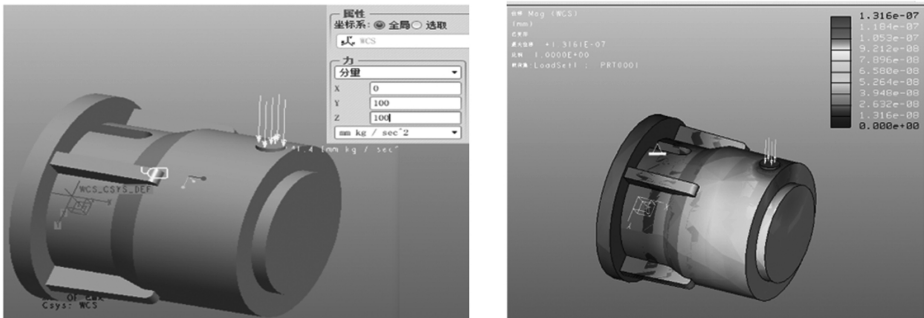


图2 全法兰一体式轴承箱体受力分析

的泵与电机驱动端的振动情况分析，泵与电机驱动端振动值比较小，因此排除了联轴器不对中的影响。

3.1.3 机泵轴承故障

轴承在运行中出现烧坏、游隙超标、顶部间隙过大等机械故障时，均会引起机泵振动。两次检修都更换了轴承并检测了轴承内环与轴、轴承外环与轴承箱配合尺寸，均在要求范围内；考虑到二次窜量调整不合适也会造成止推轴承受力过大影响振动，第二次检修复测了窜量调整情况，检测泵一次窜量为11mm，将叶轮调整至流道中间后，测量转子轴承内环定位处轴肩与轴承箱水套端面（与轴承外环配合的端面）平面相差3mm，测量轴承内环定位调整垫为3mm，因此二次窜量在标准范围内；检查测量轴承压盖与外环平面距离为0，轴向间隙标准为0.02~0.06mm，在轴承压盖止口处加0.05mm调整垫。在上述情况都检查测量后，机泵振动值仍然偏高。因此可判断，机泵振动超标不是由轴承造成的。

3.1.4 机泵转子不平衡

对泵非驱动端轴承箱振动频谱分析，其中一倍为主导，其次为二倍频。转子动平衡不好是引起一倍频偏大的主要原因之一，但在二次拆检时，测量叶轮口环与壳体口环的配合间隙为0.65mm，标准值为0.4~0.7mm，未发现叶轮口环有磨损脱落情况；叶轮与轴的配合标准为H7h6（即：0~0.065mm），实际测得尺寸为0.02mm，在标准范围内，叶轮锁紧螺母也无松动迹象；检查主轴的径向跳动值，最大值为0.02mm，标准为≤0.03mm，符合要求；将转子外委到三星机械厂复查动平衡（动平衡等级G6.3），测得不平衡量为1.8g，小于要求的2.058g。由此判断机泵转子的动平衡并未破坏，振动超标不是由转子不平衡造成的。

3.1.5 轴承箱原因

(1)轴承箱安装质量：回装时检查了轴承箱马架与轴承箱配合端面无毛刺等缺陷，将轴承箱用车床找正后，对与轴承箱马架配合的端面进行了车削，保证了与轴承箱轴承位置的垂直度，轴承箱安装后，与马架之间无间隙，用0.03mm塞尺无法塞入。用着色法涂抹丈丹检查了轴承箱与马架止口的接触面积，接触均匀，接触面积约80%，标准为≥70%，符合要求。

(2)轴承箱设计：原泵轴承箱与轴承箱马架连接采用下半圆止口定位和六条M20螺栓固定的形式，上部使用20mm厚的钢圈固定。此结构轴承箱水套与马架的配合松紧程度变化或者上部钢圈安

形，对轴承箱束缚能力差，会造成轴承箱连接刚度低。通过对轴承箱压盖径向八个点测得的振动值，可以看出，运行时轴承箱下侧有固定螺栓连接的位置振动值偏小，轴承箱压盖正上方无螺栓固定处振动值最大，而轴承箱连接刚度低在频谱中也会表现为转频突出，由此可以判断这是造成泵振动值超标的主要原因。

(3)轴承箱加工：由于连接部件配合累计误差引发的振动，会造成两端轴承箱不同心轴承工况恶化，造成机泵不能正常运行，轴承箱作为壳体与承载轴承的重要连接部件，其精度不言而喻。因机械加工存在精度误差，所以原分体式轴承箱结构就存在累计误差过大的问题。以常用止口公差H7/h6直径φ285mm为例，配合间隙应为0~0.084mm，两处止口累计误差为0~0.168mm，这将直接影响装配的跳动误差。所以，过多的配合止口与配合端面也是造成振动超标的主要原因，而轴承箱的不同心在频谱中表现为2倍频突出。

4 处理措施

为了解决原分体式轴承箱结构弊端，提高轴承箱的连接刚度，在保证机泵设计参数不变的前提下对轴承箱进行改造。

下面是模拟轴承箱受力分析图片及数据，通过模拟轴承箱的受力分析我们可以得到以下结论：对于半托架分体式轴承箱体，如图1所示，在图示位置施加100kgf，即100千克力，将会致使该处产生位移量为 5.640×10^{-7} ；而对于全法兰一体式轴承箱体，如图2所示，在图示位置施加100kgf，即100千克力，将会致使该处产生位移量为 1.316×10^{-7} ，由此可见全法兰一体式轴承箱体的连接刚度是分体式的四倍。

采用全法兰一体式结构轴承箱，轴承箱与马架为一体，采用整体铸造，新轴承箱与大盖采用止口定位，全周与大盖使用六条M22螺栓固定，有效的解决了分体式结构存在的累计安装误差过大，轴承箱马架上半部分开口带来的束缚力差及受力不均形变的问题。轴承箱四周使用四块筋板加强，水套包裹在轴承箱外（原轴承箱与水套采用端面贴合传热），冷却效果大大提高，机泵运行时，轴承箱温度在20℃左右。

5 改造效果

改造后，机泵开车一次成功，测量的振动值均在标准范围内，运行一个月后，该机泵运行平稳，振动值无明显变化。

6 结束语

一套常压原油泵P101/1振动大故障处理经验，为其他结构类似的BB2型机泵的振动隐患治理提供了新思路，在传统的修理方法无法解决问题的情况下，可以采取改造轴承箱的方式解决振动超标的问题，也可以根据以上检查步骤对问题进行逐步排查，不走弯路。为今后提高此类故障的检修效率夯实基础。

参考文献

- [1]设备检修规程。
- [2]机械设计手册[M].北京：化学工业出版社。

作者简介：林德峰，大学学历，1992年7月参加工作，工程师，现担任机维修中心副主任，主要负责转动设备维修管理工作。