

某水电站提水泵站项目断轴问题分析

温庆斌¹ 汪波² 郑旭² 冯恩泽² 闫家鹏²

1. 南方泵业股份有限公司 浙江 杭州 311100

2. 杭州南泵流体机械有限公司 浙江 杭州 311100

摘要: 某水电站提水泵站输水泵频繁发生断轴故障, 虽经多种方法处理, 问题仍未有效解决。本文通过数据分析、强度计算、轴承寿命校核及轴结构分析, 查明断轴主因, 提出改进措施, 成功消除了后续高速运行下的断轴现象, 并总结了售后处理过程中的不当操作。

关键词: 水泵断轴; 性能分析; 强度计算; 结构改进

引言

水泵设备在工业领域不可或缺, 水泵断轴是一种严重的运行故障, 不仅导致泵组停机, 还会造成重大经济损失甚至危害现场工作人员人身安全^[1]。水力发电配套提水泵站长期连续运行, 设备稳定性至关重要。泵轴断裂的诱因较多, 必须进行系统分析, 才能提出有效的解决措施, 避免断轴事故再次发生。转子系统承载失衡、结构应力集中以及工况适配偏差均会逐步累积结构性损伤, 最终引发突发性轴体失效, 依托故障机理开展系统排查是解决设备重复性故障的核心途径。

1 基本情况

某水电站提水泵站共配置 15 台卧式双吸单级离心泵, 室内安装, 介质清水, 海拔 600 ~ 1600 m。各泵仅额定扬程略有差异, 故选同一泵型, 仅叶轮外径不同。泵两端轴承均为 SKF 深沟球轴承, 脂润滑, 从动端轴承向固定承受水泵残余轴向力。泵轴和叶轮材质 20Cr13, 最小轴径 $\phi 45$ mm (联轴器处), 叶轮处轴径 $\phi 50$ mm。各泵站的设计流量均为 350 m³/h, 转速 2980 r/min, 扬程 152 ~ 184 m, 配套电机功率 220 ~ 280 kW, 叶轮外径 315 ~ 340 mm。

2 现场运行情况

设备于 2016 年 8 月发运至现场, 同年 11 月开始试运行。自试运行起陆续出现断轴事故。2016 年 11 月至 2018 年 3 月, 累计多次派遣售后人员赴现场维修, 共发生多次断轴。断裂位置在叶轮轮毂处或主动端轴承安装处。断轴前通常伴随轴承温度升高及运行异响。

3 售后处理过程

2017 年 3 月首次断轴 (4# 一台泵叶轮轮毂处, 6# 一台泵主动端轴承处) 后, 技术人员考虑到其他泵运行

正常, 习惯性认为是泵轴材质问题, 仅对故障泵做了换轴处理。2017 年 4 月又有 3 台泵断轴 (先轴承发热、运行异响, 随后泵轴断裂), 才意识泵轴结构可能存在缺陷, 经强度计算后将所有轴的材质改为 40Cr。至 2018 年 3 月, 改进后不到一年再次断轴, 遂将轴的材质改为 42CrMo 并加粗叶轮安装处轴径至 $\phi 57$ mm, 但断轴问题仍未消除。

4 断轴原因分析

4.1 断口分析

断裂发生在叶轮轮毂及主动端轴承安装部位, 这两处均属于泵轴承受较大载荷的关键截面^[2]。断口形貌显示为典型的横向疲劳断裂, 断面平坦光滑且垂直于主应力方向, 未观察到明显的脆性断裂特征。随后的化学成分分析及机械性能测试结果, 排除了因材料自身缺陷而导致断裂的可能性。

4.2 其他情况排除

对现场其他泵组的安装情况进行检查, 泵轴与电机轴对中良好, 可排除对中不良引起的断轴。检查泵组进出口管路布置, 符合相关标准设计要求, 水泵基础未发生明显位移, 管路上的力和力矩未传递至水泵, 可排除管路设计不当的因素^[3]。进一步检查泵组转子, 盘车状况良好, 且现场其他泵组运行时无明显振动和噪声, 可排除水泵自身安装不当的因素。检查输送介质, 叶轮虽有锈迹但无明显腐蚀, 可排除介质腐蚀导致断轴的可能。

4.3 性能数据分析

该泵原型是按 4 极电机转速 (1480 r/min) 设计的, 而本项目按 2 极电机转速 (2980 r/min) 使用。经升速及叶轮切割换算后, 若要满足流量 350 m³/h、扬程 152 ~ 184 m 的运行要求, 泵需在偏小流量 (约 0.71 倍设计流

量)下运行。此时泵偏离设计最高效率点,蜗壳内液体流速降低,但叶轮出口流速反而增加,导致液流无法汇合,形成冲击,径向力显著增大。真机试验证实了该泵长期在 0.71 倍设计流量点运行。此外,该泵 Q-H 曲线平坦,扬程小幅波动时,流量可能进一步偏小,径向力进

一步加大,恶化转子受力,最终引发断轴^[4]。

4.4 结构强度计算

4.4.1 轴的强度计算

以 6# 泵站为例 ($Q = 350 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 184 \text{ m}$; $n = 2980 \text{ r/min}$; $P = 280 \text{ kW}$) 计算泵的最小轴径:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0.2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{97360 \times 280 / 2980}{0.2 \times (500 \sim 600)}} = (4.24 \sim 4.51) \text{ cm} = (42.4 \sim 45.1) \text{ mm} \quad (1)$$

式中 M_n 表示泵轴传递的扭矩, $[\tau]$ 表示材料的许用切应力。

考虑到键槽的影响 $d_{\min} > (42.4 \sim 45.1) \times 1.03 = (43.7 \sim 46.5) \text{ mm}$

实际联轴器处最小轴径才 45 mm, 即泵轴材质采用 20Cr13 不满足强度要求。当轴的材质采用 40Cr 或 42CrMo 时, 最小轴径取 45 mm 是满足要求的, 但是后续更改轴的材质后仍断轴, 说明存在其他原因。

4.4.2 轴向力和径向力的计算

以 6# 泵站为例, 计算泵的轴向力 F :

$$F = \rho \pi (R_m^2 - r_h^2) \left[H_p - \left(1 - \frac{R_m^2 + r_h^2}{2R_2^2} \right) \frac{u_2^2}{8g} \right] \quad (2)$$

式中 ρ 为介质的密度, R_m 为叶轮与密封环配合处半径, r_h 为叶轮轮毂处半径, H_p 为叶轮势扬程, R_2 为叶轮半径, u_2 为叶轮出口圆周速度, g 为重力加速度。

经计算: $F = 2699.3 \text{ kgf}$

对于双吸泵残余轴向力 F_a 可按工程经验取: $F_a \approx 5\% \cdot F$

经计算: $F_a = 135 \text{ kgf}$

再计算泵的径向力 F_r :

$$F_r = \rho \cdot 0.36 \left(1 - \left(\frac{Q_1}{Q} \right)^2 \right) \cdot H \cdot D_2 \cdot B_2 \quad (3)$$

式中 Q_1 为泵实际运行工况点流量, Q 为泵理论设计点流量, H 为扬程, D_2 为叶轮直径, B_2 为包括盖板的叶轮出口宽度。

当 $Q_1 \approx 0.71Q$ 时, $F_{r1} = 500 \text{ kgf}$ $W_{\text{转子}} + C_{\text{不平衡}} = 40 + 0.4 = 40.4 \text{ kgf}$

其中 $W_{\text{转子}}$ 表示转子自重, $C_{\text{不平衡}}$ 表示由叶轮不平衡重引起的径向力。

总的径向力: $F_r = F_{r1} + W_{\text{转子}} + C_{\text{不平衡}} = 540 \text{ kgf}$

而若当 $Q_1 \approx Q$ 时, $F_r = F_{r1} + W_{\text{转子}} + C_{\text{不平衡}} = 40 \text{ kgf}$

由此可知, 泵偏小流量运行时径向力大幅增加 (径向力增大 12 倍), 与性能数据分析结果一致。

4.4.3 轴承寿命校核

以 6# 泵站为例, 从动端和主动端均采用 6309 深沟球轴承, 其中从动端轴承既承受轴向力又承受径向力, 主动端轴承只承受径向力。

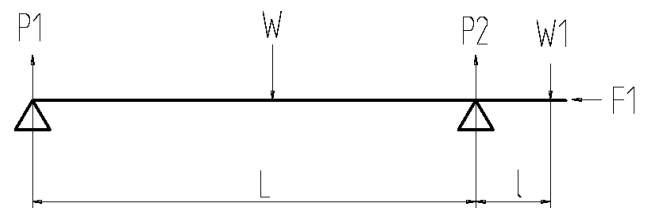


图 1 泵轴承受力分布图

$$P_1 + P_2 = F_r + W_1 \quad (4)$$

$$P_1 \cdot L + W_1 \cdot l = F_r \cdot (L/2) \quad (5)$$

式中 P_1 表示从动端轴承承受的径向力, P_2 表示主动端轴承承受的径向力, W_1 表示泵联轴器的重量, L 表示从动端轴承与主动端轴承的中心距, l 表示联轴器重心与主动端轴承的中心距, F_1 表示泵的轴向力。

经计算: $P_1 = 266.2 \text{ kgf}$, $P_2 = 284.9 \text{ kgf}$

最后查阅机械设计手册可核算: 从动端轴承寿命: 4700 h; 主动端轴承寿命: 11000 h。

而若 $Q_1 \approx Q$ 时, 从动端轴承寿命: 19000 h; 主动端轴承寿命: 100000 h 以上。

即所选泵型升速后泵偏小流量 (0.71 倍设计流量处) 运行, 泵的径向力远超升速前在设计流量点运行时的径向力, 在轴承规格不变的情况下, 轴承的负担大大加重, 轴承的使用寿命大大降低 (轴承寿命降低至 1/4), 当轴承失效时, 泵轴因反复弯曲而发生疲劳断裂, 这也与现场反馈的轴承发热、运行异响及半年至一年断轴间隔吻合。

4.5 轴的结构设计分析

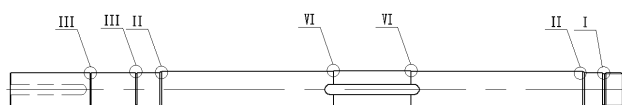


图2 泵轴主视图

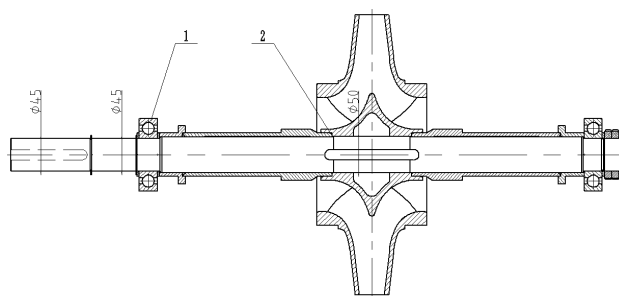


图3 泵转子结构图

如图2所示,泵轴上密集设置砂轮越程槽、退刀槽、键槽等,应力集中点增多,断轴风险增大。图3位置1(主动端轴承处)和位置2(叶轮轮毂轴肩处)即为本次断轴的部位,主动端轴承内圈和联轴器通过弹性挡圈轴向固定,残余的轴向力会传递至泵轴狭小的机加工槽上,这也是本次泵轴断裂的诱因之一。

5 现场售后整改失误与故障诱因复盘

本次项目将低速泵型适配高速工况使用,投产前未开展系统性轴承承载性能核验工作,沿用低速工况配置,工况参数与设备结构不匹配是故障持续发生的核心诱因。初期 20Cr13 材质泵轴综合力学性能有限,无法适配高速偏工况运行产生的交变载荷,设备长期处于超额承载运行状态,轴体金属结构持续产生疲劳损伤,不断累积后引发早期轴体断裂失效,是项目前期频繁断轴的核心直接诱因。首轮整改更换 40Cr 材质泵轴后,虽满足静态工况下的轴体强度标准,但未结合现场实际运行工况测算偏流量状态下的径向载荷增量,忽略了非标工况对轴承寿命的影响。轴承长期高温过载运行会快速失效,丧失对转子的支撑限位能力,泵轴在周期性弯曲载荷作用下产生疲劳断裂,造成材质升级后故障依旧复发的问題。原有泵轴结构设计采用弹性挡圈完成主动端轴承内圈与联轴器的轴向限位固定方式,轴体表面开设的各类限位槽会形成多处应力集中区域,设备运行过程中残余轴向载荷会集中作用于槽口薄弱位置,加剧轴体局部结构损伤,大幅缩短泵轴的安全服役周期,提升断裂故障发生概率。后期采用 42CrMo 高强度材质并局部加粗叶轮段轴体的整改方式存在明显局限性,整改工作仅

优化局部轴体结构与材质等级,未重新核验轴承适配性与整体轴系结构强度,未对轴承安装位轴径尺寸进行优化,轴系整体受力结构缺陷未彻底解决,问题依旧。

6 改进措施

如图4取消主动端两侧弹性挡圈加工槽,采用圆螺母固定主动端轴承的内圈,并用止动垫圈防松。重新设计整个轴系尺寸:联轴器处轴径增大至 55 mm,轴承处轴径增大至 60 mm,叶轮处轴径增大至 66 mm,轴材质仍用 20Cr13,改进后转子装于原泵壳,后续项目升速使用再未断轴。

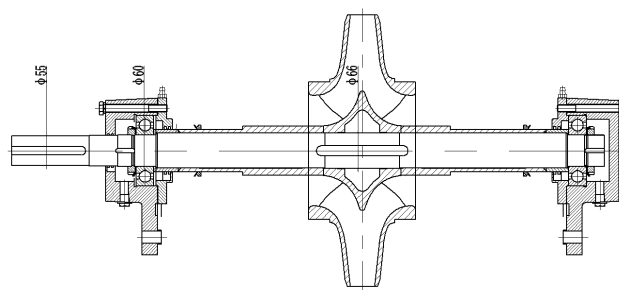


图4 改进后泵转子结构图

结论

本次泵站水泵断轴故障是设备工况适配失误、结构设计缺陷与现场整改偏差多重因素叠加形成的综合性问题。泵型转速升级后未同步校核轴系承载能力与轴承寿命,非标偏流量运行工况引发的载荷激增,逐步诱发转子系统疲劳失效。前期多轮整改仅聚焦轴体材质升级与局部尺寸优化,未深度排查设备运行工况适配性与整体轴系结构短板,无法从根源消除载荷异常与应力集中带来的设备损伤。本次通过结构优化、轴系尺寸重构及固定方式升级的整改方案,完全适配高速非标运行工况,彻底解决长期困扰设备稳定运行的断轴故障。本次故障整治积累的实践经验,能够为同类型泵型变速改造、工况适配优化及设备故障整改提供可靠的技术参考,可为水泵设备前期设计校核与现场运维整改提

供标准化参考依据。

参考文献

- [1] 彭君霞,吴冠衡.引黄提水泵站前池改造泥沙淤积问题研究[J].甘肃水利水电技术,2024,60(11):26-28+47.
- [2] 朱明军,张晓伟,赵鹏,等.某型柴油机带海水泵断轴原因分析及对策[J].江苏船舶,2024,41(5):37-39+43.
- [3] 孔繁强,郭磊.延迟焦化冷焦水泵断轴故障简析[J].设备管理与维修,2024,(9):95-97.
- [4] 徐云柯.某电厂变频凝结水泵断轴故障的分析与改进[J].能源工程,2023,43(4):100-104.