

泵轴断裂的原因分析与预防工艺措施

■ 广东韶关市技师学院 (512023) 赖国彬

摘要: 针对单级双吸中开式离心泵断轴事故, 分析了断轴产生的原因、断裂的条件, 提出了在工艺方面改进和预防的措施。

单级双吸中开式离心泵是量大面广的泵类产品, 由于泵的进出水口都设计在泵体上, 可以在不拆卸系统装置管路的情况下取出转子, 维修方便, 大部分泵体采用双流道设计, 能平衡转子的径向力, 减轻转子的振动, 延长轴承、机械密封以及整机的使用寿命, 因此在排灌、市政、建筑、消防以及工矿企业等行业得到广泛应用。在教学实践中, 了解到某泵站使用SP300单级双吸离心泵时有发生断轴的质量事故, 并希望我们帮助解决。针对此课题进行了市场调研, 并深入生产厂家了解实际生产工艺过程, 找出事故原因, 并提出解决方案。

从事故现场观察发现, 泵轴断裂发生在叶轮轮毂与泵轴配合部分的中部附近。轴的断面大部分光滑且与轴中心线垂直, 只有一小部分呈剪切破坏, 是典型的疲劳破坏特征。从现场还发现, 发生轴断裂的转子部件均具有叶轮口环处单边磨损严重、密封环和机械密封损坏的现象。是什么原因造成泵轴的断裂呢?

单级双吸中开式离心泵典型结构如图1所示。

1. 断轴原因分析

(1) 在正常情况下, 泵轴主要承受转矩, 但由于叶轮和泵轴自重的影响以及叶轮因不平衡产生的离心力影响, 泵轴还要承受一定的弯矩, 力矩和弯矩合成后, 泵轴强度的最薄弱处在泵轴与联轴器的配合部位, 因为这部分泵轴的直径尺寸最小, 泵轴应力最大(计算过程略), 如果泵轴的强度不足, 应最先从此处断裂。由于轴的强度计算和校核都有十分成熟的计算方法, 设计人员都是经过反复计算和类比后确定出泵轴的尺寸, 所以一般不会因为设计强度不足而出现

轴的断裂。从现场和设计资料可以看出, 一般泵轴的尺寸设计、材料的选用及热处理要求没有什么问题。

(2) 从叶轮口环处有偏磨现象、密封环磨损严重和机械密封经常损坏可以断定, 这是由于泵轴在运行中产生的弯曲造成的。泵轴以及叶轮在制造中, 也可能由于存在形位误差, 造成相同的后果, 但制造过程中的质量控制, 可以避免这类问题发生, 因为厂家在装配工艺中都要求整机装配后一定要进行盘车, 即人工转动泵的转子, 不允许出现转动困难和摩擦现象, 如果盘车有问题一定不允许出厂。所以可以判断, 泵轴在运行中产生的叶轮口环处偏磨、密封环磨损严重是转子不平衡, 在运行中泵轴产生弯曲造成的, 其中叶轮不平衡影响最大。

(3) 叶轮的平衡试验, 各个厂家一般都作为关键工序。根据叶轮出口流道宽度尺寸和叶轮直径尺寸以及泵轴的转速, 确定叶轮进行静平衡还是动平衡。

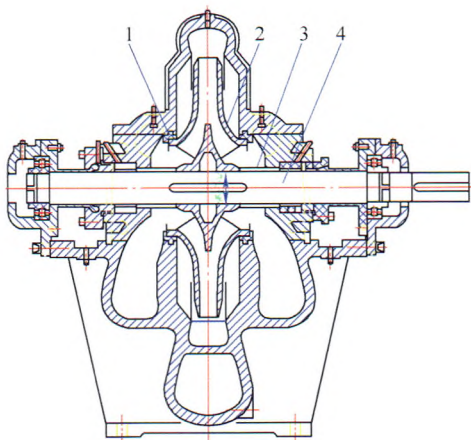


图 1

1.密封环 2.叶轮 3.轴套 4.泵轴

叶轮的直径尺寸与宽度尺寸之比 >6 ，或者转速低于 $1\ 800\text{r/min}$ 时，一般进行静平衡试验。绝大部分单级双吸中开式离心泵都符合做静平衡试验的条件（断轴泵转速 980r/min ）。在设计中根据相关标准要求的平衡精度为G6.3级，在一般情况下，按照工艺要求进行平衡试验不会出现什么问题，G6.3级的要求是容易达到的。单级双吸中开式离心泵泵体采用双流道设计，基本解决了水力不平衡问题，所以可以排除水力不平衡的影响。泵轴产生弯曲，就只剩下叶轮不平衡产生的影响了。当然造成转子不平衡的因素还有很多，比如键和键槽的影响、轴套月牙形退刀槽的不对称等，但与叶轮的不平衡影响比较起来，在低速运行状态下，都可以忽略不计。

(4) 叶轮平衡的试验方法。虽然都精心进行叶轮的平衡试验，但试验结果未必准确，因为试验设备和工装的精度，都直接影响试验结果。比如平衡架导轨的直径大小和形状与叶轮的自重匹配程度、两个导轨调试的水平度、导轨和心轴材料的选择和淬火硬度、平衡心轴的自重、心轴与叶轮孔的配合间隙等，都会影响试验结果。这些影响因素中，影响最大且经常出现问题的是平衡心轴与叶轮孔的配合间隙。

叶轮静平衡试验是用心轴在平衡架上进行平衡试验的，平衡心轴做成小锥度，以保证心轴与叶轮中心孔无间隙配合，这是最好的试验方式。但是由于叶轮规格太多，一种叶轮的孔径就要配备一个锥度心轴；又由于叶轮孔径公差的存在，锥度心轴需要做得很长，从而提高了试验工装的制造成本，因此人们更多的是采用圆柱心轴。由于叶轮孔加工后孔径有一个误差范围，要想保证静平衡试验精度，就要控制心轴与叶轮孔的配合间隙，应该根据叶轮孔的实际尺寸分组，利用不同直径尺寸的圆柱心轴，保证心轴与叶轮孔在小间隙配合下试验，从而保证试验的精度。但实际上，厂家并没有这样做，而是使用一个圆柱心轴，在没有进行分组的情况下进行试验。不仅如此，为了节省心轴制造费用，往往都是采用一个较小直径的圆柱心轴配上不同尺寸的心轴套，以适应不同尺寸的叶轮。实际试验装置如图2所示。

这种措施从理论上讲可以，关键是这些心轴和心轴套的制作精度和彼此配合性质。为了便于试验时叶轮与心轴套以及心轴套与心轴的安装，提高工作效

率，心轴与心轴套之间采用间隙配合，间隙太小，装卸就很麻烦，实际使用的心轴与心轴套之间的间隙至少有 0.04mm ，为了保证心轴套与叶轮孔的顺利装卸，心轴套的外径比叶轮孔的最小极限尺寸要小 0.02mm ，否则叶轮孔加工到最小极限尺寸时，心轴套就不易安装。

以这次断轴的SP300双吸泵为例，叶轮外径为 780mm ，质量 135kg ，孔径 $95\text{H}7$ ，即叶轮孔最小极限尺寸为 $\phi 95\text{mm}$ ，最大极限尺寸为 $\phi 95.035\text{mm}$ ，静平衡试验心轴安装后，可能产生的最大间隙就是 $0.04+0.02+0.035=0.095(\text{mm})$ ，也就是试验心轴有可能与叶轮产生 $0.047\ 5\text{mm}$ 的偏心距。叶轮设计要求不平衡量在最大外圆处为 11.4g ，换算到叶轮重心与叶轮孔中心的偏心距为 $0.032\ 9\text{mm}$ （计算方法：叶轮允许不平衡量 $\times$ 叶轮半径/叶轮自重 $=0.011\ 4\times 390/135=0.032\ 9\text{mm}$ ）。此偏心距是在平衡心轴与叶轮孔没有间隙的情况下，叶轮重心与孔中心允许的偏心距。而现场平衡时，心轴与叶轮安装后就可能已经产生了 $0.047\ 5\text{mm}$ 的偏心距，此时即使在试验台上显示不平衡质量合格，实际叶轮的不平衡量也都是超差的。

小直径试验心轴与轴套配合使用，虽然减轻了心轴自重（标准要求心轴自重必须小于叶轮的自重），提高了试验装置的灵敏度，但由于心轴直径变小，在叶轮自重的影响下，试验时心轴不可避免地产生弯曲变形，降低了试验精度，加大了试验误差。

(5) 设计的更改。为了防止装配时叶轮与泵轴发生“咬死”现象，设计人员往往将叶轮轮毂孔径在铸铁的基础上有意加大 $0.03\sim 0.05\text{mm}$ 。叶轮孔径加大后，静平衡试验使用的工装（心轴）并没有相应的更换（直径尺寸加大），这样就可能使得心轴与叶轮孔安装后产生的偏心距更大，增大了叶轮不平衡试验误差（此次断轴泵叶轮是不锈钢材质）。

(6) 泵轴断面应力分析。由于叶轮不平衡，加上泵轴和

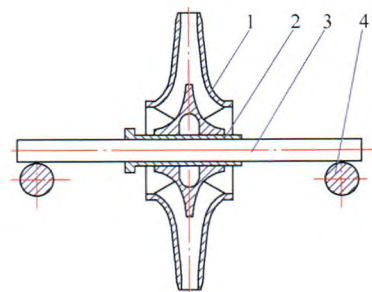


图 2

1.叶轮 2.轴套 3.心轴 4.平衡导轨

叶轮自重的影响，泵轴在运行状态下便承受一个交变作用弯矩，弯矩的大小取决于泵轴的转速、不平衡量的大小和叶轮的自重大小。在此交变弯矩的作用下，泵轴上交变弯矩最大或者轴的抗疲劳强度最弱处，就有可能产生疲劳破坏。从中部开裂泵的结构不难看出，泵轴受弯矩最大的地方在叶轮与泵轴配合部位的中部，因为此处离两端轴承的支撑距离最大，但断裂是否一定发生在此处，还要具体分析。

首先看此处泵轴与叶轮轮毂孔的配合性质，是间隙配合还是过盈配合。原设计叶轮材质为灰铸铁时，采用小间隙配合H7/h6；叶轮材质为铸钢和不锈钢时，采用非标较大间隙配合。当采用小间隙配合或0碰0时，叶轮轮毂与泵轴几乎形成一体，叶轮轮毂能起到提高泵轴强度和刚度的作用；当采用大间隙配合时，叶轮轮毂对泵轴强度和刚度的强化作用则大大减弱甚至消失。为了改善叶轮铸造的工艺性和安装的方便，叶轮轮毂中间部分往往设计成空腔（见图2），这就在更大程度上削弱了叶轮轮毂对泵轴的约束而产生的强化作用。此时泵轴中部就成为最薄弱区域，泵轴断裂就有可能在此处发生。

如果配合达到设计要求的小间隙或没有间隙，泵轴中部被叶轮轮毂紧紧包裹住，起到增加泵轴强度和刚度的作用，泵轴的最薄弱点就不在泵轴与叶轮轮毂配合的中间区域，而是向泵叶轮的两侧延伸，叶轮轮毂与安装在泵轴上的轴套端面的接触区域就成为危险点，如图3所示。

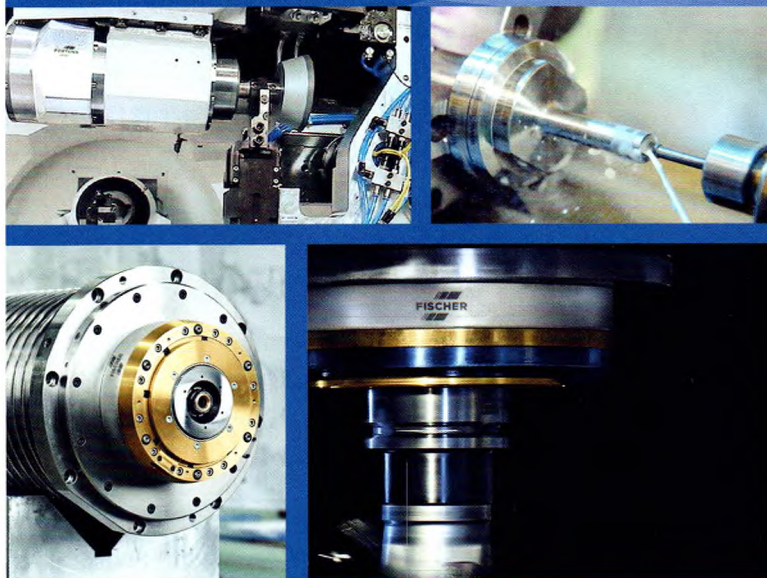
2. 轴套和叶轮轮毂端面存在跳动时安装情况

在正常情况下，即叶轮轮毂端面与轴套端面的跳动符合设计要求时，安装后叶轮轮毂端面与轴套端面能贴合在一起，接近理想状态，此时能使泵轴的抗弯强度得到一定程度的提高，虽然此处有应力集中，但由于泵轴有足够的抗弯强度，也不会从此区域断裂。但从轴套的一般加工工艺分析，轴套大端面（与叶轮端面配合面）和其内孔都不是一次装夹完成加工的，存在端面与孔中心线的端面跳动误差，误差的大小决定于轴套加工所使用的工装、操作工人的技术水平。端面跳动误差的存在造成安装后叶轮轮毂端面与轴套端面之间形成一个三角形间隙（见图3），由于此间隙的存在，在交变应力的作用下，轴套对轴的强化作用消失，形成了应力集中点，成为泵轴强度

FISCHER 主轴集团

精密高速主轴的专家
坚持领先一步

专业的
主轴维修
全方位的
客户服务



www.fischerspindle.com

飞速主轴技术(上海)有限公司 | 上海市闵行区双柏路888号5栋一楼
邮编: 201108 | T: 021 6434 8150 | F: 021 6434 8155
邮箱: info-fsh@fischerspindle.cn

◆广告 查询编号: 1921

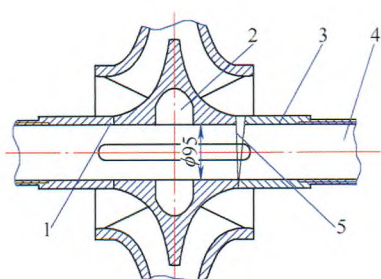


图 3

1.轴套和叶轮轮毂端面理想状态安装情况
2.叶轮内腔 3.轴套 4.泵轴

最薄弱区域,当超过泵轴的疲劳强度时,泵轴就有可能在此区域发生断裂。叶轮轮毂端面和轴套端面之间的三角形间隙很小时,在两端轴套螺母的作用下,泵轴产生变形而使此三角形间隙消失,但此时在泵轴上产生了附加应力,在与叶轮不平衡产生的交变应力叠加后使此应力增大,降低了泵轴此处的疲劳强度,因此成为泵轴断裂的集中区域。

由于叶轮与泵轴之间采用的是H7/h6小间隙配合,加工中也比较容易保证,叶轮轮毂起到了加粗泵轴的效果,提高了泵轴的抗疲劳强度,所以从泵轴中部断裂的几率相对来讲并不大。而此处之外,叶轮轮毂端面和轴套端面的接合处就成了最危险点,因为无论加工还是测量,轴套端面的几何精度保证要比尺寸精度的保证困难得多,因此在此处断裂的机会也更大。据甘肃一电力提灌管理局一期工程近40年的不完全统计,在叶轮轮毂端面和轴套端面接合处附近断裂的泵轴数量占总数的2/3,在叶轮轮毂中部附近断裂的占1/4。此组数据旁证了上述分析的合理性。

由于泵轴断裂的同时造成了叶轮的损坏,无法对已经损坏的叶轮进行平衡试验和孔直径尺寸的测量,但为以后的泵转子加工和装配提供了理论支持。

3. 结论及解决措施

通过上述分析可以看出,SP300双吸泵轴从叶轮轮毂中心附近断裂的根源是叶轮的不平衡,断裂的条件是叶轮轮毂孔与泵轴的配合间隙过大,预防的措施是首先保证叶轮的平衡精度,然后保证叶轮轮毂孔与泵轴的配合间隙尽量小、甚至无间隙,这样就保证泵轴不会从叶轮轮毂与泵轴配合的中部附近断裂。叶轮轮毂端面和轴套端面接合处断裂,主要是由叶轮轮毂端面和轴套端面的端面跳动超差造成的,所以加工中要尽量减少端面跳动的误差。

叶轮加工时,轮毂孔和两端端面尽量一次装夹

全部完成,如果一次装夹不能全部完成,就要设计合理可靠的工装,保证孔的两端面的跳动量满足设计要求。由于轴套轴向尺寸一般较大,不使用专用工装,两端端面一次装夹完成加工是比较困难的。所以,以孔定位采用膨胀心轴两端一次车削或者磨削完成加工是可行的工艺措施。

要保证叶轮的平衡精度,必须先保证叶轮平衡试验所使用的工装合理。最好使用小锥度心轴,使心轴与叶轮在无间隙的条件下进行平衡试验,做到试验数据准确,如果使用圆柱心轴,就要保证心轴与叶轮之间间隙尽量小,当间隙(单边)达到0.016mm时(SP300型双吸泵叶轮),叶轮允许的不平衡量就要减少一半。

叶轮轮毂孔与泵轴的配合要严格按照设计要求的H7/h6配合精度加工,最好用通、止量规进行孔径尺寸测量。另外,不能为了安装的方便防止“咬死”而增大配合间隙。产品图样的改变,要经过认真地论证,不可因为某种原因就轻易改变某一尺寸和要求,否则容易顾此失彼,造成严重的质量事故。对于容易发生“咬合”的材料,装配时可采取涂抹防咬合剂等办法解决。

为了避免泵轴断裂事故的发生,加工中所使用的工艺装备应符合工艺要求。在生产过程中加强工艺纪律的监督和检查,确保工艺规程的贯彻和实施,也是避免泵轴断裂及其他质量事故发生的必要措施。

按照分析的结论,我们对泵站SP300型双吸泵的转子重新进行了配置,在配置中对叶轮、轴套和轴进行了严格的尺寸和几何误差检验,对叶轮进行了精确的平衡试验,并且安装后对整个转子进行了跳动误差和动平衡检验,合格后进行了整机安装。运行一年多的时间,没有再发生断轴事故,并且降低了泵的振动与噪声,净化了泵站的工作环境。

参考文献:

- [1] 孟少农. 机械工艺师手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [2] 李效龙. 排灌站用大型双吸式离心泵断轴原因分析与对策[J]. 水泵技术, 2016 (1): 43-45.

MW (收稿日期: 20170519)