

# 吸收塔搅拌器轴系晃动原因分析及解决方案

袁正荣, 陈彦卿, 吴邦文

(华能南京电厂, 江苏 南京 210035)

**摘 要:** 吸收塔搅拌器是脱硫系统的重要设备, 轴系晃动严重威胁到搅拌器的安全运行, 本文通过一个实际轴系晃动问题的解决过程, 从减速箱、轴系支撑、轴系弯曲、靠背轮内孔磨损等几个方面分析了造成轴系晃动的原因, 并提出了解决方案, 供大家参考。

**关键词:** 脱硫; 吸收塔; 搅拌器; 轴系; 晃动

## 1 搅拌器概述

吸收塔搅拌器是脱硫系统的重要设备, 某厂脱硫吸收塔反应池上安装有四台侧进式搅拌器, 搅拌器布置在氧化风管附近使反应池中的固体颗粒保持悬浮状态, 并将氧化空气均布。搅拌器采用的是美国莱宁公司进口产品, 采用水平向下倾斜安装, 轴线与水平方向夹角为  $10^\circ$ , 主要参数见表 1。

表 1 吸收塔搅拌器主要参数

名称	单位	数值
型号	侧进式	2VSF-30
功率	kW	30
电机转速	rpm	1480
搅拌器转速	rpm	144
叶轮、轴材质		SAF2507

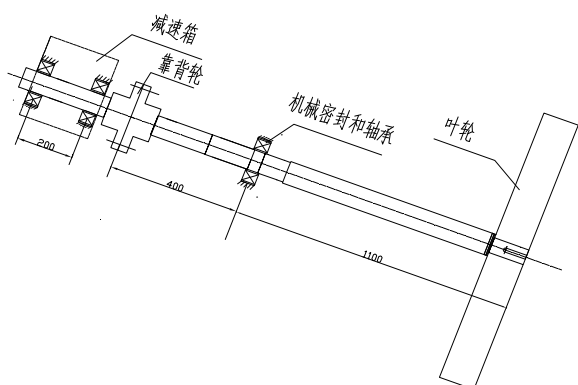


图 1 搅拌器轴系支撑系统简图

为便于在线更换机械密封, 减速箱轴与搅拌器轴分开布置, 减速箱轴套在减速箱的空心轴套中, 并且可以沿轴向自由滑动, 中间采用键来传动, 通过轴尾部的并帽来对轴进行轴向固定, 两根轴通过靠背轮进行连接。减速箱轴采用 2 只 SKF30224 调心圆锥滚子推力轴承作为支撑, 可以承受径向力和

轴向力。搅拌器轴通过靠背轮和机封内部的一个双列圆柱滚子调心轴承 SKF23120 进行支撑。整个支撑轴系 3 只轴承均为可调心式, 以消除减速箱轴与搅拌器轴安装时的同心度偏差。搅拌器浆叶悬挂在搅拌器的尾部。如图 1 所示。

## 2 晃动的现象及数据测量

2012 年 7 月, #2 吸收塔#1 搅拌器轴系开始晃动, 随着时间的推移, 晃动逐渐增大, 在 10 月份的小修中, 对该搅拌器进行了检查, 发现叶片边缘磨损严重, 怀疑是叶片不平衡所致, 更换了以前修复的叶片, 对机械密封轴承进行了检查, 轴承完好。但是试转时轴系仍然明显晃动大。用手盘转子, 在靠背轮处用百分表测量最大的晃度有 3.5mm, 测量具体数据见表 2。

表 2 轴系晃动测量数据 mm

位置	搅拌器轴	靠背轮外圆	减速箱输出轴
晃动值	1.5	3.5	1.5

## 3 减速箱故障的消除及增加临时支撑措施

故障出现后, 首先对减速箱进行了检查, 发现减速箱输出轴的 2 只 SKF30224 轴承外圈已经严重磨损, 轴承弹道及滚子出现明显表层剥落现象, 轴的轴向窜动和径向晃动都达 3mm。先对减速箱轴的轴向间隙进行了调整, 由于弹道磨损已经不圆, 间隙控制不能太小, 将轴向间隙调整到 0.30mm, 轴系晃动有所好转, 仍明显偏大, 由于此时机组运行, 不具备对整个轴系检查的条件。为保证搅拌器的安全运行, 专门制作了一个支架 (具体结构如图 2), 在靠背轮与机封之间用 6316 轴承加了一个临时支撑。为增加新支架的牢固度, 将新安装的支架上下

左右四个支点直接烧焊在搅拌器的外框架上，以提高整个轴系的稳定性。为彻底消除减速箱的影响，随后又新购买了一个减速箱进行了更换。

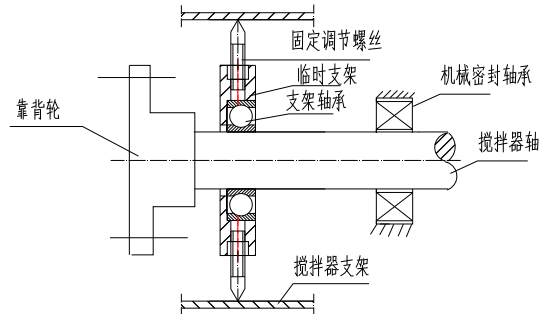


图 2 临时支撑安装示意图

在采取了更换减速箱及增加支撑两项措施后，靠背轮处的晃动值降到 0.5mm 以下，具体测量数据见表 3。

表 3 换减速箱前后晃动值测量数据				mm
状态	搅拌器轴	靠背轮外圆	减速箱输出轴	
换减速箱前（未加临时轴承支撑）	1.5	3.5	1.5	
换减速箱前（加临时轴承支撑）	0.10	0.45	0.15	
换减速箱后（未加临时轴承支撑）	0.54	1.1	0.50	
换减速箱后（加临时轴承支撑）	0.10	0.45	0.12	

在运行中，感到轴系及新加的支撑支点晃动明显，晃动的根本原因未予消除，为保护设备，采取了每 2 个小时运行 10min 的运行方式，维持搅拌器的运行。

4 关于轴弯曲的论述

针对轴系晃动，咨询了厂家。厂家认为轴系晃动的原因因为搅拌器侧轴在叶轮重量及流体流动侧向力长期作用下已经弯曲，需要更换搅拌器轴。厂部也将此缺陷列为重大停机缺陷。对于厂家给出的搅拌器轴弯曲的解释，由于机组在线运行，不具备直接测量轴晃度及更换轴的条件。对支撑系统进行了分析，对弯曲变形进行了理论计算。

受力简图如图 3 所示。

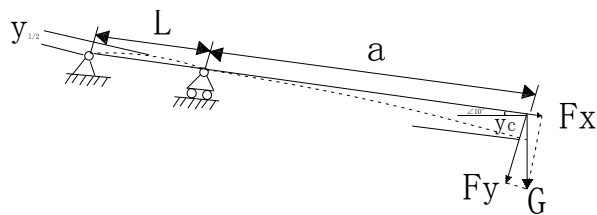


图 3 支撑简图

已知条件：轴颈 d=90mm，L=0.4m，a=1.1m，叶轮重量 G=86kg，材料的弹性模量 E=220×10<sup>9</sup> Pa

$$F_x = G \sin 10^\circ = 86 \times 9.8 \times 0.17 = 146N$$

$$F_y = G \cos 10^\circ = 86 \times 9.8 \times 0.985 = 830N$$

$$I_z = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.14 \times 0.09^4}{64} = 3.2 \times 10^{-6} m^4$$

$$y_{\frac{l}{2}} = \frac{Fal^2}{16EI_z} = \frac{830 \times 0.4^2 \times 1.1}{16 \times 220 \times 10^9 \times 3.2 \times 10^{-6}} = 0.021 \times 10^{-3} m = 0.021mm$$

$$y_c = -\frac{Fa^2(l+a)}{3EI_z} = \frac{830 \times 1.1^2 \times (1.1+0.4)}{3 \times 220 \times 10^9 \times 3.2 \times 10^{-6}} = 0.71 \times 10^{-3} m = 0.71mm$$

经过以上计算发现，在外面看到的轴是靠背轮与机械密封轴承这两个支撑点之间的一段，其距离很短，只有 0.4m，这段轴的最大理论弯曲变形量  $y_{\frac{l}{2}}$  只有 0.021mm，整个轴后面是一个约 1.1m 的悬臂，其叶轮处变形最大，正常理论变形量  $y_c$  就有近

0.7mm，可见其刚度设计不足。即使后面的轴有弯曲变形，因是自由悬臂，只要两个支撑点完好，同时因其运行转速较低，其变形对靠背轮处的影响应该很小，不会影响靠背轮的晃动。

5 联轴器内孔磨损因素消除

为进一步查找原因，将搅拌器的靠背轮分开。由于已经在吸收塔搅拌器轴上加了一个临时支撑，加上机械密封处的轴承支点，搅拌器轴有两个独立支点，具备了单独盘动测量的条件。对安装靠背轮处的轴和靠背轮外圆晃度和瓢偏值分别进行了测量，具体测量数据见表 4。

表 4 靠背轮晃度与瓢偏测量数据			mm
位置	减速箱侧	搅拌器侧	
靠背轮处轴晃度	0.10	0.25	
靠背轮外圆晃度	0.20	1.1	
靠背轮端面瓢偏	0.15	2.1	

由以上数据可以看出，搅拌器侧安装靠背轮处轴的晃度只有 0.25mm，基本处于正常值，排除轴

弯曲变形的可能性,但靠背轮外圆晃度和瓢偏值都明显偏大,可以初步判断机封侧靠背轮有问题。依据上面的测量结果,我们对靠背轮进行了进一步检查,对轴颈直径和靠背轮的内孔在不同的方向和不同位置的直径进行了精确测量,具体测量数据见表5。

表5 靠背轮内孔孔径测量数据

表 5 靠背轮内孔孔径测量数据							mm
位置		轴颈 直径	靠背轮内孔直径				间隙
			0°	90°	180°	270°	
减速箱侧	法兰侧	82.53	82.60	82.59	82.60	82.59	最大间隙
	尾部侧		82.58	82.59	82.58	82.59	0.07mm
搅拌器侧	法兰侧	69.80	70.30	70.46	70.25	70.25	最大间隙
	尾部侧		70.05	70.08	70.05	70.08	0.66mm; 最小 间隙 0.25mm;

从测量结果可以看出,搅拌器侧轴的靠背轮内孔已经明显磨损,间隙最小为 0.25mm,最大达到 0.66mm,内孔显锥型,法兰侧大,尾部小,差值为 0.41mm,已经严重超标,轴在靠背轮上已无法可靠的固定和支撑。

在发现靠背轮有问题后,我们对靠背轮进行了测绘,重新加工了一对靠背轮,考虑到更换机封需要经常拆卸,靠背轮轴孔与轴间隙控制在 0.05mm。材质选用#45 圆钢。靠背轮加工好后,于 12 月 26 日更换了#2 塔#1 搅拌器的靠背轮,在拆除临时支撑后运转平稳,无明显晃动,运行中测量晃动值见表6。

表6 运行中测量晃动值

		mm		
位置	减速机输出轴	靠背轮外圆	搅拌器轴	
晃度值	0.20	0.35	0.10	

厂家要求靠背轮处的晃度在 0.5mm 以下,在正常范围内。至此,#2 塔#1 搅拌器轴系晃动问题得到彻底解决。

## 6 结论

搅拌器轴全长约 1.5m,而支撑点为靠背轮内孔和机械密封处的轴承,这两个支点之间的距离较短只有 0.40m,而后面 1.1m 为悬臂。在运行中,轴有

一定的弯曲变形,叶轮顶部由于磨损不均,会造成重量偏差,这些因素造成在旋转中产生不平衡力,同时该搅拌器靠近浆液循环泵,由于吸收塔内浆液流动对搅拌器会产生一个侧向力,悬臂头部安装有近 100 kg 叶轮,叶轮的重量及这些不平衡力经悬臂杠杆放大约 4 倍传到靠背轮内孔处,搅拌器轴系转动过程中在靠背轮内孔处产生一个交变的力。靠背轮的材料为普通碳钢,而轴为 SAF2507 双向不锈钢,搅拌器侧靠背轮内孔直径为 70mm,比减速器侧 82.5mm 小,因此搅拌器侧靠背轮承受的压强较减速箱侧的靠背轮更大。为便于靠背轮的拆卸,靠背轮与轴之间采用间隙配合,如果原始间隙偏大,搅拌器轴在运行中会产生一个微小的晃动。在交变力及晃动的影响下,经长时间运行会造成搅拌器侧的靠背轮内孔磨损和变形。从以上测量可以看出搅拌器侧靠背轮内孔磨损严重,已呈现锥型,靠背轮内孔变大后,搅拌器轴失去一个固定的支撑点,同时这些力经轴系传动到减速箱输出轴轴承,通过一定时间的运行,输出轴轴承弹道出现磨损点蚀脱落,轴承损坏又加剧了轴系的晃动,形成了一个恶性循环,最终导致靠背轮这个支点失效,整个轴线晃动变大。在处理中,我们将减速箱及靠背轮这两个故障源都消除后,该搅拌器轴系晃动现象消失,运行一直稳定。

## 参考文献:

- [1] 张秉荣,章剑青.工程力学[M].北京:机械工业出版社,2003.

## 作者简介:

袁正荣(1974—),男,汉,工程师,脱硫系统设备的检修维护管理,E-mail: 13913992754@139.com;

陈彦卿(1975—),男,汉,助理工程师,脱硫系统设备的检修维护管理,E-mail: qinqinhao@sina.com;

吴邦文(1961—),男,汉,助理工程师,脱硫系统设备的检修维护管理。