

电站水环式真空泵汽蚀诊断及对策研究

张子敬¹, 毛河玉²

(1 内蒙古工业大学能源与动力工程学院, 呼和浩特 010051;

2 神化包头煤化工分公司, 包头 014230)

摘要:分析了电站水环式真空泵应用中存在的主要问题,并结合某电厂真空泵在凝汽器高真空运行情况下发生振动加剧、电流突变、叶片弯曲断裂等现象,进行了汽蚀故障诊断、系统改造及效果分析。提出的水环式真空泵汽蚀诊断思路及预防建议,对同类机组解决水环式真空泵汽蚀问题有较高的参考价值。

关键词:水环式真空泵;汽蚀诊断;系统改造;对策

分类号:TK267 **文献标识码:**A **文章编号:**1001-5884(2013)03-0219-03

Power Plant Water Ring Vacuum Pump Cavitation Diagnosis and Countermeasure Research

ZHANG Zi-jing¹, MAO He-yu²

(1 College of Energy and Power Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Huhhot 010051, China;

2 Shenhua Baotou Coal Chemical Industry Branch, Baotou 014230, China)

Abstract: This paper analyzes the power plant water ring vacuum pump the main problems existing in the application, and combined with vacuum pump of a certain power plant in condenser high vacuum operation cases occurred vibration aggravate, current mutation, leaf bending fracture wait for a phenomenon, the cavitation fault diagnosis, system reform and effect analysis. Proposed water ring vacuum pump cavitation diagnosis thinking and preventive Suggestions to solve the similar unit water ring vacuum pump cavitation problem has higher reference value.

Key words: water ring vacuum pump; cavitation diagnosis; system modification; countermeasures

1 电站水环式真空泵应用现状

理论及大量的实践证明:水环式真空泵(以下以水环泵表述)具有启动时间短、启动性能好,在设计压力范围内抽吸能力高以及单位抽吸功耗低等优点^[1],目前,大型电站凝汽器抽真空普遍采用水环泵系统。

但是,在凝汽器高真空运行情况,尤其是低于水环泵设计的极限真空(因真空泵的选型不同有所差别)压力下,水环泵还存在着抽吸能力快速下降的缺点。运行过程中,典型故障除了由于泵的设计、制造、安装等原因带来的阀门破损、轴承发热、轴承振动以及噪声增加等问题外,系统设计不合理还会造成泵间串汽、汽水倒流入凝汽器以及高真空下真空泵汽蚀等问题。泵间串汽、汽水倒流入凝汽器可以通过抽汽管路设置电动(或气动)蝶阀和逆止阀很好地控制^[2],如图1所示。

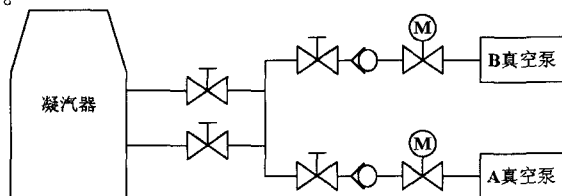


图1 防止泵间串汽、汽水倒流入凝汽器阀门布置系统图

单级水环泵汽蚀现象较为常见和严重,在国内的许多电厂都有发生,如:国华准格尔电厂、呼和浩特金桥热电厂、吉林双辽电厂、江苏徐塘电厂、云南宣威电厂、井冈山电厂等均发生过真空泵汽蚀至叶片断裂的事故。下面结合某电厂300MW机组水环泵汽蚀问题的诊断及系统改造方案,提出预防及解决此类问题的有效方法,供同行借鉴。

2 水环泵汽蚀问题的诊断

2.1 水环泵汽蚀故障描述

某电厂2号机组凝汽器自2007年投产以来,设计选用2BE1 353-0MK4-Z型水环泵,设计最大功率132kW、最大电流275A、极限真空3.5kPa。多年运行经验表明,在高真空压力下多次发生噪声增大、轴承振动值超标等故障,并且发生过叶片断裂情况。

2009年2月5日2:50,2号机B水环泵在正常运行状态下,电流由201A突然升至最大285A,之后电流下降并摆动,电流依次为270A、242A、231A、206A,当时机组负荷为210MW,真空维持在-88kPa(绝对压力为3kPa),泵持续运行时间为95min,电流一直在206A左右,期间电流摆动4次,最大为242A。期间,水环泵振动及噪声增大,每隔30min进行就地振动及噪声监测并发现泵壳体中央两处略有鼓包,表面油漆脱落。

收稿日期:2012-08-26

作者简介:张子敬(1972-),男,副教授、副院长。从事热力发电厂方面的教学科研工作。研究方向:污染物排放控制与节能。

为应急处理事故,电厂于2月5日4:08启动A泵,4:25停B泵。

2.2 水环泵汽蚀故障诊断及原因分析

为了根治多年来水环泵常出现的故障,电厂对B泵解体后进行系统化故障诊断。

2.2.1 解体检查,初步排除设计、制造、检修安装等原因

真空泵经过几次检修,安装、检修质量不存在问题;轴承经过解体检查,质量合格;转子在出厂时已做过动平衡试验^[3],也没有问题;部分叶片弯曲并断裂,在正常运行情况下,不会发生此问题。初步分析认为:有可能是高真空运行时水环泵发生汽蚀所致。

2.2.2 间接原因为铸造缺陷及高真空状态下引起的汽蚀

(1)叶片铸造夹砂对断裂起促进作用。此叶片采用1Cr18Ni9不锈钢材质,这种材质在铸造时流动性较差,易造成夹砂现象。在高真空拉应力的作用下易引起叶片断裂。

(2)凝汽器高真空下导致水环泵叶片汽蚀的可能性增大。当水环泵工作环境超过极限真空范围,易产生凝汽器传热恶化、抽吸能力下降及泵的汽蚀等问题^[4]。

一般情况下,水的饱和压力和饱和温度相互对应,查“水与水蒸汽特性参数表”可以得到表1数据。结合选用的2BE1 353-0MK4-Z型水环泵,其设计工作水温度为29℃、冷却器端差2℃、极限真空为3.5kPa,可以看出凝汽器工作压力在3kPa时,工作水极易超温导致水环泵叶片发生汽蚀。本次事故水环泵解体检查,叶片表面有多处发现钝化小坑,确定为汽蚀现象。

表1 饱和水表(节录)

饱和温度,℃	饱和压力,kPa	饱和温度,℃	饱和压力,kPa
15	1.705 3	30	4.241 0
20	2.338 1	35	5.626 3
25	3.168 7		

(3)汽蚀发生时点的进一步确认。表2、图2为此次事故发生时间前12h内,平均每隔2h负荷与凝汽器压力的数据统计。

表2 机组运行负荷与凝汽器压力数据表

时间	负荷 MW	压力 kPa	当地气温 ℃	备注
14:50	255	6.7		白天负荷
16:50	255	6.7		白天负荷
18:50	300	6.5		晚高峰
20:50	300	6.0	9 ~ -12	晚高峰
22:50	300	5.8		晚高峰
0:50	240	4.2		晚低峰
2:50	210	3.0		晚低峰
4:20	210	12.4		晚低峰

一般情况下,如不考虑外界气温变化导致的循环水温度变化影响,随着机组负荷增大,凝汽器压力增大。结合事故当日气温的变化,由以上图表分析可知:18:50~22:50,由于照明用电量的增加,机组处于晚高峰负荷运行,但此时气温低于白天气温,所以凝汽器运行压力略有降低;从夜间0:50

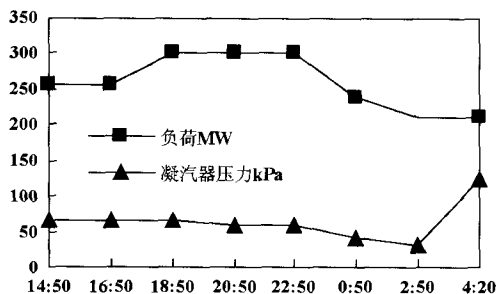


图2 机组运行负荷、真空度随时间变化曲线

开始,机组逐渐进入晚低峰负荷运行,同时外界气温处于当日较低点,凝汽器处于双低区工作,极易产生较高的真空度,此次事故于夜间2:50凝汽器压力降到3kPa,导致水环泵汽蚀,此后的压力升高是由泵事故后的抽吸能力下降所致。

2.2.3 直接原因为拉应力过大、轴承振动加剧导致叶片瞬间断裂

(1)高真空下较大的拉应力,是导致叶片断裂的诱因。一般,火电厂凝汽器经济的运行真空在5kPa左右,但在实际运行过程中,由于凝汽器换热面设计、环境温度以及循环水流量等因素的作用,在1.5kPa~5kPa的高真空状态下运行也是凝汽器运行的常见工况。经验表明,水环泵在低于极限真空(3.5kPa)运行时,对叶片产生很大的拉应力。对本次事故水环泵解体检查发现叶片朝转轴转动方向弯曲较严重,叶片断裂处存在夹砂现象,进一步说明高真空下较大的拉应力,是导致叶片断裂的诱因。

(2)轴承振动加剧导致叶片瞬间断裂的确认。调用水环泵事故时间段内振动加剧时点检记录,如表3~表4所示。

表3 水环泵事故时段轴承振动平均值(最大值)

项目	-振幅 μm	⊥振幅 μm	-振速 mm/s	⊥振速 mm/s
驱动端	18.3(21)	22.1(24)	4.0(4.3)	5.6(5.8)
自由端	17.4(20)	20.2(22)	5.1(5.4)	7.8(8.0)

表4 水环泵事故时段振动噪声 单位:dB

检测时间	2:50	3:20	3:50	4:20	平均值
泵南侧	108	104	103	98	103.25
泵北侧	104	104	101	99	102.00

从表3~表4中可以看出:事故时段运行中出现了轴承振动幅度正常而振动速度超标的情况,轴承振速平均值自由端最高达到了7.8mm/s,大大超过了允许值4.5mm/s;振动噪声比允许值95dB高出8dB左右。

综合以上分析认为:水环泵在凝汽器高真空运行中产生的巨大拉应力、叶片的夹砂缺陷以及汽蚀导致的振动加剧共同作用下,易导致水环泵叶片断裂事故,宏观表现在电流的突然增大并摆动、振动加剧及泵壳体鼓包等现象。

3 防止水环泵汽蚀对策及效果

为彻底解决水环泵汽蚀带来的故障,该电厂结合地处北方地区,认真分析了秋冬季节时间较长且气温较低、凝汽器经常处于高真空运行状态等实际特点,放弃了在泵内高真空

端补汽和更换高性能抗汽蚀不锈钢材质的被动预防措施,以主动预防为主,于2009年进行了水环泵加装大气喷射器的改造^[5],如图3所示。

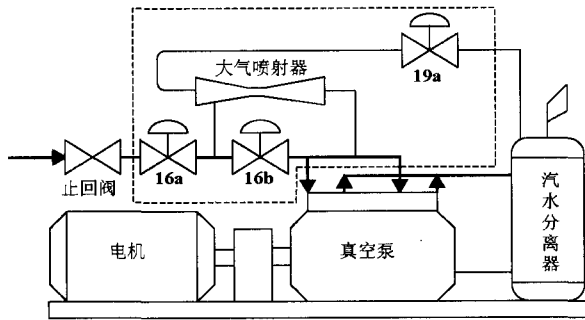


图3 水环泵加装大气喷射器改造系统图

改造后,于2009年3月17日投用,控制逻辑采用凝汽器压力8kPa以上水环泵独立运行,8kPa以下大气喷射器-水环泵联合运行模式。

改造后水环泵轴承振动及噪声试验效果:

电厂为对比2月5日事故发生条件下的汽蚀以及汽蚀带来的振动问题,于3月17日凌晨2:00~5:00(负荷210MW、当地气温7℃~-10℃、运行真空3.5kPa)进行了汽蚀事故类工况对比试验。试验中,每隔30min进行振动及噪声检测,并观察是否发生汽蚀现象,检测结果如表5、表6。

表5 水环泵改造后试验轴承振动平均值(最大值)

项目	-振幅 μm	±振幅 μm	-转速 mm/s	±转速 mm/s
驱动端	16.3(20)	20.4(22)	1.5(2.1)	2.6(2.8)
自由端	11.6(15)	18.2(20)	2.4(3.0)	3.1(3.3)

表6

水环泵改造后试验振动噪声

单位:dB

检测时间	2:00	2:30	3:00	3:30	4:00	4:50	5:00	平均值
泵南侧	92	90	90	86	88	87	88	88.71
泵北侧	89	90	91	85	88	88	86	88.14

改造后,类工况对比试验表明:

(1)水环泵轴承驱动端、自由端转速平均值分别下降了3.0mm/s、4.7mm/s,转速最大值3.3mm/s,达到合格水平。

(2)噪音平均值下降5dB左右,且都在允许值范围。

(3)运行真空维持稳定,无汽蚀现象发生,改造取得了较好的效果,可以投入正常运行。

水环泵改造投用至今,从未发生由汽蚀导致的水环泵振动加剧、噪声增大及叶片断裂等事故。

4 结论及建议

本文通过对某电厂水环泵故障诊断及系统改造,提出了电厂运行中对水环泵汽蚀诊断的一般思路及预防对策,供同行借鉴。

(1)机组运行中引起水环泵振动加剧、噪声增大以及电流突变的原因较多,其中汽蚀故障诊断的一般方法是:首先进行设备解体检查,排除叶片质量因素;其次结合事故现象进行参数分析;尤其要结合事故时段的凝汽器运行真空变化进行综合判断。

(2)考虑经济成本因素,对于机组运行中凝汽器真空偶

发偏高导致的汽蚀现象,可以考虑在泵内高真空端补汽和更换高性能抗汽蚀不锈钢材质的被动预防措施。

(3)水环泵增加大气喷射装置改造后,可将泵入口绝对压力由原先的1.5kPa~5kPa提升至8kPa~12kPa,从而大大减轻泵内的汽蚀现象,达到稳定运行的目的。

(4)本电厂大气喷射器-水环泵联合运行切换压力为8kPa。建议从扩大水环真空泵的应用及提高系统综合经济性角度出发,应当加强试验研究,在安全的情况下,尽可能降低切换压力。

参考文献

[1] 罗思球. 水环真空泵机组在凝汽器抽真空的应用及介绍[J]. 通用机械,2004,(2):28-30.
 [2] 袁长春,崔强. 凝汽器水环真空泵运行安全性的提高[J]. 现代电力,2004,21(2):23-25.
 [3] 张子敬,马俊杰. N330MW机组振动爬升与碰磨振动的诊断及对策[J]. 汽轮机技术,2006,48(1):58-60.
 [4] 周轶轸,孙永平. 水环式真空泵制约凝汽器真空改善的试验分析[J]. 电站辅机,2006,98(3):16-18.
 [5] 苑敬桃,王宝义. 水环式真空泵增加前置喷射装置的改造[J]. 华北电力技术,2009(3):42-44.

(上接第181页)

[2] SAKAI N, HARADA T, IMAI Y. Numerical Study of Partial Admission Stages in Steam Turbine: Efficiency Improvement by Optimizing Admission Arc Position [J]. JSME International Journal, 2006,49(2):212-217.
 [3] FRIDH J E, BUNKUTE B, FAKHRAI R, et al. An Experimental Study on Partial Admission in Two-stage Axial Air Test Turbine with Numerical Comparisons [A]. Proceedings of ASME Turbo Expo[C]. New York, USA: ASME,2004:53774.
 [4] NARMIN B H, JIASEN H, JENS F, et al. Numerical study of Unsteady Flow Phenomena in a Partial Admission Axial Steam Turbine

[A]. ASME Pow[C]. GT2008-50538, Berlin, Germany,2008.
 [5] HE L. Computation of Unsteady Flow Through Steam Turbine Blade Rows at Partial Admission [J]. Journal of Power and Energy, 1997,211(3):197-205.
 [6] 徐星仲,徐力平,蔡虎,等. 处于部分进汽时动叶片排内非定常流动现象的数值研究[J]. 工程热物理学报,2001,22(1):36-39.
 [7] 曾宏达,方韧,徐星仲,等. 汽轮机部分进汽调节级三维流场的非定常数值模拟[J]. 动力工程,2007,27(5):721-724,761.