

Fault Analysis and Treatment of Flywheel Cooling Fan of 80MVA Pulse Generator Set in HL-2A Device

Gao Dingqiang* Ran Wenjie

Southwestern Institute of Physics, CNNC, Chengdu

Abstract: In this paper, two sets of 80 MVA pulse generator flywheel cooling fan faults occurred recently as an example, from the pulley parallelism, belt tension and other aspects of the belt drive fan fault analysis. Combined with the analysis conclusion, the field equipment is measured and adjusted, and put into use after the test is normal. There is no fault in the test run cycle, and the fault is solved.

Key words: Fault; Pulley parallelism; Belt tension

Received: 2019-10-16 ; Accepted: 2019-11-11 ; Published: 2020-01-12

HL-2A 装置 80MVA 脉冲发电机组飞轮冷却风机的故障分析及处理

高定强* 冉文杰

核工业西南物理研究院，成都

邮箱：745170190@qq.com

摘 要：文章以 2 套 80MVA 脉冲发电机组的飞轮冷却风机近期所发生的故障为案例，从带轮平行度、皮带张力等角度展开对皮带传动风机的故障分析。结合分析结论对现场设备进行测量、调整，并在试验无异常后投入使用，在实验运行一个周期中无故障发生，故障得以解决。

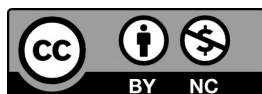
关键词：故障；带轮平行度；皮带张力

收稿日期：2019-10-16；录用日期：2019-11-11；发表日期：2020-01-12

Copyright © 2020 by author(s) and SciScan Publishing Limited

This article is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/).

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>



1 引言

中国环流器 2 号 A (HL-2A) 装置供电系统中有 2 套 80MVA 脉冲发电机组向装置环向场线圈电源供电, 2 套机组均采用飞轮储能, 脉冲发电的运行模式, 避免对电网的冲击和谐波污染。

为给飞轮冷却以保证发电机能正常运行给装置环向场线圈电源供电, 给 2 套 80MVA 脉冲发电机组设置了两台皮带传动的离心风机。目前皮带传动形式离心风机在工业通风与温度控制等系统中占了很大比重, 风机运行的故障率较高, 由皮带安装问题造成的风机故障占很大比例。该风机能否安全可靠的运行直接影响发电机的安全, 从而影响到 HL-2A 装置的供电。这两台风机近期在 HL-2A 实验期间频繁的出现异常, 本文针对出现的故障进行深入分析, 通过调整带轮的平行度与皮带张紧力等以解决故障, 从而提高了机组的运行的安全稳定性。

2 故障现象及原因分析

近期两台 80MVA 脉冲发电机组的飞轮冷却风机 (4-72-12C 型) 运行时先后出现异响、皮带跳动大与保护罩摩擦、皮带磨损严重、皮带分层、支架焊缝断裂, 其中一台风机在更换皮带后出现轴承损坏的现象 (见图 1 ~ 4)。



图 1 损坏的皮带

Figure 1 Damaged belt

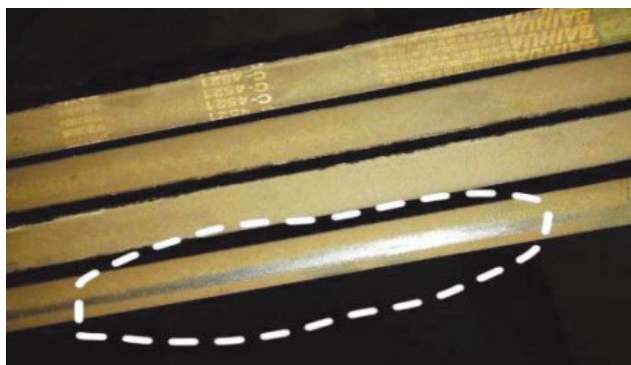


图 2 皮带与保护罩的磨痕

Figure 2 Wear marks of belt and protective cover



图 3 皮带与保护罩的磨痕

Figure 3 Wear marks of belt and protective cover



图 4 损坏的轴承

Figure 4 Bad bearing

针对发生的故障进行分析（见表 1）。

表 1 故障原因分析表

Table 1 Failure cause analysis table

故障现象	可能造成的原因	可能性	理由
皮带侧边磨损严重	带轮槽表面粗糙	低	带轮槽表面无凸起、无坑洞、无锈蚀
	皮带长期打滑	中	复测皮带张紧力小于 30 N，存在打滑可能
	带轮槽不平行	高	复测带轮平行度相差 5 mm 以上
皮带分层	橡胶老化	低	皮带使用时间短
	长期处于高温下	中	皮带磨损时发热，偏磨时会出现高温
	皮带接触面受力不匀	高	皮带与带轮平行度偏差大导致单面受力过大，造成皮带有带轮挤压变形
	受油脂污染	低	皮带与带轮槽未发现油污
皮带与保护罩碰摩	皮带张紧力不够	高	长期运行皮带被拉长，磨损扩大内周长
	皮带与保护罩间隙过小	中	测量皮带与带轮间隙最小处为 1 cm
其中一台根换皮带后轴承损坏，检查轴承铜制保持架磨损严重，滚珠与内圈磨损严重，且内圈发紫	润滑油不足，导致热量无法带走，造成轴承过热	低	油位略高于标定油位
	润滑油中存在杂质	高	检查润滑油中存在金属杂质，但不排除是损坏时轴承自身脱落
	振动过高	高	在长期振动超标的工况下运行易造成设备故障，轴承损坏只是一个体现
	皮带调太紧，轴承受力大于额定负荷	中	工人对皮带张紧力安手感调整，存在皮带张紧力过大的可能
	支架焊缝断裂	高	设备运行产生振动，焊点薄弱

3 故障处理

针对风机故障的原因分析法中可能性高的几项原因，现场逐一进行了调整。具体调整方案：①更换新轴承；②对轴承室清理后更换新的润滑油；③更换新的皮带；④调整带轮与皮带的平行度；⑤调整皮带的张紧力；⑥调整皮带与保护罩之间的间隙。

3.1 调整两带轮与皮带平行度

受输送介质流量大、支撑结构设计（柔性基础）以及安装工艺水平等因素影响，风机组固有的振动使得皮带轮存在不同程度的偏心，皮带运行中的张弛变化会导致皮带和皮带轮的磨损，张紧力便逐步下降，进而加剧振动恶化，形成恶性循环 [1]。

各带轮轴线应该相互平行，各带轮对应的 V 型槽的对称面应重合，其误差不得超过 $20'$ [2]（见图 5）。

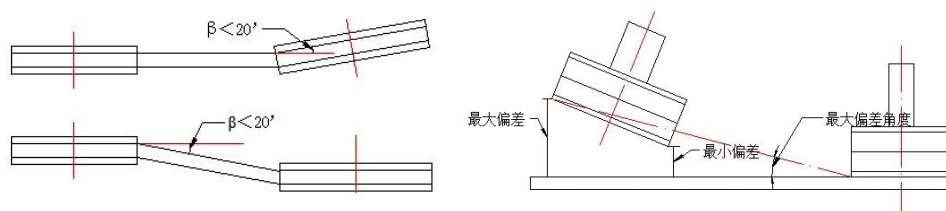


图 5 标准偏差示意图

Figure 5 Standard deviation diagram

由图 5 可以看出由最大允许偏差 X 与直尺加上最大偏差夹角形成了一个直角三角形，最大允许偏差尺寸为三角形的一条直角边，现场测量基准带轮夹角点到最大偏移边的距离。现场测量该风机尺寸为 156 mm。由正切函数的： $X/156=\tan 20'$ 计算得出该风机最大允许偏差值为 0.91 mm，现场通过调整正电机地脚将带轮与皮带的平行度调整至 0.3 mm。

原始安装最大偏差超过 5 mm，远远大于标准值。多数情况下设备的振动都是由于风机的支架的水平不良或带轮的平行度偏差过大造成的 [3]。皮带与带轮槽不平行，导致皮带单面受力过大皮带扭曲，皮带与带轮挤压变形，运行时造成皮带偏磨、分层、风机振动超标。

3.2 皮带张紧力调整

由于皮带加工工艺及材质特性，同型号皮带长度允许有一定的偏差。该偏差的存在，导致一组皮带在安装后，每条皮带的张力存在了不一致性。因此，皮带张力的标准设置必须有一定的范围。同时，由于皮带在运转后，带轮和皮带的摩擦会使皮带发热，橡胶的性能将产生改变。结合皮带自身其它的因素，皮带在运行一定时间后，其张力将下降 [6]。可在运行一段时间对张紧力进行复测、调整。

皮带张力的测定，通常在 V 带与两带轮切点的跨度 t 中点，施加一定的垂直带边的力 G （见图 6），使跨度每 100 mm 产生 1.6 mm 的下压量 [2]。下压

量为 $f = \frac{1.6}{100} t$ 。

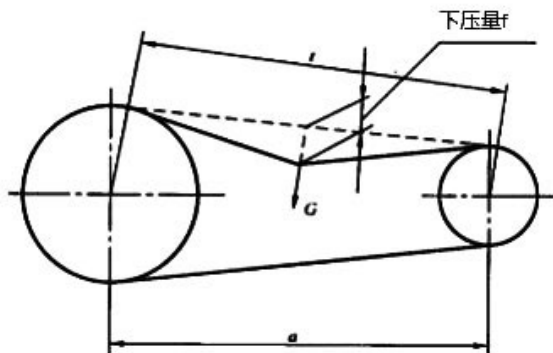


图6 皮带张力测量

Figure 6 Belt tension measurement

根据标准 GB/T 13575.1-2008 计算出安装皮带的计算出 $f=24\text{ mm}$ ，G 值范围为 $31 \sim 46\text{ N}$ 。翻阅其他资料和某厂家给出的张紧力标准，该型号皮带的 G 值范围均为 $38 \sim 56\text{ N}$ ，与国标计算范围： $31 \sim 46\text{ N}$ 存在一定的偏差。结合两个 G 值现场调整试验现场将紧力调整至接近 56 N 时，风机启动后无异常运行良好，将张紧力调整值 70 N 左右时振动上升且最高值大于要求值 7.1 mm/s ，并有焦糊味。 38 N 左右时风机运行正常，紧力调整至最小极限值接近 31 N 后启动风机，皮带抖动明显，振动上升。

试验证明皮带过紧会加剧皮带磨损，造成振动超标；皮带太松，皮带抖动会加剧，振动上升 [4]，且增加了皮带打滑的可能。皮带张力若不调整至适当范围内风机不能安全稳定的运行。

3.3 皮带张紧力过大对轴承的影响

轴承的基本额定寿命为 $L_{10} = \left(\frac{C_{or}}{P_r} \right)^p$ 转速是固定，轴承寿命通常以工作小时来表示 [5]。

式中：

L_{10} 为基本额定寿命，百万转；

C_{or} 为基本额定动载荷, KN;

P_r 为当量动载荷, KN;

p 为公式中的指数, 当为球轴承时为 3, 当为滚子轴承时为 10/3。

当量动载荷 $P_r = XF_r + YF_a$ 的大小由皮带作用在轴上 F_r 的力的大小决定。

$F_r = 2F_0 Z \sin \frac{\alpha}{2}$ 的大小与皮带的拉力有关。

式中:

F_r 为径向载荷;

F_a 为轴向载荷;

X 为径向载荷系数;

Y 为轴向载荷系数;

F_0 为单根带的初拉力, 单位为牛 (N);

对于只承受径向载荷的轴承 $X=1$, $Y=0$ [5]。

由此可推出在保证其他条件不变时调整皮带下压力 G , 下压力 G 增大, 皮带拉力 F_0 也会增大, 压轴力 F_r 随之增大, 轴承承受的载荷 P_r 也变大, 当载荷变大, 减短轴承的使用寿命。当量动载荷过大导致滚子与滚道接触的某些部位应力过于集中, 长时间的运行超出轴承钢的疲劳极限, 轴承损坏。因此过大的皮带张紧力会造成轴承疲劳运行, 轴承磨损加剧, 提前达到使用最终导致轴承损坏。

4 结论

两台风机的故障因原始安装带轮平行度的偏差过大, 皮带张紧力未调整至标准范围, 长期在不良的工况下运行造成。现场在更滑新润滑油与新皮带后, 对带轮的平行度调整至 0.3 mm, 皮带张紧力调整至 40 ~ 50 N 之间, 启动风机运行试验各项参数均在标准范围内。投入使用后长期监察各项运行参数均在标准范围内, 并在一个 HL-2A 装置实验周期内未发生故障, 故障得以解决。

参考文献

[1] 何耀辉. 振动分析诊断在同步带传动中的应用 [J]. 设备管理与维修,

- 2010, 10 (31) : 46-48.
- [2] GB/T 13575. 1-2008 普通和窄 V 带传动第 1 部分: 基准宽度 [S] .
- [3] 黄开, 姚鸣. 某核电站调试期核岛风机故障解析 [J] . 科协论坛 (下半月) , 2012 (6) : 59-60.
- [4] 杨建东. 核燃料厂房通风机振动故障诊断分析 [J] . 核动力工程, 2018, 39 (6) : 182-185.
- [5] GB/T 6391-2010/ISO281. 2007 滚动轴承额定动载荷和额定寿 [S] .
- [6] 邵家泉. 核电厂带传动式风机皮带张力标准问题的探讨 [J] . 自动化与仪器仪表, 2015 (4) : 96-98.