

大型火电厂风机质量不平衡故障分析及处理

危威

(湖北华电西塞山发电有限公司, 湖北省 黄石市 435000)

Analysis and Treatment of Mass Unbalance Fault of Fan in Large Thermal Power Plant

WEI Wei

(Hubei Huadian Xisaishan Power Generation Co., Ltd., Huangshi 435000, Hubei Province, China)

摘要: 质量不平衡是火电厂风机最常见的故障之一, 有时即使是其他故障导致的风机振动, 也会因质量不平衡引起的激振力而造成振动值成倍增加, 因此提高动平衡精度至关重要。讨论了风机不平衡故障的频率、幅值以及相位特征, 以便于准确判断故障原因; 介绍了常用的 2 种现场处理方法, 并提供了经验公式。最后通过 2 个现场动平衡案例, 分析了大型风机现场动平衡的基本过程, 表明同类设备采用相同影响系数可极大地提高动平衡效率。研究结果为火电厂风机不平衡问题的故障分析及处理提供参考。

关键词: 风机; 故障诊断; 动平衡; 影响系数

ABSTRACT: Mass unbalance is one of the most common faults of fans in thermal power plants. Sometimes, even the vibration of fans caused by other faults can be doubled by the exciting force caused by mass unbalance. Therefore, it is very important to improve the accuracy of dynamic balance. The frequency, amplitude and phase characteristics of unbalanced faults were discussed in order to judge the unbalanced faults accurately. Then, two common field treatment methods of unbalanced faults were introduced, and empirical formulas were provided. Finally, the basic process of field dynamic balancing of large-scale fan was explained through two cases of field dynamic balancing. It shows that the same influence coefficient will greatly improve the efficiency of dynamic balancing of similar equipment. The research results provide a reference for the fault analysis and treatment of fan imbalance in thermal power plant

KEY WORDS: fan; fault diagnosis; dynamic balance; influence coefficient

0 引言

风机是火力发电厂最常见的锅炉辅助设备类型之一, 由于其运行条件恶劣, 故障率一直较高^[1-4], 当送风机、一次风机或引风机等重要风机

出现故障时, 往往会导致发电机组减负荷运行或非计划性停机^[5-8], 因而风机故障及时处理显得十分重要。

风机振动超标是风机运行过程中最常见的故障现象, 引起风机振动故障的因素很多, 如质量不平衡、滚动轴承异常、轴系不对中、基础松动、动静摩擦以及旋转失速和喘振等^[9]。其中, 质量不平衡是电厂风机最常见的故障之一^[10-12], 有时即使是其他因素导致的风机振动, 也会因质量不平衡引起的激振力而造成振动成倍增加。因此掌握风机故障诊断方法和现场动平衡技术, 有助于缩短设备检修时间, 提高设备可靠性, 有利于机组安全稳定运行。

1 不平衡故障特征

现场风机不平衡产生的原因通常为叶片不均匀磨损、积灰, 转动部件移位或脱落, 以及检修时装配误差等。其不平衡故障特征主要有:

- 1) 振动频率以 1 倍频为主, 1X 峰值很大, 较少伴随其他倍频;
- 2) 1 倍频水平方向与垂直方向峰值比一般不超过 3:1(主要用来区分水平刚度差故障特征);
- 3) 具有较低的轴向振动(悬臂转子除外);
- 4) 定转速时, 相位数据相对稳定, 变化量小于 20°。

2 不平衡故障处理方法

2.1 动平衡方法概况

质量不平衡故障处理需根据现场实际情况进

行。当检修时间较宽裕时：叶片磨损较多需进行修复，不均匀积灰积粉应清除；转动部件移位或脱落应进行复原或更换；装配误差原因应按厂家图纸要求重新装配。但对于运行中的重要风机设备，其检修时间较短，不平衡故障处理通常采用低负荷时调停，采取现场动平衡的方法。

动平衡方法有很多，常见的有影响系数法、振型平衡法、模态参数识别法等^[13-15]。其中刚性转子一般采用影响系数法；挠性转子可采用影响系数法、振型平衡法和模态参数识别法。而电厂风机大多为刚性转子，故通常采用影响系数法。

常用的影响系数法分为单面影响系数法和双面影响系数法。决定平衡面数可采用法国法玛通提供的经验公式，如图 1 和表 1^[16]所示，其中： L 为转子长度； D 为转子直径。

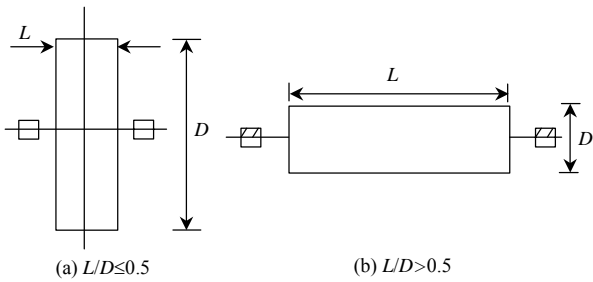


图 1 刚性转子类型
Fig. 1 Rigid rotor type

表 1 平衡面数的经验选择
Tab. 1 Empirical choice of balanced surface number

L/D	条件	面数
≤ 0.5	$n \leq 1\ 000\ \text{r/min}$	1
	$n > 1\ 000\ \text{r/min}$	2
> 0.5	$n \leq 150\ \text{r/min}$	1
	$n > 150\ \text{r/min}$	2

注： n 为转速。

2.2 单面影响系数法

单面影响系数法主要步骤如下：

- 1) 测取原始状态下的振动数据 \vec{A}_0 。
- 2) 在转子上试加重，测取加重后的振动数据 \vec{A}_1 。
- 3) 计算加重对振动的影响系数

$$\vec{\alpha} = (\vec{A}_1 - \vec{A}_0) / \vec{P}_0 \quad (1)$$

式中： $\vec{\alpha}$ 为影响系数； \vec{A}_0 和 \vec{A}_1 为加重前后振动向

量； \vec{P}_0 为试加重向量。

- 4) 计算转子上应加平衡重量和相位 \vec{Q} ：

$$\vec{Q} = -\vec{A}_0 / \vec{\alpha} \quad (2)$$

式中 \vec{Q} 为最终加重向量。

2.3 双面影响系数法

- 1) 测取 2 个面原始状态下的振动值 \vec{A}_0 和 \vec{B}_0 。
- 2) 在转子平面 A 上试加重 \vec{P}_1 ，测量加重后 2 个测点的振动数据 \vec{A}_{01} 和 \vec{B}_{01} 。
- 3) 在转子平面 B 上试加重 \vec{P}_2 ，测量加重后 2 个测点的振动数据 \vec{A}_{02} 和 \vec{B}_{02} 。
- 4) 分别计算 2 个端面加重后对 2 个测点的影响系数。

平面 A 的加重影响系数

$$\vec{\alpha}_{11} = \frac{\vec{A}_{01} - \vec{A}_0}{\vec{P}_1} \quad (3)$$

式中： $\vec{\alpha}_{11}$ 为在转子平面 A 试加重 \vec{P}_1 后，对平面 A 上测点 1 的影响系数； \vec{A}_0 和 \vec{A}_{01} 为 A 平面试加重前后 A 平面的振动向量； \vec{P}_1 为 A 平面试加重向量。

$$\vec{\alpha}_{21} = \frac{\vec{B}_{01} - \vec{B}_0}{\vec{P}_1} \quad (4)$$

式中： $\vec{\alpha}_{21}$ 为在转子平面 A 试加重 \vec{P}_1 后，对平面 B 上测点 2 的影响； \vec{B}_0 和 \vec{B}_{01} 为 A 平面试加重前后 B 平面的振动向量。

平面 B 的加重影响系数

$$\vec{\alpha}_{12} = \frac{\vec{A}_{02} - \vec{A}_0}{\vec{P}_2} \quad (5)$$

式中： $\vec{\alpha}_{12}$ 为在转子平面 B 试加重 \vec{P}_2 后，对平面 A 上测点 1 的影响； \vec{A}_0 和 \vec{A}_{02} 为 B 平面试加重前后 A 平面的振动向量； \vec{P}_2 为 B 平面试加重向量。

$$\vec{\alpha}_{22} = \frac{\vec{B}_{02} - \vec{B}_0}{\vec{P}_2} \quad (6)$$

式中： $\vec{\alpha}_{22}$ 为在转子平面 B 试加重 \vec{P}_2 后，对平面 B 上测点 2 的影响； \vec{B}_0 和 \vec{B}_{02} 为 B 平面试加重前后 B 平面的振动向量。

- 5) 设平面 A 和 B 分别加重 \vec{Q}_1 、 \vec{Q}_2 ，求解方程组

$$\begin{cases} \bar{\alpha}_{11}\bar{Q}_1 + \bar{\alpha}_{12}\bar{Q}_2 + \bar{A}_0 = 0 \\ \bar{\alpha}_{21}\bar{Q}_1 + \bar{\alpha}_{22}\bar{Q}_2 + \bar{B}_0 = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中 \bar{Q}_1 和 \bar{Q}_2 为最终加重向量。

求得 \bar{Q}_1 和 \bar{Q}_2 , 即为平面 A 和平面 B 最终的加重量及相位。

3 故障处理案例

3.1 案例一

3.1.1 设备概况

某厂#1B 送风机采用沈阳鼓风机厂生产的 ASN-2884/1400 型单级动叶可调轴流式风机, 该风机为单级叶轮悬臂式风机, 支持轴承均为滚动轴承, 其中风机转子的 2 个径向轴承在同一侧, 其结构示意图如图 2 所示, 其中 1—4 为振动测点。

该送风机经过检查性大修后振动超标, 带负荷运行时, 风机后轴承在线测点测得振动速度最高可达 6.5 mm/s。

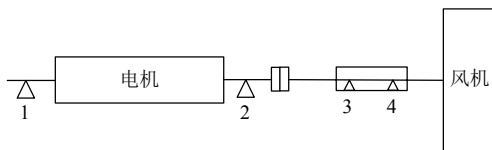


图 2 某送风机结构示意图

Fig. 2 Structural sketch of a blower

3.1.2 故障诊断分析

启动该送风机前, 先检查轴承箱螺栓有无松动, 以排除因螺栓松动造成的影响。安装振动分析仪用振动传感器, 并在旋转轴上粘贴反光带, 用来测量振动相位, 启动送风机后测得原始振动为 5.97 mm/s \angle 93.5°。

经频谱分析, 该送风机振动以 1 倍频为主, 其他频率幅值较少, 1 倍频水平方向大于垂直方向, 且峰值比未超过 3:1, 检测时振动相位较稳定, 故判断该送风机故障主要原因为质量不平衡。

3.1.3 故障处理方法及动平衡过程

该风机转子为刚性转子, 转子长径比 < 0.5 , 故采用单面影响系数法进行动平衡。

因第一次对该设备进行动平衡, 影响系数、机械滞后角及仪器修正角均未知, 故试加重时以振动 20% 变化量或相位 20° 以上变化为目的加试重。送风机试加重量 m 所在位置的半径约 1.2 m,

转子重 2256 kg, 转速 990 r/min, 平衡面数为 1, 根据公式(8)求得试加重量 m 。

$$m = \frac{1}{N} \times \frac{1}{r} \times \frac{M}{10} \times \frac{9.81 \times 3600}{4\pi^2} \times \frac{1}{v^2} \quad (8)$$

式中: N 为加重平面数; r 为试加重量 m 所在位置半径, m; M 为转子的质量, kg; v 为转子转速, r/min。

解得 $m=172$ g, 故试加一块相近的配重块, 质量为 181 g, 相位根据经验选择 330°。

试加重后重新启动送风机, 加重后振动为 5.39 mm/s \angle 105.2°。通过计算得出影响系数为 0.007 1 \angle 245.838°, 并计算出校正质量及相位为 835.283 g \angle 27.662°, 去掉试加重量后重新加重 850 g \angle 30°。

再次启动送风机, 振动为 3.54 mm/s \angle 66.7°。配重效果不理想, 分析其主要原因为: 1) 试加重时未考虑叶轮叶片的质量, 导致配重量偏小; 2) 公式(8)计算出的试加重量偏于保守; 3) 试重相位选择较差, 试重后振动变化量小于 10% 且相位变化量小于 20°, 导致计算出的影响系数误差较大。

以加重 850 g \angle 30° 后测得数据重新计算出影响系数为 0.003 8 \angle 273.1°, 并计算出校正质量为 1 570 g \angle 0.405°, 重新加校正质量 1400 g \angle 0°。启动风机后, 振动降至 2.7 mm/s \angle 25.5°, 在合格范围内, 故不再继续配重, 加重过程如表 2 所示。

表 2 #1B 送风机动平衡过程

Tab. 2 Dynamic balance process of #1B blower

序号	加重质量/g	加重相位/(°)	振动值/(mm/s)	振动相位/(°)
1	—	—	5.97	93.5
2	181	330	5.39	105.2
3	850	30	3.54	66.7
4	1 400	0	2.7	25.5

3.2 案例二

某厂#2A 送风机为动叶可调轴流风机, 电机型号为 YXKK630-6W, 风机型号为 ASN-2884/1400。风机后轴承在线测点测得振动强度为 4.6 mm/s。检查轴承箱螺栓无松动, 装好振动探头贴好反光带, 启动#2A 送风机, 测得其原始振动为 4.60 mm/s \angle 353.0°。

其振动频谱中1倍频峰值占主导,其他倍频较小,振动相位较稳定,具有明显的不平衡特征。该风机大小及结构型式与案例一中#1B送风机一样,故试加重时直接采用相似设备#1B送风机的影响系数进行加重。

采用该厂相似设备#1B送风机影响系数 $0.0038 \angle 273.1^\circ$ 进行动平衡计算,取校正量及相位为 $1074 \text{ g} \angle 260^\circ$ 。再次启动风机后,风机后轴承振动速度由 4.6 mm/s 降为 0.72 mm/s ,动平衡一次加重成功,配重数据如表3所示。

表3 #2A送风机动平衡过程

Tab. 3 Dynamic balance process of #2A blower

序号	加重质量/g	加重相位/(°)	振动值/(mm/s)	振动相位/(°)
1	—	—	4.60	353.0
2	1074	260	0.72	81.6

4 结论

1)质量不平衡是电厂风机振动故障的主要原因之一,一般通过现场动平衡即可有效地解决,选择适当的动平衡方法可以有效减少加重次数。

2)影响系数法是最有效的风机动平衡方法之一,每一台设备进行动平衡后,均应对影响系数进行处理,选取并记录效果较好的影响系数,从而在下一该设备做动平衡时直接采用该影响系数进行动平衡,可大幅度提高动平衡效果。

参考文献

- [1] 朱宏,汪岚.浅析风机常见振动故障的特征及诊断标准[J].风机技术,2003(3):54-55.
- [2] 许伟强,石磐,何鹏锐.600 MW超临界“W”火焰炉RB控制策略及优化试验[J].发电技术,2019,40(S1):32-36.
- [3] 马海彦,周雷,王庭文,等.1060 MW燃煤机组烟道流场性能诊断与优化[J].发电技术,2018,39(3):253-258.

- [4] 王松岭,刘哲,靳会宁,等.300 MW机组二次风机振动的故障诊断及处理[J].电站系统工程,2010,26(4):35-37.
- [5] 张学延.一台锅炉送风机振动故障诊断和处理[J].流体机械,1999(12):32-34.
- [6] 金锐,汪江,陆颂元.某电厂一次风机振动故障诊断及动平衡[J].汽轮机技术,2002,44(3):178-181.
- [7] 房林铁.600 MW双级轴流式引风机振动故障分析及处理[J].电站系统工程,2018,34(2):39-42.
- [8] 刘涛,刘吉臻,吕游,等.基于多元状态估计和偏离度的电厂风机故障预警[J].动力工程学报,2016,36(6):454-460.
- [9] 王运民,肖汉才,赵世长,等.石门电厂300 MW机组引风机振动分析[J].热能动力工程,2003,18(3):285-288.
- [10] 王凤良,府冬明,许志铭.电厂风机动平衡技术研究与应用[J].电站系统工程,2013,29(4):46-48.
- [11] 杨绍宇,李文.火电厂风机动平衡技术应用及实例[J].风机技术,2012(1):81-84.
- [12] 曾庆猛,温淑媛,刘志敏.某大型火力发电厂引风机振动故障诊断与处理[J].电站系统工程,2017,33(3):43-45.
- [13] 刘占辉,罗剑斌,卢一兵.影响系数法在引风机现场动平衡中的应用[J].风机技术,2011(3):79-82.
- [14] 杨建刚.旋转机械振动分析与工程应用[M].北京:中国电力出版社,2007:68-71.
- [15] 刘建平,何江飞.海上风电风机基础初步设计及数值分析[J].浙江电力,2018,37(7):19-25.
- [16] 陈长征,胡立新,周勃,等.设备振动分析与故障诊断技术[M].北京:科学出版社,2007:405-419.

收稿日期:2019-07-29.

作者简介:



危威

危威(1981),男,工程师,主要研究方向为火电厂热能动力工程及电气自动化技术,21488611@qq.com。

(责任编辑 杨阳)