

某 600 MW 汽轮发电机组振动故障分析与处理

常 鑫,傅行军

(东南大学火电机组振动国家工程研究中心,江苏 南京 210096)

摘 要: 某台 600 MW 汽轮发电机组在大修后带负荷运行中,3X 和 5X 轴的振动较大,4 号瓦和 6 号瓦的瓦振较大;在降速过程中 4 号瓦、5 号瓦和 6 号瓦出现不同程度的二倍频分量。结合机组检修过程及动平衡过程对上述振动现象进行了分析,指出质量不平衡、轴承紧力不足以及联轴器平行不对中是引起上述振动的原因,并通过动平衡方法以及增加轴承紧力,使得振动故障得以解决。

关键词: 汽轮发电机组;转子振动;动平衡

中图分类号: TK261;TK268.†1

文献标志码: B

文章编号: 1009-0665(2011)06-0013-04

随着我国电力工业的快速发展,600 MW 机组已经成为主力火电机组。这些大容量机组由于转子多、参数高、工况条件复杂,致使出现故障的可能性增加,处理难度变大。在这些故障中,不平衡引起的振动占 70%左右,因此通过现场动平衡是消除故障的主要手段。但是当多根转子需要平衡时,需要多次实施动平衡方案,增加开机次数,造成的经济损失增加^[1]。动平衡的谐分量法可以兼顾多工况、多测点振动的优点,在处理多根转子不平衡时,可以考虑多个转子同时加重的方案,减少了开机次数,最大限度地减小了经济损失,本文详细介绍了某台 600 MW 超临界机组振动故障问题,并通过动平衡谐分量法解决了振动故障,对在今后大容量机组处理类似问题具有一定参考价值。

1 机组概况及振动特征

某电厂 3 号机组是哈尔滨汽轮机厂生产的 600 MW 机组,汽轮机型号为 CLN600-24.2/566/566 型超临界、一次中间再热、单轴、反动式、凝汽式汽轮机,并配备哈尔滨电机厂制造的发电机。该机组轴系由高中压转子、低压 I 转子、低压 II 转子以及发电机转子和励磁机转子构成,轴系由 9 个轴承支撑,如图 1 所示。

该机组于 2009 年 9 月实施大修,大修中更换了

2 个低压转子次末级整圈叶片及高中压缸第一级动叶 3 片叶片。这次大修后出现振动故障,主要表现在带负荷运行过程中,3X,5X 振动大,最大值均超过 110 μm,4 号、6 号瓦振动大,其中 6 号瓦振动最大超过 60 μm,带 500 MW 负荷时各测点振动值如表 1 所示。

为了进一步分析故障原因,各瓦振动波德图和定速下的频谱如图 2、图 3 所示。

2 振动分析与处理

从表 1 中可以看出,机组带负荷运行过程中,3X 轴振和 5X 轴振大,4 瓦垂直振动和 6 瓦垂直振动大,针对 3X 和 5X 轴振大,分析图 2 中波德图和图 3 中各瓦的频谱图可知,各瓦振动均以工频为主,而且定速下振动幅值和相位稳定,说明 2 个低压转子振动故障属于典型的质量不平衡,可以用高速动平衡方法解决^[2]。

(1) 动平衡谐分量法。一阶振型下,转子两端的振动大小相等,相位相同,转子振动呈现对称分布;二阶振型下,转子两端振动大小相等,相位相反,转子振动呈反对称分布,如图 4 所示。将选定平衡转速下的振动分解为对称和反对称分量,如图 5 所示,

其中,对称分量 $\vec{A}_d = \frac{\vec{A} + \vec{B}}{2}$;反对称分量 $\vec{A}_r = \frac{\vec{A} - \vec{B}}{2}$ 。不

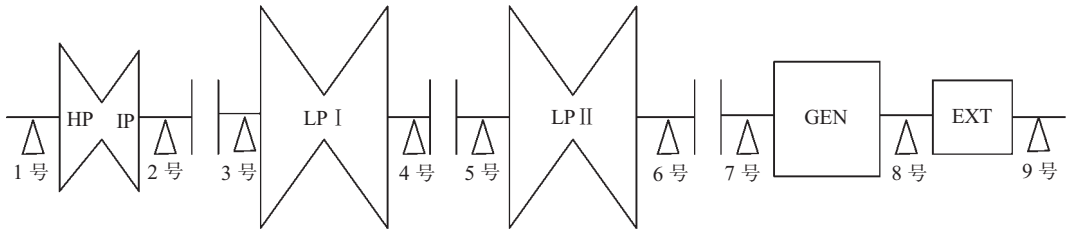


图 1 3 号机组轴系示意图

表 1 500 MW 负荷时各测点振动值
通频/工频(μm) \angle 相位

| 测点 | 振动值 |
|-------|---------------------|
| 3X | 113/90 \angle 299 |
| 3Y | 62/41 \angle 25 |
| 4X | 57/42 \angle 299 |
| 4Y | 89/65 \angle 19 |
| 5X | 112/94 \angle 337 |
| 5Y | 88/53 \angle 60 |
| 6X | 85/67 \angle 232 |
| 6Y | 83/59 \angle 348 |
| 3 瓦垂直 | 22/18 \angle 317 |
| 4 瓦垂直 | 38/31 \angle 93 |
| 5 瓦垂直 | 26/18 \angle 243 |
| 6 瓦垂直 | 58/48 \angle 122 |

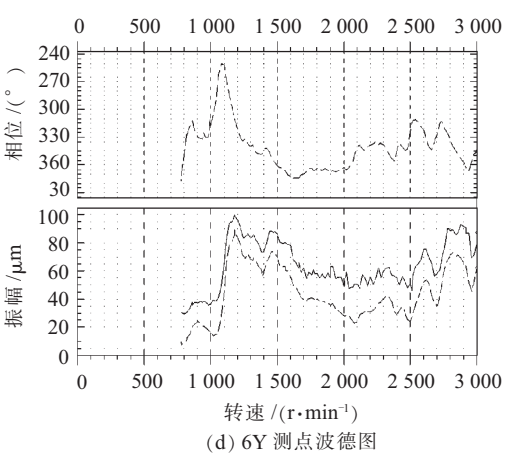
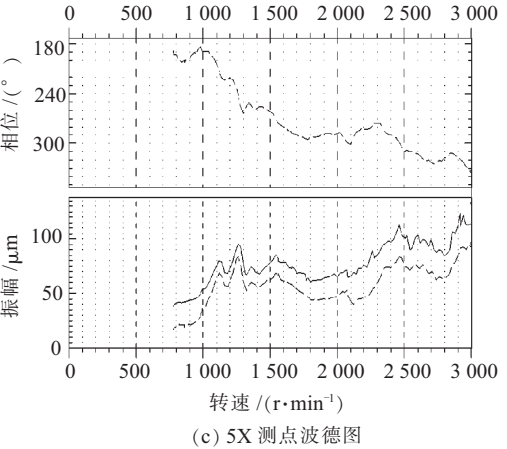
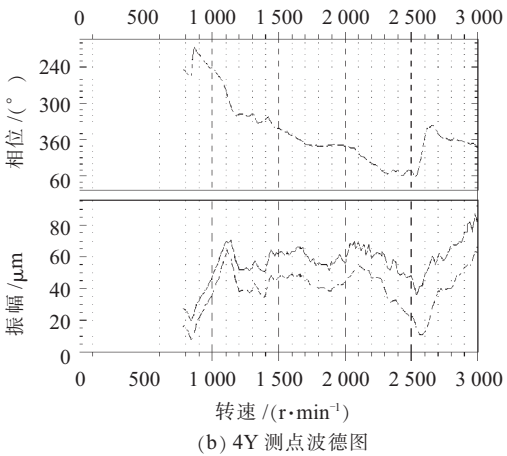
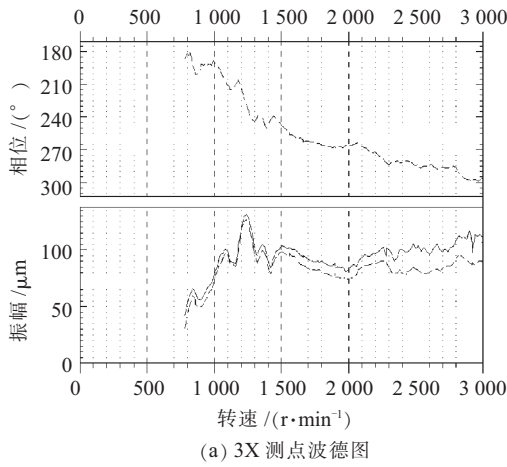


图 2 各轴承降速过程波德图

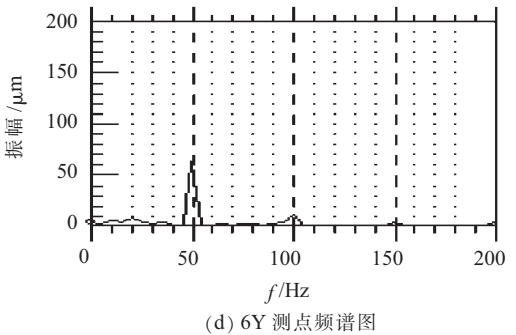
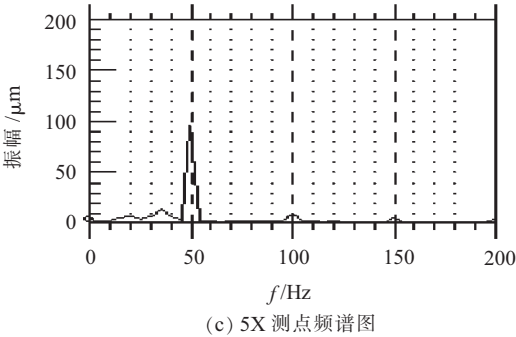
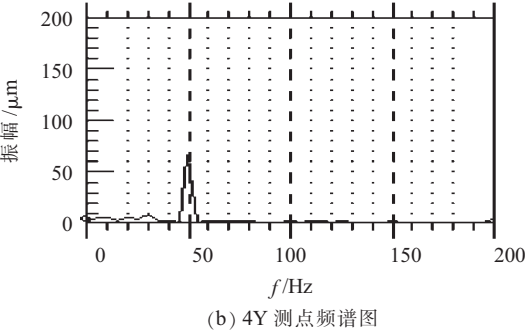
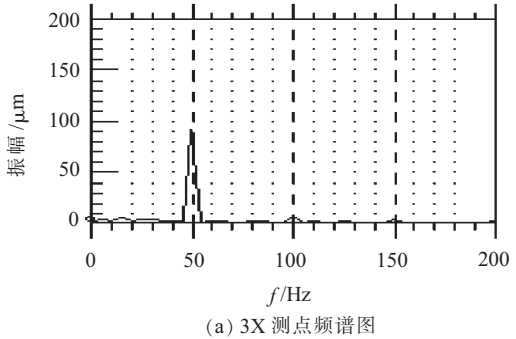


图 3 各轴承定速时频谱图

考虑三阶振型的影响,对称和反对称振动分量分别对应着一阶和二阶振型。谐分量法的思想为对称分量是由于一阶型式的不平衡分布引起的,反对称分量是由于二阶型式的不平衡分布引起的,相互之间成正交。如果在转子上施加对称型配重,就可消除一阶型式的振动,如果施加反对称配重,就可消除二阶型式振动^[3]。

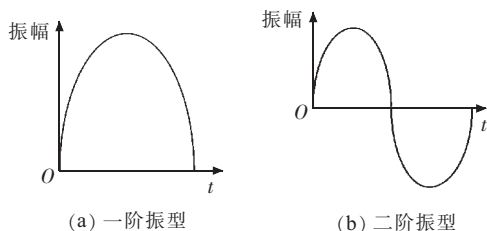


图 4 转轴前两阶振型曲线

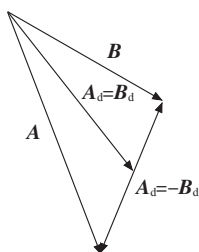


图 5 谐分量法振动分解图

(2) 动平衡加重方案。从表 1 还可以得知,3X 和 4X 振动相位同向,根据谐分量法,分解只有对称分量,故低压 I 号转子的振动主要是一阶不平衡形式,可以通过一组对称配重消除,对于 5X 和 6X 振动的相位差在 100° 左右,分解如图 6 所示。对称分量 $\vec{A}_d = 50 \angle 296$,反对称分量 $\vec{A}_d = 64 \angle 128$ 。

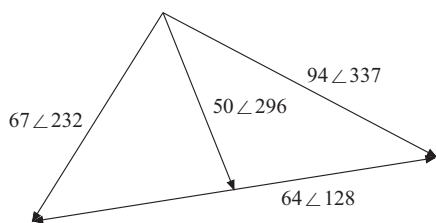


图 6 对称分量和反对称分量

分解后对称分量和反对称分量所占比例相当,故低压 II 号转子振动同时存在一阶不平衡和二阶不平衡,可以通过一组对称配重和一组反对称配重消除,因此,综合考虑减少开机次数条件,决定同时在 2 个低压转子 3 个平面同时加重,最终的加重方案如下:在 3 号、4 号侧对称加重, $P_3 = 560 \text{ g} \angle 345$, $P_4 = 560 \text{ g} \angle 345$;在 5 号、6 号侧同时实施对称加重和反对称加重即在 6 瓦侧加重, $P_6 = 860 \text{ g} \angle 350$,加重模式如图 7 所示。

(3) 对于 4 号瓦和 6 号瓦的瓦振较大,而轴振

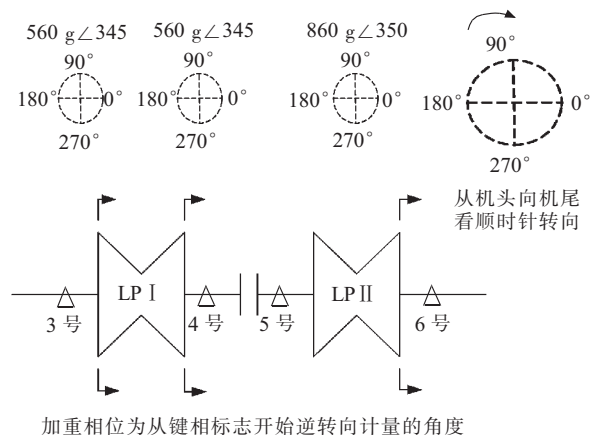
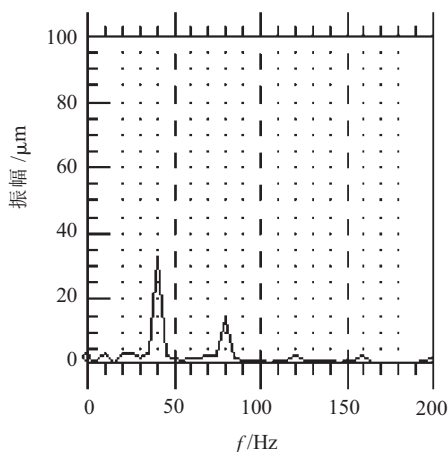


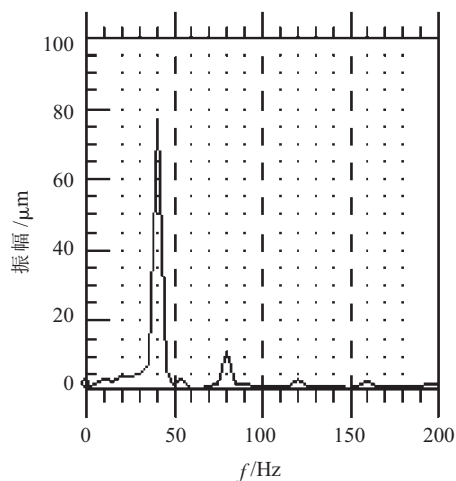
图 7 加重模式图

相对又较小,则是 2 个瓦的支撑刚度较低引起的,可以通过增加轴承紧力来提高轴承支撑刚度,所以为了消除此故障,决定将 2 个瓦的紧力增加 $25 \mu\text{m}$ 。在降速过程为 2380 r/min 时,4 号、5 号、6 号的频谱如图 8 所示。

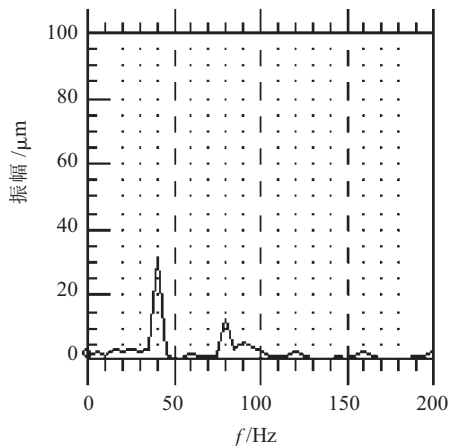
(4) 4 号、5 号、6 号瓦轴振工频值和通频值有一定的差别,通过分析频谱图得知,4 号、5 号、6 号瓦轴振出现不同程度的二倍频分量并且在降速过程中表现明显。



(a) 4y 测点频谱图



(b) 5x 测点频谱图



(c) 6y 测点频谱图

图 8 4y 和 5x 及 6y 测点在 2 380 r/min 时频谱图

对于出现的不同程度的二倍频分量，是由于 2 个低压转子间联轴器以及低压转子与发电机转子间的联轴器存在平行不对中引起的,由于调整联轴器的对中情况只能在检修中进行,综合考虑经济因素,建议在下次大修时严格低-低、低-发对轮找中心工艺。

3 处理后机组振动情况

经过动平衡处理以及增加轴承紧力后,机组顺利冲转到额定转速,并带满负荷运行,机组在满负荷时各测点的振动情况如表 2 所示。

从表 2 中可以看到,在进行动平衡试验后,3X 和 5X 振动明显降低,在增加 4 瓦和 6 瓦紧力后,两瓦的瓦振也明显降低。4 瓦、5 瓦、6 瓦还存在一定的二倍频分量,建议下次大修中,严格控制低-低、低-发对轮找中心工艺。

4 结束语

本文剖析了某台 600 MW 机组振动故障,经分析得出该机组振动故障是由于在大修后 2 个低压转子存在着较大的质量不平衡、轴承紧力不足以及

表 2 振动处理后满负荷时各测点振动值
通频/工频(μm)∠相位

| 测点 | 振动值 |
|-------|-------------|
| 3X | 69/52 ∠ 283 |
| 3Y | 56/39 ∠ 356 |
| 4X | 79/59 ∠ 304 |
| 4Y | 83/66 ∠ 31 |
| 5X | 77/53 ∠ 308 |
| 5Y | 79/56 ∠ 27 |
| 6X | 44/19 ∠ 311 |
| 6Y | 39/21 ∠ 96 |
| 3 瓦垂直 | 23/21 ∠ 277 |
| 4 瓦垂直 | 28/25 ∠ 330 |
| 5 瓦垂直 | 6/3 ∠ 0 |
| 6 瓦垂直 | 17/14 ∠ 143 |

低-低、低-发联轴器存在一定平行不对中等现象所致,通过在 2 个低压转子两侧的 3 个平面同时加重,降低了由于质量不平衡引起的振动,增加 4 瓦和 6 瓦的紧力,降低了 4 瓦和 6 瓦的瓦振。通过故障处理,各瓦振动都在合格范围,机组安全运行。通过对该机组的典型振动故障的分析,将谐分量法成功地应用于多根转子同时配重的动平衡试验中,减少了开机次数,减小了经济损失,为今后处理类似振动故障积累了宝贵的经验。

参考文献:

- [1] 李小军,童小忠,陆颂元,等. 600 MW 超临界机组轴系振动分析诊断及处理[J]. 汽轮机技术,2009,51(1):70-72.
- [2] 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.
- [3] 赵长存,李 宁,孙志清. 300 MW 汽轮机组振动处理及轴系动平衡的研究[J]. 河北电力技术,2003,06(22):45-46.

作者简介:

常 鑫(1987-),男,安徽蚌埠人,硕士研究生,研究方向为汽轮发电机组故障诊断;
傅行军(1962-),男,江苏溧水人,教授,研究方向为汽轮发电机的振动。

Analysis on Vibration Failure of 600 MW Power Generation Unit and Solving Measures

CHANG Xin, FU Xing-jun

(National Engineering Research Center of Turbo-Generator Vibration, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: Vibration failure occurred to one 600 MW steam turbine after the scheduled maintenance. Large vibration was discovered at 3X and 5X during operation duration, while 2 times frequency components were found during deceleration process at No. 4, 5 and 6 tiles. According to the maintenance and dynamic process, the mentioned issues are analyzed in the paper, and mass unbalance, insufficient force on bearing and misalignment of coupling are believed to be the main reasons. This problem has been successfully solved through dynamic balance method and enhancing bearing force.

Key words: steam power generation unit; vibration; dynamic balance