

燃气-蒸汽联合循环发电机组异常振动 分析与优化

薛兆奥, 杨石春*

深圳能源集团股份有限公司, 广东 深圳 518001

摘要:为解决燃气-蒸汽联合循环发电机组试运行或生产运行中发生的异常振动问题,以某 9F 级燃气-蒸汽联合循环发电机组为例,分析响应扰力激振的基础底板、立柱、框架等构件的单质点、单自由度的振型,梳理机组扰力的产生、传递、激振响应过程及振动异常的主要原因;通过对比轴振(相对位移)、瓦振(绝对速度)的实测结果与标准限值,判断振动异常特征,并采取相应的降振措施。结果表明:立柱和框架的水平径向振动、水平轴向振动、底板竖向振动的单自由度与自振频率对发电机组振动起重要作用;机组轴系振动是多种振动的叠加,采用轴振、瓦振监测可有效判断机组异常振动;通过排查机组异常振动的不良因素,发现燃气轮机转子存在质量偏心是造成该机组异常振动的主要原因;结合动平衡试验,制订整改方案(在燃气轮机第 7 轴瓦侧增加质量为 700 g 的配重块,键相为 $\angle 60^\circ$;在燃气轮机第 8 轴瓦侧增加质量为 800 g 的配重块,键相为 $\angle 240^\circ$,在燃气轮机压机机轮盘处增加质量为 1 038 g 的配重块,键相为 $\angle 220^\circ$),可有效解决机组异常振动;该分析方法可为类似机组异常振动的诊断与控制提供参考。

关键词:燃气-蒸汽联合循环发电机组;单自由度;振动模态分析;异常振动;振动标准

中图分类号:TK438

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2026)01-0078-08

引用格式:薛兆奥,杨石春.燃气-蒸汽联合循环发电机组异常振动分析与优化[J].内燃机与动力装置,2026,43(1):78-85.

XUE Zhaoao, YANG Shichun. Analysis and optimization of abnormal vibration for a gas-steam combined cycle power unit[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2026, 43(1): 78-85.

0 引言

燃气轮机与汽轮机联合循环发电机组(简称联合机组)在试运行或生产运行中可能发生异常振动,为消除此类振动,工程上需投入人力、时间,尽快查找振动成因并加以控制消除,确保机组正常运行。联合机组的制造、设计与安装较复杂,且运维水平有限,其振动异常的机理难以完全理清。王艺等^[1]针对汽轮机振动故障获得特征数据,有效判断故障原因;葛建春^[2]针对单轴联合机组二阶临界转速轴振异常问题,采用频谱分析进行故障分析。目前研究主要依赖不同模型模拟振动试验,对工程背景下的联合机组的振动研究仍显不足。

本文中以某 9F 级燃气-蒸汽联合机组为例,通过对转子扰力激振作出主要响应的基础底板、立柱、框架等构件进行单质点、单自由度振型分析,排查振动的主要原因,梳理扰力传递路径及其激振特征;根据连续监测的轴振、瓦振结果,对照标准阈值判断机组振动的异常状况,采取控振措施,将各向振动幅值控制在标准容许的安全范围内,确保机组安全运行。

收稿日期:2025-07-16

第一作者简介:薛兆奥(1992—),男,山东聊城人,工学硕士,主要研究方向为动力设备安装与运行,E-mail:xuezhaoao@126.com。

***通信作者简介:**杨石春(1946—),男,浙江新昌人,教授级高级工程师,主要研究方向为结构动力学,E-mail:ysc_sz@163.com。

1 联合机组的动力学分析

1.1 联合机组的动力特性

联合机组由燃气轮机、蒸汽轮机、发电机与机组基础平台组成,其中,机组基础平台由混凝土底板及底板上的立柱、框架组成,并与众多高温高压管道连接,周围紧密布置大量辅助设备。工程上将机组辅助设备与基础平台统称为机岛。

在热能的作用下,燃气轮机燃气与汽轮机蒸汽同时驱动对应涡轮机转子,强迫耦合轴系旋转,带动发电机将旋转动能转换成电能。因转子和轴系紧固耦合,可将其视为旋转系统;因机组轴承座和机组基础平台通过地脚螺栓与二次灌浆相紧固,可将其视为转子旋转系统的支承系统^[3]。

燃气轮机、汽轮机及电机转子均为高速旋转机构,若转子质心与旋转中心不重合,会因转子不平衡产生离心力,迫使轴系发生强迫振动,并通过轴承油膜传递给支承系统。由于支承系统是多质点多自由度的结构体系,实际轴系振动是由多种振型组合叠加形成的转子-轴承-基础平台共同振动的动力系统。

1.2 强迫振动的扰力分析

根据理论力学公式推导,由转子残余不平衡量产生的转子离心力

$$F_y = m_y e \omega_y^2, \quad (1)$$

式中: m_y 为转子质量,kg; e 为偏心距,参照文献[1]中关于轴系连结同心度的容许偏差, $e = 0.02 \text{ mm}$; ω_y 为角频率,rad/s, $\omega_y = 2\pi f_z$,其中 f_z 为频率, $f_z = 50 \text{ Hz}$ 。

转子离心力通过轴承油膜作用在轴瓦上,再通过轴承座传递至基础平台,导致基础平台发生振动^[4]。工程上定义通过轴承油膜、轴瓦及轴承座传递至基础平台的激振力为扰力,扰力

$$F_r = c F_y, \quad (2)$$

式中: c 为传递系数^[5], $c = 1 + \sqrt{(1 - (\{f_r\} - \{f_o\})^2)^2 + 4k^2(\{f_r\}/\{f_o\})^2}$,其中 $\{f_r\}$ 、 $\{f_o\}$ 分别为以 Hz 为单位的扰力激振频率 f_r 、轴承座自振频率 f_o 的数值; k 为轴承座阻尼比。

1.3 机组基础的振型分析

若机组有 a 个转子轴承作用于不同的立柱或框架上,则基础平台就有 $6a$ 个自由度与 $6a$ 个自振频率;其中,立柱和框架的水平径向(x 向)(简称径向)振动、水平轴向(z 向)(简称轴向)振动,底板竖向(y 向)振动的单自由度振型与自振频率起主导作用。文献[1]研究表明:径向与竖向的扰力传递系统数相等,轴向传递系数为径向传递系数的 50%。基于功的互等原理,将扰力作用下的多质点、多自由度基础结构简化为有限个单质点、单自由度振型进行动力学分析,再将各振型的简谐振动叠加,计算各向振动参数。

1.3.1 径向扰力作用的振型分析

根据结构力学经典理论^[6],在径向扰力作用下的立柱、框架单自由度振型如图 1 所示。

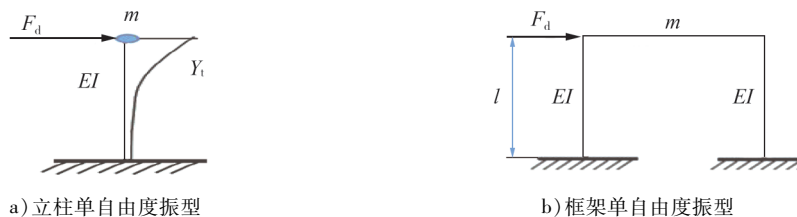


图 1 水平扰力下的单自由度振型模型

作用于柱顶的扰力为谐和激振力,柱顶扰力

$$F_d = F_z \sin \theta_t, \quad (3)$$

式中: F_z 为最大扰力,kN; θ_t 为扰力的谐和振动频率,rad/s。

单柱或框架为矩形断面时,惯性矩

$$I = bh^3/12, \quad (4)$$

式中: b 、 h 分别断面宽度、断面高度, m 。

以 rad/s 为单位的单柱或框架径向自振角频率 $\omega_{d,i}$ 的数值

$$\{\omega_{d,i}\} = \sqrt{\{K_{d,i}\}/\{W_i\}}, \quad (5)$$

式中: $i=1,2$, 分别表示单柱或框架; $\{W_i\}$ 为以 kN 为单位的单柱或框架重量 W_i 的数值; $\{K_{d,i}\}$ 为以 kN/m 为单位的单柱或框架径向刚度 $K_{d,i}$ 的数值, $\{K_{d,1}\} = 3\{E\}\{I\}/\{h\}^3$, $\{K_{d,2}\} = 24\{E\}\{I\}/\{l\}^3$, 其中, $\{E\}$ 为以 kN/m^2 为单位的弹性模量 E 的数值, $\{l\}$ 为以 m 为单位的柱高 l 的数值, $\{h\}$ 为以 m 为单位的 h 的数值。

静载扰力下,单柱径向的最大静位移

$$Y_{st} = F_d / (W_1 \omega_{d1}^2), \quad (6)$$

在 F_d 作用下,单柱径向运动方程为:

$$Y_t = Y_{st} \sin \theta_t / (1 - \theta_t^2 / \omega_d^2), \quad (7)$$

对于立柱单自由度振型,扰力点径向最大位移

$$Y_{t,\max} = \beta Y_{st}, \quad (8)$$

式中: β 为动力系数, $\beta = 1 / (1 - \theta_t^2 / \omega_d^2)$ 。当 $\theta_t / \omega_d \rightarrow 1$ 时, $\beta \rightarrow \infty$, 发生共振。

对于框架顶单自由度振型,扰力点径向运动方程^[3]为:

$$Y_p = F_d \sin \theta_t / K_{d,2}. \quad (9)$$

设 $\theta_t = 0.5\omega_d$, $\beta = 4/3$, 根据式(6)(8), 计算 $Y_{t,\max} = F_d l^3 / (18EI)$ 。

1.3.2 竖向扰力作用的振型分析

竖向扰力作用于框架横梁面中点时的振型如图 2a) 所示,可分解为图 2b)、2c) 两种单自由度振型。

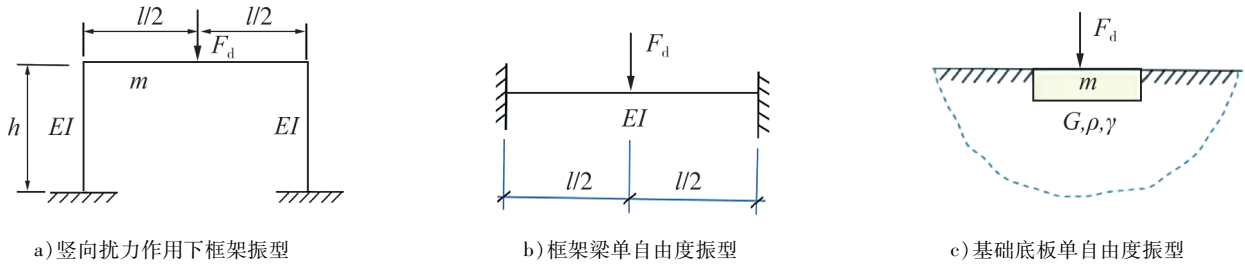


图2 竖向扰力的框架及框架梁、基础底板振型模型

设框架梁两端为固定联结,此时框架梁竖向刚度 $K_g = 192EI/l^3$, 框架梁竖向频率为 $\sqrt{192EI/(Wl^3)}$, 框架梁竖向振幅为 $F_d l^3 / (192EI)$ 。

根据弹性半空间理论,基础底板在竖向扰力作用下的弹性地基土体竖向波动方程^[7]为:

$$\rho \frac{\partial^2 d_z}{\partial t^2} = (\lambda + G) \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + G \nabla^2 d_z, \quad (10)$$

式中: ρ 为地基密度, d_z 为 z 向振幅, t 为瞬间时间, λ 为拉姆常数, G 为剪切模量, ε 为体积应变, ∇^2 为直角坐标系拉普拉斯算子。

根据文献[7],以 rad/s 为单位的基礎竖向振动的自振频率 ω_s 的数值

$$\{\omega_s\} = \sqrt{\{K_z\}/\{m_1\}}, \quad (11)$$

式中: $\{K_z\}$ 为以 kN/m 为单位的的地基竖向刚度 K_z 的数值; $\{m_1\}$ 为以 kg 为单位的参振土质量 m_1 的数值。

竖向振幅

$$d_s = F_z H / K_z, \quad (12)$$

式中 H 为动力放大系数。

2 机组振动分析

2.1 机组基础平台结构特性

某9F级燃气发电机岛设备总质量约为1 530 t,采用低位布置,配备单轴带同步自换挡(synchro self shifting, SSS)离合器的纯凝发电机组。基础平台底板长57.52 m,宽度分三部分,分别为7.30、9.34、12.56 m,厚度为2.50 m,底面积为425 m²,体积为1 064 m³,质量约为2 660 t。底板上的立柱与框架间的高度为2.50~5.45 m,体积为757 m³,质量约为1 890 t。该9F级燃气-蒸汽联合机组转子轴系有8个轴承支承,机组轴系结构布置如图3所示。图3中L₂、L₇轴承为推力轴承,承担转子轴向推力,锁定轴系轴向位置;其余6个为支持轴承,承担转子重量与离心力,锁定轴系径向位置。由于底板水平横向截面及纵向截面的刚度极大,对水平扰力的振动反应不敏感,因此可忽略水平振动位移。机组对各竖向扰力的振动反应敏感,应考虑叠加效应。

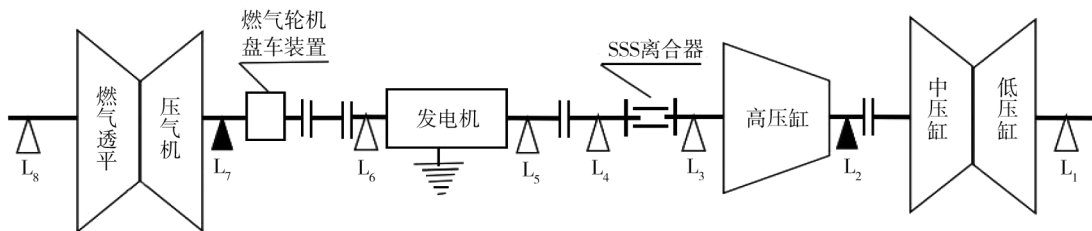


图3 机组轴系结构布置

根据Maxwell互易定理,在 q 点输入所引起的 p 点的响应等于 p 点相同输入引起的 q 点的响应。当底板有 r 个扰力作用时,底板的总振动位移可按文献[8]叠加,即总振动位移

$$Y_{tz} = \sqrt{\sum_{q=1}^r Y_{i,q}^2}, \quad (13)$$

式中: $Y_{i,q}$ 为第 q 点响应对扰力点 i 产生的振动位移,mm。

对于框架梁中点振动的总位移,应将框架梁中单质点振动与底板振动进行二次叠加,框架柱的压缩变形可以忽略不计。

2.2 机组振动异常原因分析

机组转子轴系振动与激振力成正比,与支承系统动刚度成反比;激振力取决于转子离心力、传递系数、结构动力系数,由于传递系数、结构动力系数取决于支承系统的刚度和质量分布,支承系统动刚度与支承连结刚度有关,同时机组基础及构件的自振频率影响轴系振动,且转子制造组装过程中会出现质量偏心与不平衡问题^[9],因此机组轴系振动是多种振动的叠加。

机组异常振动的因素较复杂,既可能为制造、工艺设计缺陷,也可能为现场安装、轴瓦装配、油膜传递、基础振动响应、材料疲劳等因素所致,其主要成因包括转子失衡、轴系不对中、离合器啮合精度不够、油膜不稳定、支撑连结松动、结构共振、启动运转操作不当、转子热弯曲、轴系变形、旋转元件磨损和材料疲劳。

3 机组异常振动

3.1 机组振动标准

通过监测机组连续运转数据,并与规范推荐的安全标准进行对比,可确定机组是否存在异常振动。文献[10]推荐新建机组轴振的容许最大相对振动位移

$$Y_z = 4\ 800 / \sqrt{\{n\}}, \quad (14)$$

式中 $\{n\}$ 为以r/min为单位的转子轴转速 n 的数值。

对机组运行状态,通常采用汽轮机监视仪表(turbine supervisory instrumentation, TSI)系统连续监测、

记录机组轴振与瓦振。轴振是机组轴系(转轴相对于轴承)的相对位移,其测量方法是将轴振探头安装在轴承上半瓦垂直中心线两侧 45° 处,直接测量转轴与轴承间的相对位移。瓦振是轴系相对地基的绝对振动,工程上多采用速度传感器测量瓦振,其测量方法是将瓦振探头安装在轴承盖上,测量轴承的振动信号,以振动速度衡量轴系的振动状况。TSI系统以 $4\sim 20\text{ mA}$ 模拟信号输入到ABB(Asea Brown Boveri)控制系统,参与机组振动异常的报警与机组主保护。

结合文献[11],不同转子轴转速下,蒸汽轮机和发电机直接连接的燃气轮机组容许的最大轴振相对位移和瓦振推荐的振动速度标准如表1所示,表1中,区域边界为机组运行状态界线, A 为新投产运行期, B 为长期可不受限制的运行期, C 为尚可短期运行、但须采取补救措施的运行期, D 为不允许运行期。机组移交生产时取 A/B 边界推荐标准,机组报警阈值取 B/C 区域边界推荐标准的1.25倍,停机阈值小于 C/D 区域边界推荐标准的1.25倍。

表1 最大轴振相对位移和瓦振推荐的振动速度标准

| 区域边界 | 最大轴振相对位移/ μm | | 瓦振振动速度均方根/ $(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$ | |
|-------|-------------------------|----------------|--|-----------------------|
| | $\{n\}=3\ 000$ | $\{n\}=3\ 600$ | $\{n\}=1\ 500/1\ 800$ | $\{n\}=3\ 000/3\ 600$ |
| A/B | 90 | 80 | 2.8 | 3.8 |
| B/C | 165 | 150 | 5.3 | 7.5 |
| C/D | 240 | 220 | 8.5 | 11.8 |

3.2 测量结果分析

某9F级燃气机组每个轴承安装2个轴振探头与2个瓦振探头。本机组为新建移交后的试生产期,轴振对标最大轴振相对位移 $90\ \mu\text{m}$,瓦振对标振动速度均方根 $3.8\ \text{mm/s}$ 。选取4种工况进行分析:一阶临界工况,转子轴转速为 $1\ 057\ \text{r/min}$;二阶临界工况,转子轴转速为 $2\ 403\ \text{r/min}$;空载满速工况,转子轴转速为 $3\ 000\ \text{r/min}$;满载工况功率为 $466\ \text{MW}$ 。以上4种工况记为工况1~4。采用TSI系统记录8个轴承座在试运行阶段的振动数据,机组试运行轴振位移监测数据如表2所示,表2中 $Y_{x,j}$ 、 $Y_{y,j}$ 分别为径向 x 方向、竖向 y 方向第 j 个轴承座的轴振位移。机组试运行瓦振速度监测数据如表3所示,表3中 $v_{x,j}$ 、 $v_{y,j}$ 分别为径向 x 方向、竖向 y 方向第 j 个轴承座的瓦振速度。

表2 机组试运行轴振监测数据

单位: μm

| 工况 | $Y_{x,1}$ | $Y_{x,2}$ | $Y_{x,3}$ | $Y_{x,4}$ | $Y_{x,5}$ | $Y_{x,6}$ | $Y_{x,7}$ | $Y_{x,8}$ | $Y_{y,1}$ | $Y_{y,2}$ | $Y_{y,3}$ | $Y_{y,4}$ | $Y_{y,5}$ | $Y_{y,6}$ | $Y_{y,7}$ | $Y_{y,8}$ |
|----|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1 | 49.0 | 38.0 | 52.0 | 53.0 | 34.2 | 67.3 | 162.4 | 93.5 | 48.0 | 38.0 | 105.0 | 79.0 | 35.8 | 93.0 | 310.9 | 64.6 |
| 2 | 59.0 | 62.0 | 122.0 | 93.0 | 89.4 | 217.8 | 42.3 | 137.7 | 69.0 | 51.0 | 104.0 | 81.0 | 114.3 | 159.1 | 167.7 | 145.1 |
| 3 | 67.0 | 66.0 | 92.0 | 66.0 | 68.3 | 99.1 | 51.7 | 98.4 | 71.0 | 66.0 | 113.0 | 88.0 | 102.1 | 154.3 | 119.9 | 95.1 |
| 4 | 48.0 | 78.0 | 132.0 | 67.0 | 48.0 | 78.0 | 132.0 | 107.0 | 70.0 | 63.0 | 105.0 | 93.0 | 29.0 | 51.0 | 53.0 | 62.0 |

由表2可知:工况1的第7个轴承座,工况2的第3、6、8个轴承座,工况3的第6、8个轴承座,工况4的第7、8个轴承座的径向轴振均超过表1推荐的最大轴振相对位移($90\ \mu\text{m}$)。

表3 机组试运行瓦振监测数据

单位: $\mu\text{m/s}$

| 工况 | $v_{x,1}$ | $v_{x,2}$ | $v_{x,3}$ | $v_{x,4}$ | $v_{x,5}$ | $v_{x,6}$ | $v_{x,7}$ | $v_{x,8}$ | $v_{y,1}$ | $v_{y,2}$ | $v_{y,3}$ | $v_{y,4}$ | $v_{y,5}$ | $v_{y,6}$ | $v_{y,7}$ | $v_{y,8}$ |
|----|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1 | 1.5 | 1.4 | 8.5 | 3.0 | 0.4 | 1.51 | 2.68 | 9.30 | 2.4 | 1.5 | 5.0 | 3.2 | 0.41 | 0.66 | 2.90 | 2.80 |
| 2 | 1.0 | 0.7 | 0.9 | 0.8 | 2.7 | 7.89 | 4.49 | 13.53 | 1.7 | 1.2 | 0.7 | 2.0 | 4.05 | 9.01 | 2.80 | 2.20 |
| 3 | 1.7 | 0.6 | 1.4 | 1.3 | 3.0 | 11.32 | 7.01 | 4.01 | 2.7 | 1.5 | 0.6 | 1.8 | 4.58 | 10.32 | 1.30 | 1.90 |
| 4 | 1.1 | 0.9 | 1.9 | 4.5 | 1.1 | 0.70 | 1.90 | 1.50 | 1.4 | 1.1 | 0.9 | 4.7 | 1.40 | 1.10 | 0.80 | 1.90 |

由表3可知:工况1的第8个轴承座,工况2的第6、8个轴承座,工况3的第6、7个轴承座的径向瓦振明显超过表1推荐的瓦振振动速度均方根($3.8\ \text{mm/s}$),说明机组存在异常振动。

3.3 排查原因与整改方案

针对机组各轴承振动异常情况,采用针对性排查,并提出整改措施。1)检查每个振动测量探头的安装和接线情况,结果均符合制造厂家的技术规范。2)检查轴承座与基础平台地脚螺栓的紧固与二次灌浆质量,结果均符合要求。3)根据机组运行轴振、瓦振监测数据,异常振动主要发生在燃气轮机部位,为此,采用手持式测振仪对机组轴承座与基础平台连接部位(燃气机发电机端底、发电机角底、发电机中部底、蒸汽机高压缸底4个位置,记为位置1~4)进行径向 x 、竖向 y 、轴向 z 的振动检测,结果如表4所示。检测表明,基础扰力点的振速接近表1推荐的标准(3.8 mm/s),轴振幅值均小于表1推荐的标准(90 μm),处于正常范围。4)根据上述检测排查,可基本排除激振扰力传递及基础构件响应过程的不利因素,初步诊断燃气轮机转子存在质量偏心,需进行动平衡试验校正。

表4 基础平台振动检测数据

| 位置序号 | 振动速度/($\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$) | | | 振动位移/ μm | | |
|------|--|-----|-----|---------------------|-----|-----|
| | x | y | z | x | y | z |
| 1 | 4.8 | 4.9 | 2.0 | | | |
| 2 | 5.3 | 7.5 | 22 | 44 | 25 | 22 |
| 3 | | | | 28 | 20 | |
| 4 | 2.1 | 2.2 | 2.0 | | | |

采用多平面振动优化开展试验,从降低一阶临界振动开始,进行现场动平衡试验校正。第1次动平衡试验是在燃气轮机第7轴瓦侧增加质量为700 g的配重块,键相为 $\angle 60^\circ$;在燃气轮机第8轴瓦侧增加质量为800 g的配重块,键相为 $\angle 240^\circ$ 。第2次动平衡试验在燃气轮机压气机轮盘处增加质量为1 038 g的配重块,键相为 $\angle 220^\circ$ 。两次动平衡试验结果显示,在燃气轮机第7、8轴瓦侧及轮盘处各加配重块后,燃气轮机转子质量偏心得到有效改善,机组运行的振动状态恢复至良好水平。

3.4 机组异常振动控制措施

3.4.1 确保转子原始不平衡量达标

由转子离心力传递到各轴承的扰力是机组与基础振动的振源,因此首先需从源头保证转子的原始不平衡达标,要求制造厂家提高机械加工精度和装配工艺质量,确保出厂时必须进行转子不平衡校正与单机试运行,合格后才能运到现场。

3.4.2 控制扰力传递

轴系扰力与振动的传递由轴承膜、轴承瓦与轴承座承担,若轴承与轴承座的稳定性或刚度不足,就会增大扰力传递,尤其是轴承油膜极易诱发油膜振荡而增大轴振^[12]。因此,除要求厂家选用合理匹配的轴承外,还需确保现场安装、轴瓦装配、轴系对中、SSS离合器啮合的精度,以及轴承座与基础平台连结的牢固性,才能有效控制振动传递。

3.4.3 合理控制轴承座与基础的自振频率

当转子运转频率与支承系统某一构件自振频率接近时,将会发生共振,造成设备损坏。合理的匹配要求是:轴承及轴承座的自振频率高于发电机组工作频率的1.25倍,基础平台自振频率低于发电机组工作频率的75%,地基自振频率低于基础平台自振频率的75%。

根据文献[10]的测试结果,轴承及轴承座的刚度大于转子的刚度,某大型机组轴承座的刚度可达 3.87×10^9 N/m,自振频率为70.5 Hz,约为工作频率的1.4倍,基础平台竖向自振频率为12.5 Hz。根据本文中单质点单自由度刚度验算,机组基础的立柱、框架等主要支承构件的自振频率与机组转子、轴承的自振频率以及机组的工作频率匹配较好,因而不可能发生共振。

3.4.4 提高支承系统的整体结构刚度

转子轴系的支承系统由轴承油膜、轴承瓦、轴承座、基础顶板、基础本体等构件组成,这些构件的连接紧密程度直接影响支承系统的结构刚度,其中轴承座通过地脚螺栓、垫铁、二次灌浆与基础顶板连接,工程上通常通过控制螺栓力矩、接触面积、接触间隙等参数以提高结构的连接刚度。

3.4.5 合理控制机组起停速率

起动和停机过程伴随缸体加热、降温过程,一次起停就经历一次应力交变。在起动阶段,应控制升压率为0.09 MPa/min,升温率为4.0 $^\circ\text{C}/\text{min}$,升负荷率为3 MW/min,达到临界转速(1 057 r/min)时的升速

率不宜小于 300 r/min,不同起动状态,起动过程控制时间如表 5 所示,表中 t_1 、 t_2 、 t_3 分别为冲转至额定转速时间、并网至额定负荷时间、冲转至额定负荷时间。停机过程是缸体冷却过程,该过程会产生拉应力和负胀差,通常不宜小于 35 min。

机组起停过程所用时间接近达到第一临界转速时间的 2 倍时,油膜涡动频率接近轴颈旋转频率,可能发生共振并形成轴系振荡^[13]。此时振幅峰值发生短暂跳跃式提高,属于正常现象,应快速平稳地越过临界转速,一般容许停留的时间不超过 3 s,同时也不能采取飞速冲过临界转速的方式。

表 5 起动过程时间控制表

| 起动状态 | t_1 /min | t_2 /min | t_3 /min | 寿命损耗率/% |
|------|------------|------------|------------|---------|
| 冷态 | 82 | 132 | 210 | 0.030 |
| 温态 | 10 | 125 | 135 | 0.010 |
| 热态 | 10 | 50 | 60 | 0.006 |
| 极热态 | 10 | 20 | 30 | 0.005 |

4 结论

本文中基于功的互等原理,将机组复杂的多质点、多自由度振动体系简化为单自由度基本振型,并进行简捷、合理的动力学分析,该方法有利于理清扰力传递路径、支承系统对扰力激振的响应状况,可提高诊断精度与效率,快速找到异常振动的主要原因。

1) 针对传感器安装质量、系统连接部位松动状况进行逐一排查,采用现场动平衡校正消除故障隐患,确保机组长期安全运行。

2) 转子离心力是动力系统的振源,在振动源头控制转子不平衡是控制振动异常的关键。因此在机组出厂时须经严格的转子动平衡试验、校正与单机试车检验,确保产品质量合格。

3) 合理匹配支承系统与转子的自振频率。应使轴承及轴承座的自振频率高于发电机组工作频率的 1.25 倍,基础平台自振频率低于发电机组工作频率的 75%,地基自振频率低于基础平台自振频率的 75%,才能有效避免机组发生共振。

4) 轴振与瓦振可反映机组多质点多自由度的复杂振动,在机组运行时,可采用 TSI 系统连续监测轴振与瓦振,并对照相应的规范标准,将其作为诊断机组正常运行的依据。

5) 机组起停是转子及缸体加热、降温过程,也是应力交变过程,应合理控制转速,尤其当机组起停过程所用时间接近达到第一临界转速时间的 2 倍时,既不容许停留时间过长,也不容许转速变化速度太慢,以减少材料疲劳损伤,提高机组运转寿命。

参考文献:

- [1] 王艺,游健. GE9FB 燃气-蒸汽联合循环发电机组汽轮机振动波动故障的分析与处理[J]. 自动化应用,2023,64(6): 125-127.
- [2] 葛建春. S109FA 型单轴燃气-蒸汽联合循环机组临界转速轴振异常分析和处理[J]. 燃气轮机技术,2019,32(3):51-54.
- [3] 中国电力企业联合会. 电力建设施工技术规范 第 3 部分:汽轮发电机组:DL 5190.3—2019[S]. 北京:中国电力出版社,2019.
- [4] 张艾萍,李刚,党翠,等. 汽轮机可倾瓦轴承油膜特性研究[J]. 润滑与密封,2014,39(4):44-48.
- [5] 尹学军,王伟强,沙曾焯. 转子动平衡等级、扰力与基础台板振动标准[J]. 电力建设,2003(9):44-47.
- [6] 朱慈励,张伟平. 结构力学[M]. 北京:高等教育出版社,2016.
- [7] 赵荣飞. 动力机器基础竖向振动的特性研究[D]. 咸阳:西北农林科技大学,2006.
- [8] 住房和城乡建设部. 动力机器基础设计标准 GB 50040—2020[S]. 北京:中国计划出版社,2020.
- [9] 侯兴民,孔令召,陈建立. 地基阻尼比测试的一种计算方法[J]. 岩土力学,2010,31(9):2995-2999.
- [10] 全国机械振动、冲击与状态监测标准化技术委员会. 旋转机械转轴径向振动的测量和评定 第 4 部分:燃气轮机组:GB/T 11348.4—2015[S]. 北京:中国标准出版社,2015.
- [11] 唐丹众. 汽轮发电机组轴承座振动与基础振动关系[J]. 电力建设,2012,33(8):61-66.
- [12] 何喜洋,周雷靖,胡云霞. 轴系与汽轮发电机基础的联合动力分析[J]. 武汉大学学报(工学版),2009,42(增刊 1): 453-461.

[13] 王涛,张泽,许永伟,等.基于SSWPT汽轮机轴承油膜失稳故障诊断[J].振动.测试与诊断,2023,43(4):712-716.

Analysis and optimization of abnormal vibration for a gas-steam combined cycle power unit

XUE Zhaoao, YANG Shichun*

Shenzhen Energy Group Co., Ltd., Shenzhen 518001, China

Abstract: To address the abnormal vibration issues occurring during the trial or production operation of a gas-steam combined cycle generator units, a 9F-class gas-steam combined cycle generator unit is taken as an example. The single-mass, single-degree-of-freedom vibration modes of components such as the foundation plate, columns, and frame in response to disturbance force excitation are analyzed. The generation, transmission, and excitation response processes of the disturbance force are outlined, along with the main causes of abnormal vibration. By comparing the measured results of shaft vibration (relative displacement) and bearing vibration (absolute velocity) with standard limits, the characteristics of abnormal vibration are determined, and corresponding vibration reduction measures are implemented. The results show that the single degree of freedom and natural frequency of the horizontal radial vibration, horizontal axial vibration, and vertical vibration of the base plate of the columns and frame play an important role in the vibration of the generator unit. The vibration of the generator unit's shaft system is a superposition of multiple vibrations; monitoring shaft vibration and bearing vibration can effectively identify abnormal vibrations. Through investigation of the adverse factors causing the abnormal vibrations, it is found that mass eccentricity of the gas turbine rotor is the main cause. Based on the dynamic balancing test, a rectification plan is developed (adding a 700 g counterweight with a key phase of $\angle 60^\circ$ to the 7th bearing side of the gas turbine; adding an 800 g counterweight with a key phase of $\angle 240^\circ$ to the 8th bearing side of the gas turbine; and adding a 1 038 g counterweight with a key phase of $\angle 220^\circ$ to the compressor disc of the gas turbine), which effectively solve the abnormal vibration problem. This analytical method can provide a reference for the diagnosis and control of abnormal vibrations in similar generator units.

Keywords: gas-steam combined cycle generator unit; single degree of freedom; vibration modal analysis; abnormal vibration; vibration standard

(责任编辑:胡晓燕)

.....
(上接第 77 页)

glass fiber-epoxy resin composites are used to replace conventional steel for lightweight design and analysis of leaf springs. A geometric model of the composite leaf spring is established using the 3D modeling software Creo. According to the design stiffness requirement of $150.0(1 \pm 5\%)$ N/mm, the fiber layup ratio is determined through finite element simulation, and the strength of the leaf spring under static vertical, braking, and cornering conditions is analyzed. Bench tests are carried out to verify the composite samples fabricated by compression molding. The results show that comparing with the original steel leaf spring, when the layup ratio of composite materials with fiber angles of 0° and 45° relative to the sample length direction is 6:5, the leaf spring mass is reduced from 26 kg to 10 kg, representing a mass reduction of 61.5%. The simulated stiffness of the leaf spring is 153.1 N/mm, and the measured actual stiffness from bench test is 155.0 N/mm, both within the allowable deviation range of the design stiffness. The safety factors of the composite leaf spring under all working conditions are greater than 1.20, and the fatigue life in bench test reaches 300 000 cycles without failure, which meets the application requirements.

Keywords: lightweight design; composite leaf spring; design and simulation; bench test

(责任编辑:胡晓燕)