

柔性支撑下汽轮机组振动响应特性分析

夏亚磊¹, 吴亚军², 张文涛¹

(1. 大唐华中电力试验研究院, 河南 郑州 450000; 2. 中国联合工程有限公司, 浙江 杭州 310052)

摘要:为解决汽轮机组低压缸轴承振动大的问题,对低压转子振动响应特性进行了研究。基于转子动力学理论建立了转子-轴承支撑系统有限元分析模型,考虑支撑刚度对转子系统振动的影响,计算了不同支撑刚度下转子轴承振动、轴振和绝对轴振响应特性。研究表明:不同支撑刚度下转子不平衡振动响应差异较大,柔性支撑下,轴承振动较大,轴振较小;转子绝对轴振能够较为真实的反映实际振动情况,3 000 r/min 工作转速时,柔性支撑下轴承振动对转子不平衡力变化较为敏感;现场可通过精细动平衡降低轴承振动。

关键词:汽轮发电机组;转子;振动;柔性支撑;不平衡

中图分类号:TK261 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.06.023

[引用本文格式]夏亚磊,吴亚军,张文涛. 柔性支撑下汽轮机组振动响应特性分析[J]. 热能动力工程,2021,36(6):157-164. XIA Ya-lei, WU Ya-jun, ZHANG Wen-tao. Analysis on vibration response characteristics of steam turbine unit under flexible support [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(6):157-164

Analysis on Vibration Response Characteristics of Steam Turbine Unit under Flexible Support

XIA Ya-lei¹, WU Ya-jun², ZHANG Wen-tao¹

(1. China Datang Corporation Science and Technology Research Institute, Zhengzhou, China, Post Code:450000;
2. China United Engineering Corporation Limited, Hangzhou, China, Post Code: 310052)

Abstract: In order to solve the abnormal bearing vibration fault of low-pressure cylinder of steam turbine unit, the vibration response characteristics of low-pressure rotor are studied. Based on rotor dynamics theory, the finite element analysis model of rotor-bearing support system is established. Considering the influence of support stiffness on rotor system vibration, the relationship among bearing vibration, relative shaft vibration and absolute shaft vibration under different support stiffness is calculated. The analysis shows that the rotor unbalance vibration response is different under different support stiffnesses. Under flexible support, the bearing vibration is relatively larger than shaft vibration. The absolute shaft vibration of the rotor can reflect the actual vibration situation. When the working speed is 3 000 r/min, the bearing vibration under the flexible support is more sensitive to the variation of rotor unbalance force. The bearing vibration can be reduced by the fine dynamic balance on site.

Key words: turbine, rotor, vibration, flexible support, unbalance

引言

大型汽轮发电机组低压转子支撑轴承包含座缸

式与落地式。座缸式轴承因结构紧凑、轴系长度短等优势,广泛应用于汽轮发电机组中,但座缸式轴承位于排汽缸扩压器注窝中,受缸体变形影响,其支撑结构刚度相对较弱^[1-2]。工程中,座缸式轴承机组

多出现低压缸轴承振动大,轴振小的异常振动问题^[3-6],给设备的安全运行带来很大隐患。

近年来,国内外学者就支撑刚度对机组振动影响进行了相关研究。高庆水等人^[7]研究了影响座缸式轴承振动的因素,并指出通过轴振、轴承振动幅值与相位间关系评估汽轮发电机组支撑刚度特性。田永伟等人^[8]基于振动力学理论建立了转轴系统动力学分析模型,对轴振、轴承振动间的比例关系进行了理论与实践研究。黄琪等人^[9]通过简化轴承座分析模型,就接触刚度对支撑系统振动响应特性开展研究,探索了接触刚度比对振动响应的影响。Cavalca K L 等人^[10]提出了一种分析支撑结构对转子-轴承系统影响的方法,并分析了柔性支撑对系统响应的影响。Bonello P 等人^[11]利用机械阻抗法建立了转子-支撑系统复合模型,并通过实验进行验证分析。文献^[12-13]建立了转子-轴承-基础系统模型,并对系统响应特性开展研究。何国安等人^[14]基于工程实际指出支撑刚度降低引发结构共振,并提出现场治理方案,取得一定效果。

上述文献对支撑系统刚度的影响因素进行了建模研究,但对柔性支撑下轴承振动响应关系研究较少。本文通过建立转子-轴承支撑系统动力学分析模型,对不同支撑刚度下轴承振动响应关系进行研究分析,并指导工程振动故障治理,取得了较好的效果。

1 转子-轴承系统模型

1.1 柔性支撑与刚性支撑定义

将轴承座当作单自由度系统时,轴承座固有频率为:

$$f_b = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_b}{m_b}} \quad (1)$$

式中: k_b —轴承系统支撑刚度; m_b —轴承座参振质量。

依据对刚性转子、柔性转子判定准则^[15],将轴承座固有频率高于转子系统工作频率的支撑系统定义为刚性支撑,将轴承座固有频率低于转子系统工作频率的支撑系统定义为柔性支撑。对于柔性支撑,建立转子-轴承支撑系统数学模型时,考虑轴承支撑刚度对转子系统振动响应的影响。

1.2 柔性支撑对系统动力学特性的影响

图 1 为转子-轴承系统计算模型。建模分析时,考虑柔性支撑与轴承座参振质量对系统的影响,轴颈承受的油膜力 $f_{x,y}$ 为^[7]:

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{x,x} & k_{x,y} \\ k_{y,x} & k_{y,y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_1 \\ y_2 - y_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{x,x} & c_{x,y} \\ c_{y,x} & c_{y,y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_2 - \dot{x}_1 \\ \dot{y}_2 - \dot{y}_1 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中: $k_{i,j}, c_{i,j} (i, j = x, y)$ —油膜刚度与阻尼系数; $x_{1,2}, y_{1,2}$ —轴颈与轴承座水平方向和垂直方向的位移。

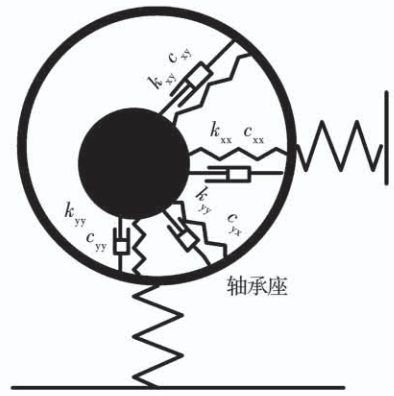


图 1 转子-轴承系统计算模型

Fig. 1 Rotor-bearing system calculation model

在频率为 ω 的不平衡力激励下,转子-轴承系统的振动响应为:

$$x_{1,2} = X_{1,2} e^{i\omega t}, \quad y_{1,2} = Y_{1,2} e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中: $X_{1,2}, Y_{1,2}$ —绝对轴振、轴承振动水平方向与垂直方向的位移。

令 $f_{x,y} = F_{x,y} e^{i\omega t}$, 其中 $F_{x,y}$ 是油膜力幅值,将式(3)代入式(2):

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = A \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k'_{x,x} & k'_{x,y} \\ k'_{y,x} & k'_{y,y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} k_{x,x} + i\omega c_{x,x} & k_{x,y} + i\omega c_{x,y} \\ k_{y,x} + i\omega c_{y,x} & k_{y,y} + i\omega c_{y,y} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1 - \alpha_{11} & -\alpha_{12} \\ -\alpha_{21} & 1 - \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} =$$

$$B^{-1} \begin{bmatrix} k_{x,x} + i\omega c_{x,x} & k_{x,y} + i\omega c_{x,y} \\ k_{y,x} + i\omega c_{y,x} & k_{y,y} + i\omega c_{y,y} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} k_x + k_{x,x} + i\omega c_{x,x} - \omega^2 m_b & k_{x,y} + i\omega c_{x,y} \\ k_{y,x} + i\omega c_{y,x} & k_y + k_{y,y} + i\omega c_{y,y} - \omega^2 m_b \end{bmatrix}$$

式中: $k'_{i,j}$ —柔性支撑下系统等效复刚度; $\alpha_{i,j}$ —绝对轴振与轴承振动关系系数; k_x, k_y —轴承座水平方向和垂直方向支撑刚度。

用刚性支撑替换图 1 中柔性支撑,等效油膜刚度 k_{ij}^* 与阻尼系数 c_{ij}^* 为:

$$k_{ij}^* = \Re(k'_{ij}), c_{ij}^* = \Im(k'_{ij})/\omega, i, j = x, y \quad (5)$$

式中: $\Re(k'_{ij}), \Im(k'_{ij})$ —等效复刚度 k'_{ij} 的实部和虚部。

由式(5)可知,支撑刚度会对系统等效刚度和等效阻尼产生影响。

1.3 转子-轴承系统动力学分析模型

考虑支撑柔性的转子-轴承系统动力学计算分析模型为:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}}_1 \\ \ddot{\mathbf{U}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{11}^* & \mathbf{c}_{12}^* + \mathbf{G}_1 \\ \mathbf{c}_{21}^* - \mathbf{G}_1 & \mathbf{c}_{22}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_1 \\ \dot{\mathbf{U}}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11}^* + \mathbf{K}_1 & \mathbf{k}_{12}^* \\ \mathbf{k}_{21}^* & \mathbf{k}_{22}^* + \mathbf{K}_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{Q}_1 \\ \mathbf{Q}_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

式中: $\mathbf{M}_1, \mathbf{K}_1, \mathbf{G}_1$ —整体质量矩阵、刚度矩阵与回转矩阵。

$\mathbf{U}_1, \mathbf{U}_2$ 为转子-轴承系统位移向量:

$$\mathbf{U}_1 = \{x_1 \quad \theta_{y1} \quad x_2 \quad \theta_{y2} \quad \cdots \quad x_n \quad \theta_{yn}\}^T$$

$$\mathbf{U}_2 = \{y_1 \quad -\theta_{x1} \quad y_2 \quad -\theta_{x2} \quad \cdots \quad y_n \quad -\theta_{xn}\}^T$$

$\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$ 为不平衡力向量:

$$\mathbf{Q}_1 = \omega^2 \mathbf{Q}_{1c} \cos\omega t + \omega^2 \mathbf{Q}_{1s} \sin\omega t$$

$$\mathbf{Q}_2 = \omega^2 \mathbf{Q}_{2c} \cos\omega t + \omega^2 \mathbf{Q}_{2s} \sin\omega t \quad (7)$$

$$\mathbf{Q}_{1c} = \mathbf{Q}_{2s}, \mathbf{Q}_{1s} = -\mathbf{Q}_{2c}$$

式中: $\mathbf{Q}_{1c,2c}, \mathbf{Q}_{1s,2s}$ —不平衡力向量中的余弦分量与正弦分量。令

$$\mathbf{U}_1 = \mathbf{A}_1 \cos\omega t - \mathbf{B}_1 \sin\omega t \quad (8)$$

$$\mathbf{U}_2 = \mathbf{A}_2 \cos\omega t - \mathbf{B}_2 \sin\omega t$$

将式(7)与式(8)代入式(6),整理可得系统在不平衡力作用下的振动响应^[16]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{T}_{11} & \mathbf{T}_{12} \\ \mathbf{T}_{21} & \mathbf{T}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{A}_1 \\ \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{A}_2 \\ \mathbf{B}_2 \end{Bmatrix} = \omega^2 \begin{Bmatrix} \mathbf{Q}_{1c} \\ \mathbf{Q}_{2c} \\ \mathbf{Q}_{1c} \\ \mathbf{Q}_{2c} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{T}_{11} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11}^* + \mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}_1 & -\omega \mathbf{c}_{11}^* \\ \omega \mathbf{c}_{11}^* & \mathbf{k}_{12}^* + \mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{12} = \begin{bmatrix} \omega(\mathbf{c}_{11}^* + \mathbf{G}_1) & \mathbf{k}_{12}^* \\ -\mathbf{k}_{12}^* & \omega(\mathbf{c}_{12}^* + \mathbf{G}_1) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{21} = \begin{bmatrix} -\omega(\mathbf{c}_{21}^* - \mathbf{G}_1) & -\mathbf{k}_{21}^* \\ \mathbf{k}_{21}^* & -\omega(\mathbf{c}_{21}^* - \mathbf{G}_1) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{22} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{22}^* + \mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}_1 & -\omega \mathbf{c}_{22}^* \\ \omega \mathbf{c}_{22}^* & \mathbf{k}_{22}^* + \mathbf{K}_1 - \omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix}$$

由式(9)可求得 $[\mathbf{A}_1], [\mathbf{B}_1], [\mathbf{A}_2], [\mathbf{B}_2]$, 得到绝对振动 X_1, Y_1 。轴承振动 X_2, Y_2 与轴振 X_3, Y_3 可通过如下转换得到:

$$\begin{Bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{Bmatrix} X_3 \\ Y_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

式中: $\alpha_{i,j} (i, j = 1, 2)$ —绝对振动与轴承振动之间的关系系数。

2 计算分析

以某 600 MW 汽轮发电机组低压转子为例,建立模型时,将该转子系统划分为 39 个节点。为模拟转子系统一阶、二阶模态响应,计算时,在转子两端节点 7、节点 33 处设置一组 $200 \text{ g} \cdot \text{m}$ 不平衡力偶,在转子中部节点 20 处设置一大为 $400 \text{ g} \cdot \text{m}$ 的不平衡量。低压转子有限元模型如图 2 所示。

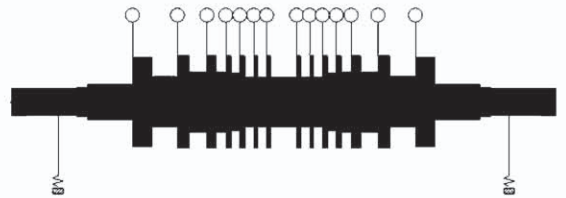


图 2 低压转子有限元模型

Fig. 2 The finite element model of low-pressure rotor

2.1 不同支撑刚度对轴承振动的影响

图 3 给出了不同支撑刚度下,升速过程中,轴承振动随转速的变化情况。随着轴承支撑刚度的逐渐降低,转子-轴承系统的临界转速逐渐降低。当轴承支撑刚度降至 $1.5 \times 10^9 \text{ N/m}$ 和转速为 3 000 r/min 时,转子轴承振动处于二阶共振峰处;当轴承支撑刚度降至 $1 \times 10^9 \text{ N/m}$ 和转速为 3 000 r/min

时,出现两个峰值分别对应一阶、二阶临界转速。

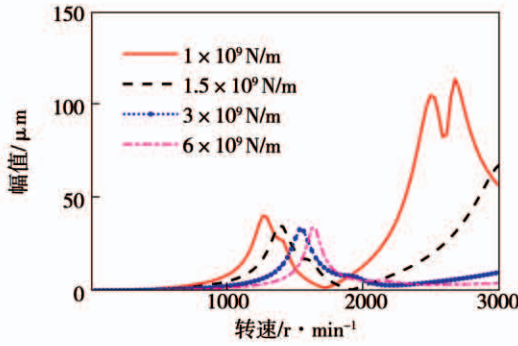


图3 不同支撑刚度下轴承振动幅值随转速变化
Fig. 3 Variation of bearing vibration amplitude along with speed under different support stiffness

2.2 不同支撑刚度下系统振动响应特性分析

大量计算和工程实测表明,大型汽轮发电机组低压缸轴承支撑刚度处于 $1 \times 10^9 \sim 1 \times 10^{10}$ N/m 间^[7,17]。计算时,将 1×10^9 和 1×10^{10} N/m 分别作为轴承座柔性支撑与刚性支撑下的支撑刚度。图4、图5分别给出了刚性支撑与柔性支撑下轴振和轴承振动幅值随转速变化情况,图6给出了3 000 r/min时不同支撑刚度下振动相位变化情况。

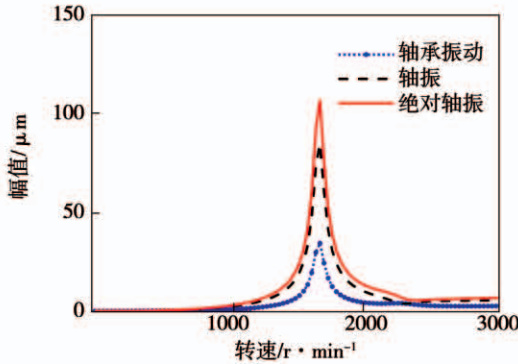


图4 刚性支撑下振动幅值随转速变化
Fig. 4 Variation of vibration amplitude along with speed under rigid support

为计算柔性支撑下转子两端节点7、节点33处不平衡力偶对二阶临界转速、临界转速下振动峰值及3 000 r/min时轴振与轴承振动幅值的影响情况,保持转子中部节点20处设置的不平衡量不变,分别在转子两端节点7、节点33处设置50、100和200 g·m等不平衡力偶。图7给出了柔性支撑下不平衡力偶对转子系统二阶临界转速及临界转速下振

动幅值的影响,图8给出了柔性支撑下不平衡力偶对转子3 000 r/min时轴振及轴承振动幅值的影响情况。

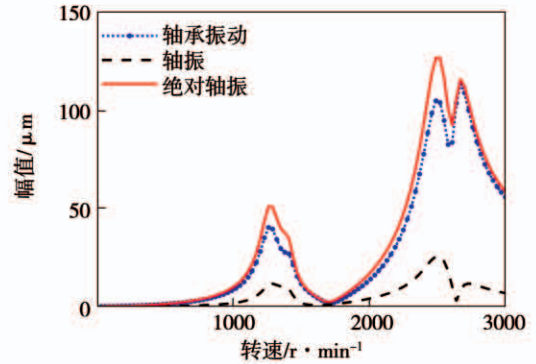


图5 柔性支撑下振动幅值随转速变化
Fig. 5 Variation of vibration amplitude along with speed under flexible support

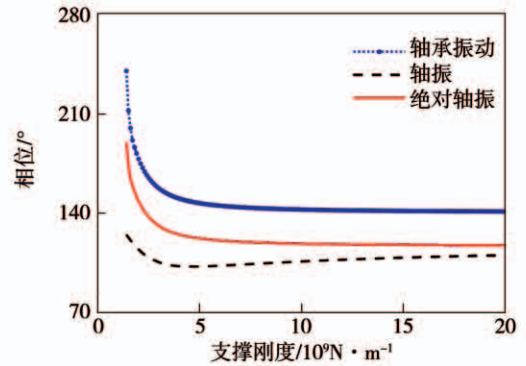


图6 3 000 r/min时不同支撑刚度下振动相位变化
Fig. 6 Variation of vibration phases under different support stiffness at 3 000 r/min

从图4、图5中可以得出,不同支撑刚度下,轴振及轴承振动幅值和相位特性差异较大;刚性支撑时,3 000 r/min工作转速范围内,只存在一个振动峰值对应于转子一阶临界转速,升速过程中轴承振动较小,轴振较大,转子绝对轴振与轴振幅值接近;柔性支撑下,3 000 r/min工作转速范围内,出现两个振动峰值分别对应转子系统的一阶、二阶临界转速,升速过程中,轴振较小,但轴承振动较大,轴承振动与绝对轴振接近。不同支撑情况下,转子绝对轴振均能够反映出机组的真实振动值。

从图6可以看出,支撑刚度较大时,3 000 r/min下绝对轴振与轴振相位较为接近,轴承振动与轴振相位差约为30°;支撑刚度较小时,绝对轴振相位与

轴承振动相位相近,轴承振动与轴振相位相差接近 120° ,轴承振动与轴振相位从同相变为反相。在低压转子进行现场动平衡试验时,应综合考虑不同支撑情况下轴承振动、轴振相位角差异较大的问题。

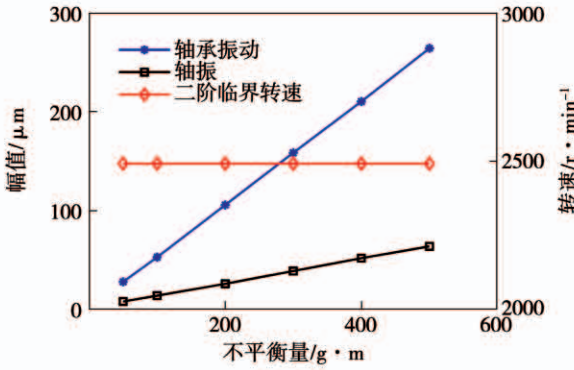


图 7 柔性支撑下不平衡力偶对转子系统二阶临界转速及临界转速下振动幅值的影响

Fig. 7 Influence of couple unbalance on the second critical speed and the vibration amplitude at the critical speed under flexible support

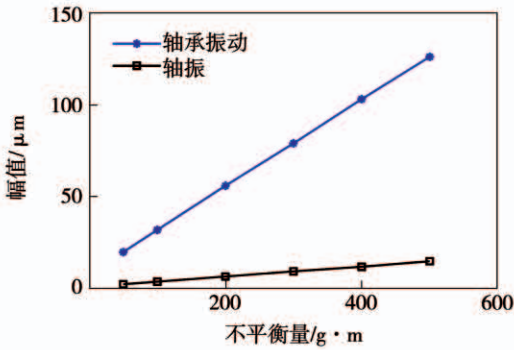


图 8 柔性支撑下不平衡力偶对转子 3 000 r/min 时轴振及轴承振动幅值的影响

Fig. 8 Influence of couple unbalance on rotor shaft vibration and bearing vibration amplitude at 3 000 r/min under flexible support

从图 7 可以看出,柔性支撑下,施加不平衡力偶对二阶临界转速没有影响;不平衡力偶对二阶临界转速下轴振、轴承振动幅值均有影响,且对轴承振动幅值影响更为明显。从图 8 可以看出,3 000 r/min 时,轴承振动幅值对不平衡力偶反映较为敏感,轴振幅值随不平衡量的变化较小。

对于汽轮发电机组低压转子所处于柔性支撑的情况,可以通过现场精细动平衡的方式来降低轴承

振动。

3 大型汽轮机组振动故障分析与处理

3.1 630 MW 超临界汽轮发电机组

某 630 MW 超临界汽轮发电机组为单轴、三缸四排汽、凝汽式反动式汽轮机。汽轮机高中压转子、低压 I 转子、低压 II 转子采用双支撑结构,发电机、励磁机小轴采用三支撑结构,3~6 号轴承采用座缸式轴承,轴系结构如图 9 所示。各轴振传感器(X、Y)、轴承振动传感器(W)位置布置情况如图 10 所示。



图 9 轴系结构简图

Fig. 9 Schematic of shafting structure

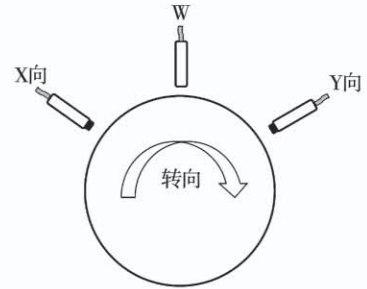


图 10 传感器位置布置情况图

Fig. 10 Layout diagram of sensor location

该机组大修后开机,工作转速下,4~6 号轴承振动情况如表 1 所示。带负荷过程中振动相对平稳,振动以基频为主。4 号、5 号轴振相对较小,但轴承振动偏大,其中 5 号轴承振动最大值达到 $51 \mu\text{m}$,严重影响机组安全稳定运行。

表 1 某 630 MW 机组 3 000 r/min 工作转速下振动幅值、相位 (μm)

Tab. 1 Vibration amplitude and phase of 630 MW unit at working speed of 3 000 r/min (μm)

名称	4x	5x	5y	6x	6y	4W	5W	6W
通频	43	61	64	31	43	45	51	15
1X	35	48	56	21	33	44	51	14
相位	181	229	349	335	190	178	333	166

针对汽轮发电机组轴承振动过大问题,在支撑刚度难以大幅度提高的情况下,应优先考虑从减小转子上不平衡激励力的角度出发来解决。

机组停机后,决定现场实施精细动平衡,在低压 II 转子进行反对称配重,两侧各加 250 g 平衡块。平衡后 4 号、5 号轴振、轴承振动幅值均下降,轴承振动幅值下降更为明显,现场平衡配重取得了较好的结果。平衡前后 5 号轴振、轴承振动情况如图 11 所示。平衡后工作转速下振动情况如表 2 所示。

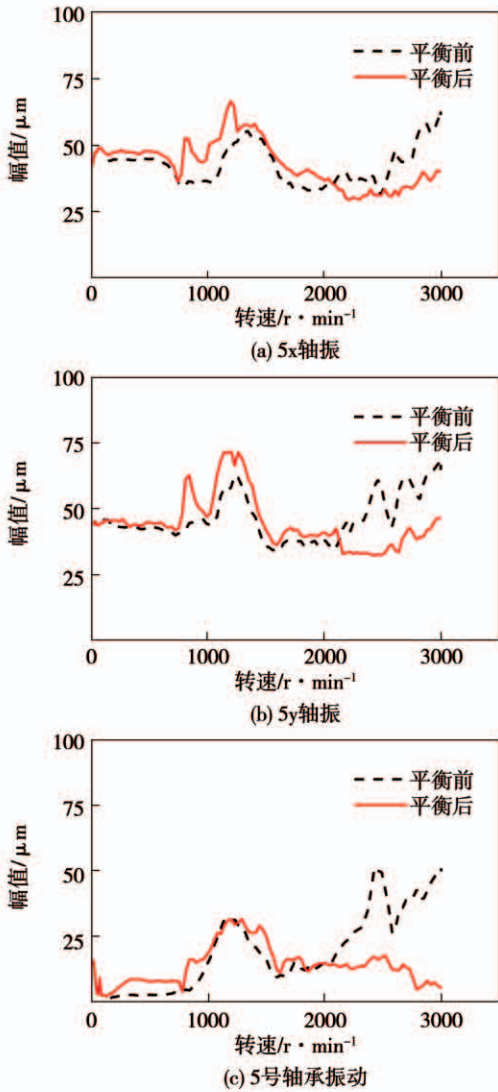


图 11 平衡前后 5 号轴振、轴承振动幅值随转速变化情况
Fig. 11 Variation of No. 5 shaft vibration and bearing vibration along with speed before and after balance

3.2 600 MW 超临界汽轮发电机组

某 600 MW 超临界汽轮发电机组轴系由 9 个轴承支撑,低压支撑轴承采用座缸式轴承,机组轴系结构与

传感器位置布置情况分别与图 9、图 10 所示一致。

表 2 某 630 MW 机组平衡后 3 000 r/min 工作转速下
振动幅值、相位 (μm)

Tab. 2 Vibration amplitude and phase of 630 MW unit
at working speed of 3 000 r/min after balance (μm)

名称	4x	5x	5y	6x	6y	4W	5W	6W
通频	67	53	51	23	32	20	14	12
1X	59	27	37	11	19	19	14	12
相位	183	196	305	320	109	202	302	91

该机组通流改造后启动,定速 3 000 r/min 时,3 号、4 号轴承振动偏大,轴振相对较小,振动频谱分量均以一倍频为主,振动数据如表 3 所示。

该机组轴振、轴承振动幅值与相位所呈现出的特征与模型计算结果一致,具有典型的柔性支撑特性。同时该机组低压转子采用座缸式轴承,相比于落地式轴承,刚度较低,进一步证实了轴承座为柔性支撑。

表 3 某 600 MW 机组 3 000 r/min 工作转速下
振动幅值、相位 (μm)

Tab. 3 Vibration amplitude and phase of 600 MW unit
at working speed of 3 000 r/min (μm)

名称	3x	3y	4x	4y	3W	4W
通频	23	22	50	39	30	55
1X	12	13	36	32	29	52
相位	115	329	40	154	117	303

根据计算分析结果,机组停机后,对低压 I 转子两端进行反对称配重,两侧各加 300 g。机组平衡后启动,3 号、4 号轴振、轴承振动幅值均下降,现场配重取得预期效果。平衡前后振动情况如图 12 所示。平衡后工作转速下振动情况如表 4 所示。

表 4 某 600 MW 机组平衡后 3 000 r/min 工作转速下
振动幅值、相位 (μm)

Tab. 4 Vibration amplitude and phase of 600 MW unit
at working speed of 3 000 r/min after balance (μm)

名称	3x	3y	4x	4y	3W	4W
通频	55	47	28	18	23	20
1X	45	40	15	12	22	19
相位	67	175	284	17	305	142

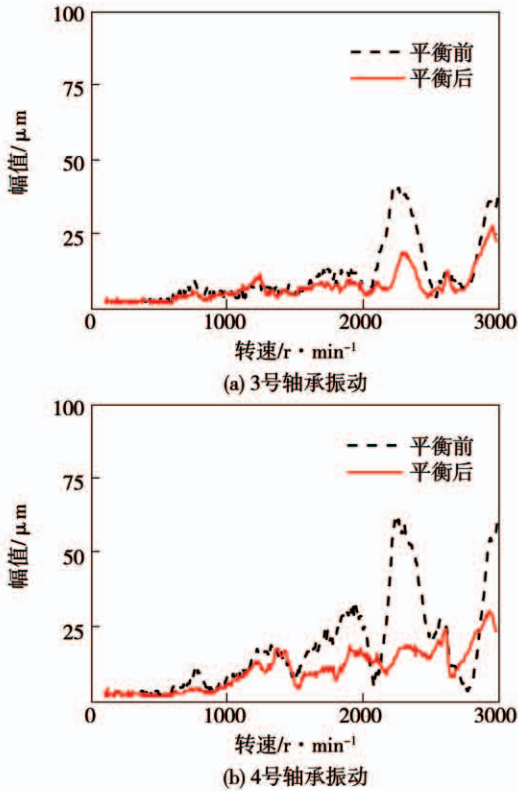


图12 平衡前后3号、4号轴承振动幅值随转速变化情况
Fig. 12 Variation of No. 3 and No. 4 bearing vibration along with speed before and after balance

4 结论

(1) 不同支撑刚度下,转子不平衡振动响应差别较大,随着轴承支撑刚度的逐渐降低,转子-轴承系统临界转速逐渐降低。

(2) 升速过程中,刚性支撑与柔性支撑下轴振与轴承振动差异较大。刚性支撑下,转子轴振较大,轴承振动较小,轴振与绝对轴振接近;柔性支撑下,轴承振动较大,轴振较小,轴承振动与绝对轴振接近。不同支撑情况下,绝对轴振均能够反映出机组的真实振动值。

(3) 柔性支撑时,轴承振动在二阶临界转速及3000 r/min工作转速下对不平衡力偶的反映均较轴振更为敏感。

(4) 对于汽轮发电机组轴承振动大的问题,现场提高轴承刚度难度较大,且效果不理想,座缸式轴承振动对转子系统不平衡力变化较为敏感,可优先采取现场精细动平衡方式降低轴承振动。

参考文献:

- [1] 单世超,陈伯树,平路光. 大型汽轮机轴承支撑刚度研究[J]. 汽轮机技术,2012,54(3):201-203.
SHAN Shi-chao, CHEN Bo-shu, PING Lu-guang. Research of stiffness of the bearing support for large steam turbine[J]. Turbine Technology, 2012, 54(3): 201-203.
- [2] 张伟忠,张忠良,顾卫东,等. 600 MW 直接空冷汽轮机低压缸有限元分析[J]. 汽轮机技术,2005,47(1):31-33.
ZHANG Wei-zhong, ZHANG Zhong-liang, GU Wei-dong, et al. Analysis of air cooling 600 MW turbine LP with FEA[J]. Turbine Technology, 2005, 47(1): 31-33.
- [3] 刘玉智,邢秀苹,张善鹏,等. 邹县电厂600 MW 汽轮发电机组异常振动分析及处理[J]. 振动工程学报,2004,17(S1):455-457.
LIU Yu-zhi, XING Xiu-ping, ZHANG Shan-peng, et al. Abnormal vibration analysis and treatment of 600 MW turbine-generator unit in Zouxian power plant[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(S1): 455-457.
- [4] 张学延,史建良,李德勇. 国产600 MW 汽轮发电机组振动问题分析及治理[J]. 热力发电,2009,38(9):1-6.
ZHANG Xue-yan, SHI Jian-liang, LI De-yong. Analysis and treatment of vibration for 600 MW turbogenerator unit made in China[J]. Thermal Power Generation, 2009, 38(9): 1-6.
- [5] 张善鹏,邢秀苹. 300 MW 汽轮机4号轴承振动的原因分析[J]. 热力发电,2008,37(1):92-94.
ZHANG Shan-peng, XING Xiu-ping. Cause analysis of vibration on bearing no. 4 for steam turbine of 300 MW unit[J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(1): 92-94.
- [6] 何新荣,傅行军,郭嘉. 某660 MW 汽轮发电机组调试期间振动故障分析及处理[J]. 汽轮机技术,2017(1):75-80.
HE Xin-rong, FU Xing-jun, GUO Jia. Analysis and disposal of vibration fault in debugging period of 660 MW unit[J]. Turbine Technology, 2017(1): 75-80.
- [7] 高庆水,刘石,张楚. 汽轮机座缸式轴承振动影响因素研究[J]. 振动与冲击,2014,33(13):26-30.
GAO Qing-shui, LIU Shi, ZHANG Chu. Influential factors of vibration of bearings on turbine exhaust cylinder[J]. Journal of vibration and Shock, 2014, 33(13): 26-30.
- [8] 田永伟,杨建刚. 大型旋转机械轴承座振动比例关系的深入研究[J]. 振动与冲击,2008,27(S):82-84.
TIAN Yong-wei, YANG Jian-gang. Further research on the relationship between shaft and bearing vibration of large rotating machinery[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(S): 82-84.

- [9] 黄琪,于光辉,何东,等.接触刚度对汽轮机座缸式轴承振动特性的影响[J].汽轮机技术,2017(1):77-80.
HUANG Qi, YU Guang-hui, HE Dong, et al. The Influences of contact stiffness on vibration of bearing on turbine exhaust cylinder [J]. Turbine Technology, 2017(1): 77-80.
- [10] CAVALCA K L, CAVALCANTE P F. An investigation on the influence of the supporting structure on the dynamics of the rotor system[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2005, 19(1): 157-174.
- [11] BONELLO P, BRENNAN M J. Modeling the dynamic behavior of a supercritical rotor on a flexible foundation using the mechanical impedance technique[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 239(3): 445-466.
- [12] CHEN Yeong-shu, CHENG Ye-dar, YANG Ta-chung, et al. Accurate identification of the frequency response functions for the rotor-bearing-foundation system using the modified pseudo mode shape method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329: 644-658.
- [13] KANG Y, CHANG Y P. An investigation in stiffness effects on dynamics of rotor-bearing-foundation systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 231(2): 343-374.
- [14] 何国安,师军.大型汽轮发电机结构振动故障的分析及治理[J].中国电力,2015,48(6):133-138.
HE Guo-an, SHI Jun. Analysis and treatment on structural vibration in large turbo generators[J]. Electric Power, 2015, 48(6): 133-138.
- [15] 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.
YANG Jian-gang. Rotating machinery vibration analysis and engineering application [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2007.
- [16] 钟一涛,等.转子动力学[M].北京:清华大学出版社,1987.
ZHONG Yi-e, et al. Rotor dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1987.
- [17] 单世超,陈伯树,平路光.大型汽轮机轴承支撑刚度研究[J].汽轮机技术,2012,54(3):201-203.
SHAN Shi-chao, CHEN Bo-shu, PING Lu-guang. Research of stiffness of the bearing support for large steam turbine[J]. Turbine Technology, 2012, 54(3): 201-203.

(姜雪梅 编辑)