

北仑 1 号发电机组通流改造轴系振动特性分析

陶 磊¹, 陈 丹², 米树华¹, 陈建县¹

(1. 国电浙江北仑第一发电有限公司, 浙江 宁波 315800; 2. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 四川 德阳 618000)

摘 要:为提高国电北仑 1 号机组经济性及安全可靠性, 对其进行整体改造。采用传递矩阵法计算了改造后机组的轴系振动特性, 计算结果为轴系各阶临界转速均高于 0.5 倍工作转速, 各轴承处响应峰值均小于 50 μm , 轴系对数衰减率最小为 0.13, 轴系扭振固有频率对于工频和倍频的避开率均大于 $\pm 10\%$, 表明轴系振动合格, 轴系设计合理。将计算结果与机组投运后的实测振动参数进行对比, 验证了计算方法的可靠性。

关 键 词:改造; 弯曲振动; 不平衡响应; 扭转振动

中图分类号: TH132.41 文献标识码: B DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.03.035

[引用本文格式] 陶 磊, 陈 丹, 米树华, 等. 北仑 1 号发电机组通流改造轴系振动特性分析[J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 244-248. TAO Lei, CHEN Dan, MI Shu-hua, et al. Vibration characteristic analysis of the shafting for flow path retrofit of unit 1 in Beilun power plant[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 244-248.

Vibration Characteristic Analysis of the Shafting for Flow Path Retrofit of Unit 1 in Beilun Power Plant

TAO Lei¹, CHEN Dan², MI Shu-hua¹, CHEN Jian-xian¹

(1. Guodian Zhejiang Beilun No. 1 Power Generation Co. Ltd., Ningbo, China, Post Code: 315800;
2. Dongfang Steam Turbine Co. Ltd., Deyang, China, Post Code: 618000)

Abstract: In order to improve the economy and safety reliability of Beilun unit #1, its overall transformation was carried out. The vibration characteristics of the shafting of the retrofitted unit were calculated by the transfer matrix method. The results showed that the shafting critical rotary speed of all orders were higher than 0.5 times of the working speed, the peak response of each bearing was less than 50 μm , the minimum logarithmic decrement of shafting was 0.13, and the avoidance range of the natural frequencies of shafting torsional vibrations for the line and twice line frequencies were higher than $\pm 10\%$, which indicated that the shafting design is reasonable with qualified shafting vibration. In addition, the calculation results in this study were compared with the measured vibration parameters, and the reliability of the calculation method proposed in this paper was verified.

Key words: retrofit, bending vibration, unbalance response, torsional vibration

符号说明

Z_1 —轴系弯曲振动时的截面状态向量
 y —弯曲振动截面的挠度, m
 θ_1 —弯曲振动截面的斜率
 M_1 —弯曲振动截面的弯矩, N·m
 Q —弯曲振动截面的剪力, N
 Z_2 —轴系扭转振动时的截面状态向量
 θ_2 —扭转振动截面上转角, ($^\circ$)
 M_2 —扭转振动截面的扭矩, N·m

$\{f\}$ —状态向量 $\{Z\}_i$ 中具有零值的 $r/2$ 个元素
 $\{e\}$ —状态向量 $\{Z\}_i$ 中除 $\{f\}$ 外的其余 $r/2$ 个元素
 $[S]$ —Riccati 传递矩阵
 i, N —截面标号

引 言

北仑 1 号机组汽轮机是日本东芝公司制造的 TC4F 型亚临界汽轮机, 机组自 1991 年投产以来, 至

今已运行 20 余年。面临着包括国家节能减排的政策要求、机组运行效率偏低、机组热耗高在内等多方面的压力,急需对机组进行通流改造以全面提升其经济性及安全可靠^[1]。本次改造范围为高、中、低压缸整体改造。

为保证机组于改造后能够长期稳定地安全运行,在方案设计阶段需要进行机组轴系的振动特性分析,以掌握轴系在正常稳定工作状态及故障状态下的振动特性。

轴系振动特性主要分为轴系弯曲振动和扭转振动。弯曲振动是当机组运行在临界转速附近时,转子的弯曲固有特性被激发所引起的共振;扭转振动则是蒸汽作用在汽轮机转子上的主动力矩与发电机制动力矩之间的平衡在受到扰动时所诱发的轴系振动。此外,在进行机组轴系振动特性时,还需考虑轴系对抗汽流激振的能力。汽流激振的产生将使轴系稳定性降低,严重时甚至会产生极大的低频振动,诱发转子失稳,影响机组出力。

本文采用传递矩阵法,对北仑 1 号发电机组改造后的轴系弯曲振动的临界转速、质量不平衡响应和轴系稳定性以及轴系的扭振固有频率和响应及其剪切应力进行分析计算,并结合机组实际运行参数,验证计算方法的可靠性。

1 轴系模型

为对轴系进行动力学分析,除对转子本体结构进行合理简化外,也需对其支撑特性进行合理简化。轴承油膜的动力特性是轴系支撑特性的重要组成部分,反映了当轴颈偏离其平衡位置且在此位置附近作变位运动时,轴承油膜力的相应变化情况。在小扰动下可用 4 个刚度系数与 4 个阻尼系数来表示,以判断油膜的稳定性^[2-3]。

在设计轴承时,应合理配置结构参数,保证轴承有良好的供油条件,使轴承有足够的动压油膜刚度用于承受轴系不对中、不平衡汽流力等因素带来的附加载荷,且有良好的阻尼性能以降低转子由于不平衡质量所引起的振动幅度。

本机轴系共由 10 个支持轴承支撑,前 8 个支持轴承支撑在汽轮机各转子两侧,均在本次改造范围内。由于 5 号轴承比压加大较多,需更换为椭圆轴承,其余轴承形式不变。改造后汽轮机部分共由 4 个可倾瓦轴承和 4 个椭圆轴承支撑(此类支撑方式

在东方 350 MW 及以上机组中有广泛应用),如表 1 所示。为提高轴承稳定性,为 4 个可倾瓦轴承设置了小预负荷,既能避免轴承由于加工误差可能造成的负预负荷,又提高了轴承的刚度和阻尼系数。而低压各轴承由于比压较大,为了避免低速碾瓦现象的发生,为 4 个低压轴承增加顶轴系统^[4-5]。顶轴系统将在机组达到一定转速后停止投运,对轴承的油膜特性不会有影响。

表 1 改造前后轴承形式及参数
Tab. 1 The bearing form and its parameter before and after retrofit

轴承号	改造前形式	改造后形式	改造前比压/MPa	改造后比压/MPa
1	六瓦可倾瓦	六瓦可倾瓦	~1.16	1.25
2	六瓦可倾瓦	六瓦可倾瓦	~1.04	1.12
3	六瓦可倾瓦	六瓦可倾瓦	~1.23	1.29
4	六瓦可倾瓦	六瓦可倾瓦	~1.06	1.25
5	六瓦可倾瓦	椭圆轴承	~1.39	1.80
6	椭圆轴承	椭圆轴承	~1.50	1.78
7	椭圆轴承	椭圆轴承	~1.50	1.74
8	椭圆轴承	椭圆轴承	~1.43	1.79

2 Riccati 传递矩阵法

将转子轴承系统简化后,传递矩阵法把系统分解成一系列具有动态特征的单元,用力学方法建立这些单元两端截面状态向量之间的传递关系,再利用连续条件求得转子在任一截面的状态向量与起始截面的状态向量之间的关系,通过对满足边界条件数据的搜索,得出轴系的计算结果。

计算轴系弯曲振动时,任一截面的状态向量为:

$$\mathbf{Z}_1 = [\mathbf{y} \quad \boldsymbol{\theta}_1 \quad \mathbf{M}_1 \quad \mathbf{Q}]^T \tag{1}$$

计算轴系扭转振动时,任一截面的状态向量为:

$$\mathbf{Z}_2 = [\boldsymbol{\theta}_2 \quad \mathbf{M}_2]^T \tag{2}$$

传递矩阵法分为 Prohl 法^[6]和 Riccati 法^[7-8]。采用数值上更加稳定的 Riccati 法来进行计算。其主导思想是把状态向量 $\{\mathbf{Z}\}_i$ 中的 r 个元素分为 $\{f\}$ 、 $\{e\}$ 两组,即:

$$\{\mathbf{Z}\}_i = \begin{Bmatrix} f \\ \dots \\ e \end{Bmatrix}_i \tag{3}$$

因相邻截面间的状态变量存在递推关系,故有:

$$\begin{Bmatrix} f \\ \vdots \\ e \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{bmatrix} u_{11} & \cdots & u_{12} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ u_{21} & \cdots & u_{22} \end{bmatrix}_i \begin{Bmatrix} f \\ \vdots \\ e \end{Bmatrix}_i \quad (4)$$

引入 Riccati 变换,

$$\{f\}_i = [S]_i [e]_i \quad (5)$$

可得出 Riccati 传递矩阵法的递推公式:

$$[S]_{i+1} = [u_{11}S + u_{12}S]_i [u_{21}S + u_{22}S]_i^{-1} \quad (6)$$

由边界条件 $\{f\}_1 = \{0\}$, $\{e\}_1 \neq 0$,可得到初始条件 $[S]_1 = 0$,代入式(6)可依次递推出 $[S]_2 \sim [S]_{N+1}$ 。

对于最末端截面 $N+1$ 有:

$$\{f\}_{N+1} = [S]_{N+1} \{e\}_{N+1} \quad (7)$$

由边界条件 $\{f\}_{N+1} = \{0\}$, $\{e\}_{N+1} \neq 0$,可得出式(7)有解的条件:

$$|S|_{N+1} = \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{vmatrix}_{N+1} = 0 \quad (8)$$

采用区间逼近法计算即可求解出结果。

3 轴系弯曲振动分析

3.1 轴系无阻尼临界转速的计算

汽轮发电机组轴系由高压转子、中压转子、A 低压转子、B 低压转子和发电机转子组成,各转子之间采用刚性联轴器联接。轴系共由 10 个轴承支撑,各转子均采用双支撑。其中高压转子、中压转子采用可倾瓦轴承支撑,A、B 低压转子和发电机转子采用椭圆轴承支撑。在中压转子前端布置有推力轴承。轴系简图如图 1 所示。



图 1 轴系简图
Fig. 1 Schematic diagram of shafting

由于电机转子不在本次改造范围内,缺少相关模化数据,将东方电机 660 MW 电机模化数据用于本次计算。将轴系模化为 248 个轴段,其中高压转子 39 段,中压转子 55 段,A 低压转子 53 段,B 低压转子 55 段,发电机转子 46 段。轴系计算模型如图 2 所示。

计算得到轴系各阶无阻尼临界转速如表 2 所示。轴系各阶临界转速避开了工作转速(3 000

r/min)的 $-15\% \sim +15\%$ 。各阶临界转速均高于 0.5 倍工作转速,有效地避免了轴承油膜振荡的发生。

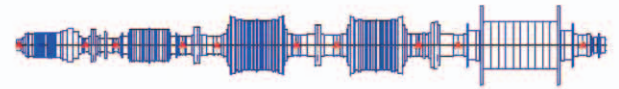


图 2 轴系计算模型
Fig. 2 Calculation model of shafting

表 2 轴系各阶临界转速
Tab. 2 Shafting critical rotary speed of all orders

轴承号	改造前计算 值/ $r \cdot \min^{-1}$	改造后计算 值/ $r \cdot \min^{-1}$	改造后实测 值/ $r \cdot \min^{-1}$	对应振型
1	1 000	1 383.6	1 010	电机 1 阶
2	1 800	2 023.7	2 030	B 低压 1 阶
3	1 850	2 096.8	2 090	A 低压 1 阶
4	2 360	2 391.4	2 381	中压 1 阶
5	2 500	2 447.2	2 444	高压 1 阶

考虑到电机转子特性的差异对轴系临界转速的影响,改造后临界转速计算结果与现场实测值重合度较高,可见所用的轴系模化方法及程序是可靠的,轴系设计是合理的。

3.2 轴系不平衡响应

根据 GB/T 9239 在各转子上施加 1 阶和 2 阶不平衡量,计算出各轴承处不平衡响应的峰值如表 3 所示。各轴承处响应峰值均小于 $50 \mu\text{m}$,满足《“85”大机组轴系振动设计导则》中对不平衡响应的要求。

表 3 各轴承处振动响应峰值
Tab. 3 Vibration response peak at each bearing

轴承号	最大响应峰值/ μm
1	9.20
2	12.40
3	9.80
4	11.90
5	11.60
6	12.20
7	11.30
8	14.90
9	8.32
10	10.30

3.3 轴系稳定性计算

汽轮发电机组的轴系稳定性直接关系到机组的安全可靠性。一般情况下系统对于蒸汽激励的稳定性裕度可由高压型转子临界转速大于 0.5 倍工作转速来保证。但是机组在调峰运行时,进汽方式变化所产生的汽流切向力可能导致汽流激振的发生,从而降低轴系稳定性^[9]。

为消除机组汽流激振,需要优化机组结构,减小汽流激振力并加大系统阻尼^[10]。本次改造能够采取的主要措施有:提高高压转子刚度、临界转速,降低其强迫扰动系数;加大支撑高压转子的可倾瓦轴承刚度及阻尼;适当增大汽封间隙,使汽流在流入汽封时圆周上均匀流动;充分考虑各轴承在运行状态下的标高变化量,参考改造前轴系安装数据,合理安装轴系,以保证运行状态下轴系的旋转中心与几何中心相一致。

根据 API684 对轴系稳定性进行校核,用对数衰减率作为判定系统稳定性的指标。在考虑汽流激振对轴承性能的影响下,保证工作转速下轴系对数衰减率 δ 大于 0.1,则认为系统是稳定的。

轴系对数衰减率计算结果如表 4 所示,对数衰减率最小为 0.13,满足规范要求。

表 4 轴系对数衰减率
Tab.4 The logarithmic decrement of shafting

轴系振型	对数衰减率
B 低压 X 1 阶	0.20
A 低压 X 1 阶	0.21
电机 Y 1 阶	0.13
中压 X 1 阶	0.17
电机 X 1 阶	0.65
B 低压 Y 1 阶	1.10
A 低压 Y 1 阶	1.11
高压 X 1 阶	0.95
中压 Y 1 阶	0.60
高压 Y 1 阶	0.79

4 轴系扭振振动分析

4.1 轴系扭振固有频率计算

由于客观上无法消除和避免各种电力系统的机电扰动及汽轮发电机组的非正常运行方式,为避免轴系扭振的发生,在设计阶段需进行详细的扭振计

算,对机组扭振特性进行校核,保证汽轮发电机组扭振固有频率的避开率^[11]。

建立连续质量等效模型,保证简化后的各轴段扭转刚度、转动惯量和长度不变,采用传递矩阵法进行轴系扭振频率与振型的计算。轴系扭振固有频率计算结果如表 5 所示。

由表 5 可知,轴系的扭振固有频率对于工频及倍频的避开率均大于 $\pm 10\%$,满足 ISO 22266 及西屋公司关于扭振固有频率避开率的要求,轴系设计是合理的。

表 5 轴系扭振固有频率
Tab.5 Torque natural frequency of shafting

阶数	扭矩频率/Hz
1 阶	15.0
2 阶	23.2
3 阶	27.9
4 阶	39.9
5 阶	155.6
6 阶	181.3

4.2 电气故障时的轴系扭矩振动响应及强度

机组在发生两相短路或者三相短路时,短路应力有可能导致转子的破坏,因此必须计算短路工况下转子薄弱部位的剪应力。机组改造后汽轮机各转子材料强度均高于改造前,各轴颈尺寸不变。而电机转子未改造,在极端工况下,各转子的材料利用率均小于改造前,强度满足要求。

5 机组投运后振动情况

为消除转子的不平衡力,在转子出厂前,对各转子进行高速动平衡实验,结果均需达到优良水平。而消除汽流激振不仅优化了设计结构,还在机组安装时严格控制轴系扬度及汽封间隙,保证各工况下各轴承稳定性良好,防止汽封间隙不均匀。

经过严密的安装及调试后,机组于 2018 年 6 月正式投入生产,带满负荷后的振动特性数据结果:598 MW 负荷时,各轴颈水平振动幅度在 9.16 ~ 26.31 μm 间,垂直振动幅度在 11.60 ~ 65.34 μm 间,各项数值证明了机组振动品质的优良性,机组实际运行状况良好。

6 结 论

(1) 对于轴系弯曲振动,轴系各阶临界转速均

高于 0.5 倍工作转速,可有效避免轴承油膜振荡。各轴承处响应峰值均小于 $50\text{ }\mu\text{m}$,满足不平衡响应要求。轴系对数衰减率最小为 0.13,满足规范要求。

(2) 对于轴系扭振振动,轴系的扭振固有频率对于工频及倍频的避开率均大于 $\pm 10\%$,满足扭振固有频率避开率的要求。机组改造后汽机各转子材料强度均高于改造前,在极端工况下,各转子的材料利用率均小于改造前,强度满足要求。

(3) 改造后机组实际运行状况良好,实测得到的各项数值证明了机组振动品质的优良性。计算结果与现场实测数据的对比表明该方法分析可靠,有较强的实用性,能较好满足高参数大机组改造引起轴系安全性的要求。

参考文献:

- [1] 徐 星,谭 锐. 600 MW 级超临界机组通流改造方案比较[J]. 热能动力工程,2018,33(2): 148-152.
- XU Xing,TAN Rui. Comparison of versions for modifying the flow path of a 600 MW class supercritical unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2018,33(2): 148-152.
- [2] 胡建涛. 600 MW 汽轮发电机组转子轴系振动特性研究[D]. 北京:华北电力大学,2013.
- HU Jian-tao. Study on vibration characteristics of 600 MW turbine rotor shaft system[D]. Beijing:North China Electric Power University,2013.
- [3] 中国动力工程协会. 火力发电设备技术手册第二卷:汽轮机[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- Chinese Society of Power Engineering. Technical manual for thermal power generation equipment volume II: steam turbines[M]. Beijing: Machine-building Industry Press,2007.
- [4] 杨 灵,陈 赤,何显富. 顶轴系统的设计[J]. 东方电气评论,

2013,17(2):103-108.

YANG Ling,CHEN Chi,HE Xian-fu. Design of peaking shaft system[J]. Dongfang Electric Review,2013,17(2): 103-108.

- [5] 孙和泰. 大型汽轮发电机组的轴系扭振探讨[C]//大型发电机组振动和转子动力学学术会议,南京,2003.

SUN He-tai. Approach to torsional vibration of shaft system for high-capacity tyro-generators[C]//Academic Conference on Vibration and Rotor Dynamics of High-capacity Generators, Nanjing,2003.

- [6] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1989.

NI Zhen-hua. Mechanics of vibration[M]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,1989.

- [7] HORNER G C,PILKEY W D. The Riccati transfer matrix method[J]. Journal of Mechanical Design,1978,100:297-302.

- [8] 王 正. Riccati 传递矩阵法的奇点及其清除方法[J]. 振动与冲击,1987,2(13):74-78.

WANG Zheng. Singularity of Riccati transfer matrix method and its clearing method[J]. Vibration and Shock,1987,2(13):74-78.

- [9] 陈 丹. 660 MW 超超临界二次再热汽轮发电机组轴系振动特性分析[J]. 东方汽轮机,2017(3):6-9.

CHEN Dan. Vibration characteristics analysis of 660 MW ultra-supercritical secondary reheat turbine generator shaft system[J]. Eastern Steam Turbine,2017(3):6-9.

- [10] 张学延,王延博,张卫军. 大型汽轮机汽流激振问题的分析和处理[J]. 热力发电,2004,33(2):47-55.

ZHANG Xue-yan,WANG Yan-bo,ZHANG Wei-jun. Analysis and treatment of steam turbine excitation problem of large steam turbine[J]. Thermal Power Generation,2004,33(2):47-55.

- [11] 卢 明. 汽轮发电机组轴系扭振及其抑制措施[J]. 东华科技,2012(313):20.

LU Ming. Torsional vibration of turbo-generator shafts and suppression measures[J]. Donghua Technology,2012(313):20.

(王治红 编辑)