

弹簧隔振汽机基础考虑静位移和变形性能的设计探讨

黄长华, 尹谦钧, 李鹏

(中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: 本文探讨了静位移和变形计算在设计弹簧隔振汽机基础时的重要性, 介绍了几个主要汽轮发电机厂家的设计导则对于汽机基础的静位移和变形要求的具体规定, 介绍一个设计实例, 论述了静位移和变形计算在进行隔振器选型与布置时的作用。

关键词: 弹簧隔振; 汽机基础; 静位移; 变形

中图分类号: TM311

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2015)S1-0115-04

Research on Design of Spring Supported TG Foundation Considering Static Displacement and Deformation Performance

HUANG Zhanghua, YIN Qianjun, LI Peng

(China Energy Engineering Group Guang Dong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: the importance of displacement and deformation calculation is obvious while designing spring supported TG foundation. Major TG manufacturers like ALSTOM, SEIMENS and Mitsubishi all provided their foundation designer design guidelines, which are described in this paper. Finally, a design case is introduced to show the importance of displacement and deformation calculation during the design of spring elements.

Key words: Spring Supported TG Foundation; Displacement; Deformation

作为支承电厂核心设备——汽轮发电机的汽机基础, 必须具备三个方面的性能: (1) 基础在扰力作用下的动力响应应在允许的范围内; (2) 基础应有足够的强度来应对地震、短路等特殊荷载; (3) 基础应有足够的刚度, 以避免在设备正常运行荷载下发生过大的位移和变形。在以往的设计过程中, 我们往往只关注了基础前两方面的性能, 即基础的动力特性和承载力, 而对于基础的静位移和变形性能, 由于计算繁琐, 则往往被设计者忽略了。

对于传统的框架式汽机基础, 由于采用了大截面的梁柱构件, 其刚度很大, 在正常运行工况下往往只会产生微小的位移和变形量, 因此忽略静位移和变形计算并不会对基础的性能产生影响。而对于

采用了弹簧隔振的汽机基础, 由于将下部框架柱头和台板通过一层弹簧隔振器隔开, 在提高了基础的动力特性的同时, 却使得基础的刚度出现了明显的下降, 这就使得基础的静位移和变形性能必须引起设计者足够的重视, 基础仍需要具备足够的刚度来满足设备正常运行的需求。

在多个工程的隔振基础设计过程中发现, 基座的静位移和变形指标往往成为了厂家要求里最为“苛刻”的指标, 出现过不满足的情况, 还影响到隔振器的选型和布置。基础设计师要向设备厂家提供静位移和变形的详细计算结果, 再经过与厂家进行反复讨论, 得到厂家的最终确认意见后, 才能形成最终的设计成品。

静位移和变形计算通常是依据厂家的设计导则进行的, 不同的厂家对于静位移和变形的计算内容以及给定的允许值不同。以下就针对几个主要的汽轮发电机厂家设计导则(要求)对静位移和变形计算的规定进行讨论。

收稿日期: 2015-12-01

作者简介: 黄长华(1972), 女, 湖北武汉人, 高级工程师, 硕士, 主要从事发电厂土建结构研究工作 (e-mail) huangzhanghua@gedi.com.cn。

1 汽轮发电机厂家设计要求

目前,国内采用的汽轮发电机主要有 ALSTOM 机型, SEIMENS 机型以及三菱机型。这三个厂家针对其各自的汽轮发电机都有一份基础设计要求文件,称为基础设计导则。

ALSTOM 汽机基座设计要求 (TG FOUNDATION REQUIREMENTS)^[1]指出,基础在轴系找中后产生的变形将使轴承支座处的荷载产生变化,如果超过了允许值,轴系的动力和静力特性将发生大的改变。因此,有必要预测这些变形。

ALSTOM 汽机基座设计导则 (Design Criteria for Turbine Generator Foundations)^[2]规定了“基础结构必须具备足够大的总刚度,以确保在各种运行条件下机组轴系能保持对中。即基础的最大运行变形量必须在机器制造厂商规定的范围内。”因此,必须通过限制基础载运行载荷下产生的变形,防止机组轴系对中的恶化甚至破坏。导则提出了将机组轴系轴线的垂直方向变形、机组轴系轴线的水平方向变形、台板表面水平横向的曲率、台板横梁的变形、下部支撑结构的柔度、基础绝对沉降和差异沉降等参数作为限制基础位移和变形过大的指标。

SEIMENS 导则 (STIM02.002 Foundation Design)^[3]提出,基础要有足够大的刚度来抵抗运行荷载,以防止某个汽轮发电机部件发生不可接受的变形(偏差、位移和不对中等);基础在自重和螺栓预紧力作用下发生较小的徐变,以防止某个汽轮发电机部件发生长期不可接受的变形(偏差、位移和不对中等)。导则中指出,相邻轴承点间的变形差可能会导致轴承点承受不可接受的荷载、转子失去动平衡以及转子出现不可接受的往复弯曲应力。这些变形差会影响设备正常运行所需要的最小净空。

三菱导则 (REFERENCE DESIGN NOTE FOR GT FOUNDATION)^[4]提出了相邻轴承点的沉降位移差不大于 0.3 mm,汽机基础与主厂房的沉降差不超过 5 mm,基础本身的沉降差不超过 1/1 000。

2 静位移和变形计算

对几个厂家的设计导则进行总结,可以得出基础的静位移和变形计算的一般过程。

2.1 产生静位移和变形的荷载工况

几个导则中提到的导致汽机台板静位移和变形

的荷载工况主要有:工况 1,基础沉降;工况 2,混凝土材料收缩;工况 3,基础不同部位温度差异导致的热变形;工况 4,混凝土徐变;工况 5,运行扭矩;工况 6,真空荷载;工况 7,凝汽器水位变化引起的荷载;工况 8,汽缸热膨胀摩擦力;工况 9,管道蒸汽荷载;工况 10,不平衡力;工况 11,地脚螺栓预紧力;工况 12,短路力矩;工况 13,定子重;工况 14,转子重;工况 15,风雪荷载;工况 16,场地荷载;工况 17,跳机荷载。

2.2 静位移和变形计算内容以及允许限值

导则中描述的静位移和变形计算内容见表 1。

3 基础设计实例

某 1 000 MW 级发电厂采用 SEIMENS 机型汽轮发电机,采用弹簧隔振基础。隔振器由下部 20 根柱支承。规范仅规定了当下部结构的竖向刚度达到或超过隔振器竖向刚度的 10 倍以上时,进行基座动力计算时可采用台板与下部结构分离的计算模型,而当计算基础的静位移和变形时,则没有此规定。并且下部结构的侧向刚度和隔振器的水平刚度大小相当,若忽略下部结构的刚度,则会使得模型的整体水平刚度比实际刚度大了 50% 左右。因此,在进行基础的静位移和变形时,需采用整体模型,而不是仅包含台板的分离模型。本项目计算模型如图 1 和图 2 所示。

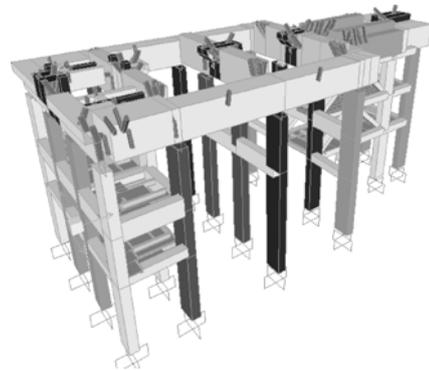


图 1 静位移和变形计算模型(整体式)

Fig. 1 Displacement and Deformation Calculation Model (Complete)

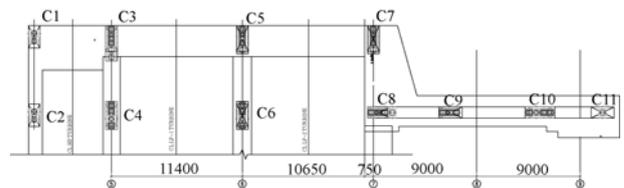


图 2 隔振器布置图

Fig. 2 Spring Element Layout

表 1 静位移和变形计算明细

Table 1 Details of Displacement and Deformation Calculation

计算项目	荷载工况(LC)	允许值
轴承点位移相对荷载变化 $\left(\frac{\Delta R}{R}\right)$	LC4	竖向: $\left(\frac{\Delta R}{R}\right) \leq 20\%$
	LC5 + LC6 + LC7 + LC8 + LC9 + LC10	水平向: $\left(\frac{\Delta R}{R}\right) \leq 10\%$
相邻转子间夹角 $\Delta\alpha'$	LC4 LC5 + LC6 + LC7 + LC8 + LC9 + LC10 LC12	$\Delta\alpha' \leq 5 \times 10^{-5} \text{rad}$
机组轴系垂直方向挠度曲线弯曲半径 Rmin	LC03 + LC05 + LC07 ± LC08 ± LC09	单轴设计: Rmin ≥ 40 km 双轴设计: Rmin ≥ 80 km
机组轴系水平方向挠度曲线弯曲半径 Rmin	LC03 + LC05 + LC07 ± LC08 ± LC09	单轴设计: Rmin ≥ 40 km 双轴设计: Rmin ≥ 80 km
台板水平横向变形的曲率半径 Rmin	LC03 + LC05 + LC07 ± LC08 ± LC09	Rmin ≥ 50 km
台板死点键横梁的变形 $\Delta u_x, \alpha_y, \alpha_z$	LC05 + LC07 ± LC08 ± LC09	$\Delta u_x < 0.5 \text{mm}$ $\alpha_y < 10^{-4} \text{radian}$ $\alpha_z < 10^{-4} \text{radian}$
下部支撑结构柔度 α_y	直接作用在轴承点的水平横向和竖向单位力	$h_z(i) < 0.5 \text{mm/MN}$ $h_y(i) < 0.5 \text{mm/MN}$
横梁绕垂直轴和水平横轴的转角 φ_y, φ_z	LC05 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC15 + LC16 + LC17	$ \varphi_y \leq 4 \times 10^{-4} \text{rad}$ $ \varphi_z \leq 4 \times 10^{-4} \text{rad}$
	LC1 + LC3 + LC04 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC11 + LC13 + LC14 + LC15 + LC16 + LC17	
相邻轴承点径向位移差 ΔR	LC05 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta R < 0.25 \text{mm}$
	LC1 + LC3 + LC04 + LC06 ± 0.3LC09 + LC11 + LC13 + LC14 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta R < 0.5 \text{mm}$
轴承点与基准线径向位移差 $\Delta R/2$	LC05 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta R < 0.125 \text{mm}$
	LC1 + LC3 + LC04 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC11 + LC13 + LC14 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta R < 0.25 \text{mm}$
横向绝对变形值 ΔX	LC05 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta X < 1 \text{mm}$
	LC1 + LC3 + LC04 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC11 + LC13 + LC14 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta X < 2 \text{mm}$
径向绝对变形值 ΔY	LC05 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta Y < 0.1 \text{mm}$
	LC1 + LC3 + LC04 + LC06 ± LC08 ± 0.3LC09 + LC11 + LC13 + LC14 + LC15 + LC16 + LC17	$\Delta Y < 0.3 \text{mm}$

注: 静位移和变形计算属于正常使用状态验算, 荷载分项系数均为 1.0。

对该汽机基础进行了四种弹簧隔振器布置, 布置方式如表 2 所示。

表 2 四种隔振器布置方案

Table 2 4 Different Spring Element Layout

	方案一	方案二	方案三	方案四
C1 (kN/mm)	111.6	131.2	149.9	111.6
C2 (kN/mm)	153.8	196.6	223.4	153.8
C3 (kN/mm)	254.6	341.1	404.8	254.6
C4 (kN/mm)	282	367.1	420.4	223.4
C5 (kN/mm)	328.1	367.1	420.4	328.1
C6 (kN/mm)	328.1	367.1	420.4	328.1
C7 (kN/mm)	355.4	367.1	420.4	355.4
C8 (kN/mm)	367.1	367.1	420.4	367.1
C9 (kN/mm)	223.4	320.3	363.2	223.4
C10 (kN/mm)	196.8	262.4	297.5	196.8
C11 (kN/mm)	138.2	157.7	191.5	138.2
总刚度 (kN/mm)	5 478.2	6 227.2	7 464.6	5 361
隔振器数量	70	76	92	68

各方案的变形计算结果见表 2 ~ 表 5。从计算结果可以看出, 方案三的弹簧总刚度最大, 对应的静位移和变形最小。方案四与方案一的弹簧总刚度相差不大, 区别是方案四将刚度大的隔振器布置在基础的外侧, 使得基础的抗倾覆刚度提高了, 从而获得了更好的抵抗变形的能力。

表 2 相邻轴承点间径向位移差 (stim 要求的是小于 0.25 mm)
Table 2 Radial Displacement Difference Between Adjacent Bearing Points (≤ 0.25mm required by STIM02)

轴承点	W1 ~ W2	W2 ~ W3	W3 ~ W4	W4 ~ W5	W5 ~ W6	W6 ~ W7	W7 ~ W8	W8 ~ W9
方案一	0.209	0.238	0.430	0.131	0.252	0.141	0.319	0.151
方案二	0.203	0.240	0.439	0.132	0.249	0.140	0.333	0.149
方案三	0.199	0.241	0.436	0.128	0.241	0.136	0.338	0.146
方案四	0.209	0.238	0.430	0.131	0.253	0.141	0.319	0.151

表 3 轴承点与基准线的径向位移差 (stim 要求的是小于 0.125 mm)

Table 3 Radial Displacement Difference Between Point and Reference Line (≤ 0.125mm required by STIM02)

轴承点	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9
方案一	0.256	0.088	0.219	0.258	0.258	0.214	0.157	0.162	0.196
方案二	0.258	0.094	0.224	0.268	0.257	0.223	0.167	0.166	0.203
方案三	0.258	0.096	0.224	0.269	0.253	0.223	0.171	0.167	0.209
方案四	0.256	0.088	0.219	0.258	0.258	0.214	0.157	0.162	0.196

表 4 径向变形绝对值 ΔX (stim 要求的是小于 1 mm)

Table 4 Absolute Value of Radial Deformation ΔX (≤ 1 mm Required by STIM02)

轴承点	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9
方案一	1.351	0.909	0.909	0.838	0.838	0.908	0.908	0.913	0.913
方案二	1.272	0.829	0.829	0.758	0.758	0.836	0.836	0.842	0.842
方案三	1.218	0.775	0.775	0.706	0.706	0.776	0.776	0.783	0.783
方案四	1.373	0.932	0.932	0.866	0.866	0.933	0.933	0.939	0.939

表6 转角 (stim 要求的是小于 1.0×10^{-4})
Table 6 Rotation ($\leq 1.0 \times 10^{-4}$ required by STIM02)

轴承点	W1	W2	W3	W4	W5	W6	W7	W8	W9	
φ_y/rad	方案一	3.72×10^{-5}	4.10×10^{-5}	4.10×10^{-5}	3.65×10^{-5}	3.65×10^{-5}	3.91×10^{-5}	3.91×10^{-5}	4.16×10^{-5}	4.16×10^{-5}
	方案二	3.62×10^{-5}	4.01×10^{-5}	4.01×10^{-5}	3.57×10^{-5}	3.57×10^{-5}	3.83×10^{-5}	3.83×10^{-5}	4.06×10^{-5}	4.07×10^{-5}
	方案三	3.40×10^{-5}	3.79×10^{-5}	3.79×10^{-5}	3.37×10^{-5}	3.37×10^{-5}	3.61×10^{-5}	3.61×10^{-5}	3.83×10^{-5}	3.83×10^{-5}
	方案四	3.73×10^{-5}	4.11×10^{-5}	4.11×10^{-5}	3.67×10^{-5}	3.67×10^{-5}	3.91×10^{-5}	3.91×10^{-5}	4.17×10^{-5}	4.17×10^{-5}
φ_z/rad	方案一	9.07×10^{-5}	1.12×10^{-4}	1.12×10^{-4}	2.79×10^{-5}	2.79×10^{-5}	3.56×10^{-5}	3.56×10^{-5}	1.91×10^{-5}	1.91×10^{-5}
	方案二	8.83×10^{-5}	1.13×10^{-4}	1.13×10^{-4}	2.30×10^{-5}	2.30×10^{-5}	3.33×10^{-5}	3.33×10^{-5}	1.73×10^{-5}	1.73×10^{-5}
	方案三	8.70×10^{-5}	1.14×10^{-4}	1.14×10^{-4}	2.20×10^{-5}	2.20×10^{-5}	3.08×10^{-5}	3.08×10^{-5}	1.51×10^{-5}	1.51×10^{-5}
	方案四	9.03×10^{-5}	1.12×10^{-4}	1.12×10^{-4}	2.90×10^{-5}	2.90×10^{-5}	3.57×10^{-5}	3.57×10^{-5}	1.93×10^{-5}	1.93×10^{-5}

表5 轴承点与外壳支承点竖向位移差
(stim 要求的是小于 0.1 mm)

Table 5 Vertical Displacement Difference Between Bearing Point and Shell Bearing Point (≤ 0.1 mm required by STIM02)

轴承点与外壳支承点	W3 - N1	W3 - N2	W3 - (N1 + N2)/2	
$\Delta Y/\text{mm}$	方案一	0.550	0.439	0.125
	方案二	0.475	0.351	0.131
	方案三	0.441	0.308	0.134
	方案四	0.554	0.446	0.124
轴承点与外壳支承点	W4 - N3	W4 - N4	W4 - (N3 + N4)/2	
$\Delta Y/\text{mm}$	方案一	0.361	0.185	0.090
	方案二	0.321	0.149	0.087
	方案三	0.300	0.135	0.084
	方案四	0.362	0.185	0.090
轴承点与外壳支承点	W5 - N5	W5 - N6	W5 - (N5 + N6)/2	
$\Delta Y/\text{mm}$	方案一	0.153	0.351	0.158
	方案二	0.139	0.313	0.147
	方案三	0.150	0.294	0.143
	方案四	0.153	0.351	0.160
轴承点与外壳支承点	W6 - N7	W6 - N8	W6 - (N7 + N8)/2	
$\Delta Y/\text{mm}$	方案一	0.651	0.476	0.099
	方案二	0.608	0.434	0.098
	方案三	0.554	0.382	0.097
	方案四	0.661	0.486	0.099

将上述变形计算结果提交给设备厂家, 厂家认为四种方案的变形量均满足设备安装和运行的要求。尽管方案三的静位移和变形最小, 但由于其需要选用更大刚度的隔振器并且需要增加隔振器数量, 会造成造价提高和工期的延误。因此, 经过综合考虑, 最终选定了方案四作为最终的弹簧布置方案。方案四是在隔振器型号和数量均不调整的前提下, 基础的静位移和变形指标最优的

布置方式。

4 结论

文章介绍了引起基础在正常运行工况下可能产生的静位移与变形及其可能产生的危害, 介绍了不同厂家的基础设计导则对静位移与变形的计算规定, 对各项计算指标及其计算方法进行了归纳总结。最后引入了一个设计实例。现提出如下建议:

1) 隔振基础的整体刚度小, 对于隔振基础的静位移和变形必须进行分析计算, 且必须使设计结果满足厂家的要求。

2) 由于隔振器水平刚度与下部结构抗侧向刚度接近, 因此, 计算基础的静位移和变形时须采用整体模型, 而不得采用台板和下部结构分离的模型。

3) 通过调整隔振器的选型与布置, 可以降低基础的静位移和变形数值, 从而使基础获得更好的抵抗变形能力。因此, 在进行隔振器选型布置时, 必须辅以基础的静位移和变形计算。

参考文献:

- [1] Design Criteria for Turbine Generator Foundations, 汽轮发电机组基础设计准则 [R]. ALSTOM Power.
- [2] TG Foundation Requirements, 汽轮发电机组基础设计要求 [R]. ALSTOM Power 材料.
- [3] Foundation Design-Description of Loads and Design Criteria for Foundations of Siemens PG Generator-Sets, 基础设计要求 [R]. SEIMENS 材料.
- [4] Reference Design Note for GT Foundation, 汽轮发电机基础设计 [R]. 三菱 材料.

(责任编辑 郑文棠)