doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2015.04.007

汽轮发电机组弹簧隔振基础模型动力特性试验

张博一[1,2], 李秋稷[1,2], 王 伟[1,2], 邵晓岩[3]

(1.结构工程控制与灾变教育部重点实验室(哈尔滨工业大学),150090 哈尔滨; 2. 哈尔滨工业大学 土木工程学院, 150090 哈尔滨; 3. 隔而固(青岛)振动控制技术有限公司,266108 山东 青岛)

摘 要: 为了考察汽轮发电机组采用弹簧隔振基础的振动特性,基于模型模态试验方法进行试验研究,根据相似理论设计制作了田湾核电站3、4号机组(2×1 000 MW)汽轮发电机弹簧隔振基础的8∶1缩尺模型,采用激振法对模型的动力特性进行模态分析,得到基础模型的固有频率、振型、阻尼比等自振特性;通过以上测试结果进行强迫响应的振动分析,得到机组运行状态下的基础振动线位移结果.试验结果证明,通过弹簧隔振器的设计,使结构自振频率的分布在工作频率25 Hz附近比较稀疏,半速机采用弹簧基础优势明显;扰力点在启动过程中的最大振动线位移为23.19 μm,在工作转速范围内的最大振动线位移为11.73 μm,隔振效率平均为X向68.4%、Y向83.1%、Z向84.0%,均满足《动力机器基础设计规范》要求.

关键词: 汽轮发电机组;弹簧隔振基础;模型试验;动力特性;模态分析

中图分类号: TU476.1 **文献标志码**: A **文章编号**: 0367-6234(2015)04-0037-07

Experiment study on dynamic characteristics of spring vibration isolating foundation for large turbine-generator set

ZHANG Boyi[1,2], LI Qiuji[1,2], WANG Wei[1,2], SHAO Xiaoyan[3]

(1. Key Lab of Structures Dynamic Behavior and Control(Harbin Institute of Technology), Ministry of Education, 150090 Harbin, China;2. School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China;
3. GERB (Qingdao) Vibration Control Systems Technology Co. LTD., 266108 Qingdao, Shandong, China)

Abstract: To investigate the vibration characteristics of spring vibration isolating foundation for turbine-generator set, the modal tests are performed by model modal test method. A model of 8∶1 of spring vibration isolating foundation for turbine-generator set for a 2×1 000 MW in Tianwan nuclear power plant units 3 and 4 is built up according to similarity theory, and then the test of dynamic characteristic is carried out by exciter method, and the natural vibration frequencies, mode shapes and damping ratio are acquired. The results of basic vibrating linear displacement under operation condition are obtained based on the vibration analysis of test data. The results show that the distribution of natural frequencies of structure was sparse in the vicinity of the operating frequency of 25 Hz by designing spring vibration isolating foundation. The maximum linear displacement of test point is 23.19 μm during the start-up and 11.73 μm during the operating speed range. Isolation efficiency of foundation are X-direction to 68.4%, Y-direction to 83.1%, Z-direction to 84.0%, which meet the requirements of Chinese specification "Dynamic machine foundation design specifications".

Keywords: turbine-generator set; spring vibration isolating foundation; model test; dynamic characteristic; modal analysis

收稿日期: 2013-11-21.

基金项目: 黑龙江省青年科学基金(QC2011C064),中央高校基本科研业务费专项资金(HIT. NSRIF. 2011101),哈尔滨市科技创新人才研究专项资金(RC2012QN012011).

作者简介: 张博一(1979—),男,博士,讲师;
王 伟(1957—),男,教授,博士生导师.

通信作者: 王 伟, wwang@hit.edu.cn.

汽轮发电机组是高速运转的动力设备,也是发电厂的核心设备.汽轮发电机基础的设计常采用框架式基础结构.围绕汽轮发电机组框架基础的动力性能已经进行了许多有益的试验和理论研究工作[1-4].随着近年来国外大型汽轮发电机组的引进,为改善基础的动力性能,优化工作环境,汽

轮发电机弹簧隔振基础技术逐渐发展起来，并在实际工程中得到广泛应用[5-6].国外弹簧隔振基础的工程实例虽然很多，但只限于汽轮发电机正常运行后的实测分析[7-8].中国近年来对汽轮发电机基础的动力性能进行了大量研究.白国良等[3]根据相似理论建立了某电厂 1 000 MW 汽轮发电机组框架式基础的 10∶1 试验模型，采用激振器激励的方法对该结构的动力特性进行了测试；朱瑞燕等[9]通过 3 种动力学模型的计算分析、室内模型试验以及现场测试，对某大型燃气机发电机组基础动力特性进行了研究.

框架基础采用弹簧隔振技术之后，由于隔振设备将平台板和基础立柱完全隔开，隔振设备对整体结构的自振特性及动力响应将产生重大影响[10].如何对隔振设备进行合理选择、优化设计是隔振框架式基础设计的关键问题之一.模型试验可以真实、形象、直接地反映出隔振基础的自振特性及动力响应，从而检验基础设计是否满足规范要求.

本文以田湾核电站 3、4 号机组工程项目(2×1 000 MW)为背景，利用相似原理设计制作了缩比尺寸 8∶1 的试验模型，结构主要包括平台板、立柱和基础底板 3 部分.进行了激振器激振，以模态分析方法对模型结构进行了动力特性试验研究，通过参数识别，获得模型的各阶固有频率、阻尼比和振型，运用模态综合分析以及有限元数值计算结果的对比研究，预测基础强迫振动响应的一系列数据，评估基础的振动状态，还采用锤击法对每个柱头 3 个方向的隔振元件进行隔振效率检验.

1 试验概述

1.1 模型设计与制作

基于模型相似理论，确定原型与模型的相似关系见表 1.模型结构的混凝土采用标号为 C35 商品混凝土，试块在同等条件下养护 28 d 后测量标准立方体强度，计算出混凝土材料的弹性模量为 $3.15\times10^{10}\ \mathrm{N/m^2}$.梁柱截面配筋率满足相似比关系，箍筋全部选用直径为 $\phi8$ 的 HPB235 钢筋，梁柱纵筋分别选用直径为 $\phi14$、$\phi16$、$\phi18$、$\phi20$ 的 HRB335 钢筋.实验模型结构尺寸见图 1.

表 1 模型相似关系

物理量	相似系数	物理量	相似系数
动力放大系数	1	加速度	1/8
弹性模量	1	自振频率	8
材料密度	1	线位移	8
刚度	8	时间	8
质量	512	周期	8

注：相似系数=原型参数/模型参数

1.2 激振方法

采用三点空间激励、多点空间测量的方法进行试验，分别在垂直向(Z)、水平横向(Y)、水平纵向(X) 3 个方向选 3 个点作为激振点.

1.3 测点布置

中国现行 GB50040—96《动力机器基础设计规范》[11](简称《动规》)定义扰力点为轴承座与基础结构相连接部位，本次试验对扰力点进行重点监测.以设备厂家提供的不平衡荷载位置图为依据布置 10 个扰力点.根据模型结构的特点，需要布置测点的位置有：1)扰力点；2)顶板及顶板下部结构的纵、横梁交点等处；3)柱子关键点；4)凝汽器的重心处.在顶板上布置了 64 个测点(包括扰力点 10 个)，柱子上布置了 56 个测点，下部梁 24 个测点，墙体中部 2 个测点，凝汽器上 3 个测点，总布置测点 149 个.激振点的选择原则上不能是振动的节点，且应保证激振能量均布在结构上，不偏向于某一边，最终选择 27 号点(X 向)、54 号点(Y 向)和 7 号点(Z 向)为激振点，见图 2.

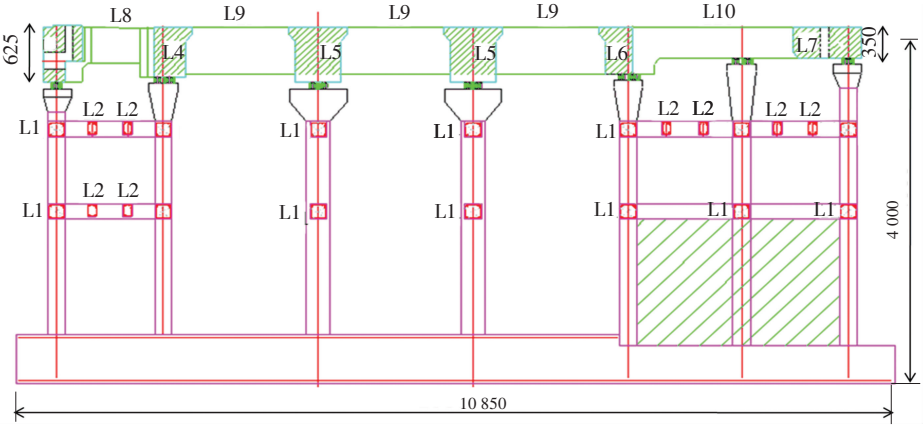


图 1 模型结构尺寸

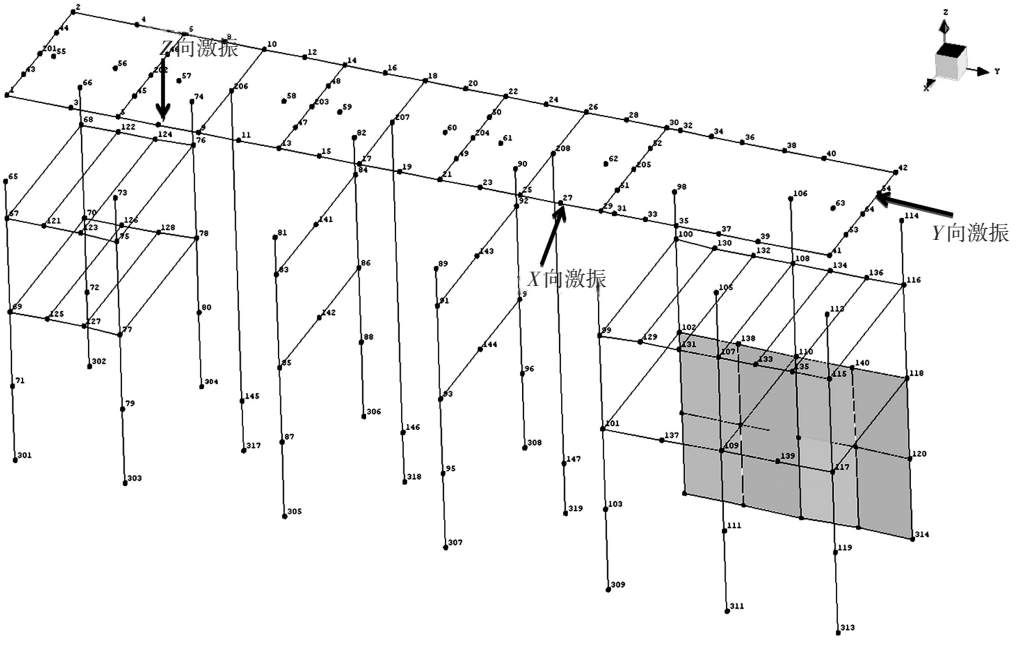


图 2　测点及激振点布置

2　试验结果

2.1　基础模型的自振特性

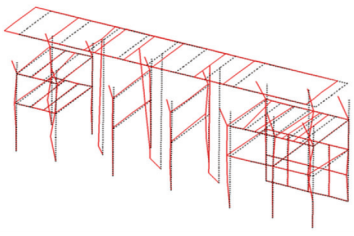
用 LMS Test 7B 软件对基础进行了自模态分析，试验测得的基础结构 35 Hz 以内的自振频率见表 2.结构前 8 阶的典型振型见图 3.

从表 2 可知，该结构的自振频率分布较密集，前 69 阶自振频率还未超出 35 Hz.而同类机型采用刚性基础的试验结果表明，自振频率不到 20 阶就已超出 35 Hz[4].由于基础顶板与柱子之间设置了弹簧隔振器，增加了许多顶板与柱子相互独立的振型.自振频率在 2.5～6 Hz、21.5～23 Hz这 2 个区域非常集中，仅 6 Hz 的范围就占全部的 28%.而在 25 Hz 左右自振频率的分布比较稀疏，这样的频率分布方式非常有利于这种半速机机组的稳定运行.普通刚性基础在 10 Hz 以内只有几阶自振频率，然后很快就跳出 10 Hz 以外，而在 20～35 Hz 范围内频率分布密集起来，这对 25 Hz 工作频率的半速机组是非常不利的，说明采用弹簧基础是最佳的方案选择.

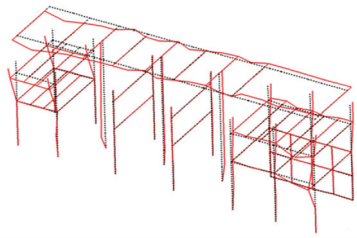
从振型上判断，第 1 阶为水平纵向整体平动，频率为 0.68 Hz；第 2 阶是绕基础竖向中心轴的扭转，扭转中心靠近发电机一侧，频率为 0.90 Hz；第 3 阶是绕水平纵向中心轴竖向摇摆的振动，频率为 2.57 Hz；第 4 阶是竖向整体平动，频率为 2.77 Hz.结果表明弹簧隔振基础较普通刚性基础的自振频率明显降低，尤其是竖向自振频率，脱离了汽轮机正常运行时的工作频率段.整体振动的振型占主导地位，如整体平动、扭转、摇摆等，这些振型无疑对轴系的影响比弯曲或局部振型要小，隔振基础比刚性基础更可以满足汽轮机组的运行环境，减少轴系在运行过程中的损坏.

表 2　模型基础自振频率试验结果

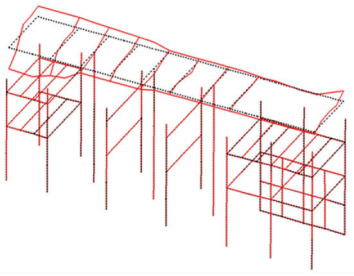
阶次	频率/Hz	阻尼比/%	阶次	频率/Hz	阻尼比/%
1	0.667	4.90	36	15.298	0.89
2	0.896	4.53	37	16.093	0.75
3	2.574	1.35	38	16.918	1.35
4	2.772	2.02	39	17.014	0.24
5	3.117	2.08	40	17.224	0.44
6	3.313	1.59	41	17.783	0.20
7	3.444	0.94	42	18.184	0.21
8	3.738	1.30	43	18.730	0.52
9	4.075	1.02	44	18.990	0.41
10	4.286	0.45	45	19.241	0.49
11	4.636	1.04	46	19.402	0.73
12	4.819	0.66	47	19.727	0.32
13	5.220	0.92	48	21.321	0.43
14	5.677	0.53	49	21.592	0.33
15	6.703	1.06	50	21.934	0.33
16	6.792	0.94	51	22.189	0.32
17	7.676	0.60	52	22.574	0.22
18	8.085	0.74	53	22.820	0.10
19	8.285	0.73	54	23.053	0.18
20	8.636	0.25	55	24.135	0.21
21	9.355	1.11	56	25.395	0.16
22	9.612	0.65	57	25.843	0.23
23	9.870	0.79	58	25.910	0.20
24	10.360	0.71	59	26.474	0.23
25	10.813	0.57	60	26.662	0.15
26	11.041	0.60	61	27.525	0.35
27	11.259	0.81	62	27.782	0.13
28	11.703	0.76	63	27.954	0.56
29	12.460	0.20	64	28.759	0.44
30	12.822	0.35	65	28.870	0.37
31	13.239	0.45	66	30.200	0.18
32	14.013	0.32	67	31.382	0.10
33	14.272	0.32	68	31.818	0.20
34	14.609	0.34	69	32.808	0.12
35	14.831	0.66			



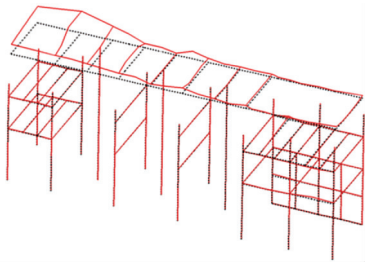
(a) 第1阶水平纵向平动(0.667 Hz)



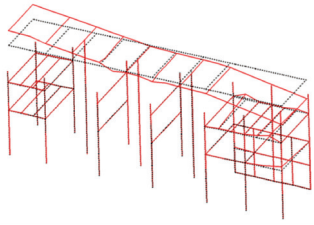
(b) 第2阶绕竖向中心轴水平扭(0.896 Hz)



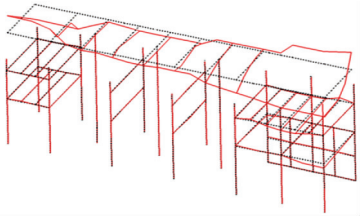
(c) 第3阶绕纵向中心轴竖向摇摆(2.574 Hz)



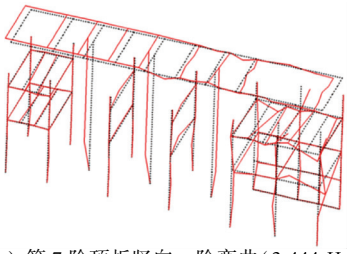
(d) 第4阶竖向偏心平动(2.772 Hz)



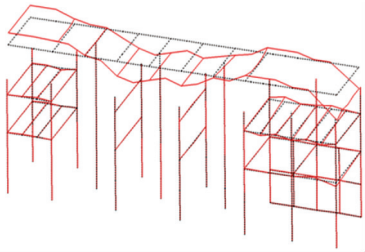
(e) 第5阶绕横向中心轴竖向摇摆(3.117 Hz)



(f) 第6阶纵向对角翻转(3.313 Hz)



(g) 第7阶顶板竖向一阶弯曲(3.444 Hz)



(h) 第8阶顶板竖向二阶弯曲(3.738 Hz)

图3　典型振型图

利用SAP2000 v15.1.1有限元软件,采用杆系单元建立有限元整体模型.表3是计算结果与试验结果前几阶主要频率的比较,从表3看出试验结果大部分与计算结果接近,采用杆系单元的有限元模型计算结果能够较好地模拟实际工程要求.

表3　自振频率数值计算与试验结果比较　Hz

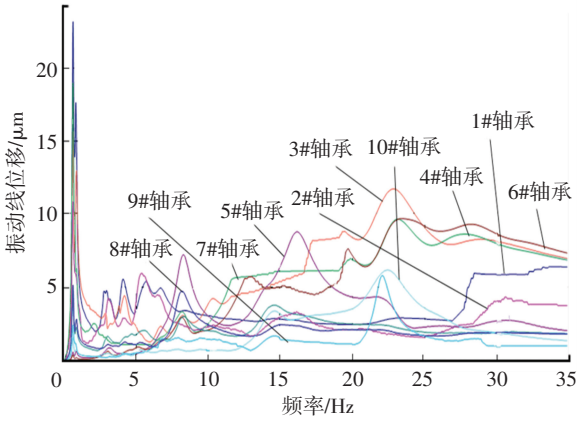
振型	试验值	SAP2000计算值
水平横向整体偏心平动	—	0.82
水平纵向平动	0.68	0.82
绕竖向中心轴水平扭转	0.90	0.92
绕纵向中心轴竖向摇摆	2.57	2.49
竖向整体平动	2.77	2.72
绕横向中心轴竖向摇摆	3.12	—
顶板竖向纵向对角翻转	3.31	3.06
竖向一阶弯曲	3.44	2.76
竖向二阶弯曲	3.74	3.21

2.2　基础模型强迫振动响应

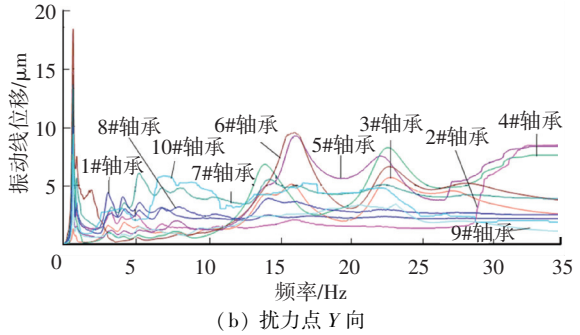
《动规》对半速机组基础的振动控制要求在工作转速范围内(25 Hz±25%,18.75~31.25 Hz)振动线位移小于40 μm,工作转速范围外(0~18.75,31.25~35 Hz)启动过程中振动线位移小于60 μm.本试验控制指标要求对于1 500 r/min的半速机,其扰力点预测出的振动速度均方根值应小于2.8 mm/s,频率控制范围为25 Hz±20%.图6分别是扰力点X、Y、Z方向的振动线位移幅频曲线.

对于扰力点(轴承位置)的振动,在启动过程中(0~18.75 Hz),位于1#轴承水平横向(X向)的最大振动线位移为23.19 μm,位于6#轴承水平纵向(Y向)的最大振动线位移为18.34 μm,位于1#轴承竖向(Z向)的最大振动线位移为6.98 μm;在工作转速范围内(18.75~31.25 Hz),位于3#轴承水平横向的最大振动线位移为11.73 μm,位于4#轴承水平纵向的最大振动线位移为8.19 μm;位于

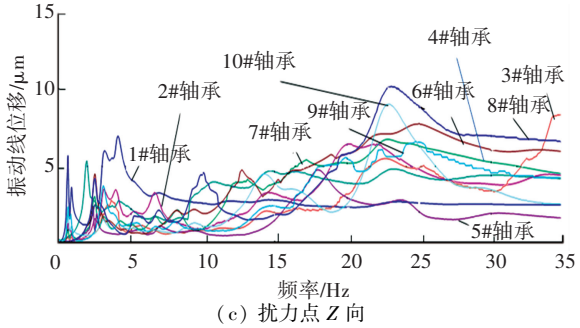
8#轴承竖向的最大振动线位移为 10.15 μm，以上最大振动线位移均满足《动规》对半速机组基础的振动控制标准.从幅频曲线看，水平向的轴承振动在低频出现很高的峰值，这个频率上的振动基本上是水平平动及扭转振型引起的，到15 Hz后个别轴承的振动渐渐增加，但均在 10 μm 左右，并没有明显的高峰.竖向的轴承振动在低频也有峰值，但并不突出，最大峰值多出现在 20 Hz 以后.



（a）扰力点 X 向



（b）扰力点 Y 向



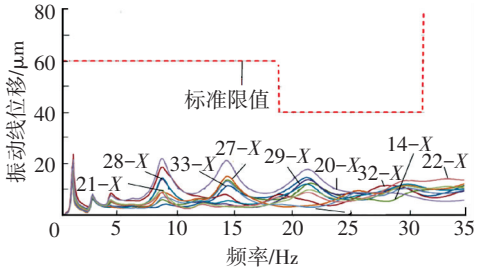
（c）扰力点 Z 向

图 4　扰力点的振动线位移幅频曲线

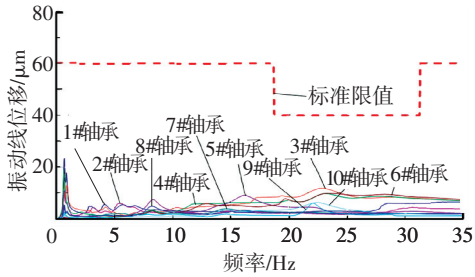
2.3　试验结果与计算结果对比

图 5、6 是扰力点在 X、Z 方向的振动线位移幅频曲线计算结果与试验结果的比较.

从曲线的振动规律比较上看，计算结果与试验结果在 X 向的曲线趋势较接近，均是在自振频率的第一阶处有较高的峰值，且幅值也较接近，但随着频率的增加，计算结果和试验结果虽然都有许多小峰，但计算结果幅值明显偏高.计算结果与试验结果在 Z 向差别较大，计算结果高于试验结果，特别是在计算结果中有几个轴承（3#、5#）的振动在 31.25 Hz 附近超出了《动规》标准的限值.比较结果表明，计算结果包络于试验结果.

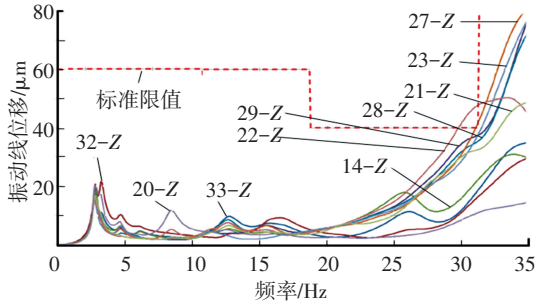


（a）计算结果

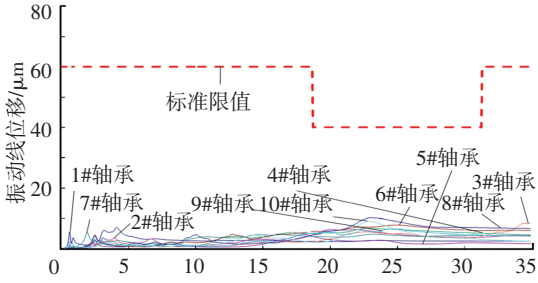


（b）试验结果

图 5　X 向振动线位移幅频曲线比较



（a）计算结果



（b）试验结果

图 6　Z 向振动线位移幅频曲线比较

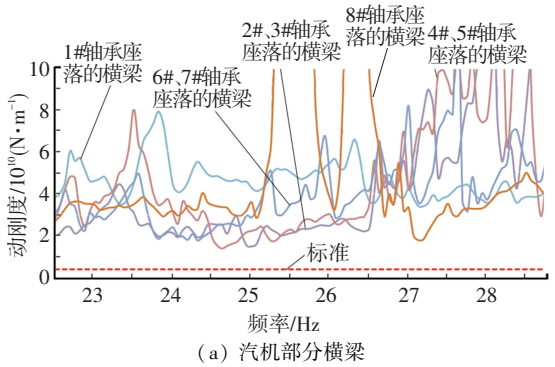
2.4　基础模型动刚度

动刚度是指在不同频率下构件能够抵抗变形的能力，表 4 列出了各轴承座对应的横梁在 25 Hz 时的动刚度值，由于发电机转子是通过设备连接在纵梁两侧的，所以 9#、10#轴承的动刚度值是两侧纵梁的平均结果.参考东方汽轮机有限公司（DEC）的相关要求，机组在额定转速频率范围内（22.5～28.75 Hz），汽轮机轮模块在支撑处的动刚度大于 4×10^6 kN/m，发电机纵梁的动刚度大于 5×10^6 kN/m.图 7、8 是这些点的动刚度曲线，其中，虚线为 DEC 的标准线.

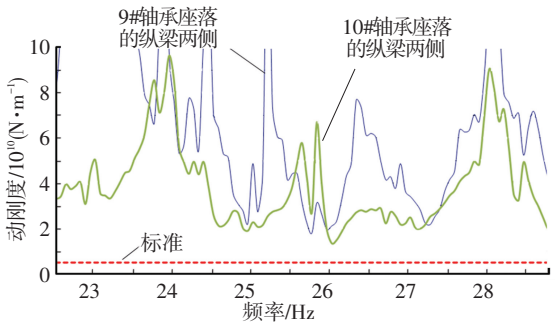
表 4 扰力点在 25 Hz 时的动刚度值 10^6 kN/m

方向	1#轴承座	2#、3#轴承座	4#、5#轴承座	6#、7#轴承座	8#轴承座	9#轴承座	10#轴承座
X	42.67	14.91	22.31	28.84	35.89	48.75	22.74
Z	41.46	22.51	17.22	33.55	158.46	19.33	44.52

除个别轴承座在极小部分频率下略低于标准限值,大部分轴承座的动刚度值均能满足标准,尽管汽机基础是弹簧隔振基础,并没有降低动刚度特性.

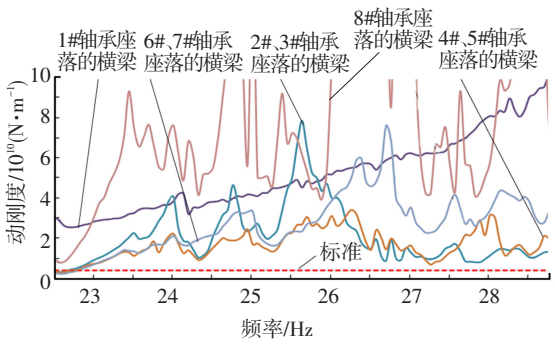


(a) 汽机部分横梁

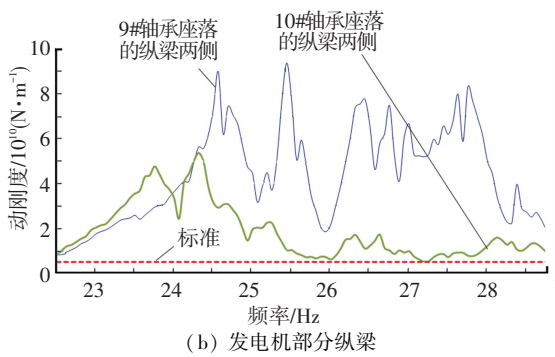


(b) 发电机部分纵梁

图 7 *X* 向动刚度曲线



(a) 汽机部分横梁



(b) 发电机部分纵梁

图 8 *Z* 向动刚度曲线

3 弹簧隔振元件传递率

传递率是指隔振体系在扰力作用下的输出振动线位移与静位移之比,在忽略阻尼比的条件下,计算方法见式(1),式(2)是相应的隔振效率[12-13]:

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 - (\omega_0/\omega_n)^2}}, \tag{1}$$

$$T = (1 - \eta) \times 100\%. \tag{2}$$

式中:η 是传递率,ω_0 是扰力频率,ω_n 是自振频率,T 是隔振效率.

此次试验采用锤击法分别在柱头进行 3 个方向的激振,分别得到 3 个方向相应的传递率.激振时通过安装的加速度传感器同时测试出隔振器上部、下部结构的动力响应,通过软件分析进行频率下的响应比,即为传递率.表 5 是每个柱顶隔振器在 25 Hz 下的传递率与隔振效率的试验结果.

每个隔振器的传递率虽不同,但除 *X* 向为 0.32 外,*Y*、*Z* 向平均在 0.16 左右;*Y*、*Z* 向的隔振效率约为 84%,*X* 向约为 68.4%.试验结果表明,在实际中汽轮发电机弹簧隔振基础由于空间振动的效应,每个柱顶的传递率不能达到单自由度的理论计算结果,但在竖向还是可以达到 80%以上.

表 5 传递率与隔振效率的试验结果 %

柱子编号	*X* 向		*Y* 向		*Z* 向	
	传递率	隔振效率	传递率	隔振效率	传递率	隔振效率
*C*1	55	45	5	95	20	80
*C*1′	36	64	23	77	4	96
*C*2	34	66	8	92	15	85
*C*2′	16	84	9	91	6	94
*C*3	30	70	16	84	18	82
*C*3′	17	83	21	79	6	94
*C*4	52	48	10	90	14	86
*C*4′	3	97	30	70	23	77
*C*5	69	31	53	47	12	88
*C*5′	50	50	10	90	29	71
*C*6	12	88	7	93	14	86
*C*6′	2	98	13	87	8	92
*C*7	18	82	22	78	25	75
*C*7′	49	51	10	90	30	70
平均结果	32	68.4	17	83.1	16	84

4 结 论

1) 试验结果证明,采用弹簧隔振基础,竖向频率降低为 2.77 Hz,远低于常规刚性基础(一般约为 25 Hz),满足基础对竖向隔振的要求.由于弹簧的设计,使自振频率的分布在工作频率 25 Hz 附近比较稀疏,弹簧隔振基础克服了刚性基础自振频率接近半速机工作频率的缺点,半速机采用

弹簧基础优势明显.

2) 在弹簧基础中整体振动的型式占主导地位,如整体平动、扭转、摇摆,这些振型无疑对轴系的影响比弯曲或局部振型要小,说明弹簧基础提高了机组轴系的运行环境,使各段轴承间的应力有所降低.

3) 扰力点在启动过程中(0 ~ 18.75 Hz) 最大振动线位移为 23.19 μm,在工作转速范围内(18.75 ~ 31.25 Hz) 最大振动线位移为11.73 μm, 均满足《动力机器基础设计规范》要求.

参考文献

[1] 梅德庆, 何闻, 沈润杰, 等. 大型汽轮发电机组框架式基础的动力特性研究[J]. 动力工程, 2001, 21(1): 1014 - 1018.

[2] 梅德庆, 何闻, 陈子辰. 汽轮发电机组框架式基础模型的模态试验研究[J]. 动力工程, 2001, 21(6): 1523 - 1527.

[3] 白国良, 刘煦, 刘宝泉, 等. 大型汽轮机组混合框架式基础结构模型试验模态分析[J]. 西安建筑科技大学学报: 自然科学版,2007, 39(3): 297 - 302.

[4] 邵晓岩, 代泽兵, 陈铮, 等. 玉环电厂 1000MW 超超临界汽轮发电机基础自振特性实测分析[J]. 武汉大学学报: 工学版, 2007 (S1):494 - 497.

[5] 尹学军, 王伟强, 沙曾炘. 汽轮发电机组弹簧隔振基础分析[J]. 电力建设, 2003, 24(8): 35 - 39.

[6] 徐绿野, 张汉英. 大型汽轮发电机组弹簧隔振基础探讨[J]. 发电设备, 2005, 19(2): 69 - 72.

[7] 朱上, 陈新钰, 刘兆华. 大型核电机组弹簧隔振基础[J]. 发电设备, 1994, 20(4): 229 - 233.

[8] 尹学军, 王伟强, 沙曾炘. 汽轮发电机组和汽动给水泵组弹簧隔振基础振动实测的讨论[J]. 电力建设, 2005, 26(8): 37 - 40.

[9] 朱瑞燕, 童建国. 大型发电机组基础动力特性有限元分析及试验研究[J]. 武汉大学学报:工学版, 2007, 40(1): 498 - 503

[10] 张爱中,张兰春. 弹簧隔振技术应用于汽轮发电机基础探讨[C]// 山东建筑学会建筑结构专业委员会、山东土木工程学会工程设计及电算专业委员会 2006 年学术交流会论文集.济南: 山东建筑学会建筑结构专业委员会、山东土木工程学会设计及电算委员会, 2006:49 - 52

[11] GB 50040—1996. 动力机器基础设计规范 [S]. 北京: 国家质检总局(CN - GB). 1996.

[12] IRRETIER H. History and development of frequency domain methods in experimental modal analysis[J]. Journal De Physique IV, 2002, 12(11): 11 - 91.

[13] IRRETIER H. Mathematical foundations of experimental modal analysis in rotor dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(2): 183 - 191.

(**编辑**　赵丽莹)