

# 低位布置燃机基座考虑桩动刚度的动力分析与优化设计

陈路遥, 谈臻

华东电力设计院有限公司, 上海市 200063

## Dynamic Analysis and Optimization Design of Low Arranged Gas Turbine Foundation Considering Pile Dynamic Stiffness

Chen Luyao, Tan Zhen

East China Electric Power Design Institute Co., Ltd., Shanghai 200063 .

**摘要:** 本文研究了江苏华电通州 2×200MW 级燃机热电联产工程燃机基础的动力性能。本燃机基础为低位布置, 底板与桩基连接。采用 SAP2000 软件建立燃机基础有限元模型, 采用弹簧单元模拟桩基, 考虑桩基动刚度。本文对两种方案进行燃机基础动力分析, 优化燃机基础的动力性能。本文分别采用试验动刚度与《动规》计算动刚度进行动力分析, 对比两种方法, 《动规》方法计算得桩基动刚度较试验大, 《动规》刚度计算得振动线位移曲线右移, 峰值右移, 说明基座下部桩基动刚度对燃机基座动力性能影响较大, 不能忽略桩基刚度对低位布置燃机基座的影响。

**关键词:** 燃机基座; 低位布置; 桩动刚度; 动力分析

**ABSTRACT:** This paper studies the dynamic performance of Jiangsu Huadian Tongzhou 2 × 200MW gas turbine power plant. The gas turbine foundation is low arranged, and the bottom plate is connected with the pile foundation. The finite element model of the gas turbine foundation is established using SAP2000 software. The spring element was used to simulate the pile, and the dynamic stiffness of the pile is considered. In this paper, two schemes are used to analyze the basic dynamics of the combustion engine and optimize the dynamic performance of the gas turbine foundation. Dynamic stiffness analysis is used to calculate the dynamic stiffness of the pile. The dynamic stiffness of the pile is calculated by comparing the two methods and the regulation method. The displacement curve of the vibration line offsets right and the peak offsets right. The dynamic stiffness of the pile can impact the dynamic performance of the gas turbine. So the pile stiffness of low arrangement gas turbine foundation can't be ignored.

**KEY WORD:** gas turbine foundation; low arrangement; pile dynamic stiffness; dynamic analysis

## 1 前言

江苏华电通州 2×200MW 级燃机热电联产工程是 Siemens 机型 9E 级燃机基座。本燃机为多轴布置联合循环燃气轮发电机。此种类型的燃机基础低位布置, 桩基与燃机底板相连, 桩基数量及刚度对燃机基础的动力特性影响大, 不可忽略。本文研究桩基动刚度对燃机基础动力特性的影响, 对燃机基础动力性能分析并提出设计建议。

## 2 有限元模型

本燃机基座采用 SAP2000 有限元软件建模, 有限元模型如图 1 所示。底板与侧壁选用 SAP2000 中厚壳单元, 考虑横向剪切变形的影响。

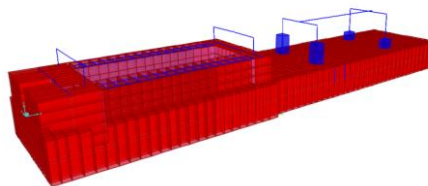


图 1 燃机基座有限元模型

因桩身直径 600mm,远小于底板厚 2300mm,故忽略桩对底板的约束作用。燃机基座桩与底板壳单元采用无质量的刚性杆连接至基础底面,在基础底面定义桩弹簧,共 55 根。根据试桩报告,单桩抗压刚度  $k_{pz}=5.32 \times 10^5 \text{ kN/m}$ ,单桩抗剪刚度  $k_{px}=k_{py}=0.44 \times 10^5 \text{ kN/m}$ 。

### 3 特征值分析

通过 SAP2000 特征向量分析方法进行结构模态分析,确定有限元模型的特征频率、振型和质量参与系数如表 1 及图 2~5 所示。

表 1 基础特征频率及质量参与系数

模态	周期		振型质量参与比		
	(sec)	(Hz)	UX	UY	UZ
1	0.199	5.02	98.2%	0.0%	1.1%
2	0.196	5.10	0.1%	0.0%	0.0%
3	0.188	5.33	0.0%	0.0%	0.4%
4	0.085	11.73	0.5%	0.0%	9.4%
5	0.075	13.42	0.5%	0.0%	16.7%
6	0.058	17.35	0.0%	71.3%	0.0%
				%	
7	0.055	18.16	0.4%	0.7%	65.3%
8	0.055	18.25	0.0%	13.8%	3.2%
9	0.053	19.01	0.0%	10.8%	0.4%
10	0.049	20.32	0.0%	0.7%	0.2%

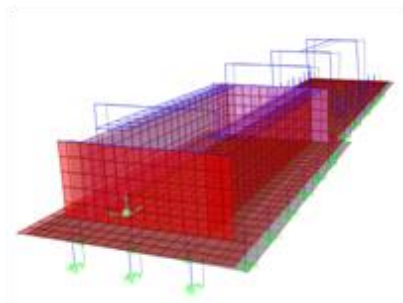


图 2 一阶振型(5.02Hz)横向平动

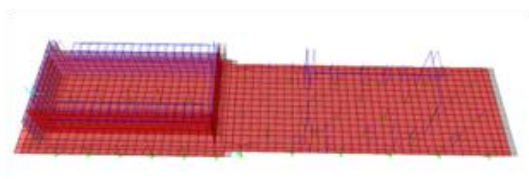


图 3 二阶振型(5.10Hz)纵向平动

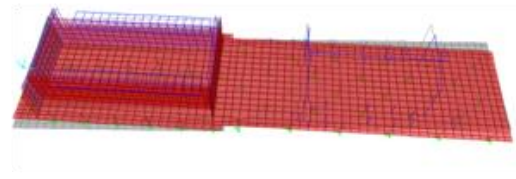


图 4 三阶振型(5.33Hz)绕 Z 轴转动

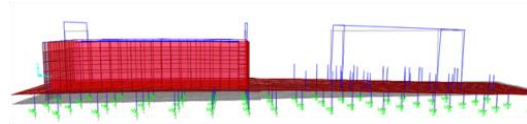


图 5 六阶振型(17.35Hz)竖向平动

燃机基座由 0-70Hz 共有 28 阶振型,远少于框架式基础。结构振型如上图所示,前几阶振型基本为燃机基座整体平动与转动,未见燃机基座弹性变形,可见燃机基座刚度较桩弹簧刚度大。

### 4 轴承振动分析

#### 4.1 振动分析参数

轴承振动分析采用稳态分析方法。扰力取值如式 1 所示。

$$P_{oi} = M_{gi} G \Omega^2 / \omega = M_{gi} G \omega (\Omega / \omega)^2$$

$$= (W_{gi} / 9.80665) \times (G \times \omega) \times (\Omega / \omega)^2 \quad (1)$$

$M_{gi}$ —作用在基础第  $i$  点(扰力点)的机器转子质量;

$W_{gi}$ —作用在基础第  $i$  点(扰力点)的机器转子重量;

$\omega$ —机器的工作转速  $2\pi \times 50 (\text{rad} / \text{sec})$ ;

$\Omega$ —强迫振动分析时的激振转速(rad/sec);

$G = e \times \omega = 2.5 (\text{mm} / \text{sec})$ —平衡质量等级;代入

(1) 式得:

$$P_{oi} \approx 0.08 W_{gi}。$$

表 2 轴承振动扰力值

转子	转子重 (kN)	扰力 (kN)	位置
W1	343	27.44	发电机轴承 (励端)
W2	314	25.12	发电机轴承 (汽端)
W3	204	16.32	汽轮机轴承 (发电机端)
W4	306	24.48	汽轮机轴承 (扩散器端)

说明：燃气轮机扰力由 G2.5 确定

动力计算恒定阻尼比 2%；分析截止频率 65 (Hz)，采样频率范围  $\pm 20+50$  (Hz)；评估频率范围： $\pm 10+50$  (hz)；扰力在评估频率范围为常数。

#### 4.2 方案优化对比分析

根据初步动力分析，判断 3 号轴承处横向水平动位移较大，拟通过增大 3 号轴承处柱截面、增加底板厚度（原底板厚为 2200mm）来降低 3 号轴承处横向振动位移，如下表计算 2 个方案，其中方案 A 为机务初步提资方案，方案 B 为改进方案。

表 3 动力分析对比方案

备选方案	底板厚度(mm)	3 号轴承处柱截面
方案 A	2300	600×600
方案 B	2300	600×800

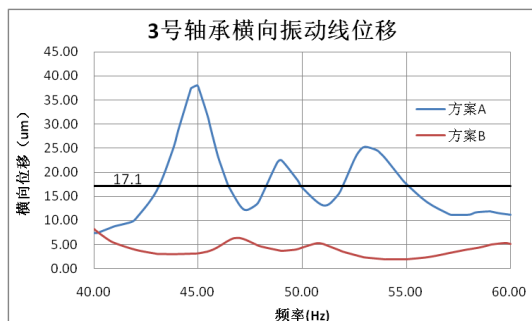


图 6 两方案 3 号轴承横向振动线位移

比较各方案 3 号轴承处横向振动线位移如图 6 所示。扰力在评估范围内为常数，分析结果如图 6 所示。由图可见，方案 A 三号轴承处在工作频率[45Hz,55Hz]范围内横向振动线位移超限，最

大振动线位移 38.05um，远大于振动限值 17.1um。方案 B 振动线位移满足限值要求，故增大 3 号轴承处柱截面为 600×800 可明显减小 3 号轴承处横向振动线位移。

#### 4.3 《动规》与试验方法对比

GB50040-96《动力机器基础设计规范》3.3 节提出通过地基土层参数计算地基动刚度。《动规》计算得地基动刚度与试验结果有差别，研究地基动刚度对结构动力特性的影响，以保障机组安全稳定运行。

本节依据《动规》计算动刚度，并与试验结果对比，研究地基动刚度对燃机基座动力性能的影响。

表 4 竖向动刚度 kN/m

土层	hi	Cpt	CptAp
④2	23.19	12000	524545
⑤	1.2	10000	22619
⑥1	6.3	7000	83127
⑥2	4.31	10000	81242
kpz	1.08E+06		

表 5 水平动刚度 kN/m

土层	Czi	hi	$\frac{1}{C_{zi}} \left( \frac{1}{1 + \frac{2h_{i-1}}{h_d}} - \frac{1}{1 + \frac{2h_i}{h_d}} \right)$
④2	38000	23	1.61E-05
⑤	8000	24	2.29E-05
⑥1	8000	29	2.65E-05
kpx	6.10E+04		

表 6 《动规》与试验结果对比

动刚度	kpz(kN/m)	kpx(kN/m)
《动规》	1.08E+06	6.10E+04
试验	5.32E+05	4.40E+04
《动规》/试验	2.03	1.39

经计算，竖向与水平动刚度《动规》方法均较试验方法大，竖向动刚度《动规》方法为试验方法的 2 倍，水平动刚度为试验方法的 1.39 倍。

采用特征向量法计算结构频率，如表 7 所示。由表可见，动规刚度计算得频率较试验刚度计算频率大，各阶振型相近。

表 7 试验刚度与动规刚度特征频率对比

模态	试验刚度	动规刚度
1	5.02	5.96
2	5.10	6.00
3	5.33	6.24
4	11.73	11.92
5	13.42	13.76
6	17.35	20.25
7	18.16	24.29
8	18.25	24.62
9	19.01	24.92
10	20.32	25.71

采用稳态分析方法，分别计算两种动刚度结构动力响应，如图7~12所示。

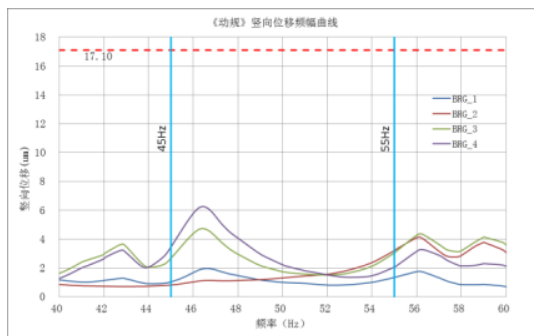


图 7 《动规》竖向振动线位移

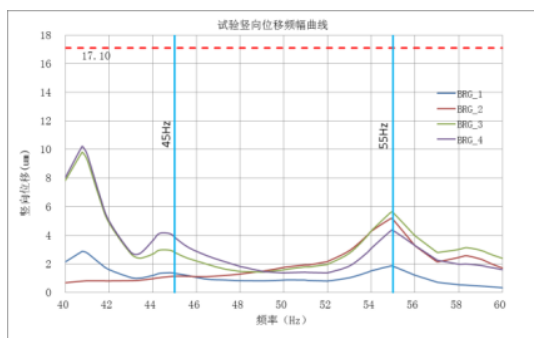


图 8 试验竖向振动线位移

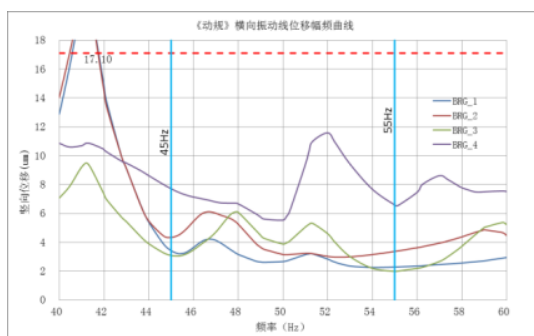


图 9 《动规》横向振动线位移

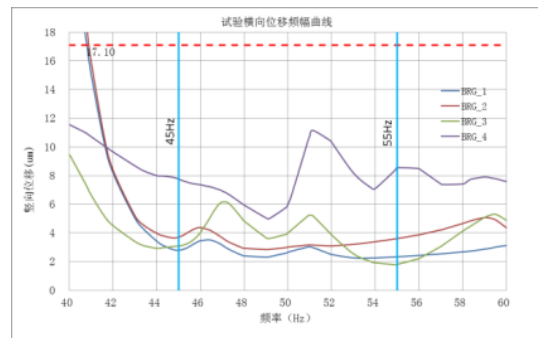


图 10 试验横向振动线位移

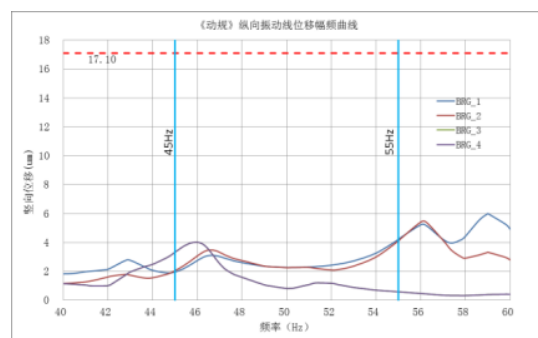


图 11 《动规》纵向振动线位移

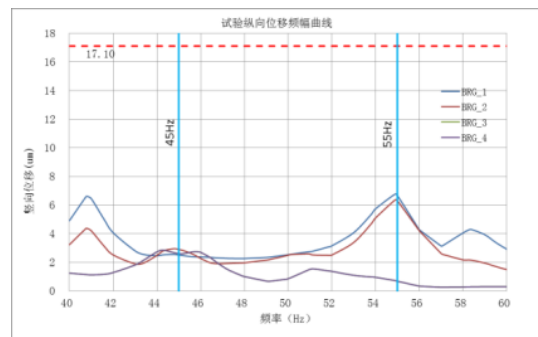


图 12 试验纵向振动线位移

由上图可见，按照《动规》及试验动刚度计算，结构动力响应均满足标准要求。

两种动刚度各方向振动曲线形状相近，《动规》动刚度计算的振动线位移幅频曲线较试验曲线右移，振动峰值右移，为《动规》桩基刚度较试验刚度大所致。两种算法最大振动线位移如表8所示。

表 8 两种算法最大振动线位移

两种算法最大振动线位移		《动规》	试验
竖向	umax(μm)	6.26	5.60
	频率 (Hz)	46.49	54.90
	位置	BRG_4	BRG_3

横向	umax( $\mu\text{m}$ )	11.58	11.15
	频率 (Hz)	52.00	52.00
	位置	BRG_4	BRG_4
纵向	umax( $\mu\text{m}$ )	4.20	6.77
	频率 (Hz)	55.00	54.90
	位置	BRG_1	BRG_1

由上表可见, 竖向、横向最大振动线位移《动规》刚度计算大于试验刚度, 纵向最大线位移《动规》刚度小于试验刚度。

通过上述分析, 基座下部桩基动刚度的改变对上部结构动力分析影响较大, 不能忽略桩基刚度对低位布置燃机基座的影响。

## 5 结论

(1) 根据《桩的动刚度试验报告》得出的桩基刚度模拟桩基, 对燃机基座进行特征值分析, 燃机基座由 0-70Hz 共有 28 阶振型, 远少于框架式基础。前几阶振型基本为燃机基座整体平动与转动, 未见燃机基座弹性变形, 可见燃机基座刚度较桩弹簧刚度大。

(2) 对燃机基座进行动力分析, 因经动力计算, 机务提资 3 号轴承处振动线位移超限, 对机务提资 3 号轴承处柱截面进行优化, 将柱截面由  $600 \times 600$  扩大为  $600 \times 800$ , 大大减低 3 号轴承处横向振动线位移。经动力分析, 优化后的燃机基座扰力所有轴承支撑点的振幅均小于规范允许限值  $17.1 \mu\text{m}$ , 从而提出燃机基座的设计方案。

(3) 本文根据 GB50040-96《动力机器基础设计规范》计算桩基动刚度, 计算得竖向动刚度《动规》方法为试验方法的 2 倍, 水平动刚度为试验方法的 1.39 倍。动规刚度计算得频率较试验刚度计算频率大, 各阶振型相近。

(4) 经动力计算, 两种动刚度计算得各方向振动曲线形状相近, 《动规》动刚度计算得振动线位移幅频曲线较试验动刚度计算得曲线右移, 振动峰值右移。

(5) 基座下部桩基动刚度的改变对燃机基座动力分析有影响, 不能忽略桩基刚度对低位布置燃机基座的影响。

## 参考文献

- [1] 方伟定, 钟金周. GE 大块式燃机基座设计分析[J]. 武汉大学学报(工学版) 2013, 46:216-219.
- [2] 杨辉. 巴基斯坦某燃机联合循环电厂工程燃气轮机基础动力特性数模分析[D], 西安建筑科技大学;2012 年.
- [3] 黄小玲, 沈涛, 朱祝兵, 代泽兵. 结合实例对 9E 型燃机基础的动扰力和动力特性探讨[J]. 特种结构, 2012, 29(6):68-73.
- [4] 王浩, 赵学毅. 燃机基座动力分析[J]. 武汉大学学报(工学版). 2010, 43:225-226

### 作者简介:

陈路遥 (1988-), 男, 江苏, 研究生, 工程师, 电力土建结构设计, 新能源结构设计