

⑤ 国产200MW 机组轴承负荷分析

25-31

An Analysis of the Bearing Loads of
the Domestic 200MW Turbine Generator Set

黄文振

Huang Wenzhen

(重庆大学机械传动国家重点实验室)

TK263.61

摘要 本文提出油膜非线性弹性支承上多跨转子连续梁系统支承负荷分配分析的通用迭代方法,应用这一方法分析了国产200MW 汽轮发电机组轴承标高与轴承负荷之间的关系,讨论了标高变化原因及标高调整与稳定性的关系问题。

关键词 汽轮发电机组; 轴承; 油膜; 稳定性; 汽轮机油膜振荡

中国图书资料分类法分类号 TH113.25; TK263.61

ABSTRACT The distribution of the bearing loads of the domestic 200MW turbine generator set, which depends on their relative positions, have been studied under different supporting conditions. An iterative method has been developed to calculate all of the bearing loads, which takes the structural static indetermination and nonlinearities of the oil film forces into consideration. Variations of the bearing relative positions and their influence on the stability of the rotor-bearing system, have also been discussed.

KEY WORDS steam turbo-generator sets; journal bearing; oil film; stability; steam turbine oil whip vibration

0 引 言

国产200MW 汽轮发电机组是我国火电行业的主力机组,近年来,该类型机组在国内某些电厂中曾发生过若干次严重的振动或失稳事故。

影响机组转子系统稳定性的因素很多,其中油膜轴承动特性是最重要的因素。轴承的动特性不仅与轴承结构类型、设计参数及安装情况等因素有关,而且也与运行状态的变化有关。其中投运初期各轴承的安装位置会因基础下沉不均、凝结器充水、发电机静子充氢而走动。据报道^[1]国外320MW 机组实测结果表明,机组冷态到带负荷,最大的标高走动量达2~2.5 mm,经过约半个月时间,实际标高才趋于稳定。轴承标高走动会直接影响各轴承的负荷与动态特性,从而影响系统的振动稳定性。

大型汽轮发电机组转子系统的各跨转子刚性联接时,构成超静定连续梁系统,而各支点

* 收文日期 1992-07-10

处的油膜构成非线性弹性支承,轴承静特性决定了这一非线性性质.在运转过程中,转子被油膜顶起,处于浮动状态.为准确地分析负荷,应考虑油膜的非线性支承作用.

本文给出了分析非线性弹性支承上多跨连续梁系统各支承负荷的迭代方法,并对国产200MW 机组转子系统的轴承负荷与轴承相对标高的关系进行了分析.

1 模型建立

1.1 刚支连续梁模型

刚性支承多跨转子的连续梁系统,可以简化为如下力学模型,见图1.假定支承与联轴节均为刚性,梁上分布载荷为转子自重与其上的组件重量.

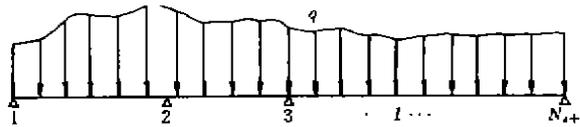


图1 转子多跨连续梁模型

考虑支承不位于同一水平面的连续梁三弯矩方程,可以导出

$$M_{I-1}K_{I-1} + M_I(K_I + K''_{I-1}) + M_{I+1}K_I = \beta_I \tag{1}$$

$$I = 1, 2, \dots, N_s (N_s \text{—跨数})$$

其中 M_I 为支承节点放松后的内弯矩, K_I, K'_I, K''_I 可根据转子各跨各段不同截面的几何与物理参数导出,而

$$\beta_I = (\alpha_{I-1} - \alpha_I) - (\theta'_{qI-1} + \theta''_{qI}) \tag{2}$$

式中变量含义见图2(a)和(b), $\theta'_{qI-1}, \theta''_{qI}$ 为自重分布载荷引起的支点两侧梁的转角.式(1)可简记为

$$[K]\{M\} = \{\beta\} \tag{3}$$

$[K]$ 阵为以 K_I, K'_I, K''_I 为元素的三对角阵.不难导出支承力与未知内弯矩 $\{M\}$ 的关系,支承力 $\{T\}$ 为

$$\{T\} = \{T_q\} + [A]\{M\} \tag{4}$$

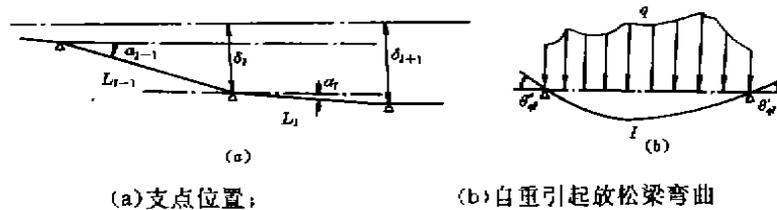


图2

$\{T_q\}$ 为节点放松后自重分布载荷 q 造成的支反力向量,矩阵 $[A]$ 仅与各跨长度 L_i 有关, $[A]$ 也为三对角阵.

由(3)、(4)可得

$$\{T\} = \{T_q\} + [A][K]^{-1}\{\beta\} \tag{5}$$

由(2)与图2(a)有

$$\{\beta\} = \{\beta(\delta)\} \tag{6}$$

式(5)即为刚支模型上轴承中心标高与支承负荷间的关系式。

1.2 油膜非线性(静特性)弹性模型

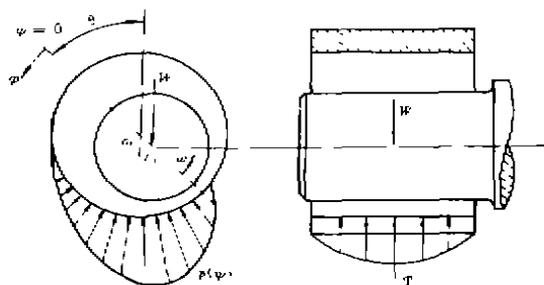


图3 油膜轴承工作图

油膜轴承工作图见图3,当转子以恒定转速稳定运转时,油膜承载力与轴颈中心位置之间存在着非线性关系,即支反力 T 与轴承偏心率 e 、偏位角 θ 之间的非线性关系,见图4。

对于圆柱轴承可以用无限长或无限短轴承理论近似表达其静特性[5]。滑动轴承流体动力学方程可简化为[5]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial h}{\partial x} \tag{7}$$

采用 Gumbel 边界条件解(7)式可得

无限长圆柱轴承静特性

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{rL\mu\omega}{\varphi^2} \cdot \frac{6e \sqrt{\pi^2 - (\pi^2 - 4)e^2}}{(2 + e^2)(1 - e^2)} \\ \theta &= \text{tg}^{-1} \left(\pi \sqrt{1 - e^2} / 2e \right) \end{aligned} \right\} \tag{8}$$

及无限短轴承静特性

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{\mu r \omega L^3}{c^2} \cdot \frac{e}{4(1 - e^2)^2} \cdot \frac{\sqrt{\pi^2(1 - e^2) + 16e^2}}{1} \\ \theta &= \text{tg}^{-1} \left(\pi \sqrt{1 - e^2} / 4e \right) \end{aligned} \right\} \tag{9}$$

其中 $r, \omega, L, \varphi, c, \mu$ 分别为轴承的半径、角速度、轴承宽、相对间隙、半径间隙和油的动力粘度。

对一般有限长轴承,则可通过方程(7)的数值解建立 T 与 (e, θ) 的一组对应关系,用插值法表示为

$$e = e(T), \theta = \theta(T) \tag{10}$$

2 负荷分配迭代计算

作用在轴颈上的支承力与各轴颈的实际标高位置关系式由(5)确定,而轴颈与轴承的

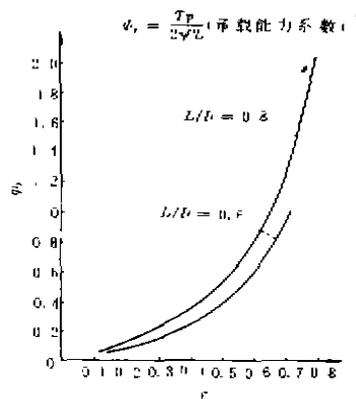


图4 油膜轴承静特性

相对位置 (ϵ, θ) 和承载力由(8)、(9)或(10)式给出。换言之,支承力 T 应同时满足三弯矩方程组和各轴承的静特性,由此可以建立迭代计算关系。

各支承处轴颈中心、轴承中心与水平基准之间几何关系如简图图5所示

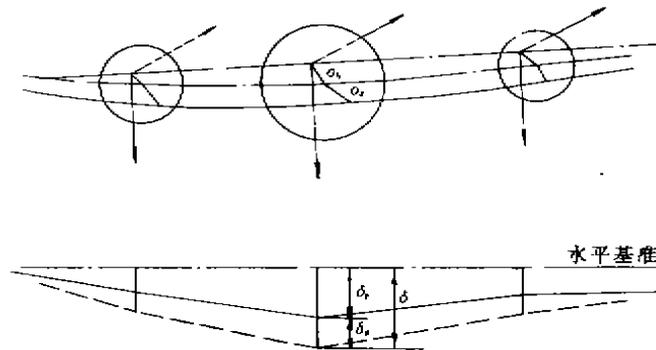


图5 轴承与轴颈中心位置关系
(O_b —轴承中心; O_s —轴颈中心)

由图第 I 个支承处有

$$\delta_I = \delta_{bI} + \delta_{sI}(T_I) = \delta_I(T_I) \quad (11)$$

其中 δ_{bI} —轴承中心标高

$\delta_{sI}(T_I) = C \cdot \epsilon(T_I) \cdot \cos\theta(T_I)$ —轴颈相对于轴承的中心高。

由式(5)、(6)、(11)可给出油膜非线性特性与刚支静不定连续梁特性的联合迭代关系

$$\begin{cases} \{T^k\} = \{T_0\} + [A][K]^{-1}\{\beta(\delta_k)\} \\ \{\delta^{k+1}\} = \{\delta_k + C\epsilon(T^k) \cdot \cos\theta(T^k)\} \end{cases} \quad (12)$$

给定一组初值 $\{\delta^0\} = \{\delta_k\}$,由(12)式可计算任意第 K 轮迭代结果 $\{T^k\}$,收敛精度由设定的 ϵ_0 规定,即

$$\epsilon_0 \leq \frac{\sum_{I=1}^{N+1} |T_I^{k+1} - T_I^k|}{\sum_{I=1}^{N+1} |T_I^{k+1}|}$$

由(12)可以解出在任意轴承中心标高下各轴承的承载情况。进一步地,由式(3)可求得各支承点处轴内弯矩

$$\{M\} = [K]^{-1}\{\beta(\delta)\} \quad (13)$$

由于各段转子梁内弯矩可用支承处内弯矩的线性关系表示为

$$\{M(x)\} = [B(x)]\{M\} + \{C(x)\} \quad (14)$$

其中 $[B(x)]$ 阵与 $\{C(x)\}$ 向量均不难由梁的几何、物理参数求得。考虑安装时联轴节内弯矩为零,令 $\{M(x_c)\} = \{0\}$,则由(14)、(13)、(12)可确定出未考虑冷态予补偿量的中心标高安装位置 $\{\delta_k\}$,以及此时的轴承负荷 $\{T\}$ 。

3 国产200MW 机组轴承负荷分配分析

转子系统简图如图6,根据转子结构特点,划分为128段,分别以不同的质量半径、刚度

半径输入,以计入空心轴、叶片、绕组等对自重分布载荷与刚度的影响,联轴节以等效轴段代替。七个三油楔轴承的静特性由有限长轴承流体动力学方程的一组数值解给出[3],如表1所示。由三点不等距拉格朗日插值确定 $\varepsilon(T)$ 与 $\theta(T)$ 。图7为三油楔轴承简图。

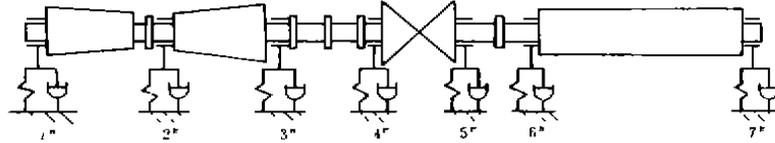
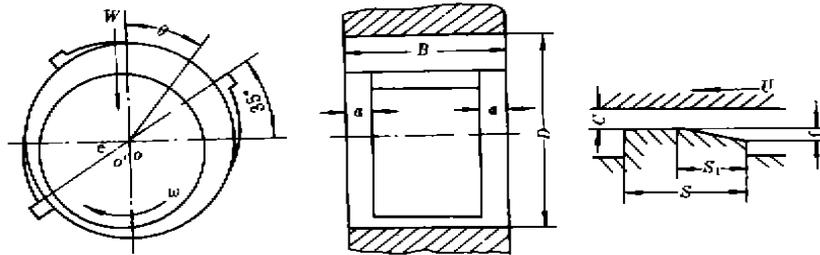


图6 国产200MW 机组转子—轴承系统简图



(a) 三油楔轴承工作图
 $a = (0.05 \sim 0.06)D$;
 (b) 三油楔轴承结构简图
 $Y(\text{楔深比}) = \frac{f+c}{c} = \frac{4}{3}$;
 (c) 三油楔展开图
 $S_1/a(\text{楔弧比}) = 2/3$

图7 三油楔轴承简图

表2为高、中压转子间2#轴承标高相对变化时各轴承负荷的计算结果;表3为6#轴承中心标高变化时各轴承负荷的计算结果。

表1 三油楔轴承 ($L/D = 0.8, Y = 4/3, t_0 = 45^\circ, P_0 = 4.9 \times 10^4 \text{ pa}, n = 3000 \text{ r/min}$)

Φ_p	0.06603	0.1443	0.2276	0.3298	0.4647	0.6529	0.9281
ε	0.100	0.200	0.300	0.400	0.500	0.600	0.700
θ	84.00	61.84	55.06	50.74	47.31	44.04	40.40

无量纲承载能力系数 $\Phi_0 = T\eta^2/2\eta L_0$ 。

国产200MW 机组的高、中压转子为三支承结构,其余各段为四支承结构,分析结果表明支承的这种布置形式上的不同,将导致各轴承负荷对中心标高变化的敏感性也各异。

由表2.3可知,四支承结构各轴承负荷对中间相邻轴承相对标高的变化较敏感,标高相对改变0.3 mm 时6#负荷的改变量约为14%,5#轴承负荷改变量约为35%。三支承结构由于跨度大,负荷对中心标高改变不敏感,2#中心高相对改变0.3 mm 时,2#轴承负变化仅为5.7%,其余轴承变化更小。发电机外侧轴承对中心高变化也不敏感,这是由于电机轴跨度大且较细长。各轴承负荷除受相邻轴承相对位置影响外,也与整个轴系支点标高布置相关。若四支承结构中相邻两轴承(如5#、6#轴承)承受的总负荷偏低,换言之,5#、6#轴承中心高较其他轴承偏低较多时,仅通过调节5#、6#的相对标高以改善6#瓦负荷情况的效果是有限的。一种极端的情况是当5#、6#总负荷仅为6#瓦的设计负荷时,那么只有当5#瓦“脱空”才能使6#

瓦正确承载。

表 2 2[#]轴承中心高变化 $\Delta\delta$ (mm)对负荷分配 T(N)的影响

	1 [#]	2 [#]	3 [#]	4 [#]	5 [#]	6 [#]	7 [#]
0	35270.2	101577	119618.8	107996.0	93031.4	249900.0	195529.6
0.1	34594.0	103635	117306.0	109093.6	92806.0	249958.8	195519.8
0.2	33927.6	105693	114983.4	110201.0	92590.4	250017.6	195519.
0.3	33251.4	107751	112680.4	111308.4	92355.0	250066.6	195519.

表 3 6[#]轴承中心高变化($\Delta\delta$)对负荷(T)的影响

	1 [#]	2 [#]	3 [#]	4 [#]	5 [#]	6 [#]	7 [#]
0	35270.2	101577.0	119618.8	107996.0	93031.4	249900.0	195529.6
+0.15	31899.0	111945.4	107329.6	118560.4	72196.6	268382.8	192589.6
-0.15	31908.8	111788.6	108750.6	108446.8	111661.2	231926.8	198440.2
-0.25	31908.8	111700.4	109466.0	103370.4	131408.2	213698.8	201380.2

本文已指出了,四支承结构轴承负荷对中心高变化较为敏感,另一方面轴承偏心率较低或负荷较小时易于失稳。对轴系而言,只有稳定性对轴承动特性参数最为敏感的轴承会决定整个系统的稳定性,文[6]指出6[#]、7[#]瓦的这一敏感度是其他轴承的一到几个数量级的倍数。因此,在刚性联结四支承布置的低、电转子段负荷容易受到中心高变化或走动的影响,加上6[#]轴承的敏感度高,从而对系统的稳定性产生较大的影响。

6[#]、7[#]瓦承载的设计值应相同,但从曾发生严重失稳的徐州电厂七号机组顶油压力孔油压实测值来看6[#]瓦比7[#]瓦轻约23%。若无其他特殊原因,应认为或是5[#]、6[#]瓦总承载偏低,或是6[#]瓦与5[#]瓦相对位置有较大走动,导致6[#]中心偏低。按本文计算值外推,仅通过改变5[#]、6[#]瓦中心位置时相对标高变化应在0.4 mm左右,方可使6[#]瓦承载正常。调整标高与缩小轴承长径比都能收到改变敏感轴承比压从而提高系统稳定性的效果,在一种措施受限制时,可考虑用另一种予以补偿。

表 4 徐州电厂七号机顶油孔测量压力(Mpa)

轴承No	1 [#]	2 [#]	3 [#]	4 [#]	5 [#]	6 [#]	7 [#]
空负荷	1.960	2.352	2.793	2.584	1.470	2.940	3.822
七万负荷	1.960	2.254	2.450	2.352	1.470	2.842	3.920

机组投运后轴承承载发生明显变动,有可能是投运初期支承走动或是基础施工或安装方面的问题。国外试验结果表明,大型机组投运初期,支承标高走动高达数毫米。产生类似于徐州七号机组这样的负荷不均因此是完全可能的。

4 结 语

本文建立了分析大型汽轮发电机组支承负荷的迭代方法,可用以计算含有任意类型有限长轴承多跨复杂转子梁系统的支承负荷;或计算给定负荷(或联轴节内弯矩)下的轴承安

装中心高度。

应用本文方法对国产200MW 机组负荷进行的分析表明,低电转子间的5[#]、6[#]轴承负荷在转子间刚性联结时受标高变动影响敏感,机组稳定裕度不足的情况下可能导致系统失稳。

国外试验表明,新投运机组支承走动量高达毫米级,国内机组也曾发生负荷不均情况。因此,一方面应提高基础施工与安装质量,尽可能减小走动量,另一方面应加强标高监测与统计,找出规律,以指导冷态安装的预补偿。此外,负荷或标高监测对故障早期诊断预报也有重要意义。

参 考 文 献

- 1 黄文振,黄步玉,董勋,龚汉声,何毅. 汽轮发电机组转子—轴承系统动力稳定性分析. 上海交通大学学报,1990,24(3):53~61
- 2 Clapis A, Lapini G L, Rossini T. An instrument for the measurement of long-term vibrations of vertical bearing alignments in turbogenerators. Proc of 2nd International Conf. of Vibr. in Rotating Machinery, 1980, 119~124
- 3 上海发电设备成套设计研究所. 汽轮机径向滑动轴承性能计算. 北京:机械工业部标准出版社,1985
- 4 Nasuda T, Hori Y. Influence of misalignment of support journal bearings on stability of multi-rotor systems. Energ. elet. , 1982, 389~396
- 5 董勋. 润滑理论. 上海:上海交通大学出版社,1985
- 6 黄文振,黄步玉,董勋. 大型转子系统参数敏感性分析方法与应用. 重庆大学学报,1993,16(1)