DOI: 10.3901/JME.2013.11.084

由轴颈扬度计算汽轮发电机组轴承载荷分布方法

高庆水¹ 张 楚¹ 邓小文¹ 杨建刚²

(1. 广东电网公司电力科学研究院 广州 510080;

2. 东南大学火电机组振动国家工程研究中心 南京 210096)

摘要: 在传递矩阵基础上, 提出一种由轴颈扬度分布递推计算汽轮发电机组轴系各轴承载荷分配方法。在轴承处将轴拆分为若干段, 任意一个轴段内两端轴颈扬度差值取决于轴段内弯矩、剪力、轴段参数和轴承载荷。第1个轴承左端截面弯矩和剪力可以由力和力矩平衡方程直接求出。由该值和前2个轴承轴颈扬度值可以求出第1个轴承载荷, 进而求出第2个轴承左端截面弯矩和剪力。将该方法递推应用到其后更多轴段, 即可逐步求出各轴承载荷。在转子试验台上就轴系两种对中状况下的轴承载荷分配进行测试, 并与顶举法测试结果进行比较, 验证本方法的可行性。将该方法应用于某台大型汽轮发电机组轴承载荷分布识别。该方法是一种整体识别法, 可以应用于联轴器螺栓不解体情况下轴系对中状况分析。

关键词: 载荷 轴承 传递矩阵 对中

中图分类号: TK263

Method to Calculate Turbine Generator Unit Bearing Load Distribution Using Journal Raising Rate

GAO Qingshui¹ ZHANG Chu¹ DENG Xiaowen¹ YANG Jiangang²

(1. Electric Power Research Institute, Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080;

2. National Engineering Research Center of Turbo Generator Vibration, Southeast University, Nanjing 210096)

Abstract: A new bearing load distribution calculation method using the measured journal raising rate on the base of transfer matrix theory is presented. Shaft is divided into several sections at bearings. Journal raising rate difference at two ends of shaft section is decided by moments, shear forces, mass distribution along the section and bearing loads. Moment and shear force at left side of the first bearing can be calculated directly by using force and moment equilibrium equations. The first bearing load can be calculated from these two values and the measured journal raising rate at two bearings. Moment and shear force at left side of the second bearing can be calculated thereafter in the same way. The method is extended to later sections one by one until total bearing loads are calculated. The method is compared and verified with that of jack up method on test rig. It is used for bearing load identification and alignment analysis of a large turbine generator unit successfully. The method is a unitary identification method for shaft alignment analysis without taking off coupling bolts.

Key words: Load Bearing Transfer matrix Alignment

0 前言

轴承对于保证汽轮发电机组安全稳定运行至关重要。轴承载荷决定了轴承工作状态^[1-2]。载荷过重容易引起瓦温高、碾瓦、碎瓦等故障, 载荷过轻容易引起油膜振荡等自激振动故障。轴承载荷不合理所引发的故障屡见不鲜^[3-5], 识别轴承载荷并对其进行优化调整具有重要意义^[6]。

轴系找中是汽轮发电机组安装时必须开展的工作, 其目的就是使各轴承载荷分配合理。传统方法找中时必须将轴系所有联轴器的螺栓都拆除, 由联轴器端面张口和高低差来调整轴系中心。需要逐根转子进行找中, 工作量大。多点油压法^[7]通过测量轴承内油膜压力分布来识别载荷, 相对于单点法而言虽有一定进步, 但是误差仍然较大, 且轴承表面油压测点不好布置。顶举法通过测量千斤顶作用下转轴上抬量来识别载荷。受结构限制, 有时很难找到合适的千斤顶支点, 轴承是否脱空也很难准确判定, 顶举系数计算也存在一定误差。连通管^[8]和

激光法^[9]通过监测轴承冷热态下标高变化来反映轴承载荷变化, 但无法求出轴承所承受的实际载荷。文献[10]将位置敏感探测器和光电技术相结合, 提出了大型机组光电对中方法。文献[11]采用非线性拟合方法从启停数据中识别轴承载荷。这种方法对轴承模型准确度的依赖性很大, 启停过程数据也带有一定的不确定性。

由材料力学可知, 对于一段轴而言, 轴段参数确定后, 轴颈扬度、标高、载荷、剪力和弯矩等之间有一定对应关系。本文在此基础上提出一种由轴颈扬度计算汽轮发电机组轴承载荷的方法。这是一种整体识别方法, 具有快捷、方便的优点。在转子试验台上开展了试验研究, 并将其应用于某台大型汽轮发电机组轴承载荷识别和对中状况分析。

1 由扬度计算轴承载荷数学模型

1.1 扬度定义

转轴在自重作用下存在静挠度, 水平放置时两端轴颈会向上扬起, 转轴向上扬起的程度定义为扬度。扬度用高精度合像水平仪测量, 测试时将其安放在轴颈正上方即可。大型汽轮发电机组安装时, 低压转子两侧轴颈扬度通常设置为 0。

1.2 轴段力学模型

汽轮发电机组轴系包含多个轴承和转子, 在相邻两轴承处将轴断开形成若干轴段。图 1 所示待分析轴段由相邻 2 个轴承、若干小轴段 s_k 与集中质量 m_k 组成。轴段内节点编号为 $i \sim j$ 。截面状态参数为位移 y 、扬度 φ 、弯矩 M 和剪力 F 。

图 1 待分析轴段数学模型

由材料力学可知, 轴段 s_k 两侧状态参数满足

$$\begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,R} = T_k \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,L}$$

$$\begin{pmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EI} & \frac{l^3}{6EI} & -\frac{ql^4}{24EI} \\ 0 & 1 & \frac{l}{EI} & \frac{l^2}{2EI} & -\frac{ql^3}{6EI} \\ 0 & 0 & 1 & l & -\frac{ql^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -ql \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_k \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,L} \quad (1)$$

式中 l ——长度

q ——轴单位长度质量

E ——弹性模量

I ——截面惯性矩

T ——轴段传递矩阵

L, R ——下标, 代表左端和右端

集中质量 m_k 两侧状态参数满足

$$\begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,R} = U_k \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,L} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -m_k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{k,L} \quad (2)$$

式中, U_k 为集中质量传递矩阵。

对于如图 1 所示轴段, 通过矩阵递推相乘, 可以求出轴段两侧节点状态参数满足

$$\begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{j,L} = T_{j-1} \cdot U_{j-1} \cdot T_{j-2} \cdot U_{j-2} \cdots T_i \cdot \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{i,R} = A \cdot \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F \\ 1 \end{pmatrix}_{i,R} = A \cdot \begin{pmatrix} y \\ \varphi \\ M \\ F - F_b - m \\ 1 \end{pmatrix}_{i,L} \quad (3)$$

式中, F_b 为轴承载荷。

由式(1)~(3)可知, 多个矩阵相乘后所得 A 矩阵中

$$A_{21} = 0 \quad A_{22} = 1 \quad (4)$$

由式(3)和式(4)可知

$$\varphi_{j,L} = \varphi_{i,L} + A_{23} M_{i,L} + A_{24} (F_{i,L} - F_{bi} - m_i) + A_{25} \quad (5)$$

已知左侧剪力 $F_{i,L}$ 、弯矩 $M_{i,L}$ 和两个轴颈扬度 $\varphi_{i,L}, \varphi_{j,L}$ 后, 由式(5)即可求出第 i 个轴承载荷 F_{bi} 。

1.3 轴承载荷递推求解方法

轴系首端一般为自由端, 剪力和弯矩为 0。由

力和力矩平衡方程可以求出第 1 个轴承左端面剪力和弯矩

$$\begin{aligned} M_1 &= -\sum_k (q_k l_k) l_{1k} - \sum_k m_k l_{2k} \\ F_1 &= -\sum_k q_k l_k - \sum_k m_k \end{aligned} \quad (6)$$

式中 l_{1k} ——第 k 个轴段中部到第 1 个轴承距离

l_{2k} ——第 k 个集中质量到第 1 个轴承距离

将该值和第 1 个、第 2 个轴承轴颈扬度代入式(5), 可以求出第 1 个轴承载荷。将求出的轴承载荷视为集中质量, 由力和力矩平衡方程可以求出第 2 个轴承左侧剪力和弯矩, 并进而求出第 2 个轴承载荷。如此递推, 逐步求出第 3, 4, ..., $n-1$ 个轴承载荷。将尾端看作为首段, 第 n 个轴承载荷可以采用类似于首段的方法求出。递推过程如图 2 所示。

图 2 轴段递推求解模型

2 试验验证

为了分析本方法可行性, 在如图 3 所示转子试验台上开展了试验验证。试验台包括 3 根转子和 6 个轴承, 每根转子由 2 个轴承支撑, 满足多支撑轴承载荷识别试验需求。

轴颈扬度采用合像水准仪测量。为了便于比较, 每种状态下的测试同时采用了顶举法和本文方法。为了提高顶举法测试精度, 采用千分表测量顶举力作用下转轴上抬量。为避免顶举过程中碰到上瓦产生误差, 试验前将轴承上瓦全部打开。试验在原始状态和第 3 个轴承抬高 0.15 mm 两种状态下进行。

(a) 试验台照片

(b) 试验台结构示意图

图 3 转子试验台

表 1 和表 2 给出了两种方法所得轴承载荷比较。

可以看出, 两种对中状态下, 本文方法和顶举法所得轴承载荷相近, 最大误差约为 35 N。相对轴承本身所承受载荷而言, 两种方法之间的相对误差较小。

表 1 原始状态下轴承载荷测试结果比较

测量值	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号
扬度 $\varphi/(mm/m)$	-5.05	-2.24	-2.44	1.78	1.24	7.59
本方法载荷/N	725	1 114	282	949	1 110	1 220
顶举法载荷/N	740	1 134	268	969	1 145	1 245

表 2 3 号轴承抬高 0.15 mm 后轴承载荷测试结果比较

测量值	1 号	2 号	3 号	4 号	5 号	6 号
扬度 $\varphi/(mm/m)$	-5.28	-1.78	-2.10	1.61	1.29	7.57
本方法载荷/N	769	781	656	794	1 190	1 216
顶举法载荷/N	780	792	677	810	1 170	1 245

原始状态下第 3 个轴承载荷较小, 只有 282 N, 相邻第 2 个轴承和第 4 个轴承载荷较重, 达到 1 000 N 左右。各轴承之间载荷分布很不均匀。将第 3 个轴承标高抬高 0.15 mm 后, 该轴承载荷增加, 相邻轴承载荷减小, 轴承之间的载荷差值减小, 轴系对中状态改善。

在本次试验中, 顶举法也得到了较为准确的测试结果。顶举法测量轴承载荷是对单个轴承进行的, 并且需要绘制顶举曲线图, 测试工作量大。本文方法可以实现轴系所有轴承载荷的整体识别。当轴系中待识别轴承数量较多时, 本方法工作量很小, 特别适用于汽轮发电机组这类带有多支撑的旋转机械。

3 某汽轮发电机组轴承载荷测试分析

3.1 机组轴系模型

某厂一台汽轮发电机组由高压转子等 7 根转子组成, 总长约 67 m, 总质量约 458 210 kg。图 4 给出了轴系模型图和实测轴颈扬度值。励磁机转子较轻, 对载荷影响较小, 建模时没有考虑其影响。

图 4 轴系模型图和实测扬度值(mm/m)

3.2 测试结果及分析

以转子两侧轴承载荷均匀为基准计算求出的轴系扬度和轴承载荷称为基准扬度和基准载荷。表 3 给出了基准值与实测值比较。

表 3 基准扬度、载荷值与实测值比较

轴承	基准扬度 $\phi/(mm/m)$	实测扬度 $\phi/(mm/m)$	基准载荷/ $10^4 N$	实测载荷/ $10^4 N$
1 号	-1.16	-1.27	39.2	39.3
2 号	-0.69	-0.78	39.7	36.2
3 号	-0.70	-0.80	39.2	43.2
4 号	-0.23	-0.32	39.6	36.4
5 号	-0.24	-0.30	16.6	20.4
6 号	-0.01	-0.03	18.0	14.4
7 号	0	0.04	38.8	40.3
8 号	0.47	0.51	39.9	42.7
9 号	0.47	0.52	39.1	35.0
10 号	0.94	1.00	39.7	43.9
11 号	0.93	0.98	46.0	45.8
12 号	1.91	2.45	47.2	39.9

从表 3 中可以看出，中间轴段处基准扬度值与实测扬度值相差较小，差值主要表现在两端。在基准扬度分布状态下，高压、低压和发电机转子两侧轴承载荷分配较均匀，轴系处于比较理想的对中状态。在实测扬度状态下，第 3 个和第 4 个轴承载荷相差了 72 000 N，第 5 个和第 6 个轴承载荷相差了 60 000 N，第 9 个和第 10 个轴承载荷相差了 89 000 N，载荷不均匀量分别占到相应转子重力的 9.13%、17.3%和 11.3%。

该机组轴承座都采用落地式结构，冷、热态工况下轴承标高变化量较小，由此引起的轴承载荷变化量也较小，冷、热态下轴承载荷分配基本相同。测试结果表明，12 个轴承中第 3 个、第 5 个、第 8 个和第 10 个轴承的载荷偏重，轴系对中状况有一定偏差。

4 结论

(1) 提出一种在传递矩阵方法基础上发展起来的由轴颈扬度识别轴承载荷分布的新方法。这种方法只需要测出轴颈扬度就可以较为准确地识别出汽轮发电机组所有轴承载荷分布。

(2) 这种方法是一种整体识别方法，可以同时求出多轴承之间的载荷分配。测试时无须解开对轮联接螺栓，无须盘动转子，工作量小。

(3) 本方法的误差主要来源于扬度测量和轴系建模。随着测试技术的发展，扬度测量精度会越来越高。建模误差虽有一定影响，但是由于轴承载荷

识别是一个静力学问题，对建模精度要求不是很高。

参 考 文 献

- [1] VANIA A, PENNACCHI P. Effects of the hot alignment of a power unit on oil-whip instability phenomena[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2010(2010): 1-12.
- [2] 张楚, 杨建刚, 郭瑞, 等. 基于两相流理论的滑动轴承流场计算分析[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(29): 80-84.
ZHANG Chu, YANG Jiangang, GUO Rui, et al. Simulation of journal bearing flow field using computational fluid dynamics two phase flow theory[J]. Proceedings of the CSEE, 2010, 30(29): 80-84.
- [3] 安学利, 周建中, 向秀桥, 等. 刚性联接平行不对中转子系统振动特性[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(11): 77-81.
AN Xueli, ZHOU Jianzhong, XIANG Xiuqiao, et al. Vibration characteristics of two rotors connected by rigid coupling with parallel misalignment[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(11): 77-81.
- [4] PENNACCHI P, VANIA A, CHATTERTON S. Nonlinear effects caused by coupling misalignment in rotors equipped with journal bearings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 30(7): 306-322.
- [5] 郭玉杰, 张文涛, 刘占辉, 等. 真空变化对大型汽轮发电机组轴承标高和振动的影响分析[J]. 电站系统工程, 2010, 28(3): 20-24.
GUO Yujie, ZHANG Wentao, LIU Zhanhui, et al. Influence analysis of cylinder vacuum on bearing elevation and vibration for large turbo generator unit[J]. Power System Engineering, 2010, 28(3): 20-24.
- [6] 杨建刚, 周世新, 黄葆华, 等. 多支撑汽轮发电机组轴承载荷灵敏度计算与分析[J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(7): 79-82.
YANG Jiangang, ZHOU Shixin, HUANG Baohua, et al. Calculation and analysis of bearing load sensitivity for multi-support turbo-generator units[J]. Proceedings of the CSEE, 2000, 20(7): 79-82.
- [7] 姚德祥, 孙敏. 由测试油膜压力推算轴承负荷和标高调整的试验研究方法[J]. 江苏电机工程, 1998, 17(1): 15-19.
YAO Dexiang, SUN Min. Test method for bearing load estimation and elevation adjustment from the measured oil film pressure[J]. Jiangsu Electrical Engineering, 1998, 17(1): 15-19.

- [8] 田新启, 高亶. 600MW 汽轮发电机组轴系标高测试及振动故障治理[J]. 热能动力工程, 2010, 25(1): 30-34.
TIAN Xinqi, GAO Wei. Shafting elevation measurement and vibration troubleshooting of a 600MW turbo-generator unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2010, 25(1): 30-34.
- [9] 田新启, 高亶, 茅佩. 汽轮发电机组轴系标高激光多点同时测试系统及其应用[J]. 动力工程, 2009, 29(11): 1013-1017.
TIAN Xinqi, GAO Wei, MAO Pei. The laser simultaneous test system of shafting elevation and its application in turbo-generator units[J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(11): 1013-1017.
- [10] 曹国华, 王志胜, 姜涛, 等. 大型机组光电对中校准方法的研究[J]. 仪器仪表学报, 2009, 30(8): 1681-1686.
CAO Guohua, WANG Zhisheng, JIANG Tao, et al. Study on the photoelectric method of aligning large-scale unit to its center[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009, 30(8): 1681-1686.
- [11] SINHA J K, LEES A W, FRISWELL M I. Estimating the static load on the fluid bearings of a flexible machine from run-down data[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2004, 18(6): 1349-1368.

作者简介: 高庆水(通信作者), 男, 1983 年出生, 工程师。主要研究方向为转子动力学和汽轮发电机组振动。

E-mail: gqshui@yahoo.cn