

某 60 Hz 汽轮机转子高速动平衡试验研究

李立波¹ 宾光富²

(1. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 哈尔滨 150046; 2. 北京化工大学诊断与自愈工程研究中心, 北京 100029)

摘要: 针对目前 150 MW 容量 60 Hz 机组高中压转子的高速动平衡试验进行了研究, 采用基于有限元的转子轴承动力学软件 Dyrobes 建立了转子-轴承-摆架系统模型, 在进行无阻尼临界转速及振型分析的基础上, 结合模态振型平衡和影响系数平衡的特点, 根据转子实测不平衡振动形式, 合理选择平衡校正面和加重形式。最后, 通过高速动平衡试验验证表明, 该方法能有效减少启停机次数, 节约平衡费用, 同时可为这类国产小容量 60 Hz 汽轮机组转子高速动平衡提供技术参考和经验借鉴。

关键词: 60 Hz; 高速动平衡; 高中压转子; 模态振型分析

中图分类号: TK263.6

文献标识码: A

文章编号: 1672-5549(2013)02-0096-04

High Speed Dynamic Balancing for 60 Hz Steam Turbine Rotor

LI Li-bo¹ BIN Guang-fu²

(1. Harbin Turbine Co., Ltd., Harbin 150046, China; 2. Diagnosis and Self-recovering Research Center, Beijing university of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The high speed dynamic balancing for HIP rotor of 150 MW, 60 Hz steam turbine is investigated and the rotor-bearing-pedestal model is established according to rotor-bearing dynamics software Dyrobes. The result shows that balancing correction plane and weighting form are selected reasonably based on undamped critical speed and mode analysis, along with measured unbalancing vibration pattern. In the end, through high speed dynamic balancing test, it is verified that this method can effectively reduce the number of starts and stops and save balancing cost. Thus, it helps to balance the similar rotor with 60 Hz in future.

Key words: 60 Hz; high speed dynamic balancing; HIP rotor; mode analysis

随着我国电力市场的日趋饱和, 国内许多大型电力设备制造企业都将目标投向了国外市场, 由于各个国家电网频率的不同, 有些国外机组的频率采用 60 Hz, 其工作转速为 3 600 r/min, 与我国 3 000 r/min 工作转速下的汽轮机转子完全不同。由于工作转速的提升, 其转子的动力学特性变得更加复杂, 以至于在制造厂内进行高速动平衡时就不能完全照搬以往的平衡工艺和方法, 这势必给转子高速动平衡工作人员带来新的挑战 and 难度。

本文以国外某电厂容量为 150 MW 的 60 Hz 机组高中压转子的高速动平衡为实例进行分析, 在采用常规影响系数高速动平衡的过程中, 由于国内缺乏平衡该类型转子可供借鉴的经验, 故在实施高速动平衡的过程中遇到了很多困难, 多次启停机仍然不能把转子振动降低到合格平衡要求

以内。在分析该高中压转子结构的基础上, 采用 Dyrobes 转子动力专业分析软件进行建模, 通过临界转速和模态振型分析, 根据转子实测不平衡振动形式, 结合影响系数法和模态平衡法的特点, 合理选择平衡平面, 最终成功将转子振动降到了所要求的合格范围以内。

1 转子高速动平衡方法

1.1 影响系数法

对于一个具有 N 个平衡面 L 个测点 K 个平衡转速的线性或近似线性的转子系统, 激励与响应成正比, 那么其影响系数的定义为^[1]:

$$\alpha_{ij} = \frac{A_{ij} - A_{i0}}{P_j} = \frac{\Delta A_{ij}}{P_j} (i = 1, 2, \dots, M; j = 1, \dots, L)$$

收稿日期: 2012-10-29 修订日期: 2013-04-07

作者简介: 李立波(1978-) 男, 黑龙江哈尔滨人, 毕业于哈尔滨工业大学, 工程硕士, 主要从事转子动平衡和机组故障诊断及振动处理工作。

2, \dots, N)

式中: $M = L \times K$ 为读点数; A_{i0} 为第 i 个测点的初始振动; A_{ij} 为平面 j 上加 P_j 后第 i 个测点的振动; α_{ij} 为第 j 个平面对第 i 个测点的影响系数。

根据影响系数矩阵 $[\alpha]$ 和选定转速下不同测点的初始不平衡响应列向量 $\{A_0\}$, 计算出配重 $\{Q\}$, 使得转子的残余振动为零或达到最小, 其残余振动可表示为:

$$\{\varepsilon\} = \{A_0\} + [\alpha] \{Q\}$$

在平衡过程中, 往往会出现平衡平面数 $N <$ 振动读点数 M 的情形, 此时可通过最小二乘法求得^[2]:

$$\{Q\} = -[\alpha^* \alpha]^{-1} \alpha^* \{A_0\}$$

因此, 若求得的最大残余振动超过残余振动的均方根值, 这时可采用加权最小二乘法来平抑残余振动, 加权因子矩阵一般可取为:

$$E_k = \text{diag} \left[\frac{|\varepsilon_{1k}|}{R_k}, \frac{|\varepsilon_{2k}|}{R_k}, \dots, \frac{|\varepsilon_{Mk}|}{R_k} \right]$$

k 表示迭代次数, 经过 k 次迭代后求得的平衡配重为:

$$\{Q_k\} = -[\alpha^* E_k \alpha]^{-1} \alpha^* E_k \{A_0\}$$

该方法可以均化残余振动, 避免了过大残余振动的出现, 但是也有可能使残余振动较小的点增大。

1.2 模态平衡法

模态平衡法主要适用于挠性转子的平衡, 包括振型分离法和谐分量法。

振型分离法是根据振型曲线的正交性, 在第一临界转速附近, 转子的挠曲主要是一阶振型, 因此, 主要是不平衡的一阶分量起作用, 也就是说主要是对称不平衡重量起作用。同理, 在二阶临界转速附近, 主要是反对称不平衡量起作用。基于这一原理, 可以在各阶临界转速附近平衡该阶振型曲线。

振型分离法步骤如下^[3]:

1) 在第一临界转速或附近测量轴承原始振动, 然后在两侧加对称重量, 根据加重后在同一平衡转速的振动变化来计算应加的对称重量, 以求得一阶振型的平衡配重。

2) 升至第二阶临界转速或其附近, 这时一般是第二阶振型起主要作用, 在转子两端试加反对称重量, 根据加重后轴承振动的变化计算出应加的反对称重量, 以求得二阶振型的平衡配重。

3) 一般平衡一、二阶振型后, 工作转速下轴承振动多数能达到较满意的要求。但在某些情况下, 三阶振型的影响较为严重, 这时需要平衡三阶振型, 理论上应在转子两侧加对称重量, 并同时在转子中部相反方向加一重量。

谐分量法的基本原理及平衡步骤:

谐分量法的基本原理是将工作转速下转子振动分解为对称分量和反对称分量, 认为振动的对称分量由转子的一阶不平衡分量引起, 反对称分量由转子的二阶不平衡分量引起, 且符合正交关系。然后分别确定一阶加重大小及方向和二阶加重大小及方向, 最终确定合成的综合重量^[4]。谐分量法常用于轴向基本对称的挠性转子, 其两侧支撑条件相似, 振型曲线近似为轴向对称。它的平衡步骤如下:

1) 测量原始振动并计算同相和反相振动分量。

$$\text{同相分量: } A_{d0} = B_{d0} = (A_0 + B_0) / 2$$

$$\text{反相分量: } A_{f0} = -B_{f0} = (A_0 - B_0) / 2$$

2) 根据两端加对称分量 $2 \times P_d$ 后振动为 A_1 和 B_1 , 计算同相分量和相应的影响系数。

$$\text{同相分量: } A_{d1} = B_{d1} = (A_1 + B_1) / 2$$

$$\text{对称加重影响系数: } \alpha_{dd} = (A_{d1} - A_{d0}) / P_d$$

3) 卸下对称分量, 加反对称分量 $2 \times P_f$ 后振动为 A_2 和 B_2 , 计算反相分量和相应的影响系数。

$$\text{反相分量: } A_{f2} = -B_{f2} = (A_2 - B_2) / 2$$

$$\text{反对称加重影响系数: } \alpha_{ff} = (A_{f1} - A_{f0}) / P_f$$

4) 计算应加对称分量和反对称分量。

$$Q_d = -A_{d0} / \alpha_{dd}, Q_f = -A_{f0} / \alpha_{ff}$$

5) 计算每侧合成后的统一加重。

$$A \text{ 侧: } Q_A = Q_d + Q_f$$

$$B \text{ 侧: } Q_B = Q_d - Q_f$$

2 转子模态振型分析

2.1 汽轮机机组高中压转子基本结构

该汽轮机机组为 150 MW 机组, 整个汽轮机部分由一根高中压转子和一根低压转子组成, 其中高中压转子总长为 5 949 mm, 总重为 14 t, 轴颈尺寸分别为 $\phi 360$ 和 $\phi 300$, 轴承支承跨度为 5 365 mm。该转子的额定工作转速为 3 600 r/min, 要求超速试验转速为额定转速的 112% (即要求超速到 4 032 r/min), 设计的转子平衡平面为跨内的 3 个加重平面。

2.2 高中压转子模态振型分析

按照高中压转子的结构尺寸进行有限元建模,建模中最难的是对各边界条件的确定,任何一个参数的确定都与最终计算结果相关,尤其是轴承和轴承座参数的选择及其动力特性系数的计算

直接关系到建模的准确程度。笔者采用 Dyrobes 软件对高中压转子-轴承-摆架系统进行建模,如图1所示。其中,节点4和31分别为两轴承中心位置,节点35和36分别代表摆架和轴承座,且将其视为单自由度的刚度-质量-阻尼结构。

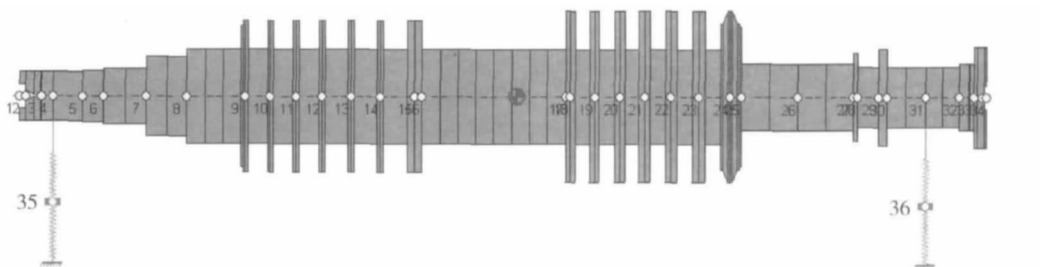


图1 转子-轴承-摆架系统的有限元模型

利用 Dyrobes 的 BePerf 模块,对椭圆轴承进行动力特性分析,得出油膜刚度和阻尼随转速变化曲线,如图2和图3所示。

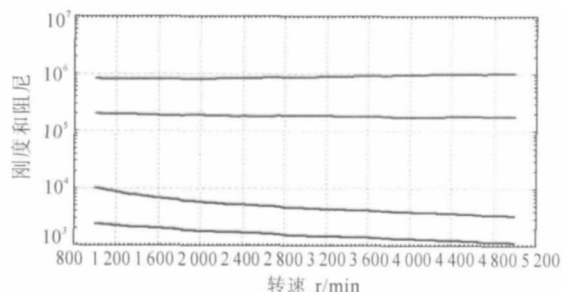


图2 轴承1的刚度和阻尼系数随转速变化曲线

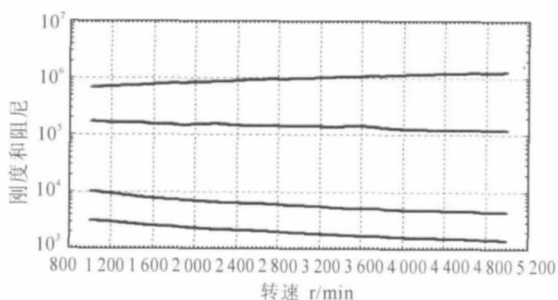


图3 轴承2的刚度和阻尼系数随转速变化曲线

将轴承刚度和阻尼系数导入转子-轴承-摆架系统模型,进行前三阶无阻尼临界转速计算和振型分析,结果如图4~6所示。

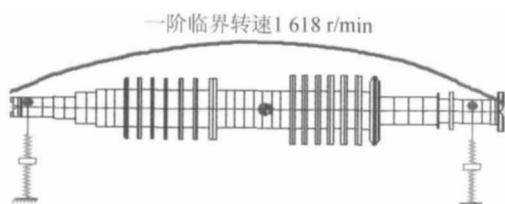


图4 转子系统一阶临界转速及振型($n_{cr1} = 1\ 618\ \text{r/min}$)

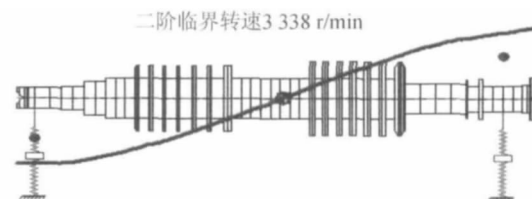


图5 转子系统二阶临界转速及振型($n_{cr2} = 3\ 338\ \text{r/min}$)

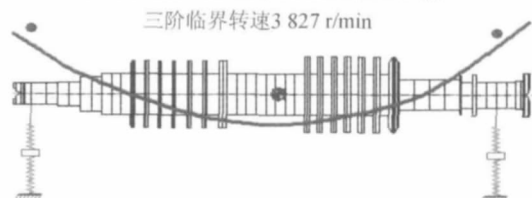


图6 转子系统三阶临界转速及振型($n_{cr3} = 3\ 827\ \text{r/min}$)

从图4~6可以看出,转子-轴承-摆架系统的前三阶无阻尼临界转速分别为 $1\ 618\ \text{r/min}$ 、 $3\ 338\ \text{r/min}$ 、 $3\ 827\ \text{r/min}$,这与实测值($1\ 610\ \text{r/min}$ 、 $3\ 400\ \text{r/min}$ 、 $3\ 800\ \text{r/min}$)比较接近,说明转子建模的各项参数选择比较正确。尤其是计算的第一阶临界转速与实测的非常接近,而二阶和三阶临界转速与实测值存在一定的误差,且从图中两轴承处红点的偏离位移可以看出摆架振动对整个转子系统的二阶和三阶振型影响较大,因此该高速动平衡机摆架对转子系统高阶临界转速影响较大。由于在建模过程中将该高速动平衡机的摆架简化为单自由度结构,且其动力特性系数掌握的不是十分准确,因此计算的高阶临界转速与实测存在一定的误差。虽然高阶临界转速值存在一定误差,但各阶临界转速对应的振型可指导转子平衡时加重平面的合理选择,再结合常规的影响系数法对转子实施动平衡,可以避免依据振型节点进行加重时由于灵敏度不高而导致加重不合理现象。

3 转子的高速动平衡试验

3.1 平衡设备

高速动平衡试验设备为德国 SCHENCK 公司的 DH90 型支撑摆架,此摆架设计平衡转子最大吨位为 50 t,最高转速为 4 320 r/min,完全能够满足此类型转子的动平衡要求。工艺要求考核标准为瓦振,瓦振要求为: $V_c \leq 2.8 \text{ mm/s}$; $V_b \leq 1.2 \text{ mm/s}$ 。

3.2 转子高速动平衡试验及分析

按照以往平衡 50 Hz 汽轮机机组高中压转子平衡经验,只需在转子前后两个平衡面加重即可达到很高的平衡精度。因此一开始选择转子前后两个平衡面加重,运用影响系数法进行平衡,在进行了大约 20 次平衡后,平衡效果仍然不理想,振动值一直很大,不能满足客户的要求。显然,采用以前平衡 50 Hz 机组只在转子前后两个平面加重的方法已不能平衡这类 60 Hz 转子。

图 7 和图 8 分别为平衡过程中的两次启机过程 BODE 图,其中实线为轴承 1 处轴瓦的振动烈度,虚线为轴承 2 处轴瓦的振动烈度。从这两个图中可以看出,转子系统的一阶临界转速为 1 610 r/min 左右,二阶临界转速为 3 400 r/min,三阶临界转速为 3 800 r/min,与计算值十分接近。在图 7 中二阶临界转速下振动峰值表现的并不是十分明显,原因是平衡过程中将二阶不平衡控制的很小,而且三阶不平衡量相对较大,所以在该图中二阶表现不明显,三阶较明显。

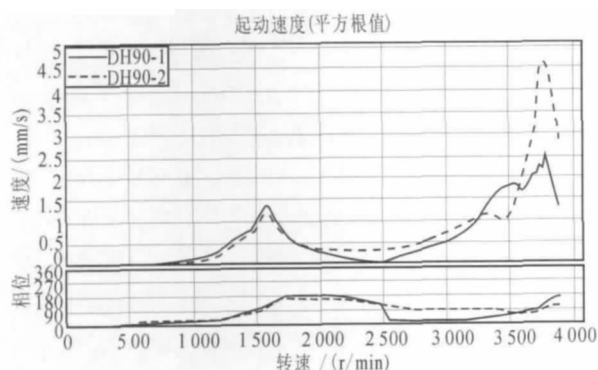


图 7 高中压转子实测轴承 BODE 图

基于对实测图形和计算振型的比较和分析,首先采用模态法平衡掉转子的一阶不平衡量,选择在转子中间加重平面进行配重,平衡转子系统的一阶不平衡形式。由于从实测的转子 BODE 图

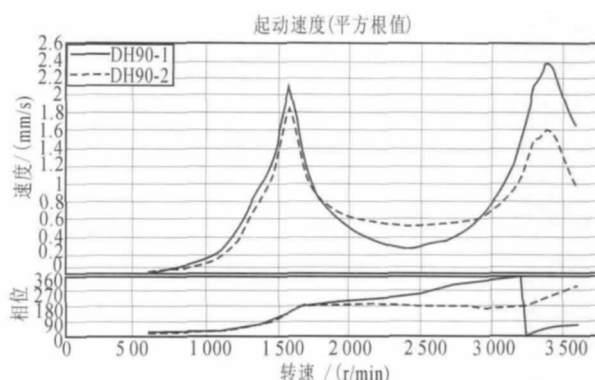


图 8 高中压转子实测轴承 BODE 图

上可以看到,转子本身的一阶不平衡量非常小,因此在平衡过程中决定不做一阶不平衡形式的平衡,而直接进行三阶平衡,选择对三阶加重响应比较敏感的转子中间和两端的三个平面同时加重。加重的同时不破坏一、二阶振型。最终在转子前后和中间三个平面加重分别为 545 g、357 g 和 1 084 g。

从表 1 中数据可知,配重后转子在临界转速点和工作转速下的振动值均达到了非常理想的水平。

表 1 平衡配重后转子在各转速点的振动

转速/(r/min)	测点 1/(mm/s)	测点 2/(mm/s)
1 200	0.22/38	0.19/42
1 563	1.34/137	1.2/137
2 500	0.23/260	0.33/194
3 000	0.42/321	0.57/184
3 200	0.69/342	0.47/186
3 400	1.34/26	0.69/236
3 600	0.96/56	0.34/273

4 结 论

本文基于中小型汽轮机高中压转子高速动平衡试验过程中遇到的问题,提出了模态分析与影响系数相结合的平衡方法,根据转子系统不平衡形式,合理选择配重平面,首先平衡一阶,如果二阶不平衡量比较小,可以不予考虑,直接进行三阶平衡,最终将转子的各阶都平衡到一个非常理想的水平,而且启停机次数大大减少,节约了平衡费用。

60 Hz 转子的平衡对于国内各制造厂来说都是一个全新的尝试,特别是在平衡方法上,因为没有相关的经验可供参考,因此只能通过在实践中不断的摸索和总结,希望本文能为国内中小型 60 Hz 汽轮机机组转子高速动平衡提供技术参考和经验借鉴。

(下转第 103 页)

表 1 不同荷载下轴承的顶轴油压力和流量

	情况 1	情况 2	情况 3	情况 4	情况 5	情况 6
荷载/kN	920	1 000	1 080	1 160	1 240	1 320
顶轴油压力/MPa	7.71	8.38	9.05	9.72	10.39	11.06
顶轴油流量/(l/s)	0.182 3	0.198 2	0.214	0.229 8	0.245 7	0.261 5
油腔承载占比/%	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6	19.6

从图 7、图 8 中可以看出轴承的顶轴油压力、油量与轴承荷载均近似成线性关系,随着轴承的荷载增大,所需的顶轴油压力及流量均相应增大。用本文所述的方法得到的计算值与某资料提供的参考数据相比偏差小于 1%,见表 2。

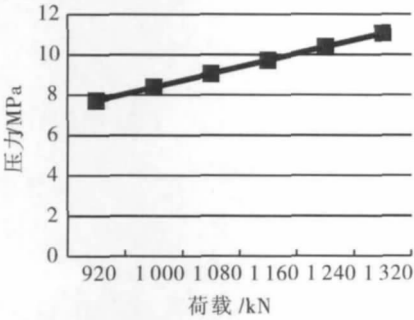


图 7 顶轴油压力与荷载的关系曲线

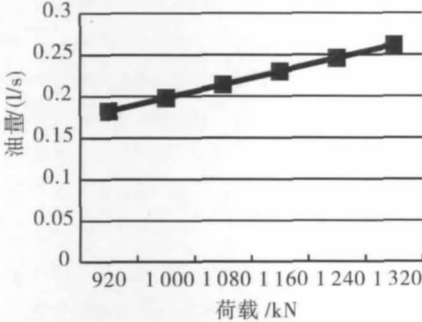


图 8 顶轴油流量与荷载关系图

表 2 计算值与参考值之间的偏差

	计算值		某资料提供参考值		偏差/%	
荷载/kN	1 080	1 160	1 080	1 160	1 080	1 160
顶轴油压力/MPa	9.05	9.72	9.1	9.8	-0.52	-0.78
顶轴油流量/(l/s)	0.214	0.229 8	0.214	0.23	0.00	-0.09

(上接第 99 页)

参考文献:

[1] 张游祖,施维新. 汽轮发电机组振动及转子找平衡[M]. 北京: 水利电力出版社,1986. 10.
[2] GOODMAN T P. A Least-Squares Method for Computing Balance

改变顶轴油腔的包角,在转子顶起高度相同,且顶轴油压力也相同的情况下,各种方案下轴承的承载能力如表 3 所示。可见,随着油腔包角的增大,在相同的条件下,轴承的静压承载能力相应增加,油腔承受荷载占总荷载的比例也相应增大。

表 3 各种包角顶轴油腔的承载能力

	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
顶轴油腔包角 $\alpha/(^{\circ})$	18	24	30	36
总荷载/kN	812.4	948	1 079.8	1 220.8
油腔承受荷载占总荷载的比例/%	15.7	17.9	19.5	20.6

4 结 论

本文采用数值计算方法求解轴瓦的顶轴油压力分布,进而计算在一定荷载下所需的顶轴油压力及流量等数据,结论如下:

- 1) 设置顶轴油腔的轴承在转子静止及低转速时,可以用高压顶轴油来顶起转子,所需的顶轴油压力、流量与轴承荷载近似成线型关系;
- 2) 顶轴油膜的有效承载面积要大于顶轴油腔的开槽面积,在油腔外也具有一定的承载能力;
- 3) 顶轴油膜覆盖整个轴瓦区域,在瓦块内部未发生破裂;
- 4) 在相同的条件下,轴承顶轴油装置的承载能力随着油腔包角的增加而增大。

参考文献:

[1] OR 朗格,W 斯泰因希利珀. 滑动轴承[M]. 王成焘,曹永上,译. 北京: 机械工业出版社,1986.
[2] 张直明,张言羊,谢友柏,等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京: 高等教育出版社,1986.
[3] 钟洪,张冠坤. 液体静压动静压轴承设计使用手册[M]. 北京: 电子工业出版社,2007.
[4] 杨灵,陈赤,何显富. 顶轴系统设计[J]. 东方汽轮机,2002(3): 1-8.

Correction[J]. Transaction of ASME, Journal of Engineering for Industry, 1964, 86(3): 273-279.

[3] 施维新,石静波. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京: 中国电力出版社,2008.
[4] 陆颂元. 汽轮发电机组振动[M]. 北京: 中国电力出版社,2000. 2.