

试重组迁移矩阵及现场混合动平衡方法

廖与禾¹, 谢航¹, 张鹏¹, 刘石², 屈梁生¹

(1. 西安交通大学智能仪器与监测诊断研究所, 710049, 西安; 2. 广东电网电力科学研究院, 510600, 广州)

摘要: 针对全息动平衡方法在现场应用中可能存在因试重起车次数受限、无法获得足够的转子特征响应参数的问题, 提出了一种基于试重组的全息现场混合动平衡方法. 借鉴 Darlow 混合法中模态试重组的思想, 通过对模态试重比的简化假设, 利用迁移矩阵的线性可叠加性将对应于某单一平衡面的迁移矩阵扩展为对应于某阶模态试重组的迁移矩阵, 从而减少了平衡高阶不平衡量所需的试重起车次数, 提高了现场平衡效率, 且平衡效果良好. 通过对一台 300 MW 汽轮发电机组的现场动平衡过程的试验分析, 表明了该方法的可行性和有效性.

关键词: 迁移矩阵; 全息动平衡; 模态试重比; 试重组

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)11-1386-05

Trial Mass Set Transfer Matrix and Unified Field Balancing Method

LIAO Yuhe¹, XIE Hang¹, ZHANG Peng¹, LIU Shi², QU Liangsheng¹

(1. Research Institute of Cybernetics and Diagnostics, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Guangdong Power Test and Research Institute, Guangzhou 510600, China)

Abstract: Limited number of trial runs in field are unable to provide enough characteristic response parameters for the holobalancing method. A new unified holobalancing method is presented. With simplified assumption made for the modal trial mass ratio and the linear response characteristic of the holobalancing technique, the transfer matrix corresponding to a certain correction plane then is extended to the trial set transfer matrix, which is related to a certain order of modal trial mass set. The number of trial runs necessary for the balancing operation is reduced and the balancing efficiency is improved. The feasibility and effectiveness of this method have been confirmed according to the analytical result of a real balancing procedure of a 300 MW turbine generator set.

Keywords: transfer matrix; holobalancing; modal trial mass ratio; trial mass set

现场动平衡的关键在于提高平衡效率, 即如何通过最少的试重起车次数求解出最优的配重, 从而使转子达到经济合理的平衡状态. 因此, 现场动平衡在平衡目标和平衡手段上都与平衡机有所区别, 尤其是对大型旋转机组的现场动平衡, 目前比较优势的平衡法为融合了模态法和影响系数法的一种混合法. 近年来, 国内外的学者针对如何提高现场动平衡的效率做了大量的研究, 提出了混合平衡法^[1]、无试重平衡法^[2-4], 并对如何利用转子起停车的数据进行

转子失衡估计^[5], 以及对现场动平衡决策^[6]做了探讨, 从而积累了很多有益的经验 and 规律.

与采用单方向振动信号平衡的传统方法不同, 全息动平衡法是建立在全息谱技术基础上的, 通过对多传感器的信息融合而全面考虑了失衡转子的进动情况. 由于全息动平衡法舍弃了转子各向刚度同性的假设, 因而具有更高的平衡精度, 在转子失衡方位判断以及平衡方案优化方法等方面效果显著, 但在现场平衡中, 还存在着转子特征响应参数获取困

难、试重起车次数较多等问题,为使全息动平衡法具有更强的现场适应性,进一步提高其平衡效率,本文尝试借鉴混合法中采用模态试重组的方法,将全息动平衡法中对应于单一平衡面的迁移矩阵推广为试重组迁移矩阵,形成一种以全息动平衡技术为基础的复杂失衡转子现场混合动平衡法.对现场案例的分析结果表明,在取得同样平衡效果的情况下,本文所述的方法减少了试重起车次数,平衡效率更高,配重方案也更为合理.

1 三维全息谱与迁移矩阵

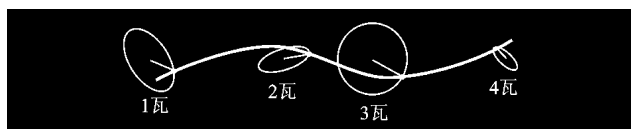
在某一测振截面相互垂直的 2 个测振传感器上,测得信号中的基频分量可表示为

$$\begin{cases} x = x_0 \sin(\omega t + \alpha) = s_x \sin(\omega t) + c_x \cos(\omega t) \\ y = y_0 \sin(\omega t + \beta) = s_y \sin(\omega t) + c_y \cos(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

式中: α 和 β 分别为不同对应方向的振动信号的相位; x_0 和 y_0 分别为工频分量的幅值; ω 为转速; t 为时间.式(1)是该截面工频轴心轨迹的参数方程组,一般情况下,得到的工频轴心轨迹是一个椭圆,而椭圆的偏心率反映了转子系统各向刚度差异的程度,并受很多因素的影响.在 $t=0$ 时刻,轴心轨迹上对应的点(c_x, c_y)称为初相点(IPP),它表示在转子进动过程中,键相槽对准键相传感器时,转子轴心在转频轨迹上的位置.初相点的矢量表达式为

$$H_0 = ((x_0 \sin \alpha)^2 + (y_0 \sin \beta)^2)^{1/2} \angle \arctan \frac{y_0 \sin \beta}{x_0 \sin \alpha} \quad (2)$$

初相点在工频轴心轨迹上的位置与转子上失衡重点的位置一一对应,对于一个线性系统,转子重点位置发生变化,在转频椭圆上会造成初相点位置的相应变化^[7].因此,在全息动平衡法中初相点作为转子平衡状态变化的标识,具有重要的作用.以转子轴系各测振截面工频轨迹初相点为拟合基准点,就得到了转子在对应时刻的实际挠曲振型(见图 1).



1~4 瓦:轴承的轴心轨迹

图 1 转子的实测振型

在全息动平衡技术中,三维全息谱是由一根轴系上全部支承处的工频分量轴心轨迹串连起来所形成的,如图 1 所示.为了更清晰地显示出转子的挠

曲,这里隐去了连接相邻轨迹的生成线.三维全息谱还可以表示为矩阵形式,而通过矩阵相减的方式就可以方便地获取转子对纯试重的响应.在全息动平衡法中将经归一化换算处理后的纯试重响应矩阵定义为对应于该加重面的迁移矩阵,它表示在该加重面上的标准位置添加某一标准质量(根据机组的大小以及响应灵敏度调整,本文中以 1 000 g 为例)后得到的纯试重响应.迁移矩阵的来源及性质与平衡法中的影响系数类似,但包含了更为全面的转子特征信息.迁移矩阵与加重面一一对应且与转子平衡状态无关,反映了转子固有的响应特性.对应于加重面 k 的迁移矩阵为

$$r_k = \begin{bmatrix} s_{x1}^k & c_{x1}^k & s_{y1}^k & c_{y1}^k \\ s_{x2}^k & c_{x2}^k & s_{y2}^k & c_{y2}^k \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ s_{xm}^k & c_{xm}^k & s_{yn}^k & c_{yn}^k \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: n 为测振截面数.

2 理论分析

2.1 转子模态分解基本理论

对于一个由多个子机组经刚性连接组成的大型转子系统的现场平衡问题,由于转子之间存在着相互影响或干扰,分析过程中应将机组作为整体进行考虑来确定平衡方案,因此给转子失衡量的轴向分布及其形式的判断带来了困难.尤其当机组失衡形式比较复杂、平衡面数目较多时,因分析偏差造成的无效试重起车会严重影响平衡效率.现场对起车次数的限制,也不允许对每一个可能的加重面依次进行加重来求取迁移矩阵.同时,反复的加重起车还可能导致测量累积误差增大,计算结果反而不准确.现场条件不完备可能会造成全息动平衡法难以实施,在一定程度上限制了在实际中的应用.

根据模态法基本理论,转子在任意转速下的挠曲振型,都可以表示为无穷个相互正交的特征函数的线性加权和,即

$$f(\omega, z) = \sum_{j=1}^{\infty} c_j(\omega) \phi_j(z) \quad (4)$$

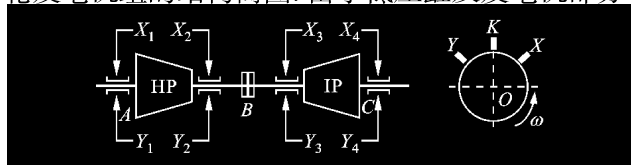
式中: c_j 为第 j 阶模态的系数,同样也为转速的函数; $\phi_j(z)$ 为第 j 阶模态(主振型)特征函数; z 为轴向坐标.同样,转子中实际连续分布的不平衡量也可以表示为各阶模态不平衡量的加权叠加. Darlow 等人据此提出了混合法^[1],对于高阶模态的平衡校正问题,由于采用模态试重组方式加重,避免了对不同平衡面逐一添加试重并测取响应的问题,所以有效

地减少了试重起车的次数. 借鉴 Darlow 混合法的思想, 将全息动平衡法中对应于某一个平衡面的迁移矩阵推广到试重组迁移矩阵, 成为提高全息动平衡法现场适应性和平衡效率的一条有效途径.

与迁移矩阵的定义类似, 试重组迁移矩阵表示转子对按照一定加重规则添加的某一试重组的纯试重响应. 试重组迁移矩阵的获得, 首先必须明确试重组的加重规则, 它限定了一个试重组中的各成员之间在大小、方位上的关系. 在模态法中, 这个关系通过理论或实测的转子模态(主振型)来建立. 在 Darlow 的混合法中, 这个关系则是通过模态试重比来体现的. 这种混合法针对单转子展开, 平衡所能达到的精度与模态试重比的准确程度紧密相关, 但对于现场机组来说, 连成轴系的各转子之间由于存在相互干扰, 失衡转子的挠曲振型与单转子相比会发生变化, 导致模态试重比存在误差. 此外, 模态试重比的测取本身也需要进行试重起车. 实际上, 为了在平衡精度和平衡效率之间取得合理的折中, 现场应用中已经对混合法进行了一些简化: 忽略系统的阻尼作用, 将转子各阶模态(主振型)视为平面分布(见式(3)); 当转子结构及加重面位置接近轴向对称时, 认为各阶模态(振型)也基本轴向对称, 等等. 这些假设简化了模态试重比的测取过程, 实际上是以理想转子的响应将模态试重比设为已知值, 即同一试重组中各成员的质量被限制为均等且分布在同一个沿轴向的平面上(方位只能同相或反相). 事实上, 对于现场实际中的相当一部分转子轴系(例如汽轮发电机转子或双流式汽轮机转子等机组), 应用这些简化假设虽然存在一定的误差, 但可以在满足平衡要求的条件下显著提高平衡操作的效率, 混合法的大量现场应用已经证明了这些简化假设的可行性及有效性. 因此, 本文对试重组迁移矩阵的推导仍将建立在这些假设的基础上.

2.2 试重组迁移矩阵

图2为一台发生复杂失衡故障的300 MW汽轮发电机组的结构简图. 由于低压缸及发电机部分



A、B、C: 现场平衡面的位置; $X_1 \sim X_4$: 各轴承截面在 X 方向上的测振传感器; $Y_1 \sim Y_4$: 各轴承截面在 Y 方向上的测振传感器; K: 键相器

图2 故障机组结构简图

振动及对加重的响应均很小, 为了简便, 图中未将机组整体绘出, 其中转子第2、3轴承之间为刚性联轴节, 其失衡原始振动情况见图1. 记A、B、C所对应的迁移矩阵依次为 r_A 、 r_B 、 r_C .

对于单转子来说, 其一阶模态(主振型)表现为弓形, 当转子轴向对称或大致对称时, 其一阶模态(主振型)也是轴向对称的. 为了使配重具有最大的平衡效率, 配重面所在位置应尽量靠近振型挠曲最大处, 即转子中部. 对于图2所示的机组, 可以将B所对应的迁移矩阵视为一阶试重组迁移矩阵

$$R_1 = r_B \quad (5)$$

由于单转子的二阶模态(主振型)表现为“S”形, 平衡该阶不平衡量需要2个平衡面. 基于上述相同的理由, 2个平衡面应靠近转子两侧, 并且应反相布置校正配重. 根据线性响应条件可知, 转子对各试重的单独响应之和等于转子对全体试重的合成响应^[7], 这表明高阶试重组迁移矩阵可以根据各加重面对应的迁移矩阵经线性叠加得到. 当试重反相时, 相当于加重效应相抵; 当试重同相时, 相当于加重效应正向叠加. 因此, 对于图2所示的机组, 二阶试重组的迁移矩阵为

$$R_2 = \frac{(r_A - r_C)}{2} \quad (6)$$

同理, 三阶试重组迁移矩阵为

$$R_3 = \frac{(r_A - r_B + r_C)}{3} \quad (7)$$

在平衡面数目及其位置满足要求的情况下, 还可以获得更高阶的试重组迁移矩阵.

为了便于计算和整理, 应使迁移矩阵具有归一化的标准质量, 式中对高阶试重组迁移矩阵进行了阶次倒数加权处理. 对 R_1 、 R_2 和 R_3 作图(见图3), 各阶试重组迁移矩阵对应的转子挠曲响应与转子各阶模态(主振型)相似, 其中, 三阶试重组迁移矩阵具有与一阶试重组迁移矩阵相近的弓形挠曲, 只是挠曲的方向不同. 根据线性响应假设, 高阶试重组迁移矩阵既可以由各加重面对应的迁移矩阵经线性叠加得到, 如式(6)及式(7)所示, 也可以按照模态试重组的规则, 由添加对应阶试重组的方式直接获得. 经验证, 在线性响应范围内由2种方式得到的试重组迁移矩阵基本相符. 对于后一种方式, 由于无需逐个平衡面加重来获取转子的响应参数, 因此减少了平衡高阶模态时所需试重的次数.

需要说明的是, 由于简化了对模态试重比的测取, 因此无论是试重组之间还是试重组迁移矩阵之

间都不具备正交性.在试重组之间并没有清晰的阶次区分,试重组迁移矩阵所对应的响应也并非转子模态(主振型),只是为了便于描述,借用了模态阶次的概念.

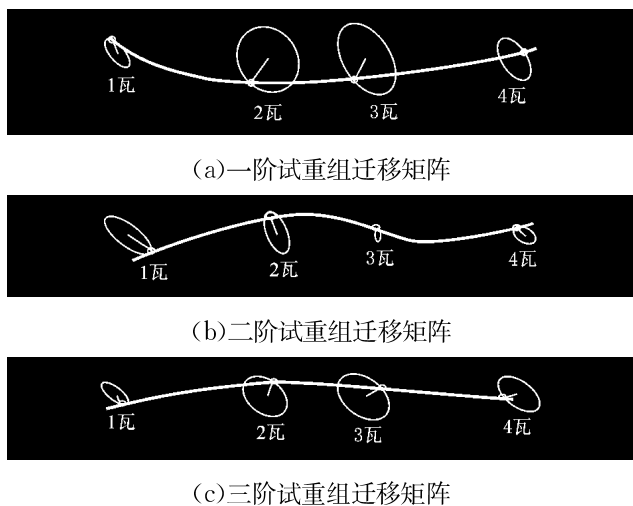


图 3 前 3 阶试重组的迁移矩阵

2.3 混合动平衡方法

在取得试重组迁移矩阵之后,对平衡配重的计算可以在试重组中任选一个试重作为代表来完成.在得到该配重后,组中其余配重则通过该配重与模态试重比的乘积来确定.由于模态试重比限定了试重组内各试重之间的大小和方位关系,使得后续的平衡方案求解实际上成为一个在约束条件下的优化搜索过程,而约束条件必然造成搜索区间的缩小,因此可能无法获得最佳的平衡方案.

配重方案的优化搜索过程,是根据模拟加重后对转子残余振动的估计进行的.在得到转子的各阶试重组迁移矩阵后,系统的残余振动可表示为

$$\mathbf{R}_v = \mathbf{A}_0 + \sum_{i=1}^m \omega_i \mathbf{R}_i \quad (8)$$

式中: $\mathbf{A}_0$ 为机组的原始振动; ω_i 为第 i 阶代表配重; $\mathbf{R}_i$ 为第 i 阶试重组迁移矩阵; m 为需要平衡的最高阶模态阶数. $\mathbf{R}_v$ 、 $\mathbf{A}_0$ 以及 $\mathbf{R}_i$ 均为式(3)所示的 $(n \times 4)$ 型矩阵.与影响系数法的求解方向相反, ω_i 并非直接通过求解线性方程来获得,而是通过将随机产生的海量 ω_i 代入式(8)解出 $\mathbf{R}_v$ 集合后,经多次迭代优化搜索产生的^[8].对 $\mathbf{R}_v$ 中任意一个截面 r_j 都可以根据式(1)建立相应的工频轴心轨迹参数方程组,从而求得进动参数.优化的目标函数可取为

$$F_{\text{obj}} = \min(\max((r_{\text{mj}}^2 + r_{\text{pj}}^2); j = 1, \dots, n)) \quad (9)$$

式中: r_{mj} 、 r_{pj} 分别为反进动和正进动分量的半径.

3 实例验证

通过对某电厂的现场失衡故障实测振动数据的分析,给出了平衡配重方案,并与现场方案进行了效果对比验证.机组失衡原始振动如图 1 所示,机组结构及传感器布置见图 2.从图 1 中可以看到,转子在第 1、3 轴承处的振动明显过大,轨迹偏心率较小,工频分量在振动总能量中占绝对优势,机组的振动主要是由复杂的失衡故障所激起.

在中部的 B 上添加试重后,由得到的纯试重响应经换算求得的一阶试重组的迁移矩阵如图 3a 所示.计算结果为配重方位角 290° ,配重质量 680 g,并记为 $680 \text{ g} \angle 290^\circ$,以下类同.模拟添加该配重后得到的残余振动如图 4a 所示.在模拟一阶配重后得到的残余振动中,第 2、3 截面的振动已经得到了改善,但第 1 截面处的振动基本上没有发生变化,各截面初相点位置的变化并不明显,这是因为转子的原始失衡量中以二阶不平衡为主,所以平衡状态仍有待进一步改善.

根据二阶试重组迁移矩阵(见图 3b)再次展开配重寻优,优化结果为 A 添加配重 $600 \text{ g} \angle 230^\circ$,C 添加配重 $600 \text{ g} \angle 50^\circ$.计算机模拟加重后的残余振动如图 4b 所示,截面 1 的各测点振动显著减小,转子的挠曲曲率也明显平缓.

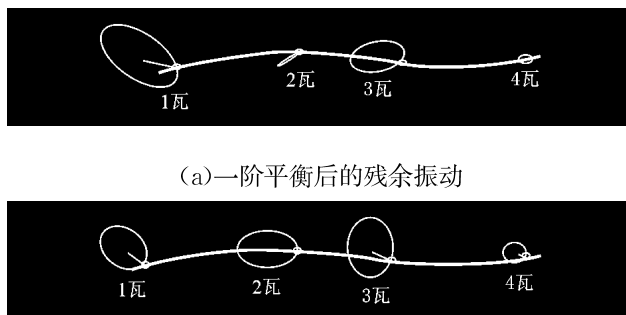


图 4 各阶平衡后的模拟残余振动

进一步还可以继续做三阶振型的平衡,如表 1 所示,在本例中由于前两阶振型平衡后的效果已经可以满足现场机组运行的要求,因此从经济的角度出发已经没有必要实施三阶振型的平衡.

由于失衡情况比较复杂,现场处理时一共进行了 5 次试重起车.若按照混合法的试重组方式加重,试重起车次数可降至 2 次,优势比较明显,而且从模拟平衡效果来看,混合法还略好于现场配重方案.由于原始振动中超标的第 1、3 截面各测点的振动均已

表1 原始振动及不同方法模拟加重后的残余振动比较

 μm

	截面1		截面2		截面3		截面4	
	X_1	Y_1	X_2	Y_2	X_3	Y_3	X_4	Y_4
原始振动	116.50	64.00	52.00	79.00	117.00	110.00	49.00	18.50
现场配重方案	82.86	50.15	46.26	46.57	35.66	53.76	78.26	53.69
全息混合平衡法	50.33	43.26	62.08	49.62	69.11	71.63	48.70	35.07
全息动平衡法	28.81	41.57	33.44	29.56	29.05	38.16	40.10	30.08

降至 $80\ \mu\text{m}$ 以下,因此机组的平衡状态达到了优良水平。

此外,由于本次平衡操作起车次数较多,因此取得了全息动平衡法计算所需的迁移矩阵。在无约束的条件下,根据全息动平衡法可以得到更好的平衡效果(见表1)。这是因为各配重面上的配重之间没有模态试重比对质量大小和方位的限制,所以可以在更为广阔的区间内对配重方案进行优化搜索。但是,配重方案的获得是以增加起车次数为代价的,需要在现场进行平衡操作时综合考虑平衡精度和经济性的要求,以对平衡方法进行适当的选择。

全息混合平衡法在3个平衡面上的配重方案分别为 $600\ \text{g}/\angle 230^\circ$ 、 $680\ \text{g}/\angle 290^\circ$ 和 $600\ \text{g}/\angle 50^\circ$,现场试凑法所施加的配重方案为 $549\ \text{g}/\angle 244^\circ$ 、 $937\ \text{g}/\angle 300^\circ$ 和 $1\ 088\ \text{g}/\angle 62^\circ$ 。二者的配重方位基本接近,但本方法所需的配重质量比试凑平衡法的结果小了许多,尤其在B、C平衡面上,配重质量几乎减小了一半。多加的部分配重实际并未参与平衡,只是增加了转子的运行负担,增大了转子的内应力,并为转子的长期稳定运行埋下了隐患。

4 结 论

为了进一步提高全息动平衡的现场适应性及平衡效率,本文借鉴了 Darlow 混合法的平衡思想,利用全息动平衡技术中的线性响应条件和模态试重比的简化假设,将全息动平衡法中对应于单一平衡面的迁移矩阵扩展为对应于某一阶模态的试重组迁移矩阵。分析结果表明,这种平衡方法可以使平衡过程更有目的性,从而避免了盲目试重带来的无效起车。按照模态试重组的方式加重,可显著地减少高阶模态平衡时所需的试重起车次数。

参考文献:

- [1] DARLOW M S. Balancing of high speed machinery [M]. New York: Springer Verlag Inc., 1989: 107-122.
- [2] 施维新. 轴系平衡一次加准法的研究及应用[J]. 中国电力, 2005, 38(3): 47-53.
SHI Weixin. Research and application of shafting balancing without trial weights [J]. Electric Power, 2005, 38(3): 47-53.
- [3] EI-SHAFEI A, EI-KABBANY A S, YOUNAN A A. Rotor balancing without trial weights [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Trans of 2004, 126(7): 604-609.
- [4] DELGADO P, BANNISTER R H. Balancing of an experimental rotor without trial runs [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2002, 8(2): 99-108.
- [5] LEES A W, SINHA J K, FRISWELL M I. The identification of the unbalance of a flexible rotating machine from a single rundown [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(4): 416-421.
- [6] 陆颂元. 大型汽轮发电机组现场高效动平衡的策略与技巧 [J]. 中国电力, 2002, 35(3): 1-5.
LU Songyuan. Tactics and techniques of in-situ high efficiency dynamic balancing of large size turbo-generator set [J]. Electric Power, 2002, 35(3): 1-5.
- [7] 屈梁生. 机械故障的全息诊断原理 [M]. 北京: 科学出版社, 2007: 126-129.
- [8] 邱海. 遗传算法在柔性转子动平衡中的应用 [J]. 中国机械工程, 2002, 13(5): 413-416.
QIU Hai. The application of genetic algorithm in flexible rotor dynamic balancing [J]. China Mechanical Engineering, 2002, 13(5): 413-416.

(编辑 管咏梅)