

全息谱技术在轴系现场动平衡方法中应用

刘 石¹, 屈梁生²

(1 广东电网公司 电力科学研究院, 广东 广州 510600; 2 西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要: 现场动平衡是处理汽轮发电机组振动问题的一项关键技术。传统平衡方法通常基于单传感器信息, 将垂直和水平振动视为两个独立分量。实际上转子的运动是一种复杂的空间运动, 仅用单向传感器测量是不能客观和可靠地反映转子空间运动状态的, 必须将传感器信息加以融合。提出了基于多传感器信息融合的全息动平衡方法, 其本质是将信息融合技术与柔性转子动平衡技术充分结合, 同时应用先进的计算机模拟和遗传算法优化, 来简化平衡操作, 提高平衡的精度和效率。分析了基于单传感器平衡方法的缺点, 给出了轴系全息动平衡方法的原理, 并在多台 300 MW 汽轮发电机组现场动平衡中验证了该方法的有效性。

关 键 词: 现场动平衡; 全息谱; 柔性转子

中图分类号: TK263.6 **文献标识码:** A

引 言

大量的统计数据表明, 转子的不平衡通常是引起大型汽轮发电机组振动故障的主要原因。大型汽轮发电机组转子是由多个挠性转子组成的轴系, 即使各个转子在制造厂经过高速动平衡, 在装配成轴系或运行一段时间后, 其平衡状态将会发生变化, 为降低振动一般采取现场动平衡。现场平衡理论发展很快, 目前已基本成熟, 但如何进一步提高动平衡精度、减少启动次数仍然是困扰众多工程技术人员的问题。首先, 现阶段的平衡方法(无论是模态平衡法或影响系数法), 都需要多次试重启车以获取试重的振动响应; 另一方面, 尽管机组上为我们提供了多传感器的信号, 但目前平衡技术所用的振动信息, 一般都是用一个传感器从一个测量截面的单方向采集, 信息的利用程度低, 且假设转子系统各向同性。当转子各向刚度存在明显差异时, 必然会带来误差, 并导致现场平衡中常常出现用不同方向振动信息所获取的加重方案互相矛盾的现象, 降低了平衡精度和效率。

转子运动是一种复杂的空间运动, 仅用单向传感器测量是不能客观和可靠地反映转子空间运动状态的, 必须将传感器信息加以融合^[1]。对于大型汽轮发电机组, 为了全面了解机组振动状况, 一般在每个轴承截面均安装有两个相互垂直的电涡流传感器用以监测转子振动, 这为通过信息融合技术提高平衡精度和效率提供了条件。转子的二维全息谱是将转子表面互相垂直的振动位移信号加以集成的结果, 充分利用了幅、频、相信息。为了反映一个转子的整体振动, 又将多个振动截面的同一阶二维全息谱图进行综合, 就形成了三维全息谱^[1~3]。由于全息谱技术充分利用了常常忽视的相位信息, 同时又充分考虑了多传感器信息之间的相互关系, 将该技术用于轴系的现场动平衡中必将提高平衡精度和效率。

在全息谱技术基础上, 将多传感器信息融合技术与柔性转子现场动平衡技术充分结合, 提出了针对轴系的全息动平衡方法; 同时, 将计算机模拟和遗传算法优化等技术应用到现场动平衡中, 简化了平衡操作, 提高了平衡的精度和效率。

1 轴系全息动平衡中的技术要点

1.1 全息谱技术^[1~2]

图 1 为一台 300 MW 汽轮发电机组的传感器布置示意图。定义相位为键相信号脉冲前沿滞后工频振动波形第一个正向过零点的角度。

第 i 个测量面的工频振动信号可表示为:

$$\begin{cases} x_i = A_i \sin(\omega t + \alpha_i) = s_{xi} \sin(\omega t) + c_{xi} \cos(\omega t) \\ y_i = B_i \sin(\omega t + \beta_i) = s_{yi} \sin(\omega t) + c_{yi} \cos(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

式中: A_i 、 B_i —振动幅值; α_i 、 β_i —振动相位; ω —转子回转的圆周频率; s_{xi} 、 c_{xi} —信号 x 的正弦项和余弦项系数; s_{yi} 、 c_{yi} —信号 y 的正弦项和余弦项系数。在一般的情况下, x_i 、 y_i 形成的轨迹为一椭圆(并非

一个圆), 此时, 用单一方向的传感器信号来描述转子的振动响应是不全面的。

全息谱技术综合了两个测量方向的信息, 在平衡操作时, 提取出工频全息谱也即是工频椭圆的初

相点来代表转子某个截面的振动, 工频椭圆上的初相点其实就是转子轴心轨迹上 $\omega t=0$ 的点。当转子进动到初相点时, 转子上的键相槽正好对着键相传感器。有关初相点的详细论述参见文献[1] 。

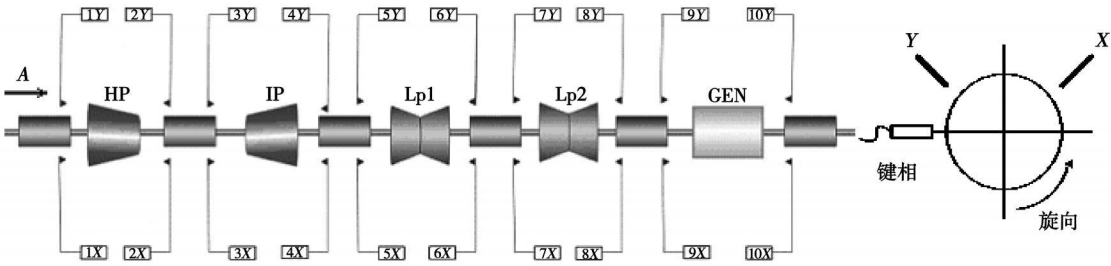


图 1 传感器布置示意图

当有 n 个测量面时, 为了方便动平衡中的矢量运算, 将任一测量面 i 的工频椭圆用向量表示:

$$r_i[\begin{matrix} s_{xi}, c_{xi}, s_{yi}, c_{yi} \end{matrix}], i=1, 2, \cdots, n \tag{2}$$

三维全息谱集成了全部支承处的工频椭圆, 其参数矩阵表达式为:

$$R = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_n \end{bmatrix} \tag{3}$$

此时, 各工频椭圆初相点的坐标为 (c_{xi}, c_{yi}) 。

本文中我们将用三维全息谱来表示整个轴系的振动响应。不难发现, 工频椭圆采取式(2)的形式后, 可以通过简单的加减来获得不同平衡状态下的振动响应。例如, 当轴系的原始振动用三维全息谱 R 表示, 添加试重 P 后的振动用 R' 表示, 则由纯试重引起的振动响应:

$$\Delta R = R' - R \tag{4}$$

从而避免平衡中复杂的矢量运算。

1.2 迁移矩阵

设机组上有 A, B, C, ..., M 个平衡面, 在 A 平衡面上加单位试重 $1\,000\text{ g } \angle 0^\circ$ 后, 通过式(4)计算单位试重所产生的振动响应, 也可用一个三位全息谱矩阵表示:

$$R_A = \begin{bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ \vdots \\ r_{n-} \end{bmatrix}_{n \times 4} \tag{5}$$

同理, 可以得到其它平衡面添加单位试重的振动响应 $R_B, R_C, \cdots, R_M$ 。不同于传统影响系数法中

的影响系数 α_{ij} (表示在第 i 个平衡面加重对 j 测量面上某个方向振动的影响), $R_A, R_B \cdots$ 充分利用了轴系中所有传感器的信息, 表达了平衡面 A, B, C, ... 上加有试重 $1\,000\text{ g } \angle 0^\circ$ 时, 此试重形式对各个支承面 1, 2, 3, ... 振动的综合影响, 称为迁移矩阵。迁移矩阵是进行轴系全息动平衡的基础。

迁移矩阵可以跟踪一次现场动平衡过程得到, 亦可以用实验或计算得到。对于新机组, 可以类比现有同类机组的迁移矩阵, 然后根据实际平衡的结果加以修正。

1.3 线性假设

线性假设可以描述为: 若机组上提供多个可用的平衡面, 机组各个平衡面上全部配重在轴承上的总振动响应等于各个配重在轴承上的单独振动响应之和, 即机组对配重质量的响应呈线性叠加关系:

$$f(x, y, z, \cdots) = f(x) + f(y) + f(z) + \cdots \tag{6}$$

实践证明, 即使是数十万千瓦的大机组, 仍然在现场平衡过程中遵循此线性假设关系。依据此线性假设, 便可以借助机组各个平衡面的迁移矩阵, 通过简单的加减运算来获得不同平衡配重分布下各个轴承处的振动响应。因此, 若机组上分布数个不平衡, 也可以通过逐个平衡的方法来实现机组整体平衡, 这保证了通过数个平衡面实现机组整体平衡的可行性。

验证现场动平衡中的线性假设: 利用迁移矩阵按照线性假设计算某个配重分布下各轴承处的振动三维全息谱, 并将该配重分布添加到机组上, 测量其实际振动, 通过比较计算结果与实测结果验证线性关系的正确性。图 2(a) 是在图 1 结构机组上添加试重后的实测结果构建的三维全息谱, 图 2(b) 是在已

知迁移矩阵基础上根据所加试重分别进行适当的缩放和旋转,线性叠加后得到的振动影响三维全息谱。二者不论从工频椭圆的形状、大小以及初相点的方位都较为一致,说明线性假设完全能够满足工程计算的要求。

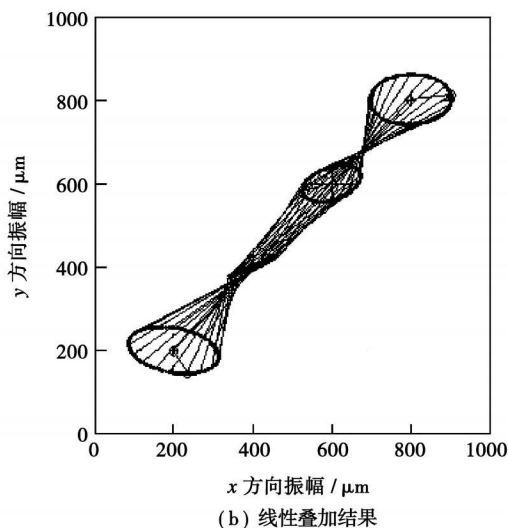
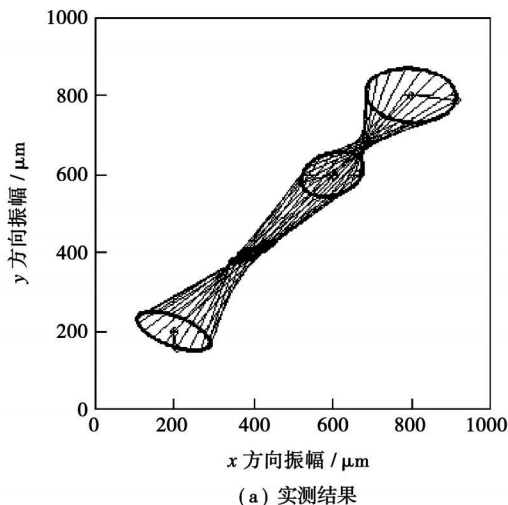


图 2 验证线性假设

1.4 角度补偿

转子在空间一面自转一面公转(涡动),自转是均匀的圆运动,而公转轨迹为一椭圆。虽然转子自转一周的同时也在工频椭圆上公转一周,但两者间并不是固定的对应关系。转子公转在转频椭圆的长轴附近的角速度慢,在短轴附近的角速度快。只有从长轴两个端点到与短轴两个端点之间,转子的公转与自转转过的角度相等,即等于 90° 。因此,初相点在工频椭圆上移过涡动 δ 角,则转子自转过 θ 角,一般情况下两者并不相等,且工频椭圆的偏心率越大二者之间的差别越大。如图 3 所示,初相点在椭

圆上由点 x_1 移到 x_2 ,则两者之间的关系为:

$$\begin{cases} \theta = \arctan\{(a/b)\tan(\beta - \varphi)\} - \arctan\{(a/b) \times \\ \tan(\alpha - \varphi)\} \\ \delta = (\beta - \varphi) - (\alpha - \varphi) \end{cases} \quad (7)$$

式中: φ —工频椭圆长轴的倾角; a 、 b —椭圆长轴与短轴的半长; α 、 β —椭圆上 x_1 与 x_2 和 x 轴的夹角。在全息动平衡的计算中,失衡点在转子上移动一定的角度,对应的转频椭圆初相点也在椭圆上移动一定的角度,在系统其它参数不变的情况下,这一对应关系相当于转子自转角度对应转子涡动角度间的关系。因此,在全息动平衡中若想利用这一关系寻找失衡点,即某一个涡动角求取对应的自转角,就需要对两者之间的差异进行补偿计算。

传统的影响系数法利用单方向的信号进行动平衡计算,实质上是假定转子系统的各向同性,认为转子在一个测量面的涡动是一个圆,单位时间内转子的自转角度等于空间涡动角度,应该不存在从信号到转子的角度误差。但是,影响系数法的核心在于影响矩阵——该矢量矩阵的物理意义就是单位试重引起的响应,在使用影响矩阵计算能够消减振动的配重分布时,仍然涉及到从信号相位到转子物理角度这样一个对应过程,同样的角度误差已被涵盖在计算中。特别是当转频椭圆过扁时,会导致影响系数法的影响矩阵失真(趋于奇异),从而导致计算失败。

在轴系全息动平衡中,当根据纯试重振动响应计算迁移矩阵,以及由迁移矩阵计算平衡配重时,都必须用到角度补偿。

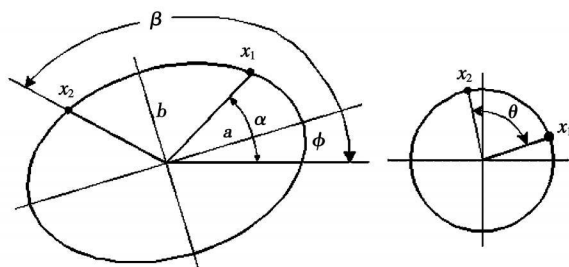


图 3 角度补偿示意图

1.5 移相椭圆

转子轴系原始振动三维全息谱上,各工频椭圆的初相点提示了失衡的相位和大小,应该将配重椭圆上初相点放在与前述初相点呈镜面对称的位置上,即移相椭圆的中心。有关移相椭圆的详细论述

参见文献[1,6]。

2 配重的优化

根据系统论的近似可分性原理,转子各测量面的不平衡响应可用最相关平衡面的加重分别加以平衡,但各平衡面配重之间存在耦合关系,配重对非临近测量面的影响不能忽视,因此计算结果可能并非最优方案。为了获得最优的平衡效果,引入了配重优化。通过遗传算法,以及适用于现场动平衡的手动优化——实现计算机微调和振动模拟。

遗传算法作为多目标并行优化算法,具有效率高、全局优化性好的特点^[3],在优化柔性转子平衡参数方面中已有成功应用^[4]。我们将遗传算法结合到轴系动平衡计算中来,用以优化各个配重的质量。优化过程如下:

(1) 用迁移矩阵计算出各个平衡面上配重的质量和角度。

(2) 维持配重的角度不变,将各面质量的(0~2)倍区间以 10 g 为间隔划分,计算每个平衡质量的遗传基因长度 N 之后,按照平衡面个数 M 确定总基因长度 $L=M \times N$,

$$N = \text{Round} \left[\log_{10} \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\Delta} / \log_{10} 2 \right] + 1 \quad (8)$$

式中: $P_{\max}$ —平衡质量上限; $P_{\min}$ —平衡质量下限; Δ —划分间隔; $\text{Round}[\ast]$ —取最近的整数。

(3) 初始化遗传算法参数,包括基因总数、最大优化代数、杂交率和变异率。

(4) 优化目标为各个轴承处的振动均值最小,且振动分布均匀,因此设计适应度函数为:

$$F = \text{Mean}(V_i) \{ \text{Max}(V_i) - \text{Min}(V_i) \} \quad (9)$$

式中: $\text{Mean}(V_i)$ —各个轴承处振动的均值; $\text{Max}(V_i)$ —各轴承处最大振动; $\text{Min}(V_i)$ —各轴承处最小振动。

(5) 对所有基因进行遗传操作,检验其适应度,按赌轮规则形成下一代基因,直到适应度基本不变或者达到最大优化代数为止。

现场动平衡的关键在于效率,因此要求我们尽量用较少的平衡面,或者特定的平衡面,达到较好的平衡效果,以方便现场平衡操作,这样的要求对于动平衡计算是一个难题。因为当可用平衡面很少时,对于动平衡来讲计算条件不充分,是不足以平衡机组振动的。本文为现场动平衡软件开发了手动优化功能,其主要思路是利用计算机技术,以线性假设和

迁移矩阵为基础,微调平衡面配重的大小和方位,通过计算机实时模拟调整过程中机组的振动三维全息谱,使用者可根据振动三维全息谱选择较优的平衡方案^[7]。

3 平衡步骤

全息动平衡实施的前提是机组各测量面配备双向位移传感器,并具备键相信号。平衡步骤如下:

(1) 跟踪一次现场动平衡过程或者采用其它方法求出相应的迁移矩阵 $R_A, R_B, R_C, \dots, R_M$ 。它们是机组的平衡特性,存储备用;

(2) 在进行动平衡前测量机组在空载下各支承面处振动,对信号进行预处理,构建原始振动的三维全息谱;

(3) 对三维全息谱进行分析和故障诊断,确诊转子的主导故障是由失衡产生,参阅文献[2];

(4) 平衡面上的配重以各自消除某一轴承截面上的失衡响应为目标,按移相椭圆中配重初相点与原始振动初相点呈镜面对称的原则,确定其大小和在平衡面上的圆周位置(以键相槽为基准顺转向计算);

(5) 用遗传算法优化配重结果,并用计算机模拟的方法微调各配重的大小和圆周位置,以获取最满意的结果;

(6) 实施平衡操作后,对迁移矩阵进行修正。

4 现场平衡实例

4.1 单面平衡

某电厂 300 MW 汽轮发电机组在小修更换 1 号轴瓦后,重新起车发现 1 号轴瓦处轴振达到 270 μm ,机组拉闸停车。鉴于其它各瓦处轴振都在规定范围之内,决定对高压转子进行动平衡,目的是降低 1 号瓦振动(平衡数据列于表 1)。作原始振动三维全息谱如图 4(a)所示。利用 1 号瓦处的振动相位通过机械滞后角法估算不平衡方位,在前箱添加试重 $Q=610 \text{ g} \angle 250^\circ$,振动三维全息谱如图 4(b)所示。

纯试重产生的振动响应表示为三维全息谱形式,如图 4(c)所示。图 4(a)中 1 号和 2 号之间创成线交叉,主要表现为力偶不平衡。前箱内添加试重后,图 4(c)所示纯试重的振动响应在 1 号和 2 号之间创成线交叉,也主要表现为力偶不平衡。因此,可以预测在前箱内添加合适配重后完全可以实现 1 号和 2 号瓦的振动同时降低。

表 1 机组平衡数据 (μm ∠°)

工频 数据	1 号瓦		2 号瓦		3 号瓦		4 号瓦	
	1X	1Y	2X	2Y	3X	3Y	4X	4Y
原始	251 ∠318	132 ∠49	134 ∠158	81 ∠269	87 ∠247	75 ∠13	71 ∠33	42 ∠122
加试重	173 ∠282	85 ∠24	89 ∠92	37 ∠200	25 ∠236	43 ∠55	53 ∠348	47 ∠85
平衡后	73 ∠328	59 ∠66	39 ∠268	33 ∠345	119 ∠281	93 ∠24	42 ∠91	21 ∠177

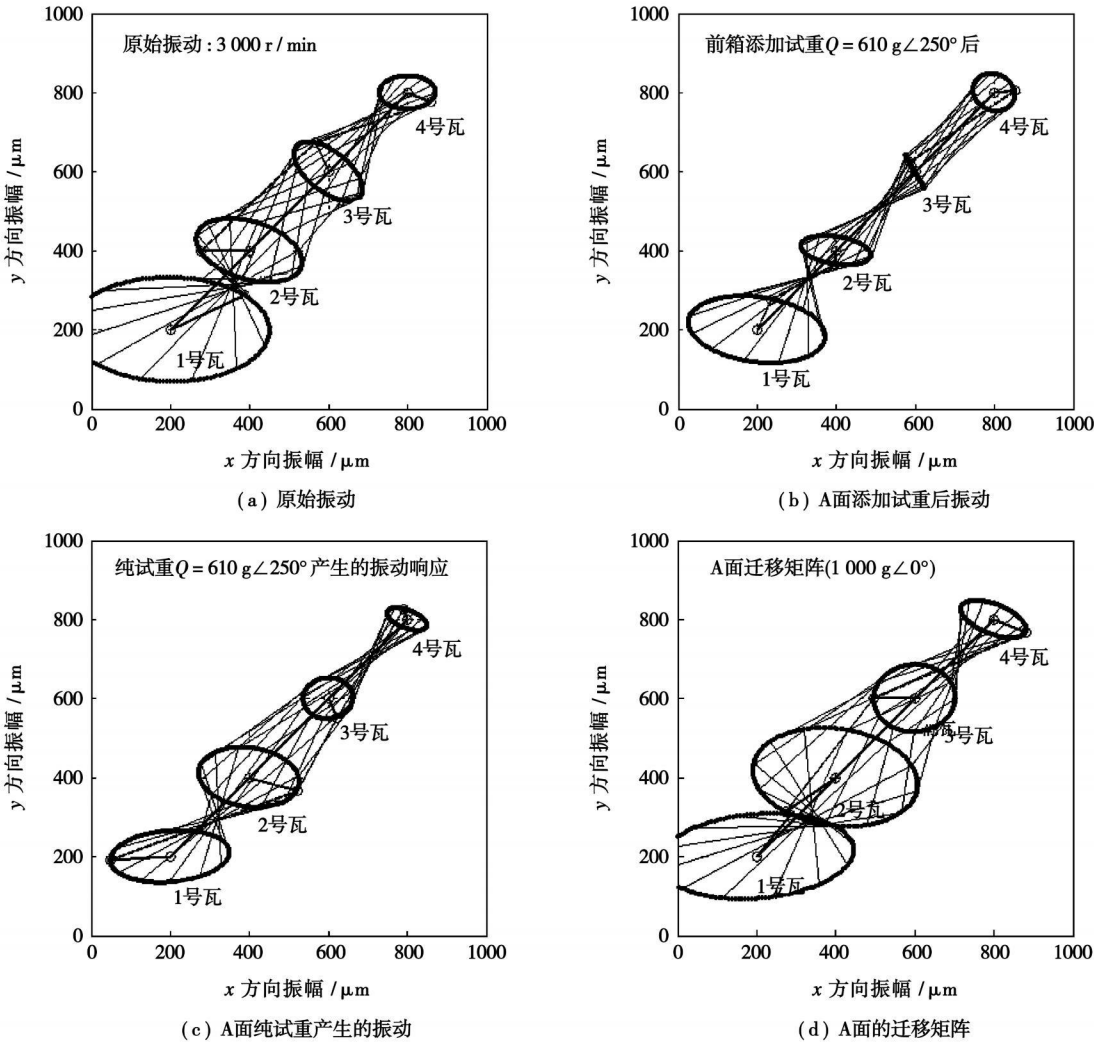


图 4 求取迁移矩阵

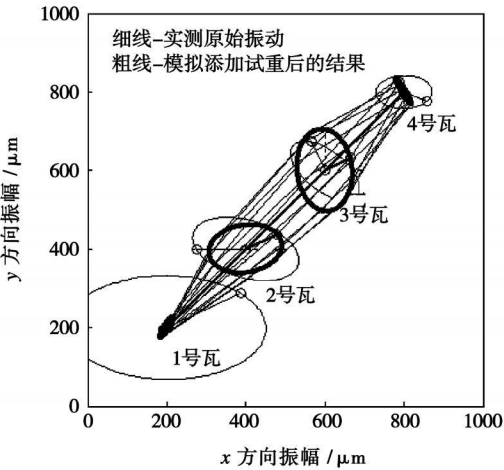
通过线性假设和角度补偿获得在前箱 A 面添加单位试重的迁移矩阵 R_A ，用三维全息谱表示如图 4(d)所示：

$$R_A = \begin{bmatrix} 231.2 & 86.4 & 22.2 & 105.7 \\ 165.0 & -127.3 & -89.7 & -86.6 \\ -2.3 & -103.2 & -85.0 & -0.5 \\ 16.0 & 80.8 & 34.2 & -32.5 \end{bmatrix}$$

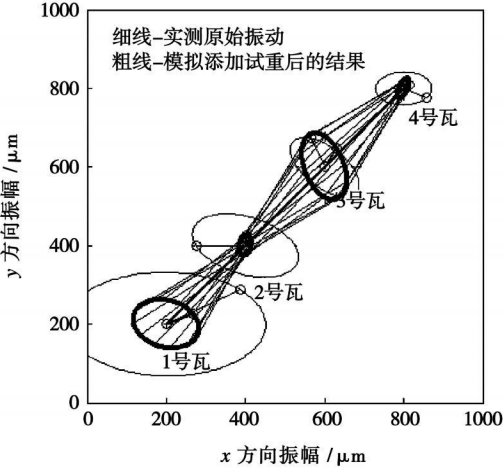
按全息动平衡方法计算配重：原始振动椭圆的初相点与配重椭圆的初相点间呈镜面对称关系，计

算平衡配重 $P=1\,082\text{ g} \angle 206.85^\circ$ ，进行计算机模拟，取下试重 Q 后添加配重 P ，在前箱加重面的平衡效果如图 5(a)所示。通过计算机模拟微调获得最佳平衡效果，建议添加配重 $P'=693\text{ g} \angle 205^\circ$ ，模拟平衡效果如图 5(b)所示。将配重 P' 添加到 A 面，测量平衡后的振动，特征值列于表 1 中，平衡效果如图 6 所示，1 号和 2 号瓦处轴振降低 60% 以上，3 号瓦处轴振略有上升仍在安全范围之内。比较图 5(b)和图 6，模拟和实测结果十分吻合（无论从椭圆的形

状、大小及初相点的方位都十分一致), 说明文中所用的理论假设及平衡方法是准确而有效的。



(a) A面添加1 820 g ∠206.85°的模拟结果



(b) A面添加693 g ∠205°的模拟结果

图 5 计算机模拟

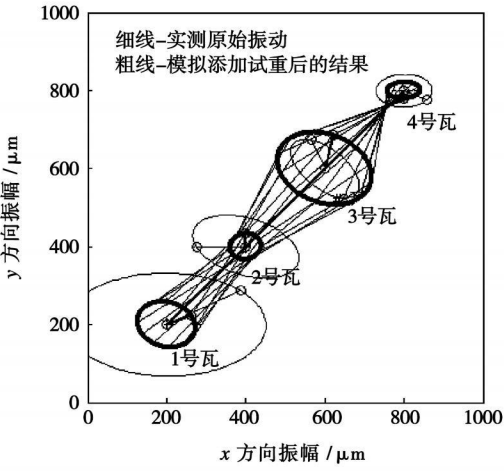


图 6 平衡效果

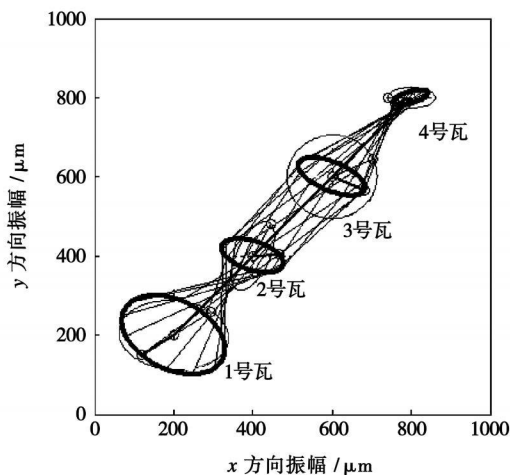
4. 2 多面平衡

某电厂进口 330 MW 汽轮发电机组 (结构简图如图 1 所示), 图 7 中细实线为 1 号~4 号 4 个轴承处原始失衡振动的三维全息谱。机组的振动主要集中在 1 号和 3 号轴承上, 振动以工频分量为 主, 由图 7 可见, 既存在静力失衡, 又存在力偶失衡, 现场动平衡可以改善机组振动状态。平衡目标是降低高、中压转子的振动, 使用的平衡面为 1 号轴承端面法兰、2 号与 3 号轴承间联轴器以及 4 号与 5 号轴承间联轴器, 依次记为 A、B、C 面。根据试重增减的历次起停车数据, 确定平衡面 A、B、C 上分别施加单位配重时三维全息谱的迁移矩阵 R_A 、 R_B 、 R_C , 以及待平衡的原始振动矩阵。

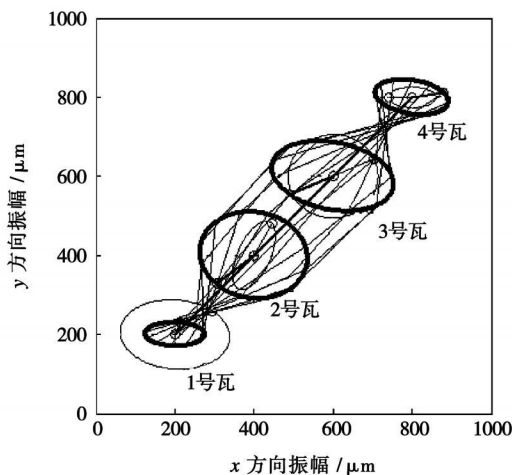
使用该机组 A、B、C 平衡面的迁移矩阵进行动平衡计算, 计算方法与上述单面平衡计算相似, 即 A 面配重用于抵消 1 号轴承处的振动, 如图 7(a)所示, B 面配重用于抵消 3 号轴承处的振动, 如图 7(b)所示, C 面配重用于抵消 4 号轴承处的振动, 如图 7(c)所示。图 7(a)、(b)、(c)中的粗实线为各面配重产生振动响应的三维全息谱。在确定配重方位后, 用遗传优化配重大小, 计算配重结果为: 平衡面 A 加 548.6 g ∠-116°, 平衡面 B 加 937 g ∠-60°, 平衡面 C 加 1 088 g ∠62°。实施全息现场动平衡后, 机组的振动三维全息谱如图 7(c)中粗实线, 机组振动都已远离报警水平, 分布比较平均, 满足了生产对振动的要求, 因此这次现场动平衡是比较成功的。

5 结 论

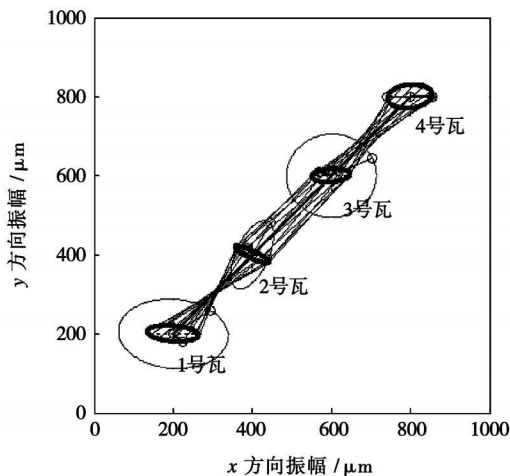
- (1) 轴系全息动平衡方是以全息谱技术为基础, 充分利用了各传感器的信息, 相对于单传感器信息的传统平衡方法, 减小了采用单传感器信息带来的平衡计算误差, 提高了轴系动平衡的精度。
- (2) 用独特的迁移矩阵表征标准试重在各个轴承面上引起的振动响应, 相对于传统的影响系数能更充分反映机组在不平衡激励下的振动行为特性。
- (3) 发现了转子自转角度与转子涡动角度之间的对应关系, 采用角度补偿方法, 实现二者之间的转换, 这是提高平衡精度的一项关键技术。
- (4) 轴系全息动平衡方法将计算机模拟和遗传算法优化等技术应用到现场动平衡中, 减少了启停车次数, 提高了平衡的精度和效率。



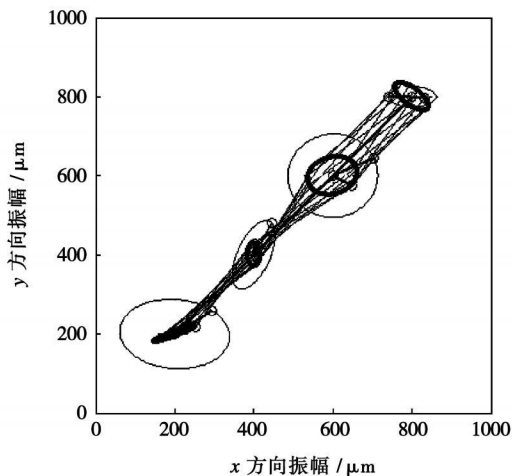
(a) 调整A面配重使迁移矩阵与1号轴承处振动初相点镜面对称



(b) 调整B面配重使迁移矩阵与3号轴承处振动初相点镜面对称



(c) 调整C面配重使迁移矩阵与4号轴承处振动初相点镜面对称



(d) 现场平衡结果

图 7 多面轴系平衡

参考文献:

- [1] 屈梁生, 邱海, 徐光华. 全息动平衡: 原理与实践[J]. 中国机械工程, 1998, 19(1): 60-63.
- [2] 屈梁生, 史东锋. 全息谱十年: 回顾与展望[J]. 振动、测试与诊断, 1998, 18(4): 235-242.
- [3] 钟一谔. 转子动力学[M]. 北京, 清华大学出版社, 1987.
- [4] GOLDBERG D E Genetic algorithms in search, optimization and machine learning[M]. Reading: Addison Wesley, 1989.
- [5] XU BINGANG, QU LIANGSHENG, TAO XIAOMING. The information integration and optimization in flexible rotor balancing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5): 877-892.
- [6] 邱海. 动平衡中的信息原理[D]. 西安: 西安交通大学, 1999.
- [7] 吴松涛. 大型机组现场动平衡原理与技术[D]. 西安: 西安交通大学, 2003.

(编辑 伟)

° 书 讯 °

《循环流化床机组控制与保护技术及其应用》

本书重点介绍循环流化床锅炉的控制与保护技术及其相关问题的处理。全书共九章, 主要内容包括前言, 大型循环流化床锅炉技术, 分散控制系统, 数据采集系统, 循环流化床机组的顺序控制, 锅炉炉膛安全监控系统, 模拟量控制系统, RB控制, 汽轮机数字电液控制, 汽轮机旁路控制及汽轮机主保护。

读者对象: 电厂锅炉运行操作管理工程技术人员, 相关读者。

2008年9月出版

model, S2 stream surface, optimization design

轴向掠对涡轮静叶栅气动性能的影响 = **Influence of Axially-swept Blades on the Aerodynamic Performance of a Turbine Stationary Cascade**[刊, 汉]/ FENG Zi-ming, HAN Wan-jin, ZHONG Jing-jun, et al (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 19 ~ 23

With a turbine stationary cascade serving as a prototype cascade and through a change of axially-swept angles and heights of the prototype to form blades with various swept blade profiles, the influence of axially-swept blades on the aerodynamic performance of the turbine stationary cascade was studied. The remodeled and calculated swept angles include forward-and-back-swept ones of 10 degrees and 30 degrees respectively, while the swept heights, 10% and 30% of the blade height respectively. CFD (Computational Fluid Dynamics) numerical simulation software was employed to simulate the aerodynamic performance of the axially-swept cascade. The simulation results show that compared with the prototype blade, the axial forward-swept stationary cascade has intensified the concentration of low-energy fluid at end-wall corners, leading to an increase of transversal secondary flows on the endwalls. This caused a rise of losses, but a decrease of losses in the middle of the blade chord. The axial back-swept stationary cascade has lessened the concentration of low-energy fluid at end-wall corners, diminishing the secondary flows at the endwalls. As a result, the losses at the endwalls have been reduced due to the low-energy fluid being drawn into a main flow zone, and the losses in the main flow zone, increased.

Key words: turbine, stationary cascade, swept angle, swept height, numerical calculation

全息谱技术在轴系现场动平衡方法中应用 = **A Study of Methods for an On-site Shafting Dynamic Balance Based on a Holographic Spectrum Technology**[刊, 汉]/ LIU Shi (Guangdong Electric Grid Company, Academy of Electric Power Science, Guangzhou, China, Post Code: 510600), QU Liang-sheng (College of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 24 ~ 30

On-site dynamic balance is one of the key technologies for coping with the vibration faults of turbogenerator units. Traditional balancing methods are usually based on information from a single sensor with vertical and horizontal vibrations being regarded as two separate components. In fact, the motion of rotors is a kind of complicated spacial movement. It is impossible for measurements made by using only unidirectional sensors to objectively and reliably reflect the movement status of the rotors. The information from the sensors must be fused. The authors have presented an on-site dynamic balance method based on a fusion of information from a variety of sensors. The essence of the matter consists in fully integrating the information fusion technology with flexible rotor dynamic balance technology. In the meantime, advanced computer simulation and a genetic algorithm-based optimization are employed to simplify balanced operations, thus enhancing the balance accuracy and efficiency. The demerits of the balance method based on a single sensor were analyzed, and the working principle of a shafting holographic dynamic balance method was described. In addition, the effectiveness of the method in question has been verified by the on-site dynamic balance of several 300 MW turbogenerator units. **Key words:** on-site dynamic balance, holographic spectrum, flexible rotor

汽轮机末级叶片流固耦合数值模拟 = **Numerical Simulation of Fluid-solid Coupling of Blades in the Last Stage of a Steam Turbine**[刊, 汉]/ GONG San-wei, ZOU Zheng-ping, LIU Huo-xing (National Key Laboratory on Aero-engine Aerodynamics and Thermodynamics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100083), YANG Zhen-ya (Ansys-China Co. Ltd., Beijing, China, Post Code: 100026)// Journal of Engineering for