

应用动力学模型的高速主轴无试重动平衡方法

章云¹, 梅雪松^{1,2}, 邹冬林¹, 姜歌东¹, 许睦旬¹

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为解决高速主轴由于不平衡导致的振动问题, 提出了一种基于动力学模型的高速主轴动平衡方法, 其仅需在工作转速下采集振动响应数据, 且无需停机试重. 该方法通过对连续分布的不平衡量进行集中化处理, 缩减不平衡响应与不平衡量之间的关系矩阵, 可以在高速主轴的任意2个位置上实现双面平衡. 研究表明, 该方法能够准确地识别出等效集中的不平衡量, 且所识别的由等效不平衡量引起的振动响应与原始振动响应基本一致. 因此, 添加配重后可使主轴各位置不平衡振动得到有效地抑制.

关键词: 高速主轴; 动力学模型; 动平衡

中图分类号: TH113. 25 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)07-0034-04

Model-Based Balancing Method for High-Speed Machine Tool Spindle Without Trial Weights

ZHANG Yun¹, MEI Xuesong^{1,2}, ZOU Donglin¹, JIANG Gedong¹, XU Muxun¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A new high-speed spindle balancing method based on dynamic model is presented to suppress vibration from imbalance. It only needs to collect data of vibration response at operating speed without trial weights. Concentrating the continuously distributed imbalance and reducing relationship matrix between unbalance response and imbalance, the new method enables to achieve double plane balance of the high-speed spindle in two arbitrary positions, which identifies the equivalent concentrated imbalance accurately, and the vibration response induced by the identified imbalance is similar to that induced by original continuously distributed imbalance. Adding the counterweight, the imbalance vibration of spindle is suppressed effectively.

Keywords: high-speed spindle; dynamic model; unbalance identification

超高速加工是未来工业化发展的必然趋势, 高速主轴是超高速加工中不可缺少的关键部件. 由于安装误差、材料不均匀以及制造误差等因素, 因此主轴往往存在着不平衡量. 不平衡是引起主轴振动的主要因素, 主轴振动过大会直接影响加工质量, 同时也会降低主轴转子组件的寿命, 甚至导致主轴当场损坏. 因此, 如何控制由主轴转子不平衡造成的振动是一个非常关键的问题.

目前, 普遍使用的方法是对主轴转子进行动平衡, 平衡方法归结起来有两类: 模态平衡法和影响系数法^[1]. 对于模态平衡法, 需要现场操作人员有一定的转子动力学知识, 且平衡转速在临界转速附近. 影响系数法通常需要多种转速测试, 且使用不正确时, 会出现校正量过大, 以致无法实施的情况. 总体来说, 多数针对不平衡量的识别方法都需要反复停机试重, 较为费时、费力. 此外, 平衡过程常在一系列转

速下进行,对于旋转机械,转速的变化意味着转子支承刚度的变化^[2],而如果识别方法是在轴承刚度不变的假设下进行,不平衡识别就会产生误差。

为了改善上述状况,国内外学者在转子不平衡量识别算法方面做了许多工作,并取得了骄人的成果^[2-4],但研究对象主要为转子质量呈集中分布的旋转机械,例如离心压缩机、发电机组、航空发动机等,针对质量连续分布的机床主轴的不平衡量识别研究则相对较少。因此,找到一种针对机床加工中心主轴,仅需在工作转速下采集数据,并且无需停机试重就能识别主轴转子不平衡量的方法就很有意义。本文所述的方法正是基于这个思想而提出的。

1 主轴有限元动力学模型

典型的主轴有限元模型由离散的质量圆盘、具有分布质量的轴段,以及具有弹性的轴承座等单元组成^[5],各单元间彼此在结点处联结。这些结点通常选在圆盘中心、轴颈中心及轴线的某些位置上,转轴的任一横截面位置可由轴心的坐标 x 和 y 、截面偏转角 q_x 和 q_y 来表示。对于具有 N 个结点、采用 $N-1$ 个轴段连接而成的转子系统,如不计轴承座的等效质量,则系统的位移向量是

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= [x_1, \theta_{y1}, x_2, \theta_{y2}, \dots, x_N, \theta_{yN}]^T \\ U_2 &= [y_1, -\theta_{x1}, y_2, -\theta_{x2}, \dots, y_N, -\theta_{xN}]^T \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

主轴系统的动力学微分方程为

$$\begin{aligned} M\ddot{Z} - iG\dot{Z} + KZ &= \Omega^2 Q e^{i\Omega t} \\ Z &= U_1 + iU_2 \end{aligned} \quad (2)$$

式中: Ω 为自转角速度; M 为整体质量矩阵; G 为回转矩阵; K 为刚度矩阵; Q 为含不平衡激励的广义力向量。设不平衡响应的向量特解为

$$Z = A e^{i\Omega t} \quad (3)$$

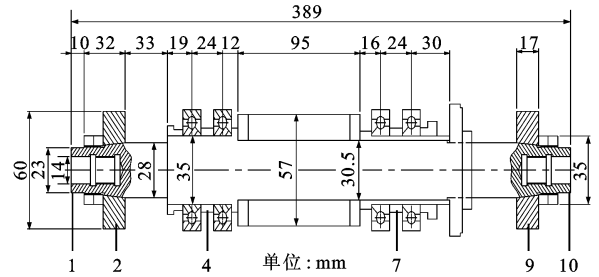
代入式(2)得振动响应

$$A = \Omega^2 (-M\Omega^2 + G\Omega + K)^{-1} Q \quad (4)$$

若 Q 为已知,通过式(4), A 就很容易求解,这里忽略了系统阻尼矩阵 C ,并且假设轴承各向同性。事实上,现有加工中心主轴主要采用滚动轴承支承,对于这类支承方式,满足上述假设案例是非常多的。对于那些不满足式(4)条件的,应考虑系统阻尼矩阵等因素。此时, A 分别在水平方向和竖直方向求解,如果考虑阻尼,则

$$A = \Omega^2 (-M\Omega^2 + G\Omega + iC\Omega + K)^{-1} Q \quad (5)$$

如图 1 所示,主轴两端为配重盘,在构建有限元模型时,把它划分为 9 个单元、6 个主要结点。其中,第 4 个结点和第 7 个结点在轴承处,第 2 和第 9 个结点选在两端配重盘处。



1、2、4、7、9、10: 结点编号

图 1 主轴简化模型中的各结点分布

可以用临界转速来验证模型的准确性,临界转速可以通过下式计算

$$|-M\omega^2 + G\omega + K| = 0 \quad (6)$$

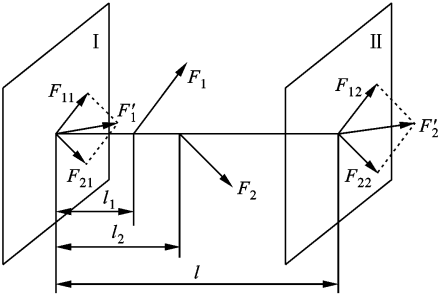
式中: ω 表示转子临界转速。若仿真结果与实验结果不一致,可通过增加有限元模型结点数,以及修改轴承支承刚度等措施来修正动力学模型。

2 分布式不平衡的集中化处理

高速主轴的不平衡分布与典型盘式转子略有差异,盘式转子的不平衡分布集中在叶轮处,如发电机组等。高速主轴不平衡沿轴向呈连续空间分布。Shin 等人^[6]把连续不平衡量用傅里叶级数展开,基于传递矩阵法求出展开的傅里叶系数。Yang 等人^[7]把连续不平衡量设想成一个高次多项式,基于有限元模型求解出高次多项式的系数。这 2 种方法都需要很多个校正平面才能达到理想的平衡,像高速主轴这样的转子结构,主轴安装后,其校正平面的位置及数量就会被限制,所以不能直接针对连续分布的高速主轴的不平衡量来做动平衡,而需要采用集中质量来近似代替连续分布的不平衡量。如图 2 所示,设有作用于轴上的不平衡力 F_1 、 F_2 以及任意垂直于轴线的两平面 I、II。将 F_1 分解为 I、II 平面上的平行力 F_{11} 、 F_{12} ,同理将 F_2 分解为 F_{21} 、 F_{22} 。在 I 平面迭加 F_{11} 、 F_{21} 为 F'_1 ;在 II 平面迭加 F_{12} 、 F_{22} 为 F'_2 。

根据理论力学原理可知,作用在 I、II 平面上的 F'_1 、 F'_2 与 F_1 、 F_2 等效,类似地,连续不平衡力亦可同样分解到选定的 I、II 平面上再合成,最终结果都只有 2 个不平衡合力 F'_1 、 F'_2 。此时,校正主轴转子不平衡只需分别在 I、II 平面上进行不平衡合力 F'_1 、 F'_2 的反方向配重,这也正是转子动平衡的基本

思想.



l_1 : F_1 与 I 的距离; l_2 : F_2 与 I 的距离; l : I、II 平面的距离
图 2 不平衡力的等效原理

3 等效不平衡量的求解

如果可以通过测量主轴转子上某些点的振动响应,然后通过响应来求出不平衡量时,可实现无试重平衡技术.根据式(4),可以通过不平衡量求解主轴转子的振动响应.假设在每个有限元动力学模型的每一个结点上都布置传感器时,可以得到不平衡分布的表达式

$$\boldsymbol{Q} = [\boldsymbol{\Omega}^2(-\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Omega}^2 + \boldsymbol{G}\boldsymbol{\Omega} + \boldsymbol{K})^{-1}]^{-1}\boldsymbol{A} \tag{7}$$

对于机床主轴结构,只能在轴承座上布置传感器来测量主轴的振动响应.如果这个主轴是由 2 个轴承支承,则 $\boldsymbol{A}$ 中仅包含 2 个数据.在建立主轴有限元时,轴承在第 4 和第 7 个结点上,把 $\boldsymbol{A}$ 中的非零值提取出来,组成 $\boldsymbol{B}$.考虑到一个结点有 2 个自由度,则有

$$\boldsymbol{B}(1,1) = \boldsymbol{A}(7,1); \boldsymbol{B}(2,1) = \boldsymbol{A}(13,1) \tag{8}$$

在建立的有限元模型中,把配重盘选在第 2 和第 9 结点上,结合连续分布不平衡量集中化的处理方法,把等效不平衡量也集中在第 2 和第 9 结点上,于是 $\boldsymbol{Q}$ 也仅含有 2 个非零元素.同样,把这 2 个非零元素提取出来,组成 $\boldsymbol{C}$,则有

$$\boldsymbol{C}(1,1) = \boldsymbol{Q}(3,1); \boldsymbol{C}(2,1) = \boldsymbol{Q}(17,1) \tag{9}$$

令矩阵

$$\boldsymbol{H} = \boldsymbol{\Omega}^2(-\boldsymbol{M}\boldsymbol{\Omega}^2 + \boldsymbol{G}\boldsymbol{\Omega} + \boldsymbol{K})^{-1}$$

根据 $\boldsymbol{A}$ 以及 $\boldsymbol{Q}$ 的缩减形式,对于 $\boldsymbol{H}$,只需要其第 3 行和第 7 列、第 3 行和第 13 列、第 17 行和第 7 列、第 17 行和第 13 列的值.把这 4 个值提取出来,组成矩阵,则有

$$\begin{aligned} \boldsymbol{D}(1,1) &= \boldsymbol{H}(3,7); \boldsymbol{D}(1,2) = \boldsymbol{H}(3,13) \\ \boldsymbol{D}(2,1) &= \boldsymbol{H}(17,7); \boldsymbol{D}(2,2) = \boldsymbol{H}(17,13) \end{aligned} \tag{10}$$

式(7)可变换形式为

$$\begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{Q}_{3,1} \\ 0 \\ \boldsymbol{Q}_{2,1} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{H}_{3,7} & 0 & \boldsymbol{H}_{3,13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{H}_{17,7} & 0 & \boldsymbol{H}_{17,13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 0 \\ \boldsymbol{A}_{7,1} \\ 0 \\ \boldsymbol{A}_{13,1} \\ 0 \end{bmatrix}$$

结合式(8)~式(10),可以得到

$$\boldsymbol{C} = \boldsymbol{D}^{-1}\boldsymbol{B} \tag{11}$$

通过求解式(11),就可以识别出主轴两端等效平面上的不平衡量.其中, $\boldsymbol{B}$ 通过传感器采集数据得到, $\boldsymbol{D}$ 通过有限元模型得到.

4 实例验证

针对所构建的高速主轴有限元模型,为模拟连续空间分布的不平衡状态,分别在第 3、6、7 和第 10 个结点上给定一个不平衡量,如表 1 所示.

表 1 不同结点处不平衡量的幅值及相位

结点	幅值/ $\text{g} \cdot \text{mm}$	相位/ $(^\circ)$
3	13.50	45
6	11.25	150
7	8.10	75
10	18.00	60

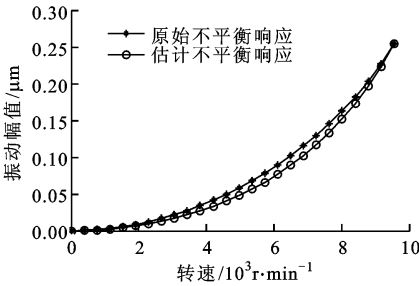
通过本文提出的动平衡方法,可以识别出在配重盘上的等效集中不平衡量,结果如表 2 所示.

表 2 配重盘处等效不平衡量的幅值及相位

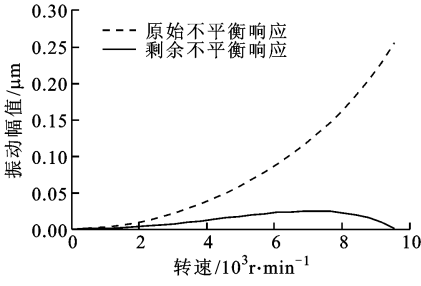
配重盘	幅值/ $\text{g} \cdot \text{mm}$	相位/ $(^\circ)$
1	10.43	64.32
2	29.66	72.03

为了检验采用本文方法所识别的等效集中不平衡量的正确性,将所识别的集中不平衡量加载在动力学模型上,计算其响应与原始不平衡响应的差别,如图 3 所示.

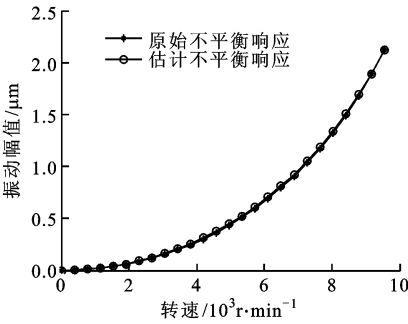
如果分别在配重盘 1、2 上加载不平衡量 $10.43 \text{ g} \cdot \text{mm}(\angle 244.32^\circ)$ 、 $29.66 \text{ g} \cdot \text{mm}(\angle 252.03^\circ)$,则可以得到剩余不平衡响应图,如图 4 所示.从图 3 和图 4 中可以看出,通过本文方法所识别的等效不平衡量引起的振动响应与原始振动响应曲线基本一致,在选定平衡面添加配重后,主轴各位置的不平衡



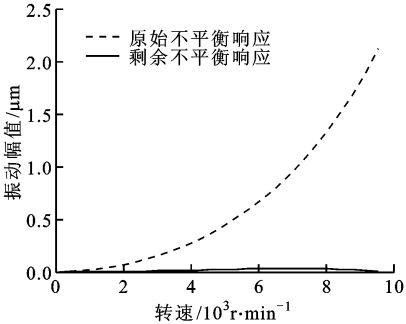
(a)左轴承处



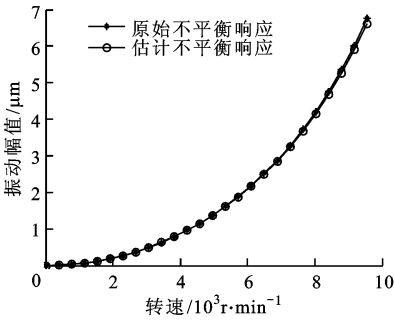
(a)左轴承处



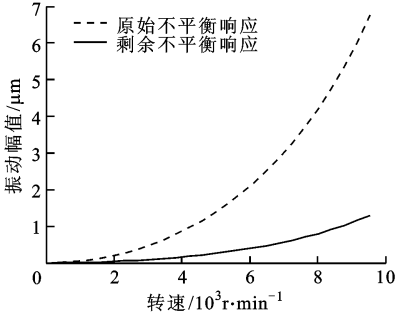
(b)右轴承处



(b)右轴承处



(c)主轴中间



(c)主轴中间

图 3 主轴不同位置原始振动与估计振动的对比

图 4 主轴不同位置原始振动与剩余振动的对比

振动得到了有效抑制。

5 结 论

为了实现高速主轴动平衡控制,本文研究了一种基于动力学模型的动平衡方法,缩减了主轴的不平衡响应与不平衡量之间的关系矩阵,可以任意设定平衡面实现双面平衡,更加符合主轴动平衡的实际需要.通过实例验证,本文方法能够准确地识别出等效集中的不平衡量,添加配重后,可有效地减小不平衡振动.本文方法无需停机试重,并且只需在工作转速下采集振动数据,从而简化了动平衡操作,方便嵌入主轴在线动平衡系统中进行实时控制,因此具有较高的应用价值。

参考文献:

[1] FOILES W C, ALLAIRE P E, GUNTER E J. Review of rotor balancing [J]. Shock And Vibration, 1998, 5(5/6): 325-336.

[2] SINHA J K, FRISWEL I M I, LEES A W. The identification of the unbalance and the foundation model of a flexible rotating machine from a single run down [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2002, 16 (2/3):255-271.

[3] 廖与禾,张鹏,郎根峰. 移相轨迹及其在全息动平衡中的应用 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7):803-806.

LIAO Yuhe, ZHANG Peng, LANG Genfeng. Phase

- shift orbit with application to holobalancing technique [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7):803-806.
- [4] RAMLAU R, NIEBSCH J. Imbalance estimation without test masses for wind turbines [J]. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 2009, 131(10): 1-7.
- [5] 钟一谔,何衍宗,王正,等. 转子动力学 [M]. 北京,清华大学出版社,1987:176-182.
- [6] SHIN Y P, LEE A C, Identification of the unbalance distribution in flexible rotors [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1997, 39(7):841-857.
- [7] YANG T, LIN C. Estimation of distributed unbalance of rotors [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124:976-983.
- (编辑 管咏梅)