

电机无级调节的振动抑制自动平衡测控系统*

郭仪翔¹, 陈立芳^{1,2}, 周博³, 张洪²

(1.北京化工大学高端机械装备健康监控与自愈化北京市重点实验室 北京,100029)

(2.北京化工大学发动机健康监控及网络化教育部重点实验室 北京,100029)

(3.北自所(北京)科技发展股份有限公司 北京,100032)

摘要 针对旋转机械转子系统在实际运转中不停机的情况下振动值超标的问题,提出了一种机电式自动平衡综合测控系统,可对转子系统的振动进行主动精稳靶向抑制。首先,自主设计自动平衡执行器并开发了机电式自动平衡执行器无错调驱动控制算法,该算法通过可编程逻辑控制器(programmable logic controller,简称PLC)编程实现;其次,通过安装于转子轴端的自动平衡执行机构,结合上位机程序测控系统,能够在设备运行过程中实时监测转子不平衡振动并进行主动自动平衡,具备更大的配重占比和更优的电磁兼容性,可实现配重的无级调节;最后,对算法进行了仿真及现场不同转速下的自动平衡测试验证。结果表明,机电式自动平衡执行器降振仿真能达到很好的平衡效果,现场试验不同转速下均具备90%以上的降振能力,具有重要的应用价值。

关键词 自动平衡;控制算法;振动抑制;仿真分析;测试技术

中图分类号 TH16;TH17;TH113.1

引言

旋转机械的转子在加工制造和装配过程中存在误差,转子的旋转中心和质心会存在一定程度的偏心,在运行过程中产生的不平衡振动易导致设备发生故障。旋转机械70%以上的振动故障是由转子系统的质量不平衡造成的^[1-3],因此有必要对转子进行动平衡。传统的动平衡方式需要进行多次启停车并进行多次试重和配重操作^[4-5],耗费大量人力物力。自动平衡技术可以实时监测转子的振动状态,当发现转子振动超出阈值时主动调整配重块的位置,使转子不平衡振动保持在安全范围内^[6-9],具有实时性、成本低、集成度高等优势。国外对自动平衡技术的研究开展较早^[10-12],已有成熟的工业应用^[13]。其中,电磁驱动式自动平衡系统^[14-16]比较常见,但是激光加重/去重、电磁轴承等加重/去重和外加作用力的自动平衡方式控制复杂、能耗大且附加设备多,其应用具有较大的局限性^[17];电磁式平衡头由于其驱动原理限制^[18],配重块只能处于特定的稳定自锁位置,不能使转子完全平衡。因此,亟待设计研发出一种能耗低、结构简洁可靠及平衡精度高的自动平衡测控系统。

1 机电式自动平衡系统

1.1 机电式自动平衡执行器结构

笔者自主设计并加工的机电式自动平衡执行器结构如图1所示,主要由底面支撑板、供电滑环、驱动电机模块等结构组成。自动平衡机构的主要执行器是驱动电机模块,步进电机驱动直线运动的配重块以产生合成补偿矢量,电机模块在底面支撑板上沿半径方向圆周三等分均布^[19],传感器供电和信号传输通过滑环装置接入外部控制器。若要合成平面上大小、方向均可任意调整的补偿矢量,则在配重平面上以旋转中心为中心,至少需要沿3个不同方向布置电机模块。该自动平衡执行器在设计时已经较

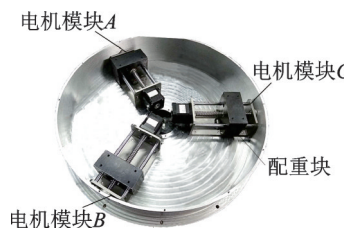


图1 机电式自动平衡执行器结构

Fig.1 Structure of electromechanical automatic balancing actuator

* 国家自然科学基金资助项目(52375077)

收稿日期:2022-06-20;修回日期:2022-10-03

大程度地减少了额外的附加质量,相应提高了配重比,同时具备较好的电磁兼容性,可以实现配重质量的无级连续调节。

3个电机模块互成 120° 夹角布置,以旋转中心和电机模块C的连线作为 x 轴,以在垂直于旋转轴的平面内通过旋转中心且与 x 轴垂直的直线作为 y 轴,各个配重块的移动行程范围均为100 mm。配重块行程范围中靠近旋转中心的一端为行程零点位置,远离旋转中心的一端为满行程位置。机电式自动平衡执行器原理示意图见图2。控制系统包括测振、分析计算和驱动3个主要模块。当转子系统的不平衡振动超出设定的阈值时,首先,使用影响系数法将不平衡振动转化为不平衡矢量,并判断是否超出平衡头的平衡能力;其次,采用相对应的控制算法计算配重块的目标位置;最后,由驱动模块驱动电机旋转,将配重块移动至目标位置,配重块的实时位置由位置监测模块监测,以保证移动的准确性。

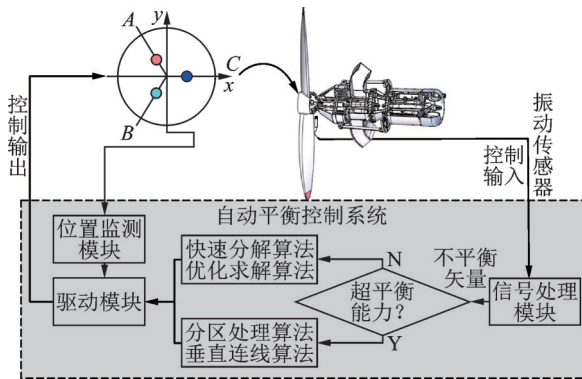


图2 机电式自动平衡执行器原理示意图

Fig.2 Schematic diagram of electromechanical automatic balancing actuator

1.2 无级调节控制算法

1.2.1 补偿矢量计算

3个电机模块A,B,C的配重块到旋转中心的距离分别为 a, b, c ($a, b, c \in [0, 100]$ mm), 单个配重块的质量为 W_{ball} 。设3个电机模块的配重质量初始位置为 a_1, b_1 和 c_1 , 增加配重后, 3个电机模块的配重质量位置为 a_2, b_2 和 c_2 , 则试重矢量的 x 轴方向分量为

$$m_x = W_{\text{ball}} \left((c_2 - c_1) - \frac{1}{2} (a_2 - a_1) - \frac{1}{2} (b_2 - b_1) \right) \quad (1)$$

试重矢量的 y 轴方向分量为

$$m_y = W_{\text{ball}} \left(\frac{\sqrt{3}}{2} (a_2 - a_1) - \frac{\sqrt{3}}{2} (b_2 - b_1) \right) \quad (2)$$

合成后的试重矢量大小以及与 x 轴夹角分别为

$$\begin{cases} m_{xy} = \sqrt{m_x^2 + m_y^2} \\ \beta_{xy} = \arctan(m_y/m_x) \end{cases} \quad (3)$$

若初始振动矢量为 $x_0 \angle \gamma_0$, 试重振动矢量为 $x_1 \angle \gamma_1$, 则影响系数为

$$\alpha \angle \beta = (x_1 \angle \gamma_1 - x_0 \angle \gamma_0) / (m_{xy} \angle \beta_{xy}) \quad (4)$$

因此, 初始状态对应的补偿矢量为

$$m_0 \angle \beta_0 = (x_0 \angle \gamma_0) / (\alpha \angle \beta) \quad (5)$$

1.2.2 快速分解算法

知道补偿矢量的大小和相位后, 反向计算得到3个驱动电机配重质量块的目标位置, 通过程序驱动控制电机将配重质量块精确移动到相应位置, 合成该补偿矢量。电机模块矢量合成方式见图3。引入中间变量 β_{d1} , 其物理意义为 $\triangle ADO$ 中 $\angle AOD$ 的角度大小。3组电机模块将整个配重平面 120° 三等分, 形成3个扇形面积区域。1个扇形区域需要的配重矢量由2个电机模块合成可得。为了使自动平衡执行器具有最大的平衡能力范围, 在确定电机配重质量目标位置时, 将第3个电机模块移动归零(即电机配重质量移动至底面支撑板旋转中心)。

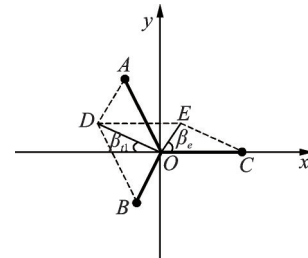


图3 电机模块矢量合成方式

Fig.3 Motor module vector synthesis method

以目标合矢量位于AOB区域内为例, 在 $\triangle ADO$ 中

$$\frac{OD}{\sin 60^\circ} = \frac{a}{\sin (120^\circ - \beta_{d1})} = \frac{b}{\sin \beta_{d1}} \quad (6)$$

由此可得

$$\begin{cases} a = OD \cos \beta_{d1} + \frac{1}{\sqrt{3}} OD \sin \beta_{d1} \\ b = \frac{2}{\sqrt{3}} OD \sin \beta_{d1} \\ c = 0 \end{cases} \quad (7)$$

合成目标补偿矢量的2个电机模块的配重质量最终位置与旋转中心的距离为

$$\begin{cases} l_1 = \frac{m_0}{W_{\text{ball}}} \left(\cos \beta_{d1} + \frac{1}{\sqrt{3}} \sin \beta_{d1} \right) \\ l_2 = \frac{m_0}{W_{\text{ball}}} \frac{2}{\sqrt{3}} \sin \beta_{d1} \end{cases} \quad (8)$$

依据转子实际不平衡矢量的相位 β_p ,计算电机模块的配重质量最终目标位置 a_i, b_i, c_i 分别为:

- 1) 若 $\beta_p < 120^\circ$, 则 $a_i = l_2, b_i = 0, c_i = l_1$;
- 2) 若 $120^\circ \leq \beta_p < 240^\circ$, 则 $a_i = l_1, b_i = l_2, c_i = 0$;
- 3) 若 $\beta_p \geq 240^\circ$, 则 $a_i = 0, b_i = l_1, c_i = l_2$ 。

1.2.3 优化求解算法

优化求解算法通过分析3组电机模块的配重质量块的移动距离和方位优化得到目标位置,在最终补偿矢量确定的前提下最大程度地减少配重块的移动距离,极大地缩短了自动平衡时长,提高了动平衡效率。通过快速分解算法,可得3个配重块的目标位置分别为 $m, n, 0$ 。

设 x, y, z 为3个电机模块中任意配重质量块的目标位置,则自动平衡执行器的合成补偿矢量为

$$F = W_{\text{ball}} \sqrt{\left(z - \frac{x}{2} - \frac{y}{2}\right)^2 + \frac{3}{4}(x - y)^2} \quad (9)$$

若 x 和 y 均在 $[0, 100]$ 的范围内取值,当 z 为不同值时, F 也随之改变。顶点坐标为 $(x, y, 0)$,其中 $x = y = z$ 。具体的补偿矢量与配重块位置关系如图4所示。

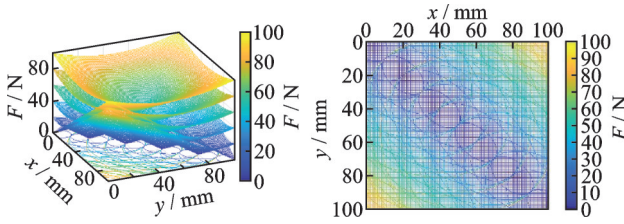


图4 补偿矢量与配重块位置关系

Fig.4 Compensation vector versus counter weight position

由图4可知,同一残余不平衡量下存在多组 z 的取值,且 z 值不同时 x 和 y 的取值也相应发生变化,上述分析只考虑了补偿矢量的大小而没有考虑方向。当 z 值确定但 x 和 y 自由组合时,在同一残余不平衡量 F 下 x 和 y 构成的关系曲线为一椭圆,若给定合补偿矢量方向则可唯一确定一组配重块位置 x, y, z 的组合。

综上所述,当3个电机模块的配重质量在移动总行程范围内,具有相同的移动距离和方位时,总合成补偿矢量确定。因此,定义系数 k 为同时被加减的一个距离,平衡时间最短的最终位置可以通过快速分解算法得到的目标位置和系数 k 结合所确定。最终位置的组合为 $(x + k, y + k, k)$,变量取值范围为 $0 \leq x \leq 100, 0 \leq y \leq 100, 0 \leq x + k \leq 100, 0 \leq y + k \leq 100, 0 \leq k \leq 50$ 。该算法电机模块的移动步数较少,控制系统响应更快,动平衡效率更高。

相反,电机模块的配重质量在移动过程中目标位置大多距离旋转中心较远,附加产生更大的离心力作用,对自动平衡执行器整体机械结构以及连接组件的强度和承载能力要求更高。

在快速分解算法中,配重块的运动组合方式分为3种。可减少平衡时间的3种情况如图5所示。

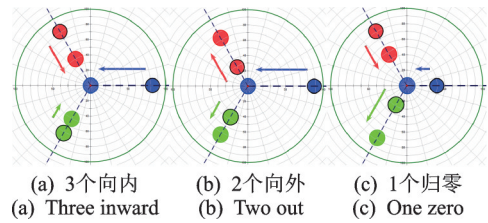


图5 可减少平衡时间的3种情况

Fig.5 Three cases where the balancing time can be reduced

由图5(a)可知,当系数 k 取值为最大和最小移动步数之和的一半,可使3个驱动电机中用时最长和用时最短的模块移动耗时达到平衡。由图5(b)可知,当其中一个归零位置配重块移动距离为3个配重块中最长,则系数 k 为此距离与3个距离之中的中等距离之差的一半。由图5(c)可知,当归零位置配重块的移动距离不是最长时,系数 k 的取值为另外2个配重块的移动距离之差的一半,可使这种情况下的平衡过程耗时最短。

在快速分解算法中,如果驱动单一电机模块的配重质量而产生的补偿矢量即可满足动平衡要求,转子系统的残余不平衡振幅一定单调下降;当驱动2个电机模块的配重质量在各自轨道同向移动时(同时向内或向外),这样正交分解得到的矢量一定在其中一个方向产生相互抵消作用,另一方向的矢量分量使转子不平衡振动单调降低;当某一电机驱动质量块到达目标位置而另一配重块继续移动时,每个方向的不平衡分量都会减小,总体振动值仍然单调下降。

综上所述,自动平衡快速分解算法配重质量在多种移动组合工况条件下,转子系统整体振动数值单调下降。同理分析可得,优化求解算法中转子不平衡振动值同样呈现单调下降趋势。

2 算法仿真分析

2.1 仿真软件

仿真软件采用面向对象的计算机编程语言Visual Basic.NET编写,使用该语言进行软件界面的搭建以及算法编写较为便捷直观。

仿真软件界面见图6。左侧为参数输入区,左下部为结果显示区,右下部为执行按钮,左中部为配重块位置分布示意图,右中部为平衡过程中残余不平衡量和时间的关系曲线。其中,3个电机驱动配重块的初始位置设定、移动最终目标位置以及残余不平衡量的合补偿矢量的随动变化均呈现在位置示意图框图中。当算法程序按照相应指令控制驱动配重质量块移动时,转子系统的残余不平衡量大小随时间的变化趋势图在关系曲线区域内实时更新显示。

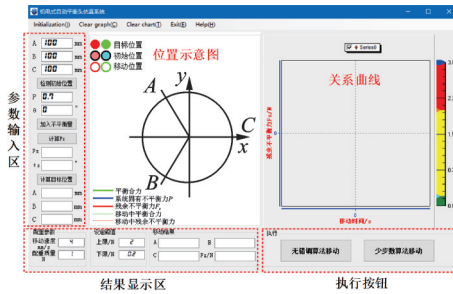


图6 仿真软件界面

Fig.6 Simulation software interface

2.2 实际不平衡力提取

由于自动平衡执行器是对转子不平衡质量引起的振动进行自动平衡,若将软件设计为输入2次振动值求解影响系数后再执行平衡动作,则操作较为繁琐,增加了给定额外不平衡量的难度。因此,将转子系统自身固有的不平衡矢量作为仿真的初始控制输入参数。为了求得正确的补偿矢量的大小和方位,需要得到3个配重块当前位置的合矢量,进而从初始值中分离出转子系统实际的不平衡矢量。

根据图3, OD 为电机驱动模块配重质量 A 和 B 的合补偿矢量, OE 为3个电机驱动模块配重质量的总合补偿矢量,补偿矢量 OD 的大小由余弦定理计算可得

$$|OD| = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos 60^\circ} \quad (10)$$

$$\cos \angle EOC = \frac{c^2 + |OE|^2 - |OD|^2}{2c|OE|} = \frac{2c - a - b}{2\sqrt{a^2 + b^2 + c^2 - ab - ac - bc}} \quad (11)$$

其中: $|OE|^2 = W_{\text{ball}}^2 \left[\left(c - \frac{a+b}{2} \right)^2 + \frac{3(a-b)^2}{4} \right]$ 。

由几何关系可得:当 $a \geq b$ 时,合矢量相位 $\beta_e = \angle EOC$;当 $a < b$ 时, $\beta_e = 360^\circ - \angle EOC$ 。

电涡流位移传感器测得的振动数据对应的不平

衡量 $m_1 \angle \beta_1$ 为转子系统实际不平衡量 $m_p \angle \beta_p$ 和电机驱动配重块产生的配重矢量 $OE \angle \beta_e$ 的合矢量。实际不平衡量与传感器数据关系如图7所示。

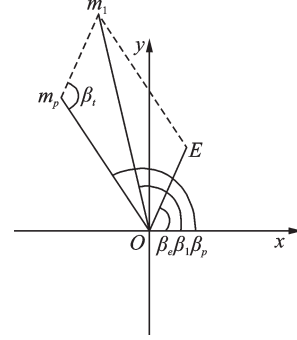


图7 实际不平衡量与传感器数据关系

Fig.7 Actual unevenness versus sensor data

由余弦定理可知

$$m_p^2 = m_1^2 + |OE|^2 - 2m_1|OE| \cos |\beta_1 - \beta_e| \quad (12)$$

计算可得转子系统实际不平衡矢量为

$$m_p = \sqrt{m_1^2 + |OE|^2 - 2m_1|OE| \cos (|\beta_1 - \beta_e|)} \quad (13)$$

对于实际不平衡矢量的相位确定,特引入中间变量 β_t ,其物理意义是实际不平衡量和配重块矢量的夹角。 $\cos \beta_t$ 的计算式为

$$\cos \beta_t = \frac{m_p^2 + |OE|^2 - m_1^2}{2m_p|OE|} \quad (14)$$

代入各项参数后可得

$$\beta_t = \arccos \frac{m_p^2 + |OE|^2 - m_1^2}{2m_p|OE|} \quad (m_p \neq 0, |OE| \neq 0) \quad (15)$$

最终得到转子系统实际不平衡力的相位为

$$\begin{cases} \beta_p = 180^\circ - \beta_t + \beta_e & (\beta_1 \geq \beta_e) \\ \beta_p = -180^\circ + \beta_t + \beta_e & (\beta_1 < \beta_e) \end{cases} \quad (16)$$

2.3 降振效果仿真试验

设单个配重块质量为1 N,行程范围内移动速度为4 mm/s,将3个配重块的初始位置均设定在100 mm处,分别设定转子不平衡量为 $0.7 \angle 0^\circ$, $0.7 \angle 20^\circ$, $0.7 \angle 40^\circ$, $0.7 \angle 60^\circ$, $0.7 \angle 80^\circ$ 和 $0.7 \angle 100^\circ$,开展仿真试验验证。降振试验仿真结果如图8所示。

由图8可知,分别设定不同的不平衡量初始角度,通过本算法的计算,均能得到正确的目标配重位置。在电机驱动配重质量块移动的过程中,转子系统的残余不平衡振动值无错调、无超调地单调下降,直至转子系统稳定地达到平衡。

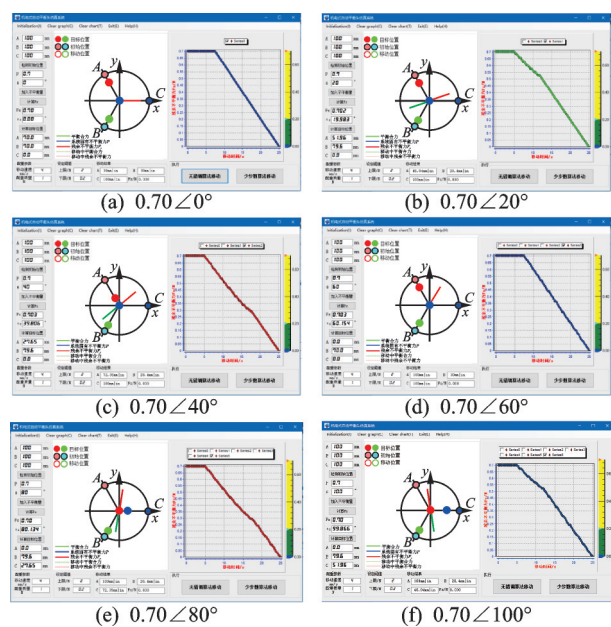


图8 降振试验仿真结果

Fig.8 Simulation results of vibration reduction test

3 试验台测试验证

将机电式自动平衡执行器试验装置安装到转子试验台的轴端,分别在600,850和900 r/min的转速下对该自动平衡装置的实际降振性能进行测试。自动平衡转子试验台如图9所示。

自动平衡试验步骤如下:

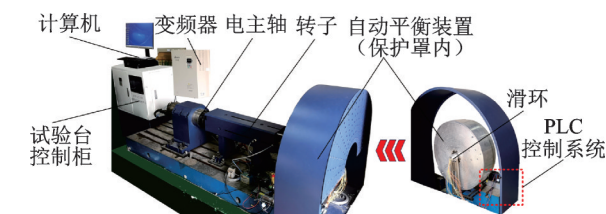


图9 自动平衡转子试验台

Fig.9 Automatic balancing rotor test stand

1) 将3个配重质量块与旋转中心等距离放置并稳定自锁,即自动平衡装置对转子不产生平衡效果,启动试验台并逐渐升速至3个目标测试转速,记录转子此时的不平衡振动及配重块位置;

2) 移动其中任意一个配重块的位置,使平衡头产生一定的试重质量,记录转子此时的不平衡振动及配重块的当前位置;

3) 将所有配重块重新放置于不产生平衡能力的位置,同时计算影响系数及目标位置;

4) 电机驱动配重质量块移动至目标位置,并实时监测执行平衡过程中转子系统的不平衡振动变化状况;

5) 设备停机断电,保存试验数据并进行处理分析。

根据上述步骤分别逐次开展3个不同转速下的自动平衡试验,得到的自动平衡试验结果如图10所示。

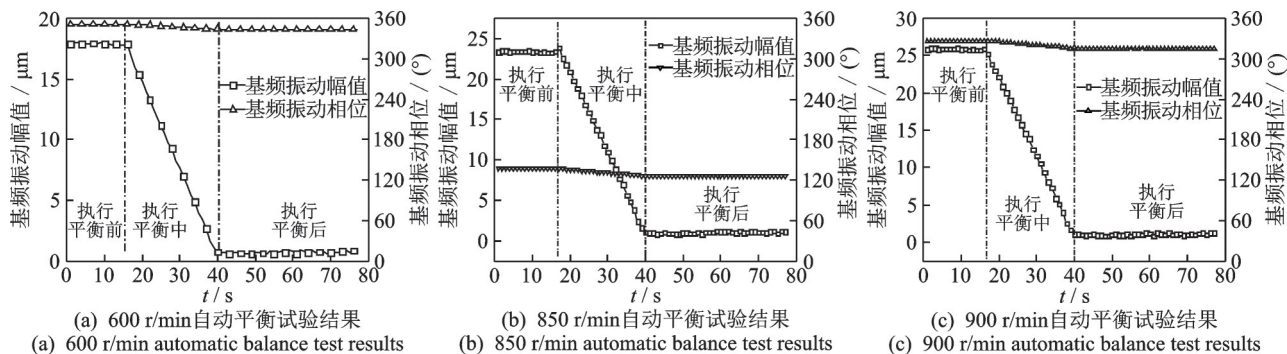


图10 自动平衡试验结果

Fig.10 Automatic balancing test results

由试验结果可知:在600 r/min的转速下,转子系统振动值从初始约17.86 μm 降至0.85 μm 左右,振动值下降95.2%(数值降低了17.01 μm);在850 r/min的转速下,转子系统振动值从初始约23.42 μm 降至1.23 μm 左右,振动值下降94.7%(数值降低了22.19 μm);在900 r/min的转速下,转子系统振动值从初始约25.79 μm 降至1.31 μm 左右,振动值下降94.9%(数值降低了24.48 μm)。在整个执行自动平衡的过程中,转子的不平衡振动值持续下降,证明笔者设计的机电式自动平衡测控系统可以

实现对转子不平衡振动的有效精稳抑制。

4 结论

1) 机电式自动平衡执行器可以实现更大的配重占比,即在相同的总重量下有更大的平衡能力。在实际应用过程中可只应用电机模块,不占用配重平面整个圆周的范围,占用空间更小。

2) 与传统的自动平衡执行器相比,机电式自动平衡执行器具备更好的电磁兼容性,可实现配重补

偿矢量的连续无级调节,控制算法可使平衡过程中转子的不平衡振动无错调单调下降,保证了自动平衡过程的有效性和精准性。

3) 执行自动平衡过程中所有的程序控制和振动测量算法均通过PLC编程实现,有效脱离了计算机控制,更适用于工业现场及航空航天飞行器等场所。

参 考 文 献

- [1] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007: 5083-5276.
- [2] 陈长征, 罗跃纲. 风机现场动平衡研究[J]. 风机技术, 2001(5): 22-23, 40.
CHEN Changzheng, LUO Yuegang. Research of fan dynamic balance on site [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2001(5): 22-23, 40. (in Chinese)
- [3] 何青, 杜冬梅, 杨昆. 风机振动的在线监测与动平衡[J]. 风机技术, 2001(6): 57-60.
HE Qing, DU Dongmei, YANG Kun. On-line monitoring & dynamic balance of vibration on fan [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2001(6): 57-60. (in Chinese)
- [4] 丛培田, 李秀刚. 单面现场动平衡解析三点加重法试验研究[J]. 风机技术, 2001(6): 36-37.
CONG Peitian, LI Xiugang. A study of three point add mass method for single plane field balance [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2001(6): 36-37. (in Chinese)
- [5] 郭立建. 影响系数法在现场动平衡中的应用[J]. 冶金动力, 2005(1): 55-57, 60.
WU Lijian. Application of the influence coefficient method in in-situ dynamic balance [J]. Metallurgical Power, 2005(1): 55-57, 60. (in Chinese)
- [6] 陈立芳, 吴海琦, 王维民, 等. 双配重平衡头无错调控制算法研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2012, 39(2): 89-94.
CHEN Lifang, WU Haiqi, WANG Weimin, et al. A study of an error-free movement control algorithm for a bi-disc balancer [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition), 2012, 39(2): 89-94. (in Chinese)
- [7] 陶利民, 葛哲学, 温熙森. 刚性转子自动平衡控制策略[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(2): 140-142, 146.
TAO Limin, GE Zhexue, WEN Xisen. A control method for automatic balance of rigid rotors [J]. Mechanical Science and Technology, 2004, 23(2): 140-142, 146. (in Chinese)
- [8] BYKOV B G. Auto-balancing of a rotor with an orthotropic elastic shaft [J]. Journal of Applied Mathematics and Mechanics, 2013, 77(4): 369-379.
- [9] FAN H, JING M, WANG R, et al. Actuating principle of online automatic balancer with counter weight driven by magnetic force [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(2): 97-102.
- [10] DYER S W, HACKETT B K, KERLIN J. Electromagnetically actuated rotating machine unbalance compensator: US, 3461589A [P]. 1994-11-29.
- [11] ESTEBAN Q H. Method for balancing a propulsive system having non-hull contra-rotating propellers: USA, 13/527749 [P]. 2012-06-20.
- [12] HILDEBRAND S F, ALTIERI R E, WINZEN W. Aircraft with transient-discriminating propeller balancing system: USA, 11/870891 [P]. 2007-11-10.
- [13] REBBECCHI B, MARSDEN P R, CHURCH S B J. C-130J in-flight propeller balancing [C] // 7th DSTO International Conference on Health & Usage Monitoring. Melbourne: AIAC, 2011: 27-32.
- [14] 陈立芳, 陈哲超. 一种实现旋转机械在线自动平衡的剖分式自动平衡装置: 中国, CN201611254735.2 [P]. 2016-12-30.
- [15] 陈立芳, 李兆举, 周博. 一种螺旋桨用内励磁自动平衡装置: 中国, CN201811378231.0 [P]. 2018-11-19.
- [16] 周博. 机电式自动平衡系统及控制算法研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2021.
- [17] 吕格格. 电主轴电磁型平衡头设计与控制研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017.
- [18] 樊红卫, 张旭辉, 景敏卿, 等. 含永磁体电磁式在线主动平衡装置自锁磁场有限元分析[J]. 机床与液压, 2017, 45(4): 1-5.
FAN Hongwei, ZHANG Xuhui, JING Mingqing, et al. Self-locking magnetic field finite element analysis of on-line active electromagnetic balancing device with permanent magnet [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(4): 1-5. (in Chinese)
- [19] 陈立芳, 周博, 晏资文, 等. 一种具有自主调控能力的电机驱动式自动平衡系统: 中国, CN201910967842.7 [P]. 2019-10-12.



第一作者简介:郭仪翔,男,1996年7月生,博士生。主要研究方向为机械结构设计及转子主动平衡仿真与测试技术。曾发表《An optimized pulse-counting method for compensation vector calculation in the automatic balancer》(《Shock and Vibration》2020, No.4)等论文。
E-mail:Guoyixiang@mail.buct.edu.cn

通信作者简介:陈立芳,女,1973年3月生,博士、教授。主要研究方向为旋转机械自动平衡技术。
E-mail:chenlf@mail.buct.edu.cn