

• 工程应用 •

124-128

转子自动平衡理论及应用研究

A Study on Theory and Application
of Automatic Balance for Rotors

顾乾坤
Gu Qiankun

唐一科
Tang Yike

张济生
Zhang Jisheng

(重庆大学机械工程一系, 重庆, 630044)

TH 113.25

摘 要 对转子自动平衡问题进行了理论和应用研究。针对自动平衡的特点, 对振动系统的力学模型进行了新的分析, 指出: 运用补偿方法, 可以得到精确的系统模型, 克服了传统通用平衡机中存在的原理误差; 提出了一种软、硬支承自动平衡机的通用测试理论, 详细介绍了研制的自动平衡系统的主要功能和技术关键。

关键词 自动控制 / 动平衡; 动平衡试验; 刚性试验

转子

中国图书资料分类法分类号 TH113.25

ABSTRACT The study on automatic balance of the rotor was made both from theory and application. In the light of the feature of automatic balancing, new analysis about the mechanical model of vibratory system was done, and the result is that the accurate model of system can be gained by compensation method and the traditional principle errors of balance machine both for soft and hard bearing can be overcome. The automatic balance testing theory was proposed. The automatic balance system has been developed and the function and technical key are also discussed in detail.

KEYWORDS automatical control / dynamic balance; dynamic balance test; rigid test

0 引 言

高速转动零部件的不平衡是引起机器振动和噪声的主要原因, 并直接影响到机器寿命和工作安全性。在中、大批量生产规模条件下, 对转子的平衡, 不仅有平衡精度的要求, 而且必须保证有较高的生产率。转子的自动平衡是指转子的不平衡测试、校正和检验等全过程的自动进行。转子的自动平衡对振动系统模型和测试方法等都有一定新的要求。目前, 一般的平衡机产品只能解决不平衡量大小和相位的测试, 而不平衡的校正, 则需将转子从动平衡机上取下, 用人工或其他机器校正后, 再拿上平衡机进行检验。整个工艺过程长, 生产率难以提高。因此, 为了适应生产的需要, 对自动平衡技术进行研究是十分必要的。

笔者针对刚性转子自动平衡的特点, 对振动系统的力学模型进行了新的分析, 提出: 运

用计算机软件补偿方法,可以克服传统通用平衡机中存在的原理误差;运用复影响系数矩阵方法,提出了一种软、硬支承自动平衡技术的通用测试理论;最后,介绍了研制的自动平衡系统的主要功能和技术关键。

1 振动系统力学模型及分析

对于单面平衡或多面平衡的每一支承,振动系统的力学模型可以简化为图1所示的单自由度系统。设转子质量为 M ,轴承等转子以外的由弹簧支承的振动质量为 M_0 ,支承弹簧的弹性系数为 K ,转子不平衡大小用偏心距 e 表示,当转子以角速度 ω 旋转时,设振动位移为 z ,则有运动方程:

$$(M + M_0)\ddot{X} + C\dot{X} + KX = Me\omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

设振动部分总质量为 M' ,即 $M' = M + M_0$,且设 $\omega_0^2 = K/M'$, $\xi = C/(2M'\omega_0)$,代入(1)式求得:

$$X = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4\xi^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \frac{M}{M'} e \cos(\omega t - \alpha) \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (3)$$

为了分析方便,定义系数 η 为:

$$\eta = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4\xi^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (4)$$

显然, η 为平衡机上,反映工件平衡转速、工件质量以及平衡机振动系统阻尼和刚度的一个综合系数。

将(4)代入(2)得:

$$X = \eta \frac{M}{M'} e \cos(\omega t - \alpha) \quad (5)$$

在传统的平衡机振动系统的分析中,为了分析方便,都作了一定的简化:

对于软支承平衡机,取 $(\omega/\omega_0)^2 \gg 1$,且忽略阻尼的影响,此时,系统的综合系数 $\eta \approx 1$,因此,从(3)、(5)两式可得:

$$X = -\frac{M}{M'} e \cos \omega t \quad (6)$$

即认为:软支承平衡机的振幅与转子质量偏心成正比。

对于硬支承平衡机,取 $(\omega/\omega_0)^2 \ll 1$,且忽略阻尼的影响,此时,系统的综合系数 $\eta \approx (\omega/\omega_0)^2$,因此,从(3)、(5)两式可得:

$$X = \eta \frac{M}{M'} e \cos \omega t = \frac{Me\omega^2}{K} \cos \omega t \quad (7)$$

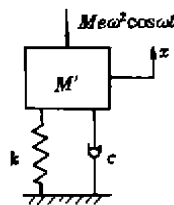


图1 振动系统力学模型

即认为:硬支承平衡机的振幅与转子不平衡离心力成正比。

从上面可以看到:传统的平衡机振动系统分析,无论是硬支承还是软支承结构,都是在对系统频率比 (ω/ω_0) 有所限制和忽略阻尼影响的情况下,得到的线性假设,这一线性关系是通用平衡机正确、精确工作的前提和基础。而在实际的系统中,要完全满足 (ω/ω_0) 和阻尼 C 的限制条件是困难的,因此,传统的分析中存在着一定的原理误差。一般情况下,这一误差可以忽略,但有时这一误差会大到不能容忍的地步^[1]。同时,由于自动平衡有其自身的特点,所以,有必要利用计算机等现代技术对自动平衡振动系统进行新的分析,以消除原理误差,提高测试精度。

自动平衡机是针对某种产品或少数几种产品的专用机器。对于自动平衡机的某种产品,系统的固有频率 ω_0 和阻尼一般是确定的,当平衡转速确定后,系数 η 可以认为是一常数。同时,从(2)式可以看出,此时的相位滞后角 α 也是一常数,可以通过软件方法加以补偿,或采用后面提出的影响系数矩阵法,在系统标定时,直接消除这一影响。这样,从(4)式可以看出:对于软、硬支承平衡机,不论其阻尼状况如何,在自动平衡状态下,系统的振幅都可以认为是正比于转子的偏心量。在自动平衡状态下,可以将软、硬支承平衡机的模型进行统一,而且由于没有对 (ω/ω_0) 和 C 进行限制,对模型的描述比(6)、(7)两式更精确。因此,对自动平衡机进行结构设计时,可以放宽对频率比 (ω/ω_0) 和阻尼 C 的限制,但过大的系统阻尼,会影响振动系统的振幅大小和其稳定性,所以,仍建议尽量采用小阻尼结构,只是对其限制不如传统方法中那么严格。同样,对 (ω/ω_0) 的要求也可以适当放宽限制。

2 不平衡量自动识别理论^[2]

图2为刚性转子单、双面平衡振动系统结构原理简图。对于图2(a)所示的双面平衡问题,设转子 I、II 校正面上分别有原始不平衡量 \bar{G}_{10} 、 \bar{G}_{20} ,转子以一定转速旋转时,在支承 1、2 上分别测得振动量为 \bar{A}_{10} 、 \bar{A}_{20} ,根据线性假设,可得矩阵方程:

$$\begin{bmatrix} \bar{u}_{11} & \bar{u}_{12} \\ \bar{u}_{21} & \bar{u}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{G}_{10} \\ \bar{G}_{20} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{A}_{10} \\ \bar{A}_{20} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

式中, \bar{u}_{ij} 称为第 j 校正面上的不平衡量对第 i 支承振动的复影响系数

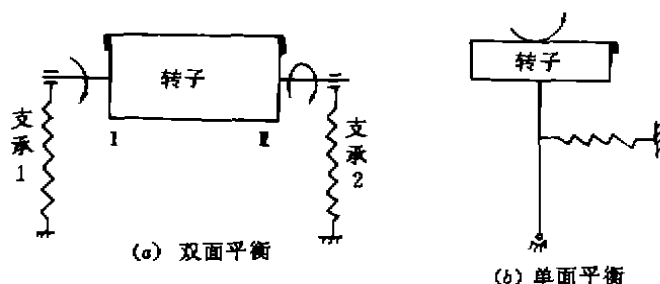


图2 平衡机振动系统结构原理简图

方程(8)式是一种适用于软、硬支承自动平衡机的通用方程,公式中的振动量可以是振动位移、速度或加速度。公式中运用复影响系数,可以克服传统方法中实影响系数不能反映相位影响的不足。

显然,从(8)式中解算出 \bar{G}_{10} 、 \bar{G}_{20} 的关键是求得影响系数矩阵 $[\bar{a}]$ 中各元素 \bar{a}_{ij} 。事实上,对于任何新的测试系统和动平衡机架,可以采取加试重的方法获得 \bar{a}_{ij} ,这项工作实质上是对机械电气系统进行综合标定。具体标定方法参见文献[2]。

对于图 2(b) 单面平衡的转子,测量时只需测试一个支承的振动,根据文献[2],求复影响系数时,仅需加一次已知试重,使用非常方便。

对于自动平衡机,由于转子一般是确定的或少数几种类型,因此,可以将通过加试重方法获得的机械电气系统的综合影响系数标定出来并存储于计算机内,以后进行转子平衡时,直接调用这些数据。这样,无论是软支承还是硬支承自动平衡机,也无论是单面还是双面平衡,转子只要一次开机运转,都可以直接得到转子的不平衡量。

3 自动平衡测量控制系统简介

根据前面的理论基础,研制了自动平衡系统,实现了转子不平衡量自动测试功能,计算机根据测试数据,控制步进电机完成工件转位和校正(本系统为钻削方式)等过程,然后,进行平衡精度检验,如果工件合格,则卸工件进行另外转子的平衡;否则,重复上述测试、分度、校正等过程,除了装卸工件由人工完成外,其他动作皆由计算机控制自动执行。另外,本系统充分利用计算机的软、硬件资源,解决了软、硬件结合的滤波问题,实现了系统最小二乘标定、主轴系统补偿、平衡测试数据统计分析等辅助功能。自动平衡系统的工作流程如图 3 所示,除了前述的理论基础,其他主要的技术关键为:

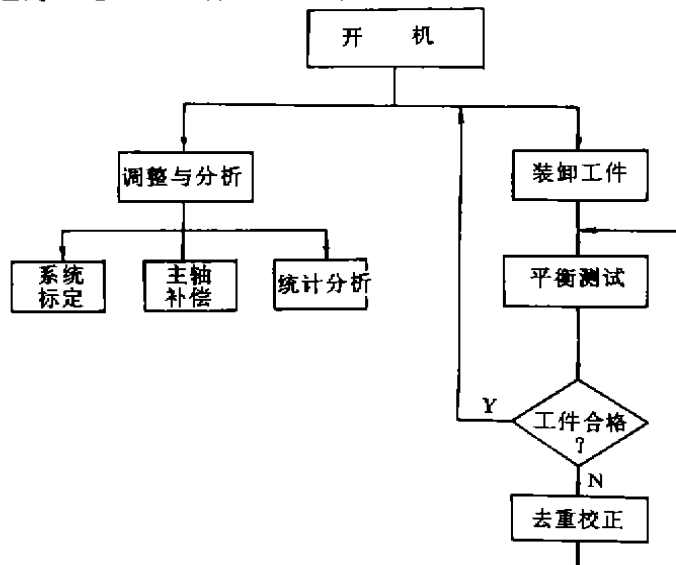


图 3 自动平衡系统工作流程简图

3.1 平衡信号滤波问题

自动平衡测试系统中的滤波技术,没有采用平衡机中常用的瓦特表法、相敏检波法或数字相关滤波等方法,而是充分利用计算机资源,尽量用软件代替硬件的作用。具体方法是:首先通过开关式电容滤波器和锁相网络构成转速跟踪滤波电路,排除噪声干扰,获得较为准确的基频信号,然后再通过数字滤波方法进行基频信号的精确滤波;同时,为了克服随机噪声的影响,采取了平均处理等方法,取得了很好的滤波效果。

3.2 系统最小二乘标定方法

影响转子平衡测试精度的很重要的一点是自动平衡机的标定准确度。为了获得准确的标定值,系统提供了最小二乘标定功能。这一功能允许自动平衡机标定时,可选择不同大小的试重和对同一品种的不同转子进行多次标定,计算机根据测试数据,依据最小二乘原理进行误差分析,求出最优的复影响系数(或复影响系数矩阵),从而实现系统的精确标定。

3.3 主轴误差补偿技术

在立式平衡机上,工件一般是安装在主轴(或主轴夹具)上,并随主轴或夹具一起高速旋转,因此,主轴的加工质量将直接影响工件不平衡量的测试精度。为了提高测试精度,除了尽量提高主轴部件的加工质量外,自动平衡机还提供了两种主轴误差补偿功能。第一,主轴系统偏心补偿,可以通过低速测出的主轴偏心矢量(指主轴旋转中心与工件安装中心不重合引起的偏心),与高速测出的振动矢量做矢量差运算,消除偏心给平衡测试带来的误差,如:低速时测得偏心矢量为 \vec{E} ,高速时测得振动矢量为 \vec{A} ,则消除偏心影响后,由不平衡引起的真实振动矢量 \vec{A}' 为: $(\vec{A} - \vec{E})$ 。第二,主轴系统的不平衡补偿,对主轴进行精密平衡后,可能仍有一定的残余不平衡量,因此,在未装工件情况下,通过测试系统或其他高精度仪表,测出主轴系统的不平衡,然后通过软件方法进行矢量差运算,同样可以消除这一影响。

3.4 测试数据的分析处理

自动平衡系统提供了测试数据统计分析功能。具体包括:对转子原始不平衡量、不平衡一次降低率、转子残余不平衡量等三种重要指标进行记录和统计分析。通过对转子原始不平衡量的统计分析,可以了解前面工序的质量控制状况和转子的不平衡趋势,便于进行质量管理;通过对转子不平衡一次降低率的统计分析,可以了解自动平衡机的工作状况,便于进行自动平衡系统的自检;通过对转子残余不平衡量的统计分析,可以了解转子的实际质量状况。

4 结 论

1) 在自动平衡状态下,运用补偿方法,可以克服传统通用平衡机存在的原理误差,得到精确的线性模型;

2) 运用复影响系数矩阵,提出了一种软、硬支承自动平衡机通用测试理论,克服了传统实影响系数方法不能反映相位影响的不足;

3) 研制了自动平衡系统,实现了系统最小二乘标定和主轴系统偏心、不平衡补偿,以及测试数据的统计分析等功能。

参 考 文 献

- 1 Yeh. N. A. On the error analysis of hard bearing balancing machines. Tran of ISA, 1988, 27(3): 59~64
- 2 唐一科,顾乾坤. 刚性转子动不平衡量的在线识别法. 重庆大学学报, 1993, 16(6): 75~78
- 3 顾乾坤,唐一科. 计算机辅助动平衡机测量分析系统的研究. 机械科学与技术, 1992, (4): 24~27
- 4 叶能安. 平衡机系统振动普遍方程及新的测量法. 试验技术与试验机, 1993, 33(1): 9~12