

数控机床主轴系统 在线动平衡技术

王展 张珂 薛志超 李洁 / 著

SHUKONG JICHUANG
ZHUZHOU XITONG
ZAI XIAN DONGPINGHENG
JISHU



中国纺织出版社有限公司

国家一级出版社
全国百佳图书出版单位

数控机床主轴系统 在线动平衡技术

王 展 张 珂 薛志超 李 洁 著

 中国纺织出版社有限公司

内 容 提 要

本书介绍了不平衡振动特征提取的过程和不平衡振动信号的提取方法,结合主轴振动特征提取应用实例验证获取信号的准确性;介绍了在线动平衡调控技术和动平衡平计算方法,并对影响系数法对主轴系统的动平衡调控效果进行应用实例分析,对影响动平衡效果的因素进行实验测试以验证动平衡稳定性。最后,对动平衡质量补偿策略以及质量补偿优化方案进行设计,通过动平衡调控实验验证质量补偿策略优化的效果。

本书适合从事转子在线动平衡、数控机床主轴系统等相关领域的高校教师、博士研究生、硕士研究生阅读,也适合从事机械振动、旋转机械故障诊断等方向的相关科研及技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

数控机床主轴系统在线动平衡技术/王展等著. --北京:中国纺织出版社有限公司, 2020. 4

ISBN 978-7-5180-7144-9

I. ①数… II. ①王… III. ①数控机床—主轴系统—动平衡—研究 IV. ①TG659

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2019) 第 280074 号

责任编辑:孔会云 特约编辑:陈怡晓 责任校对:寇晨晨
责任印制:何建

中国纺织出版社有限公司出版发行

地址:北京市朝阳区百子湾东里 A407 号楼 邮政编码:100124

销售电话:010—67004422 传真:010—87155801

<http://www.c-textilep.com>

中国纺织出版社天猫旗舰店

官方微博 <http://weibo.com/2119887771>

三河市宏盛印务有限公司印刷 各地新华书店经销

2020年4月第1版第1次印刷

开本:710×1000 1/16 印张:8.5

字数:108千字 定价:88.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社图书营销中心调换

前 言

进入 21 世纪,我国实施振兴装备制造业战略,大型、精密、高速数控装备和数控系统及功能部件列为 16 项重点振兴领域之一。作为装备制造业的“装备”,机床是先进制造技术的载体和装备工业的基本生产手段,是装备制造业的基础设备,一直被业内视为制造业的工作母机。以高速、高精度的数控机床为代表的先进装备制造业,更是衡量一个国家工业现代化的标志。在当前数控机床向高速、高效、高精等方向发展的大环境下,作为高速精密数控机床的核心部件,主轴单元是承载高速切削技术的主体之一,是实现刀具或工件的精密运动并传递金属切削所需能量的重要组件,其精度及性能直接影响高速数控机床整体水平及应用范围。

动平衡技术是决定主轴动态性能、机床加工质量和切削能力的主要因素。由于设计缺陷、材料瑕疵、加工与装配误差、动平衡方法不当以及转子在运行过程中产生转子弯曲和原始平衡状态破坏等原因,主轴中心主惯性轴与旋转轴线不重合而存在一定的偏心距,主轴就产生了质量不平衡。随着主轴的高速旋转,质量不平衡会导致明显的不平衡力,使主轴挠曲变形而产生内应力,并通过轴承传递给数控机床,进而使主轴和机床都产生振动,即使微小的动不平衡量,也会产生很大的离心力,引发振动并对机床的可靠性、使用寿命、加工精度等产生不利影响。因此,动平衡是高速、高精密数控机床产品生产、制造过程中必须解决的一个基本问题,其优劣程度直接决定产品的工作性能和使用寿命,对产品的质量会产生巨大影响。机床主轴在线动平衡是指在不停机的情况下,实时监测机床主轴的振动信号,当不平衡量引起的振动超过允许范围时,由控制系统对动平衡装置发出不平衡量调整信号,实现机床主轴系统的动平衡技术。因此在线动平衡具有其他平衡方法不可替代的优势,是高速、高精密数控机床和加工中心首选的平衡方式。

本书作者在国家自然科学基金(No. 51805337、No. 51675353)的资助下,在数控机床主轴系统在线动平衡技术领域已经开展了五年多的探索和研究。本书主要从数控机床主轴系统不平衡振动特征提取技术、主轴系统在线动平衡调控技术、主轴系统动平衡质量补偿优化技术几个方面阐述动平衡理论,形成了一套完整的数

控机床主轴在线动平衡技术理论,并介绍了实际主轴系统动平衡调控过程的应用案例。

本书是在国家大力发展高端装备的背景下编写的,主要以高端数控机床在加工过程中的振动问题为契机,以数控机床主轴系统为对象,开展从高速运转状态下不平衡振动信号的提取,到在线动平衡调控以及质量补偿策略等方面的研究,实现主轴系统运转中振动抑制的目的,共分为6章介绍。第1章主要介绍主轴在线动平衡技术的背景、意义以及发展的现状,第2章主要介绍主轴系统不平衡振动特征提取技术,第3章主要介绍了主轴在线动平衡装置与动平衡调控技术,第4章主要介绍主轴不平衡特征提取过程应用,第5章主要介绍主轴动平衡调控过程和影响动平衡稳定性因素,第6章主要介绍主轴动平衡质量补偿优化技术与应用。

作者

2019年12月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 主轴动平衡技术发展现状	2
1.2.1 直接式在线动平衡装置	3
1.2.2 间接式在线动平衡装置	4
1.2.3 混合式在线动平衡装置	4
1.2.4 国内外目前主轴动平衡装置的主要方式	6
1.3 主轴系统不平衡原理	8
1.3.1 不平衡量表示	8
1.3.2 不平衡的分类	11
1.3.3 校正质量块移动与校正面选择	13
1.4 本章小结	15
第 2 章 主轴系统不平衡振动特征提取技术	16
2.1 主轴振动信号噪声的去除	16
2.1.1 小波去除噪声思路	16
2.1.2 小波去除噪声方案	17
2.2 主轴振动信号调理技术	18
2.2.1 函数选板滤波器 VI	21
2.2.2 FIR 滤波器对振动信号调理	25
2.3 主轴振动信号的采样技术	26
2.3.1 主轴振动信号整周期采样	27
2.3.2 主轴振动信号的量化、截断与能量泄露	28
2.4 主轴不平衡振动信号提取方法	29

2.4.1	不平衡振动信号幅值和相位的提取方法	29
2.4.2	基频信号幅值和相位的传统 FFT 提取方法	30
2.4.3	基频信号幅值和相位的整周期截取提取方法	31
2.4.4	基频信号幅值和相位的相关分析提取方法	32
2.4.5	基频信号幅值和相位的互功率提取方法	34
2.4.6	基频信号幅值和相位的正弦逼近提取方法	35
2.5	本章小结	36
第 3 章	主轴在线动平衡及调控技术	37
3.1	主轴在线动平衡技术	37
3.1.1	在线动平衡技术	37
3.1.2	在线动平衡技术研究展望	39
3.2	主轴动平衡调控方法	40
3.2.1	刚性主轴的动平衡方法	40
3.2.2	柔性主轴的动平衡方法	43
3.2.3	其他动平衡方法	47
3.2.4	动平衡方法展望	49
3.3	本章小结	49
第 4 章	主轴不平衡振动特征提取的应用	50
4.1	振动信号采集装置	50
4.1.1	振动信号传感器	50
4.1.2	振动信号数据采集器	52
4.2	基于互相关的主轴不平衡振动特征提取	54
4.2.1	主轴振动信号特征提取仿真	54
4.2.2	信号提取方法实验分析	56
4.2.3	主轴振动信号提取后动平衡实验对比	58
4.3	基于全相位傅里叶变化的主轴不平衡振动特征提取	59
4.3.1	主轴振动信号特征提取仿真	59
4.3.2	主轴振动信号特征提取实验及对比	63

4.3.3 不平衡特征提取后动平衡实验	65
4.4 本章小结	67
第5章 主轴动平衡调控技术实现及影响因素	68
5.1 主轴在线动平衡调控技术应用	68
5.1.1 单面检测主轴在线动平衡技术应用	68
5.1.2 单面全矢量检测主轴在线动平衡技术应用	70
5.1.3 双面全矢量检测主轴在线动平衡技术应用	74
5.2 主轴在线动平衡调控影响因素分析	77
5.2.1 转速对试验平台的影响	79
5.2.2 转速对主轴动平衡效果的影响	80
5.2.3 试重块试加角度对动平衡效果的影响	82
5.3 本章小结	88
第6章 主轴动平衡质量补偿优化技术及应用	90
6.1 主轴在线动平衡移动策略	90
6.1.1 电动机驱动机械式平衡装置	90
6.1.2 主轴动平衡质量补偿策略应用	91
6.1.3 平衡装置质量块移动策略实验与分析	94
6.2 高速主轴动平衡质量补偿优化技术	97
6.2.1 动平衡质量补偿策略优化	97
6.2.2 补偿优化数学模型	98
6.2.3 高速主轴动平衡调控模拟	98
6.3 高速主轴在线动平衡策略优化实验与分析	104
6.3.1 配重块的移动策略	104
6.3.2 质量补偿策略优化实验	111
6.3.2 实验结果分析	116
6.4 本章小结	116
参考文献	117

第1章 绪论

1.1 引言

数控机床是先进制造行业的基础装备,而主轴是机床的关键部件,它支承并带动工件或刀具完成切削,传递运动和扭矩,其运行情况会直接影响加工质量。对高速主轴而言,不平衡量会产生离心力、振动,这些因素造成主轴系统加工精度降低、使用寿命减少。主轴系统是精密部件,过大的不平衡振动可能引起系统损伤,所以,应用高速主轴在线动平衡技术,实时监测主轴运行状态,抵消主轴不平衡量,实现对主轴精准、快速、高效的平衡,对减少主轴系统故障,确保安全生产具有重要意义。

机床主轴自身产生的振动有三个主要来源,主轴系统共振、不平衡所引起的振动和电主轴的电磁振动。当主轴的工作转频与其自身的固有频率接近时,将会产生共振;当主轴在高速运行中,由于离心力的作用,不平衡质量会引起主轴的振动;本书研究的机械主轴使用带传动,因此电磁振动不予考虑,但与主轴密切相关的电动机和皮带的振动却不容忽视。

在线动平衡检测系统都能实时跟踪、检测显示不平衡量造成的主轴振动,此时,不需要将主轴停机,通过在线动平衡系统就能够在很短时间展开平衡调控,提高主轴回转准确性、减少停机损失率。随着主轴转速不断升高,不平衡引起的振动会更加明显,转速超过一阶临界值,主轴系统将从刚性状态进入柔性状态,这时不能只采用对待刚性转子的平衡方法,主轴动平衡的效果只能在一定转速范围内保持,应减小主轴的支承刚度,降低外在影响,运用柔性轴动平衡调控方法。对离线动平衡技术、在线动平衡技术研究结果表明:离线动平衡技术已十分成熟,但在线内置动平衡技术却比较落后,影响系数法在线动平衡技术在实际应用过程中,得到

广泛应用。近年来,以影响系数法为代表的高速主轴技术发展势头迅猛,对在线动平衡调控方法以及平衡装置的开发与创新提供巨大的推动作用。

机床工况复杂,平衡装置需要适应不同工作条件;平衡装置的尺寸应尽量小,对主轴产生的不良影响也要尽量小,而且装置应当平衡快,冲击小,效果稳定,尽量采用动开式,可以更加稳定、节能,并减少干扰。内置电动机驱动式和电磁驱动式在线动平衡装置应用最广泛,其响应能力快速、平衡精度高、适应性和耐用性良好,可以使系统在运转状态下达到要求的平衡状态,这样既提高了生产效率,又可以根据机床工作条件的变化,如在替换不同的刀具或砂轮时,进行实时调整,同时因其内置于主轴中,具有体积小、可移植性强、不影响机床已有结构的优点。

高速主轴在近些年的不断发展以及在中国制造 2025 战略的引领下,以高速主轴为代表的回转类转子的研究和应用越来越多,这就对主轴运转过程中的回转精度、稳定性等各方面提出了更高的要求。

通过主轴不平衡量造成的振动已经成为影响高速主轴回转精度和加工零件表面质量的关键因素。主轴运行过程中产生的振动造成高速主轴等零部件失效,占比达到 60%~70%,对机床主轴而言,经过平衡校正,在回转精度已经达到要求的情况下,长期运行过程中,仍然会因为设计、制造、疲劳磨损、负载冲击等因素引起主轴过大振动、回转精度降低的不平衡状态。

离线动平衡方法通过对高速主轴数次开关机达到精准调试目的,必要时需要将一些零部件拆卸,放到平衡机上平衡调试,这样的烦琐平衡必然会造成调试精度与平衡效率的降低。主轴系统是精密部件,过大的不平衡振动可能引起系统的损伤。所以,应用高速主轴在线动平衡技术,实时监测主轴运行状态,抵消不平衡量,实现快速、高效、精准平衡,对减少机械故障、确保安全生产具有重要意义。

1.2 主轴动平衡技术发展现状

随着中国制造 2025 规划的提出,机械加工装备制造业的发展越来越向高精尖方向发展,对于主轴回转类转子的研究将会逐渐向高速、重载等方向延伸。对国内外动平衡发展的查阅,目前研究和广泛使用的在线动平衡装置见表 1.1,共分为三类。

表 1.1 机床主轴在线动平衡装置分类

直接式	间接式	混合式
喷涂式	电磁轴承型	被动式
液体式	电磁圆盘形	机械式
激光去重式	—	电磁式

1.2.1 直接式在线动平衡装置

直接式在线动平衡通过直接方法来达到主轴重心的变化,主要包括喷涂式、液体式、激光去重式。

喷涂式在线动平衡装置的工作原理是将某种黏度较高的物质喷射到主轴上,通过使主轴外部的质量不均匀分布,达到主轴重心的变化,实现主轴的在线动态平衡。

液体式在线动平衡装置的工作原理是利用平衡装置内部结构的动态移动变化而造成重心不同,从而实现主轴的在线动态平衡,液体式装置在磨床行已经得到广泛而普遍的应用,不过在应用时,出现动平衡装置的能力不足问题。因为平衡装置内部的空间比较狭小,而且装置内部的液体存在化学挥发发现象,也会导致平衡装置平衡能力不足、精度差等问题。液体式动平衡装置最早在美国专利中出现,图 1.1 为液体式动平衡装置的基本结构,该装置通过将液体喷射到相应的容腔中来实现动平衡,但容腔内部空间有限,限制了平衡装置的平衡能力,在停机后无法保持原来状态。

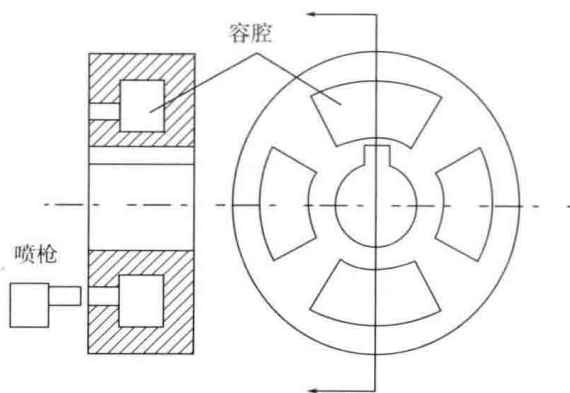


图 1.1 液体式动平衡装置结构示意图

激光去重式在线动平衡装置主要采用激光法,应用激光去重的方法主要有良好的平衡精度、可控性等优点。在应用激光去重方法对主轴进行表面质量去除的过程中,激光束会造成主轴损伤、疲劳极限降低、表面质量下降、寿命缩短等问题。由于存在较大的负面影响,已经很少采用该类装置。

1.2.2 间接式在线动平衡装置

间接式在线动平衡是通过动作器或轴承以间接的方式对主轴等回转类转子进行的调整方法。在平衡装置上的某些部位加持与不平衡力大小相等、方向相反的力,对不平衡量进行消除,达到转子系统的平衡。电磁轴承型和电磁圆盘形在线动平衡装置是两类比较具有代表性和优势的平衡装置。

电磁类型的平衡装置平衡原理是通过在电磁轴承处或平衡圆盘处安放变频器,变频器产生和激发出来的电磁力与主轴类转子的旋转角速度一致,确保受力平衡。在电磁力作用下,转子还需要时刻在回转运行的状态,对于整个主轴系统造成巨大的耗费、磨损,而且平衡头内部构造复杂、价格昂贵。

间接式动平衡装置的基本原理如图 1.2 所示,系统依靠电磁力来给转子长时间提供一个与不平衡力大小相等、方向相反的作用力。按照施力方式的不同,主要分为电磁轴承型和电磁圆盘形两种形式。由于系统一直受到电磁力的作用,不必要能耗很大,所以该类装置应用较少。

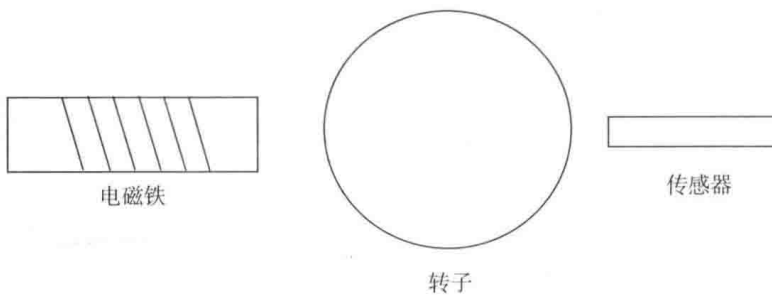


图 1.2 间接式动平衡原理示意图

1.2.3 混合式在线动平衡装置

混合式在线动平衡装置基本原理是通过改变平衡装置内部的质量分布,实现动平衡。根据配重驱动方式不同,主要分为被动式、机械式、电磁式。被动式装置中有环形槽,槽中有带黏性阻尼的质点,可以绕槽做自由运动,在旋转中自适应地降低不

平衡。被动式平衡装置最早是由 Thearle 在 1950 年提出的,装置结构简单,可实时调整,但是在主临界转速附近时会引起较大振动。如图 1.3 所示为使用自由旋转钢珠的改进,改善了装置的性能。目前,被动式平衡可以降低振幅到微米级,但是准确建立其数学模型和抑制临界转速时振动的突然加大,仍然是领域内的难点和热点。

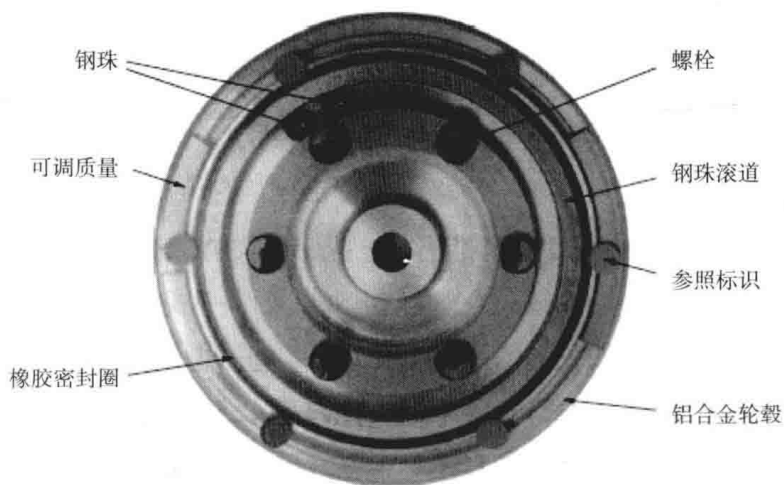


图 1.3 被动式平衡装置

图 1.4 所示为机械式平衡头基本原理,采用电动机移动配重,内部采用涡轮蜗杆、导轨丝杠等结构,装置结构非常复杂,组成部件数量多,设计安装复杂,易损坏,不适用于高速旋转的大型主轴系统。

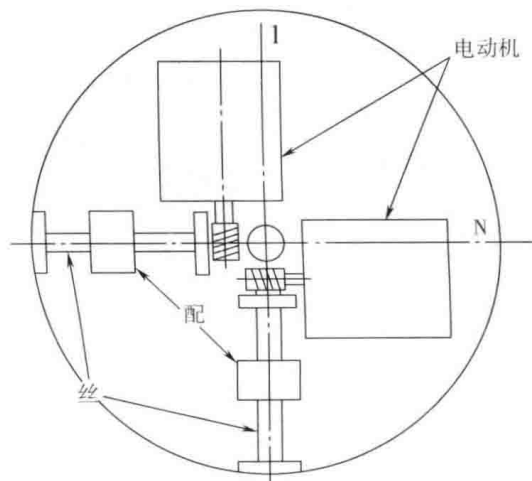


图 1.4 机械式平衡头结构示意图

1.2.4 国内外目前主轴动平衡装置的主要方式

目前,国内进行深入研究的动平衡方式主要有液体式、电动机驱动式、电磁驱动式和纯机械式等,但主轴工作转速一般不是很高,一般在 $4000\text{r}/\text{min}$ 以下,而且基本是置于主轴外部的,且处于实验室阶段。

国外主轴内置动平衡技术的研究领先,已有实用产品,其中电动机驱动式、电磁驱动式和液体式三种应用较广。图 1.5 为美国 SCHMITT 公司的 SBS 内置平衡头,用于磨削主轴,平衡能力在 $100 \sim 7000\text{g} \cdot \text{cm}$,适合转速为 $300 \sim 13000\text{r}/\text{min}$ 。

图 1.6 为美国 Kennametal 公司推出的电磁驱动式的,整体自动平衡系统 TABS (Total Automatic Balancing System),在刀柄上安装 2 个平衡环,通过电磁力来调整平衡环的位置,2s 内即可使主轴的回转精度到达 50nm 以下。

图 1.7 为意大利 MARPOSS 公司推出的主轴型(ST)平衡头,平衡头的设计是用来安装在磨床主轴中,适合转速 $1100 \sim 6500\text{r}/\text{min}$,可以实现的平衡能力为 $400 \sim 13000\text{g} \cdot \text{cm}$,此外,该公司还有用于高速场合的、带共面配重块的 ST 平衡头,适用转速为 $7000 \sim 12000\text{r}/\text{min}$,但平衡能力只有 $70 \sim 700\text{g} \cdot \text{cm}$ 。



图 1.5 美国 SCHMITT 公司的 SBS 内置平衡头

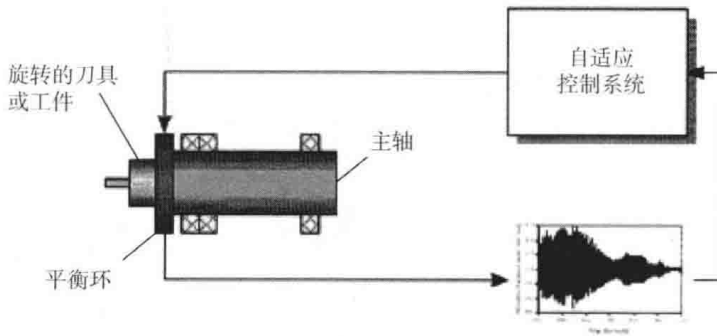


图 1.6 美国 Kennametal 公司推出的自动平衡系统

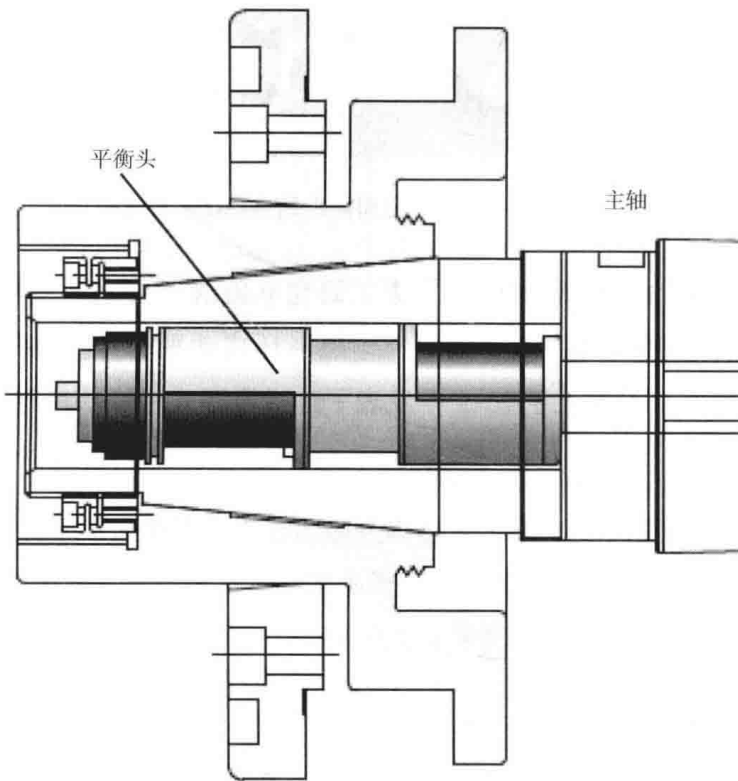


图 1.7 意大利 MARPOSS 公司推出的主轴型(ST)平衡头

图 1.8 为德国 Hofmann 公司推出的电磁滑环式平衡头 AB 9000, 该系统适合转速为 $200 \sim 120000 \text{r/min}$, 平衡能力为 $100 \text{g} \cdot \text{mm} \sim 3.2 \text{kg} \cdot \text{m}$ 。

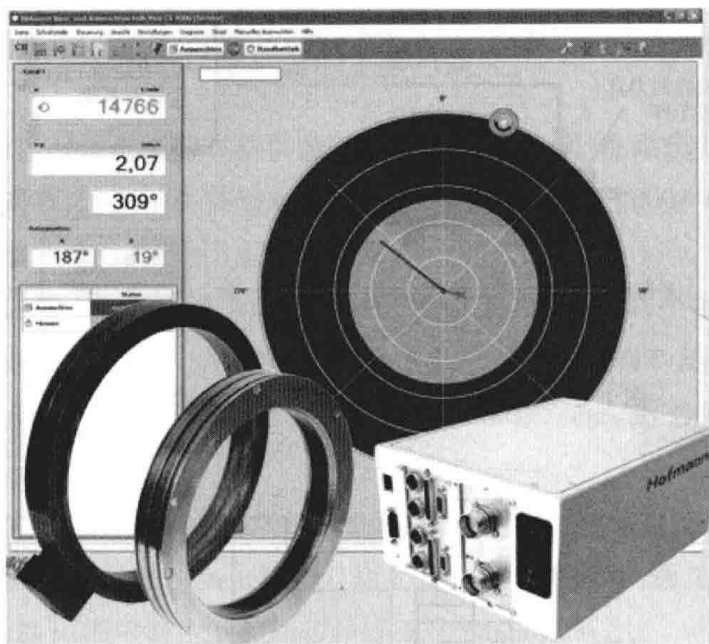


图 1.8 德国 Hofmann 公司推出的 AB9000 平衡头

韩国亚洲大学的学者于 2006 年发表了研究电磁滑环式动平衡的文章。北京化工大学的学者在 2006 年左右开始研究电磁滑环式动平衡,使振幅降低约 80%。西安交通大学的樊红卫等人于 2012 年发表了电磁滑环式平衡头的结构设计,并进行了后续研究。

1.3 主轴系统不平衡原理

1.3.1 不平衡量表示

按照标准 GB/T 6444—2008 给出的定义,不平衡量是指由于主轴质量分布不均匀而产生的不平衡质量和该不平衡质量的质心到轴线之间的距离乘积。

对于主轴而言,它在旋转时会因为不平衡质量的作用而受到偏心离心力。基本受力情况如图 1.9 所示,该离心力可以表示为:

$$F = me\omega^2 = me \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (1.1)$$

式中: F ——惯性离心力,N;

m ——不平衡质量,g;

n ——主轴转速, r/min;

ω ——主轴角速度, rad/s;

e ——主轴不平衡质量的偏心距, mm。

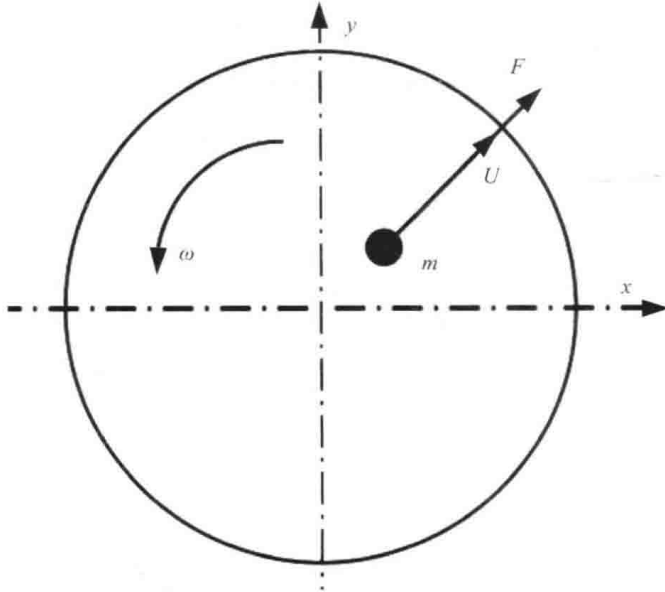


图 1.9. 转子受离心惯性力示意图

$$F = U\omega^2 = U \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (1.2)$$

可见主轴由不平衡质量所引起的惯性离心力与转速及不平衡质量相关。基于杠杆原理,可以对分布在刚性转子上的不平衡进行等效处理,如图 1.10 所示,位于 2 个支撑点之间横梁上的载荷 V ,等效于分布在 2 个平行面上的载荷 V_1 和 V_2 ,公式如下:

$$V_1 = V \times \frac{b}{L} \quad (1.3)$$

$$V_2 = V \times \frac{a}{L} \quad (1.4)$$

式中, a ——表示载荷面到左平面的距离, mm;

b ——表示载荷面到右平面的距离, mm;

L ——表示转子总长度, mm;

V_1, V_2 ——分别表示左右两端面的有效载荷;

这种方法可以将沿转子分布的所有不平衡矢量,在 2 个选定平面上进行等效处理,得到的矢量和称为合成不平衡。可以得到合成不平衡表示为: