

编号_____

南京航空航天大学

毕 业 设 计

题 目 转子动平衡技术研究
 与系统开发

学生姓名 梁 是

学 号 060930107

学 院 民航/飞行学院

专 业 机务工程

班 级 0709302

指导教师 陈果 教授

二〇一三年五月

南京航空航天大学

本科毕业设计（论文）诚信承诺书

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文）（题目：转子动平衡技术研究及系统开发）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽本人所知，除了毕业设计（论文）中特别加以标注引用的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。

作者签名:

年 月 日

(学号):

转子动平衡技术与系统开发

摘 要

不平衡引起旋转机械的振动是致使设备噪声、故障及结构破坏的主要原因。对于各类旋转机械，在制造过程中要对转子进行动平衡处理；在使用过程中要定期对其进行动平衡测试。及时有效的校正转子的不平衡，减少其振动故障是保证旋转机械高效、安全、稳定运行的关键，所以研究转子动平衡技术及开发动平衡系统具有重要意义。

针对转子动平衡问题，本文工作主要围绕动平衡理论研究、动平衡系统开发、实验验证这三方面展开：

在理论层面，首先本文研究了不平衡的原因、转子动平衡的理论与方法。然后介绍了基准信号的测量及应用，分析了振动信号的组成。最后针对动平衡算法所需的基频信号，本文详细阐述了 FFT，整周期截断 DFT，互相关法三种提取基频幅值与相位的方法，并通过仿真比较了它们的优缺点。

在系统开发方面，基于动平衡理论研究本文采用 VC++ 6.0 开发了一套完备的转子动平衡系统软件。该系统实现了参数设置、多通道数据采集、多线程数据处理与分析、转速测量、基频振动信号的提取、数据保存、动平衡算法的集成、单/双面动平衡等主要功能；另外，还具有离线模拟、时域波形图/频谱图的实时显示、平衡结果幅值-相位极坐标图、数据管理等辅助功能。经实验测试过程证明了本系统软件稳定、快捷、具有良好的人机交互界面。

最后，对本文所研究的动平衡理论和开发的动平衡软件系统进行了实验验证。利用 ZT-3 型转子实验平台，本文改造出了一个短轴单盘转子和一个长轴三盘转子分别用于完成单/双面动平衡。经过对实验数据和实验结果进行的图文分析，验证了动平衡方法、测试技术的正确性和实用性；平衡结果证明了本系统软件能大幅度降低不平衡振动，具有一定的工程应用价值。

关键词： 转子, 动平衡, 影响系数法, 基频信号提取, VC++, 系统开发

Research on Rotor Dynamic Balance technology and System Development

Abstract

The vibration of rotating machinery caused by imbalance is the main reason for noise, failures and structural damage of equipment. In the process of manufacturing, all types of rotating machinery need to be balanced; When they are used, balance test should be carried out regularly. In order to ensure that rotating machinery work efficiently, securely and steadily, it's critical to correct the imbalance of rotor and reduce the fault caused by rotor vibration. Therefore, it's very important to do research on balancing technology and the development of balancing system.

To solve the problem of dynamic imbalance, this paper mainly focused on three aspects, namely balancing theory, balancing system development and experimental verification.

At the theoretical level, this paper studies the cause of the imbalance, rotor balancing theory and method firstly. Then it introduces the measurement and application of reference signal and analyzes the composition of the vibration signal. Finally, for the fundamental frequency signal balancing algorithms required, this paper elaborates FFT, the whole cycle of truncated DFT, cross-correlation these three kinds of methods to extract the amplitude and phase of it. Then their pros and cons are compared through simulation.

For system development, based on theoretical research this paper used VC++ 6.0 to have developed a comprehensive set of balancing system software. The system realizes major functions, such as the parameter setting, multi-channel data acquisition, multi-threaded data processing and analysis, speed-measurement, the base frequency vibration signal extraction, data retention, balancing algorithm integrated, single / double balancing and so on; This system also has other auxiliary functions ,such as offline simulation, time-domain waveform / spectrum real-time display and amplitude-phase polar of balanced outcome, management of experimental data. The process of experiments proved that the system software is stable, fast, and user-friendly.

Finally, the theory of dynamic balance and the system for balancing rotor are verified by experiments. On the ZT-3 rotor experiment platform, this research makes a brachyaxis, single-deck rotor and a macroaxis, three-deck rotor to complete the single/double balancing experiment. By analyzing the data and results of the experimental, we could know the validity of balancing method

and the usefulness of balancing technology; The results demonstrate that the system software can greatly reduce the unbalance vibration, and have a certain value in engineering application.

Key Words: rotor; balance; influence coefficient method; fundamental frequency signal extraction; VC++; system development

目 录

摘 要	i
Abstract	ii
第一章 绪论	1
1.1 本课题研究的目的和意义	1
1.2 国内外研究现状	1
1.2.1 转子动平衡理论研究现状	1
1.2.2 转子动平衡技术发展现状	3
1.2.3 转子动平衡发展趋势	3
1.3 本文的研究内容	4
第二章 转子动平衡原理与方法	6
2.1 转子动平衡的基础	6
2.1.1 转子刚挠性的划分	6
2.1.2 转子不平衡量的表达	7
2.1.3 转子不平衡的三种形式	8
2.2 刚性转子的动平衡原理与方法	9
2.2.1 刚性转子的动平衡原理	9
2.2.2 刚性转子的动平衡方法	10
2.3 挠性转子的动平衡原理与方法	13
2.3.1 挠性转子的动平衡原理	13
2.3.2 挠性转子的动平衡方法	13
2.4 本章小结	17
第三章 转子动平衡测试技术	18
3.1 基准信号的测量与应用	18
3.1.1 基准信号的测量	18
3.1.2 基准信号用于测量转速	19
3.1.3 基准信号用于振动相位检测	19
3.2 振动信号的组成与分析	20
3.3 基频信号的幅值与相位的三种提取方法	21
3.3.1 FFT	21
3.3.2 整周期截断 DFT 法	21
3.3.3 互相关法	23
3.3.4 三种方法的仿真与比较	25
3.4 本章小结	26

第四章 转子动平衡系统软件开发	27
4.1 系统功能设计	27
4.1.1 系统设计要求	27
4.1.2 系统框架设计	28
4.2 系统软件介绍	29
4.2.1 欢迎界面	29
4.2.2 主界面	29
4.2.3 参数设置	30
4.2.4 参考流程图	31
4.2.5 单面动平衡	32
4.2.6 双面动平衡	32
4.2.7 数据库及数据查询	37
4.3 本章小结	39
第五章 转子动平衡系统测试实验	40
5.1 实验平台与设备	40
5.1.1 实验平台	40
5.1.2 实验设备	40
5.2 实验方案设计	42
5.3 单面动平衡实验	43
5.3.1 实验步骤	43
5.3.2 实验数据及分析	45
5.4 双面动平衡实验	47
5.4.1 实验步骤	47
5.4.2 实验数据及分析	50
5.5 实验误差分析	53
5.5.1 幅值、相位计算误差分析	53
5.5.2 影响系数法求解误差	53
5.5.3 试重的误差	54
5.6 本章小结	54
第六章 总结与展望	55
6.1 总结	55
6.2 展望	55
参 考 文 献	57
致 谢	58

第一章 绪 论

1.1 本课题研究的目的是和意义

随着航空工业、民用航空的高速发展，以现代飞机为代表的高性能新型航空器的安全性和可靠性越来越受到大家的关注。航空发动机作为现代飞行器的“心脏”在高速、高温、高压、重载等极端恶劣的环境下工作，发生故障的概率较大，而且世界航空史上血的教训提醒着人们，航空发动机如果发生故障，轻则影响飞机的性能，重则机毁人亡。转子作为航空发动机的重要组成部分，保证它高速、平稳的旋转是航空发动机的正常、高效运行的关键。但由于在转子生产过程中的设计缺点、制造误差、安装误差、质量分布不均或在转子工作运行中结垢、磨损、腐蚀、热变形以及承受附加力都会造成转子的不平衡。相关统计资数据表明：约 60% 的振动都是由转子的不平衡质量造成的^[1]。因此，转子不平衡是发动机转子振动故障最常见的诱因之一。不平衡的转子在工作时将会产生周期性的离心惯性力，将会影响转子的平稳运行，由此产生的振动会使发动机工作性能、工作效率、寿命降低，产生较大噪声；振动过大时将加快轴承等零件的磨损，引起转子断裂，对发动机造成巨大的损伤，严重危及飞行安全。因此，如何有效的对转子进行动平衡，尽可能的降低不平衡振动一直是一个值得研究的重要课题。

不同于一般工作转速较低的旋转机械采用静平衡方法来校正转子的不平衡，由于发动机转子一般工作在转速几千至几万转的高速特性且挠曲变形明显的特点，只有对转子进行了有效的动平衡才是有实际意义的。就旋转机械而言，可以预知的是随着现代设备向着高速化发展，进一步研究和发展实用的、有效的动平衡技术是十分有应用前景的。如果能灵活运用动平衡原理，加之实用有效的动平衡技术消除转子不平衡产生的有害振动，让转子高速、平稳的运行，既能够创造一个更为安全的运行环境，也能减少故障带来的经济损失。鉴于以上，对转子动平衡理论与实用技术进行研究、开发动平衡软件系统极具意义和工程应用价值。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 转子动平衡理论研究现状

20 世纪前期，转子工作转速基本都低于第一阶临界转速的，转子挠曲变形非常小，刚

体特征明显^[2]。所以在这个时期，学者针对刚性转子进行了大量研究，制定了统一的平衡标准 ISO -1940，使刚体动平衡理论得到了飞速的发展，至今已基本完善。刚性转子的显著特点是由不平衡离心力引起转子的变形在平衡转速远低于第一临界转速的条件下是可以忽略的。所以可以用刚体力学来分析、解决动平衡问题。影响系数法是刚性转子主要的平衡方法，其基本思想为：

转子的不平衡量可以分解到垂直于其旋转轴的任意两个平面，一般称这两个平面为平衡校正面。转子系统的振动响应是两个校正面各自的不平衡量引起的振动响应的叠加，可以通过一定测试方法求出这两个面上单位不平衡量对系统响应造成的影响，即是各校正面的影响系数。最后通过在平衡校正面配重或去重的方式来平衡转子。这是一种应用最广泛的动平衡校正方法^[3]。

对于工作转速超过第一阶、第二阶和更高阶临界转速的转子，其不平衡量引起的转子挠曲变形不能被忽略，而且这种挠曲变形是随转速变化而变化的。如果在某一转速下本已经平衡好转子，在另一个转速下又出现新的动不平衡，即原转速下的平衡状态被打破，这样的转子称为挠性转子。1956 年 K.Federn 提出了判别转子刚挠性的标准。挠性转子的动平衡最常用的方法可分为两大类：第一类是刚性转子动平衡影响系数法在挠性转子系统中的推广，Goodman、Thearle、Baker 等人遵循其基本思想，进行了许多改良研究使得影响系数法更适应于挠性转子系统；第二类是以 Medal、Bishop、Gladwell、Federn 为首坚持使用并不断改良的振型平衡法，又称模态平衡法，该方法是通过分别平衡某个转速下振型分解成的各阶主振型来实现转子的动平衡的。虽然这两种方法最后的目标都是将转子的不平衡量消除，使得转子动平衡，但具体实现的途径却大相径庭。影响系数法，是通过在指定的平衡校正面上加配重的方式，使得在一个或者几个平衡转速下使得测点或者整机的振动幅值逼近于零；振型平衡法是通过从低到高依次消除前 N 阶振型的不平衡分量，直到 N 阶以上的不平衡量对整个转子系统影响可忽略不计为止。

现在的发展大趋势是将影响系数法和振型平衡法相结合用于转子动平衡，并辅以电子计算机进行数据的采集、计算、分析以提高平衡的自动化程度^[4]。

除开上述两类经典的方法，基于一些先进的算法如遗传算法、神经网络、全息技术等国内的研究学者对转子动平衡做了大量的研究。1994 年，刘正士等人提出了动平衡相对系数法^[5]。1998 年，屈梁生等提出了基于三维谱的力、力偶分解三维全息平衡方法^[6]。2000 年，徐

宾刚等利用遗传算法又提出了基于影响系数法的柔性转子无试重平衡法^[7]。Liu 以自适应神经网络理系统（ANFIS）和信息合成为基础，提出了一种新的柔性转子现场平衡方法^[8]。

迄今为止，虽然国内外众多专家对转子动平衡理论进行了大量的研究，但在工程实际应用中却不如人意。各类转子都有着其特定的工作环境，再加之工作转速有低有高、轴承刚度的不同、转子本身大小不一，这使得动平衡理论的不能很好的通用于所有场合。因此，动平衡实验是反馈、修正理论的重要环节。为了能达到良好的平衡效果，应当考虑要平衡的转子的具体情况再选择合适的理论，运用合适的动平衡技术，并不断总结现场经验以，从而提高平衡的精度。

1.2.2 转子动平衡技术发展现状

转子动平衡技术是将研究的转子动平衡理论与实践相结合从而产生、发展起来的校正技术，用于减小由不平衡量引起的转子振动。

动平衡技术可分为三大类：动平衡机、现场动平衡、自动在线平衡装置。动平衡机可以高效、精密地进行转子动平衡，是转子专用的平衡设备，但它价格昂贵、需要将转子从机器上拆卸下来进行动平衡，比较麻烦。现场动平衡是目前普遍应用的平衡技术，它并不需要拆卸转子就能进行转子动平衡，有着成本低、方便、通用性好等特点。自动平衡装置基于计算机辅助与自动控制技术，能够实时在线的完成动平衡工作，这是动平衡最理想的方式，但目前这些装置由于在安装空间及工作环境的限制、控制程序复杂、可靠性不高、再加上成本也比较高等原因，所以应用范围非常局限。

在实际工程应用时，人们关心的往往是整个转子系统的动平衡，即整机动平衡。所谓整机动平衡是指装在整机上的转子在指定平衡转速或额定转速下进行现场动平衡^[9]。现场动平衡不需要动平衡机，也不是自动在线平衡，往往是只需要一套软件测试系统和若干测试设备，价格相对其他两种方式便宜许多。所以，工业上常采用这种经济的动平衡方式。随着电测技术的不断发展，使得现场动平衡技术能够达到较高的精度，使之有了更为广阔的应用空间。日本的明日和彦在 1980 年提出了现场动平衡法的概论^[10]。同一时期，王汉英在其著作^[11]中对现场动平衡进行了详细的阐述。

本文主研究的理论和开发的动平衡系统软件主要是针对现场动平衡技术。

1.2.3 转子动平衡发展趋势

由上可知，转子动平衡的理论及技术的改进方向都主要体现以下几方面：

- (1) 刚性转子动平衡精度更高，开/停车次数更少，或不用试重。
- (2) 提高高速动平衡的成功率，规范化的平衡挠性转子。
- (3) 平衡机由低成本、结构复杂向低成本、结构小型化、精密化方向发展。
- (4) 现场动平衡精度更高、操作更简单、能由移动测试设备完成。
- (5) 在线动平衡将结构更简单、体积更小、可靠性更高、自动控制更准确，且方便加工与安装，更具有实用价值。

1.3 本文的研究内容

本文按照转子动平衡基本原理与方法、动平衡测试技术与信号的分析与提取、动平衡软件系统的开发、软硬相结合的动平衡测试实验顺序依次论述：

(1) 第一章：绪论。说明了转子动平衡技术及系统开发在航空背景下的意义和重要性。综述了转子动平衡理论国内外研究现状；简要介绍了转子动平衡技术的分类、各自优缺点、发展趋势。最后，针对本文的研究工作进行了概要说明。

(2) 第二章：转子动平衡理论与方法。首先，综述了转子动平衡的基本理论，包括转子刚挠性判断、不平衡的三种形式及不平衡量的表达。然后，详细阐述了刚性转子的动平衡原理并推导了单/双面动平衡的影响系数法。最后，简要介绍了挠性转子动平衡的基本思想。

(3) 第三章：转子动平衡测试技术。首先，测量基准信号的两种方案如何利用基准信号去测量转速与振动相位。然后给出了振动信号的一般表达式，指明了由不平衡引起的特征振动分量。最后，阐述了提取基频幅值和信号的三种方法，并基于仿真结果的基础上进行了对比。

(4) 第四章：转子动平衡系统软件开发。首先说明了本文开发系统的设计需求。然后，在编程实现之前对系统做了总体的科学规划。基于 VC++6.0, 本文开发了转子动平衡测试系统，配以 NI 数据采集设备和 PC 机，实现了数据多通道在线采集、多线程处理分析数据、转速测量、基频振动信号幅值与相位提取、转子单面/双面动平衡、实验结果数据库存储等主要功能。最后通过图文的方式，按照实验流程顺序对本动平衡系统软件的主要功能做了详细的介绍。

(5) 第五章：转子动平衡系统测试及实验验证。首先，介绍了动平衡实验用的硬件设备。在明确规划了实验设计方案以后，分别列出了单/双面动平衡的详细图文步骤，并

按此在实际转子上进行了实验，得到了实验数据及结果。然后对实验所得结果进行了图文分析，并比较了平衡前后转子系统的振幅和通过一阶临界转速的整机振动情况。最后，做了详细的误差分析工作，并针对各个环节提出了改进的建议。

（6）第六章：总结与展望。一方面，对本文所研究的内容和所做的工作进行了回顾总结。另一方面，展望了研究转子动平衡的前景。

第二章 转子动平衡原理与方法

2.1 转子动平衡的基础

2.1.1 转子刚挠性的划分

因为不同的转子有着不同的动平衡理论依据以及各自对应的动平衡技术，所以需要根据额定转速和自身的动力学特性对转子进行刚挠性划分，即：刚性转子与挠性转子。在工程上，通常被作为划分界限的是第一阶临界转速，即工作转速 n 低于第一阶临界转速 n_1 的为刚性转子，高于其的则为挠性转子。1956 年 K.Federn 提出了一种比较科学的方法来判别刚性转子与挠性转子。如图 2.1 所示，在仅考虑第一阶弯曲振型情况下，将两个相同的质量块分别加在转子的左右两个端面上。然后在平衡转速下测得一端轴承振幅值为 A_0 ，接着将两个质量块并放于转子的中央，测得相同端轴承的振幅值为 A_1 。用 $\alpha = (A_1 - A_0)/A_0$ 为系数作为转子刚挠属性的度量。

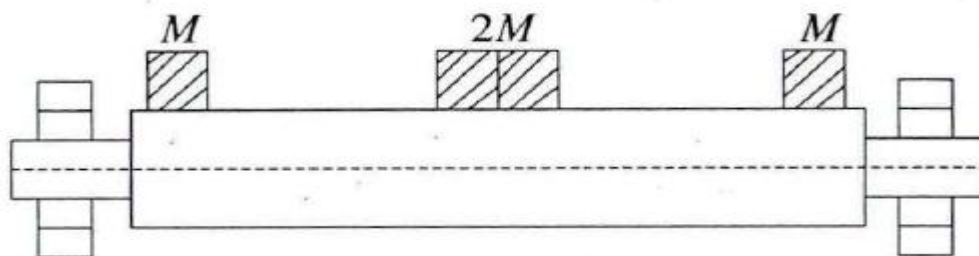


图 2.1 转子刚挠性的判定

(1) $0 < \alpha < 0.4$ 为刚性转子。从转速的角度来看是指 $n/n_1 < 0.5$ ，即工作转速远低于一阶临界转速（在一半以下）。

(2) $0.4 \leq \alpha < 1.25$ 为准刚性转。即， $0.5 \leq n/n_1 < 0.7$ 。

(3) $\alpha \geq 1.25$ 为挠性转子，即 $n/n_1 \geq 0.7$ 。

关于准刚性转子，虽然一般按刚性转子的方法平衡，但存在不可忽略的小程度挠曲变形，所以对平衡校正平面的选择会更为严格^[12]。

2.1.2 转子不平衡量的表达

转子本身可以看作是由无数个质量为 Δm 薄片沿轴向叠加而成。如图 2.2 (a) 所示，如果每一个薄片的质量分布均匀，它的质心、旋转中心就会相互重合，对于转子整体而言旋转轴与质心轴重合。这时，转子处于平衡状态。如果第 i 个薄圆盘（或者多个薄圆盘）质量出现分布不均的情况，即质心与旋转中心之间存在偏心距 e_i ，如图 2.2 (b) 所示，将会引起转子的不平衡。

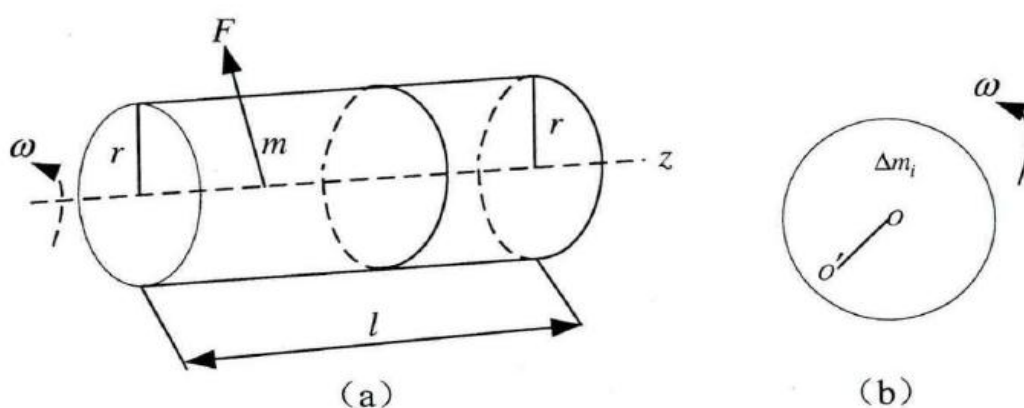


图 2.2 转子不平衡的表达

沿旋转轴 z ，第 i 个薄圆盘上产生的离心力为：

$$F_i = \Delta m_i e_i \omega^2 \quad (2-1)$$

式中： Δm_i 为 z 轴上第 i 个薄圆盘的质量， g ；

e_i 为第 i 个圆盘的质心偏离旋转中心的距离， mm ；

ω 为转子的旋转角速度， rad/s 。

一般来说，不平衡量是随机分布的，每个薄片的质心位置不同，即其相对于旋转轴的距离、方向各异。因为转子的不平衡量是一系列沿 z 轴随机分布的矢量叠合而成，所以由不平衡量引起的离心力可表达为：

$$F = \Sigma \Delta m_i e_i \omega^2 = m r \bullet \omega^2 \quad (2-2)$$

式中： m 为转子不平衡总质量， g ；

r 为转子质心到旋转轴之间的半径矢量， mm 。

其中， m 与 r 的乘积称为重径积，用于表示转子的不平衡量。重径积 mr 大小与转子本身的质量有关，是一个相对量。当我们评价一个转子的平衡好坏程度时，更常用不平衡率表示，不平衡率可表达为整个转子的偏心距 e ：

$$e = \frac{mr}{M} \quad (2-3)$$

式中： M 为该转子的总质量， g 。

从偏心距的定义可看出，它是一个绝对量，与转子的质量并无关系，因此偏心距 e 能够很好的评价不同大小的各类转子。

2.1.3 转子不平衡的三种形式

转子在旋转时，由于不平衡量引起的离心惯性力而造成绕旋转轴的振动，这种现象称为不平衡。总体来说，转子不平衡分为三种类型：

(1) 静不平衡。转子质量分布不均匀造成转子的质心不在旋转轴线上，在静止时转子不是在所有位置都能保持稳定，这种不平衡称为静不平衡。

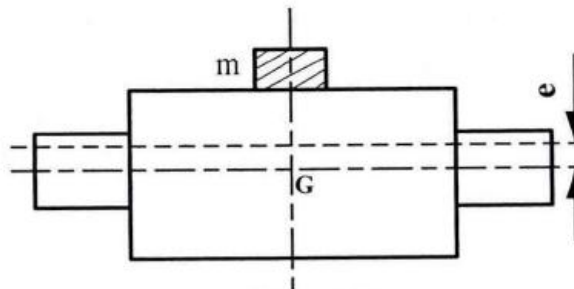


图 2.3 转子的静不平衡形式

(2) 力偶不平衡。转子在旋转时由于存在两个相同的不平衡质量 m 从而引起的两个或两个以上不在同一个平面上相反的离心力 F_1 和 F_2 。这些作用于转子上的离心力使得转子绕着旋转轴摆动，但这种不平衡的转子在静止时是平衡的。这种不平衡就称为力偶不平衡。

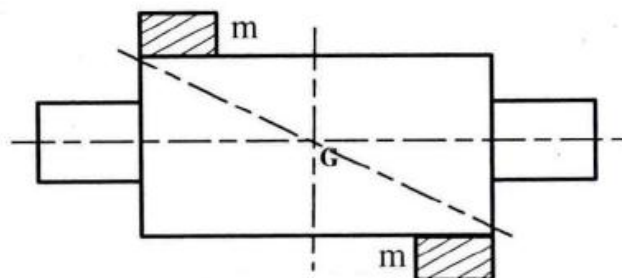


图 2.4 转子的力偶不平衡形式

(3) 动不平衡。

以上两种不平衡出现在同一个转子上。

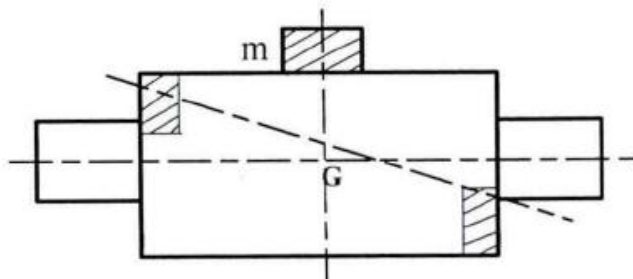


图 2.5 转子的动不平衡形式

2.2 刚性转子的动平衡原理与方法

2.2.1 刚性转子的动平衡原理

依据刚性力学原理，刚性转子的离心惯性力系能向质心简化成一个合力 F 以及一个合力偶 M_c 。如图 2.6 所示，任意选定两个垂直于转子旋转轴线的两个平面 I，II 作为校正面。平面 I 与平面 II 与转子质心所在的垂直于旋转轴的平面距离分别为 l_1 ， l_2 。

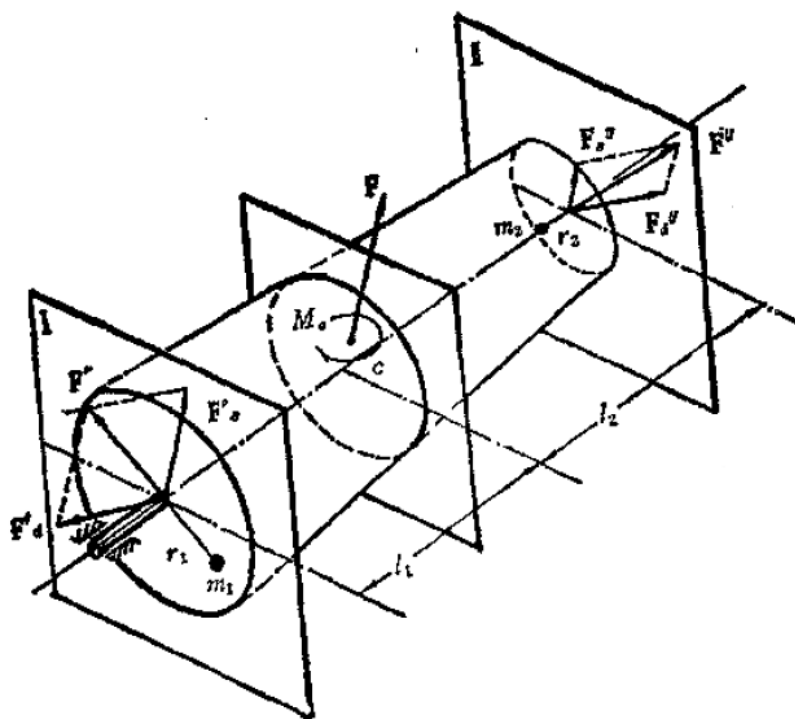


图 2.6 转子动平衡原理图

首先，将合力 $F = mr\omega^2$ 分解至平面 I，II，分别为 F_s' ， F_s'' 。 F 除了与它在两个平面上

的分力 F_s' 与 F_s'' 是平行关系，而且还存在如公式（2-4）比例关系：

$$\left. \begin{aligned} F_s' &= F \frac{l_2}{l_1 + l_2} \\ F_s'' &= F \frac{l_1}{l_1 + l_2} \end{aligned} \right\} \quad (2-4)$$

然后，将合力偶 M_c 分解到平面 I，II 上用 F_d' 和 F_d'' 来代替，则有以下关系：

$$F_d' = F_d'' = \frac{M_c}{l_1 + l_2} \quad (2-5)$$

平面 I 中的 F_s' 、 F_s'' 可合成为 F' ，平面 II 中的 F_d' 、 F_d'' 合成为 F'' 。于是，整个转子的不平衡离心力系就可以用 F' 、 F'' 这两个力代替。这就为平衡整个转子的不平衡力系提供了一个明朗的思路，即：用任意选定的两个垂直于旋转轴的平衡校正面通过加平衡配重（校正质量）的方法可以平衡刚性转子的任何不平衡。

具体来说，就可以分别在平面 I，II 中加上反向的校正质量 m_1 、 m_2 ，使得转子在旋转时，产生的离心力分别与其对应面平面上的不平衡离心力相等，即：

$$\left. \begin{aligned} m_1 r_1 \omega^2 &= F' \\ m_2 r_2 \omega^2 &= F'' \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

综上所述，由于刚性转子的弯曲力矩引起的挠曲可以忽略不计，则可以通过任意选定的两个不平衡面加质量的方式来校正刚性转子存在的任何不平衡^[13]。但在实际的转子平衡中，转子的不平衡分布都是未知的，从而校正质量的大小与方位也都未知。所以，需要依赖具体的测试方法与技术来标定校正质量的大小与位置，这是动平衡实验成的关键。

2.2.2 刚性转子的动平衡方法

影响系数法是刚性转子主要的平衡方法，即：转子与轴承组成的振动系统是一个线性系统，因此轴承处的振动响应是各平衡面的不平衡量独自引起的振动响应的线性叠加，而各平衡面上单位不平衡量在各轴承处引起的振动响应被称为影响系数。本文采用了此种方法，故以下详细阐述了单/双面动平衡的影响系数法。

（1）单面动平衡影响系数法

单面影响系数法适用于转速较低，转子较薄的情况。因为单面校正，不用考虑力偶，只

用考虑转子的不平衡力，相对简单。具体步骤如下：

第一步 转子正常启动至平衡转速 n ，测出转子选定测点的初始基频振动的幅值与相位，以矢量 $\vec{A}_0$ 表示，停车。

第二步 选取合适的试重 $\vec{P}$ ，加在选定的平衡校正面已知的位置上，第二次启动至相同转速 n ，测取测点的基频振动的幅值与相位，以矢量 $\vec{A}_1$ 表示。可求得影响系数：

$$\vec{\alpha} = \frac{(\vec{A}_1 - \vec{A}_0)}{\vec{P}} \quad (2-7)$$

第三步 列出转子平衡方程，解矢量方程（2-8）求得应加的平衡配重 $\vec{Q}$ 。

$$\vec{\alpha} \vec{Q} + \vec{A}_0 = 0 \quad (2-8)$$

第四步 在校正面平衡配重 $\vec{Q}$ 所表明的位置上加上与 $\vec{Q}$ 大小相等的质量块，或相反的位置上（即相位加上 180° ）去掉与 $\vec{Q}$ 大小相等的质量块即可。

（2）双面动平衡影响系数法

双面动平衡影响系数法需要两个面校正，不仅要考虑转子不平衡力以外，还必须考虑转子的不平衡力偶。与单面动平衡影响系数法相似，双面影响系数法也是通过加试重的方式来获得平衡校正面 I，II 分别对测点 A，B 的影响系数从而系统的影响系数矩阵，然后再求解两个校正面各自应加的平衡配重 $\vec{Q}_1$ ， $\vec{Q}_2$ 。如图 2.7 所示：

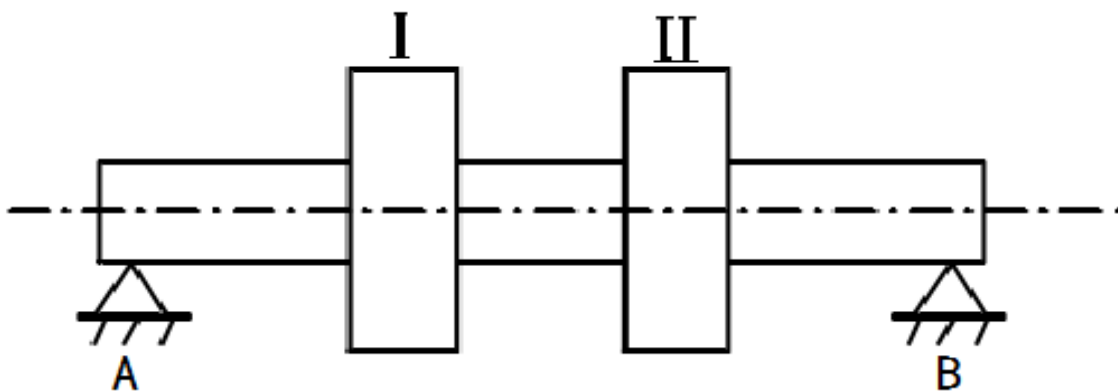


图 2.7 转子双面动平衡模型

A,B 是支撑转子的左右轴承，选定 I，II 两个平衡校正面用于实验时加试重或平衡配重。

双面动平衡法具体步骤如下：

第一步 转子正常启动至平衡转速 n ，测得轴承 A、B 的基频振动幅值相位，以矢量 $\vec{A}_0$ ， $\vec{B}_0$ 表示，停车。

第二步 将已知试重 $\vec{P}_1$ 加至校正面 I 上，第二次启动至第一次相同转速 n ，测得轴承 A、B 的基频振动幅值相位，以矢量 $\vec{A}_1$ ， $\vec{B}_1$ 表示，停车。

第三步 将已知试重 $\vec{P}_2$ 加至校正面 II 上，第三次启动至第一次相同转速 n ，测得轴承 A、B 的基频振动幅值相位，以矢量 $\vec{A}_2$ ， $\vec{B}_2$ 表示，停车。

第四步 计算。求解影响系数：

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_1 &= \frac{(\vec{A}_1 - \vec{A}_0)}{\vec{P}_1} \\ \vec{a}_2 &= \frac{(\vec{A}_2 - \vec{A}_0)}{\vec{P}_2} \\ \vec{b}_1 &= \frac{(\vec{B}_1 - \vec{B}_0)}{\vec{P}_1} \\ \vec{b}_2 &= \frac{(\vec{B}_2 - \vec{B}_0)}{\vec{P}_2} \end{aligned} \right\} \quad (2-9)$$

式中， $\vec{a}_1$ 为校正面 I 对测点 A 的影响系数；

$\vec{b}_1$ 为校正面 I 对测点 B 的影响系数；

$\vec{a}_2$ 为校正面 II 对测点 A 的影响系数；

$\vec{b}_2$ 为校正面 II 对测点 B 的影响系数。

列出平衡方程组：

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_1 \vec{Q}_1 + \vec{a}_2 \vec{Q}_2 + \vec{A}_0 &= 0 \\ \vec{b}_1 \vec{Q}_1 + \vec{b}_2 \vec{Q}_2 + \vec{B}_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-10)$$

即使 A、B 两处的振动为零。上述矢量方程组除 $\vec{Q}_1$ ， $\vec{Q}_2$ 为需求解的未知量，其他全是

已知量，通过解方程组，即可求出平衡配重 $\vec{Q}_1, \vec{Q}_2$ 。

第四步 分别在校正面 I, II 上对应位置加上与 $\vec{Q}_1, \vec{Q}_2$ 大小相等的质量块，或在或在 $-\vec{Q}_1, -\vec{Q}_2$ 的位置上（即相位都加上 180° ）去掉与 $\vec{Q}_1, \vec{Q}_2$ 大小相等的质量块即可。

2.3 挠性转子的动平衡原理与方法

2.3.1 挠性转子的动平衡原理

必须要考虑不平衡离心力引起的转子变形是挠性转子区别于刚性转子的特征。因为转速不同，离心力不同，所以转子的挠曲变形是随着转速变化而不断在变的。也就是说，就算在某一转速下按照刚性转子的平衡方法平衡好后，在另一个转速下又会失去平衡。从理论上说只有将每一个薄片平衡才能将挠性转子真正平衡，但实际平衡中，这种方法根本不可能实现。在实用挠性转子平衡理论中，对挠性转子的动平衡需要满足两个要求^[15]：

（1）应能消除转子在工作转速下的轴承动反力。

（2）应使沿着转子轴向长度的弯矩最小。

挠性转子的动平衡难点在于不仅要在低速的情况下消除不平衡量引起的力或力偶，还要设法消除由于高速下转子产生挠曲变形而引起的主振型不平衡量。

2.3.2 挠性转子的动平衡方法

挠性转子动平衡又被称为高速动平衡，平衡方法有多种，从原理上可分归为两大类：振型平衡法和影响系数法。但无论采用何种平衡法，挠性转子动平衡还是一种在（理论指导下的）人工凑试过程，并没有像刚性转子那样已生产出专门的、较为通用的动平衡机或平衡仪。故在挠性转子动平衡中还有许多具体的问题需要解决。以下本文只是简要介绍两类平衡方法。

（1）影响系数法

影响系数法应用于挠性转子，其基本思想不变，只是刚性转子双面影响系数法的基础上的推广应用，增加了平衡校正面且在多个平衡转速下进行动平衡。如图 2.8 所示，沿旋转轴 z ，选取了垂直于旋转轴的 L 个校正面，其轴向位置分布为 $l_1, l_2, \dots, l_L$ ；同时，在 z 轴上选取了 N 个测点，其轴向位置分布为 $Z_1, Z_2, \dots, Z_N$ 。在 R 个平衡转速 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_R$ 下进行挠性转子的动平衡。

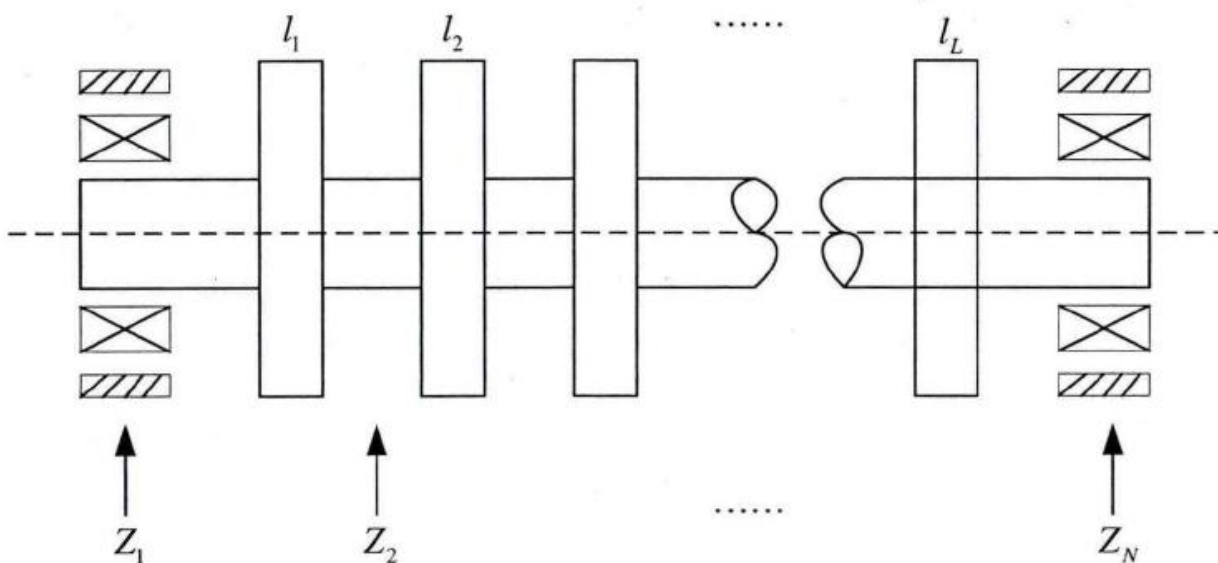


图 2.8 挠性转子影响系数法校正面、测点示意图

于是平衡面 l_j 对测点 Z_i 的影响系数可由式 (2-11) 得：

$$\vec{\alpha}_{ij}^{(k)} = \frac{\vec{V}_j(Z_i, \omega_k) - \vec{V}_0(Z_i, \omega_k)}{\vec{P}_j} \begin{pmatrix} i=1,2,\dots,N \\ j=1,2,\dots,L \\ k=1,2,\dots,R \end{pmatrix} \quad (2-11)$$

式中， ω_k ($k=1,2,\dots,R$) 为转子的平衡转速；

$\vec{V}_0(Z_i, \omega_k)$ 为在转速 ω_k 下测点 i 的振动量；

$\vec{V}_j(Z_i, \omega_k)$ 为加试重后转速 ω_k 下测点 i 的振动量；

$\vec{P}_j$ 为在 j 平衡校正面所加的试重。

对于所有的影响系数 $\alpha_{ij}^{(k)}$ 组成一个 (NR) 行、 L 列的矢量影响系数矩阵，即 (2-12)：

$$\vec{A} = \begin{bmatrix} \vec{\alpha}_{11}^{(1)} & \vec{\alpha}_{12}^{(1)} & \dots & \vec{\alpha}_{1L}^{(1)} \\ \vec{\alpha}_{21}^{(1)} & \vec{\alpha}_{22}^{(1)} & \dots & \vec{\alpha}_{2L}^{(1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{\alpha}_{N1}^{(1)} & \vec{\alpha}_{N2}^{(1)} & \dots & \vec{\alpha}_{NL}^{(1)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{\alpha}_{11}^{(2)} & \vec{\alpha}_{12}^{(2)} & \dots & \vec{\alpha}_{1L}^{(2)} \\ \vec{\alpha}_{21}^{(2)} & \vec{\alpha}_{22}^{(2)} & \dots & \vec{\alpha}_{2L}^{(2)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{\alpha}_{N1}^{(2)} & \vec{\alpha}_{N2}^{(2)} & \dots & \vec{\alpha}_{NL}^{(2)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{\alpha}_{11}^{(R)} & \vec{\alpha}_{12}^{(R)} & \dots & \vec{\alpha}_{1L}^{(R)} \\ \vec{\alpha}_{21}^{(R)} & \vec{\alpha}_{22}^{(R)} & \dots & \vec{\alpha}_{2L}^{(R)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \vec{\alpha}_{N1}^{(R)} & \vec{\alpha}_{N2}^{(R)} & \dots & \vec{\alpha}_{NL}^{(R)} \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

求出影响系数矩阵后，按影响系数的思想是要求转子在转速 $\omega_k (k=1,2,\dots,R)$ 下，通过加减质量的方式使各个测点 $Z_i (i=1,2,\dots,N)$ 的初始振动变为零。按数学原理可得式（2-13）：

$$\vec{A}\vec{P} + \begin{bmatrix} \vec{V}_0(Z_1, \omega_1) \\ \dots \\ \vec{V}_0(Z_N, \omega_1) \\ \vec{V}_0(Z_1, \omega_2) \\ \dots \\ \vec{V}_0(Z_N, \omega_2) \\ \dots \\ \vec{V}_0(Z_N, \omega_R) \end{bmatrix} = 0 \quad (2-13)$$

$$\vec{P} = \begin{bmatrix} \vec{P}_1 \\ \vec{P}_2 \\ \vec{P}_3 \\ \dots \\ \vec{P}_R \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

式中， $\vec{A}$ 为影响 $NR \times L$ 的矢量影响系数矩阵；

$\vec{P}$ 为 R 个校正面的平衡配重矩阵， $\vec{P}_1$ 为 Z_i 平面的配重；

$\vec{V}_0(Z_i, \omega_k)$ 为转速 ω_k 下校正面 Z_i 的初始振动量。

由线性代数的知识可知，公式（2-13）的求解将有三种情况：

（1） $NR = L$ ，平衡转速数目 $\times$ 测点数目=平衡校正面数目。此时，方程组（2-13）有唯一解。

（2） $NR > L$ ，平衡转速数目 $\times$ 测点数目 $>$ 平衡校正面数目。即，方程组（2-13）的解不唯一，是矛盾方程组。

（3） $NR < L$ ，平衡转速数目 $\times$ 测点数目 $<$ 平衡校正面数目。此时，方程组（2-13）有多组解。

如果出现第(1)种情况，正是我们需要的。如果出现的是第(3)种情况，则可以选择最优解。在挠性转子动平衡中，出现最多的是第（2）种情况，这是因为实际转子由于自身限制往往不能够提供足够多的平面来作为加减质量的平衡校正面。按照上述分析，此时方程组有着多组解，此时可以采用最小二乘法求的一组最优平衡配重解，使得转子在加上了这组平衡配重后所有测点在平衡转速下的振动幅值最逼近于零^[16]。

通过影响系数法来平衡挠性或刚性转子，其好处是操作者不用知道转子的振型分布，也不需要具有关于转子及轴承系统的振动特性的丰富知识。因为借助经典控制论的思想，系统的输入是已知的，再采用计算机辅助及电测技术测出系统的输出，即可得到系统特性，这样就将振动平衡问题转化为求解线性方程组。但此种方法本身也存在一些缺点，如需要多次停车/开车以加减试重、配重；没有与转子动力学联系起来，可能出现低速平衡与高速平衡相矛盾的情况；校正面的选择往往对影响系数至关重要，如果选择不当，则可能得到病态影响系数矩阵，从而计算出的平衡配重就是错误的，使不平衡振动增大。

（2）振型平衡法

转子的不平衡量可以视作为由各阶主振型不平衡量叠合而成。所以，要想转子在整个转速范围内都保持平衡状态，就需要从低阶到高阶依次消除这些不平衡分量或减小到可以容忍的范围内。这就是振型平衡法^[17]的基本思想。

一般来说，转子的不平衡分量可以视作集中在前三阶，在三阶以上的不平衡分量对转子的影响较小是可以忽略的。前三阶主振型对应的不平衡分量分布如图 2.9 所示。

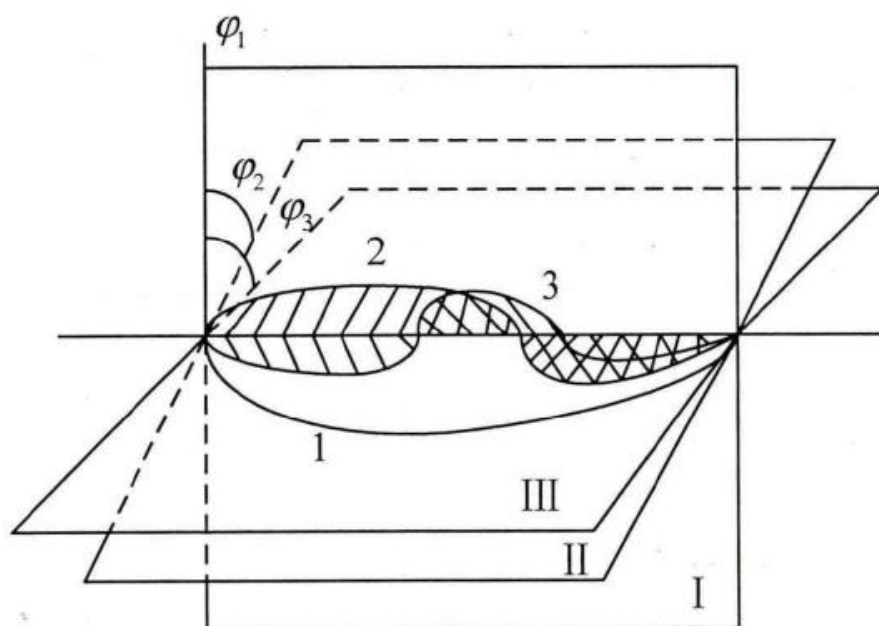


图 2.9 前三阶振型不平衡量分布图

振型平衡法的优点是：不会出现低速平衡与高速平衡相互矛盾、相互破坏的情况，一旦转子得到平衡，即适用于所有转速。缺点是：要求操作者清楚转子的各阶振型函数；此方法要求转子在各阶段临界转速附近停留较长时间以测量振动数据，但在实际平衡过程中如果转子的阻尼小那么临界转速附近振动急剧增大，容易失稳具有一定的危险性；三阶及其以上的临界转速不易实现；不易使用计算机辅助和电测技术^[18]。

2.4 本章小结

首先，本章主要是阐述转子动平衡的基本理论，包括转子刚挠性的划分、常见的不平衡形式、不平衡量的表达。然后，较详细的分析了刚性转子的平衡原理、刚性转子最常用的单/双面影响系数法。最后，因为本文主要是针对刚性转子进行了现场动平衡软件系统的开发，所以对挠性转子的平衡原理与平衡方法只做了最为基本的介绍。

第三章 转子动平衡测试技术

转子动平衡测试技术主要是指通过测量转子系统的基准信号和振动信号的幅值与相位，从而获取转子系统的转速和不平衡量的大小和相位信息的技术。如图 3.1 所示：

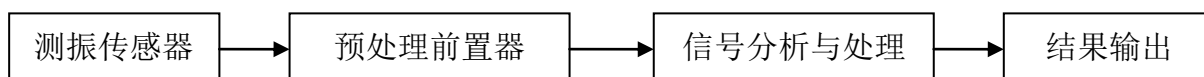


图 3.1 振动测试简图

如前所述，转子的不平衡量是可以通过动平衡来减小的，但是在不平衡振动信号的幅值、相位的提取较为准确的条件下。由转子不平衡引起的转轴振动信号是基频信号（与转速同频）。但在实际测量的信号一般是由各种频率混合而成的，即除了基频以外还可能存在高倍频谐波成分和亚倍频。以双面动平衡的影响系数法为例，从式（2-9）、（2-10）可知，基频振动幅值相位的提取对影响系数计算、平衡配重求解至关重要。所以，动平衡技术的重点研究方向之一就是测量出的振动信号中排除倍频和噪声信号的干扰，快速准确地提取出基频信号的幅值与相位。

3.1 基准信号的测量与应用

3.1.1 基准信号的测量

为了测量基准信号，需要在转轴上抑或在联轴器上设置一个基准。从而使转子每旋转一周都会输出一个脉冲信号，我们称之为基准信号。基准信号在转子动平衡实验中扮演着重要的角色，它的用途主要有两方面：

- （1）测量转速。
- （2）作为检测振动信号相位的基准。

常见获取基准信号的方式有两种：一是使用电涡流位移传感器测量脉冲信号，这种方式需要在转轴或者联轴器上设置一个凹槽或者凸槽，其原理如图 3.2 所示：它是一种非接触的线性化计量工具。电涡流位移传感器能准确测量出探头与金属导体之间的位移变化并以输出电压大小的形式反应出来，因此也常用来测量振动信号。因为设置了凹槽或凸槽，得使在键相位置时输出的电压信号绝对值最大，易于辨认。二是使用光电传感器测量脉冲信号^[19]，这

种方式需要在转轴或者联轴器上贴上反光片，测试原理如图 3.3 所示。旋转的转子在经过联轴器上设置的反光片时即会产生一个脉冲，从而可以获得与转子旋转频率同步的标准脉冲信号。本文获取转速信号采用的是第二种方式—反射式光电传感器测转速。

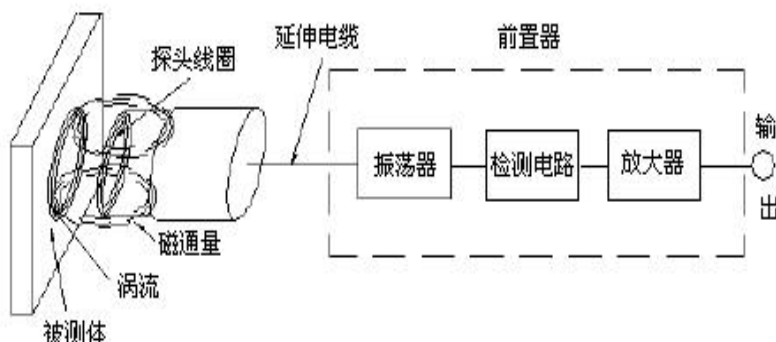


图 3.2 电涡流位移传感器测试原理

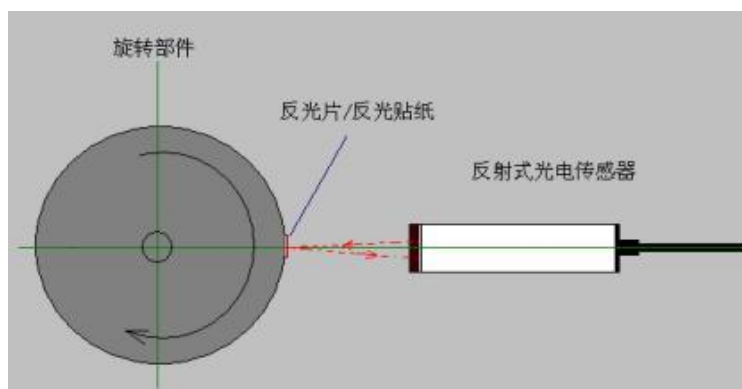


图 3.3 反射式光电传感器测试原理

3.1.2 基准信号用于测量转速

转速是指转子每分钟的旋转的周数（ r/min ）。转速一般采用周期法^[20]测量，其原理是：利用基准信号的两个相邻脉冲信号的上升沿或下降沿之间的时间差来得到旋转一周的时间 T ，然后根据 $f_0 = 1/T$ 求得转子的转频（基频），最后根据转速与转频之间的关系式 $n = 60f_0$ 即可求得转子的瞬时转速。在实际测量中，通常按上述周期法原理，利用一个采样周期中的多个脉冲的上升沿或下降沿之间的时间差平均得到转速，以提高测转速的准确率和防止由于传感器灵敏度不高等原因引起的误差。

3.1.3 基准信号用于振动相位检测

动平衡测试中相位具有特殊的作用，因为它是确定动平衡配重的具体加重位置的重要因

素。获得良好动平衡效果的必要条件是将不平衡信号的相位统一标准并准确提取。在转子的振动测量中，为了将振动信号和转轴联系起来而将相位定义为：基频信号相对于转轴上某一确定标记的相位差。

在实验过程中，通过基准脉冲信号来标定基频信号的相位具体方式有多种，本文采用：基准键相脉冲超前于振动高点角度 φ ^[21]。如图 3.4 所示：

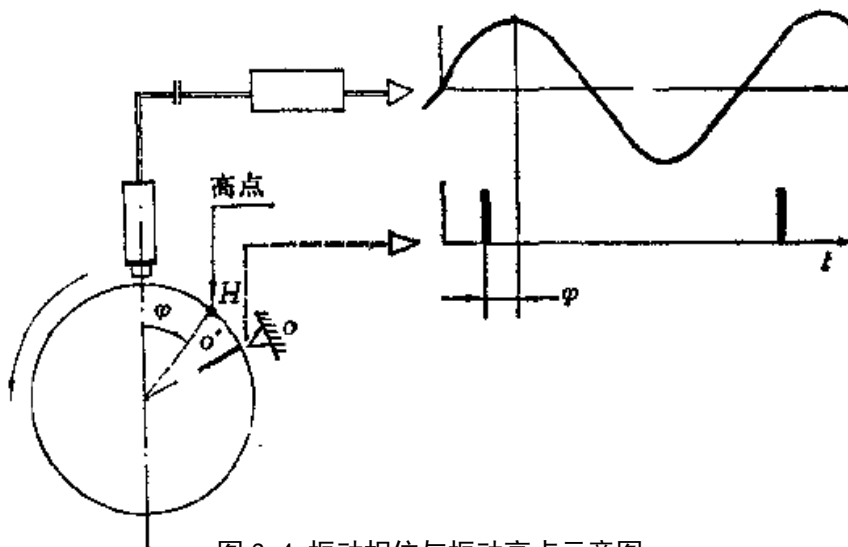


图 3.4 振动相位与振动高点示意图

其中，振动高点 H 是指轴上一点，当这一点转至测点位置时，振动恰好在正峰值。

3.2 振动信号的组成与分析

在动平衡实验中，振动信号的测量一般采用的是用位移、速度或加速度传感器测量转子两端轴承处的振动。本文采用的是电涡流位移传感器，其原理已述。

在动平衡测试中的振动信号，除了基频信号，因为转子本身可能还具有不对中、松动等一些故障，还包含了亚倍频和多种倍频的谐波、直流、随机噪声等，所以其一般数学表达式为：

$$y(t) = C + A_0 \sin(\omega_0 t + \phi_0) + \sum_{i=1}^n A_i \sin(\omega_i t + \phi_i) + n(t) \quad (3-1)$$

式中： C 为直流成分；

$A_0 \sin(\omega_0 t + \phi_0)$ 为基频信号；

$\sum_{i=1}^n A_i \sin(\omega_i t + \phi_i)$ 为倍频信号；

$n(t)$ 为随机噪声。

对于动平衡来说需要的是转子不平衡引起的基频振动信号。它的特征是在时域中是谐波信号，频谱图中基频对应的幅值应是最大。所以，动平衡测试技术的目标是准确的提取出基频信号 $A_0 \sin(\omega_0 t + \phi_0)$ 的幅值 A_0 和相位 ϕ_0 。

3.3 基频信号的幅值与相位的三种提取方法

为了能精确提取基频信号的幅值、相位，本文实验了 FFT 法，整周期截断 DFT 法、互相关法^[22]3 种提取基频信号的方法。

3.3.1 FFT

快速傅里叶变换 FFT 的实质是离散傅里叶变换 DFT 的快速算法，根据 DFT 的公式进行计算，需要进行 N^2 次复数乘和 $N(N-1)$ 次复数加，即进行 $4N^2$ 次实数乘和 $2N^2 + 2N(N-1)$ 次实数加，因此计算速度十分慢，难以进行使用。

FFT 算法的基本思路是：先将序列逐次奇偶对分，直到子序列中只含一个数为止，求出单项的 DFT（为其自身），然后合并两项序列的 DFT，由此再合并四项序列的 DFT，以此类推，直到由两个 $N/2$ 项的序列的 DFT 合成原序列的 DFT。

使用传统快速傅里叶变换法只要满足采样定理即可，无需整周期截取信号。传统快速傅里叶变换法提取振动信号的幅值及相位一般利用软件来实现，在振动信号的频谱里选出与转速频率 f_0 相同的基频谱线，利用该谱线的实部 R 和虚部 I 可得出基频信号幅值 $A = \sqrt{R^2 + I^2}$ 、相位 $\theta = \arctg I/R$ ^[23~24]。

3.3.2 整周期截断 DFT 法

连续信号经过采样及量化后得到适于计算机处理的数字信号。在进行整周期截断 DFT^[25]处理时，为了避免信号频谱的混叠导致信号失真，在采样中需要满足采样定理的要求：设信号 $x(t)$ 的最高分析频率为 f_m ，为了使采样后的信号不失真，即不发生频谱混叠，要求采样频率 $f_s \geq 2 \cdot f_m$ 。理论上，机械系统产生的故障信号在时间上是无限的，但是，实际分析的信号不可能是无限长的，只可能将实际信号中的一段采集来进行分析处理。因此，需要采用窗函数来截取信号。

顾名思义，整周期截断离 DFT 法是在转速旋转周期的基础上，对旋转机械的振动信号进行整周期采样，对采样后的信号作 DFT 计算，即可求出基频的幅值及相位。

设 $x(t)$ 为一连续信号，对 $x(t)$ 进行采样，其采样频率为 f_s ，则得到离散信号 $x(i\Delta)$ ，其中 $\Delta = 1/f_s$ 。采用 DFT 法计算频谱的前提条件是整周期采样，所以通过窗函数截取的有限离散序列 $x(i\Delta)$ 的长度必须是原信号周期的整数倍。设离散信号 x_n 为一时域有限信号，其周期 $T = N \cdot \Delta$ ，根据频谱采样定理，在其连续频谱中，要想恢复 $x(t)$ 就只能以 $\Delta f = 1/T$ 的频谱间隔进行离散采样。在频率范围 $(0, 1/\Delta)$ 内，有 N 个以 $\Delta f = 1/T = 1/N\Delta$ 频率采样的点数。设第 h 个采样点的频率为 f_h ， $f_h = h \frac{1}{N\Delta} = h \frac{1}{T} = hf_0$ （ f_0 为基频）。要提取基频幅值相位，只需要关心 $h=1$ 时的对应频率即基频 f_0 ， X_h 为离散点 f_h 的频谱值，则

$$X_h = X(f_h) \quad (h=0, 1, 2, \dots, N-1) \quad (3-2)$$

对于 N 点序列，定义其 DFT 变换对为：

$$X_h = \sum_{i=0}^{N-1} x_i W^{ih} \quad (h=0, 1, 2, \dots, N-1) \quad (3-3)$$

DFT 的基频信号为：

$$X_1 = \sum_{i=0}^{N-1} x_i W^i$$

$$W^i = e^{-j2\pi i/N} = \cos(2\pi i/N) - j \sin(2\pi i/N) \quad (3-4)$$

则 X_1 的直接算法为：

$$X_1 = \sum_{i=0}^{N-1} x_i \cos(2\pi i/N) - j \sum_{i=0}^{N-1} x_n \sin(2\pi i/N) \quad (3-5)$$

根据 W 因子具有对称性，可快速计算出 X_1 ，由 $W^{N/2+i} = -W^i$ ，则

$$X_1 = \sum_{i=0}^{N/2-1} (x_i - x_{i+N/2}) W^i \quad (3-6)$$

根据 $W^i = e^{-j2\pi i/N} = \cos(2\pi i/N) - j \sin(2\pi i/N)$ ，则 X_1 的快速算法如下：

$$X_1 = \sum_{i=0}^{N/2-1} (x_i - x_{i+N/2}) \cos(2\pi i / N) - j \sum_{i=0}^{N/2-1} (x_i - x_{i+N/2}) \sin(2\pi i / N) \quad (3-7)$$

由式(3-5) 和(3-7)知，相对于直接计算，快速算法的计算量大大减少，因此，使用快速算法来计算 X_1 。

令 $X_1 = R + jI$ ，其中，

$$R = \sum_{i=0}^{N/2-1} (x_i - x_{i+N/2}) \cos(2\pi i / N) \quad (3-8)$$

$$I = - \sum_{i=0}^{N/2-1} (x_i - x_{i+N/2}) \sin(2\pi i / N) \quad (3-9)$$

因此，转子振动信号基频分量的幅值 $A = \sqrt{R^2 + I^2}$ ，初相位 $\theta = \arctg(I / R)$ 。但是，振动信号的幅值及相位并不是上述 DFT 法所得到的幅值及相位，两者有一定的对应关系。由于 DFT 所求的频谱分量乘以 $2 / N$ 等于三角级数形式的频谱的正常幅度，所以振动信号基频幅值 $A = 2\sqrt{R^2 + I^2} / N$ ，当 $R > 0$ 时，相位为 $\theta + 90^\circ$ ，当 $R < 0$ 时，相位为 $\theta + 270^\circ$ 。

3.3.3 互相关法

互相关法是一个求均值的过程，能在噪声背景下有效地提取有用信号。所测得的线性系统振动信号中往往噪声干扰信号很多。因为线性系统具有频率保持特性，所以不平衡量引起的响应必须是和基频相同的成分，其他成分均为干扰信号。因此要在噪声与干扰中得到由不平衡量引起的特征响应幅值和相位差，只需要将基频信号和所测得的响应信号进行互相关处理^[26]。

设振动信号 $x(t) = A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) + n(t)$ ，其中 f_0 为转速频率， $n(t)$ 为非转速频率分量和噪声之和。将振动信号与频率等于 f_0 、初相位等于 0 的正弦信号和余弦信号分别做互相关，来提取基频信号的幅值及相位。设在 $[0, T]$ 范围内，正弦和余弦信号的采样分别为 $y(t) = \sin 2\pi f_0 t$ 和 $z(t) = \cos 2\pi f_0 t$ ，参考、振动信号的采样时间为 t 。

将正弦信号 $y(t)$ 、余弦信号 $z(t)$ 分别与振动信号 $x(t)$ 互相关运算：

$$R_{xy}(0) = \int_0^T \sin 2\pi f_0 t \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) dt + \int_0^T \sin 2\pi f_0 t \cdot n(t) dt \quad (3-10)$$

$$R_{xz}(0) = \int_0^T \cos 2\pi f_0 t \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) dt + \int_0^T \cos 2\pi f_0 t \cdot n(t) dt \quad (3-11)$$

在式(3-10)和 (3-11)中，第二个积分由于 $\sin 2\pi f_0 t$ 和 $\cos 2\pi f_0 t$ 与 $n(t)$ 不同频率且不同相，所以积分值均为 0。所以得：

$$R_{xy}(0) = \int_0^T \sin 2\pi f_0 t \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) dt = \frac{AT}{2} \cos \varphi \quad (3-12)$$

$$R_{xz}(0) = \int_0^T \cos 2\pi f_0 t \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \varphi) dt = \frac{AT}{2} \sin \varphi \quad (3-13)$$

由式 (3-12) 和 (3-13) 可求出幅值 $A = 2\sqrt{R_{xy}^2(0) + R_{xz}^2(0)}/T$ 以及相位 $\varphi = \arctg R_{xz}(0)/R_{xy}(0)$ 。

上述使用了连续信号来分析阐述互相关原理，但是在计算机处理信号时，只能处理数字信号。连续信号 $x(t)$ 、 $y(t)$ 、 $z(t)$ 经过离散采样后，离散序列分别为：

$$x(i) = A \sin(2\pi f_0 i + \varphi) + n(i) \quad (i=0,1,2,\dots,N-1) \quad (3-14)$$

$$y(i) = \sin 2\pi f_0 i \quad (i=0,1,2,\dots,N-1) \quad (3-15)$$

$$z(i) = \cos 2\pi f_0 i \quad (i=0,1,2,\dots,N-1) \quad (3-16)$$

离散互相关序列为：

$$R_{xy}(0) = \sum_{i=0}^{N-1} x(i)y(i) \quad (3-17)$$

$$R_{xz}(0) = \sum_{i=0}^{N-1} x(i)z(i) \quad (3-18)$$

实际的基频幅值：

$$A_0 = 2\sqrt{R_{xy}^2(0) + R_{xz}^2(0)}/N \quad (3-19)$$

实际的基频相位为当 $R_{xy}(0) < 0$ 时， $\theta = \varphi + \pi$ ，当 $R_{xy}(0) > 0$ 且 $R_{xz}(0) < 0$ 时 $\theta = \varphi + 2\pi$ 。

3.3.4 三种方法的仿真与比较

为了更加准确的模拟真实振动信号，本文将仿真信号设定为：

$$x(t) = A_0 + A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + A_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + A_3 \sin(3\omega t + \varphi_3) + n(t) \quad (3-20)$$

其中， A_0 为直流分量；

A_1 为基频幅值， φ_1 为基频相位；

A_2 为二倍频幅值， φ_2 为二倍频相位；

A_3 为三倍频幅值， φ_3 为三倍频相位；

$n(t)$ 为高斯白噪声。

设 $A_0 = 2mm$ ， $A_1 = 8mm$ ， $A_2 = 4mm$ ， $A_3 = 2mm$ ； $\varphi_1 = 20^\circ$ ， $\varphi_2 = 40^\circ$ ， $\varphi_3 = 60^\circ$ ； $n(t)$

为高斯白噪声的标准偏差为 1。另外 $\omega = 2\pi f_0$ （ $f_0 = 10Hz$ ），信号的采样频率 $f_s = 10240Hz$ ，

采样点数为 1024。

利用 MATLAB 进行仿真实验，式(3-20)的仿真信号图如图 3.5 所示：

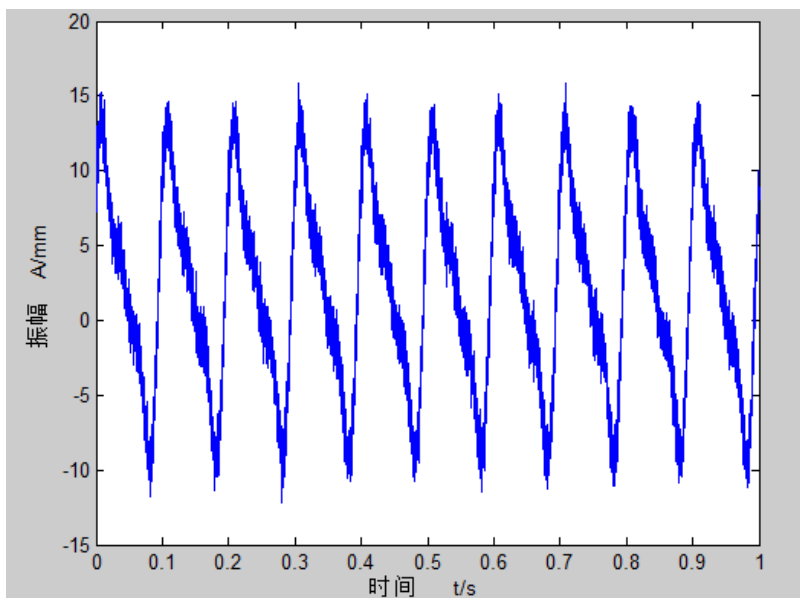


图 3.5 仿真振动信号图

对三种方法提取仿真信号结果对比如表 3.1 所示：

表 3.1 提取基频信号的三种方法仿真结果对比表

结果 方法	幅值 (mm)	幅值误差 (%)	相位 (°)	相位误差 (%)
FFT	7.6562	4.30	18.2316	8.84
DFT	7.9093	1.13	20.1181	0.59
互相关法	7.9106	1.17	20.2741	1.35

从实验结果对比表可以看出三种方法在幅值较大倍频干扰信号和加入了白噪声的混合信号中提取基频信号的幅值、相位的精度高低依次是：DFT、互相关法、FFT。但由于 DFT 需要整周期采样，锁相电路等额外硬件来实现，所以本文选择了精度相对较高、通用性好的互相关法作为系统开发和实验用来提取基频幅值、相位的主要方法。

3.4 本章小结

首先，本章介绍了基准信号的测量以及用其来测转速和振动初相位具体方法。然后，分析了振动信号的组成。接着为了能准确提取基频振动信号的幅值和相位，本文详细阐述了 3 提取种方法，在 MATLAB 里编写了后两种方法，并通过仿真验证、对比了它们的在有较大干扰信号的情况下提取基频的精度，阐述了选用互相关法的理由。最后 VC++编写实现了互相关算法。

第四章 转子动平衡系统软件开发

为了实现所研究的理论工程应用价值，基于刚性转子动平衡理论以及动平衡测试技术，本文采用 VC++ 6.0 针对刚性转子动平衡开发了一套完备的动平衡测试系统软件^[27~31]。这套动平衡软件实现了数据的在线采集，离线模拟，数据采集与算法处理多线程的独立运行，转子基准、基频信号幅值与相位的提取，转子单/双面动平衡，数据库存储与查询等主要功能。据经典的模块化设计思想本系统分为五个模块：参数设置、数据分析算法模块、单面动平衡模块、双面动平衡模块、数据管理模块。

4.1 系统功能设计

4.1.1 系统设计要求

在设计、开发转子动平衡系统软件时，主要遵循了准确性、实时性、功能完备性以及友好的人机交互界面的原则。具体如下：

（1）准确性。无论是数据的采集与处理还是影响系数的复数方程组求解，整个系统都要保证精确、小误差。在系统设计中，计算机计算误差、传感器精度、现场环境对数据的测量与采集的影响都是要考虑的重要因素。

（2）实时性。现场动平衡实时性是指保证对振动信号进行多通道多、高速、连续的采集与保存，并且在采集的同时还必须能实现多线程实时分析处理数据能力。

（3）功能完备性。具有完善的功能是一个好软件的必要条件，具体到本文研究开发的转子动平衡系统其具备的功能包括：键入转子信息、注册传感器、模块通道选择与配置、转速测量、多通道数据采集、多线程分析处理数据、基频提取算法和动平衡算法的集成、时域/频域波形显示功能、单面/双面动平衡、数据的存储与查询。

（4）友好的人机交互界面。既然是应用于工程，开发的系统面对的并非都是专业人士，拥有良好的人机交互界面方便操作使用，让不熟悉转子动平衡的用户也能很好的上手软件，完成指定的任务。具体体现在界面布局清晰、控制/操作面板逻辑性强、附有说明书或流程图。另外，在执行每一步重要操作前后要有相应的提示或者警告以防止操作人员进行误操作。

4.1.2 系统框架设计

在具体开发转子动平衡系统以前，本文首先对软件系统按以功能分模块的方式进行了总体框架设计，如图 4.1 所示：

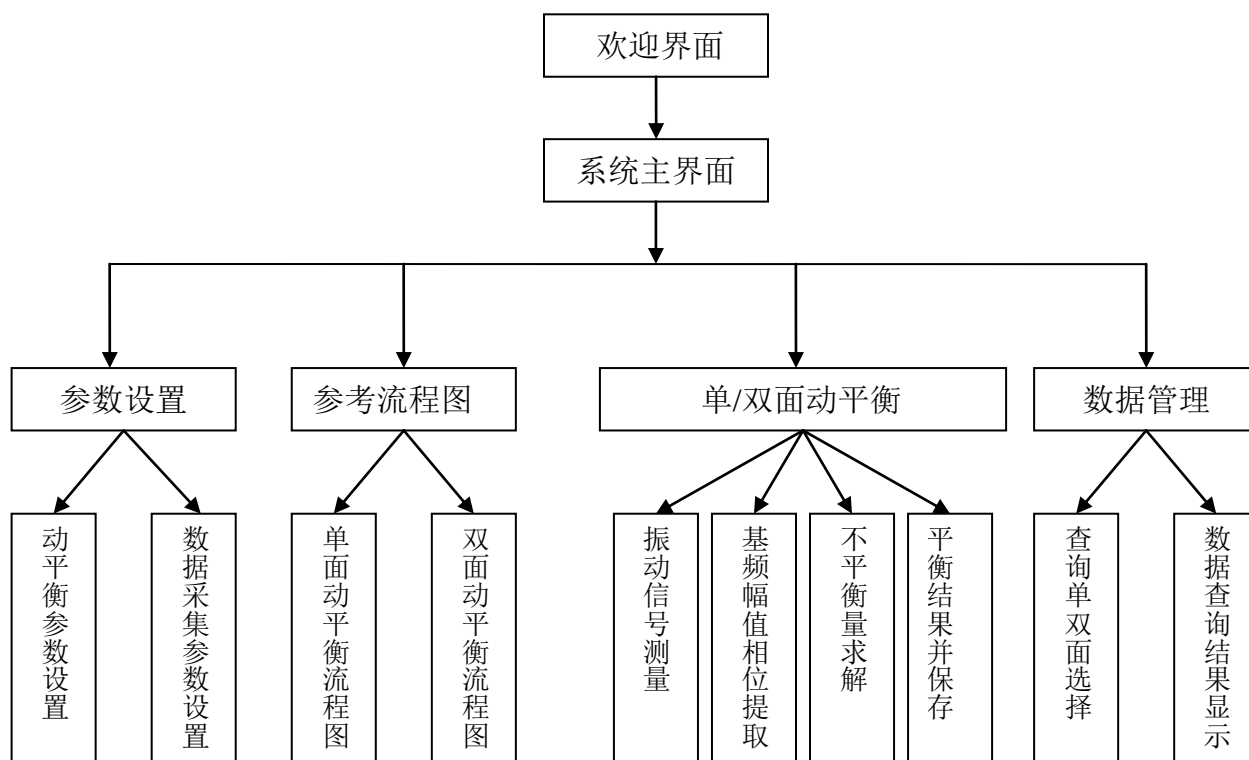


图 4.1 转子动平衡系统软件功能框架图

以下是各模块的简要说明：

（1）参数设置：该模块按功能分为上图中两块，而具体的设置实现则有四个子模块。按顺序依次是基本信息，用于设置转子的基本信息例如，转子名称、长度 l 、直径 D 、临界转速、平衡转速等；采样参数，用于采样频率、点数、模式与数据采集卡型号；传感器注册，属于扩展功能，用于注册新类型的传感器；模块及通道配置，用于配置多通道数据采样的具体模块及通道。

（2）参考流程图：是根据友好的人机交互界面原则而制定，给出了最常用的单/双面动平衡流程图，方便不熟悉动平衡实验过程的操作人员参看。

（3）单/双面动平衡：是本系统主要的操作界面，它不仅封装了提取基频幅值、相位和动平衡算法，还完成了以下主要功能：转速计算、时域波形图/频域频谱图显示、数据在线采集、离线模拟、提取基频信号、影响系数及平衡配重求解、调用已有的影响系数直接计算、

平衡后残余振动测试、平衡结果极坐标图显示、计算平衡度、保存结果。

（4）数据管理：该模块主要利用 VC++ 的 ODBC 数据库编程，使用 Microsoft Access 为本系统软件构造一个数据库 LsLab.mdb，用于存储相关参数和实验结果，实现动平衡系统软件的数据管理，方便结果的存储、查看。

4.2 系统软件介绍

通过对系统的整体框架设计，本文利用 VC++6.0 开发了一套较为完善转子动平衡系统软件。下面对本软件进行详细的图文介绍。

4.2.1 欢迎界面

简明的欢迎进入界面。



4.2 欢迎界面

4.2.2 主界面

如图 4.3 所示，进入主界面后可以看到在主界面顶端放置各个功能模块的文字按钮。为了方便用户操作，本软件特地在左边的工具栏上按照动平衡的流程和常用的功能顺序制作了精致的图文菜单，右边是显示区。当停留在主界面时会显示区会显示特定的图片；当用户点击某一按钮（以版本信息按钮为例）显示区弹出对应的子菜单，完成相应的功能关闭该子菜单以后将返回主界面，以便于进行下一个操作。

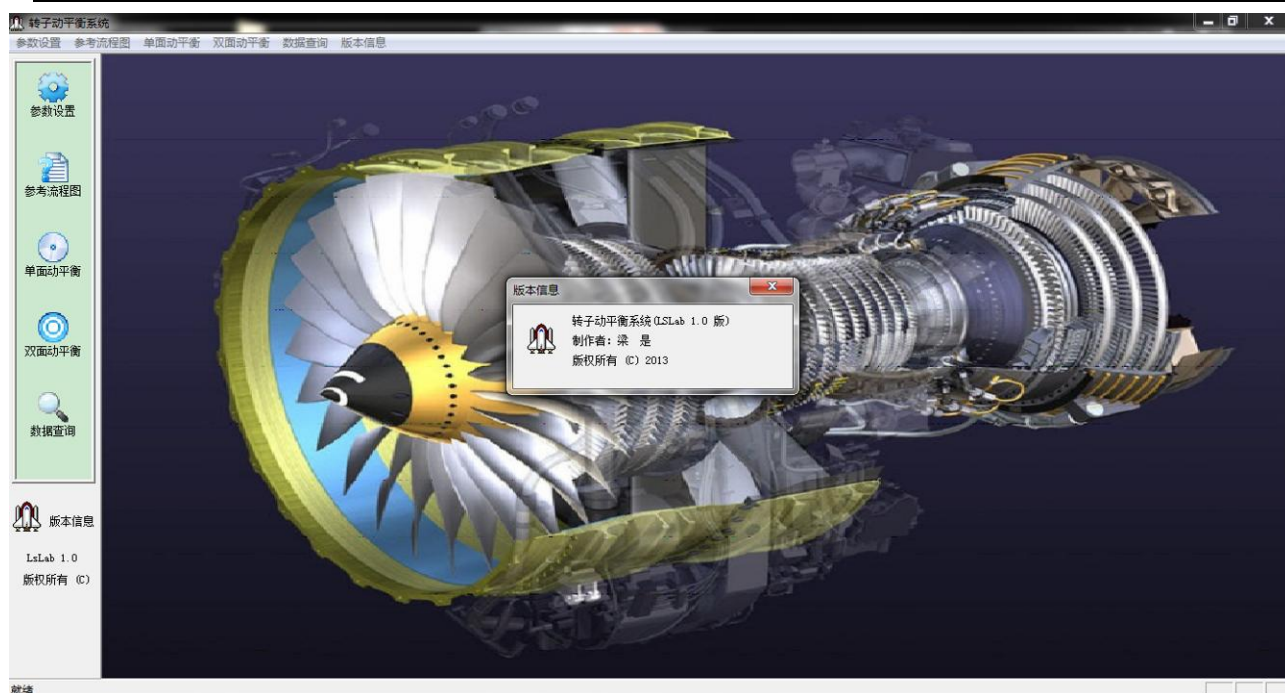


图 4.3 转子动平衡系统主界面

4.2.3 参数设置

如图 4.4 所示，点击主界面左上方参数设置按钮有会出现四个子选项。按顺序依次是基本信息，用于设置转子的基本信息例如，转子名称、长度 l 、直径 D 、临界转速、平衡转速等；采样参数，用于采样频率、采样点数、采样模式、数据采集卡型号；传感器注册，属于扩展功能，用于注册新类型的传感器；模块及通道配置，用于配置采样的具体模块及通道。限于篇幅，仅举其中基本信息、传感器注册两个功能为例介绍子选项，如图 4.5，4.6 所示。



图 4.4 参数设置界面



图 4.5 参数设置之基本信息



图 4.6 参数设置之传感器注册

4.2.4 参考流程图

为了让操作人员熟悉动平衡操作流程，系统添加了查看动平衡流程图的功能，给出了最常用的单/双面动平衡的流程图，如图 4.7 所示。

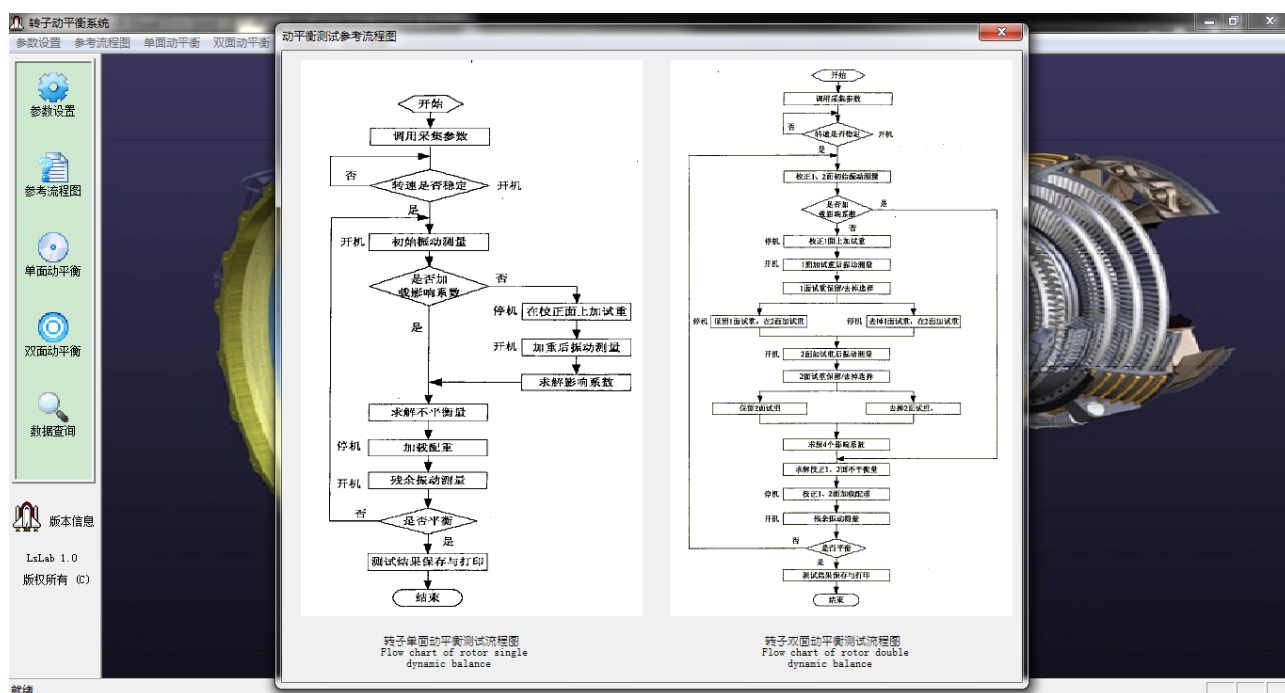


图 4.7 参考流程图

4.2.5 单面动平衡

双面动平衡界面实现的功能涵盖了单面动平衡界面，限于篇幅，此处只介绍了单面动平衡模块一级界面，如图 4.8 所示。其具体功能在 4.2.6 介绍双面动平衡模块时会详细阐述。

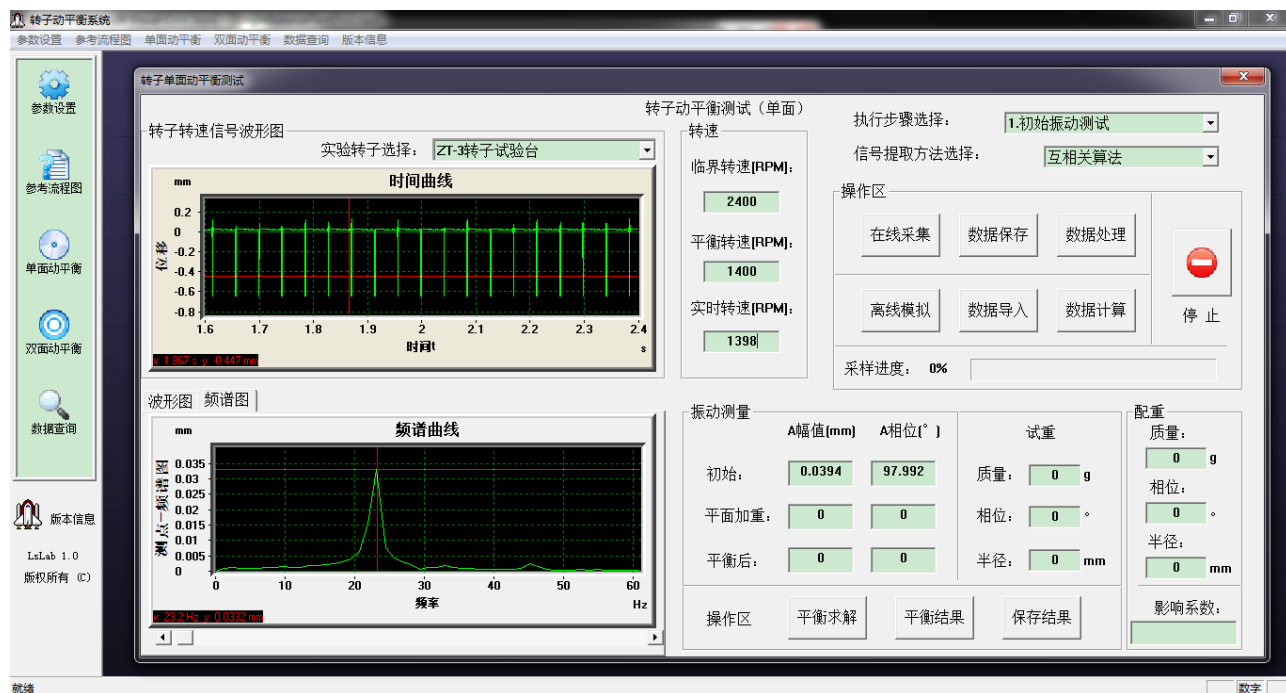


图 4.8 转子单面动平衡一级界面

4.2.6 双面动平衡

转子双面动平衡一般需要在初始、平衡校正面 1 加试重、平衡校正面 2 加试重、平衡后

4 个状态下分别测出轴承的幅值和相位。在第 3 次测量之后，还需要计算影响系数、平衡配重，然后根据计算结果在校正面 1,2 上加重或去掉不平衡量。具体流程在图 4.6 中已给出。

双面动平衡一级界面如图 4.9 所示，首先，有 4 个下拉框分别可选择实验转子、当前测点选择、当前执行的步骤、信号提取的方法；界面左上方是显示区，显示临界转速、平衡转速、当前转速的具体数值以及当前转速的波形图，其下方可以切换显示用户选择的当前测点的波形图或频谱图；右上方是操作板，放置 7 个功能按钮，以数据保存为例，当该功能按钮空闲时如图 4.10（a）所示。当按下时，若未找到采集设备将会出现如图 4.10（c）的提示；若成功将会出现 4.10（d）的提示，显示采样路径。用户点击确定后开始采样，操作板会如 4.10（b）所示出现醒目的变化（按钮颜色、文本改变，触发采样进度条）。

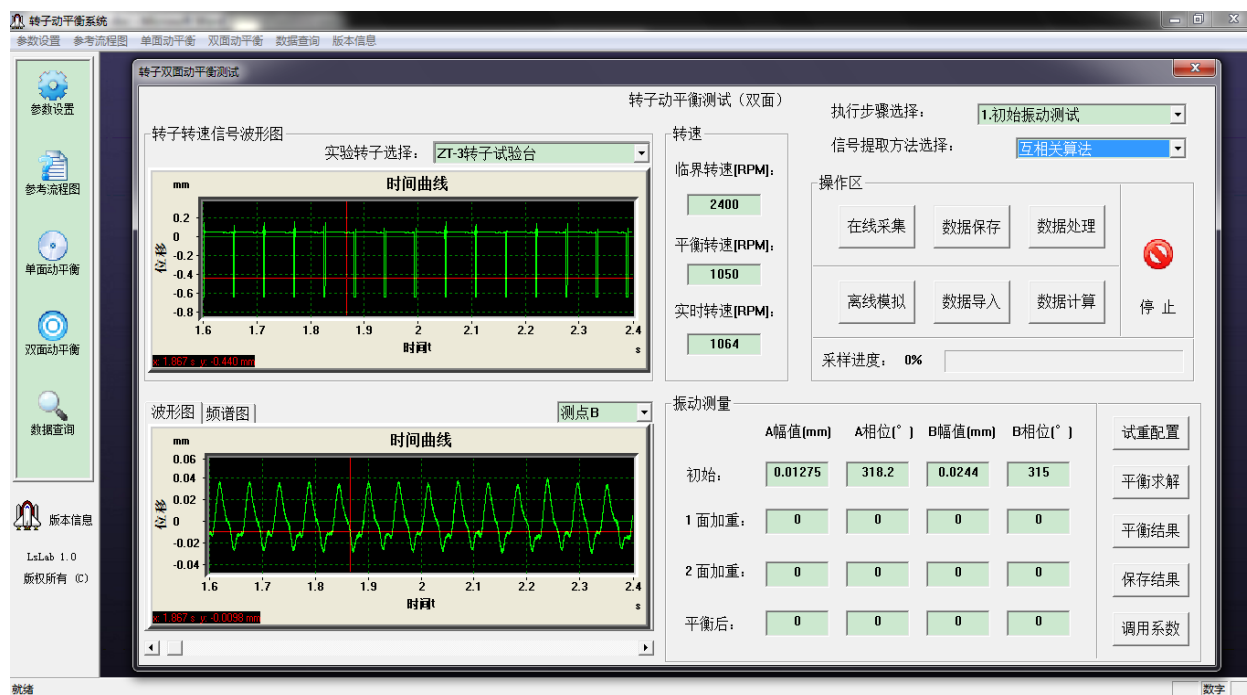
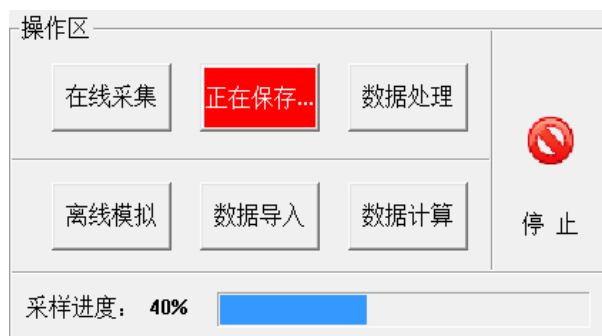


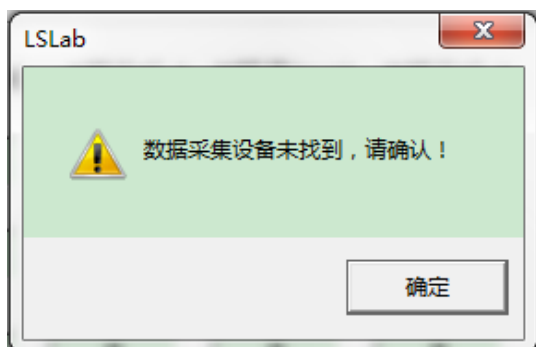
图 4.9 转子双面动平衡一级界面



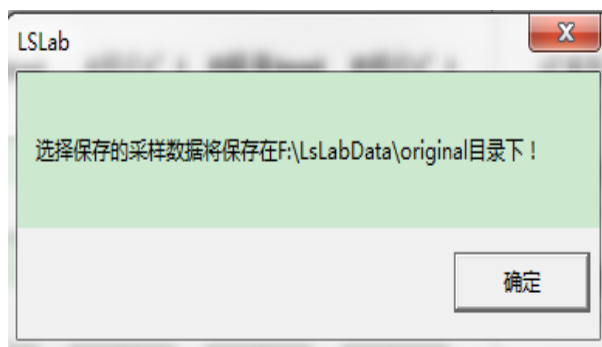
(a) 按钮示例：数据保存



(b) 按钮示例：保存过程界面变化



(c) 按钮示例：未成功提示



(d) 按钮示例：成功后显示保存

图 4.10 操作板按钮示例

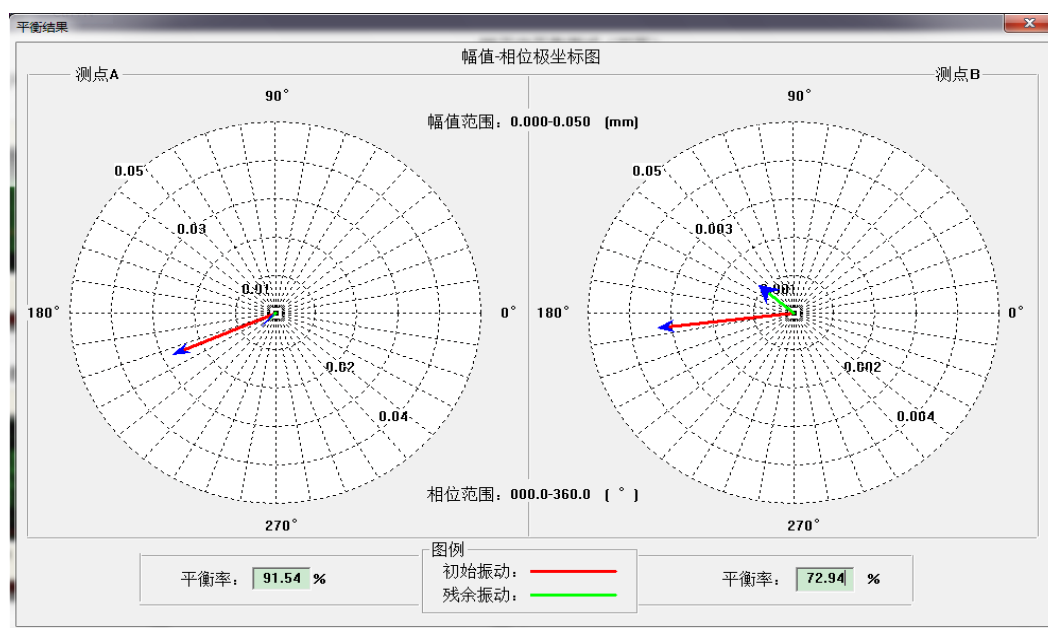
右下区除了显示 4 个状态下的转子 2 个测点的振动信号幅值相位，还有 5 个功能按钮分别对应进入双面动平衡 5 个二级界面，如图 4.11 所示：(a) 试重配置、(b) 平衡求解、(c) 平衡结果、(d) 保存结果、(e) 调用系数。



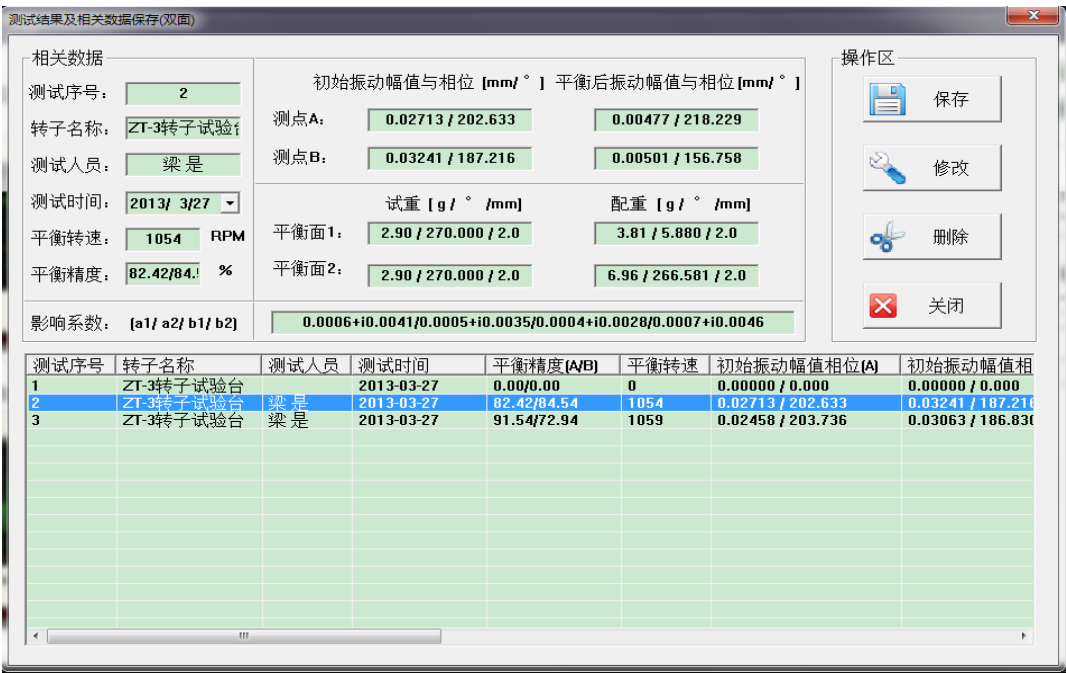
(a) 试重配置



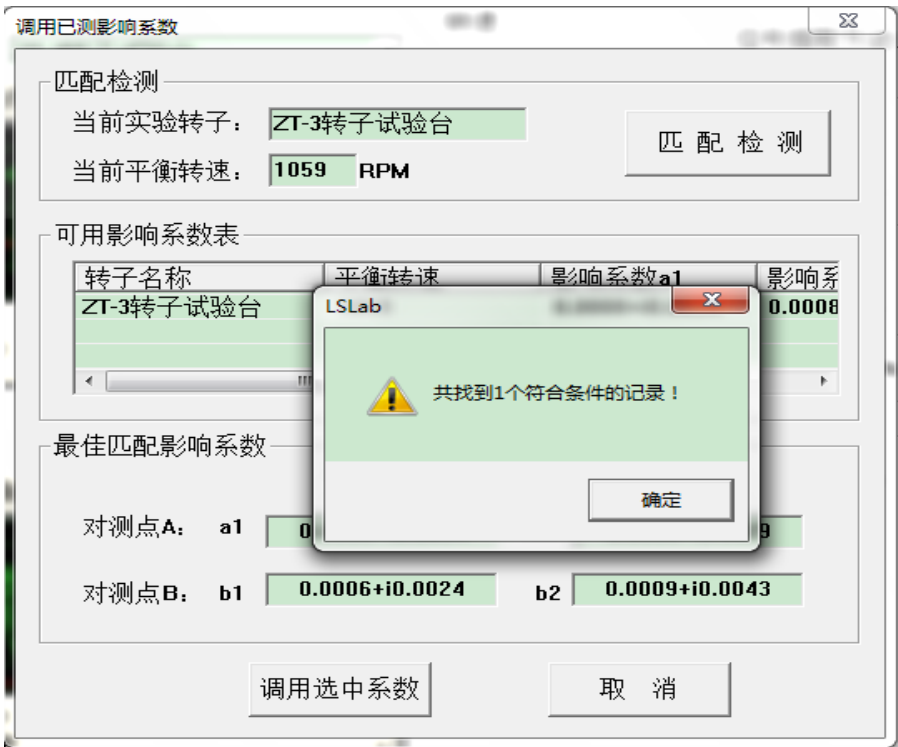
(b) 平衡求解



(c) 平衡结果



(d) 保存结果



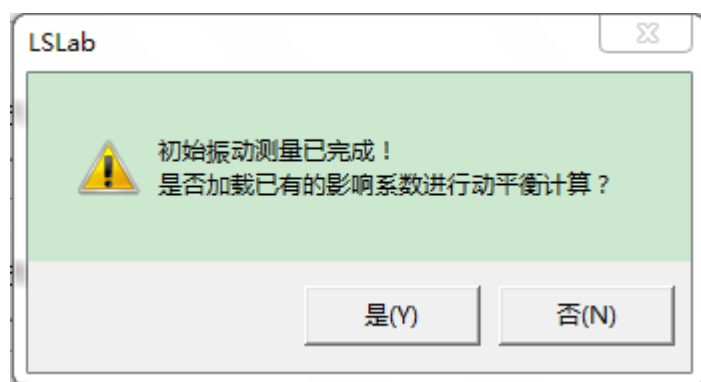
(e) 调用系数

图 4.11 转子双面动平衡的 5 个二级界面

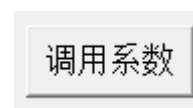
首先在双面动平衡一级界面用户根据提示完成前 3 次振动测量，即：初始振动测量、平衡面 1 加重后振动测量、平衡面 2 加重后振动。然后利用选择的算法提取三次振动的基频幅

值和相位并显示在界面上。然后进入二级界面（a）试重配置，键入配重质量、相位、半径并保存。接着就能在二级界面（b）平衡求解中直接运算出平衡配重，根据计算的结果在转子实验台对应位置加上相同质量的配重或者在其相反的位置上去掉相同质量块。然后开机按步骤完成最后一次振动测量，即：平衡后振动测量。在用相同方法提取出它的基频幅值和相位以后即可点击二级界面（c）平衡结果，在同一幅值-相位极坐标图上画出了 2 个测点初始振动与平衡后的残余振动并配有图例，直观、清晰的将平衡结果呈现，另在每个测点极坐标图下会显示对应的平衡率结果。用户可以根据平衡结果，自行决定是否有必要再平衡一次，即精平衡。至此，该次动平衡的实验结果及相关数据已经全部产生，用户可以考虑进入二级界面（d）保存结果将此次的结果存入数据库，方便下次查询与调用。

理论上在刚性转子动平衡在远低于一阶临界转速情况下，同一转子试验台固定的两个平衡校正面对测点的影响系数是固定的。这个理论的好处是，用户只需一次通过加 2 次试重的方式测出某转子的两个校正面的影响系数，以后再对同一转子进行动平衡即可只用测量初始不平衡量，然后调用对应的影响系数即可计算平衡配重。这种方式只用测量一次初始振动信号，而不需要测量 2 次加试重后的振动信号并停车加试重 2 次，大大的减小动平衡实验的工作量和缩短了实验周期。为此，本文开发的软件据此理论开发了此功能，用户在完成初始振动测量后系统会自动提示用户是否需要加载已有的影响系数，除此之外用户也可以通过右下角的相应对应按钮进入二级界面(e)调用系数，如图 4.12 (a)，(b)所示：



(a) 初始振动测量后影响系数调用提示



(b) 调用影响系数功能按钮

图 4.12 调用影响系数的方式

如图 4.11 (e) 所示，在调用影响系数的二级界面中，有检测匹配功能，该功能按钮会根据转子名称以及转速自动在数据库中匹配对应的影响系数。若用户选择了调用已有影响系数而并非是用实验测出的影响系数，在平衡界面也会发生醒目的变化（影响系数框变为红底白

字）和有文字提示提醒用户当前的计算模式，如图 4.13（a），（b）所示：



(a) 不调用影响系数的求解子界面

(b) 调用影响系数的求解子界面

图 4.13 调用影响系数二级界面平衡求解的变化

4.2.7 数据库及数据查询

数据管理界面主要实现了动平衡实验数据按单/双面分类的显示、查询功能。数据库中存在的数据将以表格的形式列出，可以查看动平衡过程及结果数据，如通道配置、传感器类型、平衡转速、初始振动、残余振动、影响系数、平衡率、配重/试重信息等，还能对记录进行基本的操作，如图 4.14 与图 4.15(a)，(b)所示：

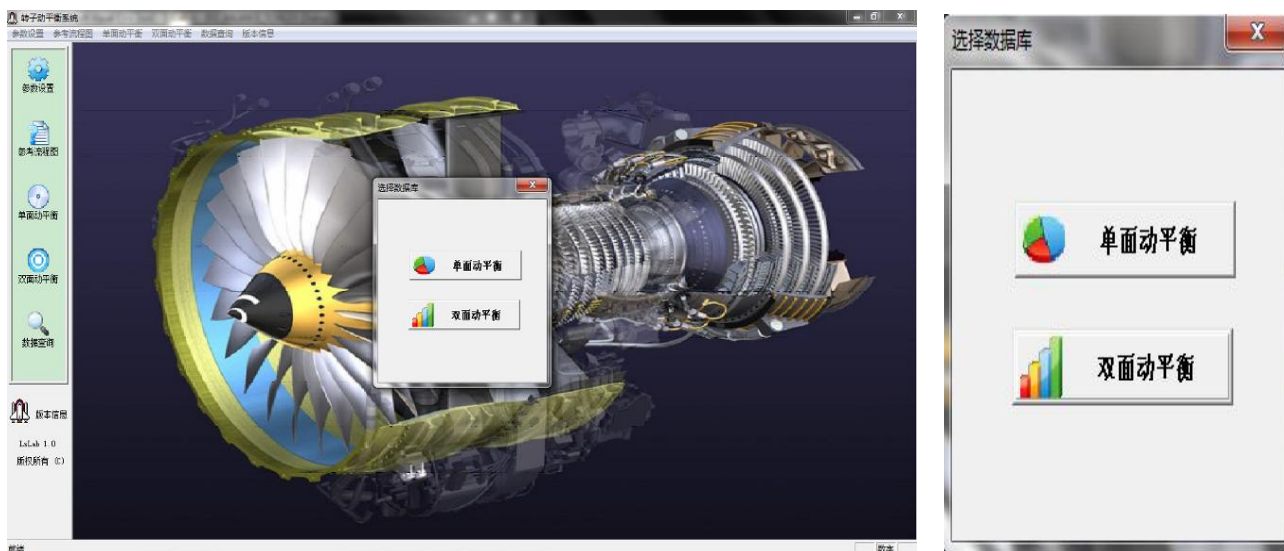


图 4.14 数据查询一级界面

测试结果及数据保存（单面）

相关数据

测试序号: 1

转子名称: ZT-3转子试验台

测试人员: 梁是

测试时间: 2013/ 5/ 8

初始振动幅值与相位 [mm/°] 平衡后振动幅值与相位 [mm/°]

测点: 0.00892 / 292.168 0.00883 / 303.798

试重 [g/°/mm] 配重 [g/°/mm]

平衡面: 2.00 / 180.000 / 2.0 3.42 / 58.499 / 2.0

影响系数: 0.0015+i0.0021 平衡精度: 1.009 %

操作区

增加

修改

删除

2013年5月

今天: 2013/5/8

测试人员	测试时间	平衡精度	平衡转速	初始振动幅值相位	平衡后振动幅值
梁是	2013-04-26	1.009	1094	0.00892 / 292.168	0.00883 / 303.798
梁是	1970-01-01	80.708	1605	0.06386 / 89.803	0.01232 / 78.340

(a) 数据库二级界面：单面动平衡数据管理

测试结果及相关数据保存(双面)

相关数据

测试序号: 3

转子名称: ZT-3转子试验台

测试人员: 梁是

测试时间: 2013/ 3/27

初始振动幅值与相位 [mm/°] 平衡后振动幅值与相位 [mm/°]

测点A: 0.02458 / 203.736 0.00208 / 226.674

测点B: 0.03063 / 186.830 0.00829 / 139.766

试重 [g/°/mm] 配重 [g/°/mm]

平衡面1: 2.90 / 270.000 / 2.0 4.70 / 358.458 / 2.0

平衡面2: 2.90 / 270.000 / 2.0 6.45 / 266.696 / 2.0

0.0008+i0.0034/0.0008+i0.0029/0.0006+i0.0024/0.0009+i0.0043

操作区

保存

修改

删除

关闭

2013年3月

今天: 2013/5/8

测试人员	测试时间	平衡精度(A/B)	平衡转速	初始振动幅值相位(A)	初始振动幅值相位(B)
梁是	2013-03-27	0.00/0.00	0	0.00000 / 0.000	0.00000 / 0.000
梁是	2013-03-27	82.42/84.54	1054	0.02713 / 202.633	0.03241 / 187.216
梁是	2013-03-27	91.54/72.94	1059	0.02458 / 203.736	0.03063 / 186.830

(b) 数据库二级界面：双面动平衡数据管理

图 4.15 数据库二级界面

4.3 本章小结

基于本文研究的转子动平衡理论及转子动平衡实用技术，本文利用 VC6.0++ 针对刚性转子开发了一套完备的、具有一定工程应用价值的转子动平衡系统软件。首先，对系统开发做了科学的总体规划，如明确了系统设计要求、列出了总体与功能框架图。最后介绍了本研发的系统软件，按动平衡实验的顺序依次详细阐述了软件系统的主要功能。

第五章 转子动平衡系统测试实验

实验是科学研究的重要手段，不仅是对研究工作的阶段性检验，而且也可以从实验获得后续研究的启示。本文开发的动平衡系统软件建立在严格的理论分析基础之上，而后又制定了系统设计要求，进行了总体规划，再经过了具体的程序编制工作之后，成功与否必须要经过实验的验证。本章利用动平衡系统软件在 ZT-3 型转子试验台上进行单/双面动平衡实验，通过分析实验结果来验证动平衡理论的正确性及本软件的平衡功效。

5.1 实验平台与设备

5.1.1 实验平台

ZT-3 型转子振动实验台是由东大仪器厂生产的一种用来模拟旋转机械振动的实验装置。该转子实验台是一个综合性实验台架，由电机、转子、调速台等组成，上面可以灵活的安装位移、转速、加速度等物理参量测量的传感器，进行综合性的工程试验，如图 5.1 所示。

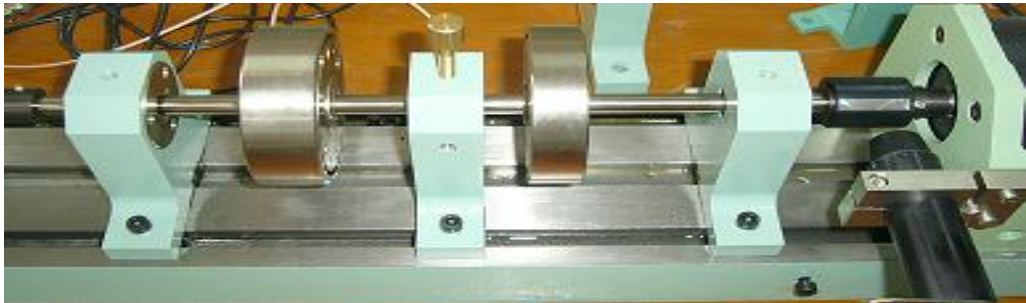


图 5.1 ZT-3 多功能转子模拟实验台实物图

5.1.2 实验设备

实验硬件设备如清单表 5.1 所示：

表 5.1 实验硬件设备清单

序号	名称	数量
1	ZT-3 型转子振动试验台	1 套
2	光电传感器	1 个
3	电涡流传感器	2 个
4	电涡流传感器配套前置器	2 个
5	直流电源	1 个
6	模拟调速台	1 台

表 5.1（续） 实验硬件设备清单

序号	名称	数量
7	NI USB-9234 采集卡	1 套
8	笔记本电脑及工具箱	1 台
9	数据线	若干
10	平衡泥胶（甲、乙）	2 盒
11	微型电子秤	1 个

实物图如图 5.2 所示~5.8 所示。



图 5.2 光电传感器（含反光片）



图 5.3 电涡流传感器及配套前置器



图 5.4 直流电源



图 5.5 模拟调速台



图 5.6 NI USB-9234 数据采集卡



图 5.7 笔记本电脑及工具箱



图 5.8 泥胶（甲）（乙）及微型电子称

实验软件设备：本文基于 VC++6.0 平台及 Microsoft Access 开发的转子动平衡系统（RDBS）。

转子动平衡实验系统的实验数据采集、处理流程图如图 5.2 所示：

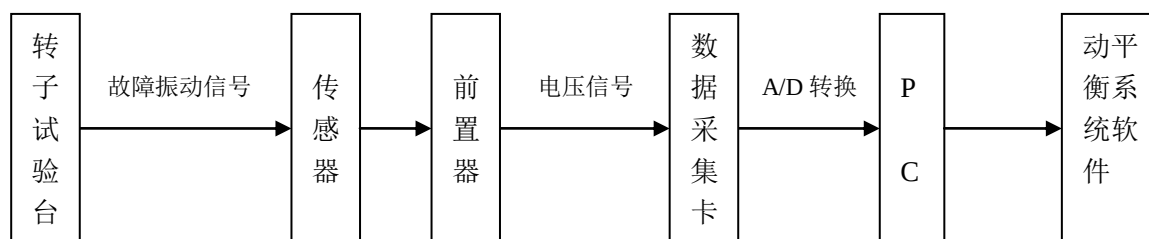


图 5.9 动平衡测试数据采集处理流程

5.2 实验方案设计

为了验证本文研究的理论以及开发的动平衡系统软件的有效性，需要针对刚性转子进行了单/双面动平衡实验。设计的实验方案如下：

(1)传感器的类型选择与安装。如前所述，选择反射式传感器测量基准信号安装时需要对准联轴器上的反光片，垂直于旋转轴等高水平放置；使用电涡流位移传感器测量轴承的振动信号，垂直于旋转轴等高水平安装。

(2)试重选择。选用平衡专用泥胶，胶泥分为两部分：橡皮泥（甲）与固化胶（乙）。其具体使用方法是：试重确定质量后或者计算出配重质量后，取出对应质量的(甲)(乙)胶泥1:1的比例混合，贴于转盘上正确的位置，等若干分钟其凝固后即可。

(3)采样参数。采样频率取 $f_s = 10240$ ，采样点数取 $N = 8192$ ，满足采样定理。

(4)实验台安装。备齐表 5.1 中所有实验硬件。单面动平衡实验：使用短轴、单盘，选定

一个校正面、一个测点，如图 5.10 所示；双面动平衡实验：使用长轴，三盘，选定两个校正面、两个测点，如图 5.11 所示。按单/双面动平衡实验分别组装装转子、选定平衡校正面和放置对应的传感器。接前置器，数据线插入数据采集卡接入电脑。

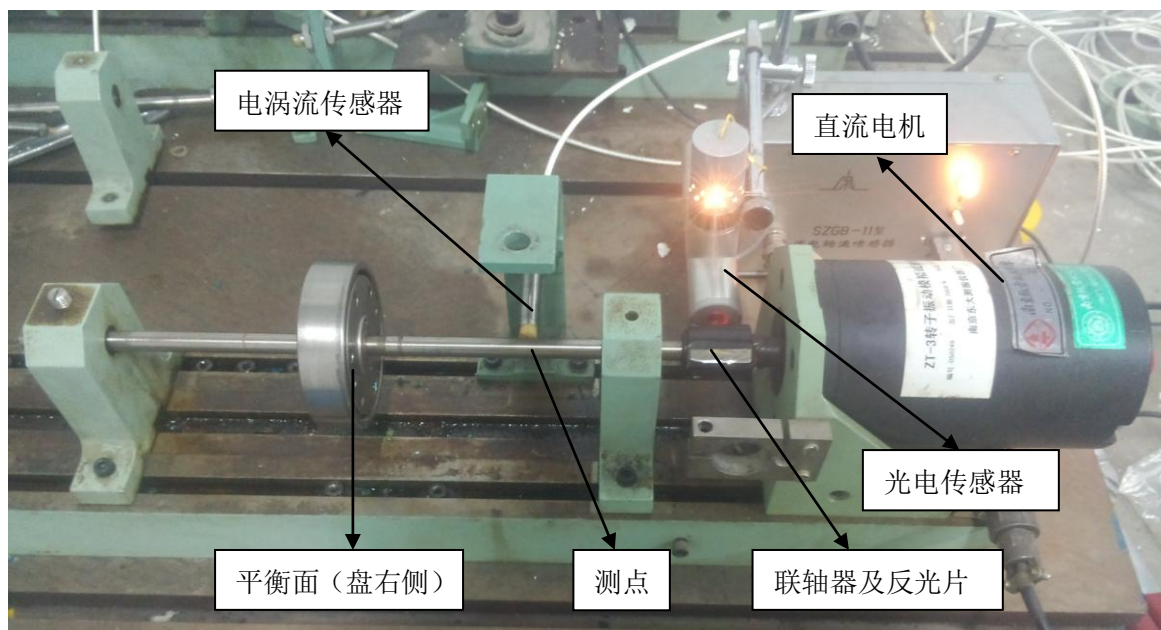


图 5.10 单面动平衡实验短轴单盘转子系统的安装图

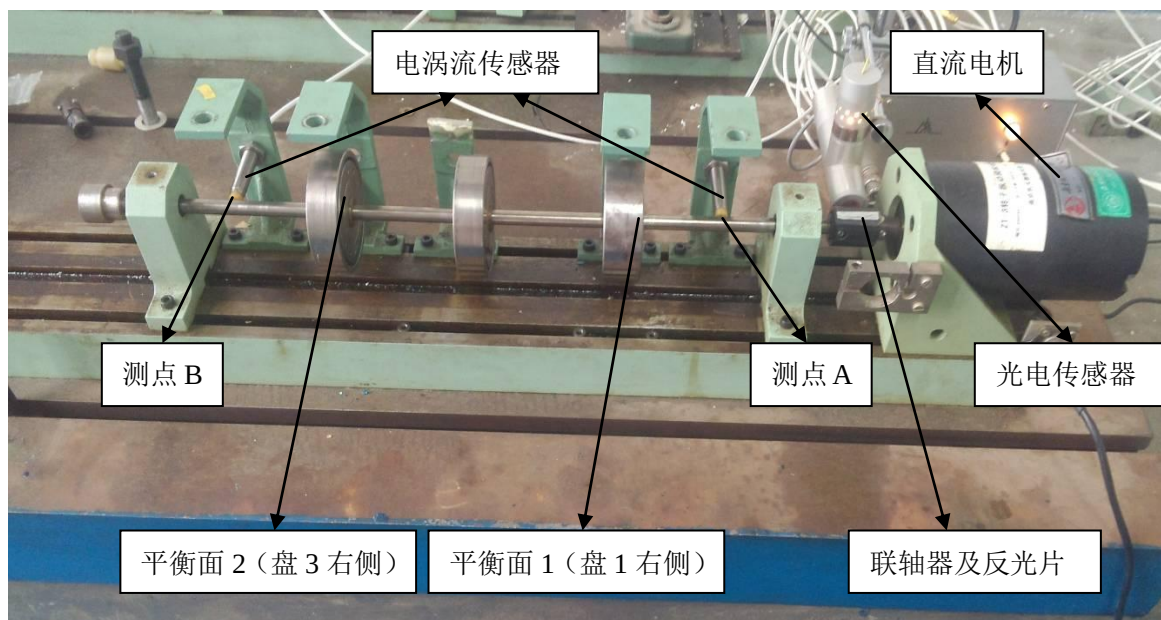


图 5.11 双面动平衡实验长轴三盘转子系统的安装图

5.3 单面动平衡实验

5.3.1 实验步骤

单面动平衡只适用于轴短盘薄的转子。所以单面动平衡实验构建的试验台是短轴单盘转

子，其临界转速约为 4400 rpm ，以平衡转速 1500 rpm 为例，对实验步骤进行说明，并对实验结果进行分析。

（1）按图 5.10 正确安装单盘转子系统，在联轴器上贴上反光片作为参考点。选择转盘的右侧面作为平衡校正面，一端轴承作为测点。光电传感器和电涡流的传感器水平安装垂直于轴向。注意，为保证电涡流传感器的线性输出，其配套的前置器输出电压控制在 12V 左右。

（2）进入动平衡系统软件，首先进入参数设置模块，依次填写转子的基本信息、选择采样参数、注册或选择合适的传感器、选择数据采集模块并配置相应的通道。若是初次进行动平衡实验，操作者应当查看下参考流程图。然后进入单面动平衡界面并启动试验台，开始采集以后系统会自动根据转速信号计算出实时转速。根据显示出的转速利用模拟调速台进行无级调速，将转速稳定至 1500 rpm 。但具体在实验过程中很难精准稳定至规定的平衡转速，只要在 $1500 \pm 10\text{ rpm}$ 这个范围内，我们便认定转速达到稳定。

（3）调转速的过程中，可以切换显示选择的轴承测点振动时域波形图、频域频谱图。转速稳定以后，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，再利用键相信号处理，最后计算结果将自动显示在界面上的振动测量区第一行。

（4）停车，在平衡校正面上加试重，如图 5.12 所示。操作者在软件界面的右下方键入试重的信息（质量、相位、半径）。

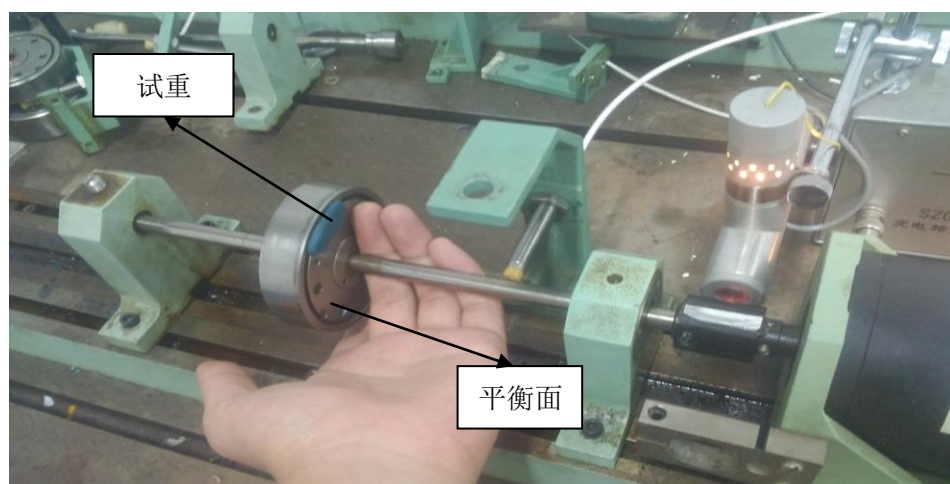


图 5.12 单面动平衡实验平衡面加试重图

（5）开车，调至平衡转速稳定后，开始第加试重后的测量。与（3）相同，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，利用键相信号处理后，计算结果将自动汇总至界面上的振动测量区，显示在第二行。至此，完成了平衡校正面加试重后振动的测量。

（6）进行平衡求解，得到平衡校正面应加平衡配重的信息（质量、相位、半径）以及影响系数会显示在单面动平衡一级界面上。

（7）停车，根据界面中显示的配重信息（质量、相位、半径），在选定的平衡校正面上准确的加上配重，如图 5.13 所示。

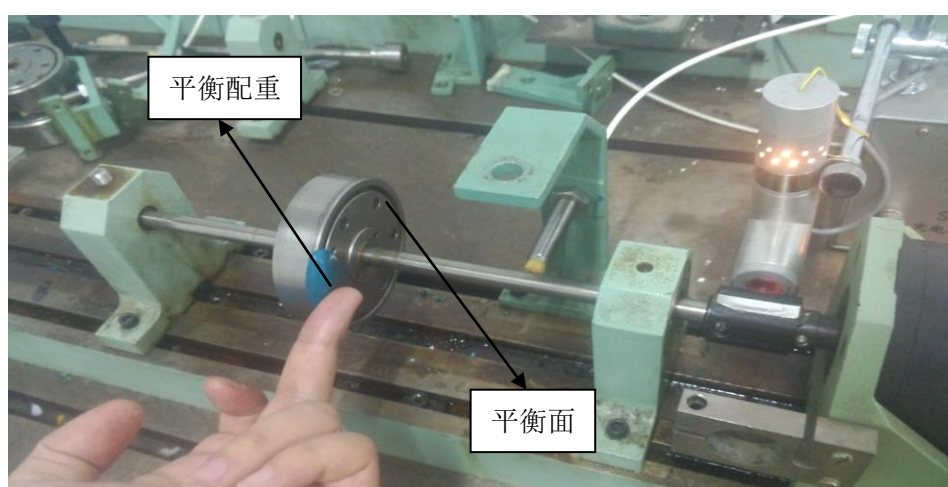


图 5.13 单面动平衡实验平衡面加平衡配重图

（8）开车，再将转速稳定至平衡转速，开始平衡后测量。如（3）相同，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，利用键相信号处理后，计算结果将自动汇总至界面上的振动测量区，显示在第三行。进入平衡结果子界面，查看残余振动量与平衡率。根据平衡效果的好坏，不满意可选择再次平衡执行（3）~（8）步直至满意；若符合期望，则进入保存结果子界面保存实验数据及结果。

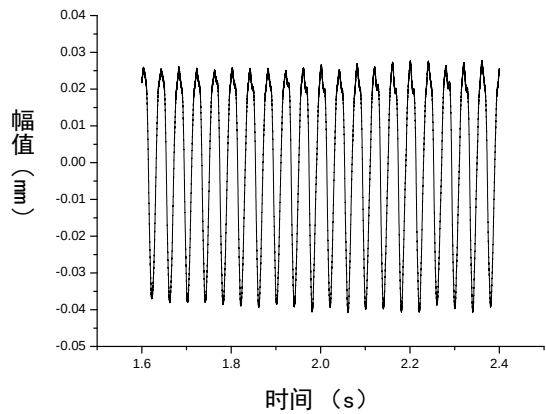
5.3.2 实验数据及分析

按上述步骤进行实验后，即可得到在平衡转速 $1050rpm$ 下的实验数据和实验结果，如表 5.2 和图 5.14、5.15 所示。

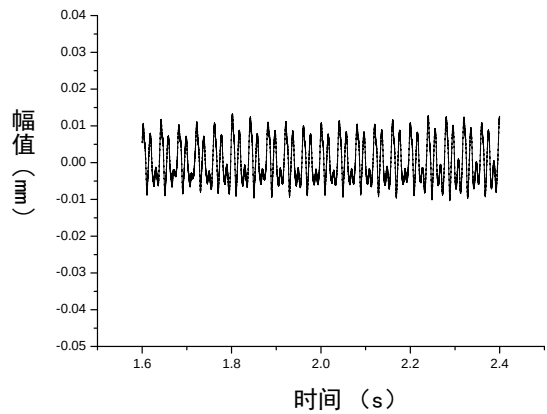
转子平衡前后测点的时域波形图和频谱图的对比分别如图 5.14 (a), (b) 和 5.15 (a), (b) 所示。转子动平衡系统软件平衡结果如图 5.15 所示。

表 5.2 单面动平衡实验数据及实验结果

平衡转速	测点	
1500rpm	振幅（mm）	相位（°）
初始振动	0.03138	327.568
加试重后振动	0.02458	18.46
平衡后振动	0.00301	12.066
试重	2.90 ∠0°	
平衡配重	3.67 ∠50°	
平衡率	90.41%	

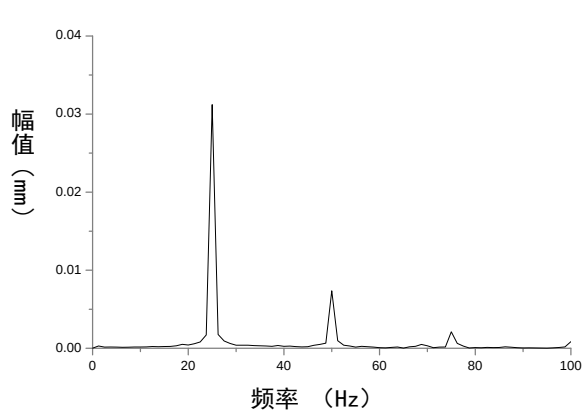


(a) 平衡前测点时域波形图

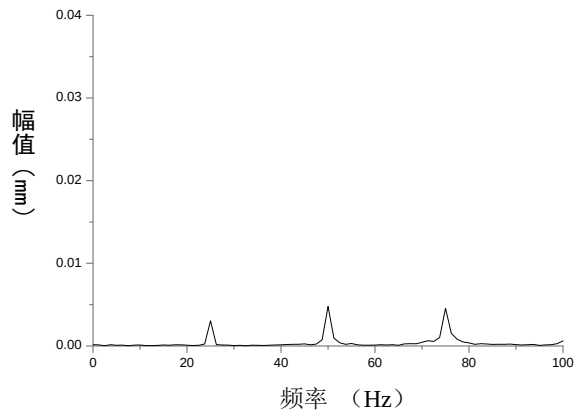


(b) 平衡后测点时域波形图

图 5.14 平衡前后测点时域波形对比图



(a) 平衡前测点频谱图



(b) 平衡后测点频谱图

图 5.15 平衡前后测点频谱对比图

从表 5.2 得知，通过本动平衡系统软件一次单面平衡后，可知短轴单盘转子系统的振动幅值大幅度降低；从图 5.14 可以看出，该转子的振动波形幅值已比较小；从图 5.15 可以得知，该转子不平衡量引起的基频特征振动幅值已经非常小，甚至低于二倍频、三倍频的振动幅值；最后通过本系统软件的实验结果图 5.16 可知具体的平衡率达到了 90.41%。

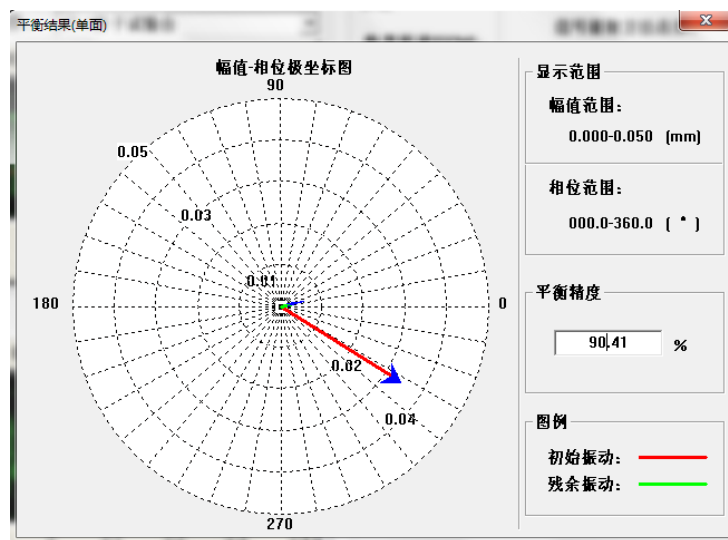


图 5.16 单面动平衡系统软件实验结果图

5.4 双面动平衡实验

5.4.1 实验步骤

不失一般性，双面动平衡实验构建的试验台是三盘转子，其临界转速约为 1900 rpm ，以平衡转速 1050 rpm 为例，对实验步骤进行说明，并对实验结果进行分析。

(1) 按图 5.11 正确安装三盘转子系统（从右至左依次为盘 1，盘 2，盘 3），在联轴器上贴上反光片作为参考点。选择盘 1 与盘 3 的右分别为动平衡的平衡面 1 与平衡面 2。光电传感器和电涡流的传感器水平安装垂直于轴向。注意，为保证电涡流传感器的线性输出，其配套的前置器输出电压控制在 12 V 左右。

(2) 进入动平衡系统软件，操作与单面动平衡第 (2) 步相似，但在选择数据采集模块后时需注意单面动平衡是配置 2 个通道，而双面动平衡是配置 3 个通道。若是初次进行动平衡实验，操作者应当查看下参考流程图。然后进入双面动平衡界面并启动试验台，开始采集以后系统会自动根据转速信号计算出实时转速。根据显示出的转速利用模拟调速台进行无级调速，将转速稳定至 1050 rpm 。但具体在实验过程中很难精准稳定至规定的平衡转速，只要

在 $1050 \pm 10 \text{rpm}$ 这个范围内，我们便认定转速达到稳定。

（3）调转速的过程中，可以切换显示两个轴承测点 A、B 的振动时域波形图、频域频谱图。转速稳定以后，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，再利用键相信号处理，最后计算结果将自动显示在界面上的振动测量区第一行。完成了初试振动的测量后，会出现是否调用已有的影响系数的询问提示。如果用户选择了调用数据库中的影响系数，则直接跳至（8）；相反则继续（4）。

（4）停车，在平衡校正面 1 上加试重，如图 5.17 所示。操作者进入试重配置子界面键入试重 1 的质量、相位、半径。

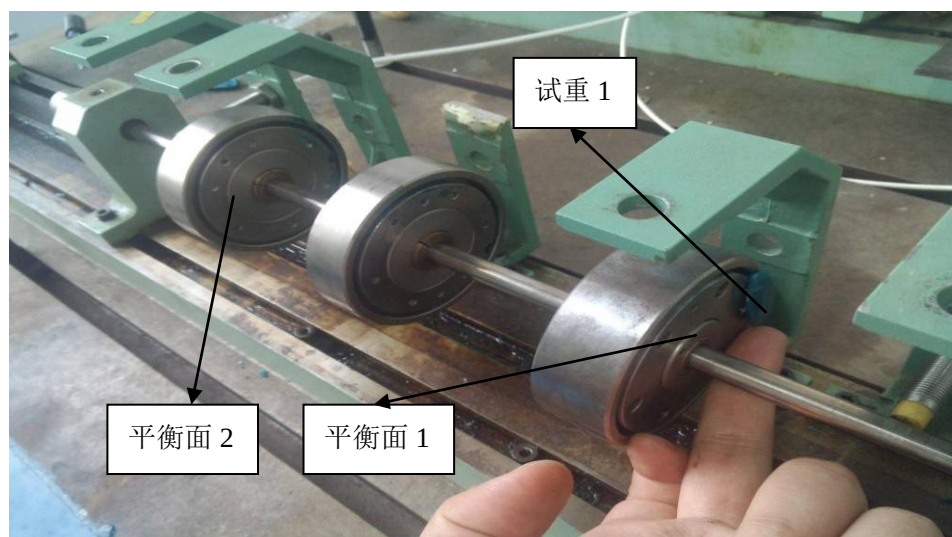


图 5.17 双面动平衡实验平衡面 1 加试重图

（5）开车，调至平衡转速稳定后，开始第加试重后的第一次测量。与（3）相同，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，利用键相信号处理后，计算结果将自动汇总至界面上的振动测量区，显示在第二行。至此，完成了平衡校正面 1 加试重后振动的测量。

（6）停车，去掉平衡校正面 1 上的试重 1，在平衡面校正面 2 上加试重，如图 5.18 所示。重复（4）的操作。

（7）开车，调至平衡转速稳定后，开始第加试重后的第二次测量。与（3）相同，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，利用键相信号处理后，计算结果将自动汇总至界面上的振动测量区，显示在第三行。至此，完成了平衡校正面 2 加试重后振动的测量。

（8）进入平衡配重求解界面，进行平衡求解，得到平衡校正面 1,2 各自平衡配重的信息（质量、相位、半径）。当然，操作者也可查看影响系数。

（9）停车，根据平衡配重界面中显示的配重信息（质量、相位、半径），在两个平衡校正面上准确的加上配重，如图 5.19 所示。

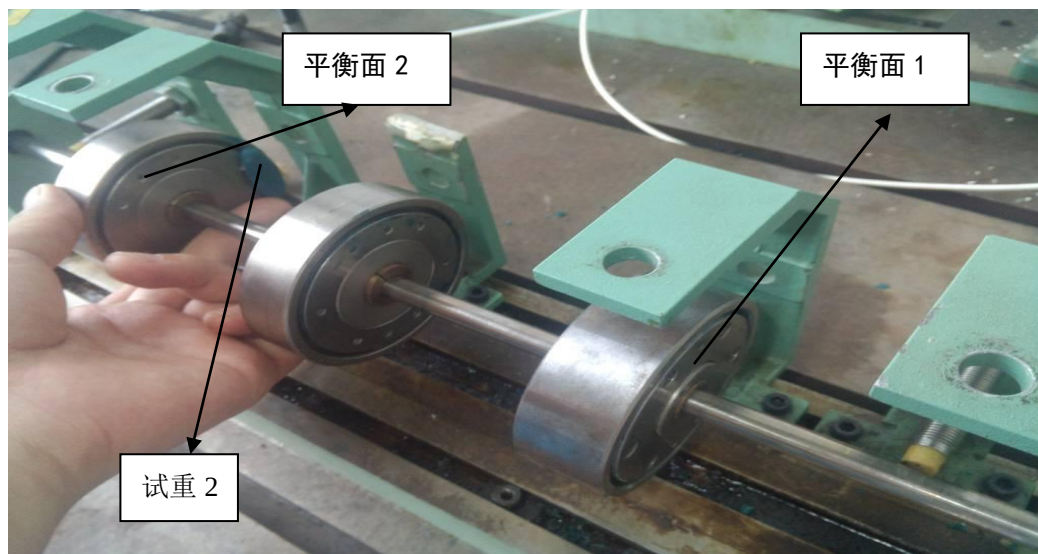


图 5.18 双面动平衡试验平衡面 2 加试重图

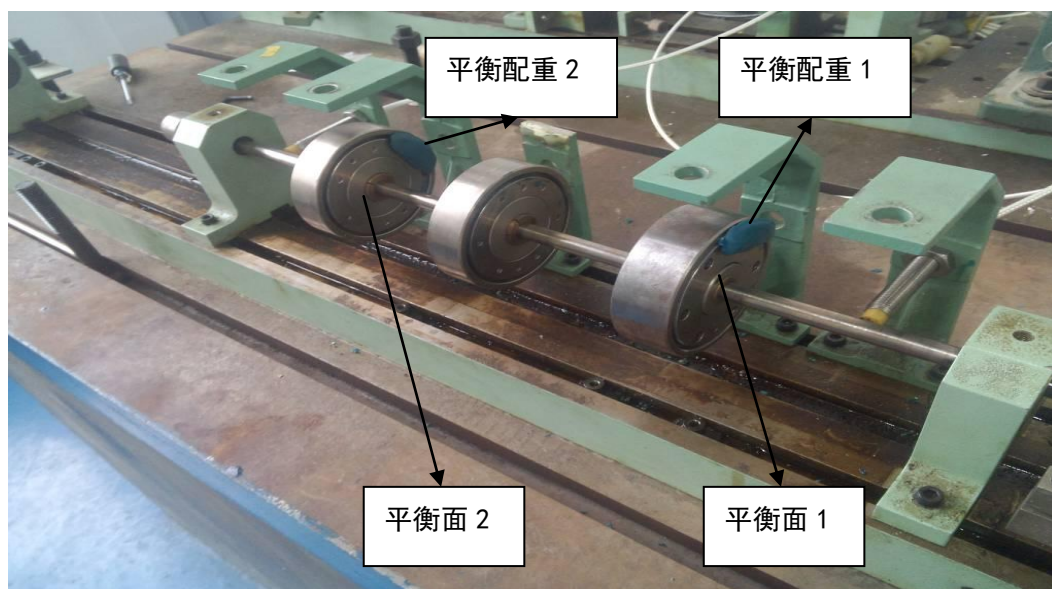


图 5.19 双面动平衡试验平衡面加平衡配重

（10）开车，再将转速稳定至平衡转速，开始平衡后测量。如（3）相同，采集振动信号并从中提取基频信号的幅值与相位，利用键相信号处理后，计算结果将自动汇总至界面上的振动测量区，显示在第四行。进入平衡结果子界面，查看残余振动量与平衡率。根据平衡效果的好坏，不满意可选择再次平衡执行（3）~（10）步；若符合期望，则进入保存结果子界面保存实验数据及结果。

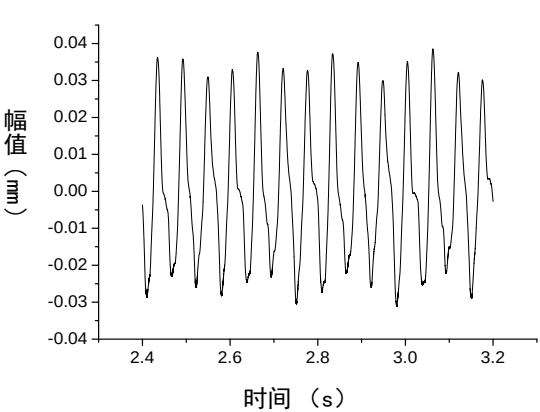
5.4.2 实验数据及分析

按上述步骤执行实验后，即可得到在平衡转速1050rpm下的实验数据和实验结果如表 5.3 和图 5.20-5.24 所示。

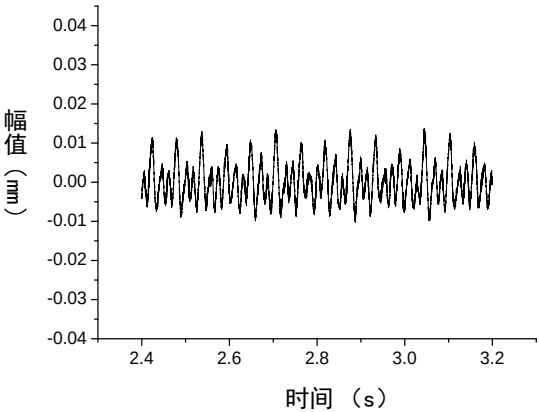
转子平衡前后测点 A 的时域波形图和频谱图的对比分别如图 5.20 (a)，(b) 和 5.21 (a)，(b) 所示；转子平衡前后测点 B 的时域波形图和频谱图的对比分别如图 5.22 (a)，(b) 和 5.23 (a)，(b) 所示。转子动平衡系统软件平衡结果如图 5.24 所示。

表 5.3 双面动平衡实验数据及实验结果

平衡转速	测点 A		测点 B	
	振幅 (mm)	相位 (°)	振幅 (mm)	相位 (°)
1050rpm				
初始振动	0.02458	203.736	0.03063	186.830
面 1 加重后	0.01795	222.538	0.02456	192.164
面 2 加重后	0.01903	219.152	0.01972	197.961
平衡后振动	0.00208	219.152	0.00829	139.766
面 1 试重	2.9g∠270°			
面 2 试重	2.9g∠270°			
面 1 配重	5.0g∠358°			
面 2 配重	6.9g∠267°			
平衡率	91.54%		72.94%	

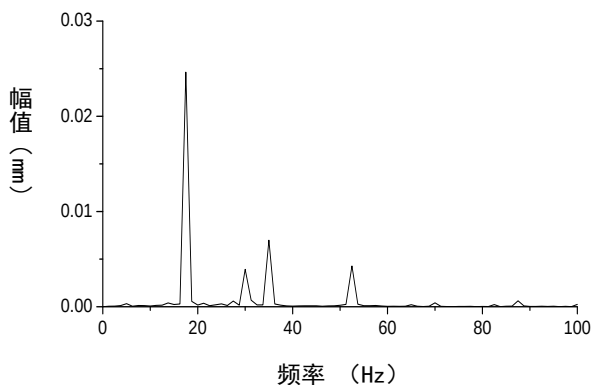


(a) 平衡前测点 A 时域波形图

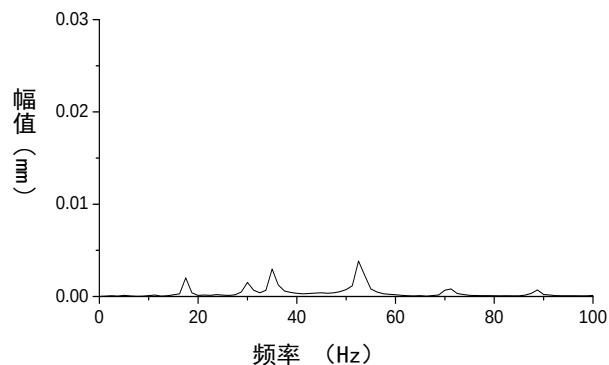


(b) 平衡后测点 A 时域波形图

图 5.20 平衡前后测点 A 时域波形对比图

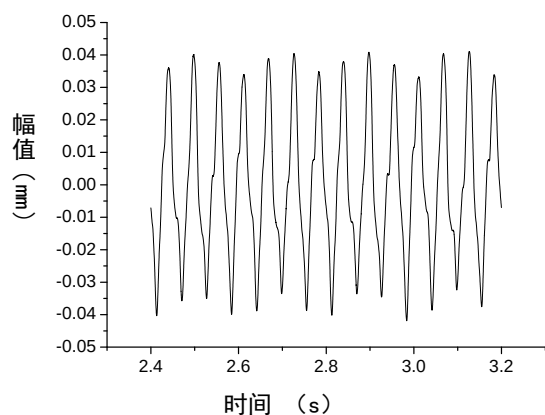


(a) 平衡前测点 A 频谱图

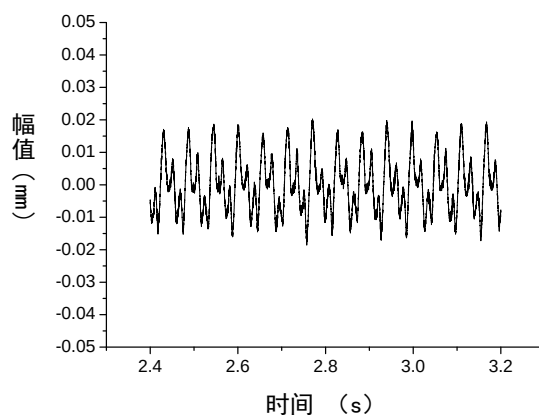


(a) 平衡后测点 A 频谱图

图 5.21 平衡前后测点 A 频谱对比图

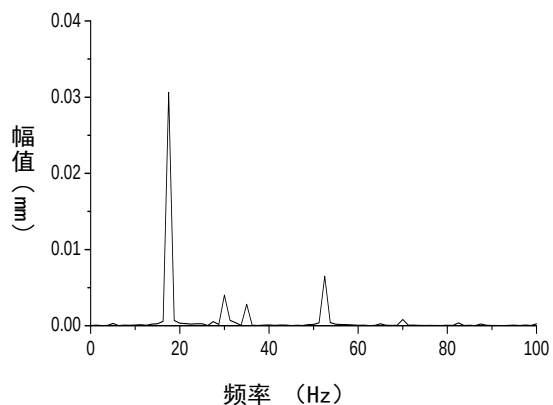


(a) 平衡前测点 B 时域波形图

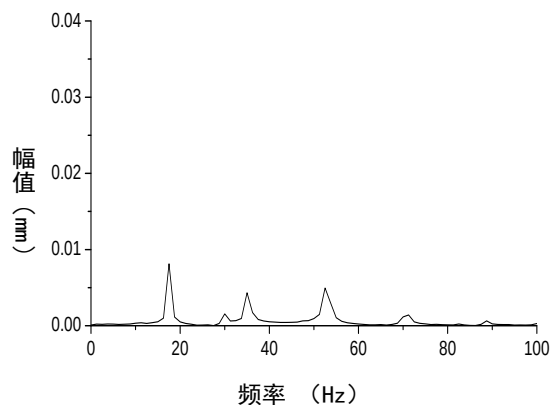


(b) 平衡后测点 B 时域波形图

图 5.22 平衡前后测点 B 时域波形图对比



(a) 平衡前测点 B 频谱图



(b) 平衡后测点 B 频谱图

图 5.23 平衡前后测点 B 频谱对比图

从表 5.3 得知，通过本动平衡系统软件一次单面平衡后，可知长轴三盘转子系统的振动幅值较大幅度降低；从图 5.20 和图 5.22，可以看出，该转子的振动波形幅值已比较小，其中测点 A 的平衡效果较 B 要好；从图 5.21 和图 5.23 可以得知，该转子不平衡量引起的基频特征振动幅值已经非常小，与二倍频、三倍频的振动幅值相近甚至低于它们；用户可以进入平衡结果界面直接查看实验结果。软件根据该次实验数据自动绘制的幅值-相位极坐标图，表明初始不平衡量与残余不平衡量的大小、具体位置以及最终平衡效果。平衡率如图 5.24 所示：测点 A，91.54%；测点 B，72.94%。

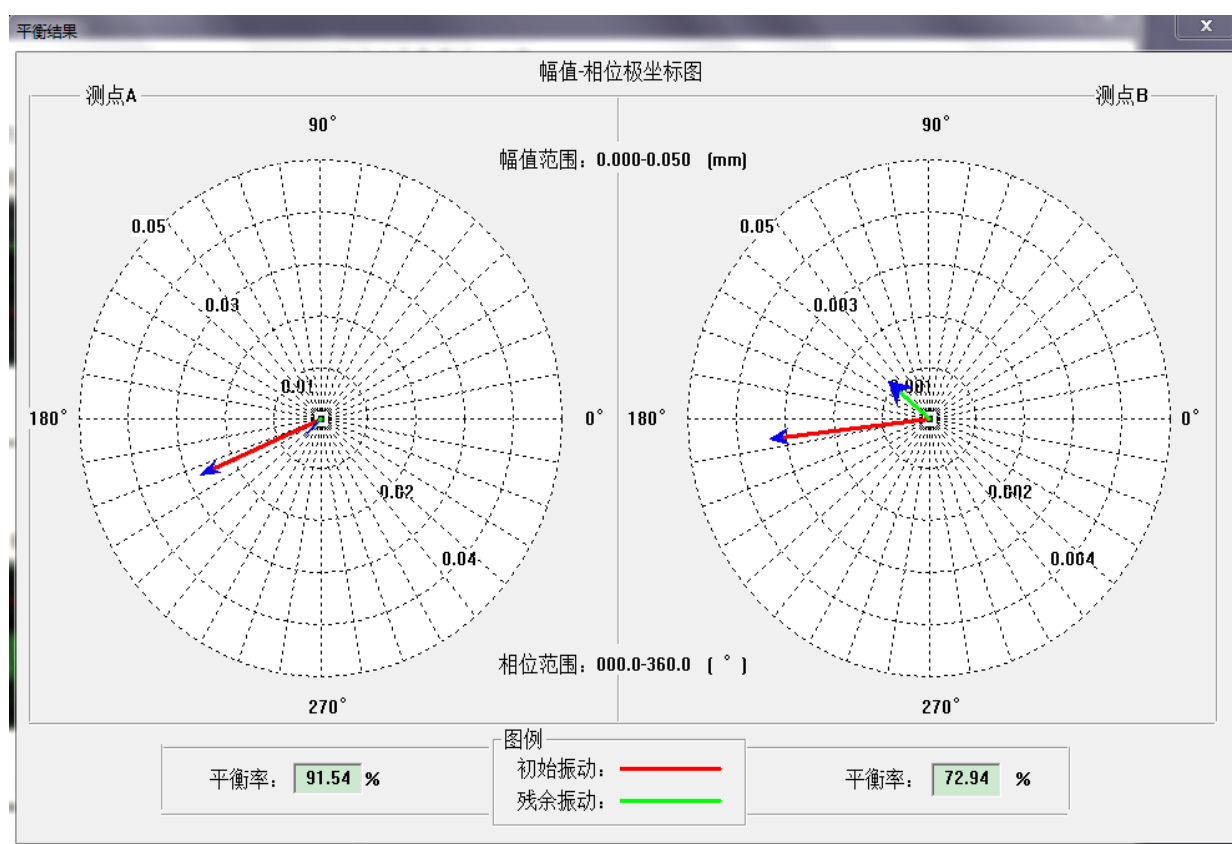


图 5.24 双面动平衡系统软件实验结果图

该长轴三盘转子系统的一阶临界转速是 1900 rpm 。为了能比较平衡前后转子通过临界转速的振动情况，使其从 1400 rpm 增速至 2000 rpm ，并绘制其振动幅值图，如图 5.25 所示：

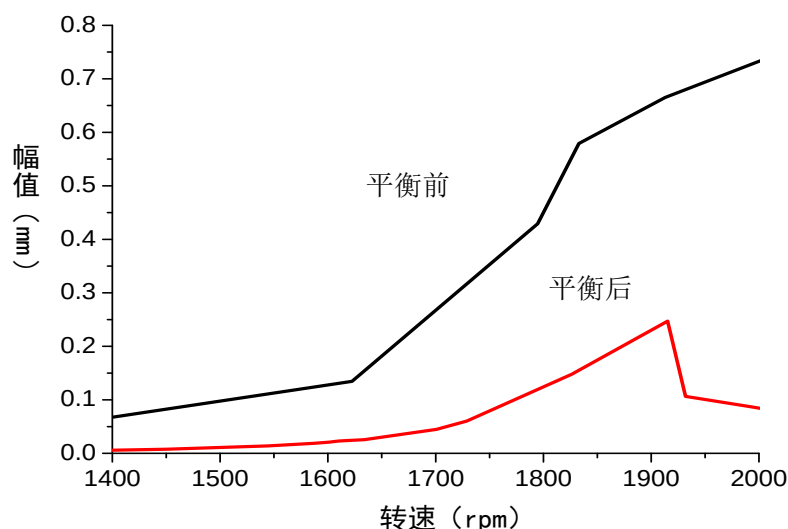


图 5.25 平衡前后转子通过一阶临界转速振幅对比图

经过动平衡后，使得原先不能通过 1900 rpm 一阶临界转速的转子系统（平衡前接近临界转速处振动急剧增大，有损坏转子的危险）十分顺利地通过临界状态。

5.5 实验误差分析

误差总是存在的，而误差的来源也是多方面的，例如实验的测量误差，计算机截断精度误差，数据采集误差，系统软件提取基频的相位误差，动平衡复数方程组的求解误差等。对每一步进行误差分析，采取合理的措施防止误差的累积与放大，才能避免其对实验结果造成大的干扰。

5.5.1 幅值、相位计算误差分析

由第二章动平衡原理可知，作为动平衡方程组的运算因子项，基频幅值与相位准确与否直接决定运算结果的好坏。影响基频相位与幅值提取的干扰因素有：

（1）硬件方面：电涡流位移传感器输出电压超出其线性区。

（2）干扰信号：转子本身还存在着其他故障，如不对中、松动引起的倍频分量。

（3）提取方法：信号分析方法的好坏，是否能精确提取基频信号。特别是靠近临界转速时，基频信号的相位是不断变化的，相位很难提取精确，所以平衡转速应当远离临界转速。

5.5.2 影响系数法求解误差

试验中通过加试重的方式，分别得到两个平衡校正面对两个测点的影响系数。而影响系数求解不平衡量的实质就是通过解由这四个影响系数为系数的方程组，即式 2-(9),2-(10)。这一环节常见的问题是式 2-(9),2-(10)两个方程相互线性度很高，那么解出的影响系数矩阵有较

大的条件数，可能出现病态矩阵。基于病态矩阵求解出的平衡配重往往高出真实值数倍，这样的计算结果是错误的。为了避免出现病态矩阵，应注意以下问题：

（1）相对于初始振动幅值而言，两次加试重后的振动幅值均应该改变 20% 以上。否则，容易出现病态方程。

（2）平衡面的选择要具有一定的不相关性。平衡面的相关性是指一个平衡面对各个测点的振动影响能够由其他平衡面产生的振动影响代替，一般是因为各个平衡面之间的距离太近。具体到双面动平衡实验中即是两个平衡校正面引起的振动可近似由其中一个平衡面完成，由这样两个相关度较高的平衡校正完成实验得到的往往是病态影响系数矩阵。所以在选择平衡时，要确保两个平面加同样试重后，同一测点的改变不能相同或相近。

（3）平衡面不能离测点太远。否则会使影响系数太小，也可能会得到病态方程。

5.5.3 试重的误差

在本文搭建的实验平台中，盘上均布了 6 个可以加螺钉的孔，若用螺钉作为试重或配重，那么相位角是固定的，显然这根本不符合动平衡算法和实验要求。所以本文采用了平衡胶泥作为试重或配重的方法，其优点是可以 360° 无死角的加试重，非常灵活；试重形状与可以自适应转子形状，契合度高，牢靠。但其密度较小，质量一定时，需要较大体积，即试重有着一定宽度。所以加重时，只能以胶泥的质心为加重点，这使得加重的相位角存在一定误差。另外，转盘划分的刻度最小为 5° ，也使得加重的位置不能十分精确。

5.6 本章小结

本章的主要内容是通过搭建真实的转子动平衡试验台—分别组建了一个短轴单盘转子和一个长轴三盘转子来测试、验证本文开发的转子动平衡软件系统主要功能和平衡效果。首先，介绍了动平衡实验需要的装置、设备。然后，针对单/双面动平衡进行了实验方案设计。然后，列出了单/双面动平衡具体步骤，配以示意图；按步骤进行实验后，对得到的实验数据及结果进行了对比分析。最后，对动平衡实验中可能出现的误差进行了分析，并给出了如何避免或减小误差的若干对策。由本章实验测试结果可知，本文研发的系统能够明显的降低转子振幅、平衡率高、快捷准确，具有一定工程应用价值和前景。

第六章 总结与展望

6.1 总结

本文内容的核心有三方面：一、研究了转子动平衡的基本理论、方法和实用技术。二、将理论与实践相结合，利用 VC++6.0 完成了转子动平衡软件系统的开发。三、实验验证。现将本文具体工作总结如下：

（1）阐述了转子动平衡理论和技术的研究现状，并对发展趋势进行了预测。

（2）研究了转子的动平衡理论与实用方法。其中，主要是针对刚性转子做了大量的研究工作，详细具体的阐述了单/双面动平衡影响系数法的原理和具体步骤；对挠性转子的动平衡理论和方法进行了最为基础的介绍。

（3）详细介绍提取基频信号的幅值和相位的三种方法，并进行了对比研究。互相关法由于它精度较高，通用性好，抗倍频干扰信号强，选作本文实验时用于提取基频的方法。

（4）学习研究了 VC++6.0, 并基于其开发了一套功能完备的转子动平衡系统。实现了参数设置、多通道数据采集、多线程数据处理与分析、转速测量、基频振动信号的提取、动平衡算法的集成、时域波形图/频谱图的实时显示、单/双面动平衡、离线模拟等功能的设计与实现，基于 ODBC 数据库编程与 Microsoft Access 的实验数据管理等功能以及解影响系数法复数方程组类的编写。

（5）通过图文的方式详细介绍了本文开发的系统软件，说明了其主要功能和系统操作人性化、具有良好的人机交互界面的特点。

（6）利用 ZT-3 型转子振动试验台进行单/双面动平实验。经过测试证明，本系统软件能够稳定、可靠的运行，实现了（4）中所述的全部功能。通过在真实短轴单盘/长轴三盘转子系统上进行测试，实验结果表明，本系统确实能有效减小转子不平衡量，大幅度降低振动幅值，有着较好的平衡率，反应快，易上手，具有良好的应用前景。

6.2 展望

本文主要是研究了转子动平衡理论、方法与技术，开发了基于 VC++6.0 的转子动平衡系统软件。通过实践证明了其功能性、有效性和工程应用价值。但由于本人的精力与水平均有

限在，本文难免还存在不足之处，在今后的研究工作之中，尚有一些值得进一步研究的工作：

- （1）继续深入研究挠性转子的动平衡理论和技术。
- （2）应用其他平衡原理和方法，集成更多的不平衡求解算法。对系统进行挠性转子动平衡功能的开发。
- （3）研究平衡后的刚性转子在高转速下的振动响应。

参考文献

- [1] 刘铁峰, 范征宇, 黄成军. 基于 DSP 的高速数据采集与处理系统[J]. 微处理机, 2000, 5 (12) : 45-46.
- [2] 邹慧君, 张春林, 李杞仪. 机械原理(第 2 版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [3] 赵科. 基于虚拟仪器的现场动平衡测试仪的开发[D]. 杭州: 浙江大学, 2002.
- [4] 杨国安. 转子动平衡实用技术[M]. 北京: 中国石化出版社, 2011, 1(1): 1-2.
- [5] 刘正士. 转子动平衡的相对系数法及其在动态信号分析仪上的实现[J]. 机械强度, 1994, 16 (4) : 53-57.
- [6] 屈梁生, 邱海, 徐光华. 全息动平衡技术:原理与实践[J]. 中国机械工程, 1998, 9(1): 60-64.
- [7] 徐宾刚, 屈梁生, 孙瑞祥. 基于影响系数法的柔性转子无试重平衡法研究[J]. 西安交通大学学报. 2000,34(7): 63-67.
- [8] Liu Shi. A New Balancing Method for Flexible Rotors Based on Neuro-fuzzy System and Information Fusion[J].Lecture Notes in Computer Science,2005, 13(3): 757-760.
- [9] 周仁睦. 转子动平衡原理、方法和标准[M]. 北京: 化工工业出版社, 1992.
- [10] 明日和彦等. 转子动平衡实验[M]. 长春: 吉林人民出版社, 1980.
- [11] 王汉英等. 转子动平衡技术与动平衡机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [12] 钟一鄂, 何衍宗, 王正, 李方泽. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987, 11 (1) .
- [13] 叶能安. 动平衡原理与动平衡机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [14] 屈维德, 唐恒龄. 机械振动手册(第 2 版)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [15] 樊振江. 机械振动及其计算机辅助测试技术 (第一版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [16] T.P.Goodman, A least-squares method for computing balance corrections, ASME Journal of Engineering for Industry, 1964, 86: 273-279.
- [17] 郭俊华, 刚性转子动平衡技术及系统研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2012.
- [18] 白志刚. 转子振动及平衡检测系统的研究[J]. 北京: 华北电力大学, 2001.
- [19] V.Arabelian, M.Dahan. Dynamic Balancing of Mechanisms[j]. Mechanics Research Communications, 2000,27(1):1-16.
- [20] 唐一科, 彭浩, 李文清. 基于 DSP 的高速转子动平衡测试系统的转速测试法.[J] 重庆大学学报, 2006, 10(4): 12-14.
- [21] 周保堂. 旋转机械的动平衡原理和方法[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1991.
- [22] 郭俊华, 伍星, 刘小勤, 闫天延.转子动平衡中振动信号幅值相位的提取方法研究[J].机械与电子, 2011 (10) : 6-10.
- [23] 陈果, 李爱. 航空器检测与诊断技术导论[M]. 北京: 航空工业出版社, 2012.
- [24] Ferrero A. A new approach to the Fourier analysis of periodic signals for the minimization of the phase errors IEEE trans[J]. Instrumentation and Measurement, 1991, 40(4): 694-698.
- [25] Duhamel P, Vetterli M.Fast fourier transform: A tutorial review and a state Of the art[J].Signal Processing, 1990, (19): 259-299.
- [26] 王立忠, 屈梁生. 滤波器的除噪作用及其在工程中的应用[J]. 中国设备工程, 2001, (7) : 35-36.
- [27] 邱仲潘, 柯渝, 谢燕华. Visual C++ 6.0 从入门到精通[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.
- [28] 孙鑫, 余安萍. VC++深入详解[M]. 北京: 电子工业出版社, 2006.
- [29] 李玉中, 黄业清.Visual C++高级界面特效制作百例[M].北京: 电子工业出版社, 2006.
- [30] David J.Krulinki, George Shepherd. Visual C++ 6.0 技术内幕[M]. 美国: 微软出版社, 1999.
- [31] 曹飞飞, 赵永发, 朱晓. Visual C++ 全能速查宝典[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2012.

致 谢

本毕业设计能够顺利的完成，是因为得到了很多人的帮助与支持。

首先要感谢我的毕设导师——陈果老师。从论文的选题、系统开发、转子实验、论文的撰写，陈老师都提供良好的条件和悉心的指导。在我从零开始学 VC 的过程中，陈老师不仅知识上倾囊相授支持我，在精神也经常鼓励我，让我建立了独立开发系统的信心。在这半年的毕设过程中，陈老师扎实的理论基础、严谨客观的治学态度、勤奋努力不达目的誓不罢休的科研精神给我留下了及其深刻的印象。陈老师一直以来对我的严格要求使我受益匪浅，这里我再次向陈老师表示衷心的感谢。

在整个毕设过程中，还要感谢陈老师实验室的李爱、王海飞、郝腾飞三位博士研究生和程小勇、赵斌、李旭鹏、李华四位学长学姐。他们的友好，善良，坦诚让我很好的融入了实验室这个大家庭，也正是他们对我的无私帮助与关怀使我克服了许多难题，收获良多。

同时，感谢同属一个指导老师的于平超、汪瑾、曹大宸三位同学和寝室的三位室友张海、陈嘉宇、于振洋，是他们营造的良好的毕设学术氛围和温馨的休息环境让我事半功倍。还要感谢王韵云在论文格式上的帮助和一直以来对我的鼓励。

感谢民航学院的老师们在我们这几年大学生活中的谆谆教诲和辛苦付出，为我们在科研的道路上走的更远、飞得更高打下了坚实基础。

特别感谢百忙之中抽出宝贵时间参加本论文评审、评阅、答辩的各位老师。

最后，感谢母校——南京航空航天大学为我们的成长与成才所提供的一切！