

中图分类号: V231.96

论文编号: 1028707 17-S066

学科分类号: 083702

硕士学位论文

航空发动机转子不同心故障振动机理 分析及其应用研究

研究生姓名	宋培培
学科、专业	安全科学与工程
研究方向	航空器安全
指导教师	陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 民航学院

二〇一七年三月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics
The Graduate School
College of Civil Aviation

**Study on Vibration Mechanism and
Application of Aeroengine Rotor
Non-concentricity**

A Thesis in
Safety Science and Engineering

By

Song Peipei

Advised by

Professor Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2017

承诺书

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，独立进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人享有著作权的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。

本人授权南京航空航天大学可以有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅，可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的学位论文在解密后适用本承诺书)



作者签名： 宋培培

日 期： 2017.3.22

摘 要

在航空领域，发动机在工作状态下，由于转子热变形、轴向力增加、装配误差以及碰摩等原因，使转子某个或某几个连接面产生滑移，从而造成转子不同心故障，导致整机振动超标。然而目前针对航空发动机定义的转子不同心故障进行故障建模分析和研究较少，本文研究了航空发动机转子不同心故障的振动机理及其应用，主要工作体现在：

(1) 研究了转子不同心故障的振动机理，建立了转子-滚动轴承耦合动力学模型，仿真了转子弯曲和质量偏心对转子-滚动轴承试验器振动的影响，结果表明：转子弯曲和质量偏心单独考虑时，两者的故障特征基本相同，而转子弯曲和质量偏心同时考虑时，转盘处振动位移幅值并不是两种故障单独考虑情况下位移幅值的叠加，而且在某个质量偏心相位角下，会导致振动位移幅值变小。

(2) 提出一种转子空间弯曲轴线测试新方法，开发了转子弯曲测试系统，实现了转子弯曲在线测试与弯曲状态动态显示同时进行，并利用电涡流位移传感器测量了转子不同截面的弯曲度，得到了在同一绝对坐标下的各截面形心相对于旋转中心的弯曲向量，最后利用百分表测量法对新方法进行了验证，试验结果充分证明了电涡流位移传感器测量转子弯曲方法的正确性。

(3) 针对某型双转子航空发动机，建立了含高压转子不同心故障的整机振动模型，仿真分析了高压转子不同心相位和不同心量大小对整机振动的影响，结果表明：在实际航空发动机转子不同心度的控制中，尽量使转子各截面的不同心相位不同。最后利用高压转子不同心（轴线弯曲）故障对实际发动机从慢车到最大转速运行过程中出现整机振动超标的问题进行了仿真分析，仿真结果表明：高压转子不同心故障表现出了主导故障特征。

关键词：航空发动机，转子不同心，转子弯曲测试，整机振动建模，数值积分方法，故障诊断

ABSTRACT

In aeronautics field, the one or several connecting surfaces of the engine are slippage in the working state due to thermal deformation, axial force increase, assembly error and rub-impact, which will cause the high pressure rotor non-concentricity, and ultimately lead to exceed the standard of the aero-engine vibration. However, there are few models for the analysis and research of the aero-engine rotor non-concentricity. In this paper, the vibration mechanism and its application of aeroengine rotor non-concentricity are studied. The main research work is embodied in:

(1) The vibration mechanism of the rotor non-concentricity is studied. The coupled dynamic model of the rotor-rolling bearing is established, and the effects of rotor bending and mass eccentricity on the vibration of the rotor-roller bearing tester are simulated. The results show that: when the rotor bending and the mass eccentricity are considered separately, the fault features of both are basically the same. But when rotor bending and the mass eccentricity are considered simultaneously, the amplitude of the displacement at the turntable is not the sum of the displacement amplitudes in the case of two separate fault considerations, and when the mass eccentricity is in a certain eccentric phase angle, the vibration amplitude of the tester will decrease.

(2) A new testing method of the rotor bending is proposed, and the test system of rotor bending was developed to realize the on-line test of the bending degree of the rotor and the dynamic display of the bending state at the same time. Then the eddy current displacement sensor is used to measure the bending vector of the different cross section of the rotor. The bending vectors of the cross section centroids with respect to the rotation center in the same absolute coordinate are obtained. Finally, the rotor with initial bending was tested by dial gauge method. Through comparison and analysis, the results of two kinds of measurement methods are basically coincident with each other, which fully shows the correctness of the proposed method of measuring the bending of the rotor by eddy current displacement sensor.

(3) In connection with double-rotor aero-engine, the vibration model of the aero-engine with high pressure rotor non-concentricity faults is established, and the influence of the different phase and different size of the rotor non-concentricity on the vibration of the whole rotor is simulated and analyzed. The results show that in the actual control of the aero-engine rotor non-concentricity, the rotor non-concentricity phases of the each sections of the rotor are different as far as possible. Finally, the problem of excessive vibration of the whole engine during the running from the idle to the

maximum speed is analyzed by using the high pressure rotor non-concentricity faults (axial bending). The results show that the high pressure rotor non-concentricity faults (axial bending) is the dominant fault.

Key words: Aeroengine, Non-concentricity, Rotor bending test, Aero-engine vibration modeling, Numerical integration methods, Fault diagnosis

目 录

第一章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	4
1.2.1 航空发动机转子不同心控制与装配优化技术研究现状	4
1.2.2 转子不同心（转轴弯曲）建模与特征分析研究现状	4
1.2.2 转子不同心（弯曲）测试技术研究现状	6
1.2.3 研究现状分析总结	6
1.3 本文研究内容	7
第二章 转子不同心故障振动机理分析	9
2.1 引言	9
2.2 转子不同心性质	9
2.3 转子不同心故障振动机理分析	9
2.3.1 基于单盘转子系统具有质量偏心 and 初始弯曲的转子振动机理分析	9
2.3.2 具有初始弯曲的转子系统运动方程	10
2.4 基于转子-滚动轴承试验器的转子不同心故障仿真分析	11
2.4.1 转子-滚动轴承试验器简介	11
2.4.2 转子试验器动力学建模	11
2.4.3 基于模态试验的动力学模型验证	19
2.4.4 转子-滚动轴承试验器弯曲故障特征仿真分析	20
2.5 本章小结	23
第三章 转子不同心测试方法分析及验证	25
3.1 引言	25
3.2 转子不同心测试方法	25
3.2.1 测量原理	25
3.2.2 基于电涡流位移传感器测量转子弯曲试验方案	26
3.3 转子弯曲量测试系统开发	27
3.3.1 转子弯曲量测试系统开发构想	27
3.3.2 软件设计要求	28
3.3.2 系统功能设计	28

3.3.3 系统软件介绍.....	29
3.4 转子弯曲度测试试验分析.....	31
3.4.1 基于电涡流位移传感器的测量试验.....	31
3.4.2 基于百分表测量试验验证.....	35
3.5 本章小结	38
第四章 某型航空发动机高压转子不同心对整机振动影响分析.....	39
4.1 引言	39
4.2 某型双转子航空发动机整机振动建模.....	39
4.2.1 某型双转子航空发动机的转子-支承-机匣-安装节耦合系统建模方法.....	39
4.2.2 动力学模型参数.....	43
4.3 高压转子的不同心度概述.....	47
4.4 高压转子的不同心故障对航空发动机整机振动的影响.....	47
4.4.1 数值积分仿真计算方法.....	48
4.4.2 不同心故障的相位对振动响应的影响.....	49
4.4.3 不同心度的大小对振动响应的影响.....	50
4.4.4 质量偏心与不同心对于整机振动的影响分析.....	51
4.4.5 某型发动机高压转子不同心故障导致的整机振动超标仿真分析.....	54
4.5 小结	59
第五章 总结与展望	60
5.1 本文完成的工作.....	60
5.2 未来工作与展望.....	61
参考文献	62
致 谢	67
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	68

图表清单

图 1.1 三种转子的结构形式.....	1
图 1.2 为某型航空发动机双转子结构简图.....	2
图 1.3 风扇转子连接方式.....	2
图 1.4 高压转子连接方式.....	3
图 1.5 转子旋转轴与部件旋转轴的关系示意图.....	3
图 1.6 整体流程图.....	7
图 2.1 初始弯曲单盘转子模型示意图.....	10
图 2.2 单自由度系统在基础激励下的振动模型.....	10
图 2.3 转子-滚动轴承实验器.....	11
图 2.4 六自由度有限元转子动力学模型.....	12
图 2.5 转子-基础连接.....	13
图 2.6 滚珠与内外圈接触示意图.....	15
图 2.7 滚珠与内外圈相对变形示意图.....	16
图 2.8 转子-支承-机匣动力学求解流程图.....	17
图 2.9 转子-滚动轴承试验器模态试验现场图.....	19
图 2.10 转子-滚动轴承试验器模态试验示意图.....	19
图 2.11 转子-滚动轴承实验器仿真模型敲击示意图.....	20
图 2.12 前 4 阶振型比较结果示意图.....	20
图 2.13 质量偏心 0 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数.....	21
图 2.14 质量偏心 90 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数.....	22
图 2.15 质量偏心 180 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数.....	22
图 2.16 质量偏心 270 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数.....	22
图 2.17 质量偏心和转子弯曲同时存在时转盘处径向水平方向的频率响应函数.....	23
图 3.1 初始弯曲单盘转子模型示意图.....	25
图 3.2 转子弯曲测试原理框图.....	26
图 3.3 转子弯曲测试原理示意图.....	27
图 3.4 转子弯曲测试系统开发构想.....	27
图 3.5 转子弯曲测试系统功能框架图.....	28
图 3.6 转子弯曲度测试界面.....	29

图 3.7 转子部件建模界面.....	30
图 3.8 转子模型设置界面.....	30
图 3.9 转子弯曲测试数据采集界面.....	31
图 3.10 转子弯曲度显示界面.....	31
图 3.11 转子弯曲度测量系统图.....	32
图 3.12 测试部位局部放大图.....	32
图 3.13 坐标定义示意图.....	32
图 3.14 初弯曲较小转子实测曲线与拟合曲线对比结果.....	33
图 3.15 初弯曲较小转子的三维实体显示.....	33
图 3.16 各个截面轴心轨迹图.....	34
图 3.17 初弯曲较大转子实测曲线与拟合曲线对比结果.....	35
图 3.18 初弯曲较大转子的三维实体显示.....	35
图 3.19 百分表测量转子弯曲实物图.....	36
图 3.20 百分表测量转子弯曲局部放大图.....	36
图 3.21 测点位置分布.....	36
图 3.22 最小二乘法拟合圆心.....	36
图 3.23 截面 1 结果.....	37
图 3.24 截面 2 结果.....	37
图 3.25 截面 3 结果.....	38
图 3.26 截面 4 结果.....	38
图 3.27 截面 5 结果.....	38
图 3.28 截面 6 结果.....	38
图 4.1 某型航空发动机整机结构简图.....	39
图 4.2 转子和机匣之间连接模型.....	40
图 4.3 转子与转子中介轴承支承.....	41
图 4.4 航空发动机高压转子系统图.....	47
图 4.5 航空发动机机匣各测点分布位置.....	48
图 4.6 双转子航空发动机用于临界转速计算的时间历程.....	49
图 4.7 高压转子不同心相位下各机匣测点处振幅随转速的变化曲线.....	50
图 4.8 高压转子不同的不同心量下各机匣测点处振幅随转速的变化曲线.....	50
图 4.9 高压转子偏心方位角为 0 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线.....	51
图 4.10 高压转子偏心方位角为 90 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线.....	52

图 4.11 高压转子偏心方位角为 180 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线	53
图 4.12 高压转子偏心方位角为 270 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线	54
图 4.13 某型航空发动机整机结构简图.....	54
图 4.14 高压转子径向水平和垂向的弯曲状态.....	55
图 4.15 正常情况下 V2 和 V5 处的振动速度响应有效值随转子 N2 的变化规律图	56
图 4.16 正常情况下不同心量随转子 N2 的变化.....	56
图 4.17 故障时拟合 V2 情况下 V2 和 V5 处振动速度幅值随转速 N2 的变化规律.....	57
图 4.18 故障时拟合 V2 情况下不同心量随转子 N2 的变化.....	57
图 4.19 故障时拟合 V5 情况下 V2 和 V5 处振动速度幅值随转速 N2 的变化规律.....	58
图 4.20 故障时拟合 V5 情况下不同心量随转子 N2 的变化.....	59
表 2.1 转子参数	18
表 2.2 复杂滚动轴承 6304 模型参数.....	18
表 2.3 转子与基础连接参数.....	18
表 2.4 转子节点信息.....	18
表 2.5 频率识别结果.....	20
表 3.1 转子各截面测量数据.....	33
表 3.2 转子各截面测量数据.....	34
表 4.1 转子与机匣有限元单元数.....	43
表 4.2 转盘参数	44
表 4.3 转子材料参数.....	44
表 4.4 低压转子 1 模型参数.....	44
表 4.5 低压转子 2 模型参数.....	44
表 4.6 高压转子模型参数.....	44
表 4.7 机匣材料参数.....	45
表 4.8 内涵机匣模型参数.....	45
表 4.9 外涵机匣模型参数.....	45
表 4.10 复杂滚动轴承模型参数.....	46
表 4.11 转子-机匣连接支承参数	46
表 4.12 转子-转子中介轴承连接支承参数	46
表 4.13 转子-转子联轴器连接参数	46

表 4. 14 机匣-机匣连接支承参数	47
表 4. 15 机匣-基础连接支承参数	47
表 4. 16 自定义时间历程.....	48
表 4. 17 正常情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及响应的不同心量值汇总表	55
表 4. 18 故障时拟合 V2 情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及不同心量值汇总表.	57
表 4. 19 故障时拟合 V5 情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及不同心量值汇总表.	58

注释表

r_s	为圆盘处的轴初始弯曲量	M_s	系统质量矩阵
p	圆盘质心位移向量	G_s	系统陀螺矩阵
r	总的位移幅值向量	K_s	系统刚度矩阵
r_d	动力响应幅值向量	C_s	系统阻尼矩阵
Q_d	广义外力向量	m_{wi}	滚动轴承外圈质量
M_{Td}	质量矩阵	m_{bi}	轴承座质量
M_{Rd}	质量惯性矩阵	k_{ti}	轴承外圈与轴承座之间的支承刚度
G_d	陀螺矩阵	c_{ti}	轴承外圈与轴承座之间的阻尼系数
K_{Be}	单元弯曲和剪切刚度矩阵	k_{fi}	基础与轴承座之间的支承刚度
K_{Ae}	单元拉伸刚度矩阵	c_{fi}	基础与轴承座之间的支承阻尼
q_e	广义位移向量	$F_{xRi}, F_{yRi}, F_{zRi}$	转子作用于支承的力
Q_s	系统广义外力向量	$F_{xBi}, F_{yBi}, F_{zBi}$	基础作用于支承的力

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

在航空领域，发动机作为典型的结构复杂的旋转机械，其运行状态的好坏直接决定了飞机的飞行状态，是飞机的核心部件，一旦部件出现故障，造成发动机整机振动超标，可能会引发灾难性的飞行事故，造成无法挽回的经济损失。据统计，飞机中超过 40% 的故障都是由航空发动机故障造成的，由此可见，航空发动机故障直接关系到飞机的安全性、可靠性^[1]。

转子系统作为航空发动机的核心部件，能够承载高速旋转所产生的各种负荷，但由于其转子复杂的结构特点，各级轮盘和鼓筒之间是通过螺栓连接或焊接组合在一起，装配过程中由于各级盘轴之间的周向组装位置随意，无法控制公差累积的方向，造成转子装配后各部件惯性轴与转子旋转轴之间出现偏差，或者是在工作状态下由于转子热变形、轴向力增加、装配误差以及碰摩等原因，使转子某个或某几个连接面产生滑移，都会使发动机高压转子产生不同心故障^[2,3]。转子出现不同心故障后，会对发动机整机振动产生一系列的危害效应，造成转子振动超标甚至变形，支承处轴承磨损，转、静件碰摩等严重故障，进而引发灾难性的飞行事故，严重影响航空发动机的安全性^[4,5,6]。因此在航空发动机整机装配过程中，转子系统是装配精度要求最高的结构，需要尽量控制其由于装配工艺造成的误差累积，避免航空发动机出现转子不同心现象，以保证航空发动机安全可靠的运行^[7,8]。了解航空发动机转子的结构和装配特点是研究转子产生不同心故障振动机理的前提条件。

航空发动机转子是指叶片、盘、轴以及连接结构组成的轴系，一般由多个零部件组装而成，转子系统的结构主要由转子结构、转子支承方案与转子支承结构等三部分组成。转子系统设计对发动机重量、效率、可靠性以及振动特性等具有显著的影响^[9]。目前，航空发动机转子主要有三种结构形式：鼓式、盘式和鼓盘式。

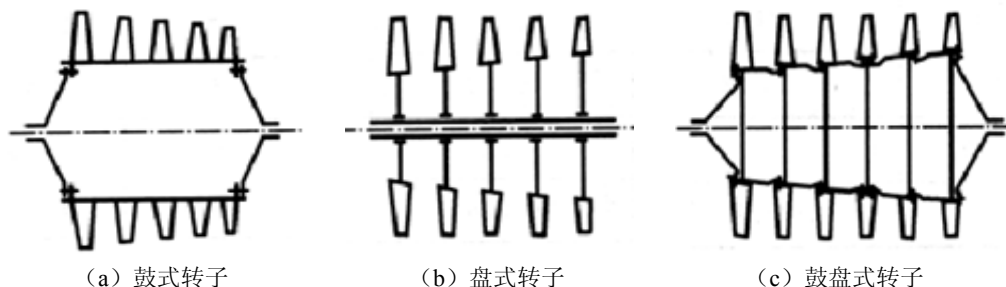


图 1.1 三种转子的结构形式

鼓式转子如图 1.1 (a) 所示，其基本结构是圆柱形或圆锥形薄壁的鼓筒，借助安装边和螺栓等与前后轴颈连成一体。鼓式转子的结构比较简单，零件数目相对较少，加工比较方便，有

较强的抗弯刚性，但容易受到强度的限制，目前比较广泛的应用于高涵道比涡扇发动机风扇转子。

盘式转子如图 1.1 (b) 所示，基本结构包括一根中心轴和若干个轮盘，中心轴将各个轮盘串联在一起，传递扭矩。盘式转子的结构具有较高的强度和承载能力，但是抗弯刚性比较差，易振动。目前只应用于单盘或小流量压气机。

鼓盘式转子如图 1.1 (c) 所示，盘鼓式转子主要包括轮盘、鼓筒和转轴，借助螺栓和止口将各级轮盘和鼓筒组合在一起，扭矩可由转轴到鼓筒到各级盘和叶片逐级传递。由于兼具鼓式转子抗弯刚性好及盘式转子强度好的优点，目前航空发动机转子多为鼓盘式结构。

图 1.2 为某型航空发动机双转子结构简图，是一典型的鼓盘式转子，其中低压转子系统由 3 级风扇和 2 级涡轮组成，风扇后轴颈与低压涡轮轴通过刚性套齿联轴器连接。高压转子系统由 9 级压气机和 1 级涡轮组成，前轴颈从第 3 级压气机盘伸出，压气机与涡轮连接采用了大直径鼓筒轴设计^[10]。

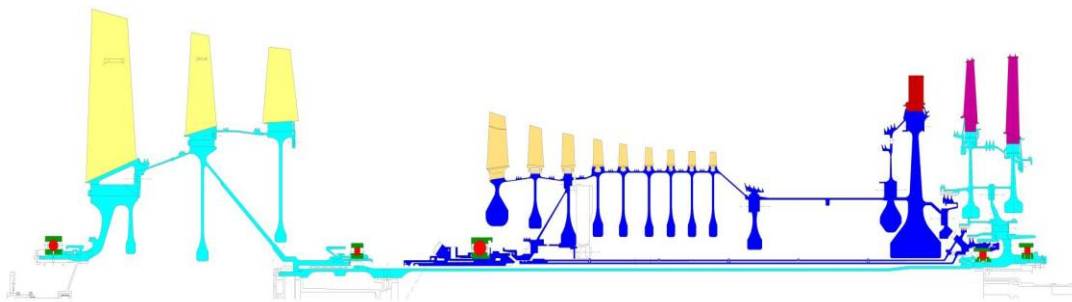
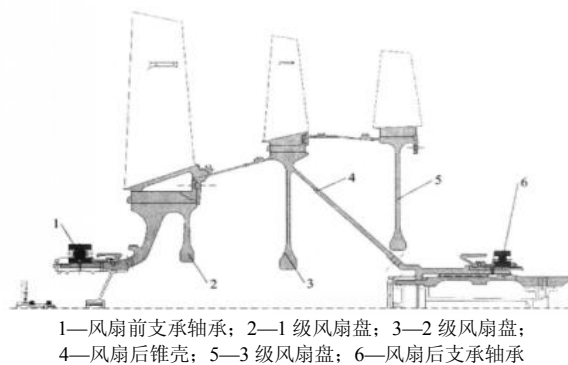


图 1.2 为某型航空发动机双转子结构简图



1—风扇前支承轴承；2—1 级风扇盘；3—2 级风扇盘；
4—风扇后锥壳；5—3 级风扇盘；6—风扇后支承轴承

图 1.3 风扇转子连接方式

图 1.3 为其风扇转子连接方式，从图中可以明显看出 1 级风扇为盘轴一体，2 级风扇盘前段与后轴颈鼓筒焊接在一起，通过螺栓与 1 级盘轮缘连接，3 级风扇盘为悬臂结构，前端与封严鼓筒焊接为一体，通过螺栓与 2 级盘轮缘连接^[11]，图 1.4 为其高压转子连接方式，从图中可以看出，高压转子主要包括前轴颈，焊接 1~2 级盘，3 级盘，焊接 4~9 级转子，压气机后篦齿封严盘、高压涡轮盘以及后轴颈等。其中在第 3 级盘处用精密螺栓将 1~2 级转子、4~9 级转子及

前轴颈连接起来；在后篦齿封严盘处，压气机转子与高压涡轮轴通过螺栓连接；用螺栓将高压涡轮盘中部伸出法兰边与封严盘、后轴颈连接^[12]。由于装配误差以及高温高压高转速的工作条件，各部件螺栓连接部位可能会发生错动，造成两连接面发生滑移，从而形成转子不同心。

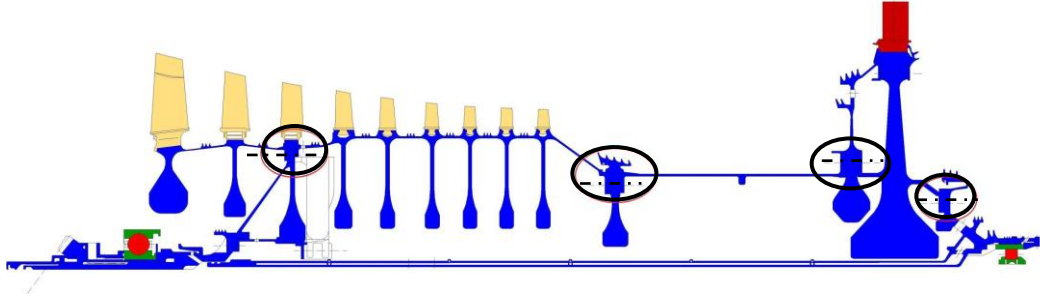


图 1.4 高压转子连接方式

转子不同心定义为转子各截面的几何形心相对于旋转中心线的偏差，示意图如图 1.5 所示。图中，旋转轴指的是两连接定位面圆心之间的连线。惯性轴指的是转子主要部件两端连接定位面圆心之间的连线。由于制造误差或者装配偏差将会导致转子各部件出现图 1.5 所示的装配状态，即：各部件惯性轴与转子旋转轴之间出现了偏差。显然，转子各盘轴的不同心将对转子产生类似于转子弯曲的振动。

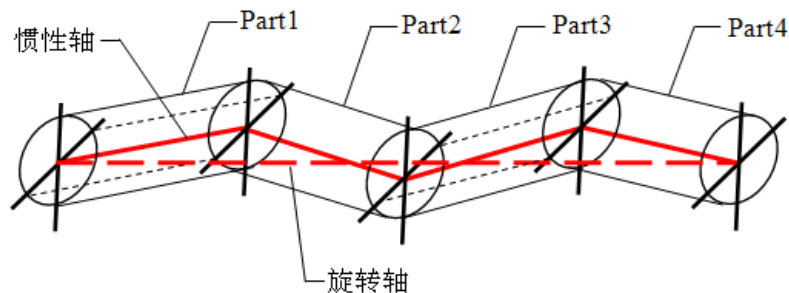


图 1.5 转子旋转轴与部件旋转轴的关系示意图

工程实际中，转子系统由于材质的不均匀、制造和安装误差，不可避免会造成转子产生一定的变形，同时，在高温、高压、高转速下转子会产生热变形、磨损以及介质的粘附等现象，这些因素都可能使转子产生一定的弯曲^[13]。转子弯曲是指转轴各截面的几何中心连线与旋转轴线之间由于外力的作用产生偏差，初始弯曲、热弯曲和摩擦热弯曲是转子弯曲常见的三种表现形式。当转子存在初始弯曲和摩擦热弯曲时，只有在外力的作用下才会复原，而热弯曲是指转子上、下温度不同，因而热膨胀伸长不一样，使得转子发生暂时性的弯曲，属于短期行为，当温度场分布均匀时就会消失^[14]。在航空发动机有时也会发生转子热弯曲故障，我国某型单转子发动机就曾多次发生此种故障，造成很大损失。转子热弯曲的最突出特点是发动机在热启动过程中或热启动将完刚进入慢车转速时，发动机发生较大振动。所谓热启动是发动机上次启动或工作停车后，发动机尚未获得充分冷却时再次启动开车。大振动开始的转速可在转子系统的临界转速附近。转子热弯曲过大时将引起动、静件的碰摩。因碰摩并发热造成零件的烧伤，轴承损坏甚

至“抱轴”停车，或造成叶片，机匣和轴承等严重损毁^[15]。

目前，在同心度振动机理方面的研究，针对航空发动机定义的转子不同心故障进行故障建模分析和研究较少。至今仍然没有被广泛认可的不同心动力学模型。由此可见，研究航空发动机转子不同心故障机理，进行转子不同心故障的整机振动建模仿真，并在此基础上进行试验验证，对于预测转子不同心故障所引发的航空发动机整机振动响应、有效地控制转子的不同心具有非常重要的意义。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 航空发动机转子不同心控制与装配优化技术研究现状

吴法勇等^[16]通过利用部件不同心度测量来对不平衡量进行估算，提出通过优化各部件的安装相位角对转子初始不平衡量进行控制，并通过蒙特卡洛仿真法验证了提出的优化方法的有效性。刘君等^[17]提出了一种针对转子不同心量和不平衡量的双目标优化原则，采用蒙特卡洛仿真法对单目标、双目标和随机三种装配优化过程进行了仿真对比，结果表明转子装配优化技术能够很好的达到控制转子不同心度和不平衡量的目的。Z. Yang 等^[18]研究了航空发动机零部件垂直装配过程中的偏差累积，建立了偏差传递模型，通过调整级间配合角度使装配后的同心度最小。王波等^[19]针对转子不同心度和不平衡量控制问题，提出了基于两者的双目标优化原则，并将其应用于高压转子装配，发现该转子装配优化技术能够提高转子的装配质量。Fritz Klocke 等^[20]提出了一种用于航空发动机各部件焊接过程的智能装配系统，该系统能够自动对准和夹紧不同的转子部件，使转子部件连接部位同心度达到最优。吕玉红^[21]等介绍了某型发动机装配过程中个组件同心度的测量需求，自主研发了多项同心度测试方案，并取得了突破性的技术成果。孟祥海等^[22]针对航空发动机转子装配中要求高同心度的特点，建立了含周向安装角的公差传递模型，然后用蒙特卡罗法预测了实际装配过程中的合格率。

1.2.2 转子不同心（转轴弯曲）建模与特征分析研究现状

长期以来，国内外专家针对转子弯曲故障开展了大量的理论研究工作，主要包括弯曲故障动力学建模、振动分析与故障诊断方法等多个方面，并在工程实际中得到广泛应用。C.H.Kang 等^[23]从理论的角度分别给出初始弯曲量、转轴刚度及系统转速对转子系统振动所产生的影响。刘锦阳等^[24]针对具有初弯的三种典型的单转子系统，采用传递矩阵法计算了该单转子的临界转速，研究了弯曲故障和质量不平衡对转子振动特性的影响规律。J.C.Nicholas 等^[25]从平衡刚性支撑的不平衡转子的角度，对具有初始弯曲的转子进行了重要的理论研究。J.S.Rao 等^[26]从故障诊断和动平衡角度研究了弯曲的 Jeffcott 转子系统的振动响应，提出了相位角测定的必要性以及转子弯曲量和质量偏心距对于弯曲转子振动响应的影响。冯国权等^[27]针对在工程中实际广泛应用的转子系统，建立了其多自由度的分析模型，并采用有限元法对一实际的转子振动特性进行求

解,认为初始弯曲响应和不平衡响应两者之间既有相似之处,又有各自的特点。沈小要^[28]采用 d'Alembert 原理,推导了具有初始弯曲和转子不平衡的转子模型,分析了质量偏心程度、初始弯曲量、阻尼系数以及相位角(初始弯曲和质心偏心之间夹角)对碰摩因子和碰摩转速的影响。林富生等^[29]针对单盘 Jeffcott 转子转子动力学模型,同时考虑了初始弯曲故障、不对称刚度和质量不平衡三种情况下飞行器运动时位于飞行器内的转子的动态特性,从而为其转子的动力学特性分析和故障诊断提供依据。G.F. Song 等^[30]为了研究具有初弯转子的振动特性,建立了具有初始弯曲的单跨多盘转子系统动力学模型,仿真了不同初始弯曲量、质心偏心距和阻尼比对转子系统振动特性影响,最后验证了仿真结果的准确性。邹剑等^[31]建立了含初始弯曲裂纹转子的动力学模型,对比分析了含初始弯曲的裂纹转子和无初弯的裂纹转子谐波分量的差异,采用 Floquet 理论研究了含初弯转子系统的稳定性。杨丹等^[32]建立了含初始弯曲的裂纹-碰摩耦合故障的动力学模型,利用 Poincare 截面和分叉图分析了初始弯曲程度以及裂纹深度对系统振动响应特性的影响。Z. Yuan 等^[33]研究了具有综合不平衡的转子系统弯曲-扭转耦合效应,建立了 Jeffcott 转子的全自由度动态模型,并通过数值模拟观察了转子弯曲-扭转耦合效应,观察结果对转子系统的动态设计和故障诊断具有一定的参考价值。

针对转子热弯曲故障,郭小鹏^[34]建立了某型发动机高压转子三维实体有限元模型,分析了热弯曲变形和初始变形对该高压转子的振动响应,又从试验角度研究了热弯曲故障对转子振动特性的影响,并统计分析了在不同停车时间间隔后启动过程中高压转子的振动情况,为后续设计、优化转子系统提供了响应的理论基础和试验数据。Sawicki J T 和 Bravo AM^[35]建立了转子碰摩及热弯曲耦合模型,在不同转速下计算了转子稳定性,并进一步通过实验验证了理论的正确性。张连祥等^[36]针对转子热弯曲故障下,航空发动机转子的振动响应研究分析,发现控制共振转速低于慢车转速的 20%、合理选择转静子间隙可以有效的降低发动机转子热弯曲振动响应。袁惠群^[37]等针对某发动机停车后高压转子会产生热弯曲问题,采用流-热开放式半耦合理论,研究了停车后不同时刻下的瞬态温度场对高压转子系统的瞬态热启动特性的影响,为设计、优化发动机高压转子系统以及转子热弯曲故障诊断提供了一定的理论依据。陆山等^[38]采用三维热弹性有限元法模拟了某型发动机的热弯曲变形,利用传递矩阵法计算得到了转子热弯曲振动响应,定量分析了某型发动机转子的热弯曲变形及其影响,为发动机工程实际应用提供了有益的参考结果。ZHU 等^[39]利用热力学结构动力学耦合理论研究了高压转子的热振动特性,并比较了不平衡响应,热弯曲响应,不平衡响应和热弯曲耦合响应对热振动特性的影响,为瞬态热振动的研究提供理论依据。Goldman P 等^[40]认为热效应变化是个慢变过程,在仅考虑热效应对稳态响应影响的情况下,采用平均法分析了摩擦热弯曲转子系统的稳定性和稳定域。

1.2.3 转子不同心（弯曲）测试技术研究现状

针对转子弯曲测量的方案有机械测量和光学测量两种主要技术，机械测量技术是采用百分表或千分表进行测量，龚军民等^[41]采用千分表法和目测法相结合的方式，实现了转轴的弯曲测量。光学测量技术主要有激光扫描测量方法^[42]、涡流感感法^[43]和微电子技术检测法^[44]。张先鹤等^[45,46]针对旋转轴弯曲量的测量问题，提出了一种非接触测量方法，即：利用激光扫描测量方法测量旋转轴弯曲量，使得转轴弯曲量测量更加精密。蒋钢等^[47]在分析了激光扫描测量原理的基础上，设计了激光扫描弯曲测量系统，可以精密的测量转轴的弯曲量，并通过试验验证了该系统的优越性。关荣锋等^[48]针对汽轮机转子弯曲量的测量，提出了一种利用激光扫描技术测量转轴弯曲量的测试系统，并通过冷、热态测试验证了该测试系统，试验证明该系统具有测试精度高，测量距离远，自动化程度高等优点。杨莉等^[49]提出了应用线结构光非接触测量技术对大型轴类零件弯曲量的在线检测，可测得工件弯曲轴心，使得加工余量能够均匀分配。P Khair^[50]提出通过研究轴承上的振动频谱，可以识别出轴弯曲状态，认为如果弯曲出现在轴的中心附近，频谱主要为 1X，而如果弯曲更接近与耦合端，则观察到 2X，并在转子系统测试装置进行了实验研究以验证轴弯曲的振动谱。

在航空领域，转子同心度测量控制是发动机的装配过程中必不可少的一部分，就目前现有的资料来看，在国外已有成熟的测试产品，比如，CFM56 发动机利用 SPS-1000L 测试系统测量了转子各级盘轴连接止口处跳动量，获取各个盘轴零件的特征值，通过组合优化，给出各级盘轴之间周向的最佳装配位置，使得装配后转子的同心度达到最优。但是，在国内目前主要的测量方法是三坐标或者百分表单点测量的方式，没有达到国外同行业测量的高精度、高效率的优点，而且由于国外对发动机相关测试技术的封锁，现阶段国内关于转子不同心的测试主要还是依据于人们的工程经验或者是国外的一些测试产品，缺乏自主化测试技术。

1.2.4 研究现状分析总结

综上所述，国内外对于航空发动机转子不同心问题进行了大量创新性的研究工作，但是，仍然还存在一些不足之处：

1) 针对航空发动机定义的转子不同心故障进行故障建模分析和研究较少，缺乏转子不同心故障对于整机振动影响规律的定量分析，因此针对某型实际的航空发动机高压转子，研究转子各截面的转子不同心所引发的整机振动变化，对于指导航空发动机的设计、制造和装配、有效地降低航空发动机整机振动，具有非常重要的意义。

2) 在转子弯曲测量方面，百分表测量法和千分表测量法都属于接触式测量，表的架设及校准需要花费大量的时间，容易受到人为因素的影响，非常麻烦，并且很难保证测量的准确性。而激光扫描测量方法属于非接触测量，提高了测量精度，但目前，国内尚无成熟的产品，产品

均处于研制阶段，主要依靠于进口，同时缺乏对轴弯曲测试数据的三维图形重建。

1.3 本文研究内容

针对航空发动机转子不同心问题，本文目的是通过对其振动机理分析，建立含转子不同心故障的转子-支承-机匣系统耦合动力学模型，通过仿真分析和试验验证，建立转子不同心故障的参数化模型。最终利用所建立的不同心模型进行航空发动机整机振动仿真计算，得到转子不同心故障对航空发动机整机振动的影响规律，实现通过控制不同心量来有效地控制整机振动，为进一步制定航空发动机不同心标准奠定理论和试验基础。

根据上述目的，本文主要开展了以下几个方面的工作，文章整体流程如图 1.6 所示：

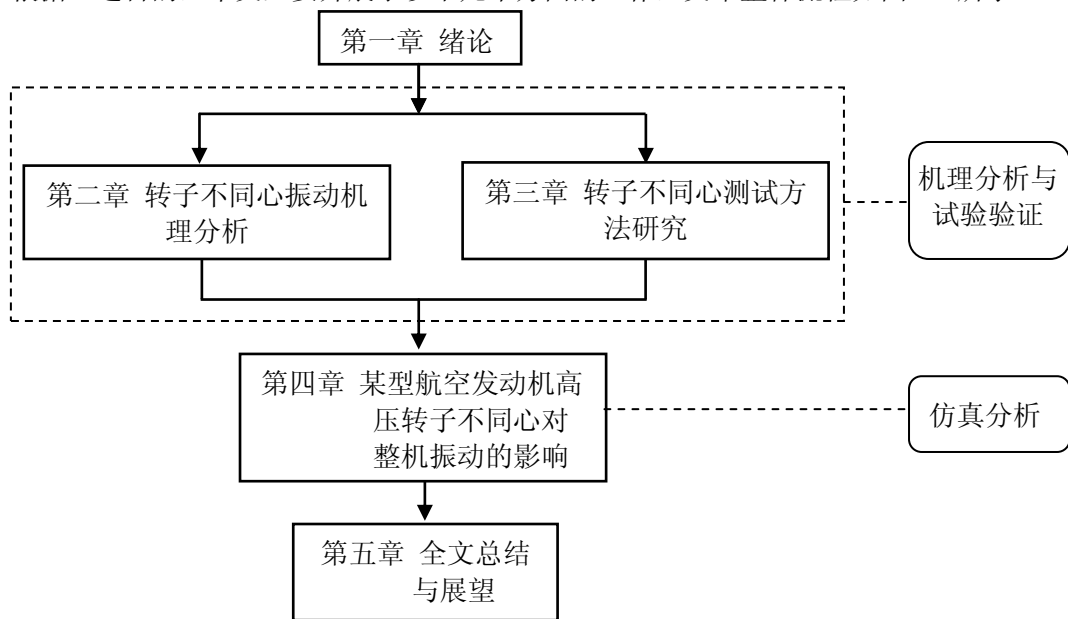


图 1.6 整体流程图

本论文具体章节内容安排如下：

第一章，总体阐述了本文的研究情况，首先简单介绍了介绍论文研究的背景及意义，并根据发动机转子的结构及装配特点，发现当盘轴之间螺栓连接面在转子热变形、轴向力，摩擦等因素下会产生滑移，形成转子不同心故障，对发动机整机振动产生一系列的危害，接着根据转子弯曲动力学分析以及转子弯曲测试的国内外现状，分析了目前航空研究工作存在的问题。最后总结了本文的研究工作内容和章节安排。

第二章，主要进行了转子不同心故障振动机理研究分析。首先分析了具有初始弯曲的单盘转子模型振动机理，指出转子弯曲故障实质上是一种基础激励下的振动。并在此基础上建立了具有初始弯曲的转子-滚动轴承试验器的耦合动力学模型，仿真计算了转子弯曲和质心偏心对于振动的影响，为后续航空发动机高压转子不同心故障振动特性仿真分析奠定基础。

第三章，提出一种转子空间弯曲轴线的测试新方法。首先根据第二章研究内容，提出利用

电涡流位移传感器测量转子弯曲度, 简单介绍了新方法的测量原理和转子弯曲测试系统, 然后针对某实际弯曲转子, 利用电涡流位移传感器测量转子不同截面的弯曲向量, 得到了在同一绝对坐标下的各截面形心相对于旋转中心的弯曲向量, 并对弯曲转子进行了三维实体显示。

第四章, 按照第二章建模方法, 针对某型双转子航空发动机, 建立含高压转子不同心故障的双转子航空发动机整机振动模型, 仿真得到高压转子不同心量的大小和相位对于整机振动响应影响规律, 从而为有效地控制转子不同心度提供理论依据。最后针对实际航空发动机中, 由于装配不稳定、热启动、碰摩等原因均可能导致高压转子的轴线弯曲度不断增大、然后突然减小的情况进行了仿真分析。

第五章, 对全文进行了总结与展望。归纳了本文的主要研究内容, 并针对需要后续进行研究和需要改进的工作进行了展望。

第二章 转子不同心故障振动机理分析

2.1 引言

本章首先简单介绍了航空发动机转子不同心故障的性质，指出转子不同心故障即为转子弯曲故障，并对其故障振动机理进行了分析，认为转子弯曲故障实质上是一种基础激励下的振动。然后建立了转子-滚动轴承动力学模型，通过模态试验对该模型的建模方法进行了试验验证，最后仿真计算了转子弯曲故障和质心偏心对于转子-滚动轴承试验器振动的影响规律，为后续某型实际航空发动机高压转子不同心故障建模仿真提供理论依据。

2.2 转子不同心性

转子不同心是非动力引起的轴各截面的几何中心连线与旋转轴线存在偏差，所导致的转子在旋转时发生的不平衡振动，产生与转速同步的激励力，引起转子同步涡动。而转轴的质量偏心是指转子各截面的质心连线与轴中心连线存在的偏差，在转子旋转过程中将产生离心力激励下的转子同步涡动。显然，转子不同心与转子的质量偏心是航空发动机转子系统两个独立的激励源。在动力学建模分析中需要分别考虑。事实上，转子不同心故障即为转子初始弯曲故障，下面对其振动机理进行分析。

2.3 转子不同心故障振动机理分析

2.3.1 基于单盘转子系统具有质量偏心和初始弯曲的转子振动机理分析

单盘转子模型如图 2.1 所示。图中 m 为圆盘的质量， M 为圆盘质心， O_1 为圆盘几何中心， O_0 为由于初始弯曲导致偏离旋转中心 O 后的几何中心。 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为圆盘质心偏离其几何中心的位移，它与相位参考点水平方向夹角为 φ_m ， k 为转子轴的刚度，轴的质量忽略不计， c 为阻尼系数， \boldsymbol{r}_s 为圆盘处的轴初始弯曲量，它与相位参考点水平方向夹角为 φ_s ， \boldsymbol{p} 为圆盘质心位移向量， \boldsymbol{r} 为总的位移幅值向量，它与相位参考点水平方向夹角 φ_r ， \boldsymbol{r}_d 为动力响应幅值向量。

显然，由系统的惯性力、阻尼力和弹性力的动平衡，可以得到系统的运动微分方程，即：

$$m\ddot{\boldsymbol{p}} + c\dot{\boldsymbol{r}} + k\boldsymbol{r}_d = \mathbf{0} \quad (2.1)$$

由几何关系可得， $\boldsymbol{p} = \boldsymbol{r} + \boldsymbol{\varepsilon}$ ， $\boldsymbol{r}_d = \boldsymbol{r} - \boldsymbol{r}_s$ ，代入式 (2.1) 得：

$$m\ddot{\boldsymbol{r}} + c\dot{\boldsymbol{r}} + k\boldsymbol{r} = k\boldsymbol{r}_s - m\ddot{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (2.2)$$

设：

$$\boldsymbol{r} = r \exp[i(\omega t + \varphi_r)] = r \cos(\omega t + \varphi_r) + jr \sin(\omega t + \varphi_r) = x_r + jy_r \quad (2.3)$$

$$\boldsymbol{r}_s = r_s \exp[i(\omega t + \varphi_s)] = r_s \cos(\omega t + \varphi_s) + jr_s \sin(\omega t + \varphi_s) = x_s + jy_s \quad (2.4)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \varepsilon \exp[i(\omega t + \varphi_m)] = \varepsilon \cos(\omega t + \varphi_m) + j\varepsilon \sin(\omega t + \varphi_m) = x_\varepsilon + jy_\varepsilon \quad (2.5)$$

将式 (2.3)、式 (2.4)、式 (2.5) 代入式 (2.2)，可以得到，

$$\begin{cases} m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = kx_s + m\omega^2 x_\varepsilon \\ m\ddot{y}_r + c\dot{y}_r + ky_r = ky_s + m\omega^2 y_\varepsilon \end{cases} \quad (2.6)$$

从式 (2.6) 中可以看出，初始弯曲和质量偏心为两个独立的激励力，不考虑式 (2.6) 中由于质量偏心引起的不平衡激励力，则式 (2.6) 变为，

$$\begin{cases} m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = kx_s \\ m\ddot{y}_r + c\dot{y}_r + ky_r = ky_s \end{cases} \quad (2.7)$$

显然，该运动微分方程对应于图 2.2 (a)、(b) 的基础激励下的振动微分方程。由此可见，转子弯曲故障实质上是一种基础激励下的振动。

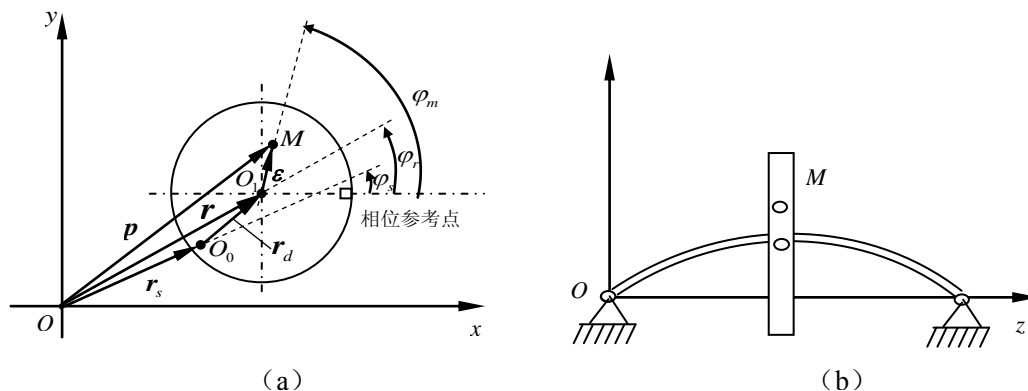


图 2.1 初始弯曲单盘转子模型示意图

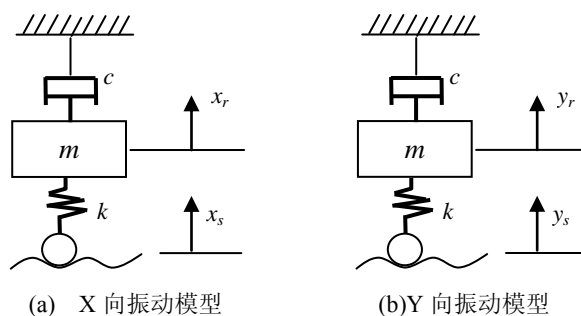


图 2.2 单自由度系统在基础激励下的振动模型

2.3.2 具有初始弯曲的转子系统运动方程

设转子第 i 个节点在径向截面的初始弯曲量为 y_i, z_i ，因此，初始弯曲构成的第 i 个节点的位移向量为： $r_{si} = \{0, y_i, z_i, 0, 0, 0\}^T$ ，显然，有所有节点构成的转子初始弯曲向量为：

$$r_s = \{r_{s1}, r_{s2}, \dots, r_{si}, \dots, r_{sN}\}^T \quad (2.8)$$

因此，考虑转子初始弯曲的运动微分方程为：

$$(M_s)\ddot{q}_s + (C_s - \omega G_s)\dot{q}_s + K_s q_s = K_s r_s + Q_s \quad (2.9)$$

式 (2.9) 中, $K_s r_s$ 为由于转子初始弯曲而产生的节点激励力, Q_s 为包括节点质量偏心等其他节点激励力。

2.4 基于转子-滚动轴承试验器的转子不同心故障仿真分析

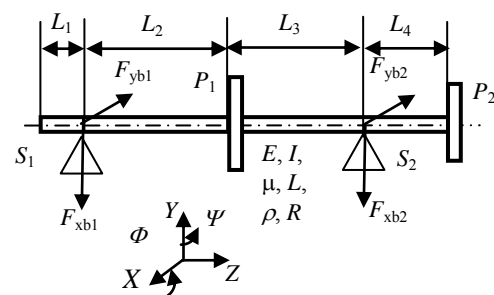
2.4.1 转子-滚动轴承试验器简介

本章用到的试验器是带有滚动轴承的单盘转子试验器, 在该试验器上能够有效地模拟转子不平衡、转子弯曲、支承松动等常见故障, 试验器实物图及动力学模型示意图如图 2.3 所示。从图 2.3 (a) 可以看出, 该转子试验器主要包括转子轴, 轴承座, 转子圆盘, 法兰盘, 调速电动机等, 转子实验器由两个轴承座固定, 转子轴上只有一个转子圆盘, 转轴上的法兰盘通过尼龙绳与调速电动机连接。本文通过在转子或转盘水平和垂直两个方向架设电涡流位移传感器可以获得想要的振动响应, 转速可以利用光电转速传感器测得, 轴承座上的振动值可以由加速度传感器测得。

从图 2.3 (b) 动力学模型示意图可以看出, P_1 、 P_2 分别为转子圆盘、法兰盘, P_2 可以通过尼龙绳与电机输出轴相连。 L_1 为转轴最左端到支承 S_1 的距离, L_2 为支承 S_1 到转子圆盘 P_1 的距离, L_3 为转子圆盘 P_1 到支承 S_2 的距离, L_4 为支承 S_2 到转子法兰盘 P_2 的距离。



(a) 实物图



(b) 动力学模型示意图

图 2.3 转子-滚动轴承实验器

2.4.2 转子试验器动力学建模

由图 2.3 (b) 知, 将转子、滚动轴承、支承作为一个耦合系统进行动力学建模。建模方法采用文献[51-53]提出的航空发动机整机振动建模新方法, 即: 转子模型采用有限元梁模型, 支承系统采用集总质量模型, 连接方式采用转子-基础连接, 下面将详细介绍转子模型, 转子与基础间连接模型的建模方法。

2.4.2.1 转子模型

转子由具有分布质量和弹性的轴、离散的刚性盘、离散的具有弹性和阻尼的轴承组成。在

建模过程中, 考虑转子的径向水平、垂直、绕径向水平、绕径向垂直、轴向和扭转 6 个方向的振动, 因此需要建立 6 自由度的有限元转子动力学模型, 模型示意图如图 2.4 所示, 其中 $O-XYZ$ 为固定坐标系, 定义横截面沿转子轴向 X 向位移为 x , 沿径向 Y 向位移为 y , 沿径向 Z 位移为 z , 绕 X 向转角为 θ_x , 绕 Y 向转角为 θ_y , 绕 Z 向转角为 θ_z 。

设转子有 N 个节点和 M 个盘, 图中每个转轴单元的弹性模量为 E , 截面惯性矩为 I , 剪切模量为 G , 泊松比为 μ , 转轴长度为 L , 转轴密度为 ρ , 转轴截面积为 A ; m_{pi} 为圆盘 P_i 的质量、 J_{ddi} 为圆盘 P_i 的赤道转动惯量, J_{pdi} 为圆盘 P_i 极转动惯量; 转子第 i 个节点所受力为 F_{xi} , F_{yi} , F_{zi} , 所受力矩为 M_{xi} , M_{yi} , M_{zi} 。

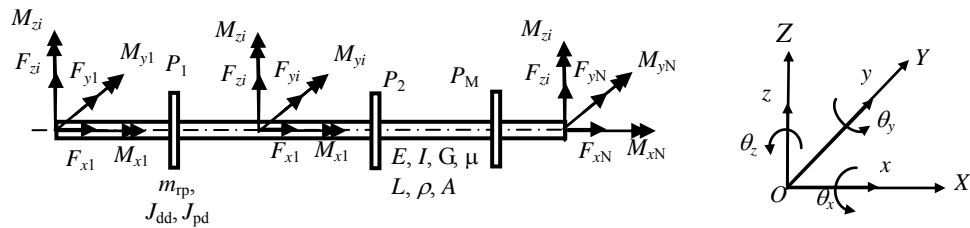


图 2.4 六自由度有限元转子动力学模型

(1) 转盘单元运动方程

假设 m_p 为转子盘质量, J_{dd} 为直径转动惯量, J_{pd} 为极转动惯量, 盘的转动角速度为 ω 。则刚性盘相对于固定坐标系的运动微分方程为:

$$(\mathbf{M}_{Td} + \mathbf{M}_{Rd})\ddot{\mathbf{q}}_d + \omega \mathbf{G}_d \dot{\mathbf{q}}_d = \mathbf{Q}_d \quad (2.10)$$

其中, \mathbf{Q}_d 为广义外力向量; \mathbf{M}_{Td} 和 \mathbf{M}_{Rd} 分别为质量矩阵和质量惯性矩阵; \mathbf{G}_d 为陀螺矩阵; \mathbf{q}_d 为广义位移向量, $\mathbf{q}_d = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]$ 。

$$\mathbf{M}_{Td} = \begin{bmatrix} m_p & & & & & \\ 0 & m_p & & & & \\ 0 & 0 & m_p & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}_{Rd} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ 0 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & J_{pd} & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{dd} & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{dd} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{G}_d = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ 0 & 0 & \text{反} & & & \\ 0 & 0 & 0 & \text{对} & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{pd} & 0 \end{bmatrix}$$

(2) 普通梁单元运动方程

每个单元上含有两个节点, 每个节点上考虑 X 、 Y 、 Z 方向及绕它们的转角共 6 个自由度, 一共 12 个自由度。由拉格朗日方程, 可得梁单元相对于固定坐标的运动方程:

$$(\mathbf{M}_{Te} + \mathbf{M}_{Re})\ddot{\mathbf{q}}_e + (-\omega \mathbf{G}_e)\dot{\mathbf{q}}_e + (\mathbf{K}_{Be} - \mathbf{K}_{Ae})\mathbf{q}_e = \mathbf{Q}_e \quad (2.11)$$

式中, \mathbf{Q}_e 为广义外力向量; \mathbf{M}_{Te} , \mathbf{M}_{Re} , \mathbf{G}_e 分别为质量矩阵, 质量惯性矩阵以及陀螺矩阵; \mathbf{K}_{Be} 为单元弯曲和剪切刚度矩阵; \mathbf{K}_{Ae} 为单元拉伸刚度矩阵; \mathbf{q}_e 为广义位移向量, 由梁单元两个节点的广义位移组成, 即, $\mathbf{q}_e = [x_1, y_1, z_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}, x_2, y_2, z_2, \theta_{2x}, \theta_{2y}, \theta_{2z}]$ 。

(3) 转子系统微分方程

将上述所有的转盘单元和普通梁单元的运动微分方程组装在一起，即可得到系统的运动微分方程，即：

$$(\mathbf{M}_s)\ddot{\mathbf{q}}_s + (\mathbf{C}_s - \omega\mathbf{G}_s)\dot{\mathbf{q}}_s + \mathbf{K}_s\mathbf{q}_s = \mathbf{Q}_s \quad (2.12)$$

式中， \mathbf{q}_s 、 $\dot{\mathbf{q}}_s$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}_s$ 分别为广义位移向量、速度向量和加速度向量； \mathbf{Q}_s 为系统广义外力向量； \mathbf{M}_s 为系统质量矩阵； \mathbf{G}_s 为系统陀螺矩阵； \mathbf{K}_s 为系统刚度矩阵； \mathbf{C}_s 为系统阻尼矩阵。将 \mathbf{C}_s 假设为比例阻尼，即 $\mathbf{C}_s = \alpha_0\mathbf{M}_s + \alpha_1\mathbf{K}_s$ ，其中， α_0, α_1 为常数，可由模态实验得到。

2.4.2.2 转子-基础间的支承连接

对于每个转子与基础间的支承 RB_i ($i=1,2,3,\dots,N$)，支承处包括滚动轴承和轴承座，如图 2.5 所示。设第 i 个支承 RB_i 与转子的第 m 个节点以及基础相连。轴承外圈质量用 m_{wi} 表示；轴承座质量为 m_{bi} ； k_{ti} 、 c_{ti} 分别为轴承外圈与轴承座之间的弹性支承刚度和阻尼系数； k_{fi} 、 c_{fi} 分别为基础和轴承座之间的支承刚度，阻尼， F_{xRi} 、 F_{yRi} 和 F_{zRi} 为作用在转子和轴承外圈的轴承力， F_{xBi} 、 F_{yBi} 和 F_{zBi} 为基础作用于轴承座的力， F_{dxi} 、 F_{dyi} 和 F_{dzi} 为阻尼力。

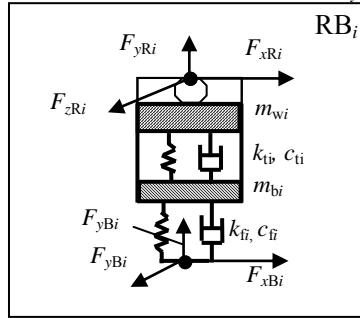


图 2.5 转子-基础连接

设转子第 m 个节点的轴向和径向位移分别为 x_{Rm} 、 y_{Rm} 和 z_{Rm} ，令 $x = x_{Rm} - x_{wi}$ ， $y = y_{Rm} - y_{wi}$ ， $z = z_{Rm} - z_{wi}$ ，因此，滚动轴承外圈的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{wi}\ddot{x}_{wi} + k_{ti}(x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi}\ddot{y}_{wi} + k_{ti}(y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi}g \\ m_{wi}\ddot{z}_{wi} + k_{ti}(z_{wi} - z_{bi}) + F_{dzi} = F_{zRi} \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (2.13)$$

又设支承 RB_i 的轴承座的位移为 x_{bi} 、 y_{bi} 和 z_{bi} ，，则基础作用于支承 RB_i 的力为

$$\begin{cases} F_{xBi} = k_{fi}(x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{bi}) \\ F_{yBi} = k_{fi}(y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{bi}) \\ F_{zBi} = k_{fi}(z_{bi}) + c_{fi}(\dot{z}_{bi}) \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (2.14)$$

因此，支承 RB_i 的轴承座的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ti}(x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xBi} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ti}(y_{bi} - y_{wi}) - F_{dyi} = F_{yBi} - m_{bi}g \\ m_{bi}\ddot{z}_{bi} + k_{ti}(z_{bi} - z_{wi}) - F_{dzi} = F_{zBi} \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (2.15)$$

转子作用于第 i 个支承的轴承力可以通过建立滚动轴承动力学模型, 下面将详细介绍滚动轴承轴承力模型的推导和分析。

2.4.2.3 复杂滚动轴承模型及轴承力

复杂滚动轴承模型包括 X、Y、Z 方向的平动及绕 X 和 Y 方向的转动 5 个方向的自由度, 设滚珠与内外圈接触满足 Hertz 接触应力理论, 第 j 个滚珠对轴承内圈沿法线方向的接触力 Q_j 与其法向变形 δ_j 之间的关系为:

$$Q_j = k_n \delta_j^n \quad (2.16)$$

式中, k_n 为滚珠与内外圈之间总的载荷-变形系数 (单位为 N/m^n), n 为接触指数, 一般可以设为 $n=1.5$ 。由此可见, 分别求出载荷-变形系数 k_n 和法向变形 δ_j 是获取第 j 个轴承轴承力的关键。

(1) 求解总载荷-变形系数 k_n

k_n 是由内圈和外圈的载荷-变形系数 k_i 、 k_o 综合求得, 即:

$$k_n = \left[\frac{1}{(1/k_i)^n + (1/k_o)^n} \right]^n \quad (2.17)$$

其中,

$$k_i = \left[\frac{32}{9(\delta_i^*)^3 \eta^2 \bar{\rho}_i} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad k_o = \left[\frac{32}{9(\delta_o^*)^3 \eta^2 \bar{\rho}_o} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

式中, η 为综合弹性常数,

$$\eta = \frac{1-\mu^2}{E_i} + \frac{1-\mu_0^2}{E_o} \quad (2.19)$$

μ_i 、 E_i 分别为内圈的泊松比和弹性模量, μ_o 、 E_o 分别为外圈的泊松比和弹性模量。 δ_i^* 、 δ_o^* 分别是滚珠与内滚道和外滚道的相对趋近量常数, 是与相对曲率 $F(\rho)$ 相关的系数, $F(\rho)_i$ 和 $F(\rho)_o$ 的计算公式分别如式 (2.20) 和式 (2.21) 所示, δ_i^* 和 δ_o^* 与 $F(\rho)_i$ 和 $F(\rho)_o$ 的关系如下。

$$F(\rho)_i = \frac{\frac{2\gamma}{1-\gamma} + \frac{1}{f_i}}{4 + \frac{2\gamma}{1-\gamma} - \frac{1}{f_i}} \quad (2.20)$$

$$F(\rho)_o = \frac{-\frac{2\gamma}{1+\gamma} + \frac{1}{f_o}}{4 - \frac{2\gamma}{1+\gamma} - \frac{1}{f_o}} \quad (2.21)$$

式中， f_o 为外圈沟曲率半径系数，取值在 0.515-0.525 之间， f_i 为内圈沟曲率半径系数 f_i ，取值在 0.515-0.525 之间。滚珠与内外圈接触的曲率和 $\bar{\rho}_i$ 和 $\bar{\rho}_o$ 分别是

$$\bar{\rho}_i = \frac{1}{D} \times \left(4 + \frac{2\gamma}{1-\gamma} - \frac{1}{f_i} \right) \quad (2.22)$$

$$\bar{\rho}_o = \frac{1}{D} \times \left(4 - \frac{2\gamma}{1+\gamma} - \frac{1}{f_o} \right) \quad (2.23)$$

式中， $\gamma = \frac{D \cos \alpha_0}{d_m}$ ，其中， D 为滚珠直径， d_m 为节圆直径， α_0 为初始接触角。

(2) 求解滚珠轴承法向变形 δ_j

首先建立固定坐标系 $OXYZ$ ，其坐标原点 O 为固定点，位于滚动轴承外圈中心点处， X 为轴向坐标， Y 、 Z 为径向坐标。作用在滚动轴承上的外载荷为 $\{F\} = \{F_x, F_y, F_z, M_y, M_z\}$ ，相应的滚动轴承弹性变形为 $\{q\} = \{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \varphi_y, \varphi_z\}$ 。

对于任意第 j 个滚珠，正常状态下它与内外圈的接触示意图见图 2.6， α_0 为滚珠与内外圈间的初始接触角， O_i 为受载前内外圈沟曲率的中心位置， O_o 为外圈沟曲率的中心位置，受载前内外圈沟曲率中心位置 O_i 和 O_o 之间的初始距离为 A_0 。

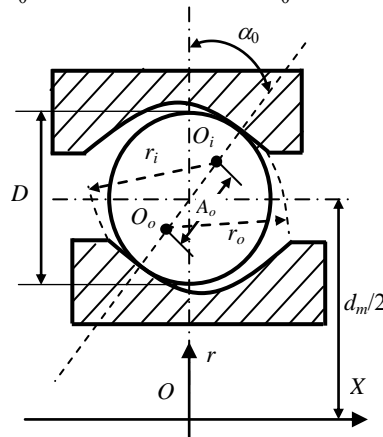


图 2.6 滚珠与内外圈接触示意图

轴承产生变形后的滚珠与内外圈的变形示意图如图 2.7。其中， α_0 为初始接触角，受载后的接触角为 α_j ，受载后内圈沟曲率的中心位置为 O_i' 。受载后外圈沟曲率的中心位置为 O_0 ， O_i' 和 O_0 之间的距离为 A_j ，第 j 个滚珠在接触法向方向上的总接触变形量为 δ_j ，滚珠在轴向的弹性变形量为 δ_{xj} ，滚珠在径向的弹性变形量为 δ_{yj} 。

设第 j 个滚珠的法向变形为：

$$\delta_j = \begin{cases} A_j - A_0, & \delta_j > 0 \\ 0, & \delta_j \leq 0 \end{cases} \quad (2.24)$$

其中, $A_0 = (f_o + f_i - 1)D$, 其为受负荷前内外圈沟曲率中心位置之间的初始距离。

滚珠轴承的初始接触角受径向游隙和球与滚道的吻合度共同决定, 设径向游隙为 P_d , 则初始接触角为:

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d}{2A_0} \right) \quad (2.25)$$

受载后的距离为:

$$A_j = \sqrt{(A_0 \sin \alpha_0 + \delta_{xj})^2 + (A_0 \cos \alpha_0 + \delta_{rj})^2} \quad (2.26)$$

其中,

$$\begin{cases} \delta_{xj} = \delta_x + R_j(\phi_y \sin \psi_j - \phi_z \cos \psi_j) \\ \delta_{rj} = \delta_y \cos \psi_j + \delta_z \sin \psi_j \end{cases} \quad (2.27)$$

其中, R_j 为内滚道沟曲率中心轨迹半径, 即:

$$R_j = \frac{d_m}{2} + \left[f_i D - \frac{D}{2} \right] \cos \alpha_0 \quad (2.28)$$

设滚珠数为 m , 内圈的旋转速度为 ω_i , 外圈的旋转速度为 ω_o , 外滚道半径为 $R_o = d_m/2 + D/2 \times \cos \alpha_0$, 内滚道半径为 $R_i = d_m/2 - D/2 \times \cos \alpha_0$, 保持架旋转速度为:

$$\omega_c = (\omega_o \times R_o + \omega_i \times R_i) / (R_o + R_i) \quad (2.29)$$

因此, t 时刻第 j 个轴承位置角 ψ_j 为:

$$\psi_j = \omega_c \times t + 2\pi(j-1)/m, \quad j=1, 2, \dots, m \quad (2.30)$$

α_j 为负荷后实际的接触角, 满足,

$$\tan \alpha_j = \frac{A_0 \sin \alpha_0 + \delta_{xj}}{A_0 \cos \alpha_0 + \delta_{rj}} \quad (2.31)$$

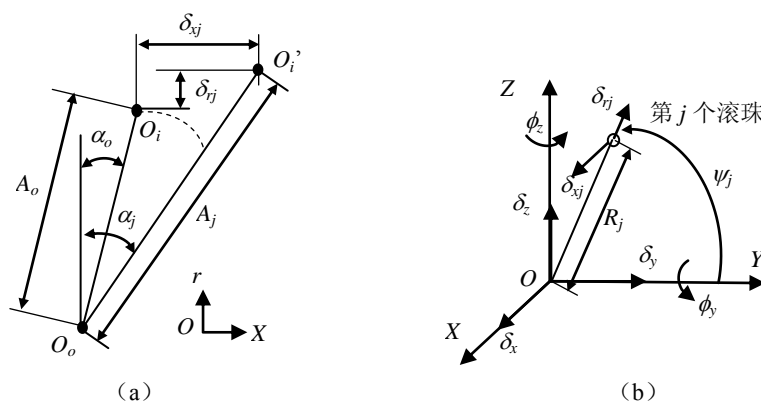


图 2.7 滚珠与内外圈相对变形示意图

(3) 求解滚珠球轴承的轴承力

第 j 个滚珠的弹性接触力 Q_j 可由式 (2.16) 得出, 按 5 个自由度方向进行分解, 即可得到

作用在滚动轴承上的外载荷 $\{F\} = \{F_{xR}, F_{yR}, F_{zR}, M_{yR}, M_{zR}\}$ ，即，

$$F_{xRj} = Q_j \sin \alpha_j \tag{2.32}$$

$$F_{yRj} = Q_j \cos \alpha_j \cos \psi_j \tag{2.33}$$

$$F_{zRj} = Q_j \cos \alpha_j \sin \psi_j \tag{2.34}$$

$$M_{xRj} = 0 \tag{2.35}$$

$$M_{yRj} = R_j Q_j \sin \alpha_j \sin \psi_j \tag{2.36}$$

$$M_{zRj} = -R_j Q_j \sin \alpha_j \cos \psi_j \tag{2.37}$$

则五自由度下的轴承力和力矩分别为：

$$F_{xR} = \sum_{j=1}^m F_{xRj} \quad F_{yR} = \sum_{j=1}^m F_{yRj} \quad ; \quad F_{zR} = \sum_{j=1}^m F_{zRj} \quad ; \quad M_{yR} = \sum_{j=1}^m M_{yRj} \quad ; \quad M_{zR} = \sum_{j=1}^m M_{zRj}$$

2.4.2.4 数值积分求解

最后运用 Newmark- β 法和改进的 Newmark- β 法(翟方法)相结合的数值积分获取系统非线性动力学响应，流程图见图 2.8。其中，对于转子系统（机匣系统），采用 Newmark- β 法求解，得到转子和机匣上的响应，对于离散支承连接部件，采用改进的 Newmark- β 法(新型显示积分-翟方法)求解，获得支承位置集总单元响应，然后通过求解作用力（力矩）作用到连接部件，由此形成一个个求解序列，即整机振动的响应。Newmark- β 法的特点是要求形成动力学矩阵，而不需要质量对角化，翟方法的特点是可以直接求解微分方程组，不需要形成矩阵。

Newmark- β 和改进的 Newmark- β 相结合的数值积分求解方法的特点是求解效率高。

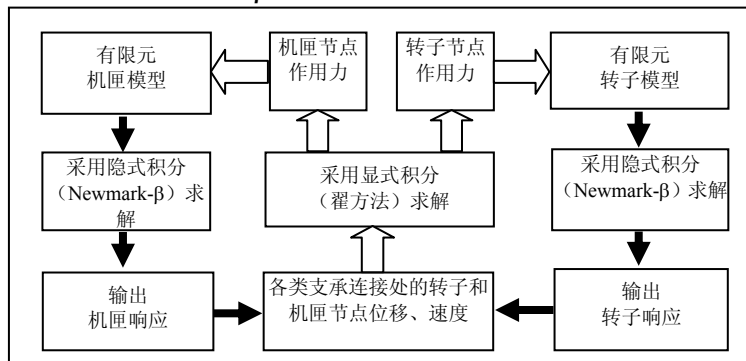


图 2.8 转子-支承-机匣动力学求解流程图

2.4.2.4 动力学模型参数

利用上述动力学建模方法，建立了转子-滚动轴承试验器有限元模型，其中，将转子一共分为 22 个单元，23 个节点，表 2.1-表 2.4 为该试验器转子动力学参数。其中表 2.1 为转子参数，包括各盘的直径、质量和惯量等；表 2.2 为滚动轴承参数；表 2.3 为转子与基础之间的连接参数 RB_i ；表 2.4 为转子节点信息参数。

表 2.1 转子参数

弹性模量 E (Pa)	2.1×10^{11}
转轴直径 D (m)	0.019
密度 ρ (kg/m ³)	7.8×10^3
泊松比 μ	0.3
比例阻尼系数 α_0	0.97
比例阻尼系数 α_1	$3.69e-005$
L_1 (mm)	90
L_2 (mm)	310
L_3 (mm)	424
L_4 (mm)	131
盘 P_1 质量 m_p (kg)	2.294
盘 P_1 极惯性矩 J_{dp1} (kg·m ²)	0.009
盘 P_1 赤道惯性矩 J_{dd1} (kg·m ²)	0.005
盘 P_2 质量 m_p (kg)	0.45
盘 P_2 极惯性矩 J_{dp2} (kg·m ²)	0.00025
盘 P_2 赤道惯性矩 J_{dd2} (kg·m ²)	0.000125

表 2.2 复杂滚动轴承 6304 模型参数

滚珠数目	7
节圆直径/mm	20
滚珠直径/mm	9.6
内圈沟曲率半径系数	0.5200
外圈沟曲率半径系数	0.5200
内、外圈弹性模量/Pa	$2.1e11$
内、外圈泊松比	0.1000
接触指数	1.5000

表 2.3 转子与基础连接参数

k_t (N/m)	c_t (N.s/m)	k_f (N/m)	c_f (N.s/m)
2.0×10^8	200	2.0×10^8	200

表 2.4 转子节点信息

序号	坐标 (mm)	名称	集中质量 (kg)	偏心距 (mm)	赤道惯量 (kg·m ²)	极惯量 (kg·m ²)
1	0.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
2	55.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
3	112.00000	前支承	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
4	130.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
5	150.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
6	200.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
7	260.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
8	280.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
9	310.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000

表 2.4 (续)

10	380.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
11	430.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
12	482.50000	转盘	2.30700	0.10000	0.00500	0.01000
13	505.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
14	530.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
15	625.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
16	685.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
17	705.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
18	740.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
19	815.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
20	824.00000	后支承	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
21	855.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
22	905.00000		0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
23	955.00000	法兰盘	0.45000	0.01000	0.00013	0.00025

2.4.3 基于模态试验的动力学模型验证

2.4.3.1 试验模态分析

为验证上述建模方法的正确性, 通过利用模态试验对该转子-滚动轴承实验器进行支承状态下试验验证。试验中用到的仪器设备主要包括: NI9234 动态信号采集器, 30927 型力锤, DH182 加速度传感器以及模态分析软件等。采用单点响应、多点激励的试验方案, 具体的操作步骤为: 首先在试验器转轴上从支承 S_1 到支承 S_2 均匀选择 10 个点, 记为点 1、点 2、...、点 10, 再选择在点 5 的位置布置加速度传感器, 即第 5 点为原点响应, 然后依次敲击这 10 个点, 测取加速度响应信号, 最后通过利用模态分析系统 MAS 将敲击得到的各测点加速度响应函数进行模态识别分析。图 2.9 为实验现场图片, 图 2.10 为模态试验示意图。



图 2.9 转子-滚动轴承试验器模态试验现场图

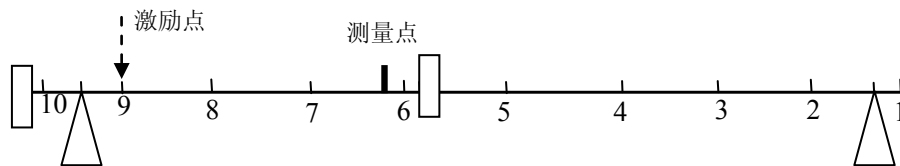


图 2.10 转子-滚动轴承试验器模态试验示意图

2.4.3.2 计算模态分析

由上述动力学模型参数可知,转子模型被划分为 22 个单元,共 23 个节点,示意图如图 2.11 所示。在模拟锤击法计算时,采用单点激励,多点响应的锤击方式,对节点 9 施加一个方向为径向,时间为 0.1s,大小为 100N 的脉冲力,通过时域数值积分求解得到转子各节点的加速度响应,利用模态分析系统 MAS 对测得的各节点加速度频响函数进行模态识别,进而得到系统固有频率和固有振型。表 2.5 为试验和仿真得到的前 4 阶固有频率比较结果,图 2.12 为仿真和试验得到的前 4 阶固有振型的比较结果。

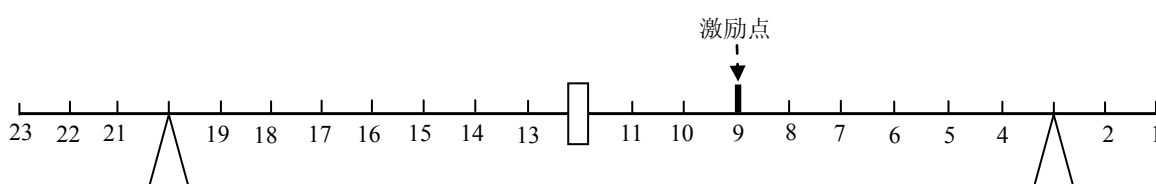


图 2.11 转子-滚动轴承实验器仿真模型敲击示意图

从表 2.5 和图 2.12 前四阶频率识别结果和振型结果可知,通过仿真得到的该转子试验器系统的前 4 阶固有频率值与模态敲击试验得到的系统前 4 阶固有频率值近似相同,且前四阶的计算振型和试验振型也近似相同,由此可见仿真模态与试验模态接近。证明了本章转子-滚动轴承试验器建模方法的正确性和有效性。

表 2.5 频率识别结果

阶次	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶
实验/Hz	45.32	170.96	302.23	551.29
仿真/Hz	44.24	170.13	302.51	546.07

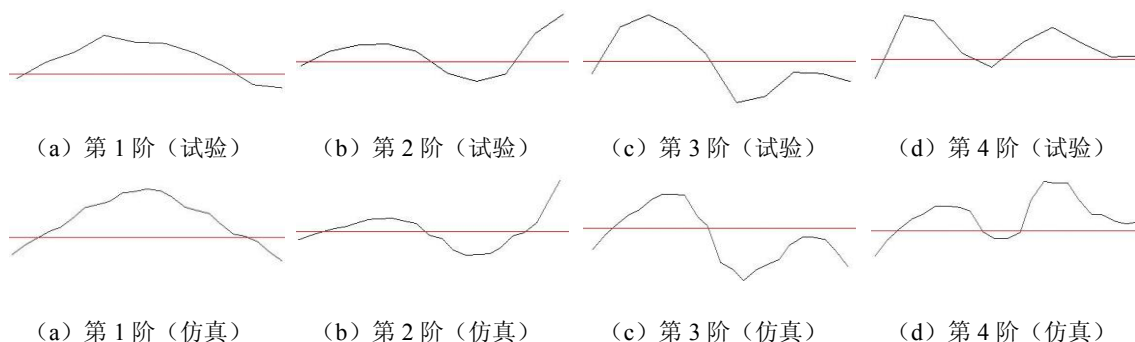


图 2.12 前 4 阶振型比较结果示意图

2.4.4 转子-滚动轴承试验器弯曲故障特征仿真分析

在航空发动机领域,转子不同心定义为转子截面的形心与旋转中心的偏差,与转子截面的质心与旋转中心形成的质量偏心属于两个独立的激励源,转子不同心故障和转子质量偏心均将

引发转子的同步涡动振动，表现出典型的 1 倍频特征，但是从激励分析可以看出，转子不同心故障对转子系统表现为基础激励的性质，而质量偏心激励则为转子系统的力激励，二者在幅频和相频特性曲线中将具有较大差别。因此深入研究转子弯曲故障和质量偏心对于振动的影响具有非常重要的意义。

为了仿真转子弯曲故障和质量偏心的频率响应函数，仿真的计算条件为转速从 0rpm 到 4000rpm 变化，仿真计算了三种情况：

(1) 单独考虑质量偏心，不考虑转子弯曲故障，其中，转盘 P1 和法兰盘 P2 的质量偏心距分别为设置为 0.15mm；

(2) 单独考虑转子弯曲故障，不考虑转盘 P1 和法兰盘 P2 的质量偏心，通过在转子节点 12 径向水平方向添加 0.03mm 的弯曲量模拟转子弯曲故障；

(3) 同时考虑转子的弯曲故障和转盘 P1 及法兰盘 P2 的质量偏心。

当两种故障单独考虑时，假设转子的弯曲量和转盘 P1 及法兰盘 P2 的质量偏心量不变，偏心方向分别为 0 度、90 度、180 度、270 度时，转盘 P1 处径向位移的幅频和相频曲线如图 2.13、图 2.14、图 2.15 和图 2.16 所示。

从图 2.13、图 2.14、图 2.15 和图 2.16 幅频曲线以及相频曲线可以明显看出，单独考虑质量偏心时，转子质量偏心角度变化对转盘 P1 处的径向位移幅值的影响不明显，且当转速很低时，振动响应接近于零，当转速接近临界转速时，转子产生共振，振幅达到最大值，相位出现突变，发生 180 度变化。而单独考虑转子弯曲故障时，当转速很低时，振动响应趋于转子的初始弯曲量，因此，此时的响应能够反应转子弯曲激励的大小和方向，当转速接近临界转速时，转子产生共振，振幅达到最大值，相位也产生 180 度的变化，这一点，转子弯曲故障和质量偏心故障的特征基本相同。

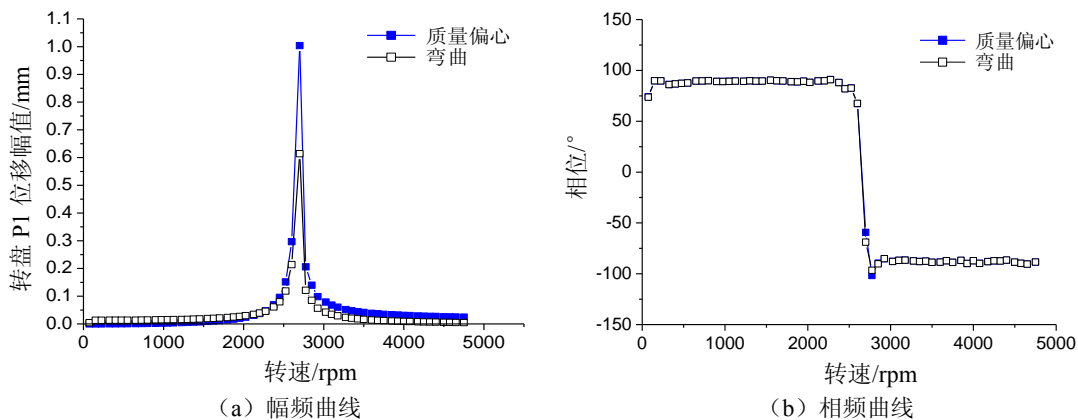


图 2.13 质量偏心 0 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数

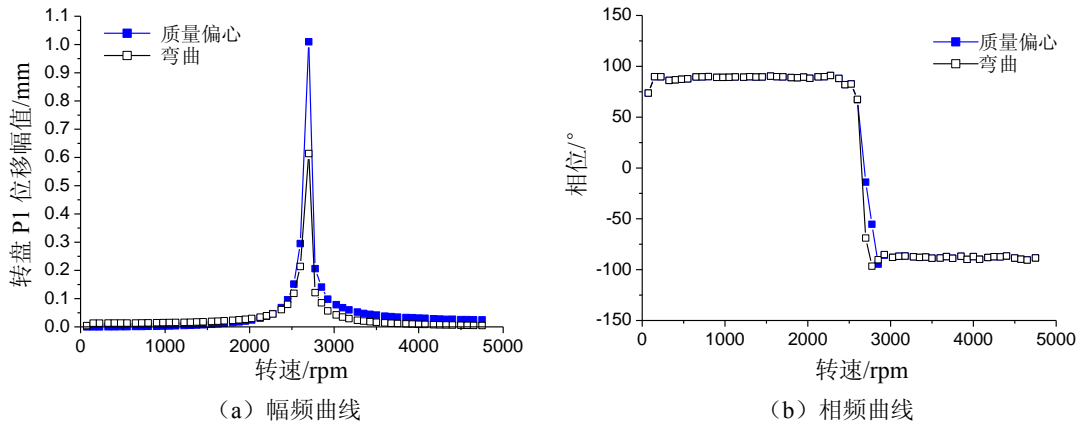


图 2.14 质量偏心 90 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数

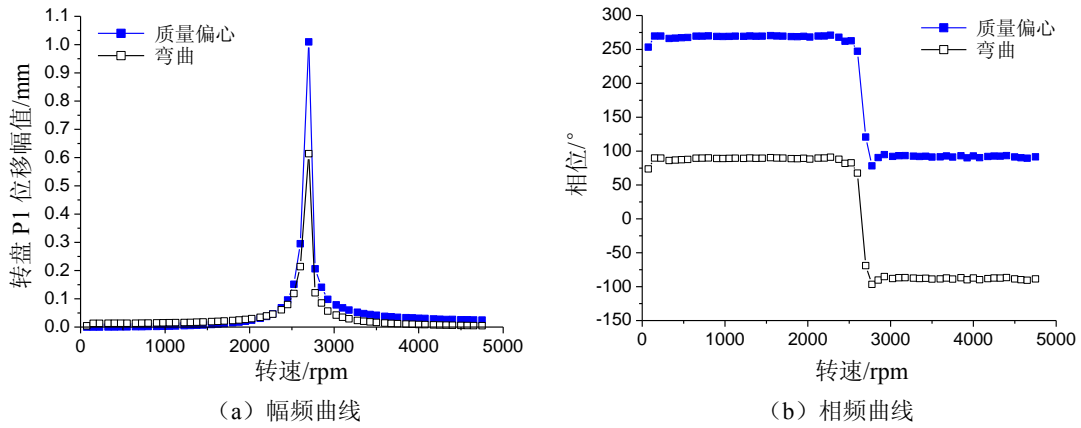


图 2.15 质量偏心 180 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数

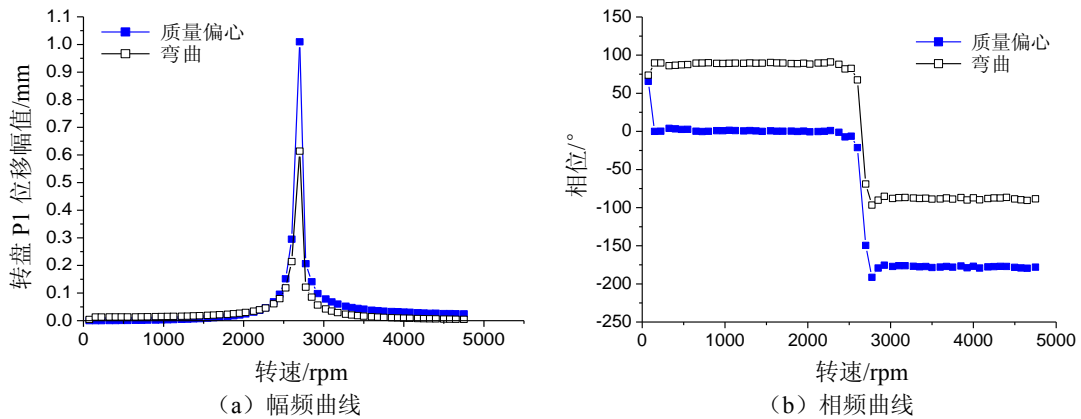


图 2.16 质量偏心 270 度时转盘处径向水平方向的频率响应函数

当质量偏心 and 转子弯曲两种故障同时考虑时，假设转盘 P1 和法兰盘 P2 处质量偏心量和转子的弯曲量不变，仅考虑质量偏心角度变化，仿真得到转盘 P1 处径向位移的幅频曲线和相频曲线如图 2.17 所示。

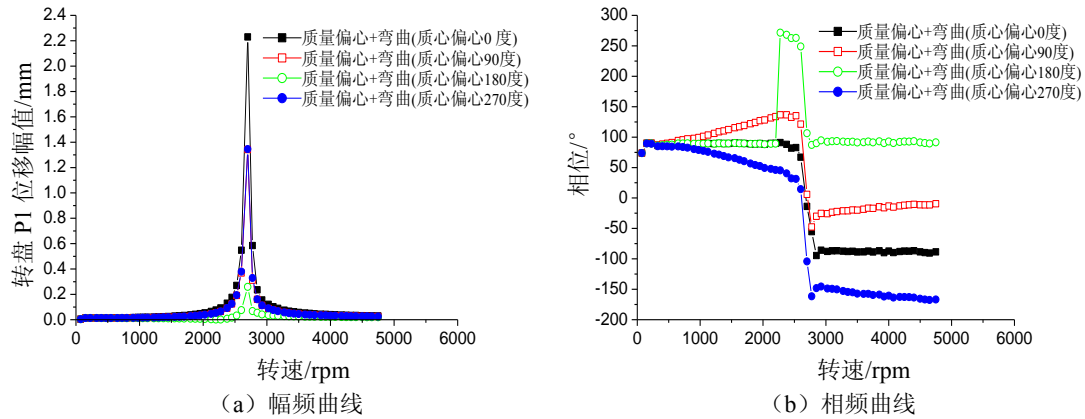


图 2.17 质量偏心和转子弯曲同时存在时转盘处径向水平方向的频率响应函数

从图 2.17 幅频曲线和相频曲线可以看出，两种故障同时考虑时，在一定转速下，转盘 P1 处振动位移会产生共振，振幅达到最大值，相位出现突变。通过对比图 2.13 到图 2.17 的幅频曲线可以发现，两种故障同时考虑时，转盘 P1 处产生的振动位移幅值并不是两种故障单独考虑情况下位移幅值的叠加。同时，随着转盘质量偏心角度的改变，当转盘质量偏心角度为 0 度时，此时转盘 P1 处的径向位移幅值最大，转盘质量偏心角度为 90 度和 270 度时次之，转盘质量偏心角度为 180 度时最小，且质量偏心方向为 180 度时，相比较两种故障单独考虑的情况，转盘 P1 处径向位移幅值要小的多，由此可见，两种故障同时考虑时，由于质量偏心相位的改变，会出现振动减小的情况。

由此可见，区分转子弯曲故障和质量偏心故障非常重要，转子弯曲故障关键在于低转速下也具有一定的振动。质量偏心通常可以用动平衡的方法进行平衡来加以补偿，然而转子弯曲故障则很难通过动平衡的方法来进行平衡和补偿，原因很简单，抵消轴的弯曲变形通常需要很大的力，而现场动平衡很难实现。

2.5 本章小结

本章首先介绍了转子不同心振动机理，在此基础上建立了转子-滚动轴承试验器动力学模型。利用 Newmark- β 算法以及改进 Newmark- β 算法（翟方法）求取了系统的响应。然后通过模态试验对模型进行了修正和试验验证，结果表明：仿真得到的该转子试验器系统的前 4 阶固有频率值与模态敲击试验得到的系统前 4 阶固有频率值近似相同，且前四阶的计算振型和试验振型也近似相同，仿真模态与试验模态接近。

最后对该模型进行了质量偏心与转子弯曲故障下的仿真分析，结果表明：

(1) 转子弯曲和质量偏心是转子系统两个独立的不平衡激励，二者在幅频和相频特性曲线中将具有较大差别，且在低转速下，由质量偏心产生的激励很小，此时的响应能够反应转子弯曲激励的大小和方向。

(2) 转盘质心偏心和转子弯曲故障单独考虑时, 转子质量偏心方向的改变对于单独考虑质量偏心时转盘处的径向位移幅值没有影响, 而且转子弯曲和质量偏心故障特征基本相同。

(3) 转盘质心偏心和转子弯曲故障同时考虑时, 转盘 P1 处产生的振动位移幅值并不是两种故障单独考虑情况下位移幅值的叠加, 当转盘质量偏心角度为 180 度时, 相比较两种故障单独考虑的情况, 转盘 P1 处径向位移幅值要小的多, 由此可见, 由于质量偏心相位的改变, 会出现振动减小的情况。

第三章 转子不同心测试方法分析及验证

3.1 引言

在上述转子不同心振动机理分析的基础上，提出一种转子空间弯曲轴线的测试新方法，即在低转速下，可以通过电涡流位移传感器测得一实际转子的弯曲量。因此，本章利用电涡流位移传感器分别对初始弯曲较小的转子和初始弯曲较大的转子进行了弯曲试验测试，测取转子不同截面的弯曲向量，得到了在同一绝对坐标下的各截面形心相对于旋转中心的弯曲向量，然后，应用三次样条函数插值拟合了转子的空间几何中心线，再利用 Visual C++ 编程调用 OPENGL 图形函数，对弯曲转子进行了三维实体显示，最后又利用百分表测量转子弯曲的方法对该新方法进行了试验验证。

3.2 转子不同心测试方法

3.2.1 测量原理

由第二章介绍的初始弯曲故障振动机理可知，当质量偏心距和初始弯曲同时存在时，在高转速下， $\mathbf{r} = \mathbf{r}_d + \mathbf{r}_s$ ，即，用电涡流位移传感器测取的是两个旋转向量的矢量和，当然无法分离出初始弯曲向量 \mathbf{r}_s ，如图 3.1 所示。

由于始弯曲和质量偏心引起的振动微分方程为：

$$m\ddot{\mathbf{r}} + c\dot{\mathbf{r}} + k\mathbf{r} = k\mathbf{r}_s - m\ddot{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (3.1)$$

因为 $\mathbf{r} = \mathbf{r} \exp[i(\omega t + \varphi_r)]$ ， $\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon} \exp[i(\omega t + \varphi_\varepsilon)]$ 所以，将其代入式 (3.1) 可得

$$-m\omega^2 \mathbf{r} \exp[i(\omega t + \varphi_r)] + i\omega c \mathbf{r} \exp[i(\omega t + \varphi_r)] + k\mathbf{r} = k\mathbf{r}_s + m\omega^2 \boldsymbol{\varepsilon} \exp[i(\omega t + \varphi_\varepsilon)] \quad (3.2)$$

显然，当 $\omega = 0$ ， $\mathbf{r} = \mathbf{r}_s$ ，即当转速很低时，电涡流位移传感器测得的转子响应可以近似为转子弯曲量。

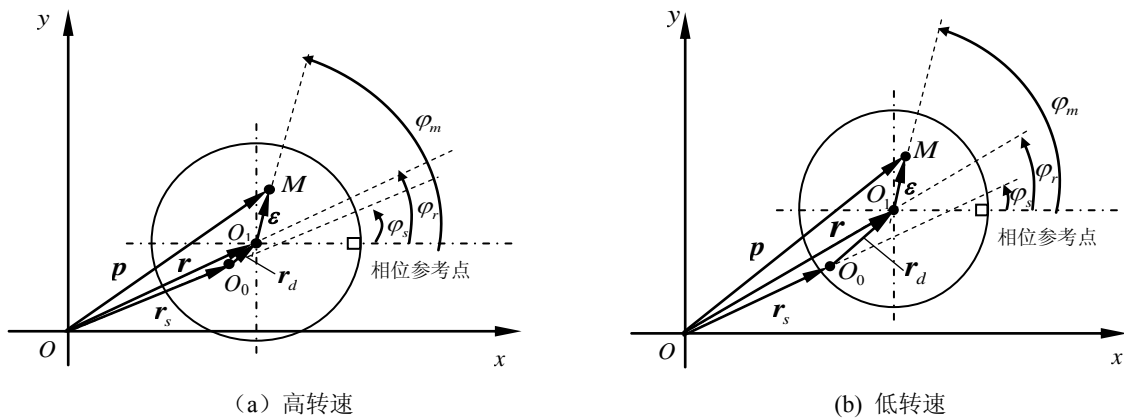


图 3.1 初始弯曲单盘转子模型示意图

3.2.2 基于电涡流位移传感器测量转子弯曲试验方案

根据上述转子不同心测试原理，可以得到转子弯曲量测试原理框图如图 3.2 所示，测试原理示意图如图 3.3 所示。具体的测试步骤如下：

(1) 首先需要在转子上设置键相信号点，获取转速。键相信号提供统一的相位参考点，通常可以用光电传感器或电涡流传感器实现，当传感器对准键槽时，则产生一个脉冲，转子旋转一周产生一个脉冲，通过对一定时间内的脉冲数目统计，可以得到当前转速。

(2) 借助键相信号将各个测量面振动信号的起始时刻统一到键相传感器对准键相槽的时刻，剔除键相脉冲之前的数据点，不足部分补零。如图 3.3 所示，以键槽水平方向为 X 轴方向，向垂直的轴为 Y 轴方向，建立截面的坐标系，从 X 轴正方向按逆时针方向旋转到 Y 轴方向。因此定义旋转角速度 ω 以逆时针方向旋转为正方向。

(3) 在转子的各个重要测试截面布置两个相互垂直的电涡流位移传感器，测试转子截面的水平 X 向和垂直 Y 向的振动位移。分别经过键相信号处理后得到具有统一起始时刻的信号。

(4) 对经过键相处理后的转子各截面响应信号，合成轴心轨迹，根据测试原理可知，此时，零时刻（即起始时刻）时的初始相位点对应的振动位移向量即为在坐标系 XOY 中，转子截面几何中心相对于旋转中心的初始弯曲向量。

(5) 如图 3.3 所示，定义 X 轴方向为转轴的轴向，各个截面的旋转中心分别为 O_1, O_2, \dots, O_n 。根据各个截面得到的转子弯曲向量，利用样条函数拟合出转子在空间坐标系 O-XYZ 中的空间弯曲函数。

(6) 利用 VC 编程，调用 OPENGL 图形函数库实现弯曲转子的三维建模和显示。

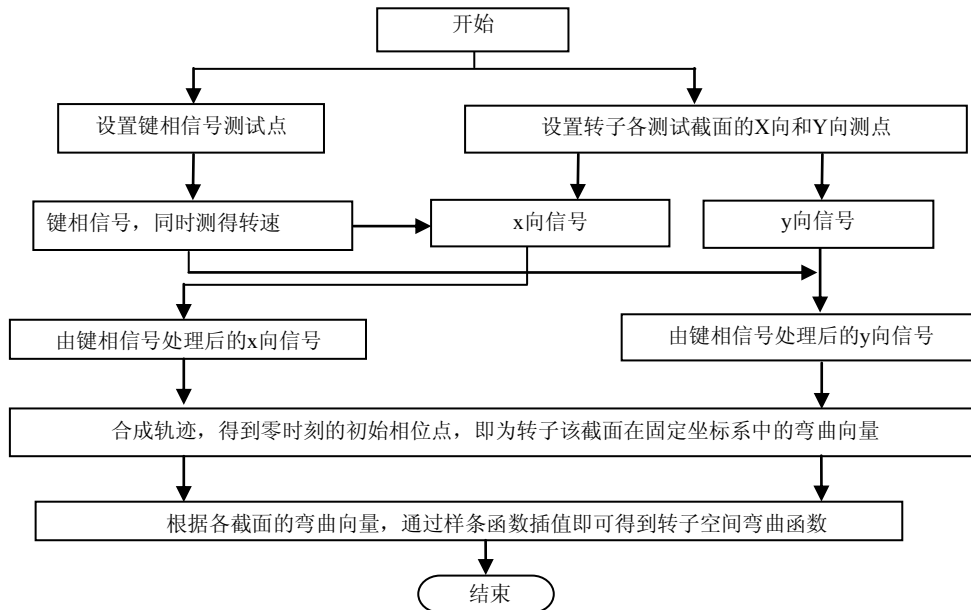


图 3.2 转子弯曲测试原理框图

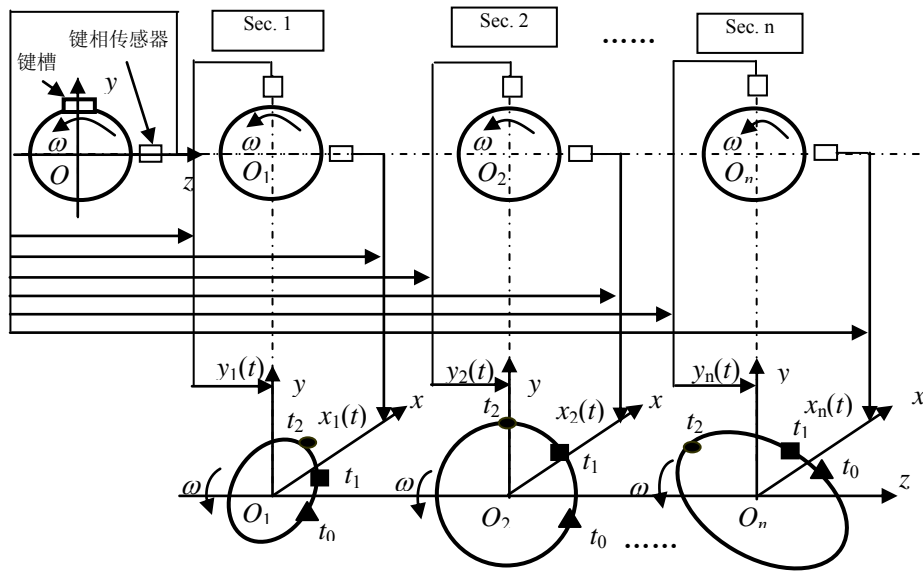


图 3.3 转子弯曲测试原理示意图

3.3 转子弯曲量测试系统开发

3.3.1 转子弯曲量测试系统开发构想

为了实现转子弯曲量在线测试和弯曲转子三维实体模型的空间展示，以能更加清楚的反映出转子各部分的弯曲程度，本章利用 Visual C++ 软件开发了转子弯曲量测试系统，并进行了相关的转子弯曲度的测量试验，以验证本文提出的利用电涡流位移传感器测量转子弯曲度方法的有效性和可行性。

转子弯曲量测试系统的核心目的是通过对转子的弯曲测试与动画显示集成系统的开发，可以实现转子的弯曲度在线测试与三维实体动画显示同时进行，获得弯曲转子的三维实体模型的空间展示，能更加清楚的反映出转子各部分的弯曲程度，该转子弯曲测试系统具体的实现流程图如图 3.4 所示。

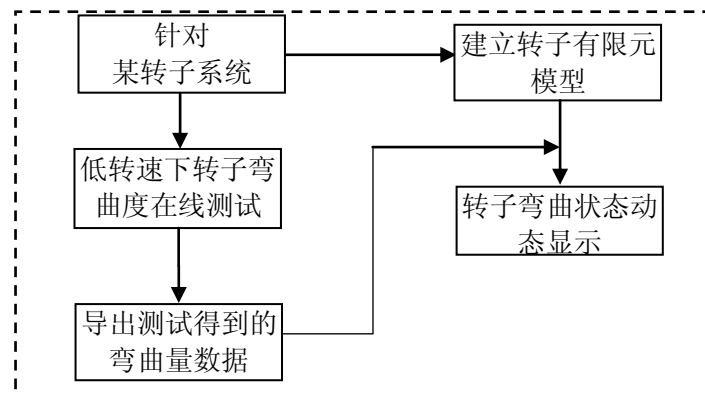


图 3.4 转子弯曲测试系统开发构想

从流程图可以看出，首先针对某实际弯曲转子系统进行低转速下转子弯曲度的在线测试，

获取转子各个测试截面的轴心轨迹，进而得到转子各个测试截面的弯曲量，保存测试得到的转子弯曲量数据，然后在建模模块建立该转子的有限元模型，最后将测试得到的转子弯曲量导入建好的转子有限元模型中，这样就可以实现转子三维实体的动画显示，进而可以清晰明了的看到转子系统的弯曲状态。

3.3.2 软件设计要求

在设计、开发转子弯曲测量系统界面时，需要满足功能的完整性，测量的准确性、以及友好、人性化的操作界面等要求，具体如下：

(1) 功能的完整性。判断一个测试系统软件的首要条件是软件里的功能是否能够满足使用者需求，所以测试系统功能的完善性是非常重要的。因此，本文研究开发的转子弯曲测试系统具备的功能包括：数据采集、转子部件建模、转子弯曲度显示等，可以满足转子弯曲量的测量。

(2) 测量的准确性。在转子弯曲量在线测试过程中，无论是模块的通道配置，数据采集还是模型建立，该系统都必须保证各个环节的准确性和有效性，不能存在较大的误差。因此，在设计该系统过程中，需要着重考虑计算机本身的计算误差、传感器灵敏度、现场采集设备等因素。

(3) 友好、人性化的操作界面。开发该系统的主要目的是方便测量工程实际中转子的弯曲量，拥有友好、人性化的操作界面，能够使非专业的人更好的理解和使用，有利于该测试系统的使用和推广，而且安装过程方便、简单、快捷，不受计算机型号和系统的限制。

3.3.3 系统功能设计

按照上述转子弯曲测试系统软件的开发构想，进行系统功能的详细介绍。该转子弯曲测试系统主要包含振动数据采集、转子部件建模、转子弯曲度显示、参数设置等模块。本章首先对软件系统按功能分为几个模块进行了总体框架设计，如图 3.5 所示。

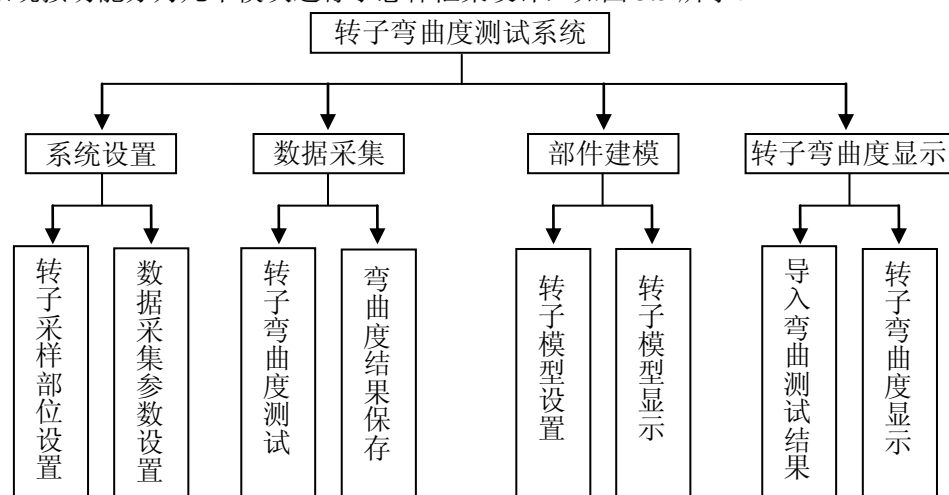


图 3.5 转子弯曲测试系统功能框架图

以下是各模块的简要说明：

(1) 系统设置：在某转子弯曲度测试之前需要设置转子的采样部位，即确定转子弯曲测试的截面数量及各个测试截面的轴向位移坐标；然后需要对数据采集参数进行设置，包括：测试变量的选择，传感器型号的选择，传感器灵敏度显示，数据采集器的选择，数据采集模块的选择等。

(2) 数据采集：对需要测试的转子进行转子弯曲度在线测试，在该模块，一次可以测量 8 个测试截面的轴心轨迹，通过读取初始相位点的数值，得到各个测试截面的弯曲量，导出弯曲度测试结果，为后续转子弯曲度的显示提供数据依据。

(3) 部件建模：对需要测试的转子进行简单的有限元建模。

(4) 转子弯曲度显示：在建立好转子有限元模型的基础上，导入数据采集中获得的转子弯曲度测试结果，即可进行转子弯曲度的动态显示，能形象生动的展示转子的弯曲状态。

3.3.4 系统软件介绍

3.3.4.1 转子部件建模

转子弯曲度测试系统的测试界面如图 3.6 所示，转子部件建模界面如图 3.7 所示，转子部件建模模块是转子弯曲状态动态显示的前提条件，通过该模块完成对转子有限元梁单元的建模过程，该模块包括：部件选择、显示单元、模型设置、模型显示等。点击模型设置，即可进入转子模型有限元模型参数设置界面，如图 3.8 所示，在该界面可以将转轴从左端到右端等分为所需要的单元数，完成对转轴的有限元建模，然后在部件选择下面组件选择转子，部件选择转子弯曲，截面选择部件，显示单元下选择所有单元，点击模型显示即可显示出需要测试的转子的三维实体图。

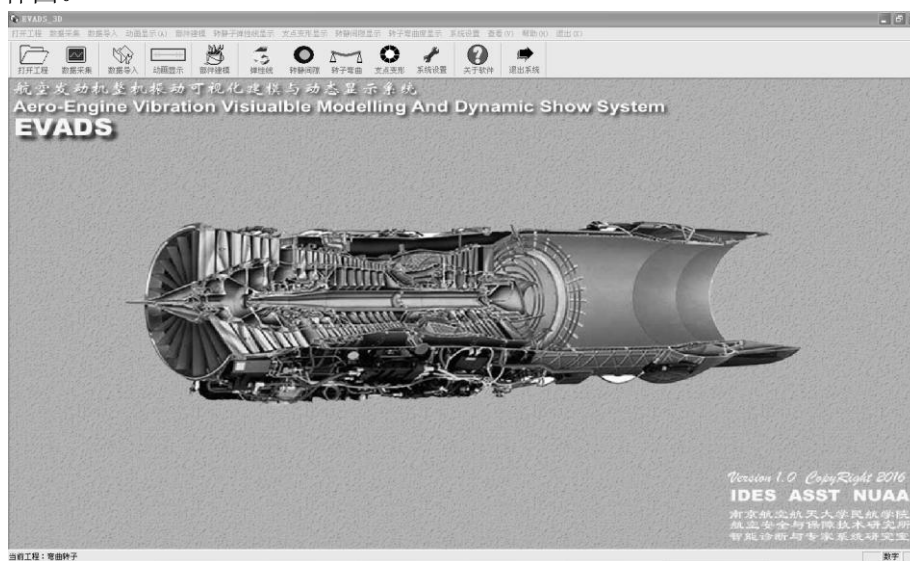


图 3.6 转子弯曲度测试界面

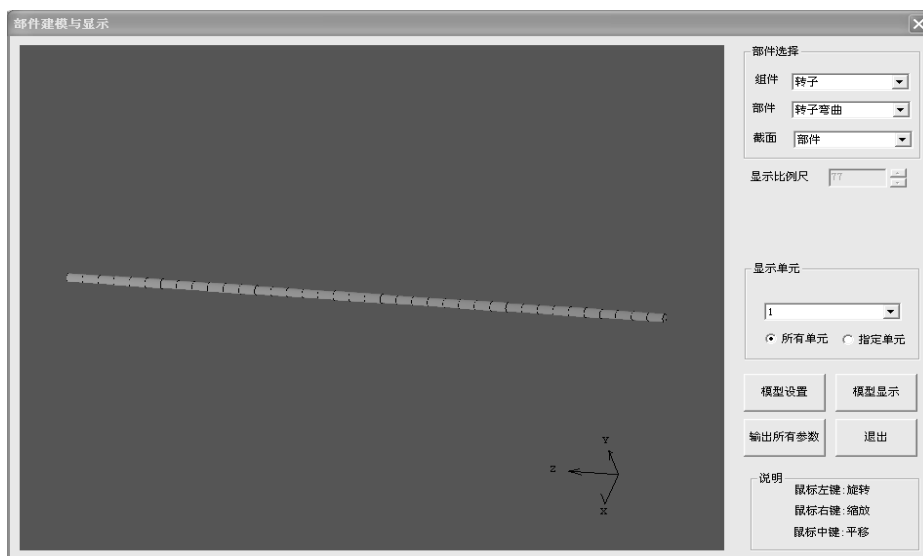


图 3.7 转子部件建模界面



图 3.8 转子模型设置界面

3.3.4.1 数据采集模块

转子弯曲、振动弹性线及界面转静间隙测试界面如图 3.9 所示。界面中包括的信息左侧下角主要是数据采集信息选择，包括设备型号，采集箱型号，模块，通道和采样频率的选择；左侧上角主要是单个截面转速、位移随时间的变化曲线；右侧下角主要是转速显示，测试截面选择，振动位移幅值控制 and 数据保存等，右侧上角主要是各个测试截面轴心轨迹图。在该界面能够在线显示出测试部位的转速时间曲线、位移时间曲线以及各测试截面的轴心轨迹，实现对在线弯曲测试的数据保存，导出转子弯曲测试结果，最终得到各测试截面的位置坐标及相应的 X 向和 Y 向弯曲量。

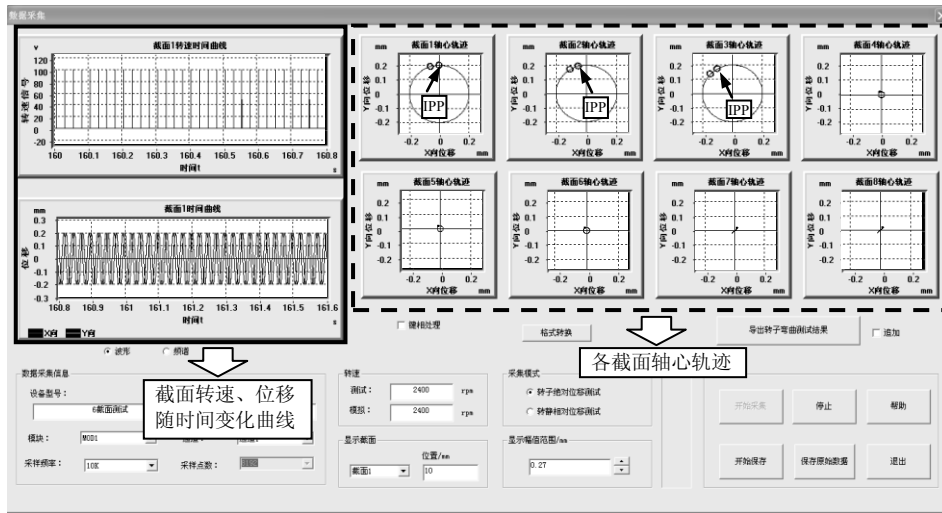


图 3.9 转子弯曲测试数据采集界面

3.3.4.3 转子弯曲度显示

转子弯曲度动态显示界面如图 3.10 所示，将数据采集模块测试得到的转子各个测试截面的弯曲度导入该转子弯曲度显示界面，点击画图按钮可实现对所测试转子弯曲状态的动态显示。

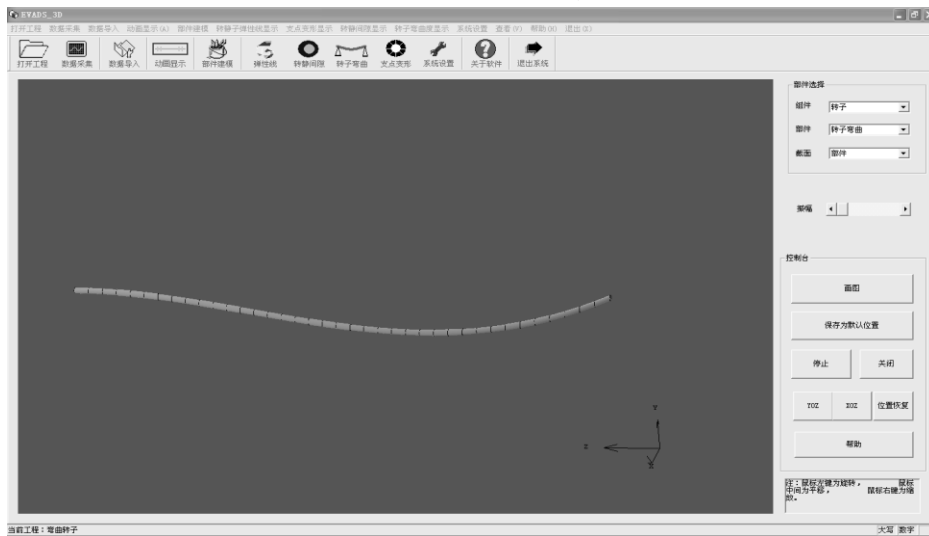


图 3.10 转子弯曲度显示界面

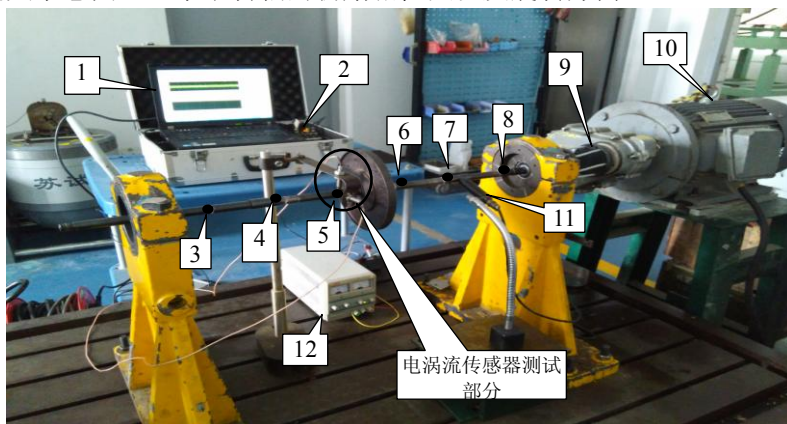
3.4 转子弯曲度测试试验分析

3.4.1 基于电涡流位移传感器的测量试验

3.4.1.1 初始弯曲较小转子弯曲度测试

为验证转子弯曲度测试方法及测试系统的准确性，本章首先针对初始弯曲较小的转子进行了转子弯曲度的测量，图 3.11 为转子弯曲度测量系统图，主要仪器设备包括：美国 NI (National Instrument) 公司的 NI9234 动态信号采集模块、光电转速传感器、电涡流位移传感器、前置放

大器，转子弯曲度测试软件等。图 3.12 为电涡流位移传感器测试部位放大图，从图中可以看出，在每个截面的 X、Y 向垂直架设了两个电涡流位移传感器，用于测得转子的轴心轨迹。图 3.13 为测试坐标定义示意图，显示了转轴的初始相位点以及旋转方向。



1-计算机；2—NI 数据采集器；3-8—测点 1-测点 6；9—电机；10—尼龙绳联轴器；11—光电转速传感器；12—直流电源

图 3.11 转子弯曲度测量系统图

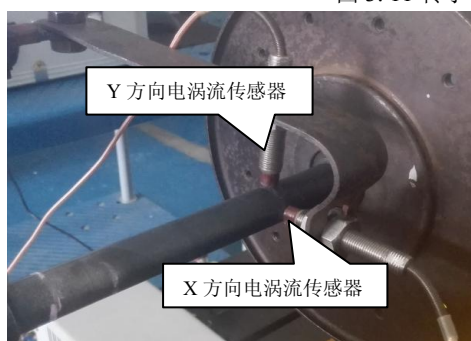


图 3.12 测试部位局部放大图

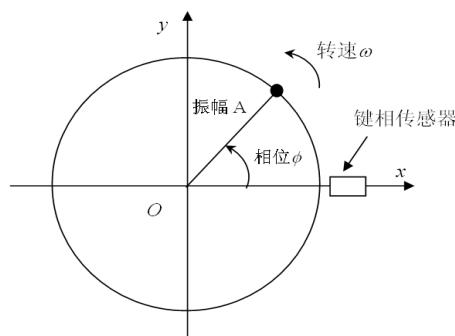


图 3.13 坐标定义示意图

本次试验在转轴上均匀选取了 6 个测试截面，由于电涡流位移传感器数量的限制，采用一次性测试 3 个截面的测量方式，分两次测量完成，如果传感器数量充足，可以选取更多的测试面同时进行一次性测试。具体的测试步骤按照上述转子弯曲量测试方案进行即可。

表 3.1 为在采样频率为 2.5KHz，旋转转速为 72rpm 下初弯曲较小转子的弯曲度测试结果。根据表 3.1 中测试得到的转子各截面弯曲量，建立以轴向位移为横坐标，弯曲量为纵坐标的坐标系，分别得到实测转子 X、Y 向弯曲曲线，通过样条函数插值即可拟合得到转子在其他截面处的弯曲向量，X、Y 向实测曲线与拟合曲线对比结果如图 3.14 (a) 和图 3.14 (b) 所示，图 3.15 为试验测试得到的正常转子的三维实体图，从图中可以看出，该转子在 XOZ 平面内转子各测试截面的弯曲量很小，趋近于零，转子的弯曲变形状态不明显，认为该转子不存在弯曲变形，近似于直轴状态，而在 YOZ 平面及任意视角下转子最大截面的弯曲度为 0.0222mm，存在一定的弯曲变形。

表 3.1 转子各截面测量数据

轴向坐标/m	截面	水平 X 向位移/mm	垂直 Y 向位移/mm
0.200	1	-0.0033	0.0028
0.310	2	-0.0016	0.024
0.430	3	-0.0004	0.0143
0.530	4	0.0014	0.0222
0.625	5	-0.00193	-0.0150
0.740	6	-0.0008	-0.0109

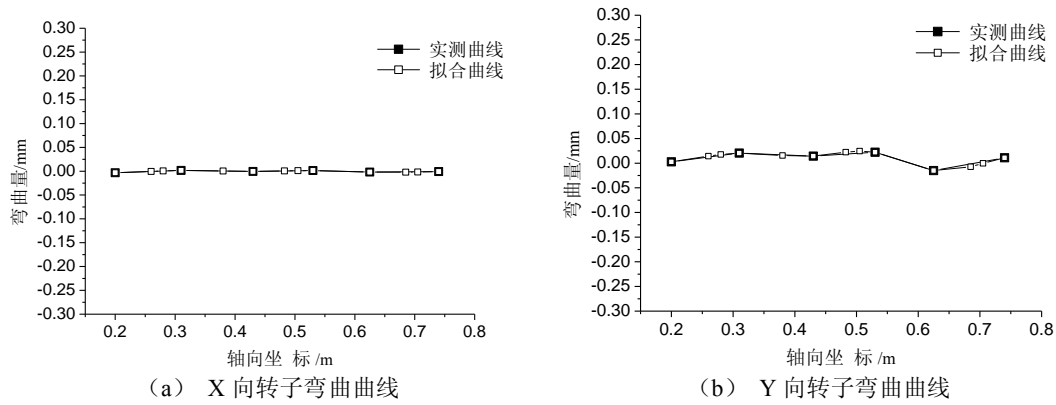


图 3.14 初弯曲较小转子实测曲线与拟合曲线对比结果

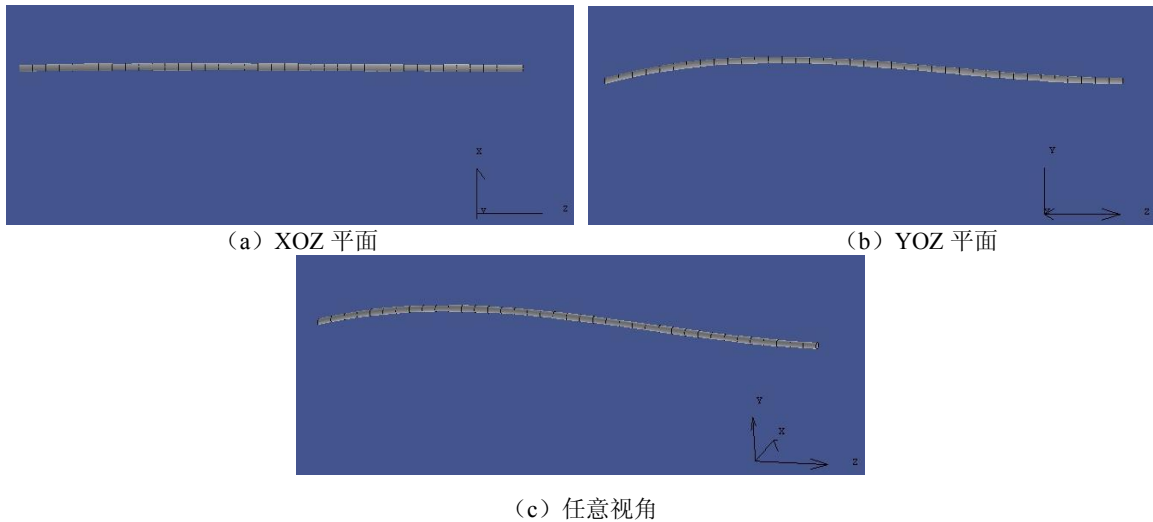


图 3.15 初弯曲较小转子的三维实体显示

3.4.1.2 初始弯曲较大转子的弯曲度测试

在初弯曲较小转子弯曲量测试的基础上，针对带有明显初始弯曲转子也进行了转子弯曲度试验测试，测试方法与步骤参照初弯曲较小转子弯曲度测试。

通过测试得到采样频率为 2.5KHz，旋转转速为 72rpm 下电涡流位移传感器测得的初始弯曲

较大的转子各个截面的轴心轨迹及其初始相位点 (Initial Phase Point 简称 IPP), 6 个截面的轴心轨迹结果如图 3.16 所示, 图中箭头所指圆圈即为初始相位点。初始相位点表示转子上贴感光片的位置在旋转中第一次对准反光片时, 转子被测截面轴心的初始位置, 由于感光片的位置固定, 所以对每个截面测试得到的初始相位点反映了相对于某个固定位置下的各截面转子轴心位置。

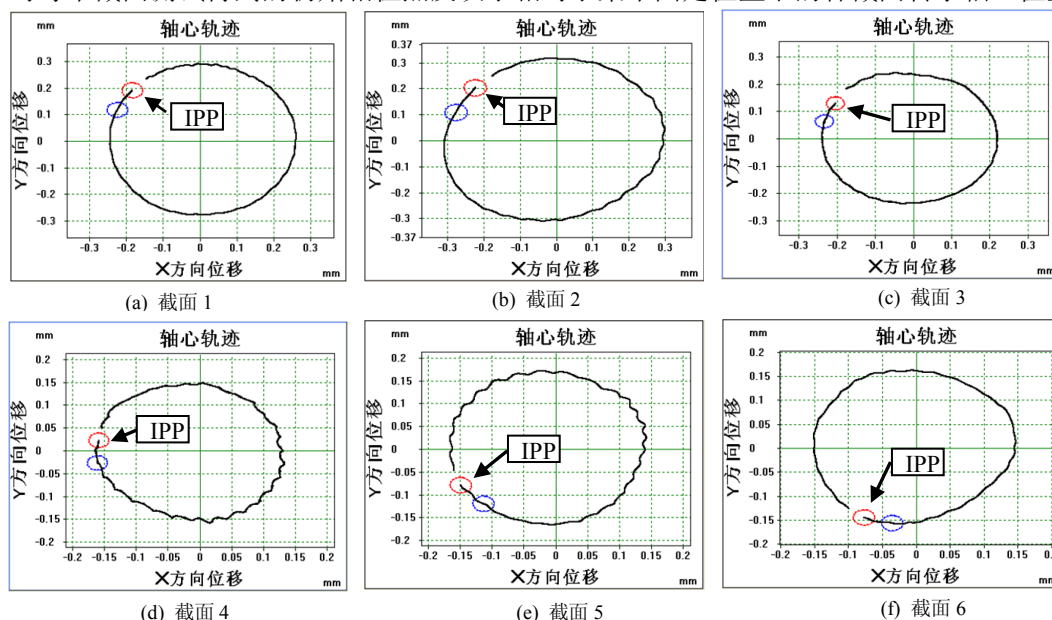


图 3.16 各个截面轴心轨迹图

读取 6 个测试面的初相位点的数据, 整理得到测试结果如表 3.2 所示。根据表 3.2 中的测试数据, 建立以轴向位移为横坐标, 弯曲量为纵坐标的坐标系, 分别得到实测转子 X、Y 向弯曲曲线, 根据各个截面的弯曲向量, 通过样条函数插值即可拟合得到转子在其他截面处的弯曲向量。X、Y 向实测曲线与拟合曲线对比结果如图 3.17 (a) 和图 3.17 (b) 所示。

本文将该转子平均划分为 37 段, 得到 38 个截面, 设定转轴两支承点的弯曲量为 0, 由拟合得到的各截面弯曲向量, 利用 Visual C++ 编制程序调用 OPENGL 绘图函数, 实现了弯曲转子的空间显示, 图 3.18 为拟合得到的弯曲转子的三维实体图。

表 3.2 转子各截面测量数据

轴向坐标/m	截面	水平 X 向位移/mm	垂直 Y 向位移/mm
0.209	1	-0.1995	0.1898
0.328	2	-0.23	0.2
0.435	3	-0.2039	0.1288
0.523	4	-0.159	0.0224
0.643	5	-0.1491	-0.0794
0.762	6	-0.0769	-0.1451

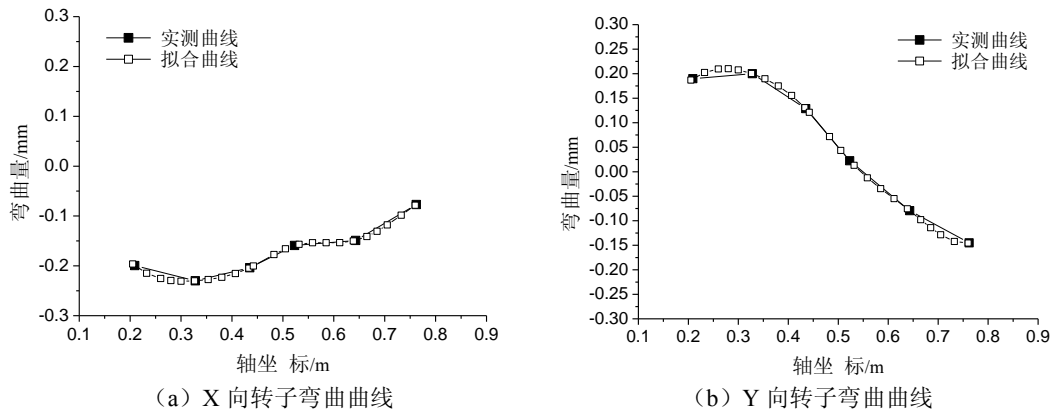


图 3.17 初弯曲较大转子实测曲线与拟合曲线对比结果

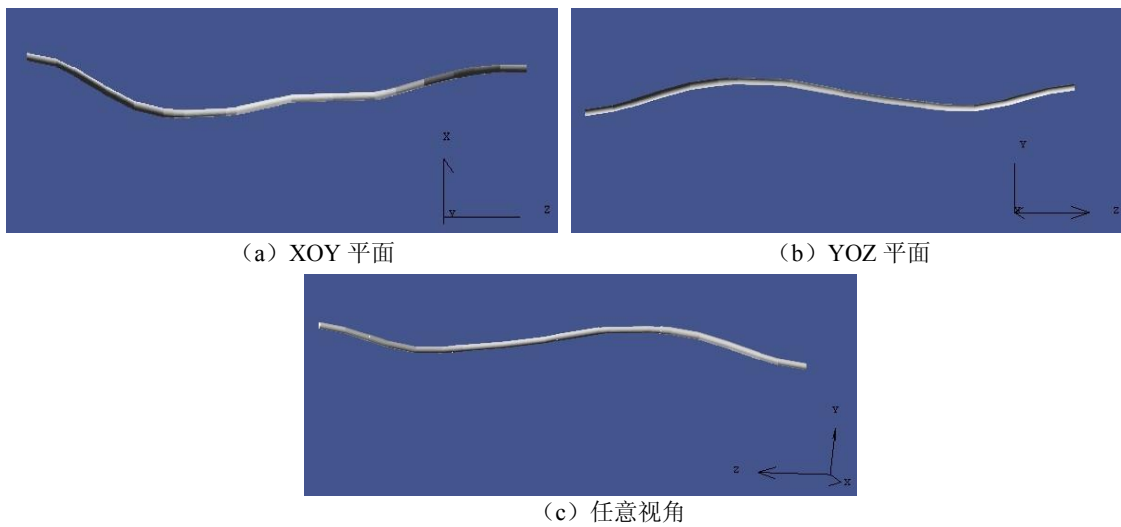


图 3.18 初弯曲较大转子的三维实体显示

3.4.1.3 总结

通过对比具有不同程度初始弯曲转子的弯曲度测试可以看出，测试得到的初弯曲较小的转子弯曲量很小，其 X 向的弯曲状态趋近于直轴，而测试得到的初始弯曲较大的转子 X、Y 向振动位移都很大，最大位置的弯曲量达到了 0.2mm 左右，初始弯曲较大转子三维实体动态显示简单明了的显示了转子各部分的弯曲状态，由此可以看出转子弯曲测试系统的准确性和适用性。

3.4.2 基于百分表测量试验验证

百分表是测定转子径向跳动的常用方法，本文采用百分表测量法对新方法进行验证。本文使用的仪器为 TXY-III 型同心度测量仪，该测量仪由轴向和径向二块双面百分表组成，百分表测量转子弯曲的实物图如图 3.19 所示，图 3.20 为百分表测量转子弯曲局部放大图。在实验器转轴上选取 6 个测试面，该 6 个测试面与电涡流测量试验中的 6 个测试面一致，将转子的截面分为 8 等分，按逆时针顺序编号，如图 3.21 所示。将编号 1 处径向和轴向两个百分表调零，沿着

转子的旋转方向，转动转子，每转一等份，记录一次轴向和径向百分表的度数，当转动一圈后，检查百分表的度数，应仍回到零刻度。



图 3.19 百分表测量转子弯曲实物图

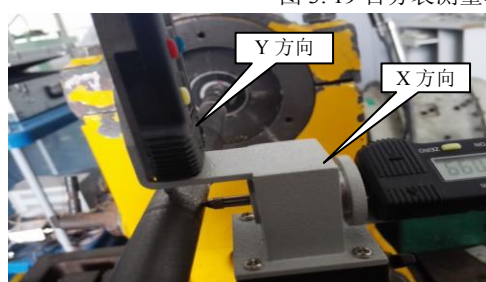


图 3.20 百分表测量转子弯曲局部放大图

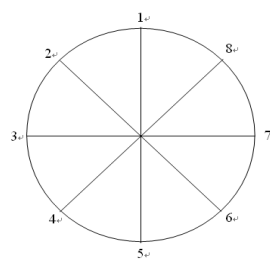


图 3.21 测点位置分布

根据记录的测量数据，画出不规则圆形。然后运用最小二乘法分别对电涡流位移传感器测得的不规则圆形和百分表测得的不规则圆形进行拟合。最小二乘法拟合圆方程的基本原理就是用最简的方法求得一些未知的数据，并使得这些求得的数据与实际数据之间误差的平方和为最小，最小二乘法拟合圆示意图如图 3.22 所示。

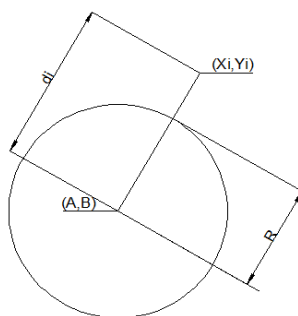


图 3.22 最小二乘法拟合圆心

设离散点 $(X_i, Y_i), i \in (1, 2, 3 \dots N)$ 到圆心 (A, B) 的距离为 d_i ，即：

$$d_i^2 = (X_i - A)^2 + (Y_i - B)^2 \quad (3.3)$$

点 (X_i, Y_i) 到圆边缘距离为：

$$\delta_i = d_i^2 - R^2 = (X_i - A)^2 + (Y_i - B)^2 - R^2 = X_i^2 + Y_i^2 + aX_i + bY_i + c \quad (3.4)$$

令 $Q(a, b, c)$ 为 d_i^2 的平方和：

$$Q(a, b, c) = \sum \delta_i^2 = \sum [(X_i^2 + Y_i^2 + aX_i + bY_i + c)]^2 \quad (3.5)$$

将 $Q(a,b,c)$ 对 a,b,c 求偏导, 令偏导等于 0, 得到极值点, 比较所有极值点函数值即可得到最小值。

$$\frac{\partial Q(a,b,c)}{\partial a} = \sum 2(X_i^2 + Y_i^2 + aX_i + bY_i + c)X_i = 0 \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial Q(a,b,c)}{\partial b} = \sum 2(X_i^2 + Y_i^2 + aX_i + bY_i + c)Y_i = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial Q(a,b,c)}{\partial c} = \sum 2(X_i^2 + Y_i^2 + aX_i + bY_i + c) = 0 \quad (3.8)$$

令:

$$\begin{aligned} C &= N \sum X_i^2 - \sum X_i \sum X_i & D &= (N \sum X_i Y_i - \sum X_i \sum Y_i) \\ E &= (N \sum X_i^3 + N \sum X_i Y_i^2 - \sum (X_i^2 + Y_i^2) \sum X_i) & G &= (N \sum Y_i^3 - \sum Y_i \sum Y_i) \\ H &= (N \sum X_i^2 Y_i + N \sum Y_i^3 - \sum (X_i^2 + Y_i^2) \sum Y_i) \end{aligned}$$

通过求极小值可以得到:

$$Ca + Db + E = 0, \quad Da + Gb + H = 0 \quad (3.9)$$

求解 a, b, c 的值, 而圆的方程:

$$R^2 = x^2 - 2Ax + A^2 + y^2 - 2By + B^2 \quad (3.10)$$

令: $a = -2A, b = -2B, c = A^2 + B^2 - R^2$

由上述公式 (3.3) 到 (3.9) 拟合得出圆心坐标和半径 A, B, R 的拟合值:

$$A = -\frac{a}{2}, \quad B = -\frac{b}{2}, \quad R = \frac{1}{2} \sqrt{a^2 + b^2 - 4c}$$

由上述圆心及半径的拟合值, 得到各个截面的拟合结果如图 3.23 到图 3.28 所示, 从图中可以看出, 电涡流位移传感器测量的结果与百分表测量的结果基本一致, 两种测量方法的拟合圆结果基本重合。这表明电涡流位移传感器在低转速下能有效的识别出转子的弯曲程度。

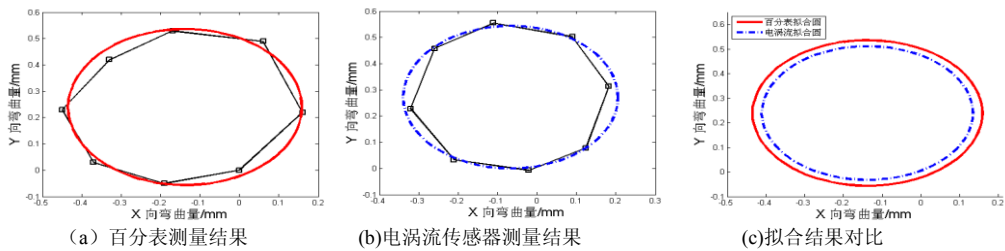


图 3.23 截面 1 结果

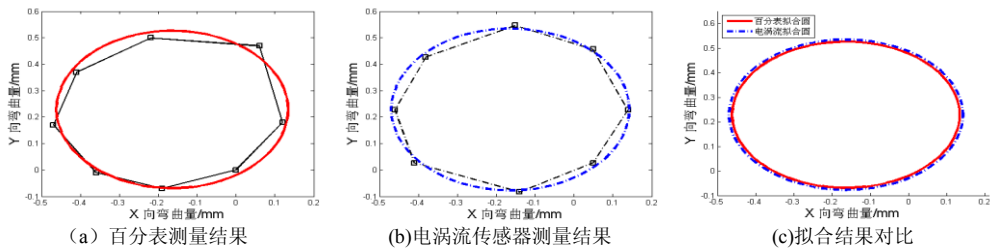


图 3.24 截面 2 结果

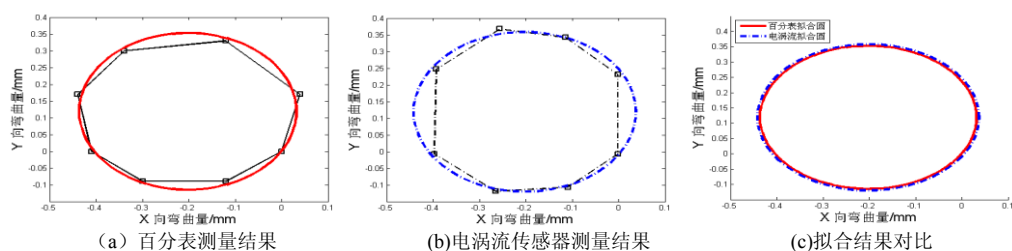


图 3.25 截面 3 结果

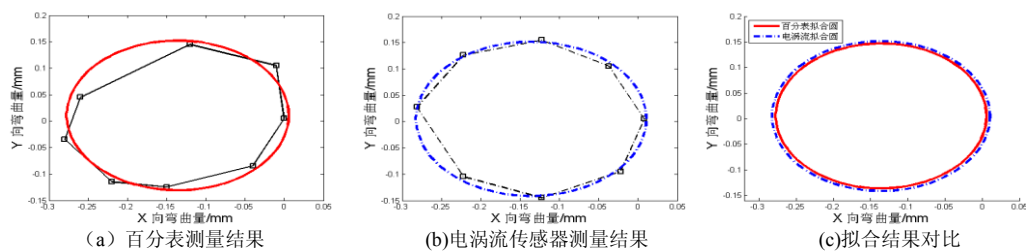


图 3.26 截面 4 结果

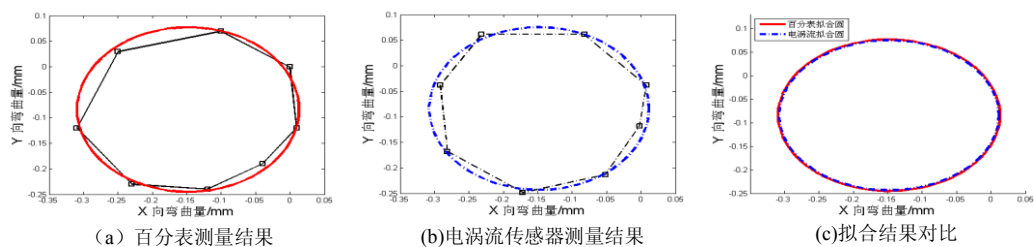


图 3.27 截面 5 结果

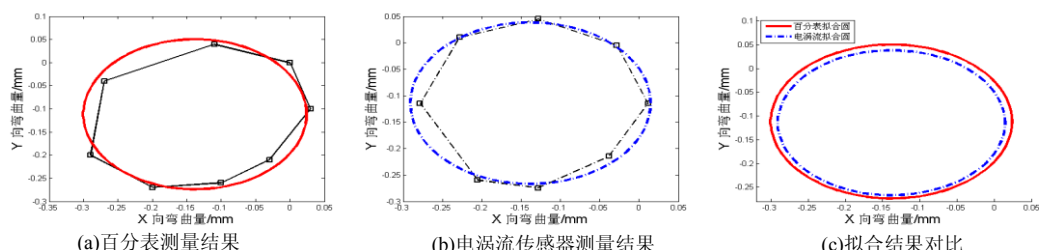


图 3.28 截面 6 结果

3.5 本章小结

本章主要介绍了转子弯曲故障的振动机理，认为转子弯曲故障实质上是一种基础激励下的振动，当转速很低时，用电涡流位移传感器测得的转子响应可以近似为转子的弯曲量，进而提出了一种利用电涡流位移传感器测量转子弯曲的简易方法，解决了百分表测量时表架设的不方便，减少了人为因素的影响，提高了测量的精度，且操作简单、方便，为弯曲转子的测量提供了一种非常有效的手段。

为验证上述新方法的可行性，开发了转子弯曲测试系统，实现了转子弯曲度在线测试与弯曲状态动态显示同时进行，并通过电涡流位移传感器对某实际转子的弯曲度进行了试验测试，最后利用百分表测量法对具有初始弯曲的转子进行了试验测试，通过对比分析，两种测量方法的拟合圆结果基本重合，这充分表明了利用电涡流位移传感器测量转子弯曲的方法的正确性。

第四章 某型航空发动机高压转子不同心对整机振动影响分析

4.1 引言

本章针对某型双转子航空发动机，首先建立了含高压转子不同心故障的航空发动机整机振动模型，模拟了高压转子不同心故障，并进行了转子不同心故障特征分析，研究了高压转子不同心相位和幅值对机匣振动响应的影响规律，然后通过高压转子不同心（轴线弯曲）故障对某型航空发动机从慢车到最大转速运行过程中出现的整机振动超标的问题进行了仿真模拟。为进一步控制转子不同心故障提供理论依据。

4.2 某型双转子航空发动机整机振动建模

4.2.1 某型双转子航空发动机的转子-支承-机匣-安装节耦合系统建模方法

某型双转子发动机整机结构简图如图 4.1 所示，主要由转子系统，静子部件以及机匣三部分组成，其中蓝色标记的为低压转子系统，红色标记的为高压转子系统，绿色标记的为静子部件。在整机部件建模过程中，低压转子，高压转子以及机匣都采用的是有限元梁单元模拟，建模方法与第二章中转子模型建模方法类似。为了更加简单明了的显示转子、机匣各部件间的关系，在本文中定义了多种支承连接关系，如：转子与机匣通过非线性支承连接，转子与转子通过中介滚子轴承连接，机匣与机匣通过线性支承连接，机匣与基础通过弹性支承连接。通过对这些支承和连接方式的综合应用，可以建立起该双转子航空发动机的整机振动模型，具体的建模方法参考文献[51-53]。

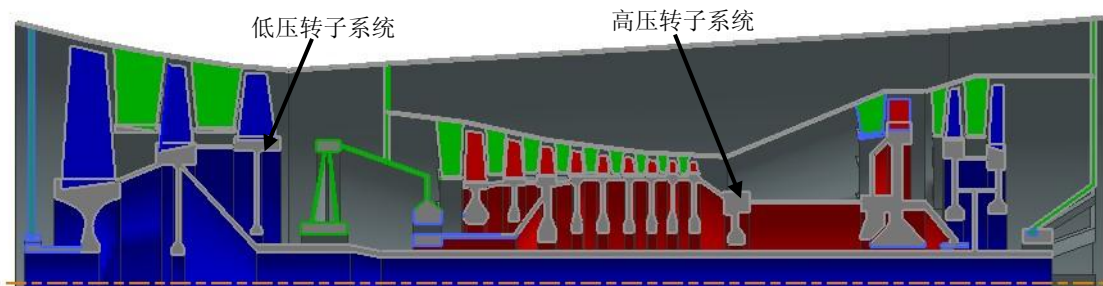


图 4.1 某型航空发动机整机结构简图

4.2.1.1 转子与机匣非线性支承连接

每段转子与机匣之间的连接支承 $RC_i (i=1,2,\dots,N)$ ，支承处包括滚动轴承和轴承座，转子和机匣之间连接模型如 4.2 所示，设 RC 第 i 个支承与转子第 m 个节点和机匣的第 n 个节点相连。其中， m_{wi} 和 m_{bi} 分别为滚动轴承外圈质量和轴承座质量； k_{ii} 为轴承外圈与轴承座之间的

线刚度， c_{ti} 为轴承外圈与轴承座之间的线阻尼； k_{fi} ， c_{fi} 分别为机匣与轴承座之间的支承刚度和线阻尼，其中 F_{xRi} 、 F_{yRi} 和 F_{zRi} 分别为作用在转子和轴承外圈的轴承力，该轴承力可采用与第二章中相同的滚动轴承模型进行计算。 F_{xCi} 、 F_{yCi} 和 F_{zCi} 分别为机匣作用于轴承座的线性弹簧力。

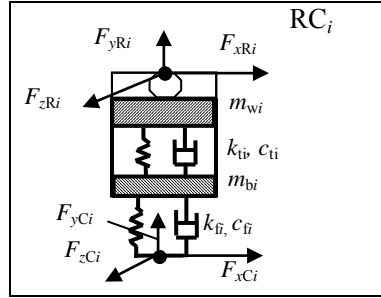


图 4.2 转子和机匣之间连接模型

假设滚动轴承外圈与轴承座是固定在一起的，滚动轴承内圈和转子也是固定的，转子节点 m 的轴向和径向位移分别为 x_{Rm} ， y_{Rm} ， z_{Rm} ，滚动轴承外圈第 i 个节点的轴向和径向位移分别为 x_{wi} ， y_{wi} ， z_{wi} ，令： $x = x_{Rm} - x_{wi}$ ， $y = y_{Rm} - y_{wi}$ ， $z = z_{Rm} - z_{wi}$ ，因此，滚动轴承外圈的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{wi}\ddot{x}_{wi} + k_{ti}(x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi}\ddot{y}_{wi} + k_{ti}(y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi}g \\ m_{wi}\ddot{z}_{wi} + k_{ti}(z_{wi} - z_{bi}) + F_{dzi} = F_{zRi} \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.1)$$

其中， F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力，如果考虑为粘性阻尼，则

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ti}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ti}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \\ F_{dzi} = c_{ti}(\dot{z}_{wi} - \dot{z}_{bi}) \end{cases} \quad (4.2)$$

又设机匣第 n 个节点位移为 x_{cn} 、 y_{cn} 和 z_{cn} ，支承 RC_i 的轴承座的位移为 x_{bi} 、 y_{bi} 和 z_{bi} ，则机匣作用于支承 RC_i 的力为：

$$\begin{cases} F_{xci} = k_{fi}(x_{cn} - x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{cn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yci} = k_{fi}(y_{cn} - y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{cn} - \dot{y}_{bi}) \\ F_{zci} = k_{fi}(z_{cn} - z_{bi}) + c_{fi}(\dot{z}_{cn} - \dot{z}_{bi}) \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.3)$$

因此，支承 RC_i 的轴承座的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ti}(x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xci} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ti}(y_{bi} - y_{wi}) - F_{dyi} = F_{yci} - m_{bi}g \\ m_{bi}\ddot{z}_{bi} + k_{ti}(z_{bi} - z_{wi}) - F_{dzi} = F_{zci} \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.4)$$

4.2.1.2 转子与转子中介轴承连接

对于轴段之间的中介轴承支承 RRM_i ($i=1,2,\dots,N$)，支承处包含滚动轴承和轴承座等部件，如图 4.3 所示。设第 i 个支承 RRM_i 与内转子第 m 个节点和外转子第 n 个节点相连，其中，滚动轴承外圈与轴承座的质量参数、刚度与上述转子-机匣连接中滚动轴承外圈质量、刚度的参数设置一致，轴承外圈质量 m_{wi} ；轴承座质量为 m_{bi} ；轴承外圈与轴承座之间支承刚度和阻尼分别为 k_{ti} 、 c_{ti} ；外转子与轴承座之间的支承刚度和阻尼分别为 k_{fi} 、 c_{fi} ；内转子作用于支承的力为 F_{xRli} 、 F_{yRli} 、 F_{zRli} ，外转子作用于支承的力为 F_{xROi} 、 F_{yROi} 、 F_{zROi} 。

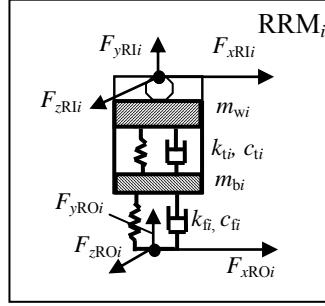


图 4.3 转子与转子中介轴承支承

设内转子第 m 个节点支承在第 i 个支承的滚动轴承上，轴承座的位移为 x_{bi} 、 y_{bi} 和 z_{bi} ；轴承外圈的位移为 x_{wi} 、 y_{wi} 和 z_{wi} ，转子作用于第 i 个支承的轴承力 F_{xRli} 、 F_{yRli} 和 F_{zRli} 。因此，滚动轴承外圈的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{wi}\ddot{x}_{wi} + k_{ti}(x_{wi} - x_{bi}) + c_{ti}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) = F_{xRli} \\ m_{wi}\ddot{y}_{wi} + k_{ti}(y_{wi} - y_{bi}) + c_{ti}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) = F_{yRli} - m_{wi}g \\ m_{wi}\ddot{z}_{wi} + k_{ti}(z_{wi} - z_{bi}) + c_{ti}(\dot{z}_{wi} - \dot{z}_{bi}) = F_{zRli} \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.5)$$

又设外转子第 n 个节点支承在第 i 个支承上，其位移为 x_{ROn} 、 y_{ROn} 和 z_{ROn} ，则外转子作用于支承 RRM_i 的力为：

$$\begin{cases} F_{xROi} = k_{fi}(x_{ROn} - x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{ROn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yROi} = k_{fi}(y_{ROn} - y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{ROn} - \dot{y}_{bi}) \\ F_{zROi} = k_{fi}(z_{ROn} - z_{bi}) + c_{fi}(\dot{z}_{ROn} - \dot{z}_{bi}) \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.6)$$

因此，支承 RRM_i 的轴承座的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ti}(x_{bi} - x_{wi}) + c_{ti}(\dot{x}_{bi} - \dot{x}_{wi}) = F_{xROi} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ti}(y_{bi} - y_{wi}) + c_{ti}(\dot{y}_{bi} - \dot{y}_{wi}) = F_{yROi} \\ m_{bi}\ddot{z}_{bi} + k_{ti}(z_{bi} - z_{wi}) + c_{ti}(\dot{z}_{bi} - \dot{z}_{wi}) = F_{zROi} - m_{bi}g \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (4.7)$$

4.2.1.3 转子-转子间的联轴器连接

对于转轴段之间的联轴器 RRC_k ($k=1,2,\dots,N$)，设将联轴器安装在左端转子第 i 个节点与右端转子第 j 个节点连接处，设联轴器的径向、角向刚度分别为 k_{Rr} 、 $k_{R\alpha}$ ；径向、角向阻尼分为 $c_{R\alpha}$ 、 c_{Rr} 。左端转子第 i 个节点位移为： x_{Rli} 、 y_{Rli} 、 z_{Rli} 、 θ_{R1xi} 、 θ_{R1yi} 、 θ_{R1zi} ，速度为：

$\dot{x}_{R1i}, \dot{y}_{R1i}, \dot{z}_{R1i}, \dot{\theta}_{R1xi}, \dot{\theta}_{R1yi}, \dot{\theta}_{R1zi}$ ，右端转子第 j 个节点位移为： $x_{R2j}, y_{R2j}, z_{R2j}, \theta_{R2xj}, \theta_{R2yj}, \theta_{R2zj}$ ，速度为： $\dot{x}_{R2j}, \dot{y}_{R2j}, \dot{z}_{R2j}, \dot{\theta}_{R2xj}, \dot{\theta}_{R2yj}, \dot{\theta}_{R2zj}$ ，则作用在左端转子第 i 节点上的力和力矩 $F_{R1xi}, F_{R1yi}, F_{R1zi}, M_{R1xi}, M_{R1yi}, M_{R1zi}$ ，以及作用在右端转子第 j 节点的力和力矩 $F_{R2xj}, F_{R2yj}, F_{R2zj}, M_{R2xj}, M_{R2yj}, M_{R2zj}$ 为：

$$\begin{cases} F_{R1xi} = k_{Rr}(x_{R2j} - x_{R1i}) + c_{Rr}(\dot{x}_{R2j} - \dot{x}_{R1i}) \\ F_{R1yi} = k_{Rr}(y_{R2j} - y_{R1i}) + c_{Rr}(\dot{y}_{R2j} - \dot{y}_{R1i}) \\ F_{R1zi} = k_{Rr}(z_{R2j} - z_{R1i}) + c_{Rr}(\dot{z}_{R2j} - \dot{z}_{R1i}) \\ M_{R1xi} = k_{R\alpha}(\theta_{R2xj} - \theta_{R1xi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2xj} - \dot{\theta}_{R1xi}) \\ M_{R1yi} = k_{R\alpha}(\theta_{R2yj} - \theta_{R1yi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2yj} - \dot{\theta}_{R1yi}) \\ M_{R1zi} = k_{R\alpha}(\theta_{R2zj} - \theta_{R1zi}) + c_{R\alpha}(\dot{\theta}_{R2zj} - \dot{\theta}_{R1zi}) \end{cases} \quad (4.8)$$

$$\begin{cases} F_{R2xj} = -F_{R1xi} \\ F_{R2yj} = -F_{R1yi} \\ F_{R2zj} = -F_{R1zi} \\ M_{R2xj} = -M_{R1xi} \\ M_{R2yj} = -M_{R1yi} \\ M_{R2zj} = -M_{R1zi} \end{cases} \quad (4.9)$$

4.2.1.4 机匣与机匣弹性连接

内涵机匣与外涵机匣间的弹性连接 CC_k ($k=1, 2, \dots, N$)，设用螺栓将内涵机匣的第 i 个节点与外涵机匣的第 j 个节点连接在一起，螺栓的径向刚度为 k_{cr} ，角向刚度为 $k_{c\alpha}$ ，径向阻尼为 c_{cr} ，角向阻尼为 $c_{c\alpha}$ ，设内涵机匣第 i 个节点的位移为： $x_{cli}, y_{cli}, z_{cli}, \phi_{cli}, \psi_{cli}, \theta_{cli}$ ；速度为： $\dot{x}_{cli}, \dot{y}_{cli}, \dot{z}_{cli}, \dot{\phi}_{cli}, \dot{\psi}_{cli}, \dot{\theta}_{cli}$ ；外涵机匣第 j 个节点的位移为 $x_{c2j}, y_{c2j}, z_{c2j}, \phi_{c2j}, \psi_{c2j}, \theta_{c2j}$ ；速度为： $\dot{x}_{c2j}, \dot{y}_{c2j}, \dot{z}_{c2j}, \dot{\phi}_{c2j}, \dot{\psi}_{c2j}, \dot{\theta}_{c2j}$ 。则作用内涵机匣第 i 个节点上的力和力矩 $F_{c1xi}, F_{c1yi}, F_{c1zi}, M_{c1xi}, M_{c1yi}, M_{c1zi}$ ，以及作用在外涵机匣第 j 个节点上的力和力矩 $F_{c2xj}, F_{c2yj}, F_{c2zj}, M_{c2xj}, M_{c2yj}, M_{c2zj}$ 为：

$$\begin{cases} F_{c1xi} = k_{cr}(x_{c2j} - x_{cli}) + c_{cr}(\dot{x}_{c2j} - \dot{x}_{cli}) \\ F_{c1yi} = k_{cr}(y_{c2j} - y_{cli}) + c_{cr}(\dot{y}_{c2j} - \dot{y}_{cli}) \\ F_{c1zi} = k_{cr}(z_{c2j} - z_{cli}) + c_{cr}(\dot{z}_{c2j} - \dot{z}_{cli}) \\ M_{c1xi} = k_{c\alpha}(\phi_{c2j} - \phi_{cli}) + c_{c\alpha}(\dot{\phi}_{c2j} - \dot{\phi}_{cli}) \\ M_{c1yi} = k_{c\alpha}(\psi_{c2j} - \psi_{cli}) + c_{c\alpha}(\dot{\psi}_{c2j} - \dot{\psi}_{cli}) \\ M_{c1zi} = k_{c\alpha}(\theta_{c2j} - \theta_{cli}) + c_{c\alpha}(\dot{\theta}_{c2j} - \dot{\theta}_{cli}) \end{cases} \quad (4.10)$$

$$\begin{cases} F_{c2xj} = -F_{c1xi} \\ F_{c2yj} = -F_{c1yi} \\ F_{c2zj} = -F_{c1zi} \\ M_{c2xj} = -M_{c1xi} \\ M_{c2yj} = -M_{c1yi} \\ M_{c2zj} = -M_{c1zi} \end{cases} \quad (4.11)$$

4.2.1.5 机匣-基础间（安装节）弹性支承

对于机匣与基础之间的弹性支承 CB_k ($k=1,2,\dots,N$)，设用弹性支承将机匣第 i 个节点与基础连接在一起，支承连接径向刚度为 k_{cx} , k_{cy} , k_{cz} ；角向刚度为 $k_{\alpha x}$, $k_{\alpha y}$, $k_{\alpha z}$ 。径向连接阻尼为 c_{cx} , c_{cy} , c_{cz} ，角向阻尼为 $c_{\alpha x}$, $c_{\alpha y}$, $c_{\alpha z}$ ，设机匣第 i 个节点的位移为： $x_{ci}, y_{ci}, z_{ci}, \phi_{ci}, \psi_{ci}, \theta_{ci}$ ，速度为： $\dot{x}_{ci}, \dot{y}_{ci}, \dot{z}_{ci}, \dot{\phi}_{ci}, \dot{\psi}_{ci}, \dot{\theta}_{ci}$ 。则作用在机匣节点 i 上的力和力矩分别为：

$$\begin{cases} F_{cxi} = -k_{cx}x_{ci} - c_{cx}\dot{x}_{ci} \\ F_{cyi} = -k_{cy}y_{ci} - c_{cy}\dot{y}_{ci} \\ F_{czi} = -k_{cz}z_{ci} - c_{cz}\dot{z}_{ci} \\ M_{cxi} = -k_{\alpha x}\phi_{ci} - c_{\alpha x}\dot{\phi}_{ci} \\ M_{cyi} = -k_{\alpha y}\psi_{ci} - c_{\alpha y}\dot{\psi}_{ci} \\ M_{czi} = -k_{\alpha z}\theta_{ci} - c_{\alpha z}\dot{\theta}_{ci} \end{cases} \quad (4.12)$$

4.2.2 动力学模型参数

根据上述建模方法以及建模所必须一些参数，利用 EVDYNA 软件建立了双转子航空发动机整机振动有限元参数模型，部分模型连接参数如表 4.1-表 4.15。表 4.1 为转子和机匣有限元单元数；表 4.2-表 4.3 为转盘和转子材料参数；表 4.4-表 4.6 为转子参数，包括：低压转子 1，低压转子 2 和高压转子的长度位置坐标和内外径；表 4.7 为机匣材料参数；表 4.8-表 4.9 为机匣参数，包括：内外涵机匣位置坐标以及内外径；表 4.10 为复杂滚动轴承参数；表 4.11 为转子-机匣支承参数，包括 4 个支点的支承参数；表 4.12 为转子-转子中介轴承支承参数；表 4.13 为转子-转子联轴器连接参数，用于低压转子 1 和低压转子 2 的连接；表 4.14 为机匣-机匣连接参数；表 4.15 为机匣-基础连接参数，主要是模拟前、后安装节。

表 4.1 转子与机匣有限元单元数

低压转子 1	低压转子 2	高压转子	内涵机匣	外涵机匣
5	14	14	8	26

表 4.2 转盘参数

参数	LPC 盘 1	LPC 盘 2	LPT 盘	HPC 盘 3	HPC 盘 4	HPC 盘 5
质量/kg	50.292	51.17	73.115	38.296	12.185	9.1364
极惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2.7899	3.6826	4.9238	1.2213	0.3909	0.2796
赤道惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	1.2642	2.2279	2.9174	1.1242	0.1685	0.1318

表 4.2 (续)

参数	HPC 盘 6	HPC 盘 7	HPC 盘 8	HPC 盘 9	HPT 盘
质量	8.6804	8.2476	8.2278	9.4462	78.436
极惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.2553	0.2433	0.2433	0.2676	3.6223
赤道惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.1196	0.1134	0.1135	0.1306	1.9459

表 4.3 转子材料参数

弹性模量 E/Pa	密度 $\rho/(\text{Kg}/\text{m}^3)$	泊松比 μ	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
2.03×10^{11}	7.8×10^3	0.3	5	1.35×10^{-4}

表 4.4 低压转子 1 模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	673.50	160.00	126.00
2	-557.50	446.00	440.00
3	-371.10	201.60	190.00
4	-298.90	136.00	121.00
5	-56.70	130.00	88.00

表 4.5 低压转子 2 模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	-56.70	100.00	92.00
2	57.80	100.00	92.00
3	157.80	100.00	92.00
4	257.80	106.00	98.00
5	382.80	106.00	98.00
6	482.80	106.00	98.00
7	582.80	106.00	98.00
8	682.80	106.00	98.00
9	782.80	106.00	98.00
10	982.80	106.00	98.00
11	1082.80	106.00	98.00
12	1209.38	106.00	98.00
13	1260.40	130.00	100.00
14	1299.40	140.00	110.00

表 4.6 高压转子模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	190.70	140.00	108.00
2	285.30	255.50	244.10
3	371.90	397.00	393.00
4	431.40	418.30	414.60

表 4.6 (续)

5	482.80	418.30	414.60
6	535.90	418.30	414.60
7	580.40	418.30	414.60
8	622.70	418.30	414.60
9	665.50	376.00	372.40
10	749.00	329.80	372.40
11	886.90	329.80	372.40
12	1024.60	330.00	323.20
13	1074.90	250.00	230.00
14	1209.50	180.00	155.00

表 4.7 机匣材料参数

弹性模量 E/Pa	密度 $\rho/(\text{Kg}/\text{m}^3)$	泊松比 μ	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
2.1×10^{11}	7.8×10^3	0.25	5	1.35×10^{-4}

表 4.8 内涵机匣模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	107.00	593.40	578.10
2	516.00	623.60	607.20
3	656.00	647.80	641.10
4	745.20	697.80	678.30
5	967.80	848.40	842.90
6	1101.80	855.60	849.40
7	1181.80	827.70	818.10
8	1271.80	816.60	806.00

表 4.9 外涵机匣模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	-1003.00	920.70	914.60
2	-853.00	922.60	918.60
3	-696.00	922.60	918.60
4	-606.00	982.00	977.00
5	-394.00	860.50	855.50
6	-243.00	835.00	830.00
7	-0.59.00	835.00	830.00
8	0.00	835.00	830.00
9	107.00	930.80	926.00
10	307.00	930.80	926.00
11	517.00	930.80	926.00
12	717.00	930.80	926.00
13	927.00	1034.80	1030.00
14	1147.00	1034.80	1030.00
15	1347.30	1004.00	1000.00
16	1425.30	1003.00	1000.00
17	1585.30	1003.00	1000.00

表 4.9 (续)

18	1745.30	1003.00	1000.00
19	1906.50	1083.00	1080.00
20	2046.50	1083.00	1080.00
21	2186.50	1083.00	1080.00
22	2330.00	1037.50	1034.60
23	2530.00	1037.50	1034.60
24	2730.00	1037.50	1034.60
25	2930.00	1037.50	1034.60
26	3130.00	1037.50	1034.60

表 4.10 复杂滚动轴承模型参数

滚珠数目	20
节圆直径/mm	167.5375
滚珠直径/mm	22.2250
内圈沟曲率半径系数	0.5200
外圈沟曲率半径系数	0.5200
内、外圈弹性模量/Pa	2.1e11
内、外圈泊松比	0.3000
接触指数	1.5000

表 4.11 转子-机匣连接支承参数

支承	转子节点	机匣节点	径向刚度 (N/m)	径向阻尼 (N·s/m)	角向刚度 (N/m)	角向阻尼 (N·s/m)	轴向刚度 (N/m)	轴向阻尼 (N·s/m)
RC_1	1 低压转子 1	3 外涵机匣	3.5×10^7	2000	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000
RC_2	6 低压转子 1	7 外涵机匣	1.0×10^7	2000	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000
RC_3	1 高压转子 1	9 外涵机匣	5.0×10^7	2000	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000
RC_5	15 低压转子 2	9 内涵机匣	2.5×10^7	2000	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000

表 4.12 转子-转子中介轴承连接支承参数

支承	转子节点	机匣节点	径向刚度 (N/m)	径向阻尼 (N·s/m)	角向刚度 (N/m)	角向阻尼 (N·s/m)	轴向刚度 (N/m)	轴向阻尼 (N·s/m)
RC_4	13 低压转子 2	15 高压转子	2.5×10^8	2000	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000

表 4.13 转子-转子联轴器连接参数

支承	转子节点	转子节点	径向刚度 (N/m)	轴向刚度 (N/m)	角向刚度 (N·m/rad)
RRC_1	6 低压转子 1	1 低压转子 2	1.0×10^9	1.0×10^9	1.0×10^6

表 4.14 机匣-机匣连接支承参数

支承	机匣节点	机匣节点	径向刚度 (N/m)	径向阻尼 (N·s/m)	角向刚度 (N/m)	角向阻尼 (N·s/m)
CC_1	9 外涵机匣	1 内涵机匣	5.0×10^8	2000	1.0×10^6	100
CC_2	16 外涵机匣	9 内涵机匣	5.0×10^8	2000	1.0×10^6	100

表 4.15 机匣-基础连接支承参数

支承	机匣节点	基础节点	轴向 刚度 (N/m)	轴向 阻尼 (N·s/m)	径向水平 刚度 (N/m)	径向水平 阻尼 (N·s/m)	径向垂直 刚度 (N/m)	径向垂 直刚度 (N·s/m)
CB_1	8 外涵机匣	前安装节	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000	1.0×10^9	2000
CB_2	22 外涵机匣	后安装节	1.0×10^8	2000	1.0×10^9	2000	1.0×10^9	2000

4.3 高压转子的不同心度概述

在航空发动机中，高压转子作为转子系统的重要部件，其振动故障是导致航空发动机振动故障的主要原因之一。实际某型航空发动机高压压气机转子结构见图 4.4，从图中可以看出，该高压转子结构包括 2 组盘，1 级盘和 9 级篦齿盘，1-2 级盘为一体，3 级盘通过螺栓与前后轴颈连接，4-9 级盘为一体，9 级壁齿盘通过螺栓与高压压气机转子以及高压涡轮转子连接。由于螺栓连接结构的特点，在工作状态下，受到热变形、轴向力增加、装配误差以及碰摩等因素的影响，当螺栓连接刚度小于转子刚度时，高压转子各连接面之间会产生滑移，从而造成高压转子产生不同心故障，最终导致整机振动超标，因此，分析航空发动机高压转子不同心故障对研究整机机振动超标问题具有十分重要工程应用价值。

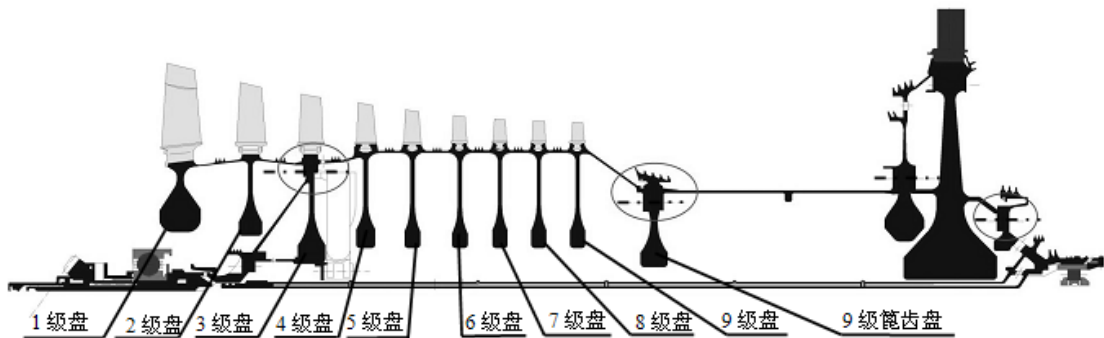


图 4.4 航空发动机高压转子系统图

4.4 高压转子的不同心故障对航空发动机整机振动的影响

工程实际中，高压转子不同心量的大小和方向都具有随机性，因此，为了真实模拟实际航空发动机的转子不同心故障，在上述整机耦合动力学模型的基础上，选取了高压转子上相对较

容易产生不同心故障的 4 个截面，即：第 4 级高压压气机盘（节点 4）、第 9 级高压压气机盘（节点 9）、第 9 级高压压气机盘后蓖齿盘（节点 10）和高压涡轮叶片后修正面（节点 14），定量仿真分析了这四个截面转子不同心故障对于整机振动的影响。仿真过程中考虑了三种情况：

（1）转子不同心相位随机：设选定的高压转子 4 个截面的不同心相位随机，转子不同心度大小为 Δ ，其方向在 2π 角度内随机设置，其计算公式如式（4.13）所示，即：

$$x = \Delta \cos \phi, y = \Delta \sin \phi \quad (4.13)$$

式（4.13）中， ϕ 在区间 $[0, 2\pi]$ 随机取值。

（2）转子不同心相位均相同：设选定的转子 4 个节点的不同心相位均相同，即转子向同一个方向弯曲。

（3）转子不同心相位对称反向：设选定的转子 4 个截面中前后两个截面的不同心相位设为相反。

在高压转子不同心度模拟中，除了指定的 4 个截面外，将转子其他截面的不同心度设为 0。由于航空发动机规范要求装配后的径向跳动和端面跳动的要求，本文设置的转子不同心量的大小不超过 0.03mm，为分析高压转子不同心故障对整机振动的影响，在机匣上选取了 4 个测点，即：风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点，各测点位置示意图如图 4.5 所示。

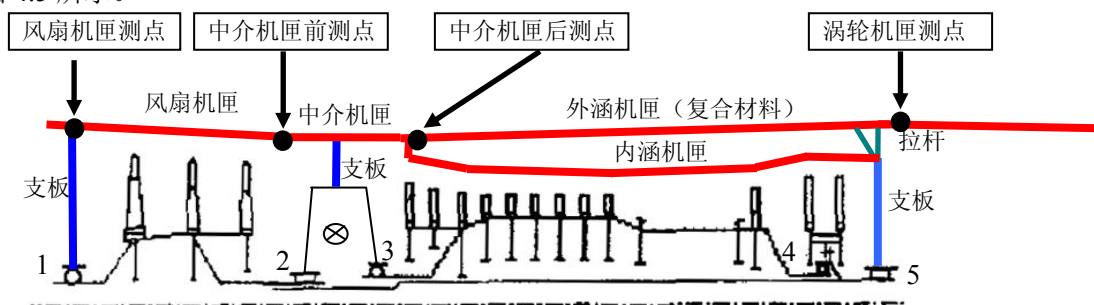


图 4.5 航空发动机机匣各测点分布位置

4.4.1 数值积分仿真计算方法

模拟实际航空发动机试车过程中的增速和减速过程，基于时间历程来进行航空发动机整机振动仿真计算。根据双转子航空发动机的转速变化规律，自定义时间历程如表 4.16 和图 4.5 所示。转静间隙取较大的值（10mm），表示在整个仿真过程中不发生碰摩。

表 4.16 自定义时间历程

时间/s	低压转速 N1/rpm	高压转速 N2/rpm	转静间隙/mm
0	0	0	10
50	3552	10566	10
100	8880	14675	10

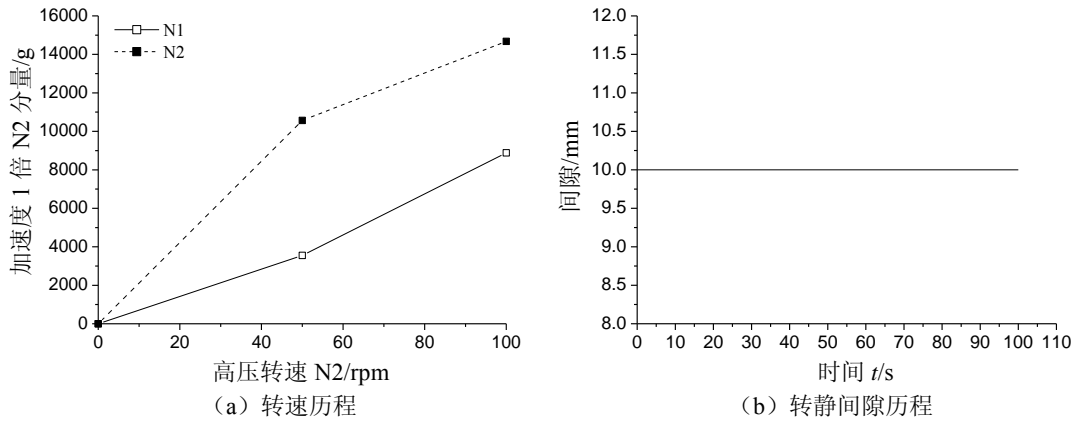
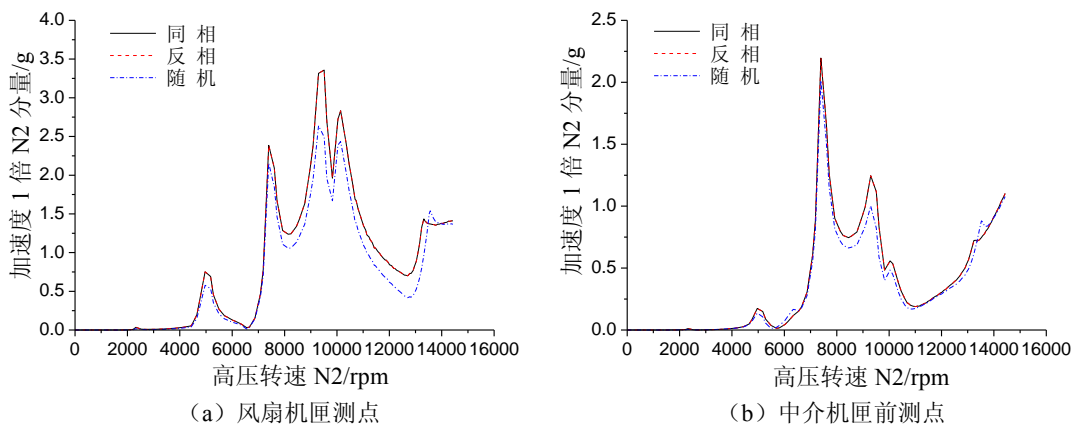


图 4.6 双转子航空发动机用于临界转速计算的时间历程

4.4.2 不同心故障的相位对振动响应的影响

考虑各转盘质量偏心，在不同心量大小为 0.03mm 下，分别对同相，反相和随机 3 种相位下整机振动响应进行了仿真分析，研究了高压转子不同心相位对航空发动机整机振动的影响。按照表 4-16 自定义的时间历程进行整机振动仿真计算，分别得到各机匣测点的振动响应，由于不同心故障的响应频率为转速频率，由此提取机匣响应信号的高压转子转速频率，得到机匣各个测点的高压转子转频分量的振幅随高压转速 N_2 的变化趋势图。

图 4.7 (a)、图 4.7 (b)、图 4.7 (c) 和图 4.7 (d) 分别为风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点以及外涵机匣测点处加速度振幅随高压转速的变化情况。从图 4.7 中可以明显看出，高压转子不同心故障的相位对机匣各测点振动响应具有较大的影响，其中同相位和反相位转子不同心对机匣各测点振动响应最为不利，其引起的振动较随机相位下机匣各测点振动要大。由此可见，在发动机装配中控制转子不同心的相位非常重要，尽量使相位产生更多的变化，能有效地减小由于转子不同心所产生的整机振动量值。



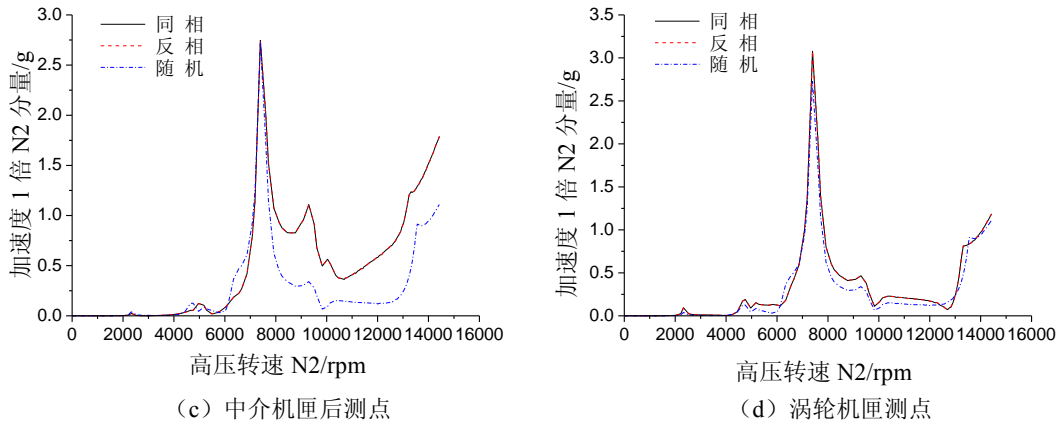


图 4.7 高压转子不同心相位下各机匣测点处振幅随转速的变化曲线

4.4.3 不同心度的大小对振动响应的影响

考虑各转盘质量偏心，在同相位情况下，分别进行了转子不同心量为 0.05mm、0.1mm、0.15mm 和 0.2mm 四种情况下整机振动响应仿真分析，研究了高压转子不同心度的大小对航空发动机整机振动的影响。

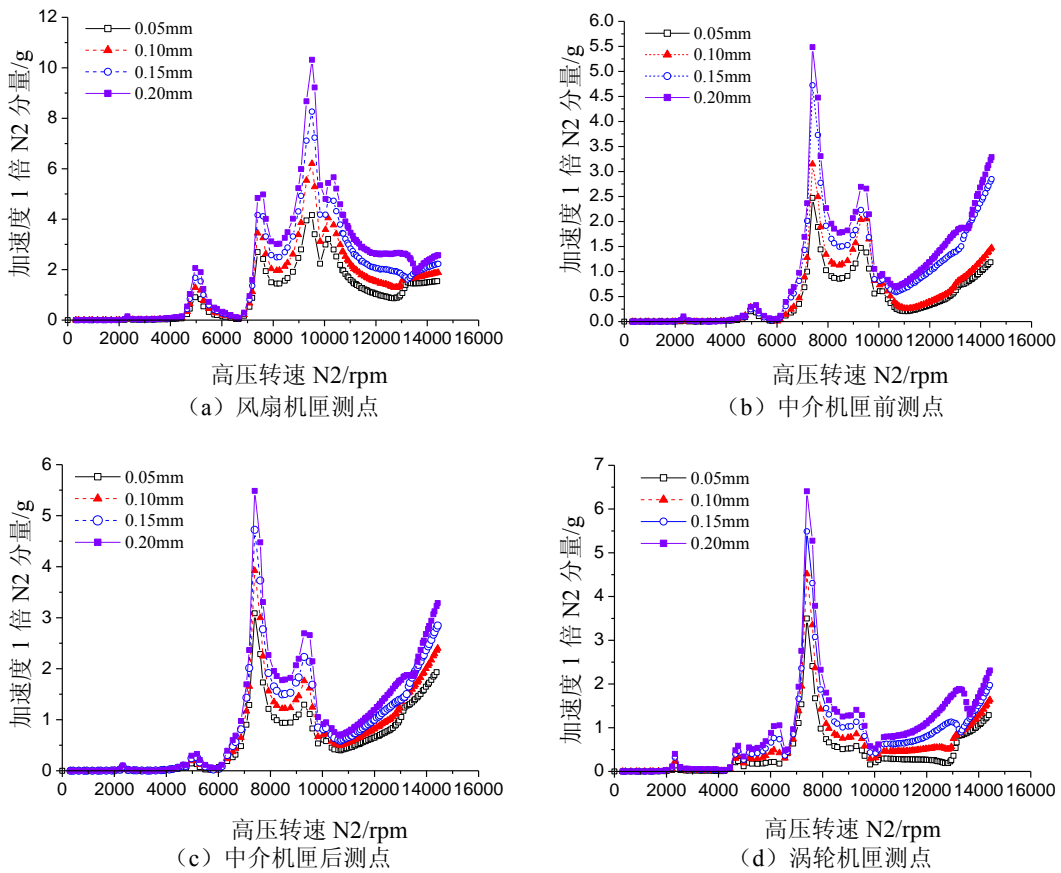


图 4.8 高压转子不同的不同心量下各机匣测点处振幅随转速的变化曲线

图 4.8 (a)、图 4.8 (b)、图 4.8 (c) 和图 4.8 (d) 分别为风扇机匣测点、中介机匣前测点、

中介机匣后测点以及外涵机匣测点处加速度幅值随高压转速的变化情况。从图 4.8 中可以明显看出, 高压转子不同心量的大小对机匣各测点振动响应影响比较明显, 随着不同心量的线性增加, 机匣各测点响应值也呈线性增加, 因此可见, 有效地控制不同心量的大小能够有效地控制航空发动机的整机振动。

4.4.4 质量偏心与不同心对于整机振动的影响分析

转子不同心与转子质量偏心是航空发动机转子系统两个独立的激励源, 为研究质量偏心和转子不同心对整机振动的影响, 三种仿真计算工况为: 1) 仅考虑高压转子不同心故障, 设同相位下, 高压转子不同心量为 0.02mm; 2) 仅考虑高压转子质量偏心, 设高压转子质量偏心为 0.03mm, 分别对其偏心方位角为 0° 、 90° 、 180° 、 270° 四种情况进行仿真; 3) 两种激励共同作用下, 分别对质量偏心方向角为 0° 、 90° 、 180° 、 270° 四种情况进行仿真。

按照上述仿真计算条件, 仿真得到质量偏心和转子不同心对整机振动的影响情况。其中, 图 4.9 (a)、图 4.9 (b)、图 4.9 (c) 和图 4.9 (d) 分别为高压转子质量偏心方位角为 0° 时, 三种计算工况下风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点加速度幅值随高压转速的变化情况。

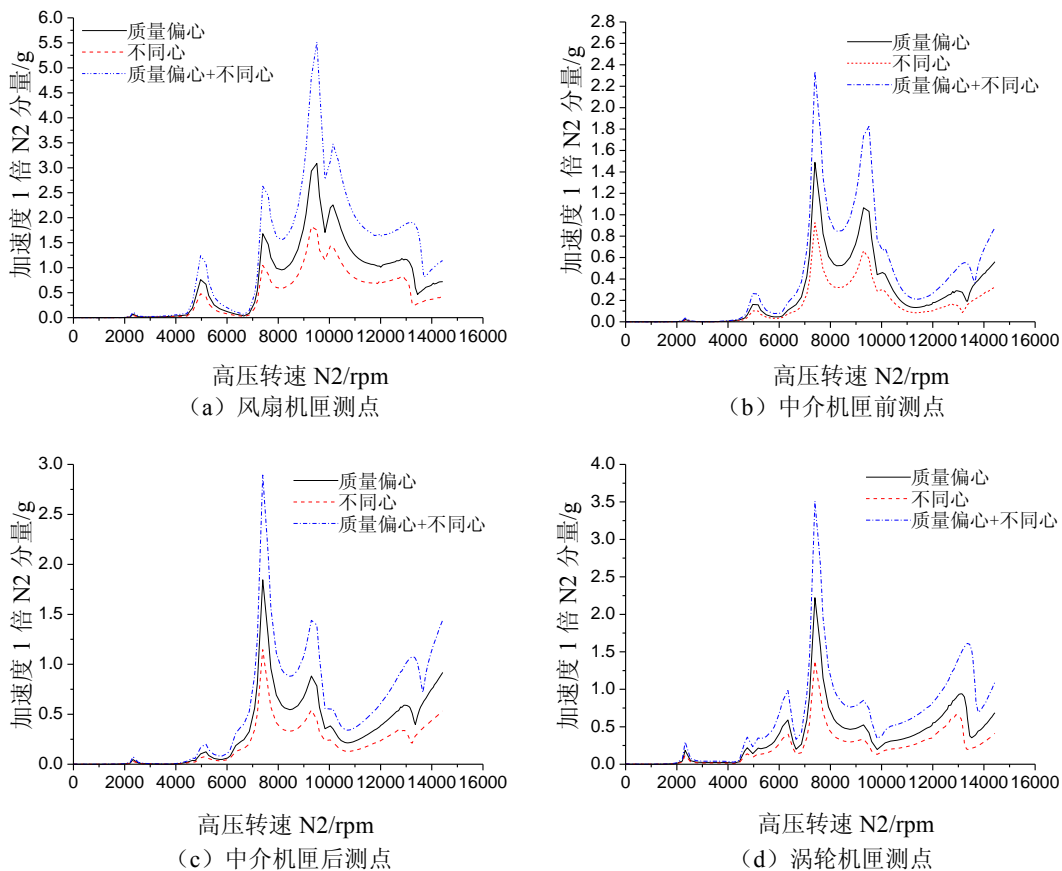


图 4.9 高压转子偏心方位角为 0° 时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线

从图 4.9 中可以看出,质量偏心和转子不同心同时考虑下机匣各测点加速度幅值最大,对整机振动的影响最为明显,仅考虑质量偏心次之,仅考虑转子不同心情况下最小,并且两者激励同时存在时,机匣各测点加速度幅值近似于仅考虑质量偏心和仅考虑转子不同心情况下机匣各测点加速度幅值的叠加。

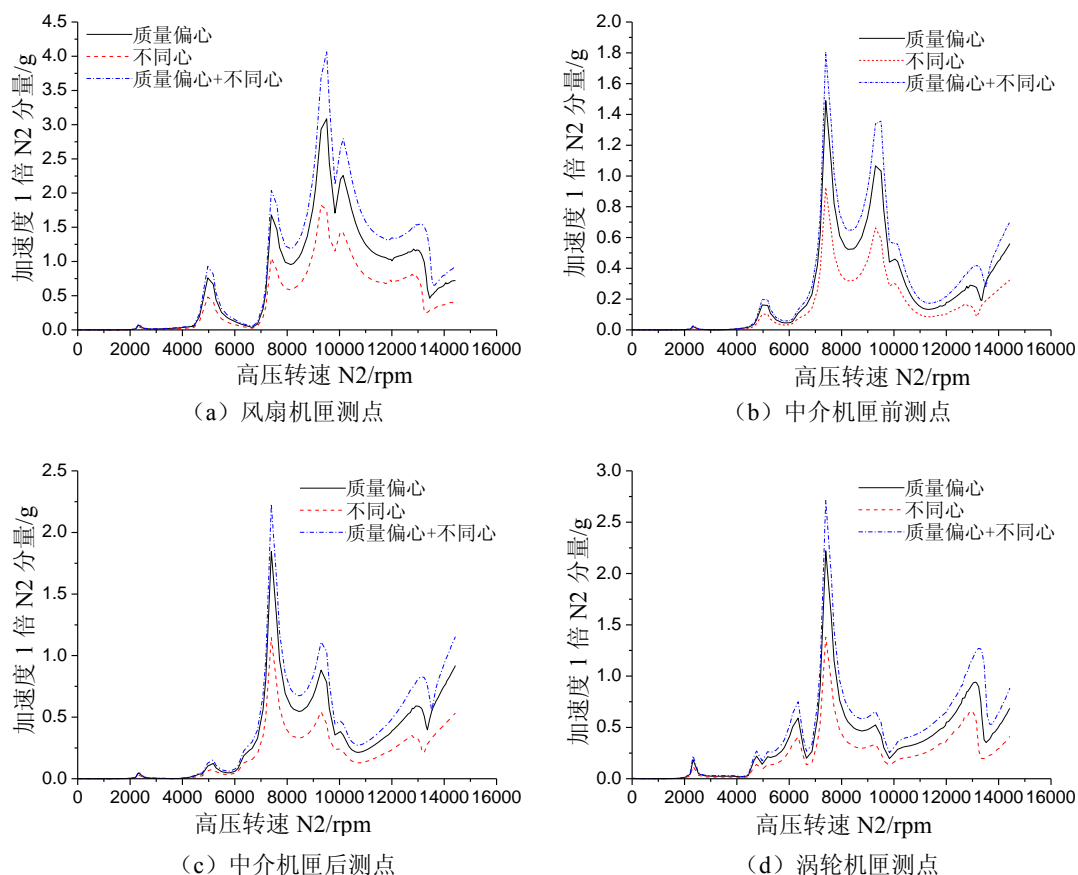


图 4.10 高压转子偏心方位角为 90 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线

图 4.10 (a)、图 4.10 (b)、图 4.10 (c) 和图 4.10 (d) 分别为高压转子质量偏心方位角为 90 度时,三种计算工况下风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点加速度幅值随高压转速的变化情况,从图 4.10 中可以明显看出,质量偏心和转子不同心同时考虑下机匣各测点加速度幅值最大,对整机振动的影响最为明显,仅考虑质量偏心次之,仅考虑转子不同心情况下最小,并且两者激励同时存在时,机匣各测点加速度幅值略小于仅考虑质量偏心和仅考虑转子不同心情况下机匣各测点加速度幅值的叠加。

图 4.11 (a)、图 4.11 (b)、图 4.11 (c) 和图 4.11 (d) 分别为高压转子质量偏心方位角为 180 度时,三种计算工况下风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点加速度幅值随高压转速的变化情况,从图 4.11 中可以明显看出,仅考虑质量偏心时机匣各测点加速度幅值最大,对整机振动的影响最为明显,仅考虑转子不同心情况次之,两种激励同时考虑情况下最小,并且两者激励同时存在时,机匣各测点加速度幅值小于仅考虑质量偏心和仅考

虑转子不同心任一情况下的机匣加速度幅值。由此可以看出，转子质量偏心方向角对航空发动机机整机振动具有显著影响，当质量偏心方向角为 180 度时，转子质量偏心激励会抵消一部分转子不同心激励，造成两者激励共同作用下机匣各测点的加速度幅值明显小于两者激励单独考虑下的机匣各测点加速度幅值。

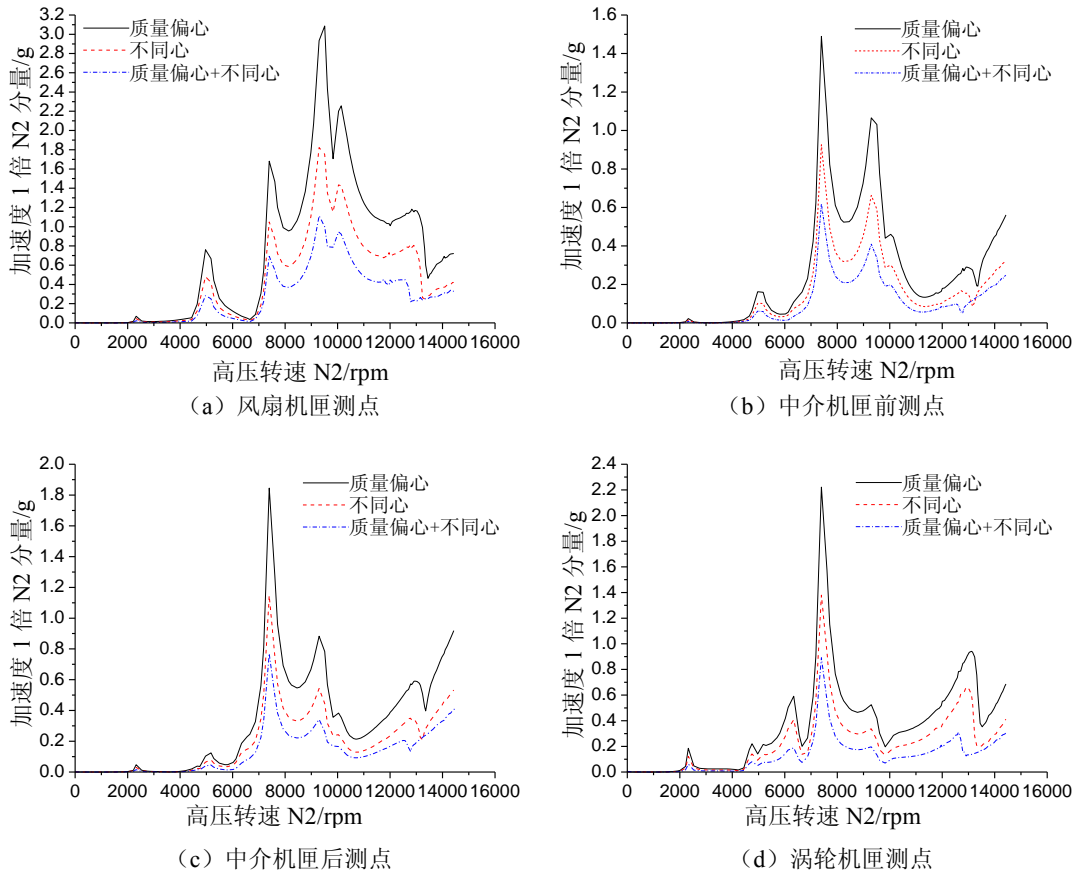
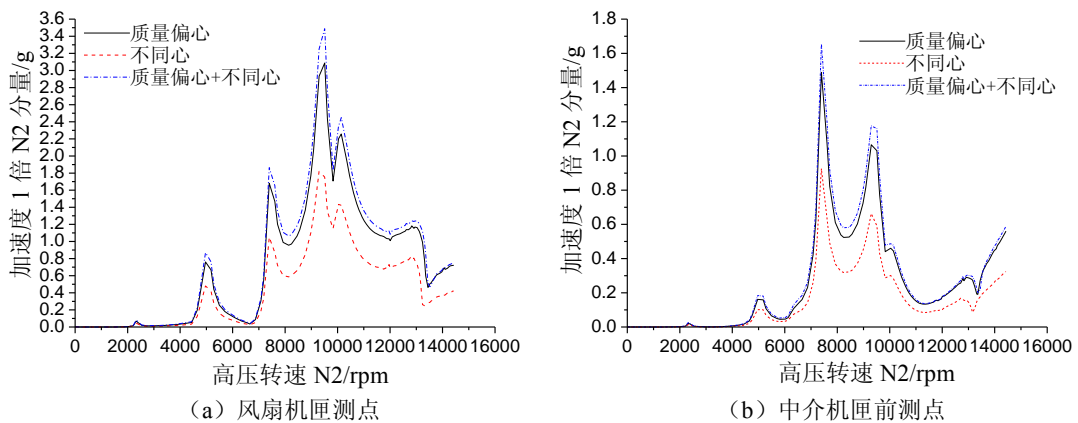


图 4.11 高压转子偏心方位角为 180 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线



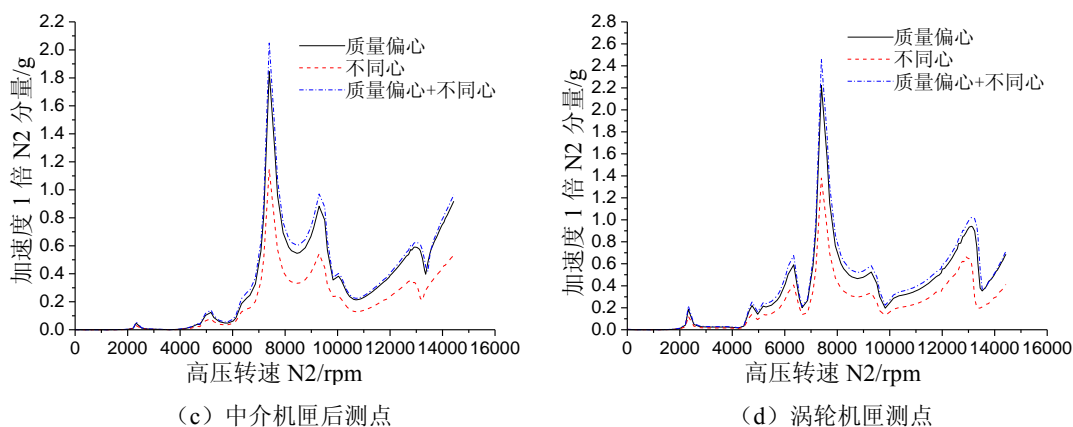


图 4.12 高压转子偏心方位角为 270 度时机匣各测点加速度幅值随转速变化曲线

图 4.12 (a)、图 4.12 (b)、图 4.12 (c) 和图 4.12 (d) 分别为高压转子质量偏心方位角为 270 度时，三种计算工况下风扇机匣测点、中介机匣前测点、中介机匣后测点、涡轮机匣测点加速度幅值随高压转速的变化情况，从图 4.12 中可以明显看出，质量偏心和转子不同心同时考虑下机匣各测点加速度幅值最大，对整机振动的影响最为明显，仅考虑质量偏心次之，仅考虑转子不同心情况下最小，并且两者激励同时存在时，机匣各测点加速度幅值小于仅考虑质量偏心和仅考虑转子不同心情况下机匣各测点加速度幅值的叠加。

4.4.5 某型发动机高压转子不同心故障导致的整机振动超标仿真分析

针对某型航空发动机从慢车到最大转速运行过程中出现整机振动超标的问题，其故障现象为：当转速从低状态上推到高状态时，振动突然上升，状态稳定后，振动长时间持续大而不下降，甚至缓慢上升。状态稳定后，振动瞬间或维持很短时间下降至正常水平。由于振动增大的频率分量主要为 N2 分量，因此，判断可能是高压转子上的不平衡量变化导致了整机振动的剧增。下面用高压转子不同心（轴线弯曲）故障来进行仿真模拟，测点选取中介后机匣垂向测点（V2）和涡轮机匣水平测点（V5）两个测点，V2，V5 测点在机匣上的位置示意图如图 4.13。

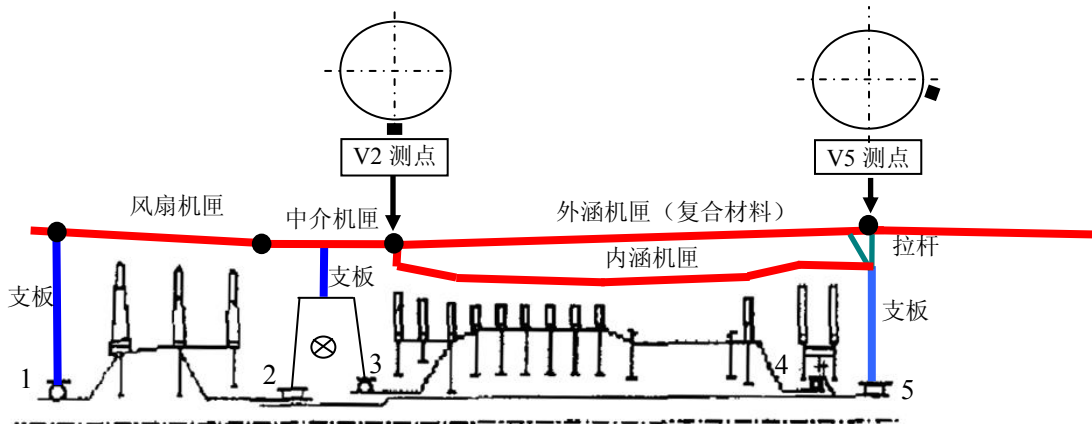


图 4.13 某型航空发动机整机结构简图

模拟方法是：针对特定转速下，不考虑高压转子质量偏心，只考虑低压转子质量偏心，通过调节高压第 9 级高压压气机盘（节点 9）处的不同心量的大小，模拟转子轴线的不同弯曲状态，分别使 V2 测点和 V5 测点的计算结果与试验基本接近。如：假设高压第 9 级高压压气机盘径向水平处的不同心量为 0.03mm，径向垂直处不同心量为 0mm，则对应的高压转子径向水平和垂向的弯曲状态如图 4.14 所示。

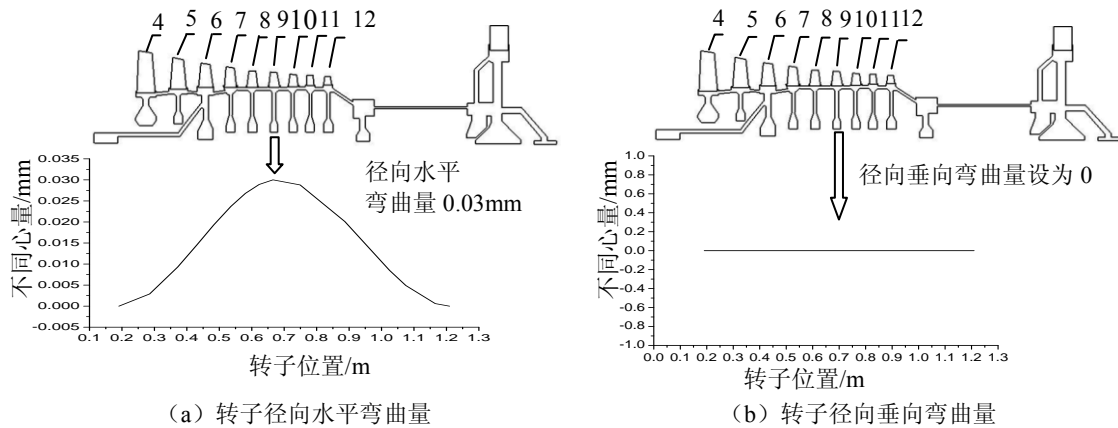


图 4.14 高压转子径向水平和垂向的弯曲状态

4.4.5.1 正常情况下

假设高压转子的偏心距均为 0mm，LPC 盘 1 偏心距为 0.001mm，LPC 盘 2 偏心距为 0.001mm 以及 LPT 盘 1 偏心距为 0.003mm。表 4.17 为正常状态下特定转速时 V2 及 V5 测点试验与仿真结果以及不同心量的汇总表。图 4.15 (a) 和图 4.15 (b) 为正常状态下测点 V2 和 V5 处的振动速度响应有效值随转子 N2 的变化规律图，从图 4.15 (a) 可以看出，测点 V2 处试验和仿真得到的两条曲线不仅趋势相同，而且数值也基本非常接近，从图 4.15 (b) 可以看出，测点 V5 处试验和仿真得到的两条曲线存在明显差别，该结果正好表明其振动不来源高压转子，而是来源于低压转子或计算模型的建模误差等等。因此，仅用高压转子的不同心故障难于模拟其振动。图 4.16 为高压转子不同心量随转子 N2 的变化规律图，从图中可以看出，转子不同心量的变化趋势与 V2 测点处的速度振动响应变化趋势基本一致。

表 4.17 正常情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及响应的不同心量值汇总表

N1 (r/min)	N2 (r/min)	稳态				不同心量 (mm)
		V2(mm/s)		V5(mm/s)		
		试验(正常)	仿真(正常)	试验(正常)	仿真(正常)	
3177	10415	0.254	0.26	2.286	0.29	0.0052
4027	11572	0.254	0.25	3.556	0.29	0.0042
4580	12042	0.508	0.52	2.794	0.48	0.0065
5377	12524	0.508	0.51	2.54	1.23	0.005
6148	12966	0.254	0.38	1.778	1.92	0

图 4.17 (续)

6696	13286	0.254	0.25	1.778	0.57	0.0005
7162	13566	0.508	0.53	1.27	0.55	0.0035
7457	13836	0.508	0.51	1.27	0.76	0.0025
8008	14180	0.254	0.28	5.334	0.6	0
8391	14457	0.508	0.51	8.382	0.65	0.0015

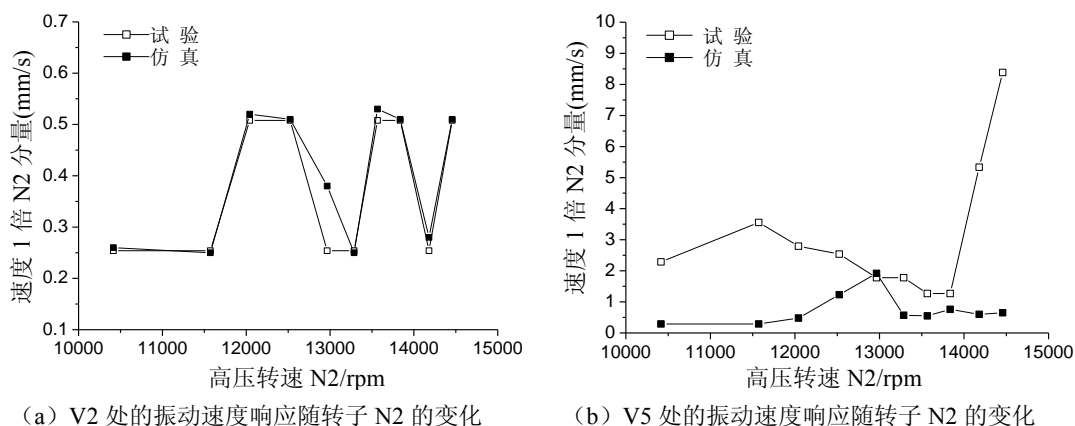


图 4.15 正常情况下 V2 和 V5 处的振动速度响应有效值随转子 N2 的变化规律图

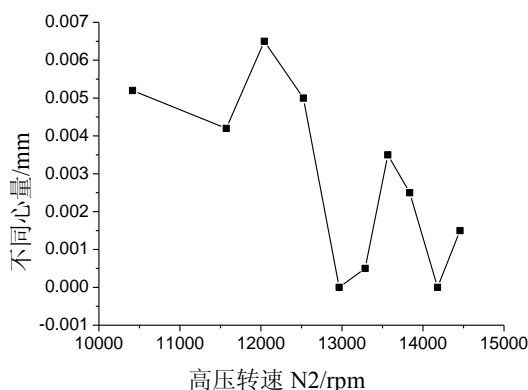


图 4.16 正常情况下不同心量随转子 N2 的变化

4.4.5.2 故障情况下

(1) 以 V2 测点试验值为基准仿真

设高压转子的偏心距均为 0, LPC 盘 1 偏心距为 0.08mm, LPC 盘 2 偏心距为 0.08mm 以及 LPT 盘 1 偏心距为 0.08mm。表 4.18 为稳态情况下各转速下 V2 测点处试验与仿真结果以及相应转速下的不同心量值。4.17 (a) 和 4.17 (b) 为测点 V2 和 V5 处的振动速度响应有效值随转子 N2 的变化规律图, 从 4.17 (a) 可以看出, 测点 V2 处试验和仿真得到的两条曲线不仅趋势相同, 而且数值也基本非常接近, 从 4.17 (b) 可以看出, 测点 V5 处试验和仿真得到的两条曲线的趋势大致相同。图 4.18 为不同心量随转子 N2 的变化规律图, 从图中可以看出, 转子不同心量的变化趋势与 V2 测点处的速度振动响应变化趋势基本相同。

表 4.18 故障时拟合 V2 情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及不同心量汇总表

稳态						不同心量 (mm)
N1 (r/min)	N2 (r/min)	V2(mm/s)		V5(mm/s)		
		试验	仿真	试验	仿真	
3205	10269	2.032	2.03	11.684	2.32	0.031
4358	11605	9.652	9.66	21.59	9.78	0.168
5007	12103	14.732	14.7	21.844	21.73	0.21
5927	12588	20.574	20.56	18.796	30.17	0.234
6605	12939	29.464	29.49	17.78	31.54	0.3
7011	13243	25.654	25.62	29.718	27.7	0.241
7456	13569	31.496	31.42	33.274	34.82	0.274
7718	13852	42.672	42.64	50.8	44.32	0.358
8176	14145	41.91	41.93	45.466	34.45	0.32
8408	14333	3.556	3.53	13.462	6.04	0.004

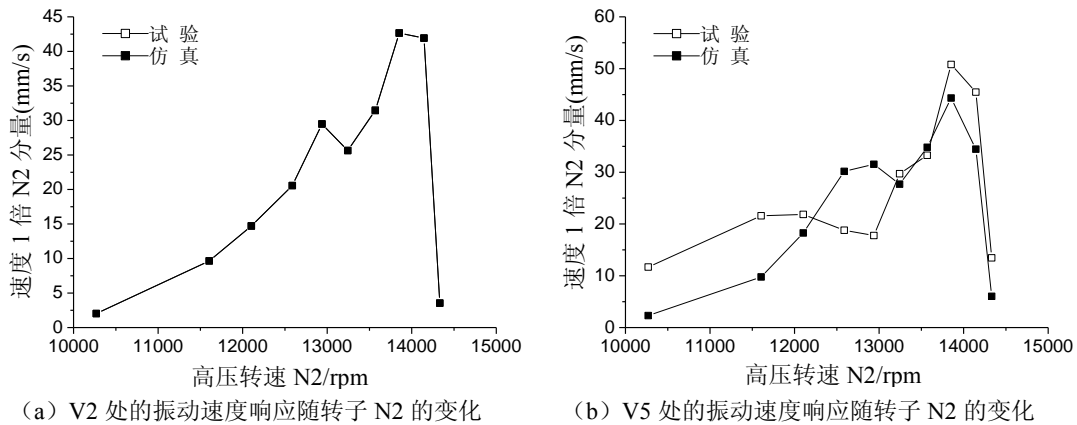


图 4.17 故障时拟合 V2 情况下 V2 和 V5 处振动速度幅值随转速 N2 的变化规律

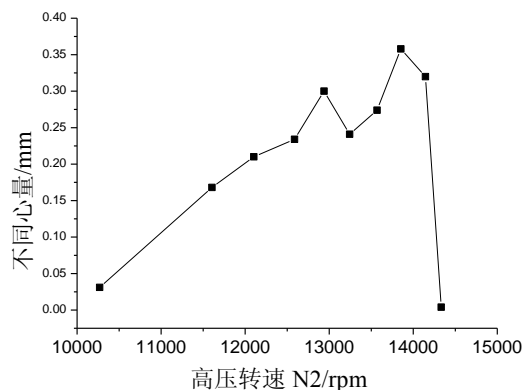


图 4.18 故障时拟合 V2 情况下不同心量随转子 N2 的变化

由此可见，高压转子的不同心量（轴线弯曲量）的变化构成了航空发动机振动超标的主导因素，随着轴线弯曲度得增加，振动连续增大，最终弯曲度的突减，振动也出现突降，另外，

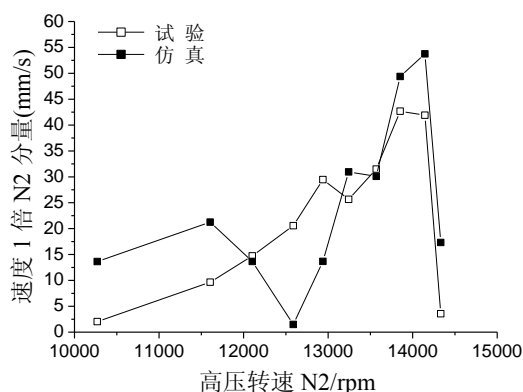
在模拟计算中, 仅仅依据的 V2 变化规律进行, 不仅 V2 测点处振动变化规律趋势相同, V5 测点处试验与仿真的振动也表现出了相似的规律, 充分表明了高压转子的不同心故障为该类故障的主导故障模式。

(2) 以 V5 测点试验值为基准仿真

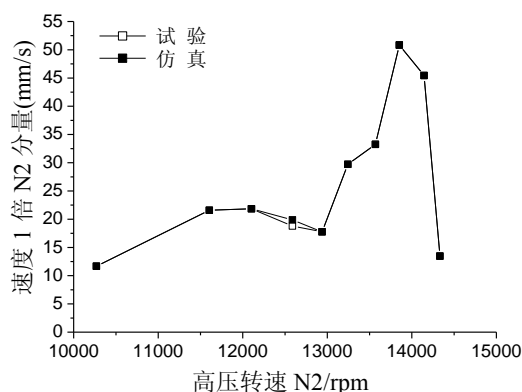
设高压转子的偏心距均为 0, LPC 盘 1 偏心距为 0.025mm, LPC 盘 2 偏心距为 0.025mm 以及 LPT 盘 1 偏心距为 0.025mm。表 4.19 为稳态情况下各转速下 V5 测点处试验与仿真结果以及相应转速下的不同心量值。图 4.19 (a) 和图 4.19 (b) 为测点 V2 和 V5 处的振动速度响应有效值随转子 N2 的变化规律图, 从图 4.19 (a) 可以看出, 测点 V5 处试验和仿真得到的两条曲线不仅趋势相同, 而且数值也基本非常接近, 从图 4.19 (b) 可以看出, 测点 V2 处试验和仿真得到的两条曲线的趋势大致相同。图 4.20 为不同心量随转子 N2 的变化规律图, 从图中可以看出, 转子不同心量的变化趋势与 V5 测点处的速度振动响应变化趋势基本相同。

表 4.19 故障时拟合 V5 情况下 V2 和 V5 测点处试验与仿真结果以及不同心量值汇总表

稳态						不同心量 (mm)
N1 (r/min)	N2 (r/min)	V2(mm/s)		V5(mm/s)		
		试验	仿真	试验	仿真	
3205	10269	2.032	13.64	11.684	11.68	0.267
4358	11605	9.652	21.26	21.59	21.59	0.369
5007	12103	14.732	13.66	21.844	21.84	0.162
5927	12588	20.574	1.50	18.796	19.88	0.001
6605	12939	29.464	13.67	17.78	17.76	0.1
7011	13243	25.654	30.95	29.718	29.71	0.274
7456	13569	31.496	30.09	33.274	33.24	0.248
7718	13852	42.672	49.39	50.8	50.86	0.39
8176	14145	41.91	53.76	45.466	45.43	0.423
8408	14333	3.556	17.32	13.462	13.46	0.084



(a) V2 处的振动速度响应随转子 N2 的变化



(b) V5 处的振动速度响应随转子 N2 的变化

图 4.19 故障时拟合 V5 情况下 V2 和 V5 处振动速度幅值随转速 N2 的变化规律

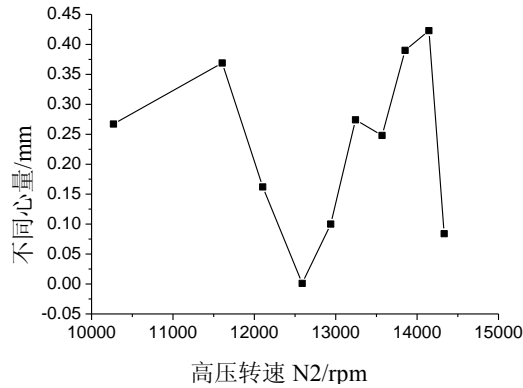


图 4.20 故障时拟合 V5 情况下不同心量随转子 N2 的变化

由此可见，依据 V5 测点仿真也能得到类似于依据 V2 测点仿真得到的振动规律，即：高压转子的不同心量（轴线弯曲量）的变化构成了航空发动机振动超标的主导因素，随着轴线弯曲度得增加，振动连续增大，最终弯曲度的突减，振动也出现突降，充分表明了高压转子的不同心故障为该类故障的主导故障模式。

4.5 小结

1) 通过仿真计算分析发现，对于某型双转子航空发动机高压转子的不同心故障，控制转子不同心度的幅值和相位均能有效地控制航空发动机整机振动。在航空发动机转子不同心控制中，不能仅仅控制其幅值大小，还需要控制其相位，尽量各截面的转子不同心相位不相同，避免各截面相位出现同相或反相的情形。

2) 由质量偏心和转子不同心故障对整机振动的影响分析可以看出，质量偏心 and 转子不同心故障是两种独立的不平衡激励。

3) 通过对航空发动机实际试车故障的模拟，表明该发动机整机振动超标的主要原因来源于高压转子的不同心（轴线弯曲）故障。在实际航空发动机中，由于装配不稳定、热启动、碰摩等原因均可能导致高压转子的轴线弯曲度不断增大、然后突然减小的情况，通过对高压转子不同心（轴线弯曲）故障的仿真计算分析发现，高压转子的不同心（轴线弯曲）故障表现出了主导故障特征。V2 和 V5 振动的计算和试车结果表现出了相似的规律。该故障能够解释振动增加和突降的现象。

第五章 总结与展望

5.1 本文完成的工作

本文针对航空发动机转子不同心故障问题,对其振动机理进行了分析,认为转子不同心故障类似于转子弯曲振动,研究了转子不同心量对航空发动机整机振动的影响规律,实现通过控制不同心量来有效地控制整机振动,为进一步制定航空发动机不同心标准奠定理论和试验基础,取得了如下研究成果:

(1) 深入研究了转子不同心振动机理。建立了具有初始弯曲的转子-滚动轴承试验器的耦合动力学模型,由质量偏心和转子不同心故障对试验器转盘径向位移的影响分析可以看出,质量偏心和转子不同心故障是两种独立的不平衡激励。弯曲故障对转子系统表现为基础激励的性质,而质量偏心激励则为转子系统的力激励。质心偏心相位对于转子-滚动轴承试验器的振动存在比较显著的影响。

(2) 提出了一种转子空间弯曲轴线的测试新方法,介绍了新方法的测量原理和测试步骤,开发了转子弯曲测试系统,实现了转子弯曲度在线测试与弯曲状态动态显示可以同时进行,并通过电涡流位移传感器对某实际转子的弯曲度进行了试验测试,最后利用百分表测量法对具有初始弯曲的转子进行了试验测试,通过对比分析,两种测量方法的拟合圆结果基本重合,这充分表明了本文提出的利用电涡流位移传感器测量转子弯曲的方法的正确性。

(3) 在仿真分析航空发动机高压转子不同心故障对整机振动影响的过程中,发现通过控制转子不同心度的幅值和相位均能有效地控制航空发动机整机振动。在航空发动机转子不同心控制中,不能仅仅控制其幅值大小,还需要控制其相位,尽量各截面的转子不同心相位不相同,避免各截面相位出现同相或反相的情形。

(4) 通过对航空发动机实际试车故障的模拟,表明该发动机整机振动超标的主要原因来源于高压转子的不同心(轴线弯曲)故障。在实际航空发动机中,由于装配不稳定、热启动、碰摩等原因均可能导致高压转子的轴线弯曲度不断增大、然后突然减小的情况,通过对高压转子不同心(轴线弯曲)故障的仿真计算分析发现,高压转子的不同心(轴线弯曲)故障表现出了主导故障特征。V2和V5测点处振动的计算和试车结果表现出了相似的规律。该故障能够解释振动增加和突降的现象。

5.2 未来工作与展望

本文对航空发动机高压转子不同心故障的研究虽然取得了一定的研究，但仍然需要在后续工作中完成如下一些内容：

(1) 在高压转子不同心故障对整机振动的影响仿真过程中，只考虑了对不同心故障相对敏感的几个截面，在今后的研究中，可以考虑其他截面不同心故障对于整机振动的影响规律。

(2) 在今后的工作中，需要进一步对仿真得到的高压转子不同心故障对整机振动影响规律进行相应的试验验证。

(3) 建立转子不同心控制标准，对目前的振动控制标准进行评价分析和改进，并提出有效的振动控制措施。

参考文献

- [1] 陈果. 航空器检测与诊断技术导论[M].北京:中国民航出版社,2007:12-13.
- [2] 陈光, 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构[M]. 北京航空航天大学出版社, 2010.
- [3] 朱梓根. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告)第六册[M].中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.
- [4] 单福平. 航空发动机转子结构的装配偏差建模分析与工艺优化[D].上海:上海交通大学, 2015.
- [5] 孙贵青, 吴法勇. 航空发动机不同心度测试技术研究[C].中国航空学会青年科技论坛. 2014.
- [6] Patel T H, Darpe A K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2009, 23(7):2236-2252.
- [7] 路振勇, 陈予恕. 某型航空发动机高压转子系统的建模与动力学特性研究[C]. 全国非线性动力学和运动稳定性学术会议. 2013.
- [8] 刘志强. 基于同心度测量的转子不平衡量装配优化技术[J]. 中国机械, 2014(5):82-82.
- [9] 《航空发动机设计手册》总编委员会. 航空发动机设计手册第 19 册转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [10] 洪杰, 马艳红, 张大义, 等. 航空燃气轮机总体结构与动力学分析[M].北京:北京航空航天大学出版社, 2014, 8-12.
- [11] 刘卓乾, 曹树谦, 郭虎伦, 等. 含螺栓连接转子系统非线性振动特性研究[J].振动与冲击, 2016, 35(22).
- [12] 秦朝焯, 王洪玉, 褚福磊. 螺栓连接对风扇转子动力学特性影响分析[J].振动与冲击, 2012, 31(S):273-276.
- [13] Keogh P S, Morton P G. Dynamic nature of rotor Thermal bending due to unsteady lubricant shearing within a bearing. Proc. of The Royal Society of London Series A: Mathematical and Physical Sciences[C]. 1994, 445(1924): 273-290.
- [14] 张连祥, 王娟. 航空发动机热启动过程中的振动问题分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(S):132-134.
- [15] 刘永泉, 王德友, 洪杰, 等. 航空发动机整机振动控制技术分析[J].航空发动机,2013, 39(5):1-8.
- [16] 吴法勇, 王娟. 基于同心度测量的转子不平衡量装配优化技术[J]. 第十五届中国科协年会, 2014.

- [17] 刘君, 吴法勇, 王娟. 航空发动机转子装配优化技术[J]. 航空发动机, 2014, 40(3):75-78.
- [18] Yang Z, Hussain T, Popov A A, et al. Novel Optimization Technique for Variation Propagation Control in an Aero-Engine Assembly[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B Journal of Engineering Manufacture, 2010, 225(1):100-111.
- [19] 王波, 李曙光. 装配优化技术在某型航空发动机高压压气机转子装配中的应用[J]. 航空维修与工程, 2016, (6):51-53.
- [20] Klocke F, Veselovac D, Auerbach T, et al. Intelligent Assembly for Aero Engine Components[C]. Intelligent Robotics and Applications, First International Conference, Icir 2008, Wuhan, China, October 15-17, 2008 Proceedings. DBLP, 2008:927-935.
- [21] 吕玉红, 吴法勇, 魏秀鹏, 等. 整机装配阶段的同心度测量研究现状综述[J]. 中国科协年会: 航空发动机设计、制造与应用技术研讨会, 2013.
- [22] 孟祥海, 单福平. 航空发动机转子件装配质量预测[J]. 制造业自动化, 2016, 38(5).
- [23] J.C.Nicholas, E.J.Gunter, P.E.Allaire, Effect of residual shaft bow on unbalance response and balancing of a single mass flexible rotor: Part I: Unbalance response: Part II: Balancing[J]. J.Eng.Power, 1976, 98(2):171.
- [24] C.H.Kang, W.C.Hsu, E.K.Lee, et al. Dynamic analysis of gear-rotor system with viscoelastic supports under residual shaft bow effect[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(3):264-275.
- [25] 刘锦阳, 任平珍, 廖明夫, 等. 柔性转子不平衡响应及初始弯曲振动特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 1998, 18(4):282-286.
- [26] Rao J S. A note on Jeffcott warped rotor[J]. Mechanism & Machine Theory, 2001, 36(5):563-575.
- [27] 冯国权, 朱梓根. 具有初始弯曲的转子系统的振动特性[J]. 航空发动机, 2003, 29(1):20-22.
- [28] 沈小要, 贾九红, 赵枚. 具有初始弯曲的不平衡转子碰摩条件的研究[J]. 振动与冲击, 2007, 26(9):11-13.
- [29] 林富生, 孟光. 机动飞行飞行器内具有初始弯曲和刚度不对称的转子运动模型[J]. 航空动力学报, 2002, 17(5):610-614.
- [30] Song G F, Yang Z J, Ji C, et al. Theoretical experimental study on a rotor with a residual shaft bow[J]. Mechanism & Machine Theory, 2013, 63(5):50-58.
- [31] 邹剑, 董广明, 陈进. 含初始弯曲裂纹转子的振动分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(3):153-156.
- [32] 杨丹, 甘春标, 杨世锡, 等. 一类初弯曲转子的裂纹-碰摩故障响应分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2014, 48(8):1496-1501.

- [33] Yuan Z, Chu F, Lin Y. External and internal coupling effects of rotor's bending and torsional vibrations under unbalances[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2007, 299(1-2):339-347.
- [34] 郭小鹏, 吴英祥, 姜广义. 转子热弯曲引起的振动故障特征与试验研究[J]. *沈阳航空航天大学学报*, 2015, 32(5):26-31.
- [35] Sawicki J T, Alberto M B. Thermomechanical behavior of rotor with rubbing[J], *International Journal of Rotating Machinery*, 2003, (1): 41—47.
- [36] 张连祥. 航空发动机转子热弯曲引发的典型故障分析[C]. 全国转子动力学学术讨论会. 2008.
- [37] 袁惠群, 朱向哲, 李东,等. 转子系统瞬态热启动过程动力学特性研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(7):33-37.
- [38] 陆山, 赵明. 某型发动机转子热弯曲变形及其影响数值分析[J]. *航空动力学报*, 1997, (3):243-246.
- [39] ZHU, Xiangzhe, YUAN, et al. Study on thermal bending response of high pressure rotor system[C]The. 2010.
- [40] Goldman P, Muszynska A, Bently D E. Thermal bending of the rotor due to rotor-to-stator rub[J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2000, 6(2):91-100.
- [41] 窦军民, 马广庆. 浅谈轴弯曲的测量与矫正[J]. *林业机械与木工设备*, 2002, 30(4):29.
- [42] 黄声华, 叶嘉雄, 余永林. 测量汽轮机主轴弯曲的新方法[J]. *汽轮机技术*, 1998, 40(3): 176-179.
- [43] 杨为民. 旋转机械转子振动分析和测试技术研究[D].南京: 东南大学, 2008.
- [44] 刘树琪, 李强, 吴健华. 大直径数显测量装置系统的研究[J]. *现代计量技术*, 1994, (4): 9-14.
- [45] 张先鹤, 郑卫. 转轴弯曲光电测量系统[J]. *测控测试技术*, 1997, 16(6):32-33.
- [46] 张先鹤. 转轴弯曲光电测量系统的研究[J]. *微计算机信息*, 1998, 14 (5):83-84.
- [47] 蒋钢, 叶嘉雄. 激光扫描测量转轴弯曲的 8098 单片机控制系统[J]. *光电工程*, 1997, 24(2):45-50.
- [48] 关荣锋, 赵军良. 大轴弯曲激光精密自动测量系统[J]. *光学 精密工程*, 2003, 11(5): 487- 491.
- [49] 杨莉, 祝恒阳. 应用线结构光技术在线检测轴类零件轴线[J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2004, (9):41-42.
- [50] Khaire P. Simulation and Experimental Study to investigate the effect of bent shaft on vibration spectrum[J]. *International Journal of Innovative Research & Development*, 2015, 4(4):99-104.
- [51] 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析[J]. *力学学报*, 2010, 42(3):548-559.
- [52] Chen G. Vibration modelling and verifications for whole aero-engine[J]. *Journal of Sound &*

- Vibration, 2015, 349:163-176.
- [53] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J].振动工程学报, 2011, 24(6):619-632.
- [54] 郭铁成. 激光对中仪产品化研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2009.
- [55] 王金娜. 激光位移传感器的研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2010.
- [56] 马自军, 杨双莲. 激光位移传感器测量原理及应用研究展望[J].甘肃科技, 2012, 28(2):77-78.
- [57] 张勇, 梁平, 张玉珍, 等. 电涡流位移传感器动态特性自动测量系统研制[J].计量学报, 2012, 33(z1):6-9.
- [58] 林富生, 孟光. 有初弯的刚度非对称转子的动力学特性分析及实验研究[J].应用力学学报, 2002, 19(3):96-101.
- [59] 李振泰, 李红梅, 李洪岩, 等. 抽油机机泵联轴器同心度测量与调整[J].油气田地面工程, 2011, 30(7):9-10.
- [60] 夏鸿飞. 大型回转窑安装同心度测量控制方法[J].安徽建筑, 2010, 17(1):101-101.
- [61] 田宏光. 激光同心度测量系统在检测往复式压缩机气缸与滑道同心度的应用[J].中国设备工程, 2010, (1):47-48.
- [62] 职光磊. 机械同心度在机组轴承摆度测量中的影响[J].科技创新与应用, 2012, (22):53-53.
- [63] 祝世兴, 高峰. 航空发动机高压转子振动故障分析[J].航空维修与工程, 2015, (9):84-86.
- [64] 单福平, 李志敏, 朱彬. 航空发动机典型转子件装配偏差建模及分析[J].制造业自动化, 2015, (7):100-103.
- [65] Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance. Part I: Theoretical model analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176(5):663—679.
- [66] Xu M, Marangoni R D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance. Part II: Experimental validation [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 176(5): 681—691.
- [67] 谭久彬, 王雷, 金国良, 等. 基于同心度优化的气磁复合支撑式航空发动机转子装配方法与装置: CN 2014.
- [68] Lees A W. Misalignment in rigidly coupled rotors [J].Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1/2): 261—271.
- [69] 刘建贤. 航空发动机支点同心度的数值仿真及试验验证[J].航空科学技术, 2015, (7):22-25.
- [70] 张冬梅. 结构特征参数对发动机支点同心度的影响研究[J].航空科学技术, 2015, (5):22-26.
- [71] Hussain K M, Redmond I. Dynamic response of two rotors connected by rigid mechanical coupling with parallel misalignment [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(3): 483-498.

- [72] Redmond I. Study of a misaligned flexibly coupled shaft system having nonlinear bearings and cyclic coupling stiffness—theoretical model and analysis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(6): 700-720.
- [73] 于明进, 程勇, 吴波等. 发动机故障的振动诊断[J]. 航空发动机, 1998, (3):54-57.
- [74] 邓会霞. 某发动机整机振动的分析与控制方法[D]. 大连理工大学, 2008.
- [75] 袁惠群, 张连祥, 朱向哲, 等. 某航空发动机高压转子系统热振动特性研究[C]. 全国转子动力学学术讨论会. 2008.

致 谢

时光飞逝，不知不觉地就从 2014 年 9 月走到了现在，而入学仿佛还是昨天的事情，初来乍到时的场景犹历历在目。回忆起这两年半学习生活的点点滴滴，感慨不已，欣慰之余而又庆幸无比。值得欣慰的是，两年多时间的努力拼搏，学到了许多收益无穷的东西，心中倍感充实；庆幸的是我来到了一个学术氛围浓厚，学习环境舒适的地方，遇到了很多的良师益友，给了我很多的指引和帮助，使我能够顺利地完成学业，再此谨向他们表示衷心的感谢！

饮其流时思其源，成吾学时念吾师。最深的谢意献给我的导师陈果教授。在两年半的时间里，从课题设计、工程试验以及论文撰写等各个方面，陈老师都给予了悉心的指导和无私的帮助，并对我的论文提出了许多宝贵的修改意见。陈老师对待学术研究努力踏实，勤勤恳恳，充满热情，一直都是我学习的榜样。我常常在想，如果没有陈老师的谆谆教导和指引，也许我现在还依然迷失在慌乱和无助里。正是由于陈老师的关怀、鼓励和包容，让我在不断的挫折当中更加奋进，更加坚强，并养成了做事细心，严谨的好习惯。从陈老师身上，我学到了许多书本上没有的东西，这也是我获得的最宝贵的财富。

在整个求学过程中，离不开各位同学和朋友的关心和帮助。感谢已毕业王海飞、赵斌、李华、汪瑾、周笛等师兄师姐，正是在你们的关心帮助下，才让我能够迅速融入研究生的学习和生活中来；感谢实验室的同学：屈美娇、张全德、林桐、刘彬彬、谢阶栋，谢谢你们与我一起不厌其烦地做试验、分析数据，谢谢你们时时刻刻支持我能顺利完成论文。读研期间能和大家朝夕相处真的是一件十分愉快开心的事情，我想毕业后我会深深怀念 1501A 教研室里认真的科研氛围以及快乐的学习气氛。感谢我的室友王中凤燕、周曼曼、王媛，谢谢你们两年多来对我的关心和包容，有你们的寝室让我感受到了家的融洽。谢谢你们在我难过的时候鼓励我，支持我，在我开心的时候陪我一起开心，我们在一起的日子，我会记一辈子的。

感谢我的爸爸妈妈，父母的养育之恩无以为报，你们是我十多年求学路上的坚强后盾，在面临人生选择的迷茫之际，为我排忧解难，你们对我无私的爱与照顾是我不断前进的动力，感谢我的姐姐妹妹，从小到大我们姐妹仨的感情就很好，每当我不开心的时候，你们都会想方设法的逗我开心，谢谢你们在我成长过程中的一路陪伴和包容。

最后，再一次向所有曾经给予我关怀、支持和帮助的人们表示最诚挚的谢意。

在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读硕士学位期间发表（录用）论文情况：

1. 宋培培, 陈果.一种转子空间弯曲轴线的测试新方法及试验验证[J].航空动力学报, 已录用
2. Wang, H. F., G. Chen, and P. P. Song. Asynchronous vibration response characteristics of connectors with looseness fault and its verification[J]. Journal of Vibroengineering, 2015.
3. Wang, H. F., G. Chen, and P. P. Song. Simulation analysis of casing vibration response and its verification under blade-casing rubbing fault[J].Journal of Vibration & Acoustics ,2016.
4. Wang, H. F., G. Chen, and P. P. Song. Asynchronous vibration response characteristics of aero-engine with support looseness fault[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics,2016.

攻读硕士学位期间申请专利情况：

1. “转子空间弯曲轴线测试系统及其测试方法”，陈果，宋培培，王海飞，屈美娇，刘彬彬，谢解栋，等，国家发明专利，专利号：201610238056.X

攻读硕士学位期间参加科研项目情况

1. 中航工业沈阳发动机设计研究所装备预先研究项目：航空发动机不同心度控制标准的制定方法研究
2. 中航工业沈阳发动机设计研究所项目：整机振动故障建模、仿真与信号分析系统
3. 国家自然科学基金（51675263）：基于监测数据和损伤力学的复杂工况下滚动轴承故障预测研究
4. 南京航空航天大学第五届“研究生创新试验竞赛”：安装条件下航空发动机转静耦合场测试技术及系统开发