

中图分类号: V263.6
学科分类号: 082300

论文编号: 102872025-SX001

硕士学位论文

机匣包容下转子弹性线测试方法与试 验验证

研究生姓名	陈智超
学科、专业	交通运输工程
研究方向	航空发动机整机振动及转子动 力学
指导教师	陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 通用航空与飞行学院

二〇二五年三月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics

The Graduate School

College of General Aviation and Flight

**Testing Methods and Experimental
Validation of Rotor Elastic Line under Casing
Containment**

A Thesis in

Transportation Engineering

by

Chen Zhichao

Advised by

Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2025

承诺书

本人声明所呈交的硕士学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得南京航空航天大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。

本人授权南京航空航天大学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、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本承诺书）

作者签名： 陈智超
日 期： 2025年3月17日

摘 要

获取航空发动机转子振动位移及其轴心轨迹对于转子系统故障诊断具有重要意义,然而,航空发动机由于机匣的包容而无法直接通过测试转轴振动位移来获取转子的轴心轨迹和转子弹性线,为此,本文利用叶尖间隙测试作为间接监测手段,提出了一种基于叶尖间隙信号重构转子弹性线的方法,最终获取转子的轴心轨迹和转子弹性线,并以此监测转子运行状态。本文主要研究内容和创新工作如下:

(1)依据典型航空发动机核心机转子结构,设计并制造了一个带机匣的盘鼓式转子试验器,建立了试验器的整机实体有限元模型,仿真分析了弹性支承的结构刚度、盘轴系统的强度以及整机的临界转速和模态振型。仿真结果为试验验证提供重要的指导意义。

(2)分析了叶尖间隙信号的影响因素,建立了叶尖间隙信号数学模型,提出了一种基于叶尖间隙数据重构转子弹性线的方法。在此基础上,采用希尔伯特-黄变换过滤掉高频信号,提取上包络信号并使用互相关方法降噪得到转子振动信号,将处理后的转子振动信号合成轴心轨迹,最后将多个截面的轴心轨迹按照振动相位顺序连接重构出转子弹性线。

(3)针对带机匣的盘鼓式转子试验器,进行了临界转速测试和叶尖间隙测试试验。利用试验测得的试验器的临界转速和振型对整机有限元模型仿真结果进行了验证,同时,利用叶尖间隙数据和转子轴振数据对所提出基于叶尖间隙信号重构转子弹性线的方法进行了验证。结果充分表明了仿真和试验结果的一致性,表明了本文提出的基于叶尖间隙测试的转子弹性线重构方法的正确有效性。

本文方法可以为实际航空发动机转子弹性线测试和转子系统故障诊断提供重要技术支撑。

关键词: 航空发动机, 有限元建模, 动力学分析, 叶尖间隙, 轴心轨迹, 转子弹性线

ABSTRACT

Obtaining the vibration displacement of the rotor and its shaft trajectory in an aero engine is of great significance for rotor system fault diagnosis. However, due to the casing enclosure, it is not possible to directly measure the shaft vibration displacement to obtain the rotor's shaft trajectory and rotor elastic line. Therefore, this paper uses tip clearance measurement as an indirect monitoring method and proposes a method for reconstructing the rotor elastic line based on tip clearance signals, ultimately obtaining the rotor's shaft trajectory and rotor elastic line, and using this to monitor the rotor's operating condition. The main research content and innovative work are as follows:

(1) Based on the typical rotor structure of an aero engine core, a disk-type rotor test rig with a casing was designed and manufactured. A full-scale finite element model of the test rig was established, and simulation analyses were conducted on the structural stiffness of the elastic supports, the strength of the disk-shaft system, and the critical speeds and modal shapes of the entire assembly. The simulation results provide important guidance for experimental validation.

(2) The factors affecting tip clearance signals were analyzed, and a mathematical model of the tip clearance signal was established. A method for reconstructing the rotor elastic line based on tip clearance data was proposed. Based on this, the Hilbert-Huang Transform was used to filter out high-frequency signals, extract the upper envelope signal, and apply cross-correlation methods to reduce noise in the rotor vibration signals. The processed rotor vibration signals were then synthesized into shaft trajectories. Finally, the rotor elastic line was reconstructed by connecting the shaft trajectories of multiple sections in the order of vibration phase.

(3) For the disk-type rotor test rig with a casing, critical speed tests and tip clearance tests were conducted. The critical speeds and modes obtained from the tests were used to validate the simulation results of the full-scale finite element model. Additionally, tip clearance data and rotor shaft vibration data were utilized to verify the proposed method for reconstructing the rotor elastic line based on tip clearance signals. The results fully demonstrate the consistency between the simulation and experimental results, confirming the correctness and effectiveness of the proposed method for reconstructing the rotor elastic line based on tip clearance testing.

The method proposed in this paper can provide important technical support for the testing of rotor elastic lines and fault diagnosis of rotor systems in actual aviation engines.

Keywords: Aero-engine, Finite element modeling, Dynamical modeling, Tip clearance, Orbit of shaft center, Rotor elastic line

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 引言	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.2.1 叶尖间隙测试方法研究现状.....	2
1.2.2 转子故障可视化诊断技术研究现状.....	5
1.3 本文的主要研究工作.....	8
第 2 章 带机匣的盘鼓式转子试验器设计及振动特性仿真.....	11
2.1 总体设计方案.....	11
2.2 支承系统设计.....	11
2.3 盘鼓式转子结构设计.....	14
2.3.1 轴、盘结构设计.....	14
2.3.2 转子系统有限元模型建立.....	16
2.3.3 盘、轴系统强度校核.....	19
2.4 机匣系统设计.....	20
2.4.1 机匣结构.....	20
2.4.2 机匣系统有限元模型建立.....	21
2.5 试验器整机有限元模型.....	24
2.5.1 转子-支承-机匣系统有限元模型建立	24
2.5.2 试验器整机临界转速仿真.....	24
2.6 本章小结	27
第 3 章 基于叶尖间隙数据的转子弹簧线重构方法.....	28
3.1 叶尖间隙影响因素分析.....	28
3.1.1 试验器转子旋转中叶片的变形分析	28
3.1.2 试验器转子旋转中转盘的变形分析	29
3.1.3 试验器转子旋转中转轴的振动变形分析	29
3.1.4 不同转速下试验器叶尖间隙变化量的影响因素仿真分析	29
3.2 转子同步涡动下的叶尖间隙数学模型.....	30
3.2.1 叶尖间隙信号数学模型.....	30
3.2.2 叶尖间隙信号采样频率要求.....	31
3.2.3 叶尖间隙仿真信号分析.....	32
3.3 基于叶尖间隙数据的轴心轨迹提取方法.....	34
3.3.1 希尔伯特-黄变换	34
3.3.2 互相关降噪.....	35
3.3.3 仿真数据验证.....	36
3.4 基于多截面轴心轨迹的转子弹簧线重构方法.....	37
3.5 本章小结	38
第 4 章 机匣包容下转子弹簧线测试试验.....	39
4.1 叶尖间隙测量试验平台整体架构设计.....	39
4.1.1 转子弹簧线测试软件 RSDT 简介.....	40

4.2 临界转速测试试验.....	41
4.2.1 临界转速测试方案.....	41
4.2.2 Bode 图分析.....	44
4.2.3 临界转速结果.....	48
4.3 叶尖间隙测试试验.....	48
4.3.1 轴心轨迹提取.....	50
4.3.2 转子弹性线重构.....	54
4.4 本章小结	57
第 5 章 总结与展望	58
5.1 论文主要工作总结.....	58
5.2 后续研究及展望.....	58
参考文献	60
致 谢	65
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	66

图表清单

图 1.1 航空发动机转静结构间隙示意图.....	1
图 1.2 各类故障实物图.....	2
图 1.3 基于放电探针法的叶尖间隙测量技术.....	3
图 1.4 基于电涡流法的叶尖间隙测量技术.....	3
图 1.5 基于电容法的叶尖间隙测量技术.....	4
图 1.6 基于微波法的叶尖间隙测量技术.....	4
图 1.7 基于光强法的叶尖间隙测量技术.....	5
图 1.8 轴心轨迹与转子故障之间的关系.....	6
图 1.9 三维全息谱的可视化诊断.....	7
图 1.10 高速动平衡前后的转子弹性线测试结果.....	8
图 1.11 课题研究总体流程图.....	9
图 2.1 带机匣的盘鼓式转子试验器整体结构图.....	11
图 2.2 带机匣的盘鼓式转子试验器实物图.....	11
图 2.3 弹性支承三维模型.....	12
图 2.4 弹性支承有限元模型.....	13
图 2.5 弹性支承分析设置.....	13
图 2.6 测量点位置	14
图 2.7 弹性支承分析结果.....	14
图 2.8 转子实体模型示意图.....	15
图 2.9 转子-支承系统装配图	15
图 2.10 等效圆环简化后转子几何模型.....	17
图 2.11 转子有限元模型.....	17
图 2.12 边界条件设置.....	18
图 2.13 转子系统前三阶临界转速.....	18
图 2.14 转子系统 Campbell 图	18
图 2.15 转子一弯模态应力示意图.....	19
图 2.16 不平衡量施加位置及响应点计算位置.....	20
图 2.17 危险点应力频响函数曲线.....	20
图 2.18 机匣 3/4 剖视图	21
图 2.19 各部分机匣	21
图 2.20 承力机匣-连接机匣接触对	23
图 2.21 机匣约束	23
图 2.22 机匣系统有限元模型.....	23

图 2.23 机匣前三阶模态振型.....	24
图 2.24 转子-支承-机匣系统有限元模型.....	24
图 2.25 弹性支承-承力机匣接触对设置.....	24
图 2.26 安装节模拟.....	25
图 2.27 轴承连接设置.....	25
图 2.28 整机前三阶振型.....	26
图 2.29 整机 Campbell 图.....	26
图 3.1 不同因素对叶尖间隙的影响.....	30
图 3.2 叶尖间隙信号模型.....	31
图 3.3 叶尖间隙信号时域波形及频谱示意图.....	32
图 3.4 不同仿真方案下的叶尖间隙仿真信号.....	33
图 3.5 叶尖间隙仿真信号.....	34
图 3.6 基于叶尖间隙测试的转子轴心轨迹提取方法流程.....	34
图 3.7 基于叶尖间隙信号的轴心轨迹提取.....	37
图 3.8 转子弹性线示例.....	37
图 4.1 叶尖间隙测量试验平台整体架构示意图.....	39
图 4.2 试验现场实物图.....	40
图 4.3 转子弹性线测试软件 RSDT 界面.....	40
图 4.4 截面轴心轨迹.....	41
图 4.5 转子弹性线显示.....	41
图 4.6 总体测点布置示意图.....	42
图 4.7 转速测点.....	42
图 4.8 振动位移测点布置示意图.....	42
图 4.9 振动位移测点剖视图.....	43
图 4.10 振动位移测点实物图.....	43
图 4.11 JM5938 数据采集器.....	43
图 4.12 E003 电涡流传感器及前置放大器.....	43
图 4.13 截面 1X 数据.....	44
图 4.14 截面 1Y 数据.....	45
图 4.15 截面 2X 数据.....	45
图 4.16 截面 2Y 数据.....	46
图 4.17 截面 3X 数据.....	46
图 4.18 截面 3Y 数据.....	47
图 4.19 截面 4X 数据.....	47
图 4.20 截面 4Y 数据.....	48

图 4.21 叶尖间隙测点布置示意图.....	49
图 4.22 叶尖间隙测点剖视图.....	49
图 4.23 叶尖间隙测点布置试验现场图.....	50
图 4.24 叶尖间隙试验信号.....	51
图 4.25 叶尖间隙信号提取.....	51
图 4.26 轴振信号互相关处理结果.....	51
图 4.27 坐标系关系	52
图 4.28 轴心轨迹提取结果对比.....	52
图 4.29 截面 1 轴振信号与间隙信号对比.....	53
图 4.30 截面 3 轴振信号与间隙信号对比.....	53
图 4.31 截面 4 轴振信号与间隙信号对比.....	53
图 4.32 1150rpm 的轴心轨迹测试结果	54
图 4.33 1150rpm 的转子弹性线测试结果	55
图 4.34 2600rpm 的转子弹性线测试结果	56
图 4.35 500rpm 的转子弹性线测试结果	56
图 4.36 2000rpm 的转子弹性线测试结果	56
图 4.37 3200rpm 的转子弹性线测试结果	57
表 1.1 现有叶尖间隙测量技术主要指标及优缺点.....	5
表 2.1 鼠笼式弹性支承的参数.....	12
表 2.2 叶片参数	15
表 2.3 转子前三阶临界转速.....	19
表 2.4 机匣系统所用的螺栓参数.....	21
表 2.5 连接面参数	22
表 2.6 整机前三阶临界转速.....	26
表 3.1 不同转速下的转轴振动位移.....	29
表 3.2 不同转速下叶片与转盘的形变.....	29
表 3.3 叶尖间隙信号仿真方案.....	32
表 4.1 试验器临界转速汇总.....	48
表 4.2 仿真与试验结果对比.....	48
表 4.3 各测点的叶片参数.....	50
表 4.4 轴振测点二维全息谱.....	54
表 4.5 叶尖间隙测点二维全息谱.....	55

注释表

K_1	支架的刚度	K_2	鼠笼式弹性支承的刚度
K_3	轴承的支承刚度	h	笼条的高度
b	笼条的宽度	l	笼条的长度
m_i	第 i 个环的质量	D_i	第 i 个环的外径
d_i	第 i 个环的内径	B_i	第 i 个环的厚度
ρ	环的密度	G	平衡品质等级
e_{per}	许用不平衡度	U_{per}	许用不平衡量
$\sigma_{\max}$	危险点处最大等效应力	$[\sigma]$	许用应力
σ_s	材料的屈服强度	k_b	螺栓连接刚度
E_b	螺栓材料的弹性模量	A_b	螺栓的横截面积
L_b	螺栓的有效长度	F_p	螺栓预紧力
δ_b	螺栓在预紧力下的变形	k_p	机匣安装边的弯曲刚度
E_p	机匣材料的弹性模量	I	机匣安装边的横截面积
D_0	安装边的内径	D_1	安装边的外径
$d(t)$	叶尖间隙与时间的函数	$r_{\text{case}}(t)$	机匣内径与时间的函数
$r_{\text{rotor}}(t)$	转子盘外径与时间的函数	$r_{\text{blade}}(t)$	叶片长度与时间的函数
$a(t)$	转子振动幅值与时间的函数	r_{case}	机匣内径
r_0	初始状态下叶盘半径	u_{il}	叶盘在离心力作用下的径向
l_0	初始状态下的叶片长度	u_{bl}	叶片在离心力作用下的径向
u_{b2}	叶片振动幅值	a	转子振动幅值
$\omega(t)$	角速度与时间的函数	μ	泊松比
w	叶片厚度	R	旋转半径
C_0	初始的叶尖间隙	f_r	转子旋转频率
N	叶片数	f_s	采样频率
Δt	采样时间间隔	$m(t)$	信号上下包络线的均值
$h(t)$	原始 IMF	c_i	第 i 个 IMF
r_i	第 i 个残差	f_0	正弦信号频率
$n(t)$	其他频率分量和噪声之和	A_H	靠近水平方向的振动幅值
A_v	靠近垂直方向的振动幅值	ϕ_H	靠近水平方向的振动相位
ϕ_v	靠近水平方向的振动相位	θ	传感器与水平方向的夹角

缩略词

缩略词	英文全称
EMD	Empirical Mode Decomposition
IMF	Intrinsic Mode Function
EEMD	Ensemble Empirical Mode Decomposition
HHT	Hilbert-Huang Transform

第一章 绪论

1.1 引言

作为机械系统的重要组成部分，旋转部件广泛应用于水轮机、航空发动机、车床等机械设备中^[1-5]。航空发动机是一种高度复杂的机械系统，其工作环境涉及极端的热力变化和动态条件。在这样的复杂环境中，发动机中的转子与静子部件之间存在显著的动态耦合关系，特别是在极端工作条件下，这种耦合效应尤为明显。转静结构之间的动态间隙，作为整机振动响应行为的直观表现，直接反映了发动机的性能 and 安全性。

航空发动机转静结构间隙主要包括叶尖间隙、轴向间隙、篦齿封严间隙等，如图 1.1 所示。研究表明，旋转叶片尖端与发动机机匣内壁之间的叶尖间隙参数与发动机的效率、压比、燃油消耗率、稳定性等直接相关^[6]，是提升发动机性能的关键因素之一^[7]，叶尖间隙每增加 1%弦长，压气机效率相应损失 1.5%^[8]。根据相关资料记载^[9-12]，美国的 F-16 战斗机曾发生过多起由于转子系统故障造成的 A 级重大事故；俄罗斯的 Д30KY154 型发动机也曾发生过低压涡轮转子爆裂和叶片断裂等事故。而在 1987 年，波兰一架伊尔 62 客机在起飞阶段突然发生了低压涡轮转子断裂故障，断裂后的转子碎片严重损坏了航空发动机的内部结构，造成了波兰航空有史以来最大的一次空难事故。在发动机研制和使用过程中，大量统计数据表明，由于转子系统的叶片裂纹、主轴承损伤、转子不平衡、支点不对中、转子不同心、转子弯曲等故障激励下产生机械振动引起的事故占发动机故障的 70%~80%^[13]。常见的故障如图 1.2 所示，这些典型故障将直接或间接导致结构动态间隙的减小，甚至小于零而产生转静碰摩，引发严重的灾难性事故。

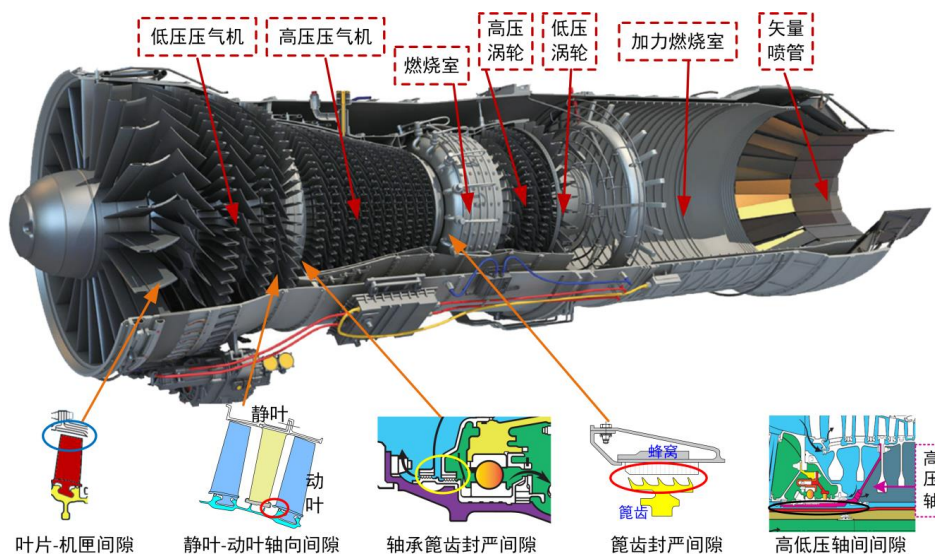


图 1.1 航空发动机转静结构间隙示意图



图 1.2 各类故障实物图

转子系统是旋转机械的主要做功部件，也是旋转机械的主要振动来源，在发生重大故障前通常会出现振动超标或者振动异常等预警信号。因此，获取转子系统的振动位移参数能够为旋转机械运行状态分析提供有效数据支撑，是确保重大旋转机械安全、稳定运行的重要手段^[14,15]。传统的转子振动测量方法通常是通过安装在机匣或轴承座上的加速度传感器来间接获取转子的振动信息^[16,17]。叶盘作为转子系统的核心工作部件，在各种典型故障下其振动参数变化最为显著，是最能反应转子系统运行状态的核心部件。但是，受限于位置直接测量叶盘的振动较为困难，与之相反的是，利用在机匣上打孔实现叶尖间隙和叶片振动的测试是航空发动机的常规测试手段，在叶尖间隙信号中蕴含了丰富的转子状态信息^[18]，如果能够从这些信号中准确提取出转子振动位移信号，并进一步重构出涡动轨迹和转子弹性线，则可以更为直接地获取转子系统的工作状态，从而为故障诊断提供重要的决策依据。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 叶尖间隙测试方法研究现状

自 20 世纪 30 年代以来，众多机构便开始致力于航空发动机叶尖间隙测量的研究，相关研究成果被广泛应用于发动机的研制过程中，部分机构更是实现了叶尖间隙的主动控制。如今，许多研究人员及相关机构已经开发出了多种航空发动机叶尖间隙测量方法，主要包括放电探针法、电涡流法、激光反射光强法、微波干涉法以及电容法等。这些方法的出现极大地推动了航空发动机技术的进步与发展。

放电探针法：基于火花放电原理，利用具有直流电压的探针不断靠近待测端面，当探针-叶

片的距离达微米量级时气体将被击穿放电,从而实现间隙测量^[19]。日本工业大学与南京航空航天大学均基于该方法在实验室环境实现毫米级量程、数十微米精度的间隙测量^[20,21],南京航空航天大学在测试中得出,当尖端间隙在 0-6mm 之间时,所设计的系统具有较高的测量精度,测量误差在 0.05mm 以内^[22]。但由于驱动探针的移动执行机构复杂,且放电位置、电压易受高温燃气和油污的影响,放电探针法在整机环境中测量精度有限,无法完成实时监测,故其常应用于发动机部件测量^[23]。此外,由其测量原理限制,放电探针法只能实现最小间隙的测量,同时只适用于金属叶片。

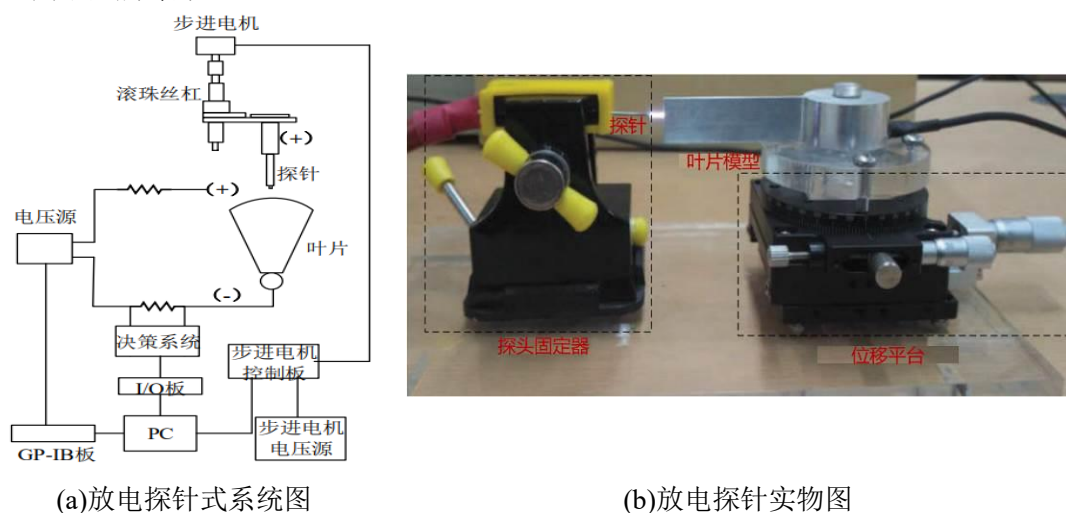


图 1.3 基于放电探针法的叶尖间隙测量技术

电涡流法: 基于电磁感应原理, 其传感器线圈受激励电流作用产生高频的交变磁场, 当待测金属端面与传感器靠近时, 表面会因感生电流产生与探头线圈电流磁场方向相反的磁场, 从而引起线圈振荡电压幅值变化实现间隙测量^[24]。目前电涡流传感器已实现产品化, 并广泛应用于航空发动机试验^[25-27]。但探头直径往往大于数十毫米, 使得电涡流传感器难以应用于发动机内部狭小空间的间隙测量。

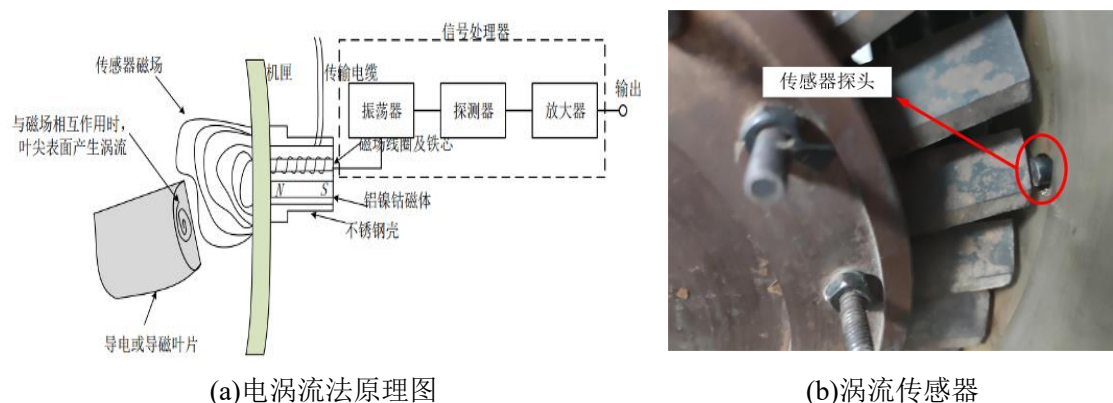


图 1.4 基于电涡流法的叶尖间隙测量技术

电容法: 基于双极板电容器原理, 通过测量受感端面与传感器探头芯极的电容相对变化量

实现间隙测量，具有耐高温、抗污染、信噪比高、频响快等优势^[28]。自上世纪七十年代发展至今，电容法作为技术最为成熟的航空发动机间隙测量方法，被广泛应用于航空发动机的风扇、压气机、涡轮等部位的叶尖间隙测试^[29-32]。但是，由于电容传感器量程范围、测量精度与探头芯极面积成正比关系，因此传感器尺寸将随量程、精度的提升而迅速增大^[33]，这成为限制其应用的主要因素。

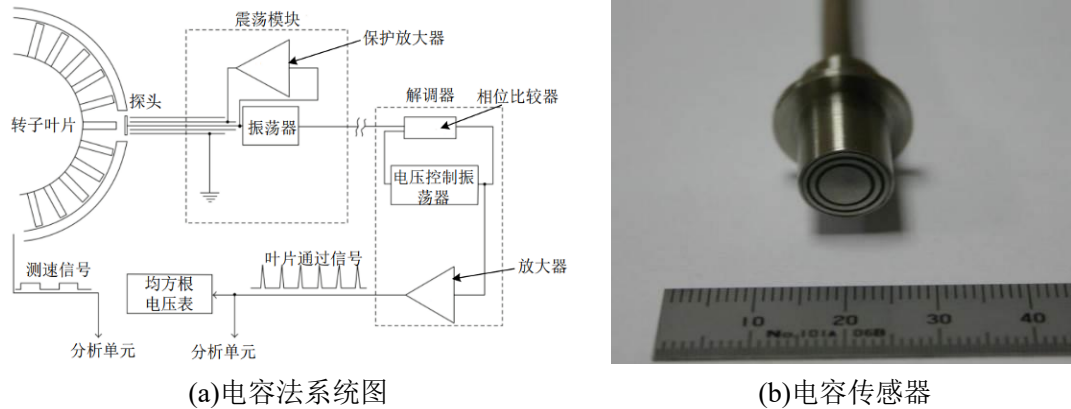


图 1.5 基于电容法的叶尖间隙测量技术

微波法：基于不同原理可分为谐振频率测距法和相位差测距法^[34,35]，具有耐高温、耐压和抗燃气腐蚀等优势，但受限于微波波长，其传感天线尺寸一般为厘米量级。谐振频率测距法是利用待测端面与传感器探头构建微波谐振腔，通过识别谐振频率实现间隙测量。相比于美国、俄罗斯等国近年来已基于微波法开展工程试验研究^[36-39]，目前我国微波法在探头天线设计、相位解调技术、系统标定方法等方面研究尚不成熟，还未具备开展航空发动机真实环境试验能力。

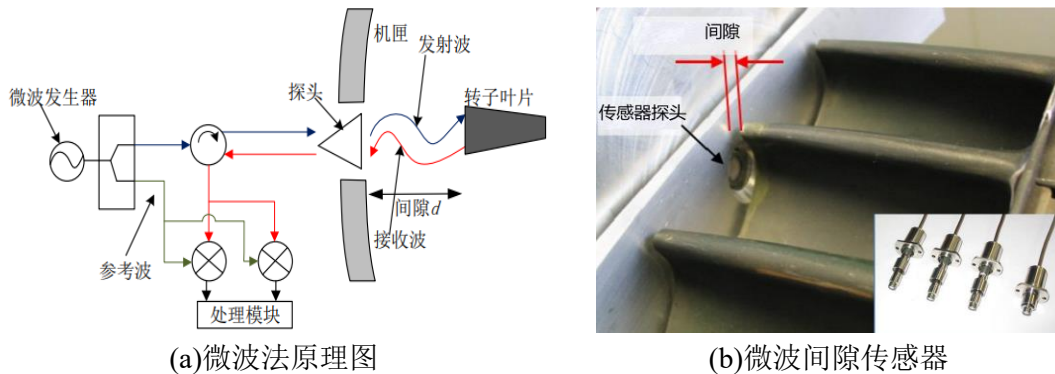


图 1.6 基于微波法的叶尖间隙测量技术

光强法：最早由美国纽约州立大学的 Dhadwal^[40]等在 1996 年提出，通过传感器探头将光发射至待测端面，通过测量受感部位反射光强变化实现间隙测量^[41]，其优势主要在于探头尺寸小、结构简单、成本低廉、可实时测量^[42,45]。但由于反射光强度不仅由间隙距离决定，还易受光源功率波动、受感部位扭振倾斜、高温烧蚀或污染造成反射率变化、高温燃气环境对信号光的吸收与散射等因素影响，使得光强间隙测量法环境适应性较差，无法应用于航空发动机工程试验。

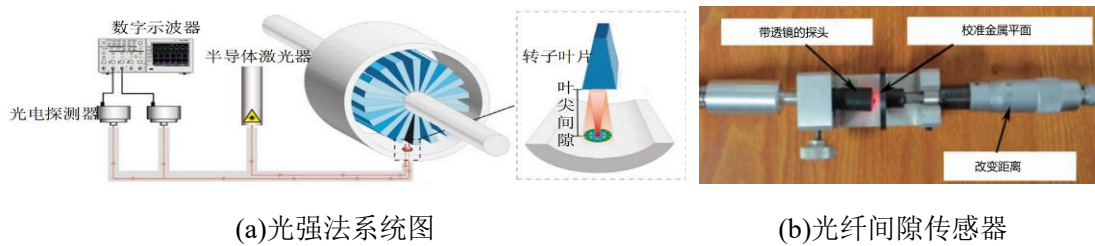


图 1.7 基于光强法的叶尖间隙测量技术

表 1.1 现有叶尖间隙测量技术指标及优缺点

	放电探针法	电涡流法	电容法	微波法	光强法
耐高温/K	1773	1673	1673	1473	未在工程中测试
精度/ μm	25	10	15	25	25
量程/mm	6	5	4	5	10
典型优点	耐高温；不受叶片端面形貌影响	抗污染颗粒、油污、水汽；可隔机匣测量	耐温、耐压和抗燃气腐蚀	耐温、耐压和抗燃气腐蚀	探头尺寸小、结构简单、成本低廉、可实时测量
典型缺点	只能测量所有叶片最小间隙值	探头尺寸大、需要校准	测量参数易随环境漂移、需要校准	产品成本高	光强间隙测量法环境适应性较差、需要校准

基于表 1.1 对现有叶尖间隙测量技术指标及优缺点的综合分析，最终选定电涡流法作为航空发动机叶尖间隙测量的最佳方案。电涡流法具备显著的抗污染能力，能够有效抵抗颗粒、油污和水汽的影响，确保在复杂工作环境下维持高精度测量（精度可达 $10\mu\text{m}$ ），这对于保障航空发动机性能和安全至关重要。尽管其探头尺寸较大且需要校准，但通过标准化的校准流程和合理规划传感器布局，这些问题可以得到有效缓解。综上所述，考虑到电涡流法的耐高温特性（最高可达 1673K ）、宽量程（ 5mm ）以及其在复杂环境中的稳定表现，它在众多测量技术中脱颖而出，成为实现高效、精准叶尖间隙测量的理想选择。

1.2.2 转子故障可视化诊断技术研究现状

转子故障诊断通常是基于转子振动信号的时域、频域和时频域特征，利用模式识别和人工智能等方法来实现故障分类，其中，时域波形图、频谱图、功率谱密度图^[46]、三维瀑布图^[47]、伯德图、坎贝尔图、趋势图、小波尺度谱图^[48]、希尔伯特谱图等均被应用于进行辅助诊断，帮助专家进行故障特征频率及其幅值的识别。然而，传统基于特征提取和模式识别的诊断方法对其诊断过程和诊断结论不具有解释性，即不知道故障状态下转子系统的真实运行状态和进动轨

迹。所依据的振动信号的图形和图像也是故障频率特征的再现，而不是转子运动状态的表征，因此不属于转子可视化诊断技术。

轴心轨迹诊断方法是一种可视化的转子故障诊断方法，在旋转机械的故障诊断中，转子的轴心轨迹可以直接的反映出旋转机械的运行状态。特定的轴心轨迹图形通常与特定的转子故障信息相对应，因此可以通过观察轴心轨迹的形状来评估旋转机械设备的运行状态。例如：转子在正常工作状态下，轴心轨迹通常呈现为长短半轴接近的椭圆形；当发生转子不平衡故障时，轴心轨迹会变为长短半轴差异较大的椭圆形；不对中故障会导致轴心轨迹呈现出类似香蕉形或外“8”字形的形态；转静子碰摩时，轴心轨迹会形成类似花瓣形的图案；油膜涡动则会使轴心轨迹呈现内“8”字形^[49]，如图 1.8 所示。

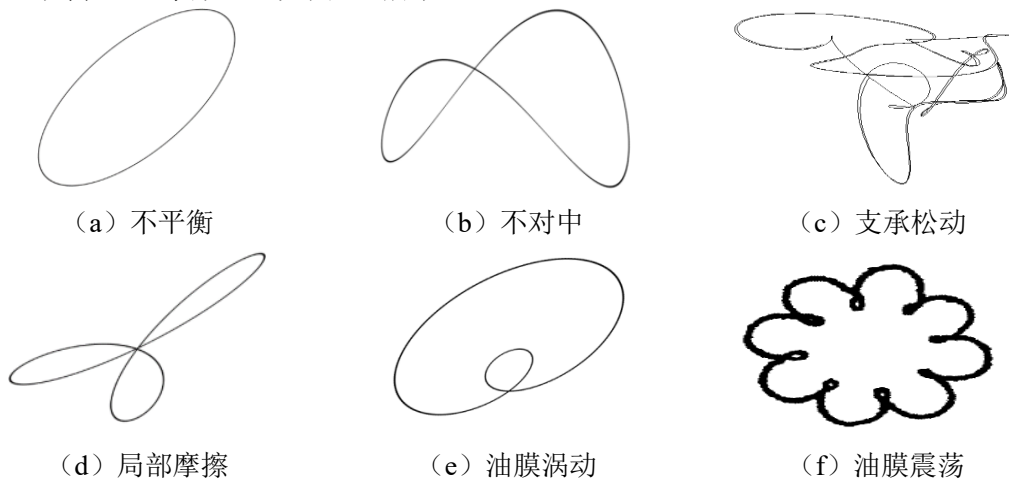


图 1.8 轴心轨迹与转子故障之间的关系

轴心轨迹是否清晰光滑对特征提取有显著影响。在实际应用中，轴心轨迹通常会受到噪声污染，导致其图形复杂化，增加了特征提取的难度。因此，去除噪声并获得清晰光滑的轴心轨迹是轴心轨迹提纯的主要目标。

传统的低通滤波器虽然可以有效降噪，但其主要作用是滤除数据中的高频成分^[50]，对于复杂的噪声情况效果有限，且容易丢失一些重要的信号细节。小波降噪基于小波变换，通过将信号分解到不同频带中，并通过重构不同频带的信号来实现降噪。这种方法比低通滤波器更能保留信号的细节信息。然而，小波变换在提纯过程中可能会丢失部分细节信息，并且需要提前知道故障和噪声的具体频段，存在不同频带混叠及阈值选取等问题^[51]。文献[52]采用了最优小波包理论，通过样本熵作为准则函数自动估计信号的阈值，提取比重大的子信号，从而形成去噪后的信号。文献[53]采用谐波小波包提纯原始数据，该方法可以对任意频段的信号进行细化，避免了小波变换过程中的信息丢失问题。

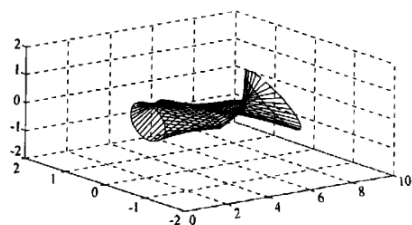
数学形态学^[54]是一种基于几何代数的工具，用于形态学处理。它不依赖于振动信号的频谱信息，而是通过构造不同的组合达到对轴心轨迹数据的提纯处理。文献[55,56]基于数学形态滤

波器对轴心轨迹进行了提纯，该方法能够将含有噪声的信号分解成多个具有物理意义的部分，保留形状特征。相比其他方法，其优点在于不需要考虑转子振动数据的频谱信息，但可能会导致波形失真，改变被测对象的动力学特性。

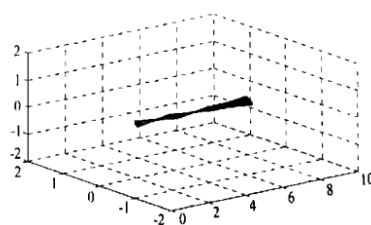
Huang 等人^[57]提出的经验模态分解（Empirical Mode Decomposition, EMD）可以将复杂的多分量信号自适应地分解为一系列具有物理意义的本征模态函数（Intrinsic Mode Function, IMF），在旋转机械故障诊断中显示出显著的有效性。然而，EMD 方法存在一些问题，如边界效应^[58]、模态混合^[59]和过冲和欠冲问题^[60]。为了克服 EMD 的这些缺点，Huang 等人提出的集合经验模态分解方法（Ensemble Empirical Mode Decomposition, EEMD）受到 EMD 在白噪声上应用的二进滤波器组性质的启发^[61]。将有限幅度的白噪声添加到信号中，以在时频空间中提供一个统一的参考框架，扰动信号在其真实解的附近，从而迫使集成在 EMD 筛选过程中穷尽所有可能的解，并使不同尺度的信号分量整理到适当的 IMF 中。

转子轴心轨迹可以揭示旋转机械的运行健康状况，但仅反映了转子系统在单一截面的运行状况。要全面了解转子系统多个截面之间运行状态的相互关系以及整体运行状况，单纯依赖轴心轨迹的监测是无法实现的。

屈梁生院士提出的全息谱诊断方法是真正意义上的转子系统可视化诊断方法^[62]，全息谱能够反映转子弯曲和扭转振动的形式，特别适用于旋转机械故障征兆的提取。该方法基于快速傅里叶变换算法，并通过比例内插技术精确求得按自由方式采集的振动信号的幅值、频率和相位值。随后，将转子截面两个径向振动信号的幅值、频率和相位信息集成，用一系列椭圆来刻画不同频率分量下的转子振动行为。这种方法巧妙地构建了多支承转子系统的单一截面和整机振动分析方法，体现了对诊断信息的全面利用和综合分析。徐敏强等人^[63]利用全息图谱的方法分析风机的振动情况并结合风机振动信号的特点在风机故障诊断上进行了工程应用。胡彦红等人^[64]在方程分析法相似原则的基础上结合全息谱技术对大型汽轮发电机的转子系统进行故障诊断，得到转子不同阶次的全息图谱，对得到的全息图谱图进行分析从而达到对系统进行故障诊断的目的。胡申煌^[65]提出了一种基于全息谱与随机森林算法的转子不平衡故障诊断方法。该方法首先使用全息谱技术对振动信号进行特征分析与提取，将提取的特征作为输入特征生成随机森林模型，然后用所生成的随机森林模型对测试集中的转子运行工况进行诊断。



(a) 故障转子的三维全息谱



(b) 正常转子的三维全息谱

图 1.9 三维全息谱的可视化诊断

然而, 针对航空发动机转子系统的可视化诊断方法鲜有研究, 陈果、李成刚等人^[66]基于三维全息谱思想, 提出了一种旋转机械转静间隙场的测试系统及测试方法, 首次提出了转子弹性线概念, 李铁、陈果、李成刚等人^[67]进一步基于三维全息谱思想, 结合计算机图形学方法, 研究了航空发动机转子工作弹性线的测试及可视化技术。在高速动平衡试验机上, 针对真实的航空发动机高压转子进行了转子弹性线测试和可视化研究。通过在不同平衡状态下测取转子工作弹性线, 实现了其动态显示。研究表明, 转子不平衡量对转子工作弹性线的大小和形状有重要影响, 该技术可以作为评估转子平衡状态的有效方法。然而, 这种方法仍然依赖于位移传感器直接测量转轴的振动位移, 难以应用于实际航空发动机封闭的转子系统测试和可视化诊断。为此, 沈响响、陈果等人^[68]在带机匣的航空发动机转子试验器上进行基于叶尖间隙数据的轴心轨迹重构试验研究, 基于电涡流传感器测得叶尖间隙数据和转轴振动数据, 并将基于叶尖间隙数据重构出的轴心轨迹与基于转轴振动数据得到的轴心轨迹进行比较, 两者达到了一定程度的相似性。

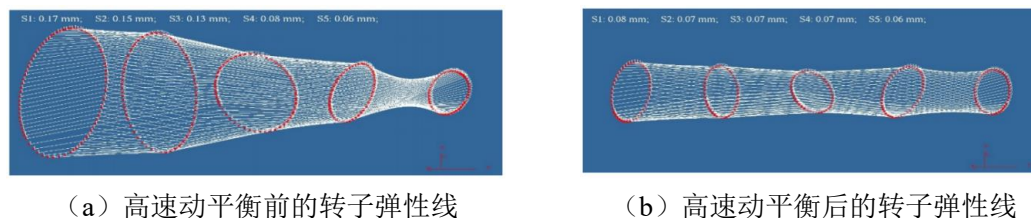


图 1.10 高速动平衡前后的转子弹性线测试结果

综上所述, 目前航空发动机转子系统的可视化诊断方法研究较少, 其主要原因在于实际航空发动机的转子系统是封闭在机匣内部, 不具有测试可达性, 传统转子振动位移测试方法无法实施, 因此限制了转子系统可视化诊断技术的研究和发展。由此可见, 研究基于转静间隙的转子截面轴心轨迹的提取方法, 并基于多个截面的轴心轨迹合成转子弹性线, 基于转子弹性线方法, 即可实现实际航空发动机转子系统的故障可视化诊断和状态评估。

1.3 本文的主要研究工作

图 1.11 为课题的总体研究图。课题研究先从带机匣的盘鼓式转子试验器的设计入手, 进行试验器的设计和仿真分析, 仿真包括支承刚度仿真、轴系强度仿真、机匣模态仿真和整机临界转速仿真, 以验证其是否达到设计指标。之后开展基于叶尖间隙信号重构转子弹性线的研究工作, 先分析叶尖间隙的主要影响因素, 再建立叶尖间隙信号模型, 然后采用提取上包络的方法从叶尖间隙信号中提取转子振动, 最终用多个截面的振动信号重构转子弹性线。最后试验器加工完成后, 进行叶尖间隙测试试验, 基于试验数据对所述方法进行验证。

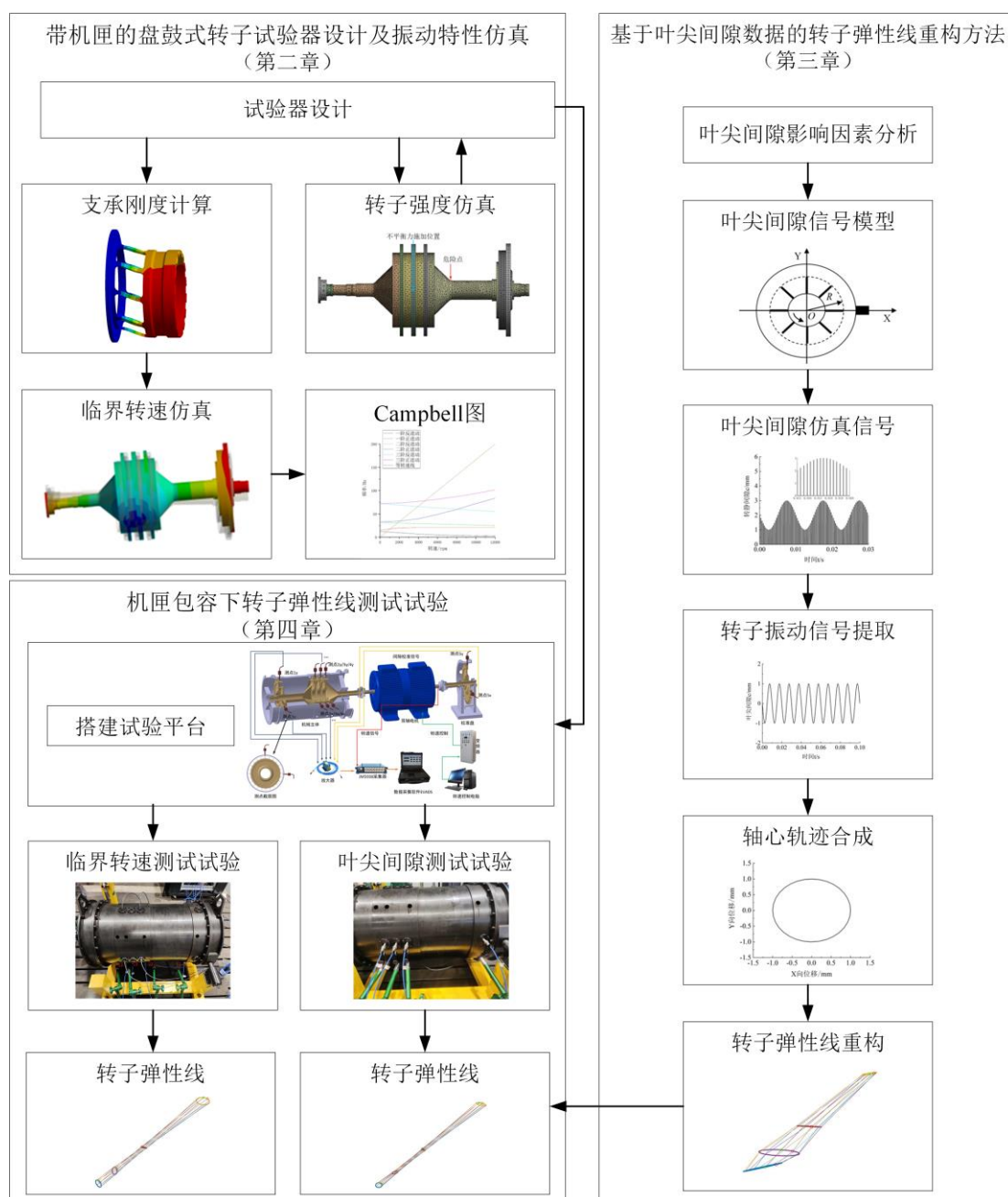


图 1.11 课题研究总体流程图

论文共分为五个章节，每个章节部分的主要研究内容如下：

第一章是绪论，介绍课题的研究背景和意义，同时对国内外研究现状进行综述。

第二章进行试验器的设计和仿真工作。设计出带机匣的盘鼓式转子试验器，并进行试验器的刚度、强度和临界转速仿真，校验了试验器的设计指标。

第三章进行基于叶尖间隙数据重构转子弹性线的工作。首先分析了叶尖间隙影响因素，随后提出叶尖间隙信号仿真模型，根据仿真模型提出提取上包络的方法来从叶尖间隙信号中提取

转子振动，进而重构转子弹性线。

第四章进行试验验证工作。利用加工完成的试验器搭建了叶尖间隙测试平台，测取了试验器的临界转速和叶尖间隙数据，并根据试验数据验证本文从叶尖间隙提取轴心轨迹和转子弹性线的方法有效性。

第五章为总结与展望，对本文内容及成果进行总结，并对后续工作进行分析和展望。

第二章 带机匣的盘鼓式转子试验器设计及振动特性仿真

本章进行带机匣的盘鼓式转子试验器设计及动力学特性仿真研究。首先，对转子的关键部件如叶片和螺栓连接进行了适当的简化，以减少计算复杂性，基于这些简化后的几何模型，建立了该试验器的有限元模型；接下来，针对所建立的有限元模型，进行了支承刚度和转子强度的校核计算，确保各部件在预期工作条件下的性能满足设计要求；最后，仿真计算了试验器整机临界转速。

2.1 总体设计方案

带机匣的盘鼓式转子试验器整体结构如图 2.1 所示，主要组成结构包括机匣、压气机盘、燃气涡轮盘和鼠笼式弹性支承结构。该试验器的外形设计参考了发动机核心机的结构，试验器长 905mm、直径 436mm。试验器采用 1-0-1 支承布局，压气机被简化为三级叶盘，涡轮则简化为单级叶盘，所有叶片均简化为直板叶片。试验器使用空心轴设计，最大运行转速可达 6000rpm，并由电动机驱动。试验器的实物图如图 2.2 所示，试验器的机匣呈环状几何形状，机匣包裹着叶片，每个盘截面周向均匀分布有四个测试孔，互成 90 度角并正对叶片，用于测量叶尖间隙；相邻截面上 45 度方向设有另一组四个互成 90 度角的测试孔，用于监测叶盘振动情况。试验器通过安装节与基础相连，前安装节位于前承力机匣的左侧，通过铰链悬挂方式吊起试验器头部，该安装节可以通过调节高度来确保试验器的垂直对中。后安装节位于后承力机匣的左右两侧，通过两侧的螺栓固定试验器，后安装节可以通过两侧螺栓的侵入量来调节水平对中。

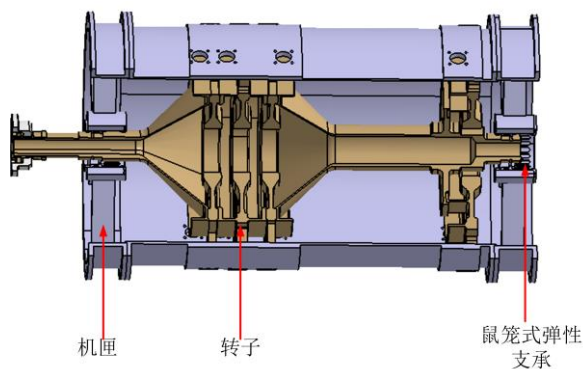


图 2.1 带机匣的盘鼓式转子试验器整体结构图

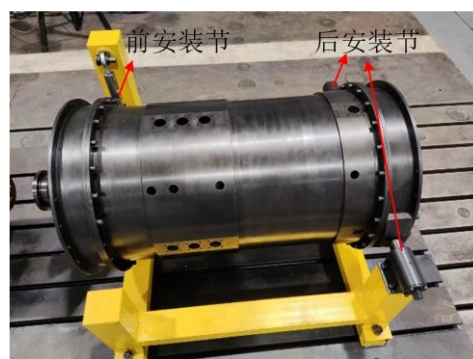


图 2.2 带机匣的盘鼓式转子试验器实物图

2.2 支承系统设计

带机匣的盘鼓式转子试验器两个支承均为弹性支承，采用的是如图 2.3 所示的鼠笼式弹性

支承，材料为 40CrNiMoA，其设计参数如表 2.1 所示。鼠笼式弹性支承不仅提供了试验器必要的支承功能，还可以通过调整笼条的长度、宽度和厚度来改变其刚度，进而改变试验器的支承刚度，从而调整试验器的临界转速，达到设计准则。

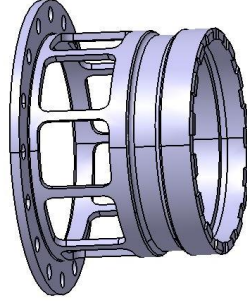


图 2.3 弹性支承三维模型

表 2.1 鼠笼式弹性支承的参数

参数	数值	单位
密度	7850	Kg/m ³
弹性模量	209	GPa
泊松比	0.3	-
笼条数量	9	个
笼条长度	30	mm
笼条宽度	3	mm
笼条厚度	4	mm

试验器转子总的支承刚度 K ，受试验台转子支架刚度 K_1 ，弹性支承刚度 K_2 以及轴承支承刚度 K_3 控制，四者关系式为：

$$K = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}{K_1 \cdot K_2 + K_2 \cdot K_3 + K_1 \cdot K_3} \quad (2.1)$$

在该刚度系统中， K_1 和 K_3 较高，即 K 主要由 K_2 决定。采用常用的鼠笼式弹性支承进行分析，其两端的套筒可视为绝对刚性， K_2 主要取决于笼条的几何参数，假设弹性支承的笼条为等截面梁，其计算公式为^[69]：

$$K = E \frac{nb^2h^2}{L^3} \quad (2.2)$$

式中， E 为材料弹性模量，其余为笼条几何参数： n 为数目， h 为高度， b 为宽度， L 为长度。但式 (2.2) 未考虑各笼条截面主弯曲方向与受力方向不平行的因素，计算的结果与真实结果有较大的误差，需要根据文献[70]进行修正，修正后的鼠笼弹性支承刚度计算公式：

$$K = E \frac{nbh(b^2 + h^2)}{2L^3} \quad (2.3)$$

根据公式 (2.3) 对所建立的鼠笼模型进行刚度计算, 得出刚度 $K = 1.05 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。

基于上述理论计算, 得到了初步的弹性支承刚度值, 然而, 理论模型通常基于简化假设, 只考虑了笼条在受力情况下的变形, 而有限元法可以处理复杂模型, 通过网格细化提高计算精度, 更贴近实际结构。为了更准确地模拟真实工况下的弹支刚度, 采用有限元法进行进一步分析, 将鼠笼弹性支承三维模型导入 ANSYS Workbench 进行有限元单元划分, 有限元模型如图 2.4 所示, 该有限元模型的单元类型为 SOLID187 单元。

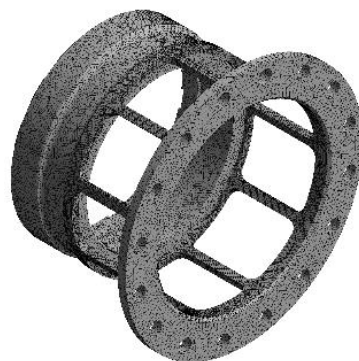


图 2.4 弹性支承有限元模型

对弹性支承进行仿真分析, 按照图 2.5 所示的过程进行了仿真设置。由于弹性支承的安装边与机匣采用螺栓连接, 因此这里对支承的螺纹孔采用固定支撑约束, 约束区域由蓝色表示, 如图 2.5 (a) 所示。在工作状态下, 弹性支承受到的主要载荷来自于装配在其内部的轴承。轴承外环会对弹性支承施加一个向外的作用力。因此, 在仿真过程中, 选择在图 2.5 (b) 所示的红色区域施加力, 以模拟这种实际受力情况。本文在弹性支承的 Z 方向施加了合力为 1000N 的均布力。

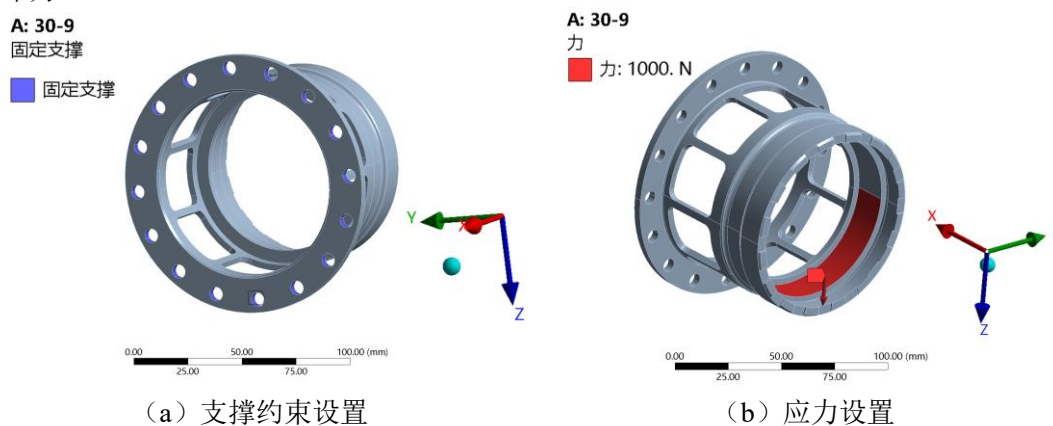


图 2.5 弹性支承分析设置

根据图 2.5 对模型施加载荷及位移限制条件进行计算后, 可根据鼠笼的变形情况设置合适的测量点来评估其刚度。考虑到实际转子支承点通常位于轴承中心, 因此选择鼠笼上下与载荷

方向相交的位置进行测量，如图 2.6 所示。

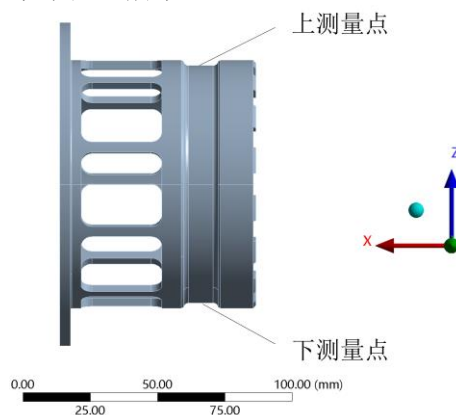


图 2.6 测量点位置

仿真计算得到弹性支承 Z 方向变形结果如图 2.7 所示，上下两个测量点变形取均值，计算得到弹性支承的仿真刚度为 $K = 8.03 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。

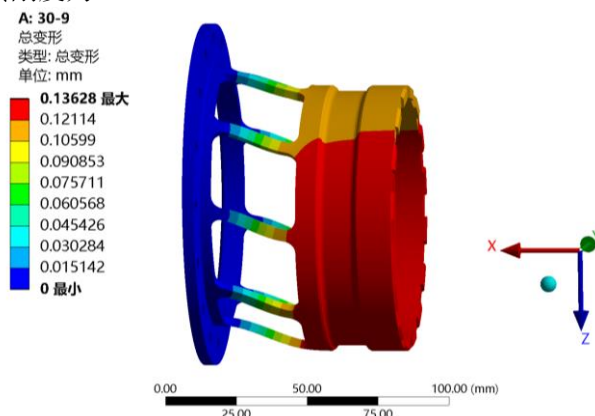


图 2.7 弹性支承分析结果

经验公式法和有限元法均能用于求出鼠笼弹性支承刚度值，然而，通过对比这两种方法的结果发现，使用公式计算得到的鼠笼刚度值比有限元计算的鼠笼刚度值大。经过分析，造成这种差异的主要原因在于经验公式法在计算过程中仅考虑了笼条的变形，实际鼠笼的笼条前后还有长短不一的金属环和鼠笼法兰面固定连接部位的变形没有进行考虑。这些额外的结构变形在经验公式中并未被计入，导致计算结果偏高。相比之下，有限元法在计算时，考虑的鼠笼变形要比公式算法大，因此其计算结果更为准确和全面，本文在支点刚度的计算时，采用有限元计算值作为基准。

2.3 盘鼓式转子结构设计

2.3.1 轴、盘结构设计

试验器的盘鼓式转子设计如图 2.8 所示，1 号和 3 号叶盘上的叶片通过螺栓固定在转子盘

上, 2 号和 4 号叶盘上的叶片采用了一体化加工成型的方式, 各叶盘上的叶片参数如表 2.2 所示。轴的设计中特别考虑了轴承安装凸台和法兰盘安装凸台, 轴承安装凸台为轴承提供了稳固的支撑平台, 确保了转子系统的稳定运行; 法兰盘安装凸台则方便与其他组件连接。

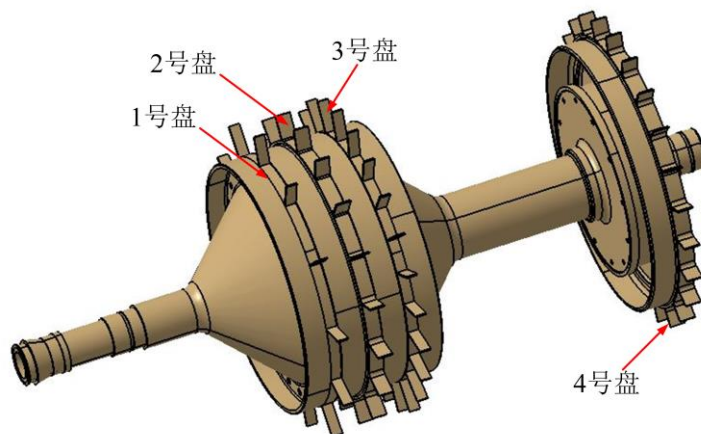


图 2.8 转子实体模型示意图

表 2.2 叶片参数

叶片参数	1 号盘	2 号盘	3 号盘	4 号盘
叶片数	12	18	24	30
叶片长度/mm	37	32	37	24
叶片宽度/mm	14	19	14	20
叶片厚度/mm	2	2	2	2

转子-支承系统的装配图如图 2.9 所示, 前后支点分别采用深沟球轴承和圆柱滚子轴承。其中轴承外环与鼠笼的内圆面配合, 并通过鼠笼内部的阶梯面进行轴向定位。轴承内环与轴配合, 轴向定位通过轴上的阶梯面完成。转子-支承系统通过鼠笼的安装边与机匣连接。

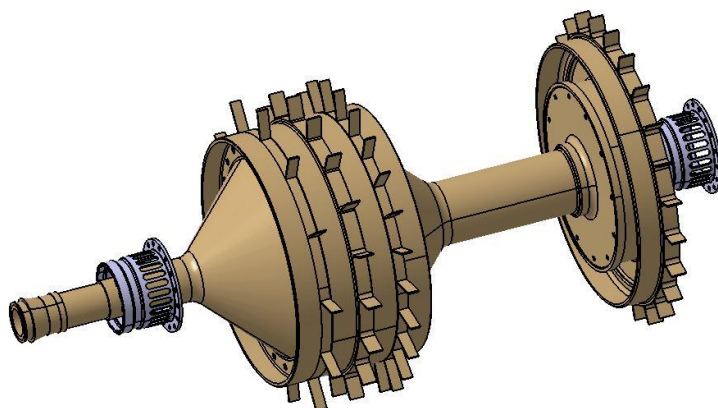


图 2.9 转子-支承系统装配图

2.3.2 转子系统有限元模型建立

在进行有限元仿真计算时，网格的增加能一定程度上提高计算准确性，但会显著增加计算资源的消耗。特别是数量众多的转子叶片，其局部振动对转子模态分布的影响较小，为了高效获取正确转子的固有频率和模态振型，采用等效圆环法^[7]进行仿真建模，该方法可以减少有限元模型的网格数量和自由度，从而提高计算效率。

基本原则是保证转子叶片简化前后的质量和转动惯量的一致性。对于第 i 个简化后的环，其惯性矩和质量可以描述如下：

$$J_i = \frac{1}{2} m_i \left[\left(\frac{D_i}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_i}{2} \right)^2 \right] \quad (2.4)$$

$$m_i = \pi \rho B_i \left[\left(\frac{D_i}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_i}{2} \right)^2 \right] \quad (2.5)$$

式中， m_i 是第 i 个环的质量， D_i 是第 i 个环的外径， d_i 是第 i 个环的内径， B_i 是第 i 个环的厚度， ρ 是环的密度。

通过将式 (2.4) 与式 (2.5) 结合，可以得出第 i 个简化后环的极惯性矩为：

$$J_i = \frac{1}{2} \pi \rho B_i \left[\left(\frac{D_i}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_i}{2} \right)^4 \right] \quad (2.6)$$

第 i 个修改后环的简化后外径可以写为：

$$D_i = 2 \left[\frac{2J_i}{\pi \rho B_i} + \left(\frac{d_i}{2} \right)^4 \right]^{1/4} \quad (2.7)$$

因为惯性矩 J_i 、厚度 B_i 、内径 d_i 和密度 ρ 是已知数，所以可以根据公式 (2.7) 确定简化后的外径。因此，在简化每级叶片之后，原始转子叶片可以简化为具有相同机械性能的圆环模型。

简化的等效圆环越多，占用的计算资源也越大，为了简化计算，将叶片简化为两级圆环，二级等效圆环法相关公式如下：

$$J = \frac{1}{2} m(d_1^2 + D_1^2) + \frac{1}{2} m(D_1^2 + D_2^2) \quad (2.8)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (2.9)$$

$$m_1 = \pi(D_1^2 - D_0^2)B\rho_1 \quad (2.10)$$

$$m_2 = \pi(D_2^2 - D_1^2)B\rho_2 \quad (2.11)$$

式中， d_1 为第一级圆环的内径； D_1 、 D_2 分别为第 1 级圆环和第 2 级圆环的外径； m_1 、 m_2 分别为第 1 级圆环和第 2 级圆环的质量； ρ_1 、 ρ_2 分别为第 1 级圆环和第 2 级圆环的密度。将式

(2.5) 和式 (2.7) 代入式 (2.8)、式 (2.9) 可得，

$$(D_1^4 - d_1^4)\rho_1 + (D_2^4 - D_1^4)\rho_2 = \frac{2J}{B\pi} \quad (2.12)$$

$$(D_1^2 - d_1^2)\rho_1 + (D_2^2 - D_1^2)\rho_2 = \frac{m}{B\pi} \quad (2.13)$$

由式 (2.12) 与式 (2.13) 可知, 对于任意给定的一个 $D_1 \in (d_1, D_2)$ 可得一组 ρ_1 和 ρ_2 的解。在二级等效圆环法中, 为了提高网格质量, 应当使得 D_1 尽可能接近 $(d_1 + D_2)/2$ 。因此, 取 $D_1 = (d_1 + D_2)/2$, 以获得最优的 ρ_1 和 ρ_2 。

按照等效圆环法修正后的转子系统几何模型如图 2.10 所示, 每个叶盘上的叶片均被简化为两个圆环。

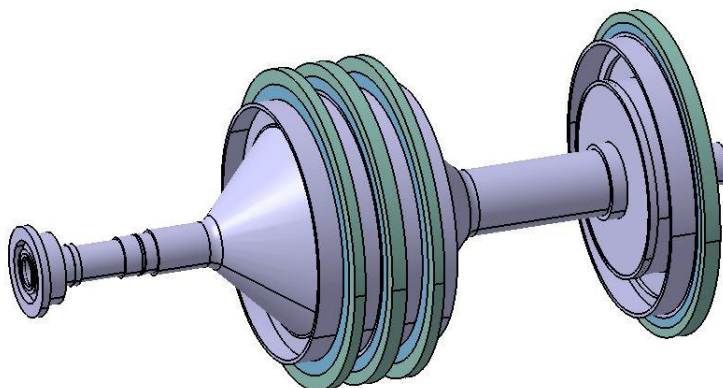


图 2.10 等效圆环简化后转子几何模型

将使用等效圆环法简化后的转子几何模型导入 ANSYS Workbench 软件进行网格划分, 得到的转子系统有限元模型如图 2.11 所示, 单元类型为 SOLD187 单元。试验器转子及支承所用的材料为 40CrNiMoA, 材料属性如表 2.1 所示。

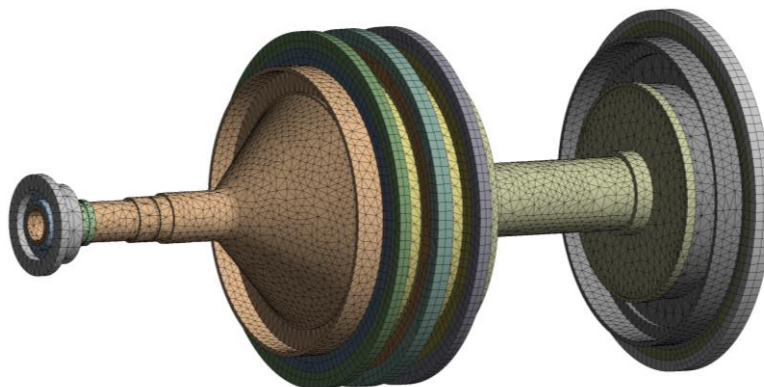


图 2.11 转子有限元模型

设 $D_1 = (d_1 + D_2)/2$, 根据式 (2.12) 和式 (2.13) 分别计算出每个叶盘上两个等效圆环的密度, 并在 ANSYS Workbench 赋予每个圆环不同的材料属性。转子系统的边界条件设置如图 2.12 所示, 对转子采用轴承约束, 轴承一端连接转子, 一端接地, 轴承的刚度设置为弹性支承的刚度, 并对轴承施加远程位移, 约束其轴向位移和旋转, 以模拟整机配装状态。仿真计算得

到的转子前三阶模态振型如图 2.13 所示, Campbell 图如图 2.14 所示, 转子的前两阶振型为俯仰振型, 第三阶振型为平动振型。转子前三阶临界转速结果如表 2.3 所示, 转子第一阶临界转速为 1154.2rpm, 第二阶临界转速为 2507.2rpm, 第三阶临界转速为 4709.3rpm。

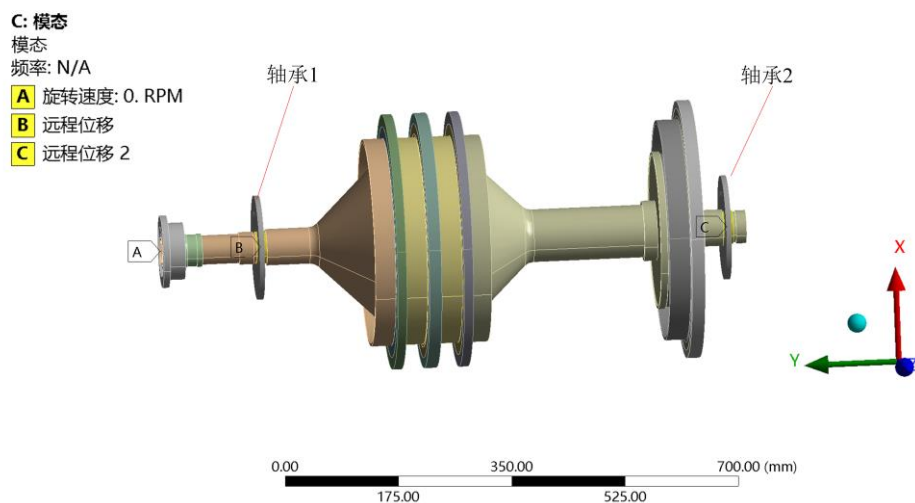


图 2.12 边界条件设置

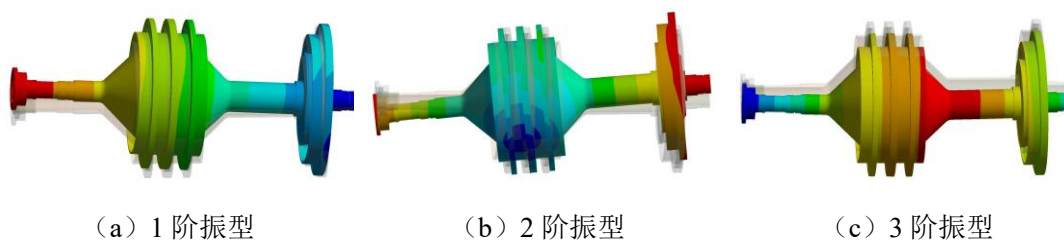


图 2.13 转子系统前三阶临界转速

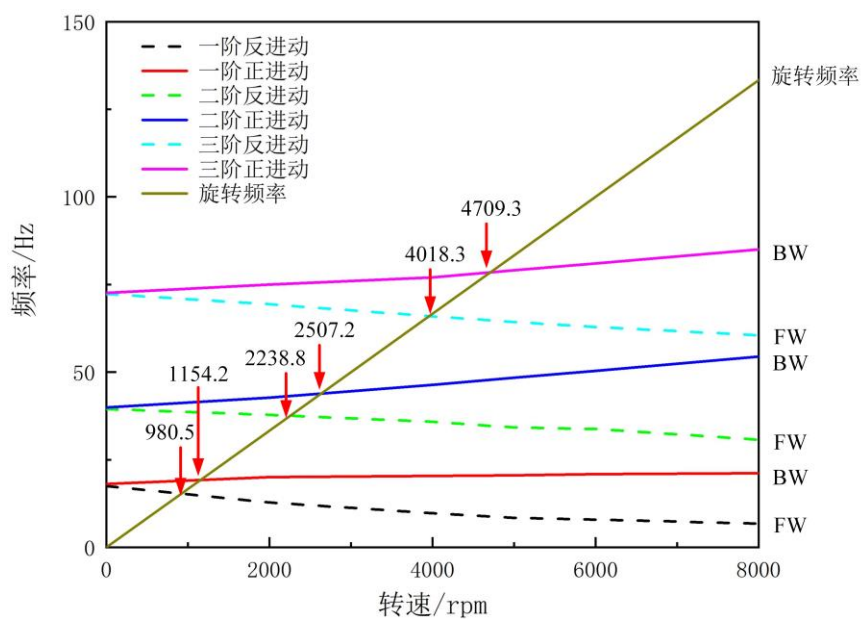


图 2.14 转子系统 Campbell 图

表 2.3 转子前三阶临界转速

阶次	进动方向	临界转速/rpm
1	反进动	980.5
	正进动	1154.2
2	反进动	2238.8
	正进动	2507.2
3	反进动	4013.8
	正进动	4709.3

2.3.3 盘、轴系统强度校核

转子所需的平衡品质通常通过经验法来确定。经验法依据所设定的平衡等级来决定平衡品质。每个平衡品质等级包含从上限到零的许用不平衡范围，平衡品质等级的上限由乘积 $e_{per}\omega$ 除以 1000 来确定，单位为 mm/s，用 G 表示，共分为 11 个平衡等级^[72]。

$$G = e_{per} \omega \quad (2.14)$$

式中， e_{per} 表示转子许用不平衡度，单位为 μm ； ω 表示转子最高工作角速度，单位为 rad/s。那么，对于给定的最高工作转速，对应的许用不平衡量可以通过以下公式计算：

$$U_{per} = \frac{m(e_{per}\omega)}{1000} \quad (2.15)$$

式中， m 表示转子质量，单位为 kg； e_{per} 表示转子单位质量的许用不平衡度，单位为 $\text{g}\cdot\text{mm}/\text{kg}$ ； U_{per} 表示转子许用不平衡量，单位为 $\text{g}\cdot\text{mm}$ 。

试验器转子是模拟航空发动机转子结构，其平衡品质等级为 $G6.3$ ，转子模型的质量为 140kg，转子的最大运行转速为 6000rpm，根据式 (2.14) 和式 (2.15) 计算得到转子的许用不平衡量为 $1.4\text{kg}\cdot\text{mm}$ 。转子一弯的模态应力示意图如图 2.15 所示，选取最大应力点作为危险点。在 2 号盘盘心处施加幅值大小为 $1.4\text{kg}\cdot\text{mm}$ 的不平衡力，激励点与响应点如图 2.16 所示，结构相对阻尼系数取 0.02。危险点 X 向的应力频响函数曲线如图 2.17 所示。

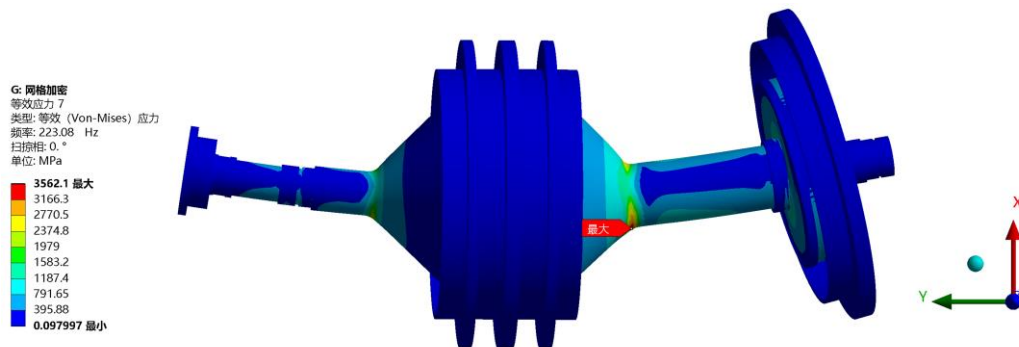


图 2.15 转子一弯模态应力示意图

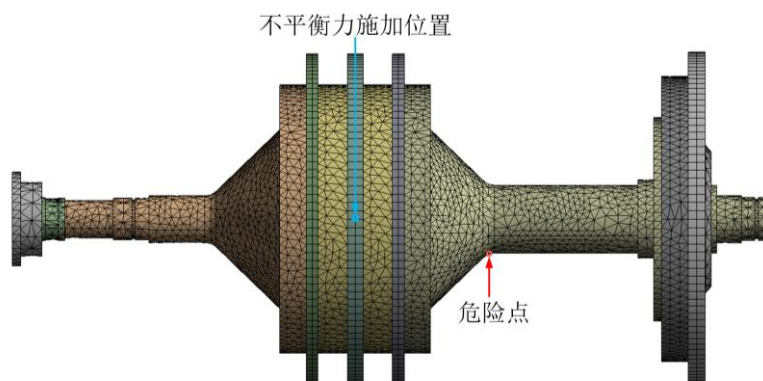


图 2.16 不平衡量施加位置及响应点计算位置

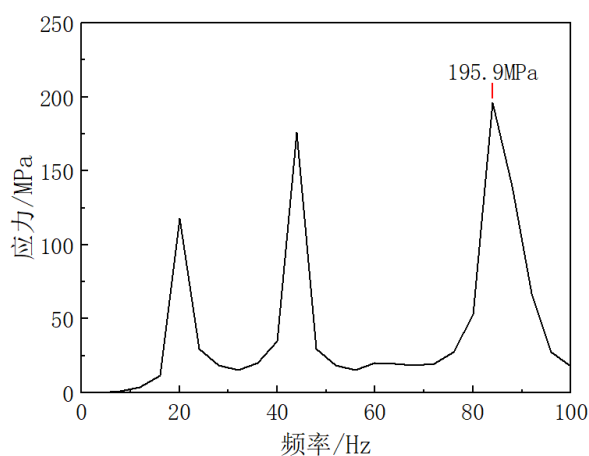


图 2.17 危险点应力频响函数曲线

试验器设计的最大转速为 6000rpm，根据图 2.17 可知，在转速范围内，最大等效应力为 195.9MPa，轴的材料为 40CrNiMoA，屈服强度为 835MPa，参照《机械设计手册》^[73]按照下列公式进行轴的强度校核：

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (2.16)$$

式中， $\sigma_{\max}$ 为危险点处最大等效应力， $[\sigma]$ 为许用应力， σ_s 为材料的屈服强度， n 为安全系数。安全系数取 2，则许用应力为 417.5MPa，可以验证盘轴系统的强度符合设计要求。

2.4 机匣系统设计

2.4.1 机匣结构

机匣结构示意图如图 2.18 所示，机匣由前后两个承力机匣和中间的连接机匣组成，机匣厚度为 5mm，安装边厚度为 8mm，机匣安装边采用螺栓连接，安装边周向有 24 个螺栓孔，每个螺栓的直径为 8mm，所有螺栓的拧紧力矩初步设定为 16 N·m。承力机匣主要起支承转子的作用，其结构如图 2.19 (a) 所示，承力机匣内外环之间通过 6 个支板相连，安装节分别位于两个

承力机匣上，同时承力机匣还与支承系统相连，用于固定和支撑整个转子。连接机匣主要起监测转子状态的作用，其结构如图 2.19 (b) 所示，在对应四个叶盘的位置处，周向均匀开设了四个测试孔，每个孔相差 90 度，用于精确测量叶尖间隙。此外，在相邻截面的周向上也开设了四个测试孔，同样互成 90 度角，用于监测转子盘的振动情况。

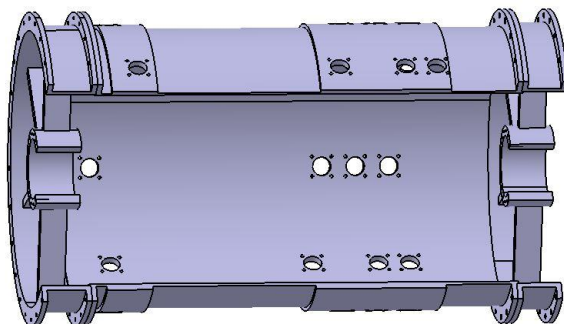
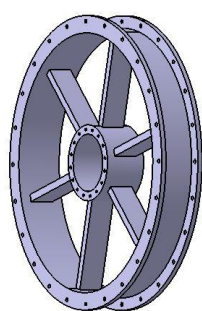
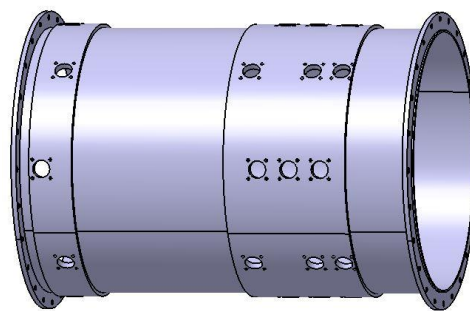


图 2.18 机匣 3/4 剖视图



(a) 承力机匣



(b) 连接机匣

图 2.19 各部分机匣

2.4.2 机匣系统有限元模型建立

机匣系统三维模型如图 2.18 所示，各机匣间采用螺栓连接，螺栓的参数如表 2.4 所示。

表 2.4 机匣系统所用的螺栓参数

参数	值
强度等级	8.8
屈服强度/MPa	835
公称直径/mm	8
拧紧力矩/N·m	30

以前承力机匣与连接机匣之间的连接为例，来计算其连接刚度值。此连接方式采用了法兰螺栓连接，所用螺栓数为 24，相关参数如表 2.4 所示，螺栓标准拧紧力矩为 30 N·m。机匣连接

面的相关参数如表 2.5 所示，前承力机匣和连接机匣安装边厚度均为 8mm。根据拧紧力矩和预紧力的之间经验公式换算 $T = F_p / (0.2d)$ ，每个螺栓应施加的预紧力为 $F = 1.875 \times 10^4 \text{ N}$ 。螺栓连接刚度计算：

$$k_b = \frac{E_b A_b}{L_b} \quad (2.17)$$

$$k'_b = k_b + \frac{F_p}{\delta_b} \quad (2.18)$$

式中， k_b 为螺栓连接刚度， E_b 为螺栓材料的弹性模量， A_b 为螺栓的横截面积， L_b 为螺栓的有效长度， F_p 为螺栓预紧力， δ_b 为螺栓在预紧力下的变形。

安装边是圆环板材，可以将其简化为一个环形梁。环形梁的弯曲刚度 k_p ：

$$k_p = \frac{E_p I}{r} \quad (2.19)$$

$$I = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64} \quad (2.20)$$

$$r = \frac{D_o - D_i}{2} \quad (2.21)$$

则总刚度为：

$$k_{total} = n \left(\frac{1}{k'_b} + \frac{1}{k_p} \right) \quad (2.22)$$

根据式 (2.17)-式 (2.22)，计算出前承力机匣与连接机匣之间的连接刚度为 $3.1 \times 10^{10} \text{ N/m}$ 。在工程实际中，当刚度值的数量级达到 $10^{10} \sim 10^{11} \text{ N/m}$ 时，通常可以将其视为刚性连接。因此，前承力机匣与连接机匣之间的连接可以被视为刚性连接进行处理。

由于机匣连接处前后对称，因此连接机匣和后承力机匣之间的连接，同样也可以视为刚性连接。

表 2.5 连接面参数

变量	参数
内径/mm	218
外径/mm	238
厚度/mm	8

在仿真计算过程中，为了简化模型并提高计算效率，忽略了机匣上的螺栓孔和测试孔，将机匣系统的三维模型导入到 Workbench 中。将各个机匣组件之间视为刚性连接，各机匣间的接触对设置为绑定接触，如图 2.20 所示。机匣约束条件如图 2.21 所示，其中蓝色区域及其对称的机匣安装边采用了固定支撑约束。对机匣系统进行网格划分，得到机匣系统的有限元模型如图 2.22 所示。



图 2.20 承力机匣-连接机匣接触对

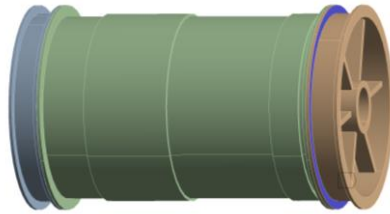


图 2.21 机匣约束

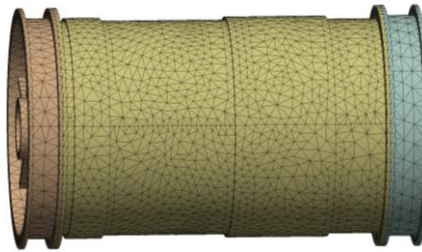
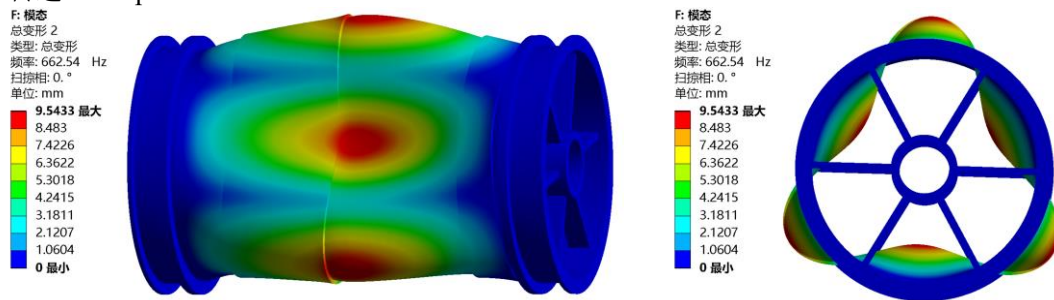
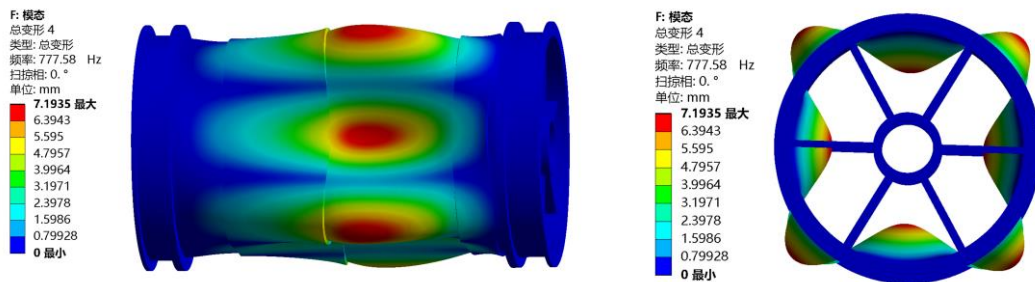


图 2.22 机匣系统有限元模型

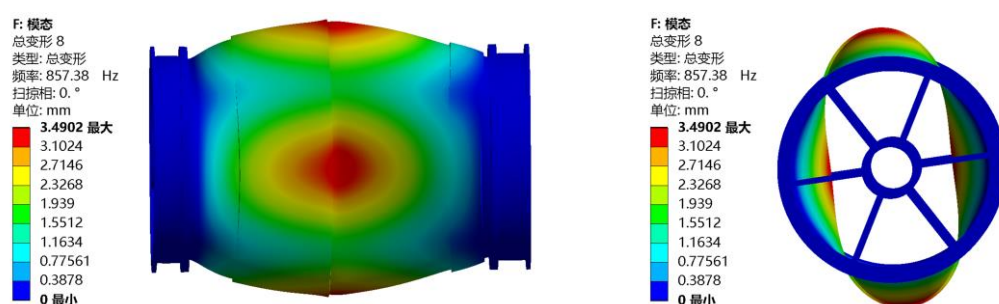
仿真得到的机匣前三阶模态如图 2.23 所示，前三阶模态频率远大于转子工作状态的最大运行转速 6000rpm。



(a) 一阶模态振型 (662.54Hz)



(b) 二阶模态振型 (777.58Hz)



(c) 二阶模态振型 (857.38Hz)

图 2.23 机匣前三阶模态振型

2.5 试验器整机有限元模型

2.5.1 转子-支承-机匣系统有限元模型建立

将建立好的转子-支承系统和机匣系统有限元模型组装起来, 如图 2.24 所示, 转子支承系统通过鼠笼上的安装边上 16 个直径为 6mm 的螺栓与承力机匣内环相连。暂不考虑螺栓连接对机匣动力学特性的影响, 忽略螺栓连接, 将鼠笼与机匣系统视作刚性连接, 在 ANSYS Workbench 中采用绑定接触设置, 如图 2.25 所示。

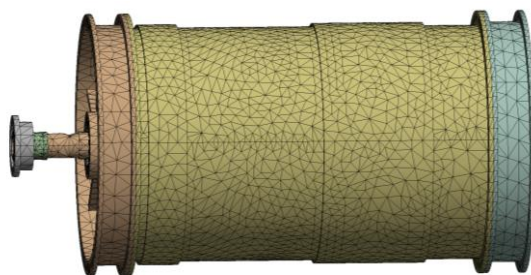


图 2.24 转子-支承-机匣系统有限元模型



图 2.25 弹性支承-承力机匣接触对设置

2.5.2 试验器整机临界转速仿真

考虑到机匣与基础之间是通过安装节进行连接的, 前、后安装节均采用弹簧连接模拟, 弹簧一端接地, 一端连接试验器^[71]。前安装节为一个垂直安装节, 安装节处简化为垂直和水平方

向上的两个弹簧来代替，其垂直方向刚度远大于水平方向刚度，垂直方向上弹簧刚度设置为 10^8N/m ，水平方向上弹簧刚度设置为 10^7N/m ；后安装节为两个水平安装节，两个安装节处均简化为垂直和水平方向上的两个弹簧来代替，其水平方向刚度远大于垂直方向刚度，垂直方向上弹簧刚度设置为 10^7N/m ，水平方向上弹簧刚度设置为 10^8N/m ，弹簧设置的位置如图 2.26 所示。

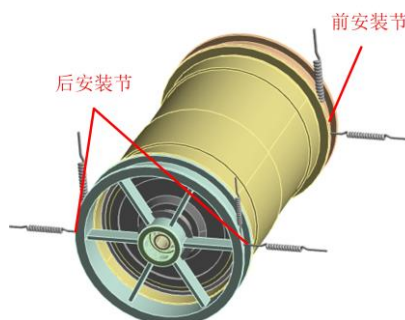


图 2.26 安装节模拟

转子与弹性支承之间使用轴承单元连接，轴承与转子和弹支的接触设置如图 2.27 所示，轴承内圈与转子的接触区域为图中的红色区域，轴承外圈与弹性支承的接触区域为图中的蓝色区域，轴承的径向刚度设置为 10^8N/m ，约束轴承的轴向位移和绕轴向旋转。



(a) 1号轴承设置



(b) 2号轴承设置

图 2.27 轴承连接设置

对建立好的整机有限元模型进行模态分析，得到整机系统的前三阶模态振型如图 2.28 所示，整机 Campbell 图如图 2.29 所示。由于转子被机匣遮挡，为了能够更清晰得看出转子的振型，

在 Workbench 中对变形进行了 2 倍放大，所以转子出现了穿模现象。振型表现为：前两阶振型为转子俯仰振型，第三阶振型为转子平动振型，机匣没有振型。

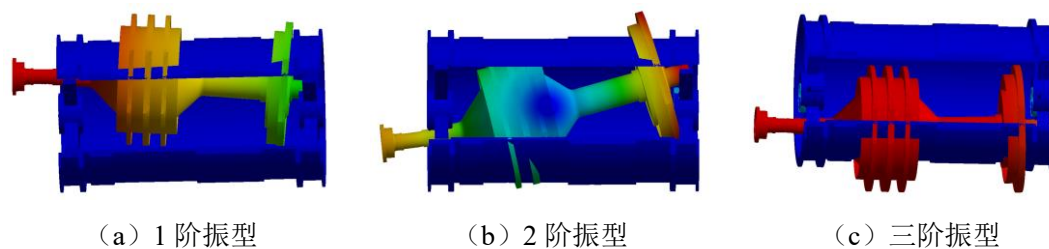


图 2.28 整机前三阶振型

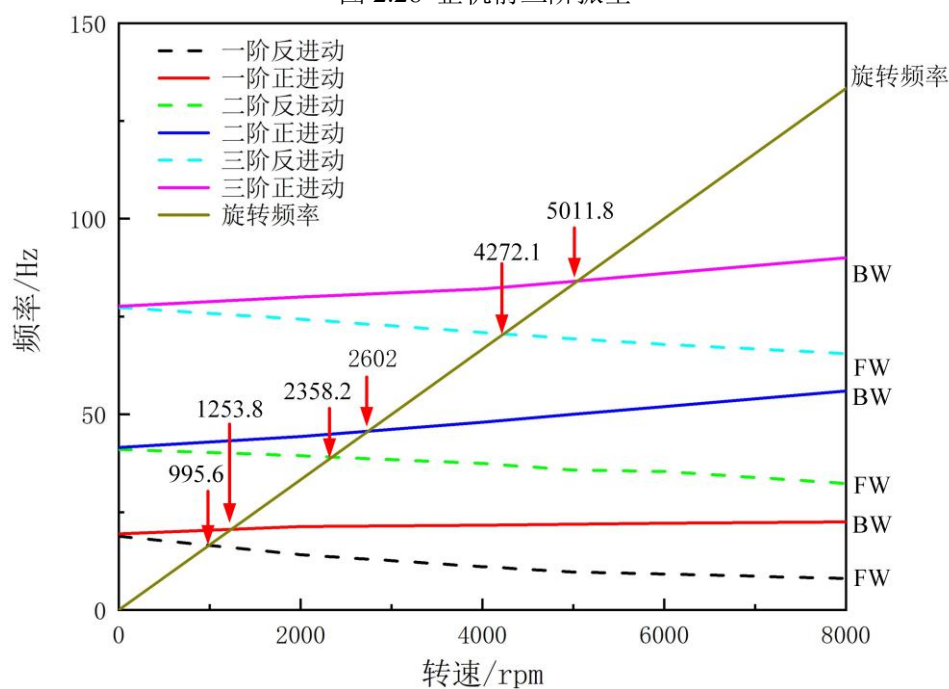


图 2.29 整机 Campbell 图

仿真计算得到的整机的前三阶临界转速如表 2.6 所示，整机情况下的临界转速与单转子的临界转速相近，第一阶临界转速为 1253.8rpm，第二阶临界转速为 2602rpm，第三阶临界转速为 5011.8rpm。

表 2.6 整机前三阶临界转速

阶次	进动方向	临界转速/rpm
1	反进动	995.6
	正进动	1253.8
2	反进动	2358.2
	正进动	2602
3	反进动	4272.1
	正进动	5011.8

2.6 本章小结

本章主要介绍了带机匣的盘鼓式转子试验器的整体设计方案，转子采用 1-0-1 支承布局，整个试验器包括转子、支承、滚动轴承、机匣等结构。机匣系统包括两个承力机匣和一个用于观测、测试试验的连接机匣，机匣之间通过螺栓连接。支承采用鼠笼式弹性支承，支承通过安装边上的螺栓与承力机匣内环连接。转子件包括三级压气机盘和一级涡轮盘，其中一、三级压气机盘叶片采用螺栓连接，二级压气机盘和涡轮盘叶片一体化加工成形。建立了包含转子、支承、机匣的整机有限元模型，仿真计算得到前三阶临界转速，即 1253.8rpm、2602rpm、5011.8rpm，其中，前两阶振型为转子俯仰振型，第三阶振型为转子平动振型，机匣没有振型。

第三章 基于叶尖间隙数据的转子弹性线重构方法

本章研究了基于叶尖间隙数据的转子振动弹性线重构方法。首先，分析了叶尖间隙的影响因素，仅考虑离心力及转子盘的振动下的叶尖间隙变化。其次，建立了叶尖间隙数据的数学模型，通过对叶尖间隙数据的数学建模，能够理解其内在的物理机制。接着，生成了叶尖间隙的仿真信号，并对这些信号进行了深入分析。为了从复杂的叶尖间隙数据中提取有用的信息，采用了希尔伯特-黄变换（Hilbert-Huang Transform, HHT）的方法成功地从叶尖间隙数据中提取了各截面的轴心轨迹。最后，利用提取的轴心轨迹进行了转子弹性线的重构研究。

3.1 叶尖间隙影响因素分析

叶尖间隙动态模型由机匣、叶片、叶盘和转轴四个部分组成。发动机在运行过程中，这些组件处于高温、高压的环境，温度、压力、离心力等因素会使这些组件发生径向变形，从而影响叶尖间隙的变化。但是，本文采用的是由电动机驱动的简化试验器，试验室环境下没有高温高压的影响，因此这里主要研究离心力和转子振动对叶尖间隙的影响。

叶尖间隙可以表示为时间的函数，叶尖间隙变化如下：

$$d(t) = r_{\text{case}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - r_{\text{blade}}(t) - a(t) \quad (3.1)$$

式中， $d(t)$ 表示叶尖间隙与时间的函数； $r_{\text{case}}(t)$ 表示机匣内径与时间的函数； $r_{\text{rotor}}(t)$ 表示转子盘外径与时间的函数； $r_{\text{blade}}(t)$ 表示叶片长度与时间的函数； $a(t)$ 表示转子振动幅值与时间的函数。由式（3.1）可得叶尖间隙的变化：

$$d(t) = r_{\text{case}} - (r_0 + u_{r1}) - (l_0 + u_{b1} + u_{b2}) - a \quad (3.2)$$

式中， r_{case} 为机匣内径； r_0 为转子盘的初始内径； u_{r1} 为转子在离心力作用下的径向位移变化； l_0 为叶片的初始长度； u_{b1} 为叶片在离心力作用下的径向位移； u_{b2} 为叶片振动幅值； a 为转子振动幅值。然而，本文叶尖间隙是通过在机匣上打孔后将传感器伸入机匣进行测量的，故叶尖间隙变化不考虑机匣变形的影响，以下仅对叶片变形、叶片振动和转子盘变形进行分析。

3.1.1 试验器转子旋转中叶片的变形分析

离心力导致的叶片变形，以及叶片振动是影响叶尖间隙的两个主要因素。其中，叶片振动通常由气流激励激发，在实验室环境中难以获取，因此仅考虑离心力造成的影响。其中，叶片被简化为实心长方形直板，而离心力的大小与转轴的角速度 $\omega(t)$ 、叶片质量 m 以及旋转中心与叶片重心的距离 $l(t)/2 + r_0(t)$ 成比例，进一步根据应力应变的关系可得变形量^[74]：

$$u_{bl} = \frac{m}{A} \left[\frac{l(0.5l + r_0)\omega^2}{E} \right] \quad (3.3)$$

式中， $\omega(t)$ 为角速度与时间的函数， E 为叶片材料的弹性模量， A 为叶片横截面积。

3.1.2 试验器转子旋转中转盘的变形分析

将叶盘和叶根简化为均质的圆盘进行分析。当仅考虑离心力引起的圆盘形变时，转子径向变形量为：

$$u_{rl} = \frac{\rho_r \omega^2 r_0^3}{4E} (1 - \mu) \quad (3.4)$$

式中， r_0 为初始状态下叶盘的半径。

3.1.3 试验器转子旋转中转轴的振动变形分析

转轴的振动是除了叶片和叶盘的变形外，另一影响叶尖间隙的重要因素。且随着转子转速的增加，其振动会加剧，进而增大对叶尖间隙的影响^[75]。根据 2.5.2 节建立的带机匣的盘鼓式转子试验器的整机有限元模型，在转子的 2 号盘上施加 $1000 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 的不平衡量，进行整机不平衡响应计算，试验器的转子、机匣和叶片均采用 40CrNiMoA 材料，通过整机有限元仿真得到不同转速下转轴的振动位移如表 3.1 所示。

表 3.1 不同转速下的转轴振动位移

转速/rpm	转轴振动位移/mm
1000	2.1×10^{-3}
2000	9.6×10^{-3}
3000	2.6×10^{-2}
4000	5.7×10^{-2}
5000	2.3×10^{-1}

3.1.4 不同转速下试验器叶尖间隙变化量的影响因素仿真分析

根据上述分析，叶尖间隙的主要影响因素包括叶片形变、转盘形变和转轴振动。其中，不同转速下的叶片形变和转盘形变可以通过式 (3.3) 与式 (3.4) 计算得到，其结果如表 3.2 所示。

表 3.2 不同转速下叶片与转盘的形变

形变位置	转速/rpm				
	1000	2000	3000	4000	5000
叶片/mm	3.5×10^{-5}	1.4×10^{-4}	3.2×10^{-4}	5.7×10^{-4}	8.9×10^{-4}

表 3.2 (续) 不同转速下叶片与转盘的形变

形变位置	转速/rpm				
	1000	2000	3000	4000	5000
转盘/mm	2.9×10^{-5}	1.2×10^{-4}	2.6×10^{-4}	4.7×10^{-4}	7.3×10^{-4}

图 3.1 为不同因素对叶尖间隙信号的影响, 在各个转速下, 可以发现对叶尖间隙影响最大的是转轴振动幅值, 超过其他两个因素约 2 个数量级。

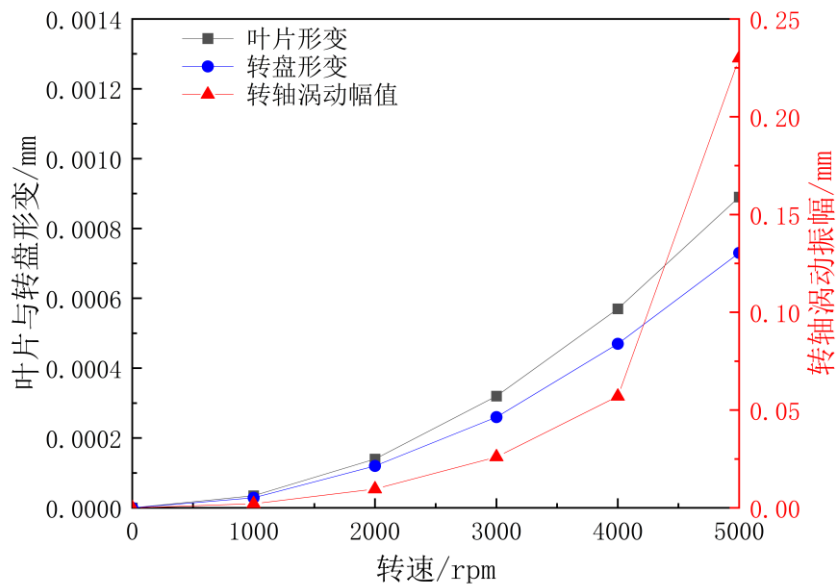


图 3.1 不同因素对叶尖间隙的影响

3.2 转子同步涡动下的叶尖间隙数学模型

根据 3.1 节叶尖间隙影响因素分析研究得知, 叶尖间隙的影响因素主要包括叶片形变、转盘形变以及转轴涡动, 其中叶片形变和转盘形变对叶尖间隙带来的影响远小于转轴涡动对叶尖间隙的影响, 故本文的叶尖间隙模型主要考虑转子涡动。

3.2.1 叶尖间隙信号数学模型

为了从叶尖间隙信号中提取转子同步涡动的振动位移信号, 首先需要研究转子旋转和涡动运动同时存在时叶尖间隙信号的特征, 因此需要建立转子同步涡动下的叶尖间隙信号数学模型。设转子旋转速度为 ω_r , 在仅考虑转子不平衡激励下, 根据强迫振动原理, 转子产生的涡动转速也为 ω_r , 设其振幅为 A_m , 初始相位角为 0, 则其中在水平 X 方向的振动为:

$$x_1(t) = A_m \sin(\omega_r t + \phi_0) \quad (3.5)$$

设电涡流传感器设置在水平 X 方向, 如图 3.2 所示, 设初始的叶尖间隙为 C_0 , 叶片数为 N , 则叶片尖的夹角为:

$$\theta_0 = 2\pi / N \quad (3.6)$$

设叶片厚度为 w , 旋转中心 O 到叶尖的距离为旋转半径 R , 则叶片掠过传感器的角度为:

$$\theta_1 = w / R \quad (3.7)$$

在初始时刻, 设第一个叶片对准电涡流传感器, 则, 在 t 时刻, 当转子旋转的角度正好使得叶片对准传感器, 则传感器产生信号输出, 否则, 传感器将不产生输出, 即叶尖间隙信号输出为 0, 即:

$$c(t) = \begin{cases} C_0 - x_1(t) = C_0 - A_m \sin(\omega_r t + \varphi_0), & |\text{MOD}(\omega_r t, \theta_0)| \leq \theta_1 \\ 0, & |\text{MOD}(\omega_r t, \theta_0)| > \theta_1 \end{cases} \quad (3.8)$$

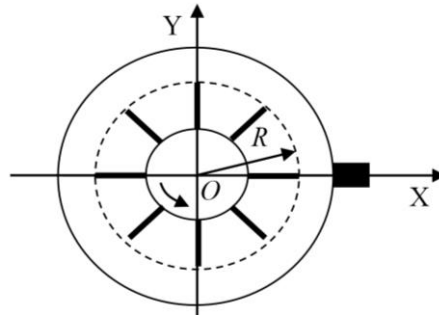


图 3.2 叶尖间隙信号模型

3.2.2 叶尖间隙信号采样频率要求

根据叶尖间隙信号的数学模型, 通过仿真得到叶尖间隙的仿真信号, 并分析其特征以从中提取转子涡动信号。设采样频率为 f_s , 仿真 1 秒的数据, 则其数据点数为 f_s 。由于叶尖间隙信号属于高频信号, 随着叶片数目和旋转半径的增加, 为了保证叶尖间隙数据完整有效, 则对采样频率有一定要求。

图 3.3 为叶尖间隙信号的时域波形及其频谱示意图, 可以看出, 设叶片数为 N , 则其旋转一周将产生 N 个脉冲, 最终形成周期性冲击信号, 根据信号分析原理^[76], 周期性冲击信号其频谱仍为周期性冲击信号, 如图 3.3 (b) 所示, 设转子旋转频率为 f_r , 则其基频为 Nf_r , 理论上, 在频谱上的将存在无穷次谐波, 但是, 实际上在 M 次谐波后频率分量将有很程度的衰减, 设叶尖间隙信号的最高频率为 MNf_r , 根据采样定理, 要求对叶尖间隙信号的采样频率需要满足:

$$f_s \geq 2MNf_r \quad (3.9)$$

当然, 在数据采集硬件条件许可的情况下, 采样频率越高, 得到的信号越准确, 通常设定 $M=10$, 则采样频率需满足 $f_s \geq 20Nf_r$ 。

另外, 需要考虑叶片厚度对采样频率的要求, 设叶片厚度为 w , 采样时间间隔为 Δt , 叶尖

到旋转中心的距离为旋转半径 R ，则为了保证在每个叶片上都能采集到叶尖间隙数据，需要满足：

$$w \geq 2\pi f_r \cdot \Delta t \cdot R \quad (3.10)$$

$$\Delta t \leq \frac{w}{2\pi f_r \cdot R} \quad (3.11)$$

$$f_s \geq \frac{2\pi f_r \cdot R}{w} \quad (3.12)$$

在实际中，叶尖间隙信号的采样频率通常取式 (3.9) 和式 (3.12) 要求的采样频率最大值。

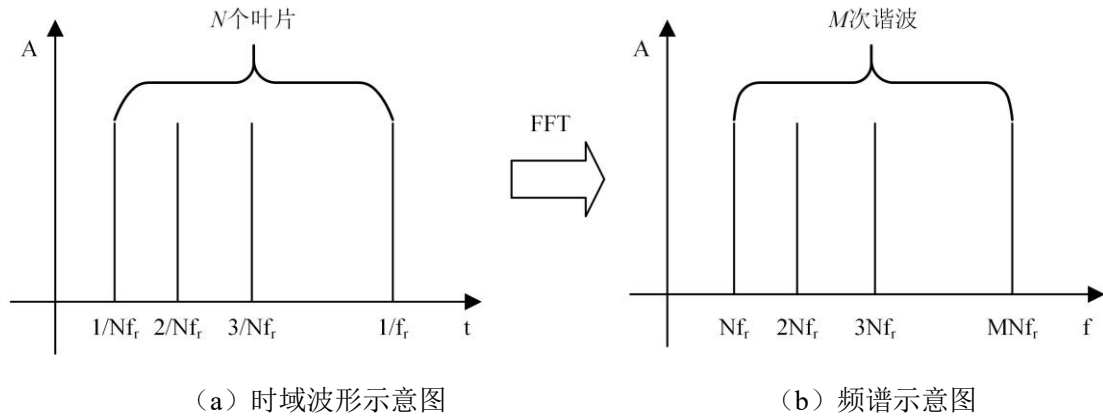


图 3.3 叶尖间隙信号时域波形及频谱示意图

3.2.3 叶尖间隙仿真信号分析

为了验证叶尖间隙信号模型的正确性，下面对叶尖间隙信号进行仿真分析，表 3.3 为叶尖间隙信号仿真方案，通过对仿真方案进行比较，可以验证前面所述的对叶尖间隙信号采样频率的要求的正确性。

表 3.3 叶尖间隙信号仿真方案

仿真方案	转速/ rpm	叶片数	叶片厚度/mm	叶尖旋转半径/mm	初始间隙/mm	涡动位移/mm	采样频率/kHz
方案 1	6000	32	5	250	2	1	100
方案 2	6000	32	5	250	2	1	10
方案 3	6000	32	1	250	2	1	100
方案 4	6000	32	1	250	2	1	200

(1) 对比方案 1 和方案 2，根据式 (3.12) 可以计算出采样频率的要求是 $f_s > 31.416\text{kHz}$ ，根据式 (3.9) 计算得到采样频率必须满足： $f_s > 64\text{kHz}$ 。方案 1 的采样频率为 100kHz，满足了采样频率要求，从图 3.4 (a) 可以看出，每个叶片的叶尖间隙数据都采集到了，没有信号失真。而方案 2 的采样频率为 10kHz，不满足采样频率要求，从图 3.4 (b) 可以看出，并不是叶片的叶尖间隙数据都被采集到，有很多叶片的叶尖间隙数据都丢失了，显然，叶尖间隙数据产生了

严重失真。

(2) 对比方案 1 和方案 3, 可以发现, 同样是采样频率 100kHz, 由于方案 3 中的叶片厚度变为了 1mm, 根据式 (3.12) 计算得到采样频率 $f_s > 157.08\text{kHz}$, 显然 100kHz 的采样频率满足不了要求, 从图 3.4 (c) 可以看出方案 3 的叶尖间隙数据出现了遗漏, 叶尖间隙数据产生了严重失真。

(3) 对比方案 3 和方案 4, 可以看出, 在叶片厚度变为 1mm 以后, 当采样频率提高到 200kHz, 满足了采样频率要求, 从图 3.4 (d) 可以看出方案 4 的叶尖间隙数据没有出现遗漏, 叶尖间隙数据没有出现失真。

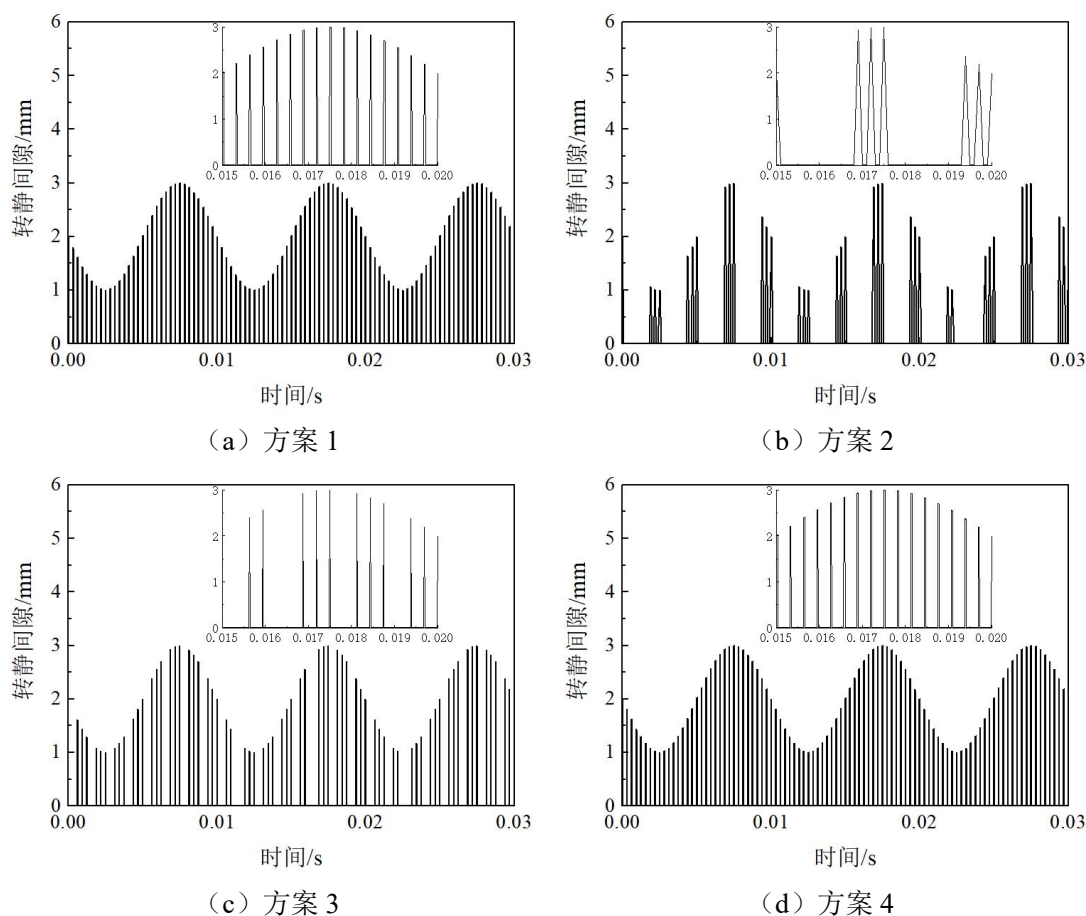


图 3.4 不同仿真方案下的叶尖间隙仿真信号

图 3.5 为表 3.3 中方案 1 的计算结果, 其中图 3.5 (a) 为叶尖间隙信号的时域波形, 图 3.5 (b) 为其频谱, 从图中可以看出叶尖间隙信号的特征如下:

(1) 从时域波形上看, 叶尖间隙信号被转子同步涡动信号调制, 但是表现出来的是上端调制, 而不存在下端调制的情况, 这一点与通常的调制信号有较大区别;

(2) 从频谱上看, 叶尖间隙信号表现出叶片通过频率及其整数倍频分量, 同时, 在叶片通过频率及其整数倍频两侧存在以转速频率为间隔的调制边频。另外, 在低频段也出现了转速频率分量。

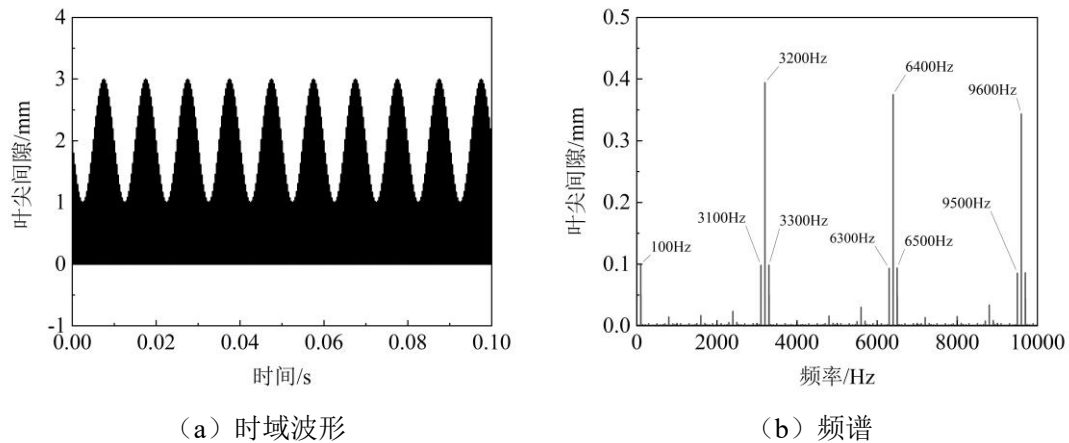


图 3.5 叶尖间隙仿真信号

3.3 基于叶尖间隙数据的轴心轨迹提取方法

根据叶尖间隙信号的特征，可以看出叶尖间隙信号被转子同步涡动信号调制，但是表现出来的是上端调制，不存在下端调制的情况，这一点与通常的调制信号存较大区别，因此，不能用常规的包络解调的方法来实现转子涡动频率的提取，本文提出利用取上包络线的方法来直接从时域信号中提取转子涡动频率分量，并以此分别从水平和垂直两个方向的叶尖间隙信号中提取出转子涡动频率分量，从而实现转子涡动轴心轨迹的提取，其方法流程如图 3.6 所示。

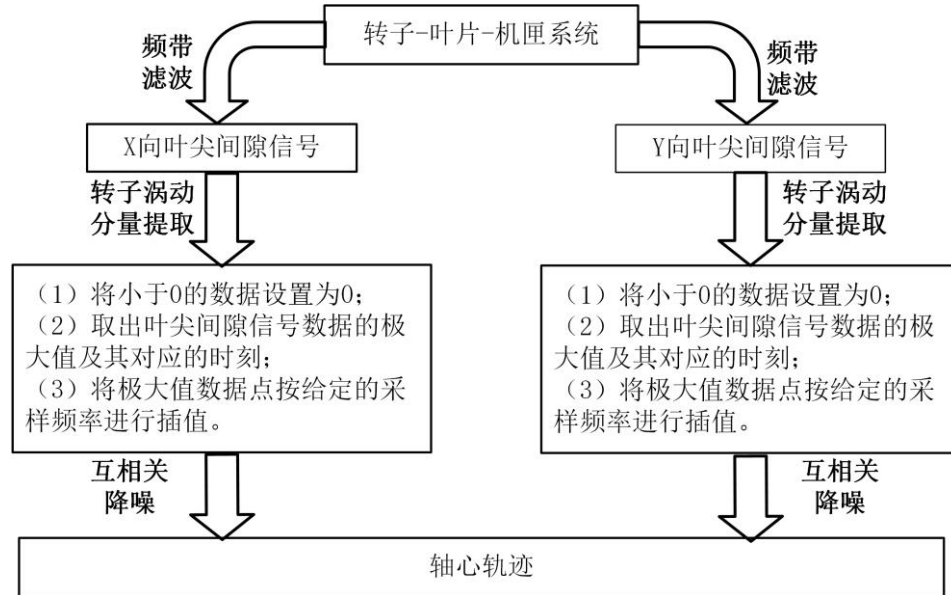


图 3.6 基于叶尖间隙测试的转子轴心轨迹提取方法流程

3.3.1 希尔伯特-黄变换

希尔伯特-黄变换^[77]，主要包括两个部分，经验模态分解法与提取本征模态函数。这是一种非平稳、非线性信号分析方法，不需要事先选定基函数，具有良好的自适应性及优秀的时频分

辨力^[78]。EMD 算法的核心是信号趋势的提取。EMD 方法中的信号趋势是通过对信号的上下包络进行平均来提取的。通过将三次样条分别应用于信号的最大值和最小值来提取上包络线 and 下包络线。在识别趋势并从研究信号中减去它后，获得较高频率的振荡，如下所示：

$$h(t) = x(t) - m(t) \quad (3.13)$$

式中， $x(t)$ 表示原始信号， $m(t)$ 是信号上下包络线的均值， $h(t)$ 称为原始 IMF。如果 $h(t)$ 不是单调函数，则在 EMD 方法的筛选过程中应重复上述过程，如下：

$$h_{i,k} = h_{i,k-1} - m_{i,k} \quad (3.14)$$

式中， k 和 i 分别是筛选过程和 IMF 计数器。如果 $h(t)$ 是单分量，则可以按如下方式获得 IMF：

$$c_i = h_{i,k} \quad (3.15)$$

式中， c_i 是第 i 个 IMF。当发现 IMF 时，应将其从原始信号中减去以获得残差，如下所示：

$$r_i = r_{i-1} - c_i \quad (3.16)$$

式中， r_i 是第 i 个残差。应通过 EMD 方法重新考虑残差，直到无法获得其他 IMF。提取所有 IMF 后，可以通过对 IMF 求和来重建信号：

$$x(t) = \sum_{j=1}^e c_j + r \quad (3.17)$$

3.3.2 互相关降噪

基于互相关分析的谐波信号提取技术是一种非常有效的方法，通过将基频信号与测得的响应信号进行互相关处理，能够精确提取所需的谐波成分。下面简单介绍该方法的原理。设振动信号 $x(t)$ 为正弦信号与噪声信号的叠加，即

$$x(t) = A \sin(2\pi f_0 t + \phi) + n(t) \quad (3.18)$$

式中， f_0 为正弦信号频率， $n(t)$ 为其他频率分量与噪声之和。

将振动信号 $x(t)$ 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，正弦和余弦信号分别为：

$$\begin{cases} y(t) = \sin(2\pi f_0 t) \\ x(t) = \cos(2\pi f_0 t) \end{cases} \quad (3.19)$$

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

$$\begin{cases} R_{xy}(0) = \frac{1}{T} \int_0^T \sin(2\pi f_0 t + \phi) \cdot A \sin(2\pi f_0 t) dt + \frac{1}{T} \int_0^T \sin(2\pi f_0 t) \cdot n(t) dt \\ R_{xz}(0) = \frac{1}{T} \int_0^T \cos(2\pi f_0 t + \phi) \cdot A \sin(2\pi f_0 t) dt + \frac{1}{T} \int_0^T \cos(2\pi f_0 t) \cdot n(t) dt \end{cases} \quad (3.20)$$

在式 (3.20) 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，

$$\begin{cases} R_{xy}(0) = \frac{1}{T} \int_0^T \sin(2\pi f_0 t) \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \phi) dt = \frac{A}{2} \cos \phi \\ R_{xz}(0) = \frac{1}{T} \int_0^T \cos(2\pi f_0 t) \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \phi) dt = \frac{A}{2} \sin \phi \end{cases} \quad (3.21)$$

$$R_{xy}(0) = \int_0^T \sin(2\pi f_0 t) \cdot A \sin(2\pi f_0 t + \phi) dt = \frac{AT}{2} \cos \phi \quad (3.22)$$

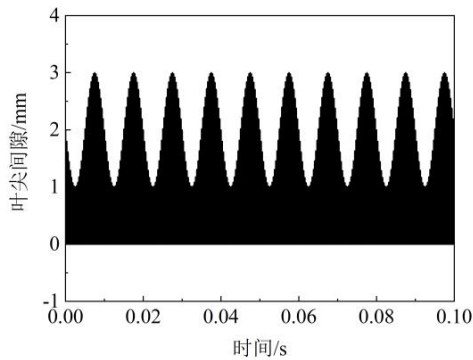
由式 (3.21) 与式 (3.22) 可求出有用信号的幅值以及相位, 如式 (3.23) 与式 (3.24) 所示:

$$A = 2 \times \sqrt{R_{xy}^2(0) + R_{xz}^2(0)} \quad (3.23)$$

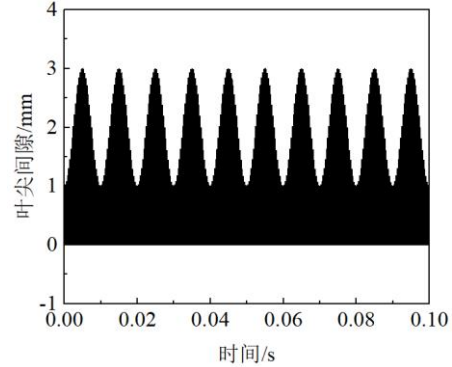
$$\phi = \arctg \frac{R_{xz}(0)}{R_{xy}(0)} \quad (3.24)$$

3.3.3 仿真数据验证

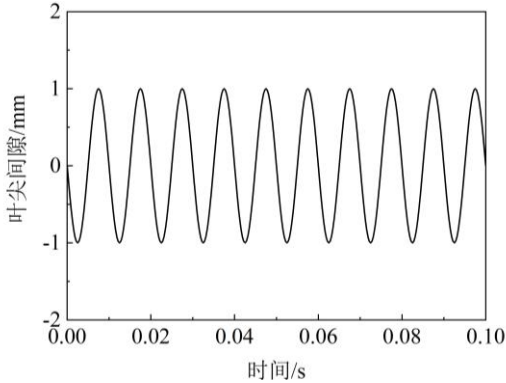
利用仿真方案 1 的参数仿真计算出 X 和 Y 向的叶尖间隙信号, 并进行轴心轨迹提取。图 3.7 为基于叶尖间隙信号的轴心轨迹提取, 图 3.7 (a) 和图 3.7 (b) 分别为仿真出来的 X 和 Y 向的叶尖间隙原始信号; 图 3.7 (c) 和图 3.7 (d) 分别为间隙信号中提取出的 X 和 Y 向转子涡动位移; 图 3.7 (e) 为提取出 X 和 Y 向转子涡动位移合成的转子轴心轨迹。可以看出, 本文方法准确提取出来转子的轴心轨迹, 表明了本文所提方法的正确有效性。



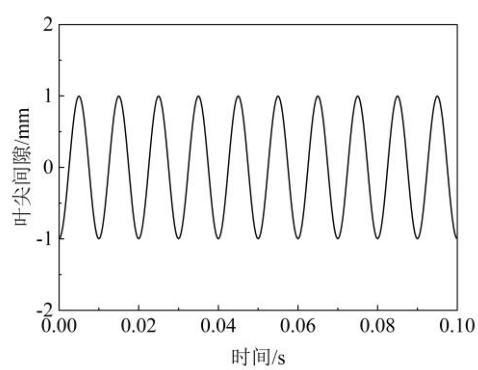
(a) X 向叶尖间隙信号



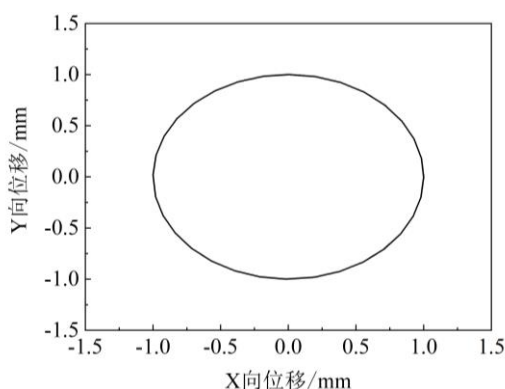
(b) Y 向叶尖间隙信号



(c) X 向转子涡动信号



(d) Y 向转子涡动信号



(e) 转子轴心轨迹

图 3.7 基于叶尖间隙信号的轴心轨迹提取

3.4 基于多截面轴心轨迹的转子弹性线重构方法

转子弹性线通过描绘转子各截面的轴心运动轨迹，表示航空发动机工作状态下转子形心振动位移的边界包络线。这条线不仅反映了转子在空间中的弹性变形和结构振动模态特征，还包含了由支承变形、轴承间隙等约束引起的刚体振动信息。因此，转子弹性线能够直观展示实际振动中的振型以及支撑元件的工作状态特征，有助于快速诊断由转子问题引发的相关故障。

转子弹性线是将一根轴系上所有测点的转频椭圆串联形成的包络线。因此，其基本组成是转频椭圆、转频椭圆上的初相点和连接各个转频椭圆的创成线，创成线连接时需要按照顺序将每个截面的采样点连接起来。图 3.8 是一个转子弹性线的示例，它由四个截面的转频椭圆、相应的初相点和连接各转频椭圆的创成线组成。转频椭圆的旋向由转频椭圆上的标志确定，每个椭圆上的“o”表示转频椭圆的初相点，后续点则由“*”表示，在转频椭圆上的相对位置表明了转频椭圆的进动方向。

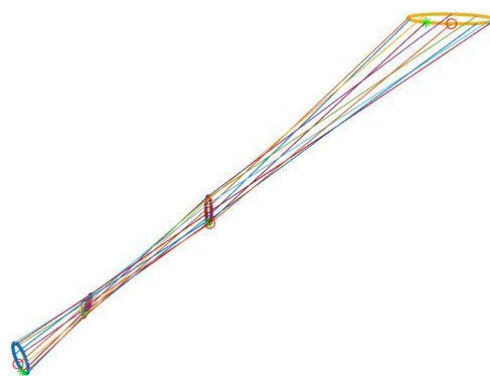


图 3.8 转子弹性线示例

设转子有 n 个支承截面，第 i 个支承截面上的转频椭圆由正弦项系数 $[sx_i, sy_i]$ 和余弦项系数 $[cx_i, cy_i]$ 决定：

$$\begin{cases} x_i = A_i \sin(\omega t + \alpha_i) = s x_i \sin(\omega t) + c x_i \cos(\omega t) \\ y_i = B_i \sin(\omega t + \beta_i) = s y_i \sin(\omega t) + c y_i \cos(\omega t) \end{cases} \quad (3.25)$$

式中， ω 为转子回转的角频率，当 $\omega t = 0$ 时，转频椭圆上的对应点称为初相点，第 i 个转频椭圆的初相点坐标是：

$$IPP_i = (c x_i \quad c y_i) \quad (3.26)$$

每个支承截面都用两个互相垂直的传感器测量振动数据，则第 i 个截面的正弦项系数和余弦项系数：

$$s x_i = A_H(i) \cos(\phi_H(i)) \cos \theta - A_V(i) \cos(\phi_V(i)) \sin \theta \quad (3.27)$$

$$s y_i = A_V(i) \cos(\phi_H(i)) \cos \theta + A_H(i) \cos(\phi_V(i)) \sin \theta \quad (3.28)$$

$$c x_i = A_H(i) \sin(\phi_H(i)) \cos \theta - A_V(i) \sin(\phi_V(i)) \sin \theta \quad (3.29)$$

$$c y_i = A_V(i) \sin(\phi_H(i)) \cos \theta + A_H(i) \sin(\phi_V(i)) \sin \theta \quad (3.30)$$

式中， $A_H(i)$ 为靠近水平方向的振动幅值， $A_V(i)$ 为靠近垂直方向的振动幅值， $\phi_H(i)$ 为靠近水平方向的振动相位， $\phi_V(i)$ 为靠近垂直方向的振动相位， θ 为靠近水平方向的传感器与水平方向的夹角。

所有支承截面上的正弦项系数和余弦项系数形成一个系数矩阵：

$$R = \begin{pmatrix} s x_1 & s y_1 & c x_1 & c y_1 \\ s x_2 & s y_2 & c x_2 & c y_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ s x_n & s y_n & c x_n & c y_n \end{pmatrix} \quad (3.31)$$

根据系数矩阵将每个转频椭圆上对应的点按顺序连接起来就构成了转子弹性线。

3.5 本章小结

本章研究了基于叶尖间隙数据的转子振动弹性线重构方法。首先，分析叶尖间隙的影响因素，分析了叶片变形、转盘变形和转轴涡动对叶尖间隙的影响，发现转轴涡动是叶尖间隙的主要因素。其次，建立了转子同步涡动下的叶尖间隙数学模型，分析了叶尖间隙信号的特征，并研究了叶尖间隙信号的采样条件。接着，对叶尖间隙仿真信号，先用希尔伯特-黄滤波提取其中的低频信号，再用提取上包络的方法得到转子涡动信号，最后用互相关方法进行降噪，得到光滑的转子涡动信号，进而合成转子的轴心轨迹。最后利用各截面的轴心轨迹进行了转子弹性线的重构方法研究。

第四章 机匣包容下转子弹性线测试试验

本章基于带机匣的盘鼓式转子试验器进行了临界转速和转子弹性线测试,并进行了基于叶尖间隙数据的转子弹性线重构方法验证。首先,进行临界转速测试试验,试验进行了从 0 到 6000rpm 均匀升速,测取了 4 个截面,8 个测点的转子振动数据,对 8 个测点的数据分别进行 BODE 图分析,得到转子的临界转速;其次,在多个转速下进行了转子振动测试试验和叶尖间隙测试试验,使用本文方法从叶尖间隙信号中提取轴心轨迹并重构转子振动弹性线,并与直接从转轴上得到的转子振动数据进行对比,验证本文方法的有效性。

4.1 叶尖间隙测量试验平台整体架构设计

叶尖间隙测量试验平台整体架构示意图如图 4.1 所示,该平台主要由机械主体试验器、电机、转速控制系统、校准盘、扬州晶明测试技术有限公司生产的数据采集系统以及自主开发的转子弹性线测试软件 RSDT 组成。机械主体和校准盘由双轴输出电机带动,电机由变频器进行转速控制,变频器可以本地控制,也可使用上位机控制,电机的转速最高可达 6000r/min。机械主体试验器含四个叶尖间隙测试截面和四个转子振动测试截面。校准盘含一个叶尖间隙测试截面,可以使用步进电机控制传感器的侵入量,从而对叶尖间隙测量系统进行动态校准。数据采集系统采用 E003 系列电涡流传感器和 JM5938 数据采集器。试验现场图如图 4.2 所示。

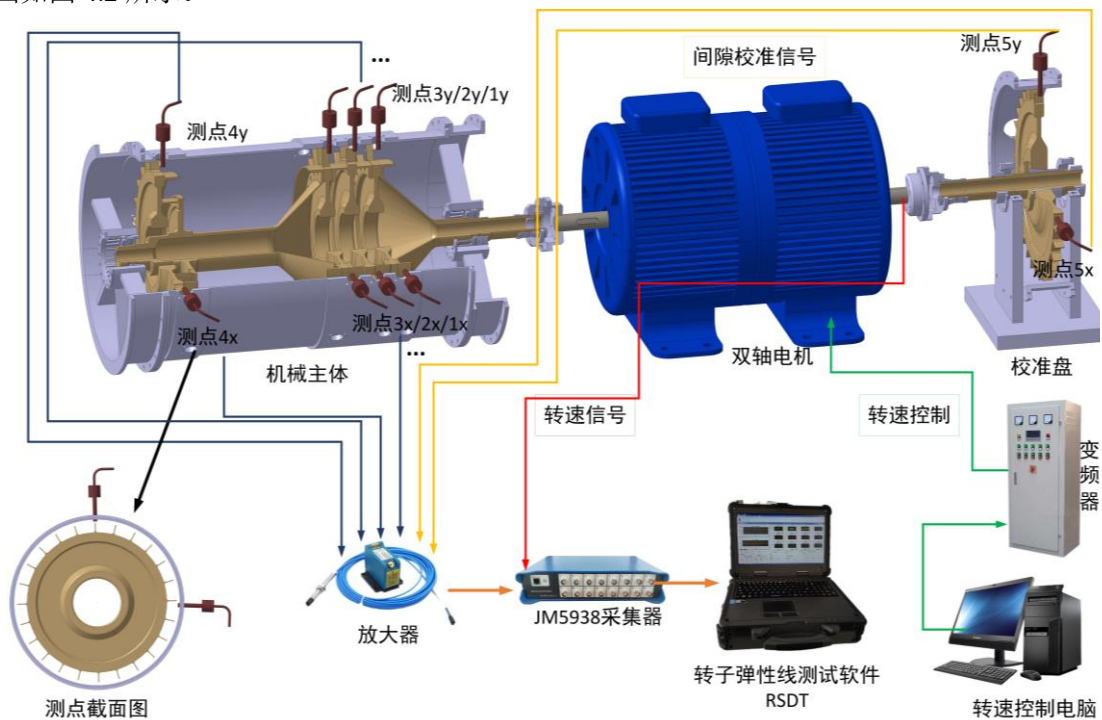


图 4.1 叶尖间隙测量试验平台整体架构示意图



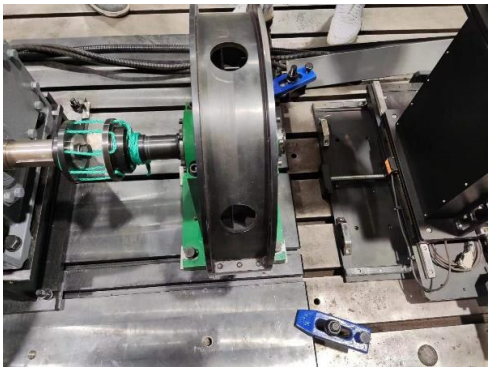
(a) 机械主体



(b) 双轴输出电机



(c) 变频器



(d) 校准叶盘

图 4.2 试验现场实物图

4.1.1 转子弹性线测试软件 RSDT 简介

转子弹性线测试软件 RSDT 数据采集界面如图 4.3 所示，图中左侧为转速信号和截面测点信号的时域波形，右侧为截面的实时轴心轨迹。软件最多可以同时测量并显示 12 个截面的轴心轨迹，每个截面需要 X、Y 两个方向的传感器同步采集，点击某一截面轴心轨迹的图窗后可放大观察该截面的轴心轨迹，如图 4.4 所示，图中红色圆圈为初相点，白色圆圈为接下来的点，据此可以判断轴心轨迹的方向。

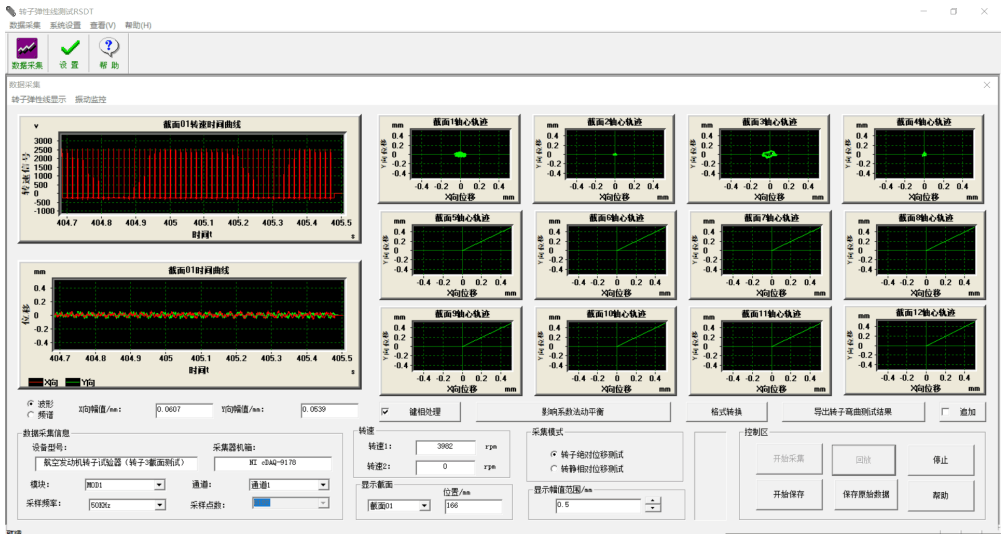


图 4.3 转子弹性线测试软件 RSDT 界面

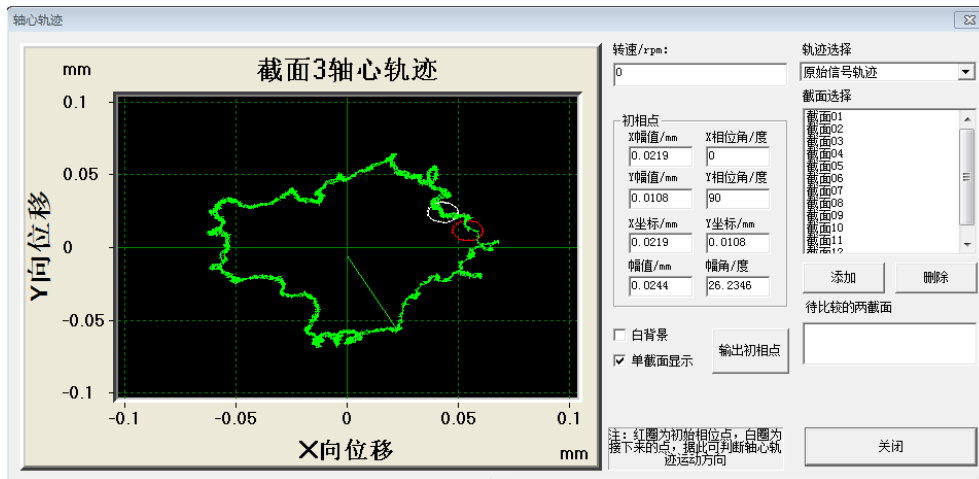


图 4.4 截面轴心轨迹

在软件的系统设置中设置好每个被测截面的轴向相对位置后，软件可根据每个截面的相对位置和轴心轨迹线性插值出转子弹性线，点击图 4.3 中的“转子弹性线显示”即可实时显示转子弹性线，如图 4.5 所示。

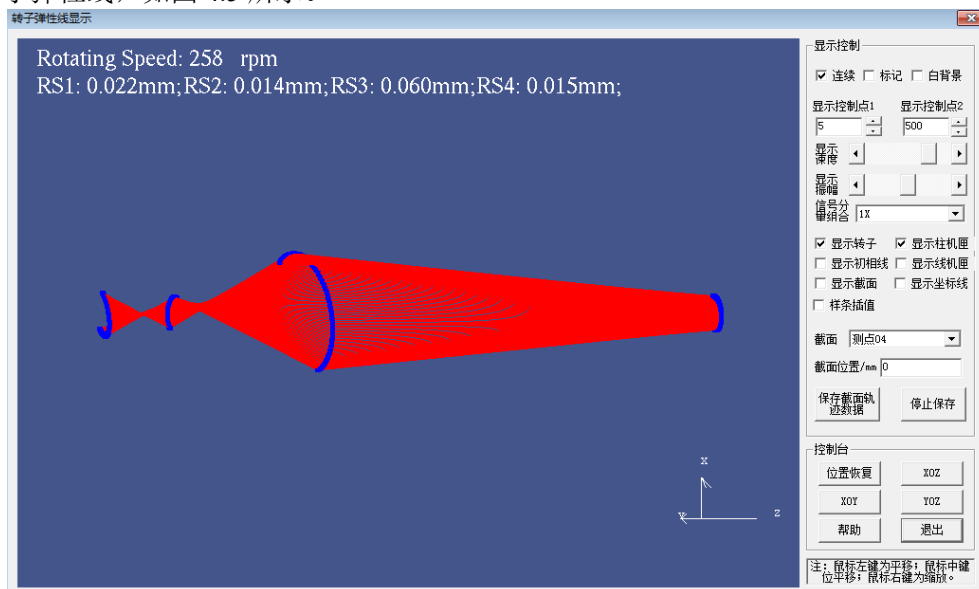


图 4.5 转子弹性线显示

4.2 临界转速测试试验

4.2.1 临界转速测试方案

总体的传感器布置示意图如图 4.6 所示，试验含一个转速测点、四个转子振动点和三个用于监测试验安全的振动监测点。转速的测量通过使用一个电涡流传感器来实现，该传感器通过检测电机上的键槽脉冲信号计算转速，转速测点示意图如图 4.7 (a) 所示，转速测点实物图如图 4.7 (b) 所示。转子振动位移测点示意图如图 4.8 所示，X、Y 向测点布置分别如图 4.8 (a) 和图 4.8 (b) 所示，转子振动位移测点剖视图如图 4.9 所示。试验中测量了四个振动测试截面的数据，每个测试截面均安装了两个互成 90° 的电涡流传感器，用于捕捉转

子在不同方向上的振动情况。转子振动位移测点实物图如图 4.10 所示，图中的蓝色导线的传感器即为电涡流传感器。此外，前轴颈振动监测点采用电涡流传感器监测转子的振动位移，而前、后轴承座振动监测点则使用 B&K 加速度传感器进行振动加速度监测，这些传感器直接贴附在轴承座上。

试验转速从 500rpm 到 6000rpm 均匀升速，上升速率为 10rpm/s，在此过程中同步进行数据采集。图 4.11 为扬州晶明测试技术有限公司生产的 JM5938 数据采集器，单台设备支持 16 个通道，每个通道最高以 100kHz 的采样率同步采样，确保数据的高精度和完整性。图 4.12 为 E003 系列电涡流传感器及其前置放大器，该电涡流传感器直径为 8mm，量程为 3mm。

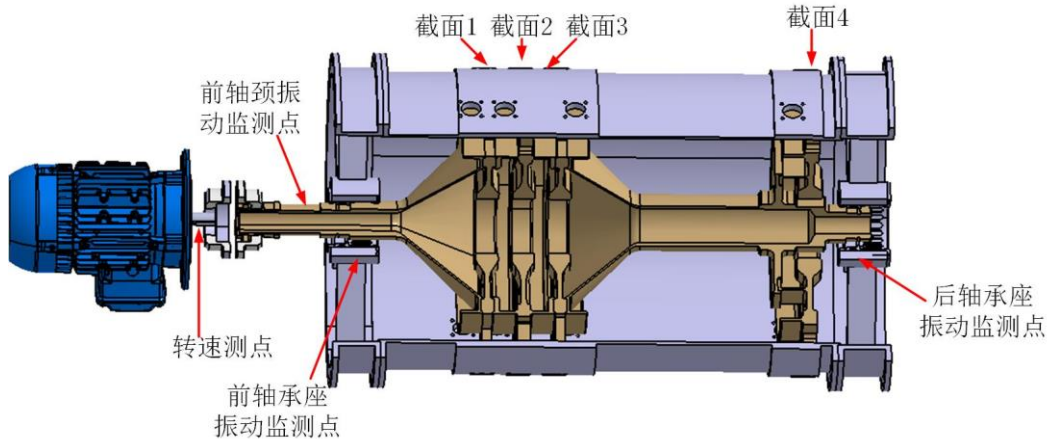
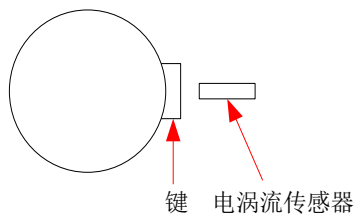
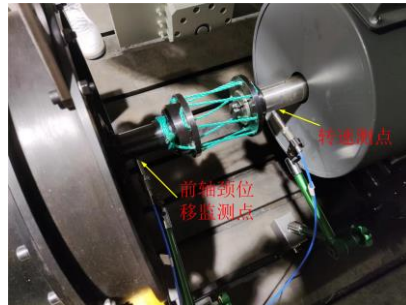


图 4.6 总体测点布置示意图

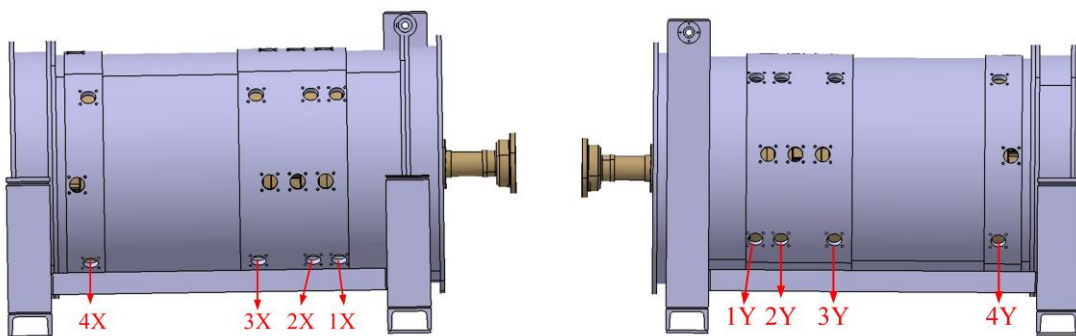


(a) 转速测点示意图



(b) 转速测点实物图

图 4.7 转速测点



(a) X 向振动位移测点布置

(b) Y 向振动位移测点布置

图 4.8 振动位移测点布置示意图

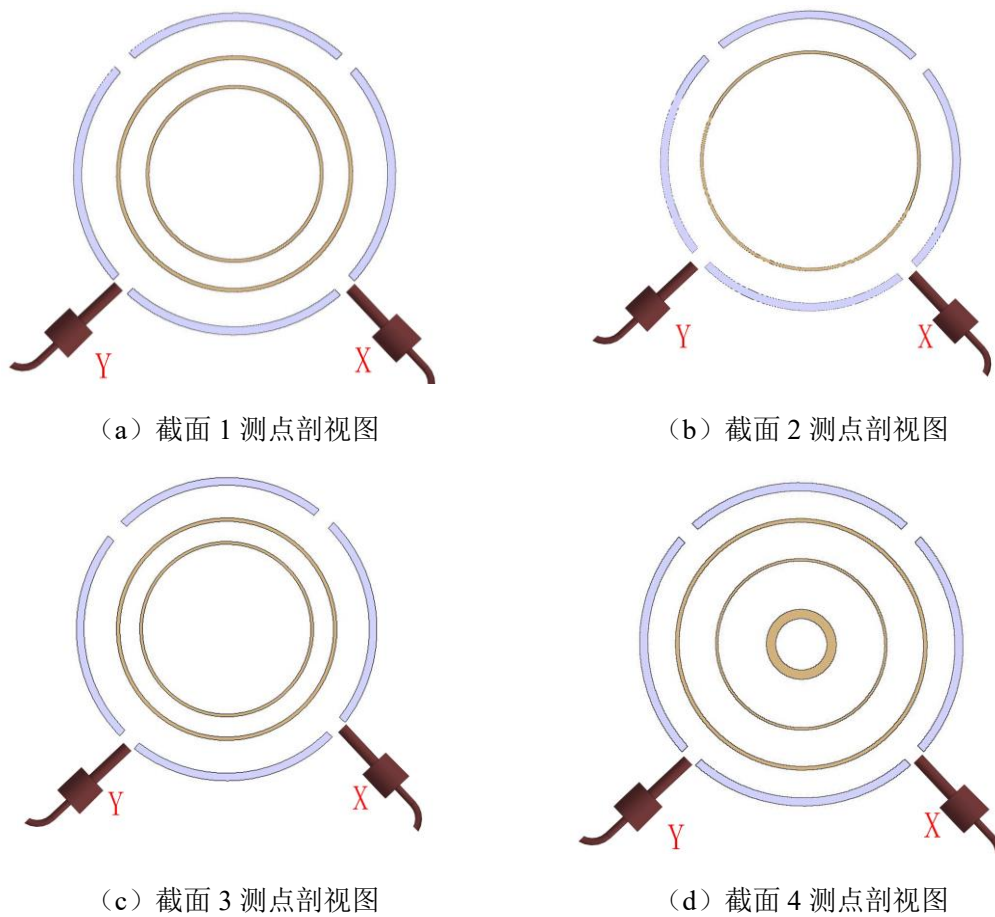


图 4.9 振动位移测点剖视图

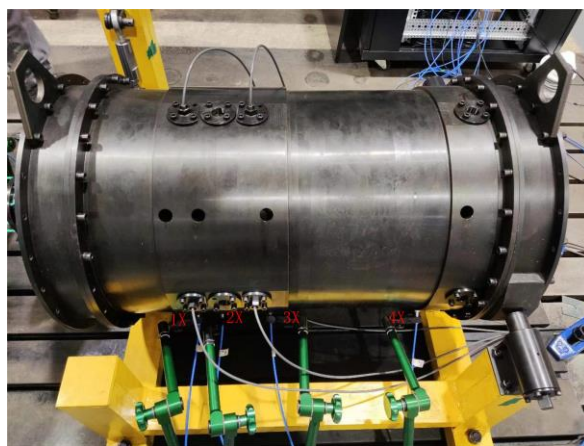


图 4.10 振动位移测点实物图



图 4.11 JM5938 数据采集器



图 4.12 E003 电涡流传感器及前置放大器

4.2.2 Bode 图分析

Bode 图通常由幅值图和相位图两部分组成，幅值图显示系统对不同频率的增益，反映了系统的放大或衰减特性；相位图显示系统对不同频率的相位滞后或超前，反映了信号的时间延迟特性。在某些频率下，系统会出现显著的幅值增大现象，这些峰值对应于系统的固有频率。当激励频率接近系统的固有频率时，系统会发生共振，导致较大的振动响应。如图 4.13 (a) 中，可以观察到转子转速为 1149 rpm、2597rpm 以及 4613rpm 时，转子出现了明显的共振峰。在某些频率点上，相位图可能出现突变，这种现象通常与系统的模态转换有关。如图 4.13 (b) 中，可以观察到转子转速为 1149 rpm、2597rpm 以及 4613rpm 时，转子的振动相位发生了突变。通过结合幅值图和相位图的分析，可以更准确地发现系统的固有频率和临界转速。

(1) 截面 1X 测点

对截面 1X 测点的振动测试数据进行分析，分析结果如图 4.13 所示。其中，图 4.13 (a) 为 1X 测点振动幅值随转速的变化曲线，可以看出转子转速在 1149rpm、2597rpm 以及 4613rpm 时，转子的振动存在明显的峰值；图 4.13 (b) 为 1X 测点振动的相位随转速变化的曲线，可以看出在 1149rpm、2597rpm 以及 4613rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化，在转速 1149rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 100 度，在转速 2597rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 180 度，在转速 4613rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 180 度。

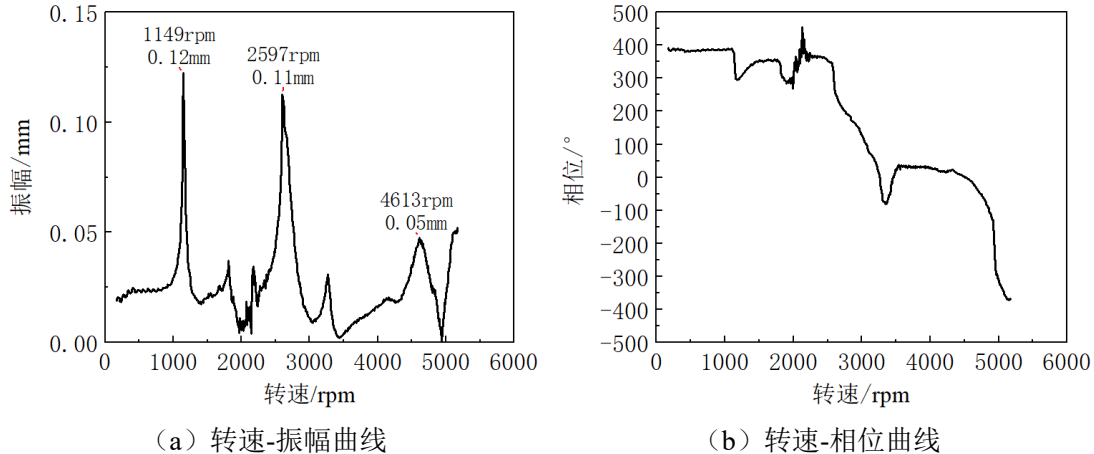


图 4.13 截面 1X 数据

(2) 截面 1Y 测点

对截面 1Y 测点的振动测试数据进行分析，分析结果如图 4.14 所示。其中，图 4.14 (a) 为 1Y 测点振动幅值随转速的变化曲线，可以看出转子转速在 1149rpm、2605rpm 以及 4935rpm 时，转子的振动存在明显的峰值；图 4.14 (b) 为 1Y 测点振动的相位随转速变化的曲线，可以看出在 1149rpm、2605rpm 以及 4935rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化，在转速 1149rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 180 度，在转速 2605rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 150 度，在转速 4935rpm 两侧，转子的振动相位突然变化了 140 度。

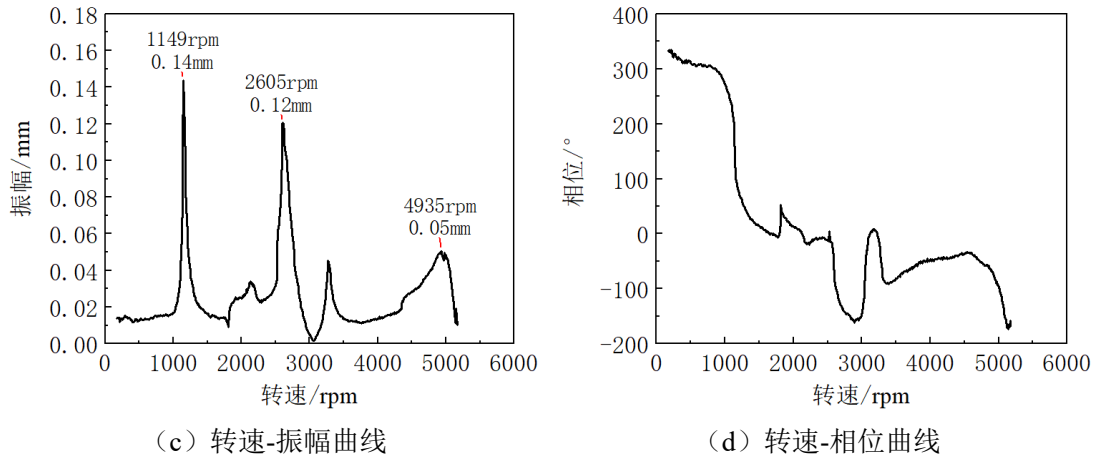


图 4.14 截面 1Y 数据

(3) 截面 2X 测点

对截面 2X 测点的振动测试数据进行分析, 分析结果如图 4.15 所示。其中, 图 4.15 (a) 为 2X 测点振动幅值随转速的变化曲线, 可以看出转子转速在 1149rpm、2605rpm 以及 4839rpm 时, 转子的振动存在明显的峰值; 图 4.15 (b) 为 2X 测点振动的相位随转速变化的曲线, 可以看出在 1149rpm、2605rpm 以及 4839rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化, 在转速 1149rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 130 度, 在转速 2605rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 100 度, 在转速 4839rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 100 度。

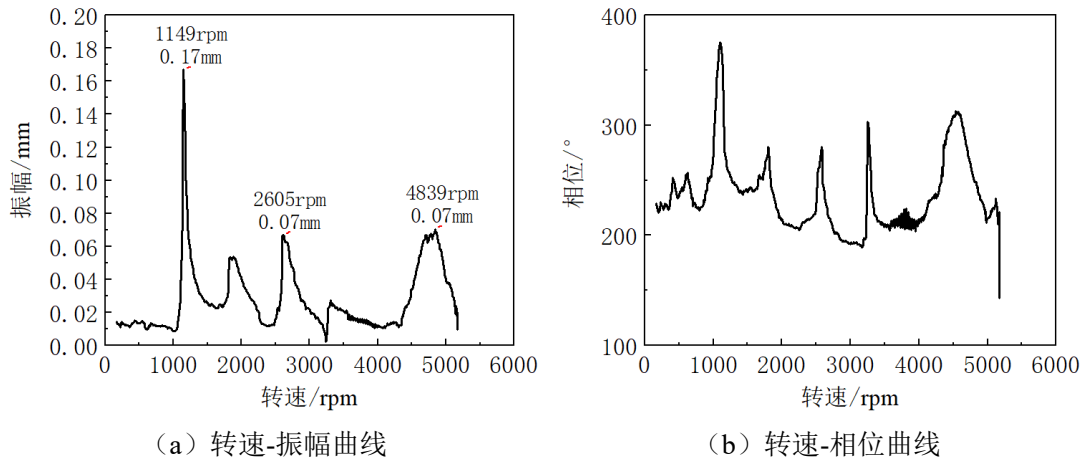


图 4.15 截面 2X 数据

(4) 截面 2Y 测点

对截面 2Y 测点的振动测试数据进行分析, 分析结果如图 4.16 所示。其中, 图 4.16 (a) 为 2Y 测点振动幅值随转速的变化曲线, 可以看出转子转速在 1149rpm、2670rpm 以及 4911rpm 时, 转子的振动存在明显的峰值; 图 4.16 (b) 为 2Y 测点振动的相位随转速变化的曲线, 可以看出在 1149rpm、2670rpm 以及 4911rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化, 在转速 1149rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 100 度, 在转速 2670rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 180 度, 在转速 4911rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 180 度。

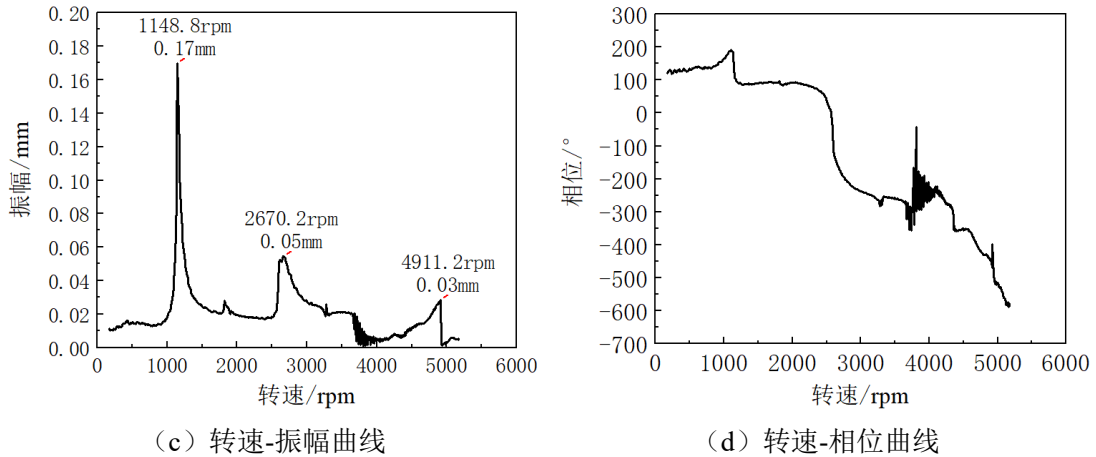


图 4.16 截面 2Y 数据

(5) 截面 3X 测点

对截面 3X 测点的振动测试数据进行分析,分析结果如图 4.17 所示。其中,图 4.17 (a) 为 3X 测点振动幅值随转速的变化曲线,可以看出转子转速在 1140rpm、2596rpm 以及 4573rpm 时,转子的振动存在明显的峰值;图 4.17 (b) 为 3X 测点振动的相位随转速变化的曲线,可以看出在 1140rpm、2596rpm 以及 4573rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化,在转速 1140rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 150 度,在转速 2596rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 60 度,在转速 4573rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 180 度。

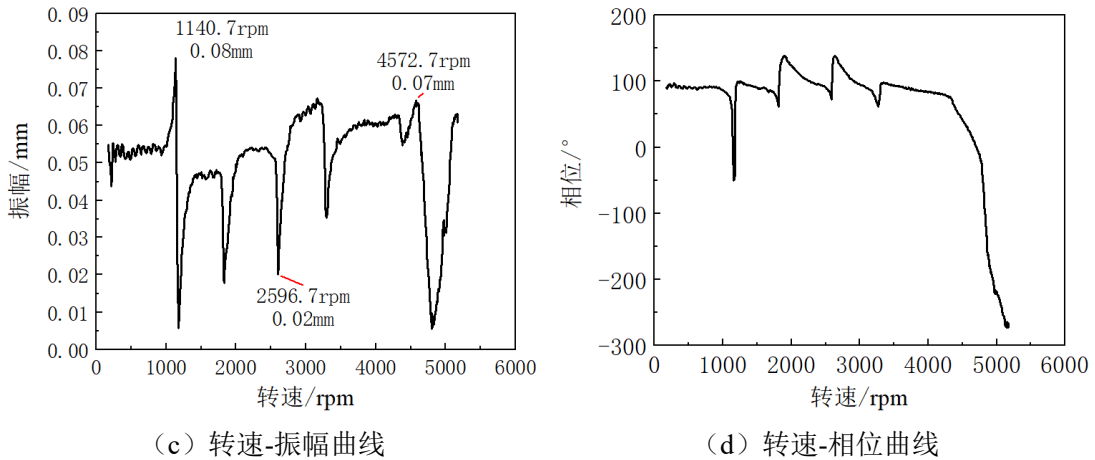


图 4.17 截面 3X 数据

(6) 截面 3Y 测点

对截面 3Y 测点的振动测试数据进行分析,分析结果如图 4.18 所示。其中,图 4.18 (a) 为 3Y 测点振动幅值随转速的变化曲线,可以看出转子转速在 1157rpm、2588rpm 以及 4613rpm 时,转子的振动存在明显的峰值;图 4.18 (b) 为 3Y 测点振动的相位随转速变化的曲线,可以看出在 1157rpm、2588rpm 以及 4613rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化,在转速 1157rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 180 度,在转速 2588rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 120 度,在转速 4613rpm 两侧,转子的振动相位突然变化了 80 度。

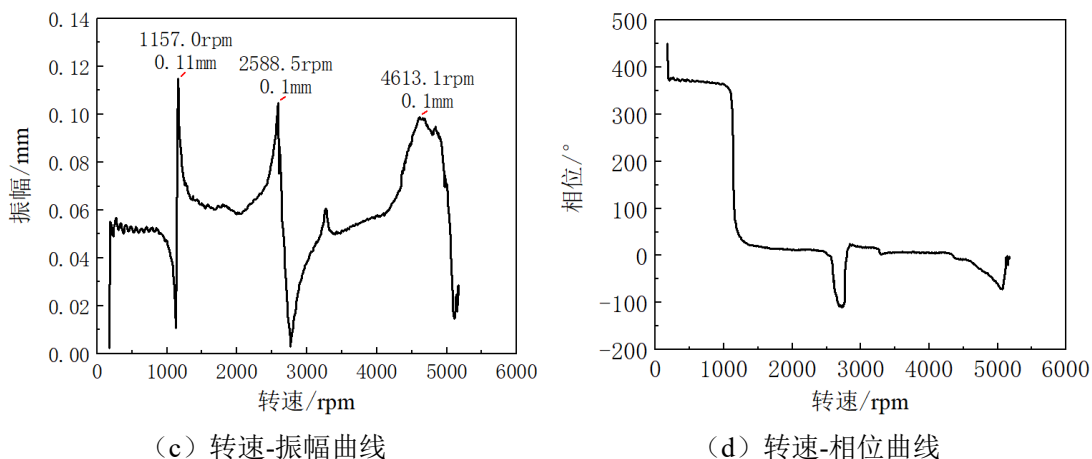


图 4.18 截面 3Y 数据

(7) 截面 4X 测点

对截面 4X 测点的振动测试数据进行分析, 分析结果如图 4.19 所示。其中, 图 4.19 (a) 为 4X 测点振动幅值随转速的变化曲线, 可以看出转子转速在 1149rpm、2605rpm 以及 4629rpm 时, 转子的振动存在明显的峰值; 图 4.19 (b) 为 4X 测点振动的相位随转速变化的曲线, 可以看出在 1149rpm、2605rpm 以及 4629rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化, 在转速 1149rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 130 度, 在转速 2605rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 160 度, 在转速 4629rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 180 度。

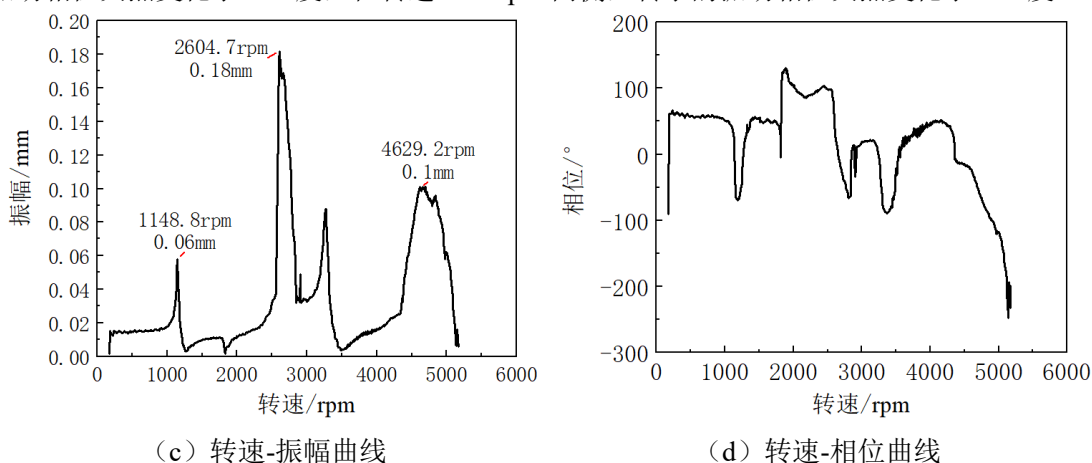


图 4.19 截面 4X 数据

(8) 截面 4Y 测点

对截面 4Y 测点的振动测试数据进行分析, 分析结果如图 4.20 所示。其中, 图 4.20 (a) 为 4Y 测点振动幅值随转速的变化曲线, 可以看出转子转速在 1157rpm、2588rpm 以及 4926r/min 时, 转子的振动存在明显的峰值; 图 4.20 (b) 为 4Y 测点振动的相位随转速变化的曲线, 可以看出在 1157rpm、2588rpm 以及 4926rpm 前后转子的振动相位发生了明显的变化, 在转速 1157rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 180 度, 在转速 2588rpm 两侧, 转子的振动相位突然变化了 180 度, 在转速 4926rpm 两侧, 转子振动相位突然变化了 140 度。

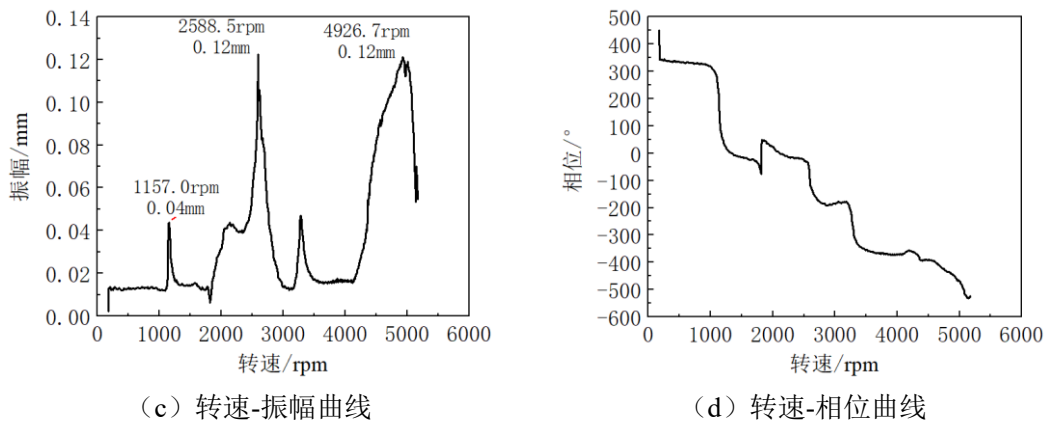


图 4.20 截面 4Y 数据

4.2.3 临界转速结果

通过对 4 个转子振动测试截面的 8 个振动测点数据进行 Bode 图分析，发现在 6000rpm 范围内，带机匣的盘鼓式转子试验器存在三阶临界转速，各个测点的临界转速测试结果如表 4.1 所示，试验器的第一阶临界转速约为 1150rpm，第二阶临界转速约为 2600rpm，第三阶临界转速约为 4900rpm。此外，根据 2.5.2 节的仿真计算结果，试验器前三阶临界转速分别为 1253.8rpm、2602rpm 和 5011.8rpm。将仿真结果与试验结果对比，结果如表 4.2 所示，为了增加计算效率，本文对试验器有限元模型进行了相应的简化处理，如忽略了试验器上的螺栓连接和螺栓孔，以及各个零部件的倒角。此外，实际上加工的材料不均匀等原因会导致材料参数不准确。这些因素都是导致仿真计算得到的临界转速产生误差的原因。

表 4.1 试验器临界转速汇总

测点	一阶临界转速/rpm	二阶临界转速/rpm	三阶临界转速/rpm
1X	1149	2597	4613
1Y	1149	2605	4935
2X	1149	2605	4839
2Y	1149	2670	4911
3X	1141	2597	4573
3Y	1157	2589	4613
4X	1149	2605	4629
4Y	1157	2589	4927

表 4.2 仿真与试验结果对比

临界转速阶次	整机仿真计算结果/rpm	试验测试结果/rpm	误差 (%)
1	1253.8	1150	9.02
2	2602	2600	0.07
3	5011.8	4900	2.28

4.3 叶尖间隙测试试验

叶尖间隙测试试验与临界转速测试试验整体布置基本相同，主要区别在于叶尖间隙测点

的具体布置,叶尖间隙测点布置示意图如图 4.21 所示,叶尖间隙各测点剖视图如图 4.22 所示。图 4.23 (a) 为 X 方向的叶尖间隙测点实物图,传感器由磁力表座加持后伸入机匣中,磁力表座固定在试验器基座上;为了便于传感器的安装,Y 方向的电涡流传感器由磁力表座夹持后固定在试验器防护罩上,在传感器安装前,已将防护罩固定好,确保电涡流传感器能够安全地伸入机匣中而不与机匣接触,如图 4.23 (b) 所示。试验在分别在 500rpm、1150rpm、2000rpm、2600rpm 和 3200rpm 五个转速下进行了叶尖间隙测试试验,在每个设定的转速点,试验持续进行两分钟以上,以确保采集到足够多的数据。在此期间,测取了四个截面的叶尖间隙数据,保证了数据的稳定性和可靠性。

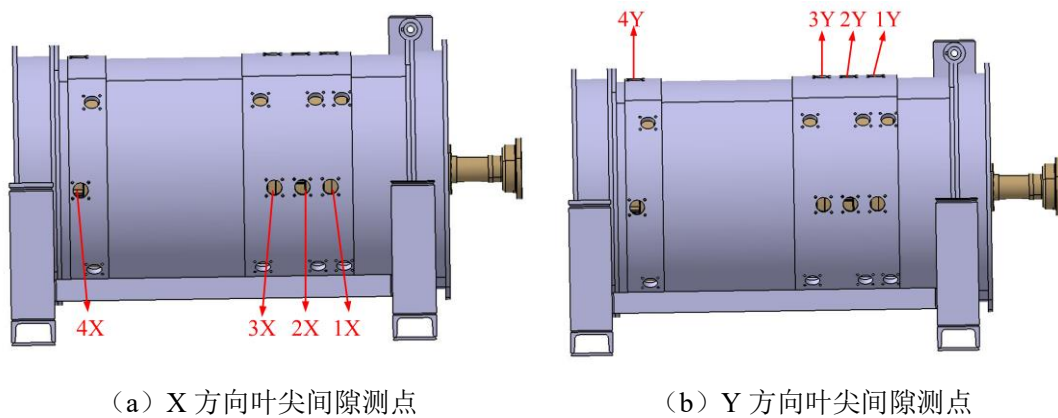


图 4.21 叶尖间隙测点布置示意图

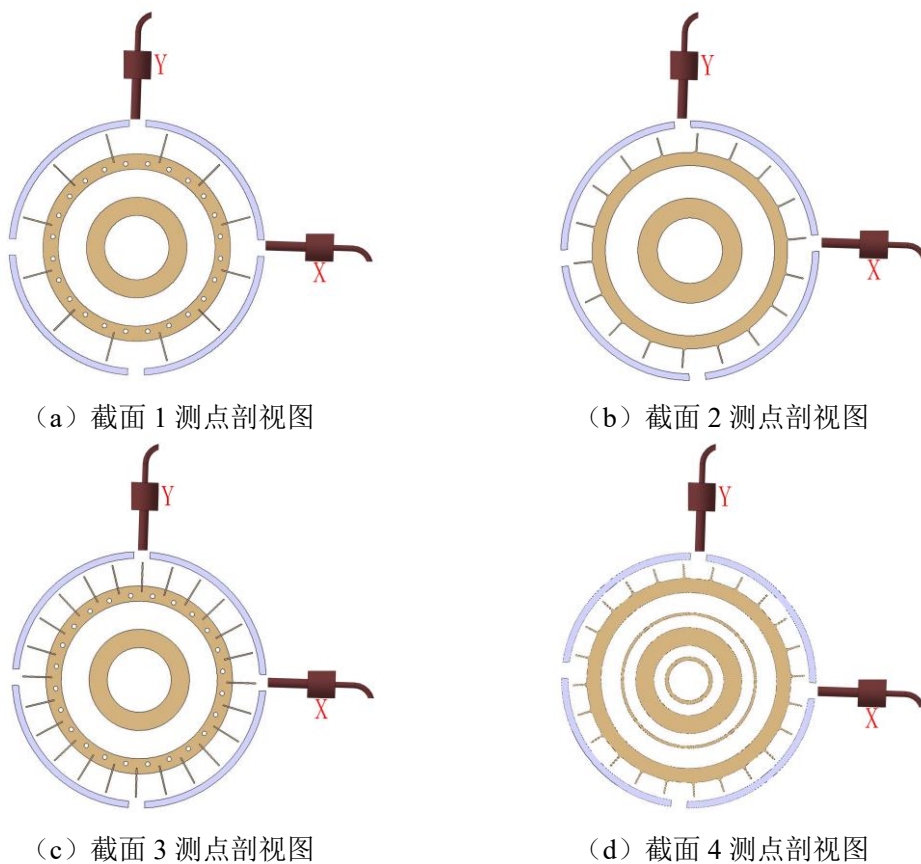
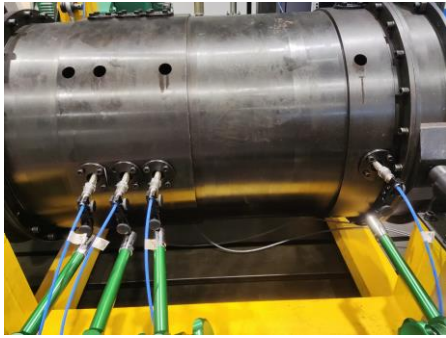


图 4.22 叶尖间隙测点剖视图



(a) X 方向叶尖间隙测点



(b) Y 方向叶尖间隙测点

图 4.23 叶尖间隙测点布置试验现场图

各个测点的叶片参数如表 4.3 所示，显然，测点 4 的采样率要求最高。在试验转速不超过 3200rpm 的情况下，根据公式(3.9)计算得出，试验所需的最低采样频率应不低于 32kHz。进一步地，依据公式(3.12)计算的结果显示，试验的采样频率需至少达到 33.3kHz。为了确保数据采集的准确性和完整性，特别是在测点 4 处，必须满足更高的采样率要求。这不仅能够捕捉到所有关键信号特征，还能有效避免因采样不足导致的数据失真和信息丢失。

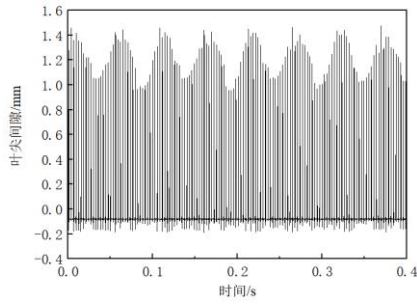
表 4.3 各测点的叶片参数

测点	叶片数	叶片厚度/mm	叶尖旋转半径/mm
1	12	2	197
2	18	2	197
3	24	2	197
4	30	2	199

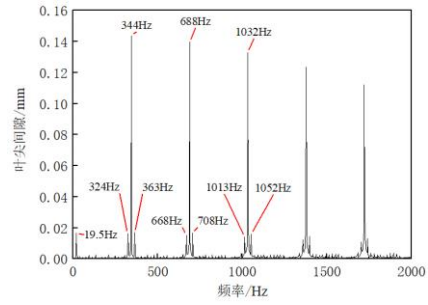
4.3.1 轴心轨迹提取

在转速为 1150rpm 的情况下，对测点 2 的叶尖间隙数据进行分析。根据式(3.9)计算得出，试验所需的最低采样频率应不低于 6888Hz；而根据式(3.12)，试验采样频率需至少达到 11.8kHz。因此，为了确保数据的完整性和准确性，设定采样频率为 20kHz 进行数据采集。由于采样率较高，生成的数据量较大，为了便于后续分析，提取前 0.4s 数据进行分析。

首先，将原始信号去均值后得到的信号如图 4.24 所示。图 4.24 (a) 所示为叶尖间隙试验信号的时域波形，可以看到，叶尖间隙信号上端出现了较为明显的调制现象，而下端却并未出现这种现象，这与前述仿真信号的特征一致。图 4.24 (b) 所示为叶尖间隙试验信号的频谱，试验的转速频率约为 19.1Hz，从频谱图中可以清楚地看到，在叶片通过频率附近出现了调制频率，并且该调制频率等于转速频率，这一结果与仿真信号的特征高度一致，进一步验证了仿真模型的有效性。为了得到转子的振动信号，对采集的 X 方向的叶尖间隙信号提取上包络后进行正弦重构，得到 X 方向叶尖间隙拟合轴振信号及频谱如图 4.25 (a) 和图 4.25 (b) 所示。按照相同的方法，对 Y 方向测得的叶尖间隙数据进行处理，得到 Y 方向叶尖间隙拟合轴振信号及频谱如图 4.25 (c) 和图 4.25 (d) 所示。

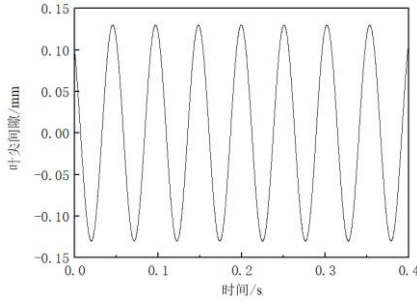


(a) 叶尖间隙试验信号时域波形

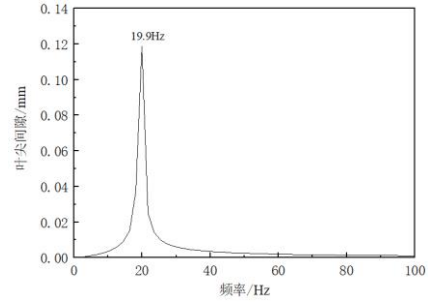


(b) 叶尖间隙试验信号频谱

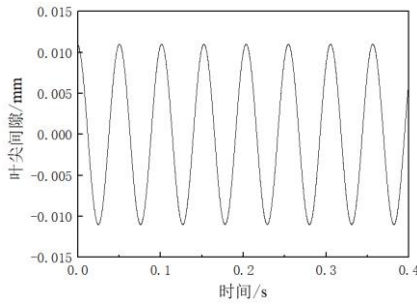
图 4.24 叶尖间隙试验信号



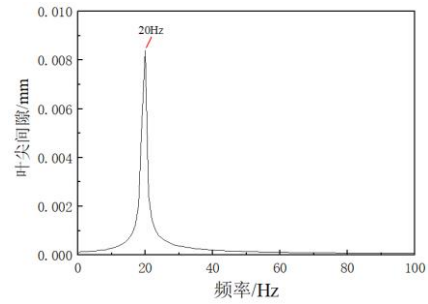
(a) 提取的 X 方向低频信号时域波形



(b) 提取的 X 方向低频信号频谱



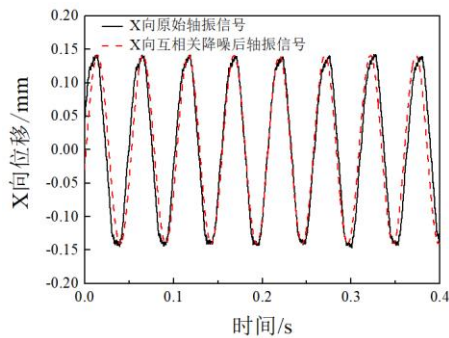
(c) 提取的 Y 方向低频信号时域波形



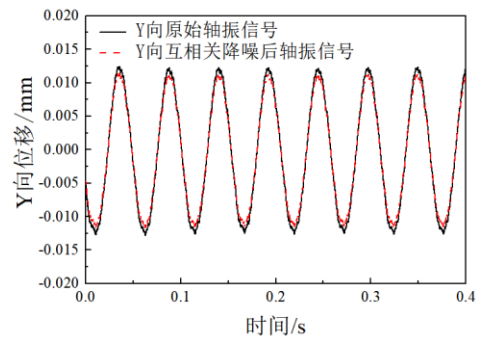
(d) 提取的 Y 方向低频信号频谱

图 4.25 叶尖间隙信号提取

对叶尖间隙测试截面临近的转子盘也用了两个相互垂直的电涡流传感器直接测量转子轴振信号，轴振信号采集传感器的布局如图 4.10 所示。将测得的转子轴振信号与基频信号进行互相关处理，可以过滤掉采集到的轴振信号中的干扰信号。通过这一处理步骤，有效滤除了噪声，得到了更为清晰的轴振信号，处理后的结果如图 4.26 (a) 和图 4.26 (b) 所示。



(a) X 方向互相关降噪后轴振信号



(b) Y 方向互相关降噪后轴振信号

图 4.26 轴振信号互相关处理结果

在试验测试过程中,值得注意的是,转轴信号的“水平方向”传感器并非按照传统的 X、Y 直角坐标系安装,而是以 45° 夹角相对于水平和垂直方向定位。因此,为了准确分析所获得的轴心轨迹数据,必须进行适当的坐标变换,两个坐标系的关系如图 4.27 所示。

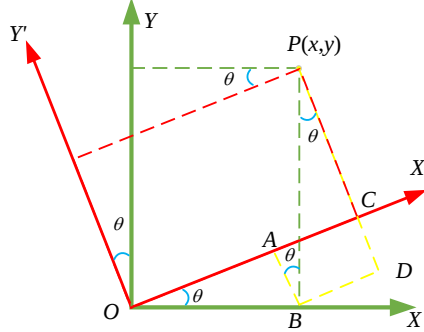


图 4.27 坐标系关系

在 XOY 坐标系中,点 P 的坐标为 (x, y) 。当转换到新坐标系 $X'OY'$ 时,点 P 的新坐标变为 (x', y') 。求解新的坐标值 x' 和 y' 的核心在于利用已知边作为斜边,通过三角函数计算得出。

结合图 4.27 中的三角形 $\triangle OAB$ 和 $\triangle PBD$, 我们可以使用三角关系来确定这些坐标变换:

$$x' = OA + BD = OB \cdot \cos(\theta) + PB \cdot \sin(\theta) = x \cdot \cos(\theta) + y \cdot \sin(\theta) \quad (4.1)$$

$$y' = PD - AB = PB \cdot \cos(\theta) - OB \cdot \sin(\theta) = y \cdot \cos(\theta) - x \cdot \sin(\theta) \quad (4.2)$$

即,

$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

式中 θ 为新坐标系绕坐标原点的旋转角度,绕原点逆时针时旋转时 θ 值为正,顺时针旋转时 θ 值为负。新坐标系由原坐标系顺时针方向旋转 45° , 故 θ 值为 $-\pi/4$ 。

通过对叶尖间隙信号和轴振信号的处理,分别获得了 X、Y 方向的振动信号,并将这两组信号合成了转子的轴心轨迹,合成后的轴心轨迹如图 4.28 所示。从图中可以看出,从叶尖间隙信号中得到的轴心轨迹与直接测量转子轴振得到的轴心轨迹误差在 10% 以内。

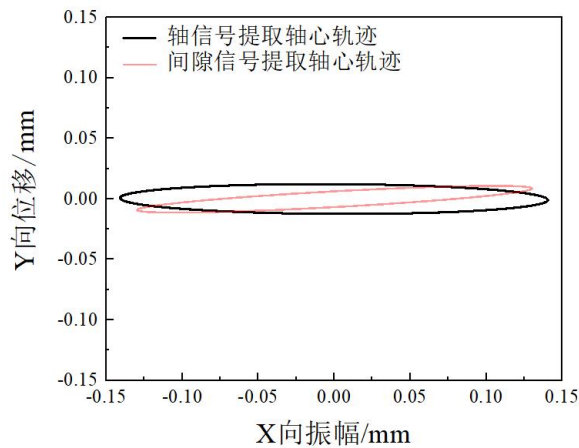


图 4.28 轴心轨迹提取结果对比

按照上述流程,对 1148rpm 下测得的其他三个截面(即截面 1、3 和 4)的叶尖间隙数

据和转子振动数据进行了同样的处理,分别提取叶尖间隙信号中的振动成分,并与经过互相关降噪后的转子振动信号进行对比分析,得到的结果如图 4.29-图 4.31 所示。图中红色虚线表示从叶尖间隙信号中提取的振动信号,而黑色实线则表示转子振动信号经过互相关降噪后得到的振动信号,可以看出两者的吻合度较高,误差均在 10%以内。

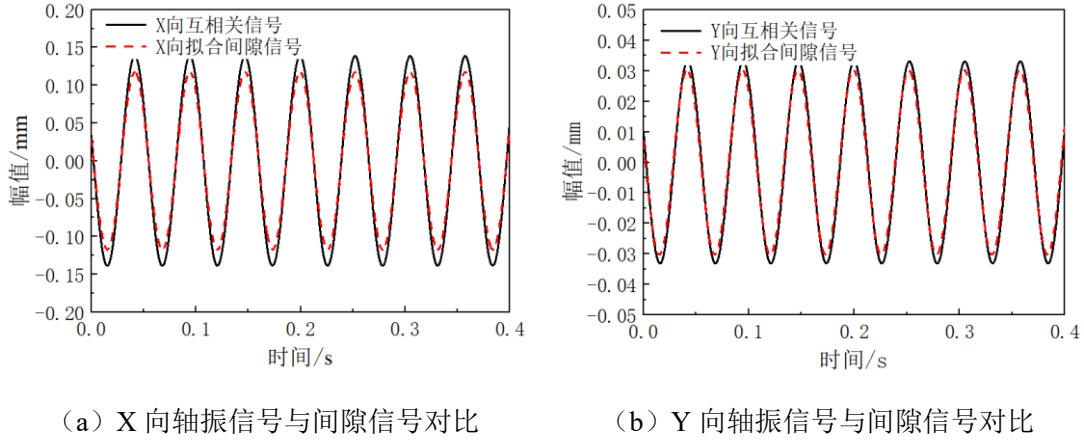


图 4.29 截面 1 轴振信号与间隙信号对比

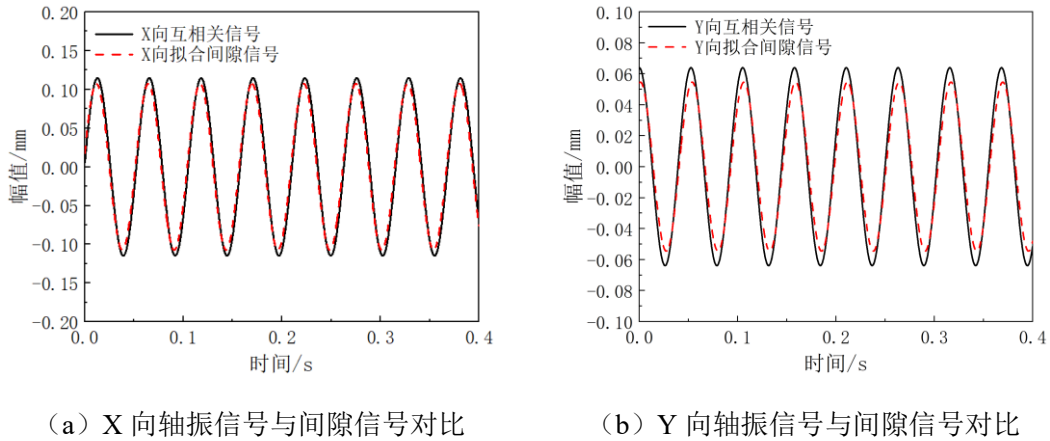


图 4.30 截面 3 轴振信号与间隙信号对比

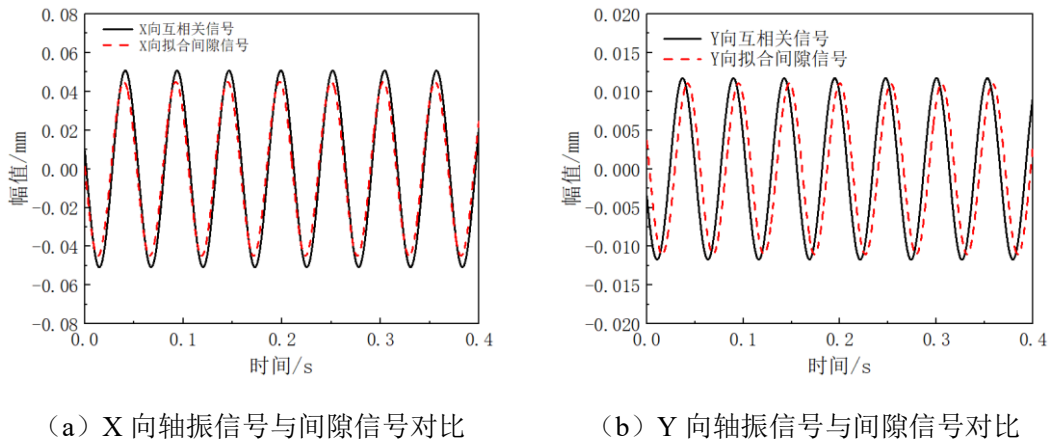


图 4.31 截面 4 轴振信号与间隙信号对比

为了进一步验证本文方法的有效性,将从两种信号中提取的轴振信号分别合成了转子的

轴心轨迹，结果如图 4.32 所示。图中表示从叶尖间隙信号中提取的轴心轨迹，黑色实线表示通过直接测量转子振动信号并经过互相关降噪处理后合成的轴心轨迹，可以看出三个测点的轴心轨迹吻合度较好，证明了从叶尖间隙信号中提取轴振信号的可靠性。此外，从轴心轨迹图中可以看出 X 方向位移远大于 Y 方向的位移，这是由于垂直安装节的垂直方向刚度远大于水平方向的刚度。

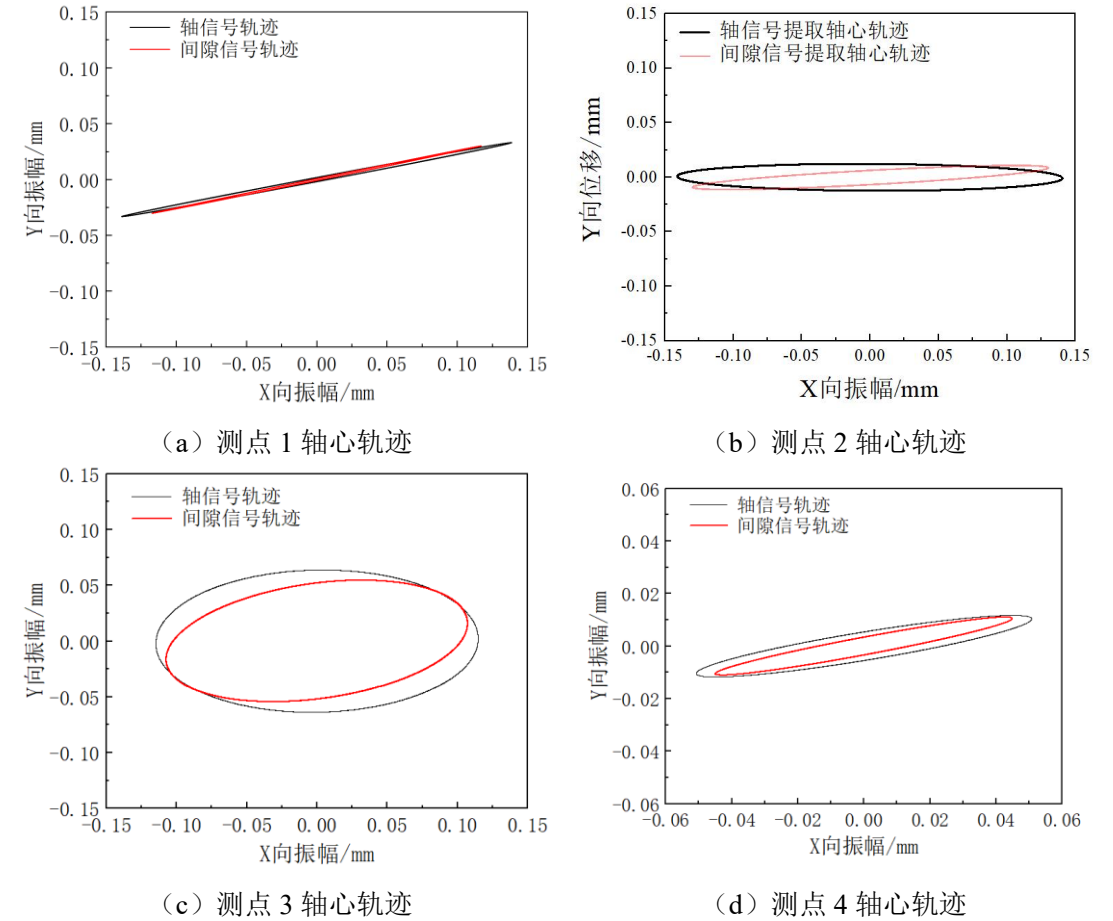


图 4.32 1150rpm 的轴心轨迹测试结果

4.3.2 转子弹性线重构

对 1150rpm 采集的振动数据进行二维全息谱分析， $[sx_i, sy_i]$ 和 $[cx_i, cy_i]$ 分别代表二维全息谱的正弦系数和余弦系数， i 代表测点的编号。根据式 (3.25) 对四个转子振动测点以及经过信号提取处理后的四个叶尖间隙测点进行了计算，结果如表 4.4 和表 4.5 所示。

表 4.4 轴振测点二维全息谱

测点	sx	sy	cx	cy
1	-0.46	0.45	-0.13	0.1
2	-0.5	0.45	0.1	0.06
3	-0.4	0.08	0.02	-0.01
4	-0.19	0.15	-0.05	0.01

表 4.5 叶尖间隙测点二维全息谱

测点	sx	sy	cx	cy
1	-0.43	0.42	-0.1	0.08
2	-0.45	0.4	0.12	0.04
3	-0.36	0.06	0.1	-0.02
4	-0.2	0.12	-0.03	0.06

将不同测点的转频椭圆上的点按顺序连接起来后就构成了转子弹性线，转子振动信号和叶尖间隙信号重构出的转子弹性线如图 4.33 所示。图 4.33 (a) 为转子振动信号直接重构出的转子弹性线，从图中可以看出转子截面 1、截面 2 和截面 3 的振动大于截面 4，振动模态则表现为压气机端振动大，涡轮端振动小的俯仰模态。这一现象与 2.5.2 节仿真得到的带机匣的盘鼓式转子试验器的第一阶临界转速的模态相同。图 4.33 (b) 为叶尖间隙信号重构出的转子弹性线，值得注意的是，该图与图 4.33 (a) 几乎一致，这不仅证实了通过叶尖间隙信号来提取转子的振动信号，进而合成转子弹性线是可行的，而且转子弹性线又反映了转子的振动大小、振型等信息，是转子故障诊断的有力途径。

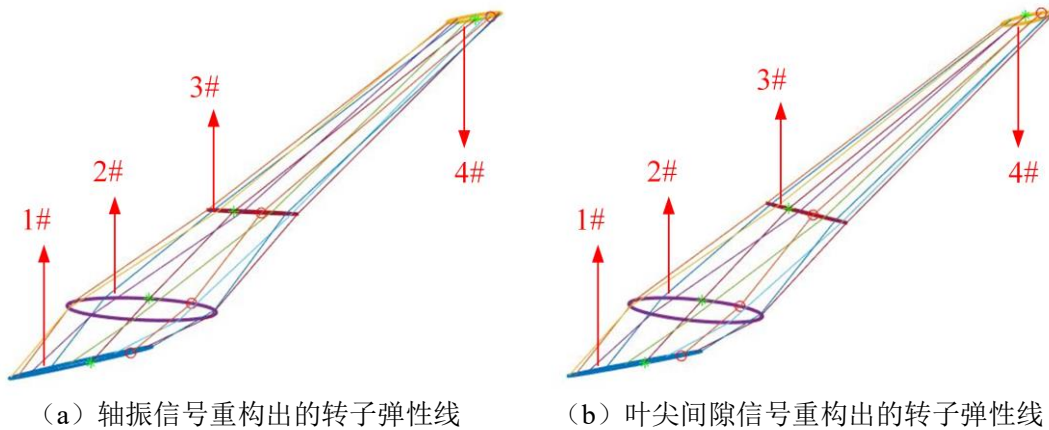


图 4.33 1150rpm 的转子弹性线测试结果

为了进一步验证本文基于叶尖间隙数据重构转子振动弹性线方法的有效性，对 2600rpm 的测试数据作同样的处理，结果如图 4.34 所示。可以发现在 2600rpm 下，转子振动信号重构出的转子弹性线与叶尖间隙信号重构出的转子弹性线基本保持一致。具体分析各截面的振动特性可以发现，在 2600rpm 下转子截面 1 和截面 4 的振动大小大于截面 2 和截面 3，且截面 1 和截面 2 的进动方向与截面 3 和截面 4 的进动方向相反，这种振动模式呈现出中间振动小、两端振动大的俯仰振型，与 2.5.2 节仿真得到的带机匣的盘鼓式转子试验器在 2600rpm 下的转子振型一致，进一步说明了通过叶尖间隙信号合成的转子弹性线可以反映转子的振动大小、振动模态等信息，可以为旋转机械的故障诊断提供新方法。

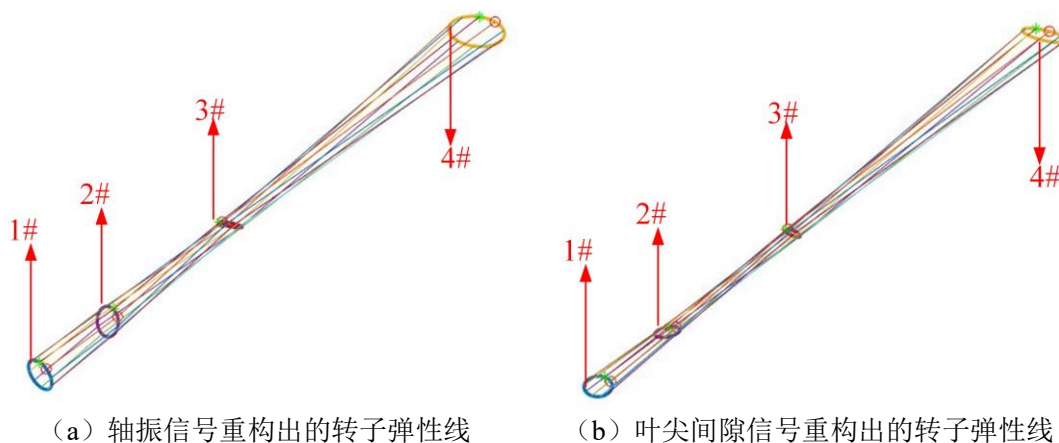


图 4.34 2600rpm 的转子弹性线测试结果

对余下的三组叶尖间隙测试数据也进行分析, 分别得到转子振动信号重构的转子弹性线和叶尖间隙信号重构的转子弹性线如图 4.35-图 4.37 所示, 可以看到, 在各个转速下, 转子弹性线的振型一致, 但重构出的转子弹性线转子截面的振动大小有所差别, 主要是因为叶尖间隙数据重构转子弹性线需要经过多次滤波, 导致信号有所损失。

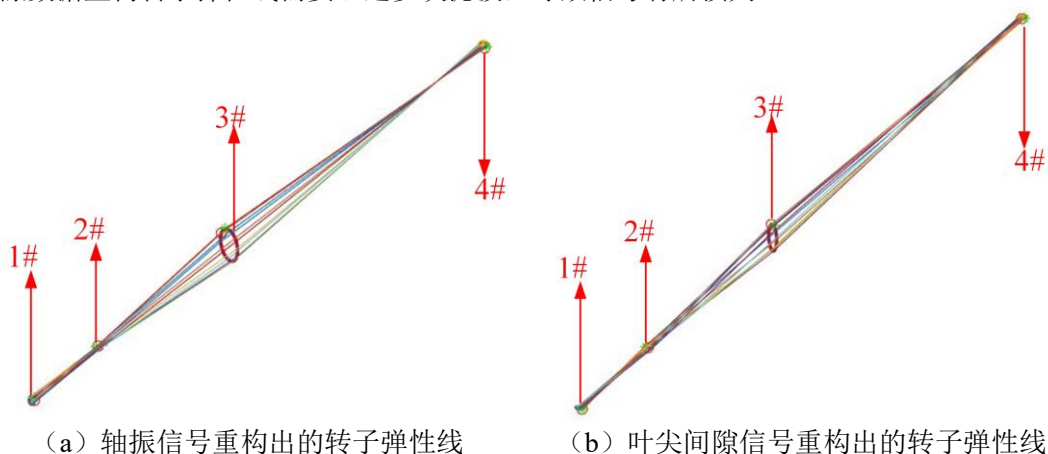


图 4.35 500rpm 的转子弹性线测试结果

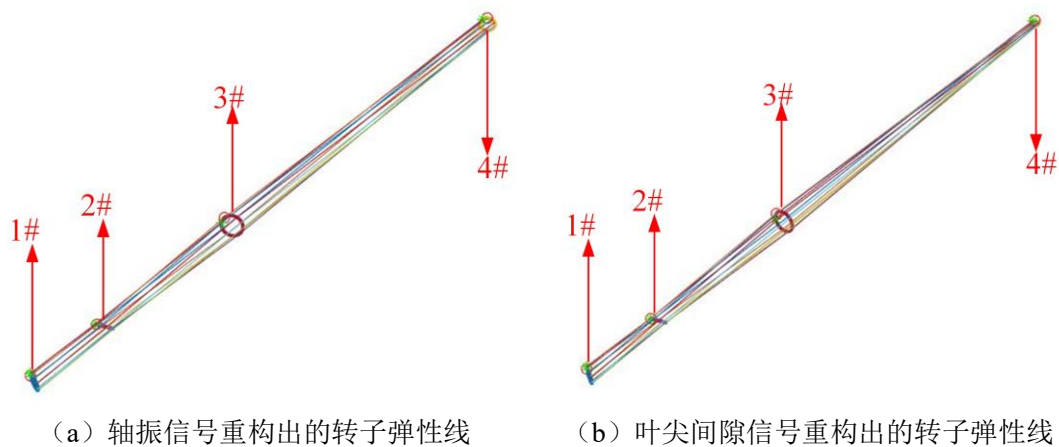


图 4.36 2000rpm 的转子弹性线测试结果

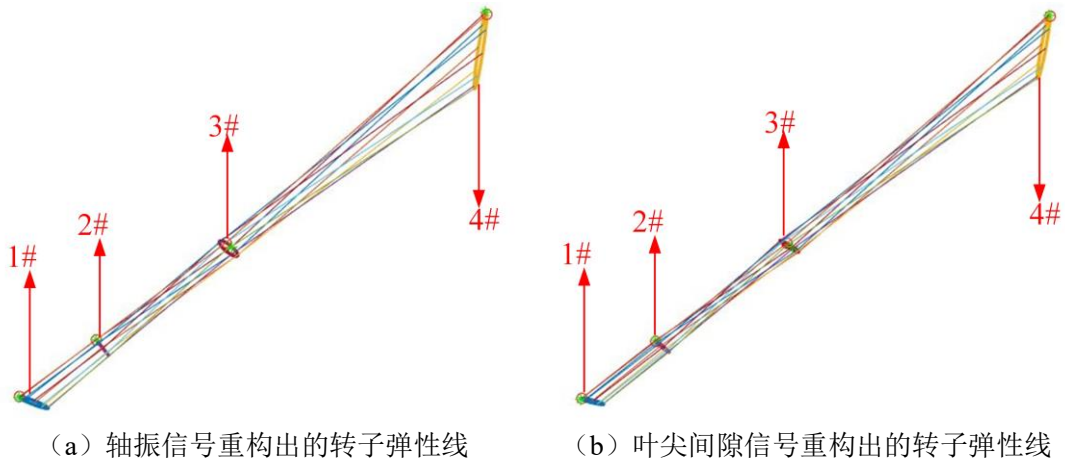


图 4.37 3200rpm 的转子弹性线测试结果

4.4 本章小结

本章介绍了临界转速测试试验和叶尖间隙测试试验的过程与结果。首先，通过搭建试验平台，在全转速范围内测量了转子振动信号，并对四个测试截面的八个测点振动数据进行了 Bode 图分析，成功确定了转子的前三阶临界转速。实验测得的临界转速结果与仿真结果高度一致。随后，进行了叶尖间隙测量试验，分别在 500、1150、2000、2600 和 3200rpm 五个不同转速下采集了叶尖间隙数据。针对这些数据，进行了轴心轨迹提取和转子弹性线重构工作，并将结果与转轴振动信号合成的轴心轨迹与重构的转子弹性线进行了对比。对比发现，基于叶尖间隙数据重构的转子弹性线与基于转轴振动信号重构的结果基本一致，误差在 10% 以内，且与仿真模型得到的振型相符。这一发现不仅验证了叶尖间隙数据用于转子弹性线重构的有效性，还展示了该方法在不同转速条件下的适用性和可靠性，可为转子系统的故障诊断和健康监测提供强有力的支持。

第五章 总结与展望

5.1 论文主要工作总结

为了给机匣包容下转子运行状态分析提供一种新的方法,本文以某型发动机核心机为原型,设计了一种带机匣的盘鼓式转子试验器。该试验器转子-支承系统与核心机相似,并在机匣上设置了多个测试孔,以便开展基于叶尖间隙的转子振动弹性线重构方法的研究与试验工作。具体的研究工作及结论如下:

1) 设计了一个带机匣的盘鼓式转子试验器。基于核心机的基本结构设计了带机匣的盘鼓式转子试验器,对试验器的叶片、螺栓连接和倒角等进行简化并建立试验器的主要部件和整机有限元模型,对试验器进行了转子强度、弹支刚度、机匣模态和临界转速等有限元仿真,确保了试验器能在 6000rpm 内安全通过三阶临界转速,使其达到了预定的设计目标。

2) 提出了基于叶尖间隙数据重构转子弹性线的方法。分析了叶尖间隙信号的主要影响因素,建立了叶尖间隙信号的数学模型,在此基础上,分析了叶尖间隙信号与转子涡动信号的耦合模式。采用希尔伯特-黄变换滤掉高频信号,再提取上包络的方法从叶尖间隙信号中提取转子涡动合成转子轴心轨迹,进而利用多个截面的轴心轨迹重构转子弹性线。

3) 研制出带机匣的盘鼓式转子试验器,对试验器进行了临界转速测试试验,对比了各阶临界转速仿真结果和振型,验证了有限元模型的有效性。进行了叶尖间隙测试试验,基于实测数据采用本文所提出的方法重构出转子弹性线,并与转子振动信号进行对比分析。对比后发现,两者得到的转子弹性线基本一致,证实了利用叶尖间隙信号重构转子弹性线方法的可行性,可为后续转子故障诊断建立基础。

5.2 后续研究及展望

本文主要研究了基于叶尖间隙数据重构转子弹性线的方法,进行了相应的仿真和试验工作,但仍有许多不足:

1) 本文目前建立的整机试验器的整机动力学模型虽然在一定程度上能够模拟和分析系统的振动特性,但在模型构建过程中忽略了某些细节和潜在的非线性因素。模型中未考虑倒角和螺纹孔,也未纳入可能由轴承和螺栓结构等引发的连接非线性因素。如何将这些因素纳入整机动力学模型,以实现对整机振动的准确分析,需要进一步深入研究。

2) 本文建立的叶尖间隙数学模型是基于试验器条件建立的,忽略了温度、压力等因素对叶尖间隙带来的影响。此外,模型过于理想化,没有考虑叶片安装、加工公差等不可控因素带来的叶尖间隙变化。因此,目前尚不能直接用于发动机叶尖间隙数据分析。后续还要进一步研究和改进,以考虑实际工作环境中的各种影响因素,并纳入制造和装配过程中的不确定性,从而提高模型的准确性和适用性。

3) 由于时间原因和试验条件限制,本文的叶尖间隙测试试验受限于机匣测试孔与传感器的直径,不能进一步测量更高转速下的叶尖间隙数据。后续研究可以考虑在机匣上设计一个夹持装置,使传感器能够更简便且稳固地固定在机匣上,当然后续需要减去机匣振动对叶尖间隙信号的影响。

4) 为了节约成本,后续的研究可以考虑减少叶尖间隙测试截面,通过测量两个截面,然后根据转子的模态振型来进行弹性线的拟合。

参考文献

- [1] 焦华宾, 莫松. 航空涡轮发动机现状及未来发展综述[J]. 航空制造技术, 2015, 481(12): 62-65.
- [2] 颜瑾钊, 李明. 2020 年军用航空动力发展综述[J]. 航空动力, 2021(2): 16-19.
- [3] Lee J, Wu F, Zhao W, et al. Prognostics and health management design for rotary machinery systems—Reviews, methodology and applications[J]. Mechanical systems and signal processing, 2014, 42(1-2): 314-334.
- [4] 卢鹏飞, 冀江, 杨龙文. 中国催化裂化烟气轮机自主创新三十年的回顾[J]. 中外能源, 2008, 13: 8-10.
- [5] 伍赛特. 汽轮机技术研究现状及发展趋势[J]. 能源研究与管理, 2019(4):7-13.
- [6] 张帅, 张强波, 张霞妹. 基于方差分析的航空发动机风扇叶片外物撞击识别[J]. 航空学报, 2021, 42(5): 187-198.
- [7] Fengtong Z, Xiaodong J, Mingsui Y, et al. Experimental study of rotor blades vibration and noise in multistage high pressure compressor and their relevance[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(3): 870-878.
- [8] 朱伟, 曹传军, 顾志祥, 等. 多级轴流压气机叶尖间隙工程设计与验证[J]. 热能动力工程, 2024, 39(01): 89-97.
- [9] 韩清凯, 于涛, 王德友. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M]. 北京: 科学出版社, 2010: 2-15.
- [10] 李孟麟. 融合叶尖定时信号的旋转机械转子故障诊断技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2011.
- [11] 张玉贵. 烟气轮机叶片振动的非接触式在线监测关键技术研究[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- [12] 欧阳涛. 基于叶尖定时的旋转叶片振动检测及参数辨识技术[D]. 天津: 天津大学, 2011.
- [13] 洪杰, 马艳红, 李超. 航空燃气轮机转子动力学特性与安全性设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2021: 22-34.
- [14] 刘尚坤. 基于振动信号处理的旋转机械故障诊断方法研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2017.
- [15] 许凡. 基于振动信号特征提取的机械设备故障诊断方法研究[D]. 武汉: 武汉大学, 2017.
- [16] 陈雪峰, 张兴武, 曹宏瑞. 智能主轴状态监测诊断与振动控制研究进展[J]. 机械工程学报, 2018, 54(19): 58-69.
- [17] 邓震宇. 大型旋转机组状态监测与保护应用技术及典型案例分析[D]. 天津: 天津大学,

- 2013.
- [18] Rao A R, Dutta B K. Vibration Analysis for Detecting Failure of Compressor Blade[J]. Engineering Failure Analysis, 2012, 25(25): 211-218.
- [19] Davidson D P, DeRose R D, Wennerstrom A J. The measurement of turbomachinery stator-to-drum running clearances[M]. American Society of Mechanical Engineers, 1983.
- [20] Watanabe T. Measurement of tip clearance of all blades and the maximum tip clearance using discharge-type tip clearance measurement system[J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C Hen(Transactions of the of, 2001, 13(5): 1478-1483.
- [21] 于兵, 王继强, 申恩玉, 等. 一种基于交流放电的叶尖间隙测量系统及测量方法: CN106091914B[P]. 2017-12-22.
- [22] Yu B, Zhang T, Ke H, et al. Research on the tip clearance measuring method based on AC discharge[J]. IEEE Access, 2020, 8: 60355-60363.
- [23] Watanabe Takayuki, Matsuki Masakatu. Study of Tip Clearance Measurement System Using a Fixed Discharge Probe[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1996, 62(598): 2290- 2295.
- [24] Rickman J. Eddy current turbocharger blade speed detection[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1982, 18(5): 1014-1021.
- [25] Roeseler C, von Flotow A, Tappert P. Monitoring blade passage in turbomachinery through the engine case (no holes)[C]. Proceedings, IEEE Aerospace Conference. Piscataway, NJ: IEEE Press, 2002: 6.
- [26] Tomassini R, Rossi G, Brouckaert J F. Blade tip clearance and blade vibration measurements using a magnetoresistive sensor[C]. Proceedings of the 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. 2015: 256.
- [27] Tomassini R, Rossi G, Brouckaert J F. On the development of a magnetoresistive sensor for blade tip timing and blade tip clearance measurement systems[J]. Review of Scientific Instruments, 2016, 87(10): 102505.
- [28] И.Е.萨勃洛斯基. 涡轮机叶片振动的非接触测量[M]. 吴士祥, 郑叔琛, 译. 北京: 国防工业出版社, 1986: 75-81.
- [29] Haase W C, Haase Z S. High-Speed, capacitancebased tip clearance sensing[C]. 2013 IEEE Aerospace Conference. Big Sky, MT, USA. Piscataway, NJ: IEEE Press, 2013: 1-8.
- [30] Chivers J. A technique for the measurement of blade tip clearance in a gas turbine[C]. 25th Joint Propulsion Conference. Reston, VA: AIAA, 1989.
- [31] 龙成, 段发阶, 欧阳涛. 超外差调频接收技术在叶尖间隙测量中的应用[J]. 传感器与微系统, 2009, 28 (3) : 108-110.

- [32] 段发阶, 叶德超, 龙成. 基于 PLL 载频跟踪的电容式叶尖间隙测量技术[J]. 天津大学学报, 2011, 44 (4) : 283-286.
- [33] 段发阶, 牛广越, 周琦等. 航空发动机叶尖间隙在线测量技术研究综述[J]. 航空学报, 2022, 43(09): 82-108.
- [34] Grzybowski R, Foyt G, Knoell H, et al. Microwave blade tip clearance measurement system[M]. American Society of Mechanical Engineers, 1996.
- [35] Wagner M, Schulze A, Vossick M, et al. Novel microwave vibration monitoring system for industrial power generating turbines[C]. 1998 IEEE MTT-S International Microwave Symposium Digest (Cat. No.98CH36192). Piscataway, NJ: IEEE Press, 1998: 1211-1214.
- [36] Zhang T, Ren L, Ju X Y, et al. Design of sensor for measuring turbine engine blade tip clearance[C]. 2017 IEEE International Conference on Signal Processing, Communications and Computing (ICSPCC). Piscataway, NJ: IEEE Press, 2017: 1-5.
- [37] Zhang J, Duan F, Niu G, et al. A blade tip timing method based on a microwave sensor[J]. Sensors, 2017, 17 (5) : 1097.
- [38] 张济龙, 段发阶, 牛广越. 基于微波传感器的叶尖间隙与叶尖定时测量[J]. 控制工程, 2019, 26 (7) : 1233- 1238.
- [39] 谢兴娟, 吴娅辉, 朱振宇. 航空发动机叶尖间隙测试微波传感器设计与计算[J]. 传感器与微系统, 2015, 34 (5) : 63-65.
- [40] Dhadwal H S, Mehmud A, Khan R, et al. Integrated fiber optic light probe: Measurement of static deflections in rotating turbomachinery[J]. Review of scientific Instruments, 1996, 67(2): 546-552.
- [41] 马玉真, 段发阶, 曹素芝, 等. 叶片叶尖间隙测量的光纤传感器[J]. 光电工程, 2005, 32(7): 85-88.
- [42] Binghui J, Lei H. An optical fiber measurement system for blade tip clearance of engine[J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2017, 2017: 1-9.
- [43] Durana G, Amorebieta J, Fernandez R, et al. Design, fabrication and testing of a high-sensitive fibre sensor for tip clearance measurements [J]. Sensors, 2018, 18(8):2610.
- [44] 杨盛德, 杨训, 刘悄然. 光纤传感器端面结构对反射面形状因子的消除作用分析[J]. 测控技术, 2020, 39(2): 14-19.
- [45] Zhang X, Xiong Y, Xie S, et al. Optical-fiber- based dynamic measurement system for 3D tip clearance of rotating blades[J]. Optics Express, 2019, 27(22): 32075- 32095.
- [46] 汪煜坤, 易彩, 汪浩, 等. PSD 引导的自适应频带划分方法及其在轴承故障诊断中的应用[J]. 机械工程学报, 2024, 60(17): 179-193.
- [47] 罗跃纲, 徐昊, 王鹏飞, 等. 双跨转子系统油膜失稳的数值仿真与试验研究[J]. 机械科

- 学与技术, 2020, 39(11): 1698-1704.
- [48] 董鑫. 基于谱图小波变换的高速干切滚刀磨损状态监测与故障诊断方法研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021.
- [49] 周训强. 旋转机械轴心轨迹的提纯、特征提取与自动识别研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [50] Matsumoto F, Ohtsu H. Consideration of Integrated Low-Frequency Low-Pass Notch Filter Employing CCII Based Capacitance Multipliers[J]. IEICE, 2024, 107(1): 114-118.
- [51] Chen G Y, Krzyzak A. Wavelet-based 3D Data Cube Denoising Using Three Scales of Dependency[J]. Circuits, Systems, and Signal Processing, 2024: 1-11.
- [52] Mustafa F M, Abdullah H S, Elci A. Image enhancement in wavelet domain based on histogram equalization and median filter[J]. Journal of Engineering Research, 2022, 10(3A).
- [53] Gu X, Li G, Zhou M, et al. Wavelet transform based approach to harmonic analysis[C] IEEE, 2011: 1-6.
- [54] Bloch I, Heijmans H, Ronse C. Mathematical morphology[M] Dordrecht: Springer Netherlands, 2007: 857-944.
- [55] Dong Y, Liao M, Zhang X, et al. Faults diagnosis of rolling element bearings based on modified morphological method[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(4): 1276-1286.
- [56] Li Y, Zuo M J, Lin J, et al. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 84: 642-658.
- [57] Huang N E, Shen Z, Long S R, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A: mathematical, physical and engineering sciences, 1998, 454(1971): 903-995.
- [58] Cheng J, Yu D, Yang Y. Application of support vector regression machines to the processing of end effects of Hilbert–Huang transform[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(3): 1197-1211.
- [59] Huang N E, Wu M L C, Long S R, et al. A confidence limit for the empirical mode decomposition and Hilbert spectral analysis[J]. Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2003, 459(2037): 2317-2345.
- [60] Lei Y, Lin J, He Z, et al. A review on empirical mode decomposition in fault diagnosis of rotating machinery[J]. Mechanical systems and signal processing, 2013, 35(1-2): 108-126.
- [61] Wu Z, Huang N E. Ensemble empirical mode decomposition: a noise-assisted data analysis method[J]. Advances in adaptive data analysis, 2009, 1(01): 1-41.

- [62] 屈梁生. 机械故障的全息诊断原理[M]. 科学出版社, 2007.
- [63] 徐敏强, 张嘉钟, 张国斌. 基于 MATLAB 软件平台的全息谱图及在风机振动故障诊断中应用的研究[J]. 风机技术, 2000(02): 38-41.
- [64] 胡彦红, 张雷, 林建中等. 基于全息谱的转子系统故障诊断分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(12): 164-166+209-210.
- [65] 胡申煌. 先进绝热压缩空气储能机组的故障诊断研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2021.
- [66] 陈果, 屈美娇, 李成刚, 等. 一种旋转机械转静间隙场的测试系统及测试方法[P]. ZL 2016 1 0902073.9
- [67] 李铁, 屈美娇, 李成刚, 等. 航空发动机转子工作弹性线测试及应用研究[J]. 燃气轮机试验与研究, 2019, 32(01): 14-19.
- [68] 沈响响, 陈果, 胡伟, 等. 基于叶尖间隙测量的航空发动机转子振动预测[J]. 航空动力学报, 2022, 37(12): 2840-2850.
- [69] 洪杰, 马艳红, 张大义. 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: 320-355.
- [70] 冯国全, 周柏卓. 鼠笼式弹性支承结构参数优化设计与试验 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 199-203.
- [71] 屈美娇. 航空发动机整机结构系统耦合振动及其智能优化研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.
- [72] 国际标准化组织(IX-ISO). ISO 1940-1-2003, 机械振动. 在恒定(刚性)状态下转子的平衡质量要求. 第 1 部分: 平衡公差的规定和检定[S], 1998.
- [73] 成大先. 机械设计手册(第五版)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2008.
- [74] 贾丙辉, 张小栋, 任新宇. 转子对高压涡轮叶尖间隙变化规律的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(3): 488-493.
- [75] 赵春霞, 郭迎清, 张小栋. 影响涡轮叶尖间隙的转子振动抑制方法[J]. 测控技术, 2016, 35(10): 46-50.
- [76] 陈果, 等. 航空器检测与诊断技术导论[M]. 北京航空航天大学出版社, 2021.
- [77] 胡爱军. Hilbert-Huang 变换在旋转机械振动信号分析中的应用研究[D]. 河北: 华北电力大学, 2008.
- [78] 马文朋. 基于振动分析的民航发动机转子系统故障诊断研究[D]. 天津: 天津大学, 2015.

致 谢

在本文完成之际，我首先要感谢我的导师陈果教授。在研究生期间，陈果教授不仅在学术上给予我细致的指导，帮助我理清研究思路，还时常带我出差，将学术研究应用于工程实际。此外，跟随陈老师与研究所里的人打交道时，我学会了待人接物上的细节。陈老师还会时常举办春游、乒乓球比赛、课题组聚餐等活动，为我们营造了一个良好的学习与生活的环境。陈老师严谨的治学态度、深厚的学术造诣和开阔的视野，对我产生了深远的影响。在此，向陈教授表示最崇高的敬意和最衷心的感谢！

感谢课题组所有的老师和同学，大家和睦相处，良好的学术氛围对我的研究工作起到了重要的推动作用。感谢贺志远、康玉祥、赵紫豪、沈响响、张旭、何超、盛嘉玖、钱进、赵旭升师兄，刘西洋、马佳丽、王雨薇师姐在科研上细心解答我的疑问，使我受益良多；感谢沈响响博士和同门刘富海，一起在寒冬中远赴沈阳进行试验平台的搭建，并协助我完成试验工作；此外，还要感谢同门刘曜宾、师弟张瑞、马一杰、池奕辛在我研究生学习期间的陪伴和帮助。

感谢太行实验室的李成刚研究员和沈阳发动机研究所张岩松工程师和为论文的叶尖间隙试验平台的搭建提供指导和帮助；感谢核九院的翁继东、唐隆煌和张篁在叶尖间隙测量上提供指导。

感谢我的室友李佳忆，在学习和生活中给予了我很多帮助和支持，共同度过了充实而有意义的研究生时光；感谢 301 的同学：赖康、王鹏雄、杨锦、包其建、宋炜焱、史昊天、李鑫对我的帮助和支持。

最后，我要感谢我的家人，他们在我研究生学习期间给予了我无私的支持和鼓励，使我能够专注于学术研究，不断追求进步。现在即将步入人生的新阶段，我会继续努力，不让你们失望。

在此，向所有帮助和支持过我的人表示最衷心的感谢！

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. 陈智超, 陈果, 等. 机匣包容下基于叶尖间隙测试的轴心轨迹提取[J]. 中国工程机械学报, 2024. (北大核心, 已录用)

攻读硕士学位期间软件著作权申请情况

1. 陈智超, 陈果. 基于叶尖间隙数据的转子振动弹性线重构软件, 2024SR2029612, 2024. (软著)

攻读硕士学位期间参加科研项目情况

1. 中国航发沈阳发动机研究所项目, 校准试验器研制, 2023.5-2024.12.
2. 成都飞机工业(集团)有限责任公司项目: 航空用高阻尼低成本绿色减振降噪涂层技术, 2021-2022.
3. 国家科技重大专项(J2019-IV-0004-0071): 复杂服役环境下主轴承典型故障宏观动力学研究, 2020-2024.
4. 中国航空发动机集团产学研合作项目(HFZL2022CXY021): 地面燃机关键机械部件故障机理及诊断方法研究, 2023-2025.
5. 中国航发燃气轮机有限公司项目: 燃机智能运维典型结构损伤模拟试验与故障检测技术, 2022.1-2025.12.
6. 中国航发沈阳发动机研究所项目: 多截面转静间隙测试对比验证试验, 2021-2022.