

编号 071951223



南京航空航天大学

本科毕业设计（论文）

题 目

气流激励下的含裂纹旋转叶片振动
特性研究

学生姓名 王锡涛

学 号 071951223

学 院 通用航空与飞行学院

专 业 交通运输（民航维修工程）

班 级 2021202

指导教师 陈 果 教授

二〇二五年五月

南京航空航天大学

本科毕业设计（论文）诚信承诺书

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的内容外，本设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本设计（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。

作者签名：



日期： 2025 年 05 月 18 日

南京航空航天大学

毕业设计（论文）使用授权书

本人完全了解南京航空航天大学有关收集、保留和使用本人所送交的毕业设计（论文）的规定，即：本科生在校攻读学位期间毕业设计（论文）工作的知识产权单位属南京航空航天大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交毕业设计（论文）的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅，可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编论文。保密的论文在解密后适用本声明。

论文涉密情况：

不保密

保密，保密期（起讫日期： _____ ）

作者签名：



导师签名：



日期： 2025 年 05 月 18 日

日期： 2025 年 05 月 18 日

摘 要

叶片裂纹是航空发动机常见的故障类型，叶片在发动机运行过程中由于各种因素产生疲劳进而导致出现裂纹甚至叶片断裂，最终导致整机产生故障甚至发生重大事故。为深入研究裂纹故障对叶片振动特性的影响，基于有限元分析与试验验证，进行了含裂纹叶片振动响应特性研究：

(1) 针对非旋转健康/裂纹单叶片进行有限元建模，基于 ANSYS 分析了健康叶片以及不同深度与位置裂纹叶片的固有特性与振动响应。结果表明，含裂纹叶片的 1 阶固有频率比健康叶片的 1 阶固有频率要低，并且裂纹深度越深、裂纹位置越靠近叶根，叶片 1 阶固有频率越低。然后搭建了基于振动台的非旋转叶片固有频率测量试验台，进行了健康/裂纹叶片的固有频率测量，试验结果与仿真结果一致。

(2) 本文搭建了航空发动机转子试验器测试平台，在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验，结果表明：当气流激励频率与叶片固有频率重合时，会导致叶片产生明显的共振现象，振动响应幅值显著变大，无气流激励下叶片振动响应则比较小。叶片发生共振后，叶片共振频率和转速频率的组合频率成分会体现在转轴加速度响应、轴承座加速度响应、机匣加速度响应上；叶片在不共振转速下，则无上述现象。

本文通过建立健康/裂纹叶片的有限元模型，结合仿真分析与试验验证，揭示了裂纹故障对航空发动机叶片振动特征的影响，为故障诊断与健康管理提供了重要的理论依据。

关键词：叶片共振，裂纹监测，整机试验，应变测量，气流激励

ABSTRACT

Blade cracks are a common failure type in aircraft engines. During engine operation, blades may experience fatigue due to various factors, leading to crack formation or even fractures, which can result in engine malfunctions or catastrophic accidents. To investigate the impact of crack faults on blade vibration characteristics, this study examines the vibration response of cracked blades through finite element analysis (FEA) and experimental validation:

(1) Finite element models of non-rotating healthy/cracked single blades were developed using ANSYS. The natural characteristics and vibration responses of healthy blades and blades with cracks of varying depths and positions were analyzed. The results show that the first-order natural frequency of cracked blades is lower than that of healthy blades. Specifically, deeper cracks and cracks closer to the blade root further reduce the first-order natural frequency. A vibration table-based test bench was constructed to measure the natural frequencies of non-rotating healthy/cracked blades, with experimental results aligning closely with the simulations.

(2) An aircraft engine rotor test platform was established to conduct experiments on healthy/cracked rotating blades under speed-up/constant-speed conditions, both with and without airflow excitation. The tests revealed that when the airflow excitation frequency matches the blade's natural frequency, significant resonance occurs, drastically amplifying the vibration response amplitude. Without airflow excitation, the vibration response remains minimal. After resonance, combined frequency components (resonance frequency and rotational frequency) were observed in the acceleration responses of the shaft, bearing seat, and casing. No such phenomena occurred at non-resonant rotational speeds.

By integrating finite element modeling, simulation analysis, and experimental validation, this study elucidates how crack faults influence the vibration characteristics of aircraft engine blades, providing a critical theoretical foundation for fault diagnosis and health management.

KEY WORDS: Blade Resonance, Crack Monitoring, Full-Scale Test, Strain Measurement, Aerodynamic Excitation

目 录

第一章 绪论	1
1.1 背景和意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 本文主要工作	8
1.4 论文组织结构	8
第二章 裂纹叶片固有特性仿真分析与试验验证	10
2.1 引言	10
2.2 健康/裂纹叶片设计	10
2.2.1 健康叶片	10
2.2.2 裂纹叶片	11
2.3 健康/裂纹叶片固有特性仿真分析	12
2.3.1 有限元方法	12
2.3.2 健康/裂纹叶片有限元模型建立	12
2.3.3 网格划分	13
2.3.4 健康叶片模态分析	14
2.3.5 裂纹叶片模态分析	15
2.3.6 谐响应分析	15
2.4 健康/裂纹叶片固有特性试验分析	17
2.4.1 试验方案与试验内容	17
2.4.2 试验结果	18
2.5 叶片固有特性仿真与试验结果分析	20
2.6 本章小结	22
第三章 气流激励下健康/裂纹叶片振动特性	23
3.1 引言	23
3.2 试验方案与内容	23
3.2.1 试验方案	23
3.2.2 试验内容	23
3.2.3 试验器简介	24
3.2.4 测试系统简介	25
3.2.5 健康叶片与预制裂纹叶片	25
3.3 试验数据分析	26
3.3.1 健康叶片升速试验	26
3.3.2 气流激励下健康叶片恒速试验	28
3.3.3 气流激励下含预制裂纹叶片升速试验	32
3.3.4 气流激励下含预制裂纹叶片恒速试验	35
3.4 本章小结	43
第四章 总结与展望	44
4.1 全文工作总结	44
4.2 未来工作展望	44
参考文献	45
致谢	47

第一章 绪论

1.1 背景和意义

航空发动机作为飞机的“心脏”，各部件的强度、寿命和可靠性对飞机的性能水平与运行稳定性起到决定性的作用。其中，叶片作为航空发动机等动力设备的核心部件之一，也是最脆弱的部件之一，长期处于高温、高压、高转速的恶劣环境下，极易产生疲劳裂纹。裂纹的存在会显著改变叶片的动力学特性，在气流激励下可能引发共振，导致叶片断裂，造成严重事故。据相关资料统计，由振动引发的故障数占航空发动机故障总数的60%以上，其中叶片振动引发的故障数又占振动引发的故障数的70%以上[1]。某系列飞机的发动机，于1975年至2002年6月期间，仅由叶片故障引发的较严重的发动机事故就多达69起~~错误!未找到引用源。~~。在国外，叶片故障曾导致F-16歼击机发生过A级重大事故及RB21122B型发动机的严重事故^[1]。



图 1.1 叶片故障曾导致 F-16 歼击机发生事故

叶片在制造过程中的初始缺陷、极端工作环境下复杂的气流激励、转子不平衡的离心力，都会导致叶片产生高周疲劳进而导致出现裂纹；发动机吸入小硬物颗粒造成叶片外物损伤(Foreign Object Damage,FOD)，也会引发叶片产生裂纹进而导致碰摩故障甚至叶片断裂，最终导致整机产生故障甚至发生重大事故。此开展气流激励下的含裂纹旋转叶片共振振动特性研究，建立基于振动特性的状态监测理论模型，对完善航空发动机故障预测与健康管理体系、提升动力装置可靠性及安全性保障具有重要的工程价值与理论意义。

1.2 国内外研究现状

李兴华等^[2]利用 ANSYS 有限元模型，探究了叶片裂纹位置和裂纹深度对整圈叶片振动特性的影响。结果表明，随着裂纹深度的增加，整圈叶片的静位移幅值逐渐增大，一阶振动频率逐渐降低，单只裂纹叶片的个体振动愈发明显。当某一单只叶片完全折断后，该叶片附近的叶片将呈现自由振动。当裂纹位置由叶片底部向顶部变化时，整圈叶片静位移幅值先增大后减小，振动频率单调递增。

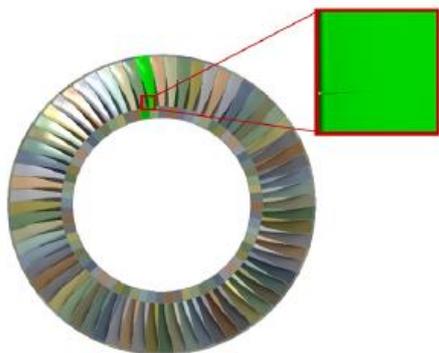


图 1.2 研究模型示意图



图 1.2 叶片结构场网络划分

杨海燕等^[3]应用传递矩阵法基于余弦函数模拟疲劳裂纹求解裂纹叶片振动响应，指出：对于静止叶片，能够依据固有频率降低、阻尼系数增加或强迫振动响应的非线性特征出现识别裂纹的存在，并测定其深度；对于旋转叶片固有频率、时域波形不对称性、频谱图中激振频率的倍频分量都可作为低速旋转叶片的监测特征量；但未进行定量研究。

张学峰^[3]对叶片进行了应变试验，通过对比正常叶片与有裂纹叶片的应变信号获得了叶片存在裂纹时区别于正常叶片的故障频率。然后进行了压力脉动试验，提出了平方包络处理以及经验模式分解的方法，通过压力脉动数据分析得到了与应变信号相对应的故障频率，证明了压力脉动数据可以用于叶片裂纹检测。虽然压力脉动测试尽属于非接触测量，但是压力脉动数据中有关叶片裂纹的信息非常微弱，且压力脉动数据只能分辨出叶片是否存在裂纹。



图 1.24 试验台



图 1.2 裂纹叶片实物图

Zhang 等^[5]提出了一种基于无线传感器的创新方法，合理设计了传感器的分布和系统的工作顺序，通过试验证明了叶片振动频率、幅值与叶片裂纹的关系。但仅适用于实验室环境的低转速测试。

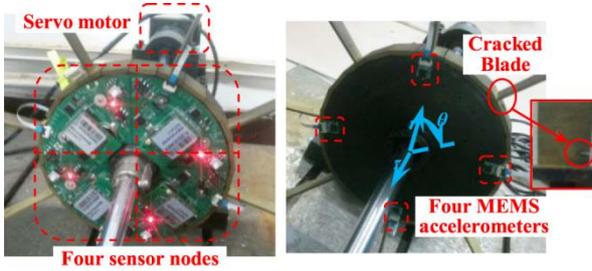


图 1.2 简化转子叶片系统

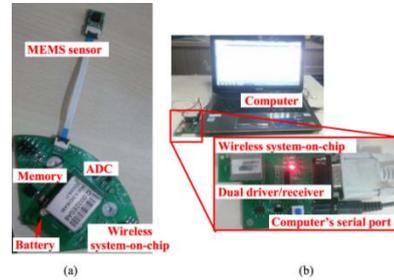


图 1.2 无线传感器采集系统

Wu 等^[5]基于 Kirchhoff 板理论和 Timoshenko 梁理论推导了柔性圆盘和叶片模型，系统研究了裂纹深度和裂纹位置对叶盘系统耦合特性的影响。结果表明：叶片裂纹主要影响叶片主导模态，导致沿裂纹叶片与圆盘中心之间的直线对称分布的圆盘模态形状不一致；而且，当叶片裂纹变得严重或接近叶根时，配对正交模态的第一固有频率减小；配对调谐高节径的第一模态振型退化为失谐低节径；失谐盘与弹性支承之间新的耦合特性变得更强。通过与有限元法和试验试验的比较，验证了所建立模型的准确性。

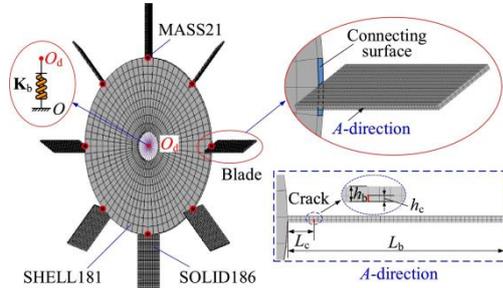


图 1.2 有限元模型

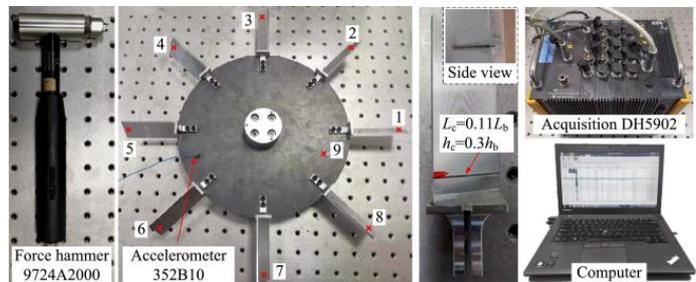


图 1.2 试验系统

Guru 等^[6]利用叶尖定时(BTT)方法对动叶片损伤进行预测；在发动机测试期间，通过监测叶片的固有频率，并结合叶片尖端的位置判断叶片是否存在裂纹扩展。刘豪^[7]同样基于叶尖定时非接触测量叶片振动，通过固有频率减小判断叶片存在裂纹，并进行了试验验证。文献^[9]与文献^[10]也是通过叶尖定时技术测量叶片振动，进而获取叶片固有频率，通过固有频率变化诊断叶片裂纹，但是在叶尖定时测量技术方面有不同的创新。



- ① 转速传感器
- ② 电涡流位移传感器
- ③ 加速度传感器
- ④ 主轴
- ⑤ 前轴承座
- ⑥ 后轴承座



图 1.2 叶片振动试验台主机状态监测传感器安装

图 1.2 叶片裂纹模拟

Wu 等^[11]提出了一种基于 BTT 数据的裂纹检测方法。首先,考虑了共振频率、固有频率幅值变化、叶尖幅值、相位、叶间距等典型参数。结果表明,随着裂纹长度的增加和裂纹高度的减小,叶片的频率有所降低。不同阶共振频率的幅值随裂纹的变化而变化。一阶振幅变化很小,而二阶和三阶振幅变化相对明显。由于裂纹的出现,叶片间的距离会发生变化。根据上述规则,采用频率和叶片间距作为裂纹诊断指标。首先利用 Lomb-Scargle 周期图快速判断裂纹是否出现,然后利用叶片频率和叶间距离定位裂纹叶片的数量,并进行了试验验证。

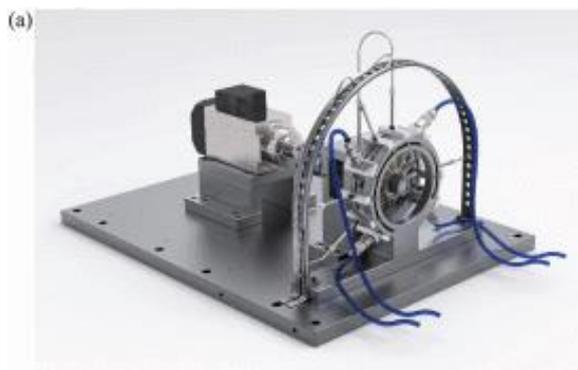


图 1.2 试验台设计模型



图 1.2 含裂纹的叶盘

沈国际等^[12]建立了裂纹叶片动力学非线性模型,推导了非线性振动响应谐波分量功率的耦合量化关系式。结果表明叶片振动分量谐波功率与相邻分量谐波功率以及谐波分量的阶次有关,而且谐波分量相对功率与裂纹深度呈正相关,并针对直板叶片进行了模拟仿真和振动台试验验证。

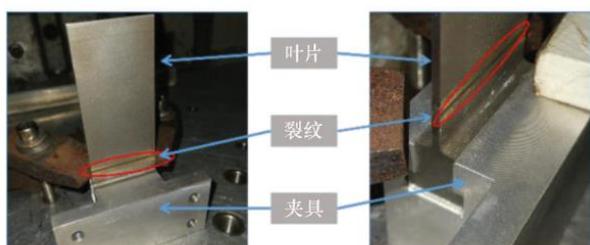


图 1.24 裂纹叶片

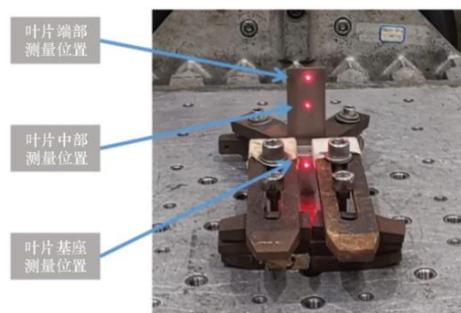


图 1.2 测点示意图

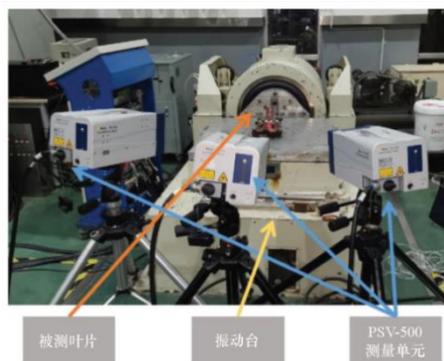


图 1.2 振动信号测试系统

Yang 等^[13]基于裂纹截面应力状态准则，建立了旋转叶片高保真呼吸裂纹模型（High-Fidelity Breathing Crack Model HFBCM）。从能量耗散的角度进行了物理推导，并考虑了离心应力和弯曲应力的耦合，与传统模型相比，提高了裂缝模型的物理可解释性和精度。利用该方法研究了旋转叶片的非线性振动响应，给出了四种叶片裂纹检测指标及其量化方法。数值研究表明，这些指标都能很好地表征旋转叶片裂纹故障的发生和严重程度。通过和基于有限元的接触裂纹模型的对比研究，验证了该模型的有效性。

Yang 等^[14]针对旋转叶片裂纹分析模型，引入非线性损伤指标(Nonlinear Damage Indicator NDI)和等效能量指标(Equivalent Energy Indicator EEI)，从不同角度表征裂纹的非线性效应。EEI 为裂缝闭合行为提供了一种物理机制解释，NDI 为量化裂纹的非线性提供了一个可观察的指标。数值研究表明，NDI 和 EEI 的变化规律一致，交叉验证了 NDI 和 EEI 量化裂纹非线性效应的有效性。二阶超谐波分量的 NDI 随裂纹深度和激励载荷幅值的增加而增大，随裂纹位置的增加而减小，而 EEI 与 NDI 的变化相同。

Yang 等^[15]在另一篇文献中基于连续梁理论和应变能释放率法，建立了包含旋转软化、应力刚化、科里奥利力和裂纹闭合效应的非线性旋转裂纹叶片模型(Nonlinear Rotating Cracked Blade Model NRCBM)，指出裂纹会导致超谐波共振，三阶超谐波共振只有在裂纹严重时才会明显出现。

Wu 等^[16]提出了一种新的叶片轴向弯曲耦合呼吸裂纹模型（Axial-Bending Coupled Breathing Crack Model ABCBCM）。基于 Timoshenko 梁理论和 Castigliano 原理对所提出的 ABCBCM 进行了解析表述。研究了边界条件(转速)、裂纹参数(裂纹深度和裂纹位置)和载荷条件(激励载荷)对裂纹叶片振动特性的影响。结果表明：叶片轴向响应对呼吸裂纹引起的非线性比弯曲响应更敏感；裂纹引起的轴向弯曲耦合改变了轴向和弯曲位移的平衡位置；轴向响应的相位图和轴向弯曲位移的轨迹是检测呼吸裂纹的有效方法；轴向位移幅值比和轴向加速度幅值比也是判断叶片裂纹严重程度的重要指标。

Xu 等^[17]针对微小呼吸裂纹，提出了振动功率流分析(Vibration Power Flow Analysis VPFA)来分析旋转叶片的非线性动力行为。结果表明，功率流分析可以增强裂纹的非线性行为，VPFA 对小呼吸裂纹比基于位移的振动分析更敏感；呼吸裂纹会引起分岔，可以定义次谐波共振因子来识别呼吸裂纹。

Xiong 等^[18]提出了一种基于振动能量法的具有呼吸效应的旋转裂纹叶片裂纹故障诊断新指标。基于能量响应分析了裂纹深度、裂纹位置和气动幅值对旋转裂纹叶片非线性振动特性的影响。结果表明：裂纹越严重，能量响应极值差越大；在能量和位移的谱级联中，最大振幅对应的频率分量不同，振幅变化规律可作为叶片裂纹故障诊断的有效方法。

张帅^[19]通过转子叶片阻尼系统及裂纹故障特征理论分析，发现裂纹叶片的模态质量和模态刚度变化会使叶片阻尼比发生明显变化，并用基于遗传算法的模型参数辨识方法获取风扇叶片阻尼比。对叶片进行典型裂纹故障预置，采用接触式测量与非接触式测量两种方案，在自主设计开发的航空发动机故障模拟试验平台上开展了叶片裂纹故障模拟试验验证。

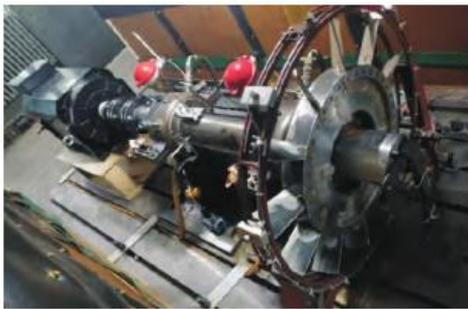


图 1.2 体测试效果

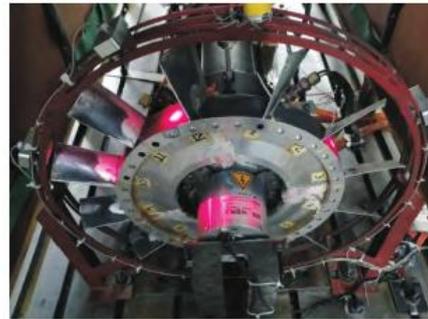


图 1.2 航空发动机故障模拟试验平台

陈香等^[20]针对某型轴流式压气机性能试验过程中出现转子叶片裂纹故障，结合该型压气机结构特点，分析了振动响应的时域信号、频域信号以及高频成分出现的频率波动现象，总结了含裂纹叶片的轴流式压气机整体叶盘振动特性。指出压气机振动响应非线性特征（振动幅值的周期性突增、高频成分的出现）、基频和 2 倍频的幅值突增和波动现象、共振频率波动现象均可作为旋转叶片裂纹故障在线监测特征量。

杨发明^[21]建立了含呼吸裂纹叶身刚度的非线性变化模型，通过数值仿真探究了裂纹相关参数对叶身刚度影响的一般规律。分别对叶身振动响应时域信号和频谱展开分析，结果表明：频谱中出现双数倍频分量可作为裂纹出现的判定依据。而比较各叶片时域信号中的振幅改变量和频谱中的 1 倍频峰值改变量可明确出现裂纹的具体叶片。选取叶片，预制裂纹，利用旋转叶片在线振动测量实验台进行了试验验证。

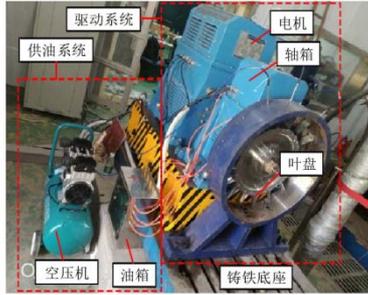


图 1.2 试验台驱动系统实物图

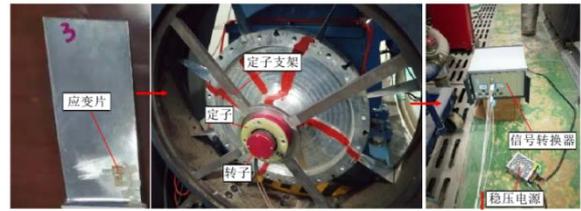


图 1.2 应变遥测系统实物图

Chen 等^[22]提出了一种利用四个光纤传感器进行叶片尖端定时的方法，推导了全叶片的振动位移。提出了一种基于 Shannon 定理的分采样 BTT 数据振动信号重构方法，从而获得了 BTT 数据在固有频率附近的振动特征。其次，采用多项式最小二乘法对信号进行预处理，提取时域和频域的 9 个特征，而不是单一的频率特征。然后利用主成分分析法(principal component analysis PCA)提取叶片裂纹特征空间中的最大主成分，并定义欧几里得角进行裂缝检测，并且通过试验验证了所提方法的有效性。Chen 等^[23]在另一篇文献中，基于叶片振动的叶尖定时信号，研究了一种基于核主成分分析（kernel principal component analysis）和灰色模型（grey model.）的叶片损伤预测方法。提出了一种基于香农定理和小波包变换的下采样叶片叶尖定时信号的非混叠重构算法，其次对损伤特征空间进行核主成分分析，用马氏距离（Mahalanobis distance）定义损伤指标，然后提出了一种灰色模型进行损伤预测，最后通过试验验证了该方法的有效性。

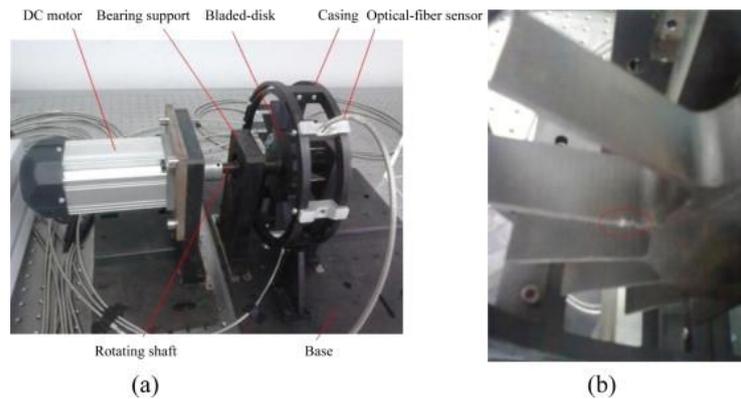


图 1.2 试验装置与裂纹叶片

综上所述，当前关于振动叶片的研究主要集中于叶片固有特性（包括固有频率、振型及振幅）以及振动响应倍频特征的分析。研究者们通过上述参数构建叶片裂纹诊断指标体系，并深入探究裂纹故障程度与叶片振动响应的关联机制；在研究方法上，学者们普遍采用小波变换、Hilbert 变换及遗传算法等先进信号处理技术，结合理论建模、数值仿真与实

验验证等多种研究手段，有效验证了所提出方法的可靠性。然而，现有研究存在一定的局限性：其研究对象多局限于单叶片、非旋转叶盘以及简化单叶盘转子试验台，缺乏从整机层面对叶片振动响应的深入探讨。基于此，本研究将着重研究航空发动机整机条件下的裂纹叶片振动响应特性，进而构建基于整机振动响应的叶片状态监测方法。

1.3 本文主要工作

本文针对气流激励下的含裂纹旋转叶片振动特性展开研究，首先基于对非旋转健康/裂纹单叶片进行了有限元动力学建模，基于 ANSYS 模态分析模块与谐响应分析模块，分析了健康叶片以及不同深度与位置裂纹叶片的固有特性与振动响应，然后搭建了基于振动台的非旋转叶片固有频率测量试验台，进行了健康/裂纹叶片的固有频率测量，对仿真结果进行了试验验证。最后本文进一步搭建了航空发动机转子试验器测试平台，在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验，研究了不同工况整机振动下的叶片振动响应特性。

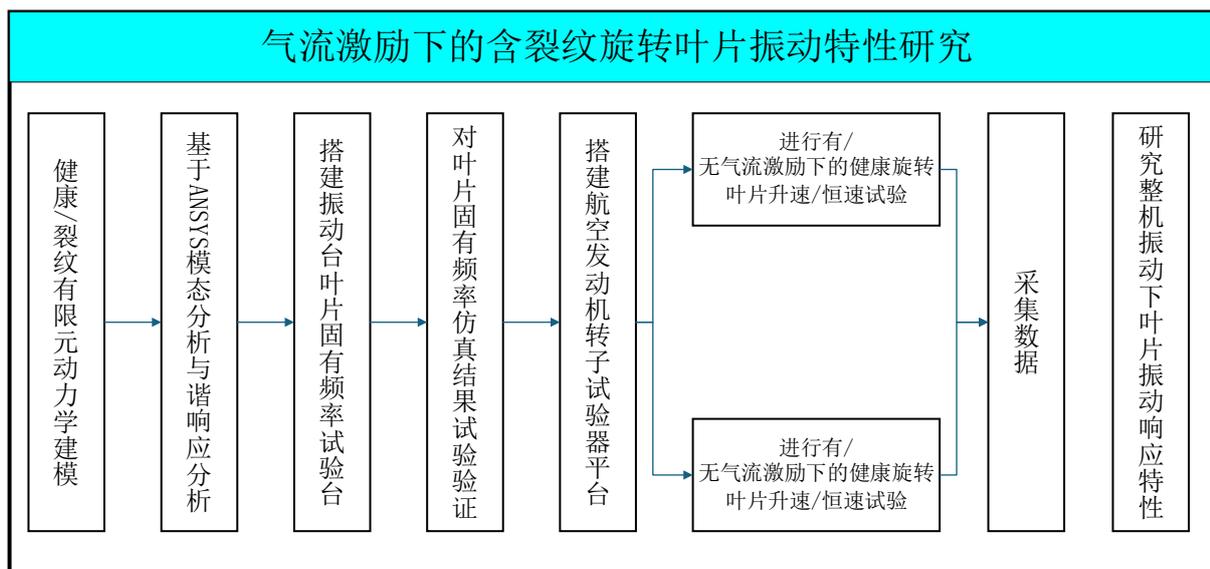


图 1.3 主要工作示意图

1.4 论文组织结构

本论文的组织结构如下：

第一章：阐述了叶片对于航空发动机的重要性，叶片产生裂纹的严重后果，介绍了国内外学者的研究情况，总结了本文的研究内容与后续的章节安排

第二章：基于 CATIA 三维建模软件和 ANSYS 商用有限元软件，对于健康/裂纹叶片进行固有特性仿真分析，研究了裂纹及其深度与位置对叶片固有频率的影响规律，并搭建了基于振动台的非旋转叶片固有频率测量试验台，对研究结果进行了试验验证。

第三章：搭建了航空发动机转子试验器测试平台，在实验室原有的带机匣航空发动机转子试验器的基础上设计、制造、安装了叶片气流激励机构与旋转叶片应变测量机构，然后在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验，研究了不同工况整机振动下的叶片振动响应特性。

第四章：总结全文，对今后的研究做出总结和展望。

第二章 裂纹叶片固有特性仿真分析与试验验证

2.1 引言

目前，针对含裂纹叶片的研究主要采用有限元仿真与试验验证相结合的方法。有限元法仿真能够高效模拟不同裂纹参数（位置、深度、形状）对叶片动力学特性的影响，为裂纹识别提供理论依据；而试验验证则通过实测数据（检验仿真结果的准确性，确保模型的可靠性。两种方法互为补充，共同推动含裂纹叶片动力学特性的深入研究。本章将围绕健康/含裂纹叶片的固有特性展开，具体内容包括：①、建立健康/含裂纹叶片的有限元模型，分析裂纹参数对固有频率和振型的影响规律；②、设计叶片疲劳，通过振动台实验获取健康叶片与含裂纹叶片的动态响应；③对比仿真与试验结果，验证模型的准确性。

2.2 健康/裂纹叶片设计

2.2.1 健康叶片

按照图纸利用 CATIA 软件进行三维建模，首先画好叶片的平面图，运用凸台，形成三维叶片模型，其次进行叶盘的设计，以旋转特征创建叶盘主体，设置 8 个 120° 均布安装槽，通过约束叶片榫头与轮毂槽底面，进行叶片的装配。

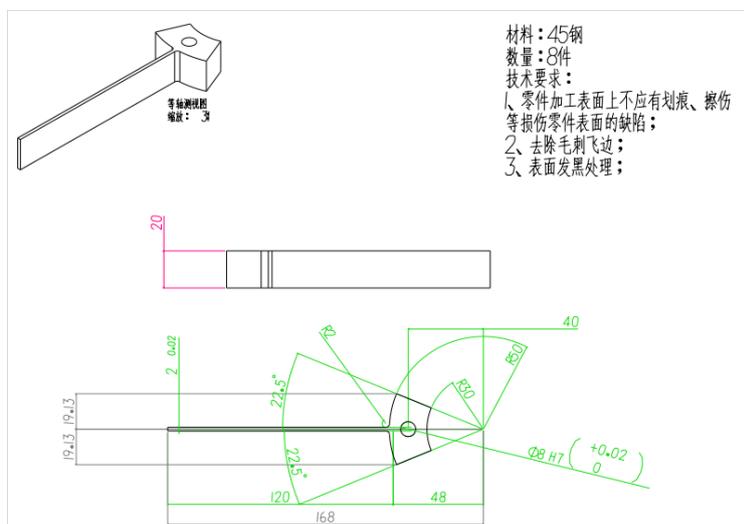


图 2.2 叶片图纸

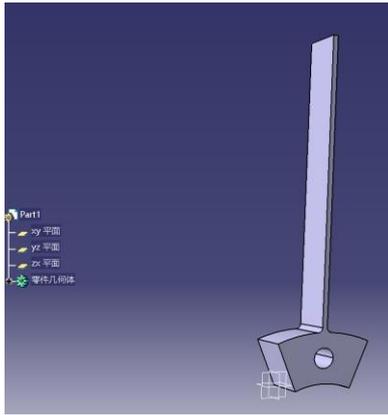


图 2.2 健康叶片

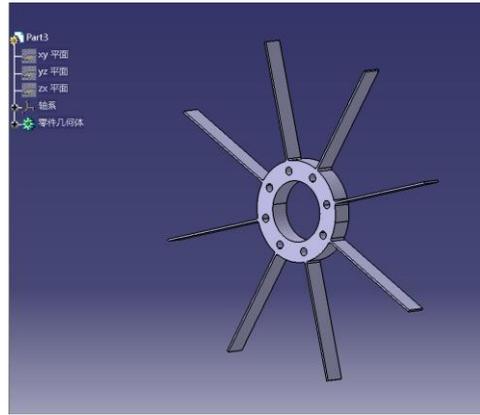


图 2.2 叶盘建模

2.2.2 裂纹叶片

叶片长度为 L ，距离叶根距离为 L_c ，叶片宽度为 h ，裂纹深度为 h_c ， $\gamma=L_c/L$ (γ 为裂纹距离根部比例) $\xi=h_c/h$ (ξ 为裂纹深度比例)，如图 2.2 所示。在健康叶片模型基础上，采用局部切割方法引入裂纹，模拟不同裂纹位置（叶根、叶中）、裂纹深度（浅裂纹、深裂纹）等工况，如图 2.2 所示。

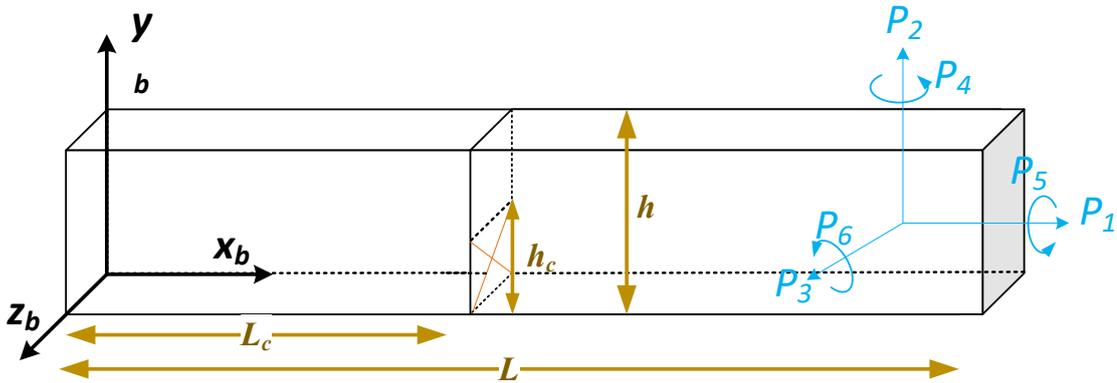
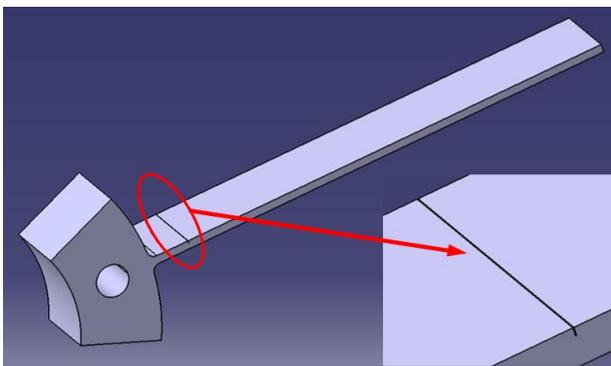
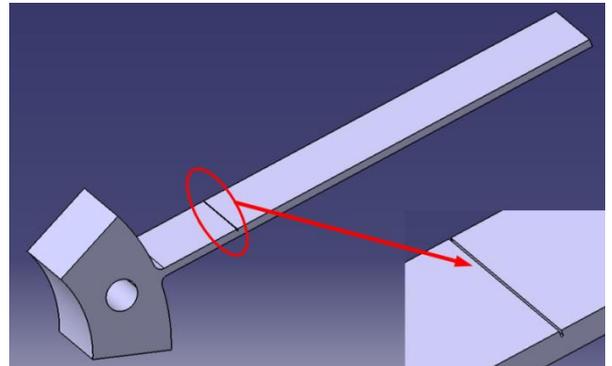


图 2.2 裂纹叶片示意



(a) 1 号裂纹叶片



(b) 2 号裂纹叶片

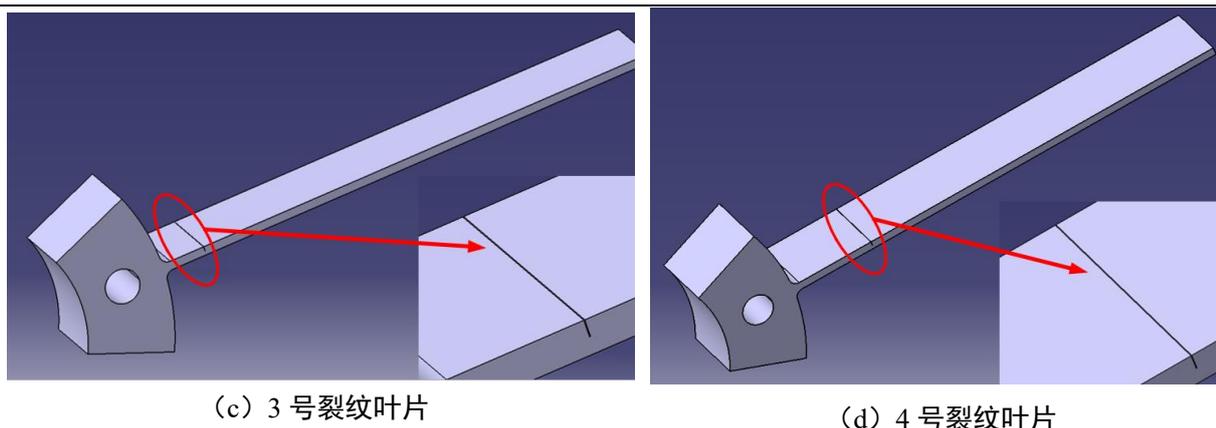


图 2.2 裂纹叶片建模

表 2.2 裂纹距离根部比例 γ 、裂纹深度比例 ξ

裂纹叶片	γ 裂纹距离根部比例	ξ 为裂纹深度比例
1 号裂纹叶片	0.1	0.25
2 号裂纹叶片	0.2	0.25
3 号裂纹叶片	0.1	0.5
4 号裂纹叶片	0.2	0.5

2.3 健康/裂纹叶片固有特性仿真分析

2.3.1 有限元方法

在当今工程分析中，有限元方法是应用最为广泛的一种数值计算方法。有限元方法拥有两种特性：通透性和有效性，在工程技术方面有着极其重要的意义。在计算机技术方面，有限元方法也扮演着重要的角色，许多关于计算机设计方面的问题都需要用有限元方法来解决。据统计，世界上 90% 以上的机械产品都需要采用有限元方法进行分析。

用有限元方法进行分析的要点可以归纳为：结构离散、单元分析和整体分析。当用有限元方法进行分析时，结构离散是一个非常重要的关键点，需要通过划分单元网格来完成结构离散。单元分析是指通过对划分的单元结构进行分析，单元分析由选择位移函数和单元特性分析组成。用有限元方法进行分析的思路是先分开后整合，也就是说，先要进行单元分析，得到单元分析的结果，然后再进行整体分析。

2.3.2 健康/裂纹叶片有限元模型建立

利用有限元分析软件建立的有限元模型一般有以下两种方法：

(1) 第一种方法

首先使用三维建模软件，对健康/裂纹叶片建立三维模型。然后，将建立的健康/裂纹叶片三维模型导入到有限元软件中，通过适当的处理，就可以得到该健康/裂纹叶片的有限元

模型。

（2）第二种方法

直接使用有限元软件建模，根据健康/裂纹叶片建立所需要的模型，再通过适当的处理，就可以得到该转子试验器的有限元模型。

本文需要建立健康/裂纹叶片的有限元模型，将两种方法相结合。首先使用 CATIA 软件建立健康/裂纹叶片三维模型。然后将该健康/裂纹叶片三维模型导入到 HyperMesh 软件中进行网格划分处理，建立该健康/裂纹叶片有限元模型。健康/裂纹叶片有限元建模的过程如图 2.3 所示。

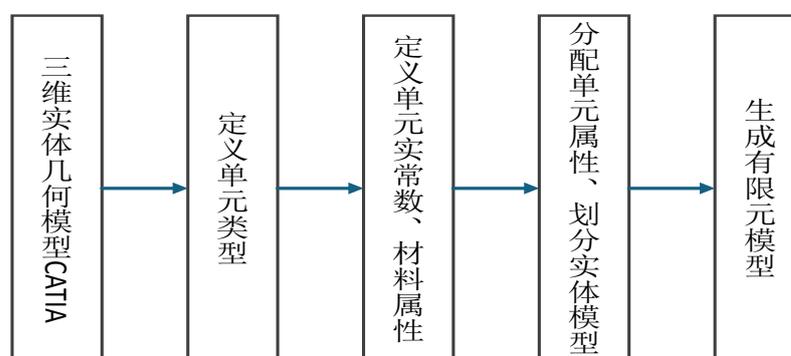


图 2.3 有限元建模过程

2.3.3 网格划分

单元网格划分是建立健康/裂纹叶片有限元模型十分重要的一个环节，如果网格划分不好，会直接导致有限元计算的精准度变差。网格的划分有以下四点需要注意：需要对网格的数量进行控制，划分的网格数量多会对增加很大的计算量，划分的网格数量少，对有限元计算的精准度会有影响，所以需要将网格数量控制在一个合适的数值；需要对网格的疏密进行合理的选取，在不同的部位，需要划分不同大小的网格，这样不仅能使计算结果更好地表现出来，还能减少计算的时间；需要对网格质量进行合适的选择，网格质量直接会影响有限元计算的结果，在一些重要的部位，需要质量较高的网格，在一些次要的部位，可以适当的将网格质量降低；需要对网格的阶次进行合适的选择，虽然阶次高的单元可以使有限元计算结果更精确，但计算规模太大，所以在保证有限元计算结果精确的情况下，尽量选择阶次低的网格。以下是健康叶片、裂纹叶片有限元单元网格如图 2.3、图 2.3 所示。

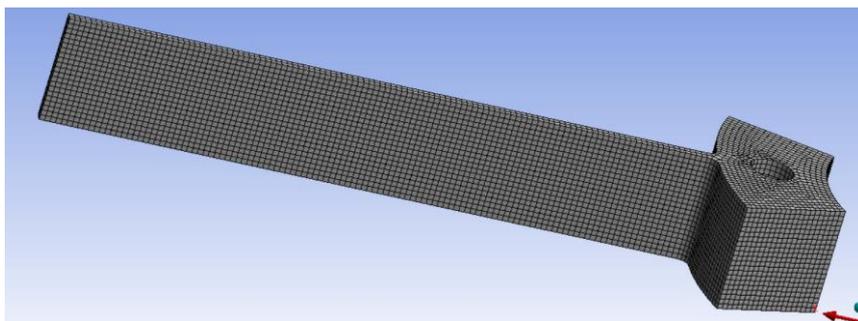


图 2.3 健康叶片网格化

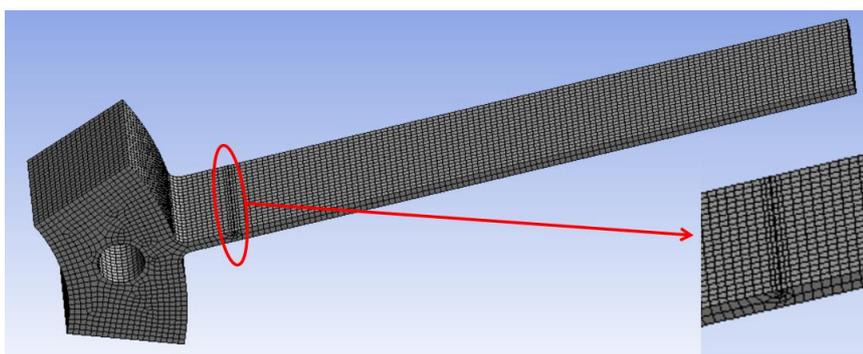


图 2.3 裂纹叶片网格化

2.3.4 健康叶片模态分析

用有限元方法对健康叶片进行模态分析，可以对该叶片的固有频率和模态有充分的认识。根据前一节建立的健康叶片有限元模型，使用 ANSYS 软件对该模型根部进行约束，通过模态计算，得到前二阶弯曲固有频率。

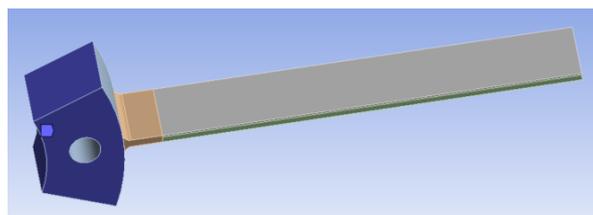
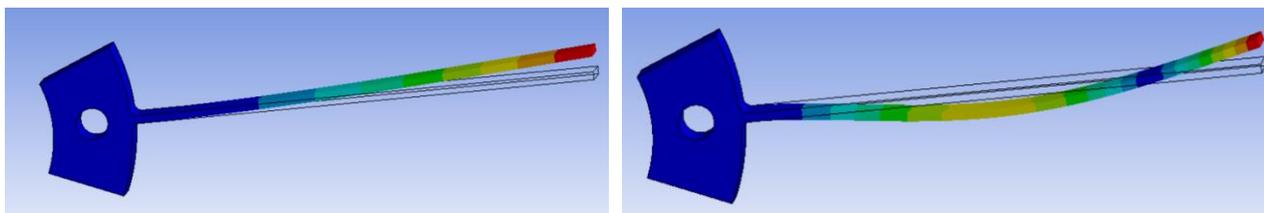


图 2.3 叶根施加约束示意图



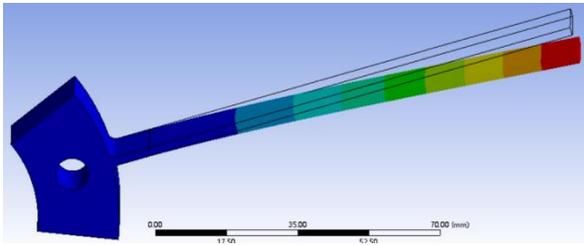
(a) 健康叶片一阶弯曲—115.83Hz

(b) 健康叶片仿二阶弯曲—710.09Hz

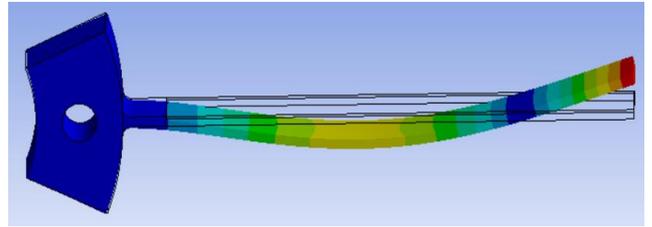
图 2.3 健康叶片模态分析结果

2.3.5 裂纹叶片模态分析

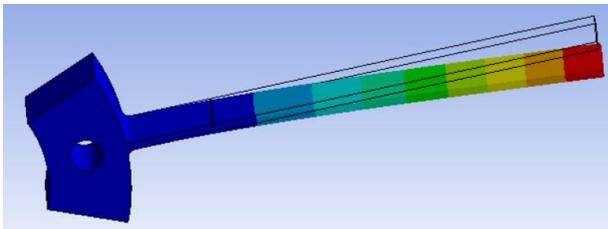
根据健康叶片，同理使用 ANSYS 软件对该裂纹模型进行了模态计算，得到 1 号、2 号、3 号、4 号裂纹叶片前二阶弯曲模态；裂纹越靠近叶根、裂纹越深叶片的频率就会越低。



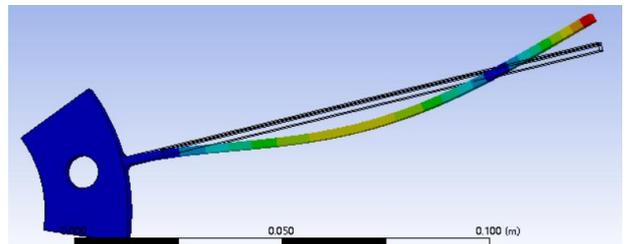
(a) 1 号裂纹叶片一阶弯曲—114.17Hz



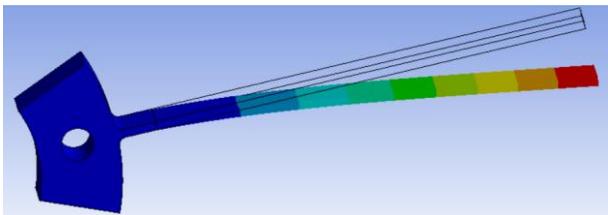
(b) 1 号裂纹叶片二阶弯曲—707.56Hz



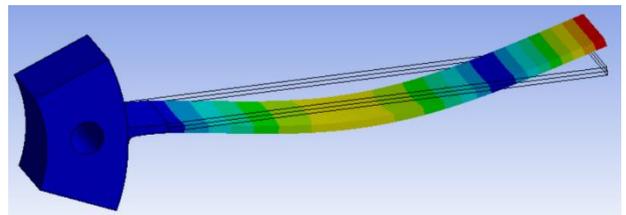
(c) 2 号裂纹叶片一阶弯曲—114.65Hz



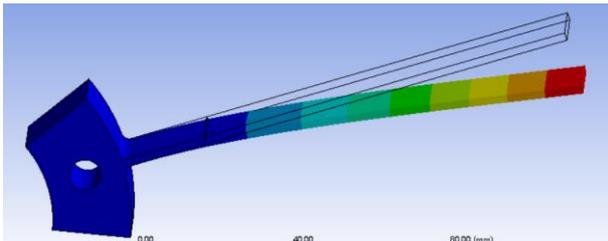
(d) 2 号裂纹叶片二阶弯曲—709.9Hz



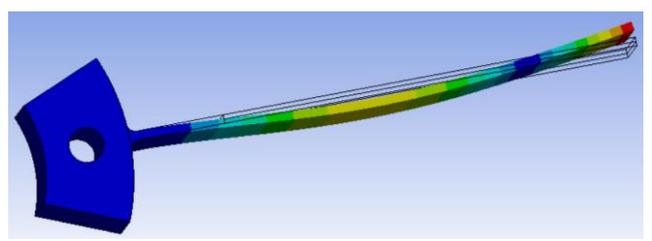
(e) 3 号裂纹叶片一阶弯曲—107.45Hz



(f) 3 号裂纹叶片二阶弯曲—695.76Hz



(g) 4 号裂纹叶片一阶弯曲—109.71Hz

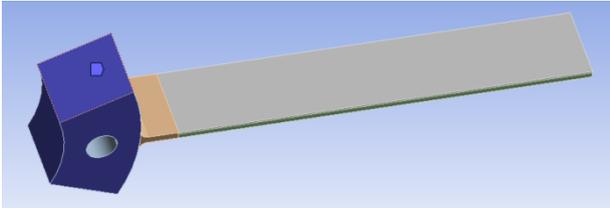


(h) 4 号裂纹叶片二阶弯曲—709.67Hz

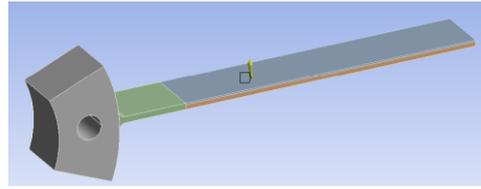
图 2.3 裂纹叶片模态分析结果

2.3.6 谐响应分析

通过有限元软件建立叶轮机械叶片的参数化三维模型，进行网格划分，并对叶片根部约束区域进行局部网格加密处理。在施加叶片根部弹性支撑的基础上对叶片进行施加加速度力得到幅频仿真曲线，试验通过数值仿真揭示了弹性支撑叶片在基础激励作用下的动态特性。

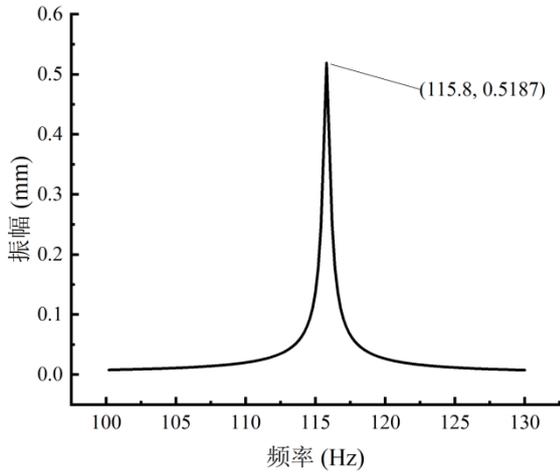


(a) 对叶根进行约束

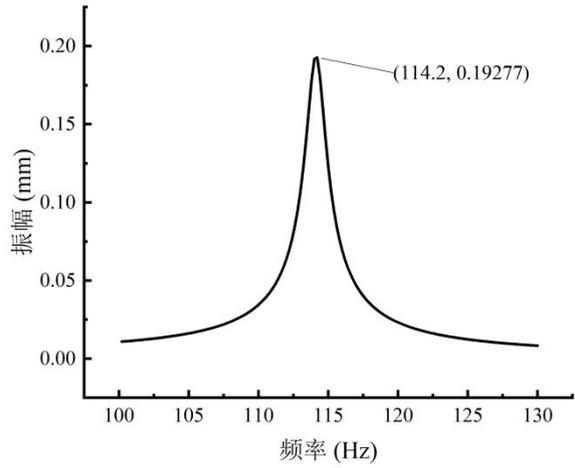


(b) 对叶片施加激励

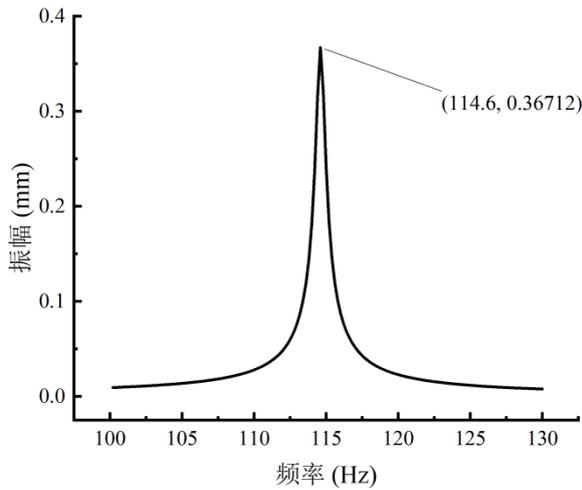
图 2.3 叶片约束、激励示意图



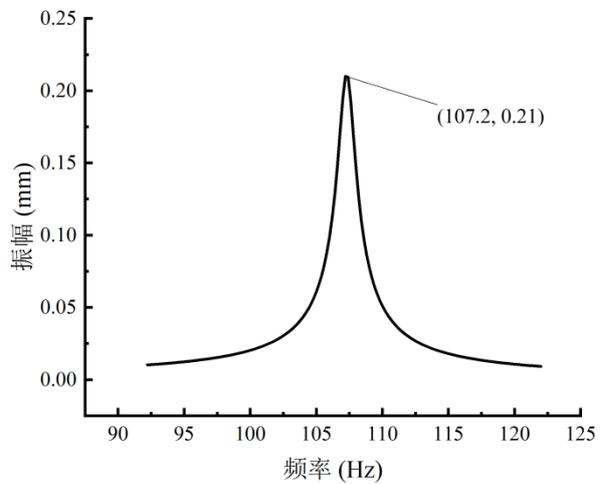
(a) 健康叶片幅频仿真曲线—115.8Hz



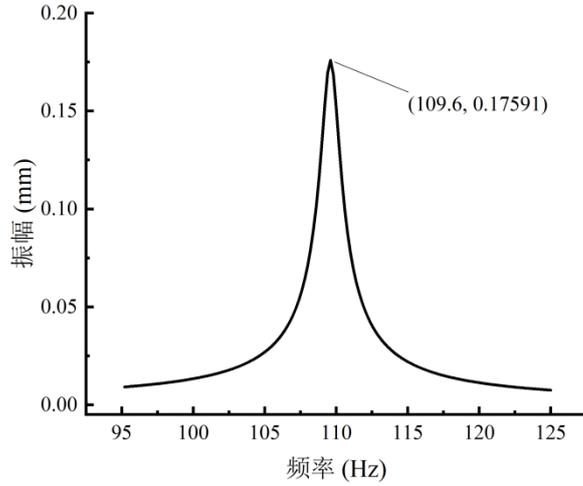
(b) 1号裂纹叶片幅频仿真曲线—114.2Hz



(c) 2号裂纹叶片幅频仿真曲线—114.6Hz



(d) 3号裂纹叶片幅频仿真曲线—107.2Hz



(e) 4号裂纹叶片幅频仿真曲线—109.6Hz

图 2.3 叶片幅频仿真曲线

2.4 健康/裂纹叶片固有特性试验分析

2.4.1 试验方案与试验内容

对健康/裂纹叶片进行固有特性试验，试验激振源采用苏试试验公司的 DC-300 型电动振动台，如图 2.4 所示，主要由振动台、功率放大器控制器及控制软件四部分组成。振动台可实现扫频与定频振动，图 2.4 中激光位移传感器所测信号传输到数据采集器，数据采集器连至计算机，可在自编软件进行数据测量和保存。利用上述测试系统，对健康叶片与裂纹叶片进行固有频率测试试验。



图 2.4 苏试 DC-300 型电动振动台

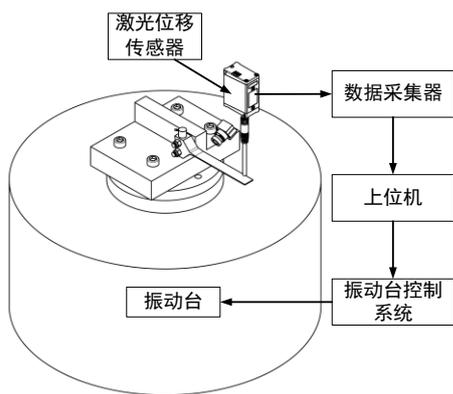


图 2.4 试验示意图



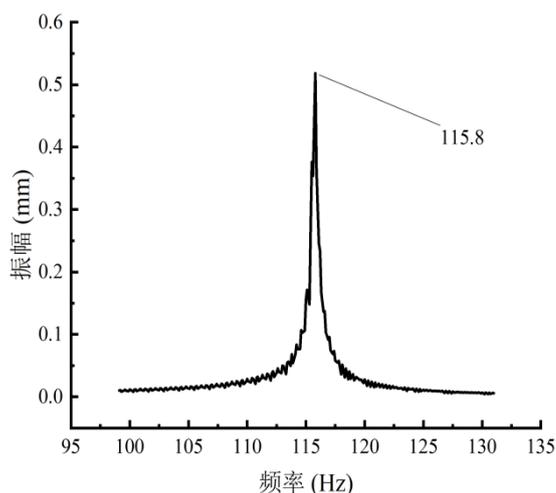
图 2.4 试验现场图

2.4.2 试验结果

健康叶片与裂纹叶片的试验结果如图 2.4 叶片固有频率振动台试验结果所示，可知健康叶片的 1 阶固有频率最大，裂纹会导致叶片固有频率出现下降，并且裂纹越深，叶片 1 阶固有频率越小，裂纹距离叶片根部越近，叶片 1 阶固有频率越小。



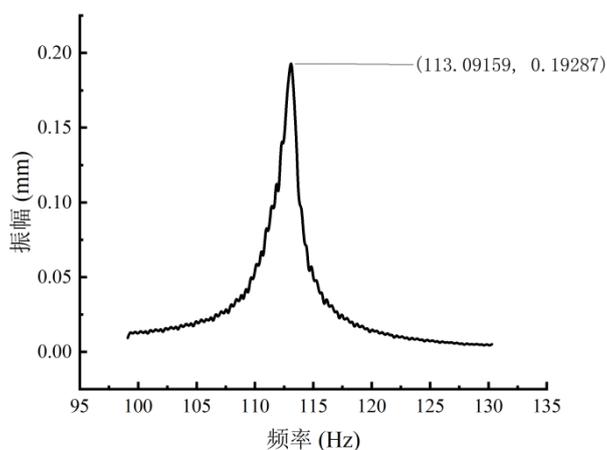
(a) 健康叶片一阶弯曲—115.8Hz



(b) 健康叶片幅频曲线—115.8Hz



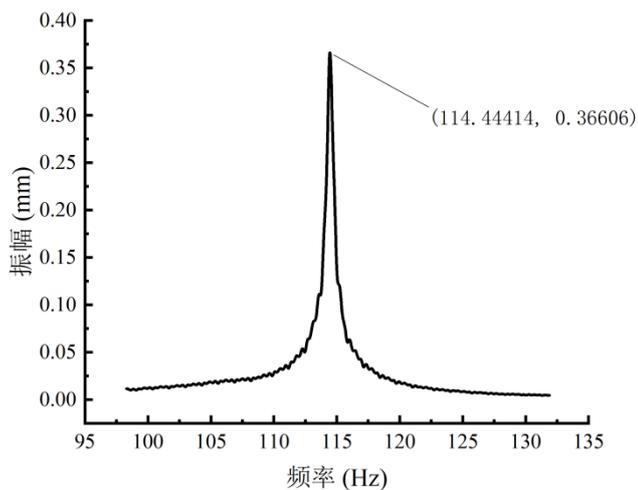
(c) 1 号裂纹叶片一阶弯曲—
113.1Hz



(d) 1 号裂纹叶片幅频曲线—113.1Hz



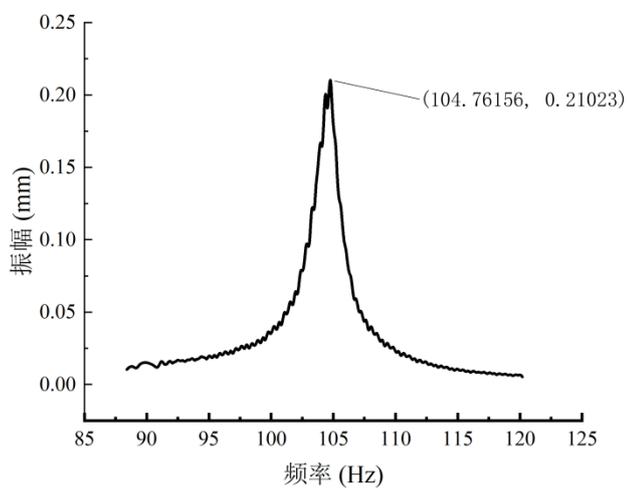
(e) 2号裂纹叶片一阶弯曲—
114.3Hz



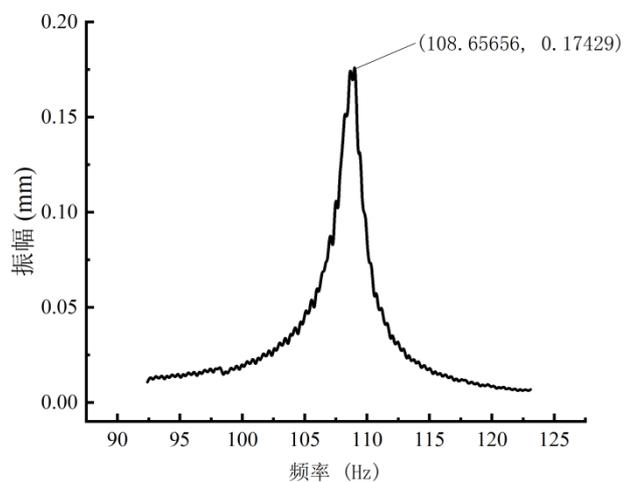
(f) 2号裂纹叶片幅频曲线—114.4Hz



(g) 3号裂纹叶片一阶弯曲—
104.8Hz



(h) 3号裂纹叶片幅频曲线—104.8Hz



(i) 4号裂纹叶片一阶弯曲—

(j) 4号裂纹叶片幅频曲线—108.6Hz

108.6Hz

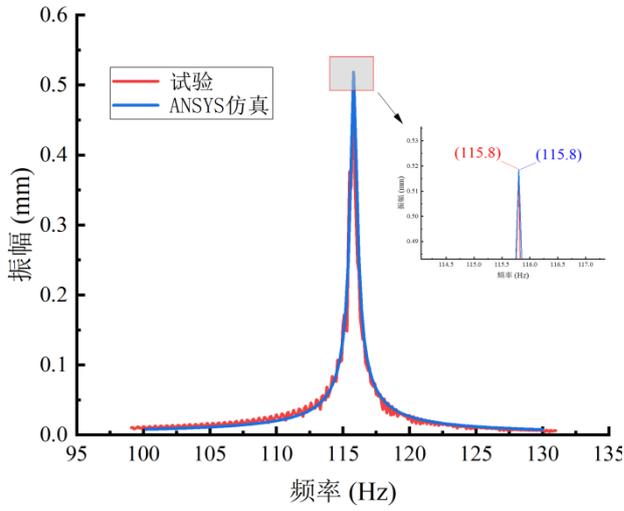
图 2.4 叶片固有频率振动台试验结果

2.5 叶片固有特性仿真与试验结果分析

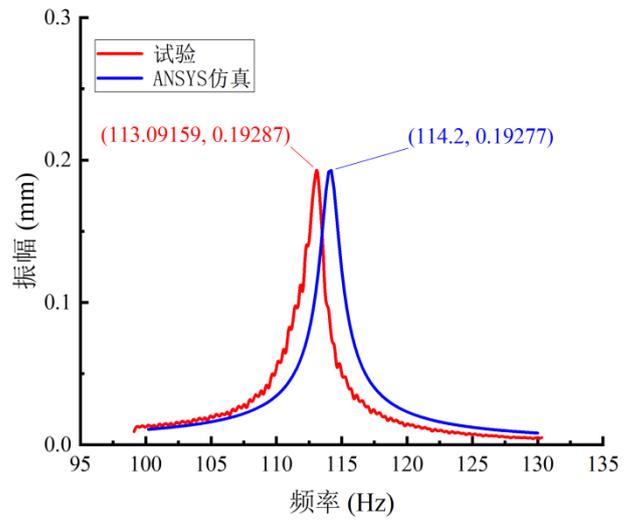
通过 ANSYS 仿真试验以及振动台叶片固有特性试验，得到健康叶片以及四片裂纹叶片的叶片固有特性仿真结果以及试验结果，将结果整理制成表格进行对比分析。裂纹叶片参数通过距离根部位置比例（0.1、0.2）和裂纹深度比例（0.25、0.5）表示，试验与仿真数据对比如表 2.5 所示。裂纹影响分为位置影响与深度影响，位置影响：裂纹越靠近根部即裂纹距离根部比例越小，固有频率下降幅度越大；深度影响：裂纹深度越深即裂纹深度比例越大，固有频率下降幅度越大；仿真试验有效性对于健康叶片仿真结果与试验结果相对误差仅有 0.03%，证明了仿真模型参数的有效性；对于裂纹叶片仿真结果与试验结果相对误差在 0.31%~2.53%之间，表明对于裂纹深度比例较小及裂纹距根部比例越大，仿真结果准确度越高；由此得出叶片固有频率下降与裂纹深度呈正相关，与裂纹距根部距离呈负相关。

表 2.5 叶片固有特性试验、仿真对比

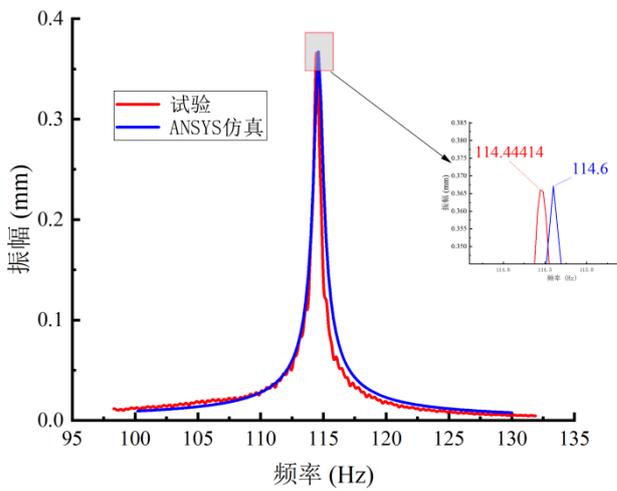
叶片	试验结果固有频率	ANSYS 仿真固有频率	与试验相对误差	备注
健康叶片	115.8Hz	115.8Hz	0.03%	无裂纹
1号裂纹叶片	113.1Hz	114.2Hz	0.95%	裂纹距离根部比例 0.1，深度比例 0.25
2号裂纹叶片	114.4Hz	144.6Hz	0.31%	裂纹距离根部比例 0.2，深度比例 0.25
3号裂纹叶片	104.7Hz	107.2Hz	2.53%	裂纹距离根部比例 0.1，深度比例 0.5
4号裂纹叶片	108.6Hz	109.6Hz	0.84%	裂纹距离根部比例 0.2，深度比例 0.5



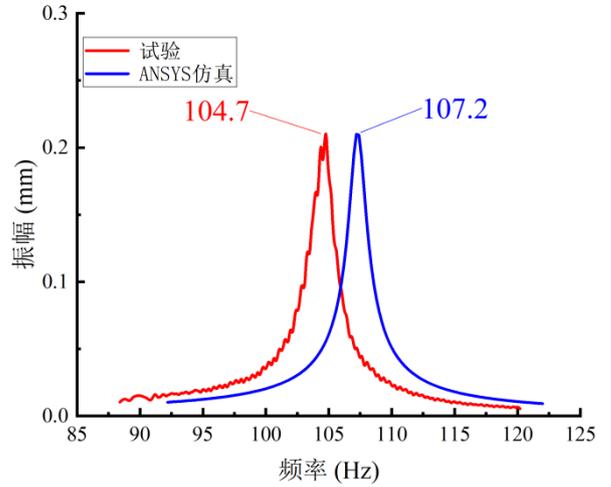
(a) 健康叶片幅频曲线对比



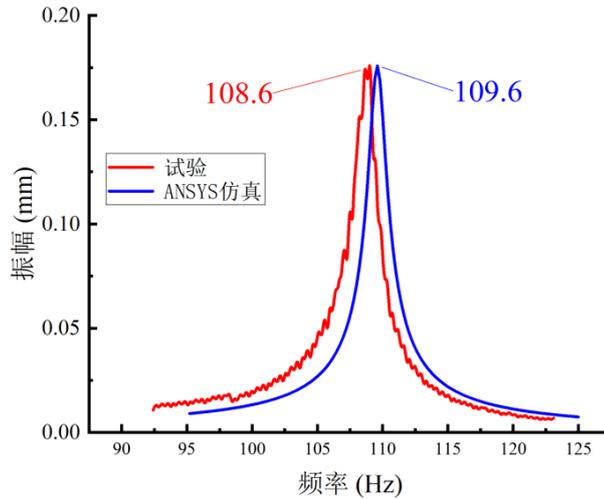
(b) 1号裂纹叶片幅频曲线对比



(c) 2号裂纹叶片幅频曲线对比



(d) 3号裂纹叶片幅频曲线对比



(e) 4号裂纹叶片幅频曲线对比

图 2.5 叶片幅频曲线仿真与试验对比

2.6 本章小结

本章针对健康/裂纹叶片固有特性进行仿真分析与试验验证，其中健康叶片为对照组，裂纹叶片则按照裂纹深度、裂纹距离叶片根部距离分为四组进行试验。仿真试验对健康/裂纹叶片进行建模，运用有限元方法对叶片进行网格划分，进而对叶片进行约束并施加激励，得到仿真实验结果，对叶片进行谐响应分析得到叶片幅频曲线，进一步对叶片固有特性进行分析。根据叶片建模，生产出健康/裂纹叶片，将叶片固定到振动台上施加激励，运用激光位移传感器采集健康/裂纹叶片数据，最后将得到的数据与仿真试验数据进行对比分析，得出叶片固有频率下降与裂纹深度呈正相关，与裂纹距根部距离呈负相关。

第三章 气流激励下健康/裂纹叶片振动特性

3.1 引言

裂纹会导致叶片 1 阶弯曲固有频率产生下降，但在整机振动下，叶片裂纹故障会对旋转叶片振动响应特性产生的影响，还需要进行进一步试验验证。因此本章搭建了航空发动机转子试验器测试平台，该试验器包含了发动机典型结构，如涡轮叶盘、压气机叶盘、转轴、机匣以及滚动轴承支承等，并且在此基础上设计、制造、安装了叶片气流激励机构与旋转叶片应变测量机构，在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验。

3.2 试验方案与内容

3.2.1 试验方案

基于带机匣转子试验器的裂纹叶片振动特性试验试验方案如表 3.2 旋转叶片试验内容所示，根据需要将健康叶片、预制裂纹叶片组装成叶盘，安装于基于带机匣转子试验器上，通过高压气体激励使得叶片在旋转状态下产生共振，进而监测叶片应变信号、机匣及轴承座加速度信号，得出气流激励下健康/裂纹叶片振动响应特征。通过叶片应变信号、机匣及轴承座加速度信号得出裂纹叶片的响应特征。

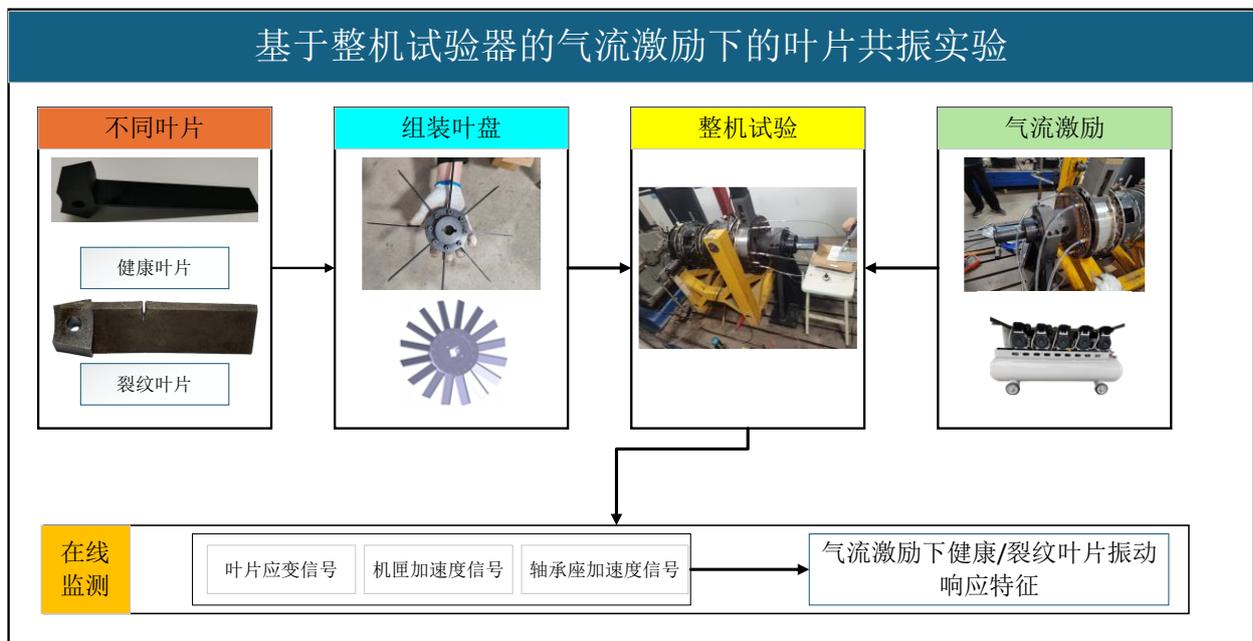


图 3.2 试验方案图

3.2.2 试验内容

基于带机匣转子试验器的气流激励下健康/裂纹叶片共振振动特性试验测试系统的试

验内容，具体试验内容如表 3.2 旋转叶片试验内容所示。

表 3.2 旋转叶片试验内容

叶片	升速/恒速	气激激励源数量
健康叶片	升速	6
		0
含预制裂纹叶片	恒速	6
	升速	6
	恒速	6
		6

3.2.3 试验器简介

试验器真实图片如图 3.2 所示。该转子试验器主要由演示模型、安装台架、电机及基础平台组成。在该试验器的基础上增加了叶片气流激励装置与旋转叶片应力测量装置等构成了气流激励下旋转叶片振动应力测试试验器。利用叶片振动试验器进行叶片振动试验，在 6 个气孔激励下测量叶片振动响应，同时进行无气流激励下的叶片振动响应测试，并且进行对比，同时测量了轴承座加速度响应、机匣加速度响应以及转轴振动位移响应。



图 3.2 试验器整体实物图

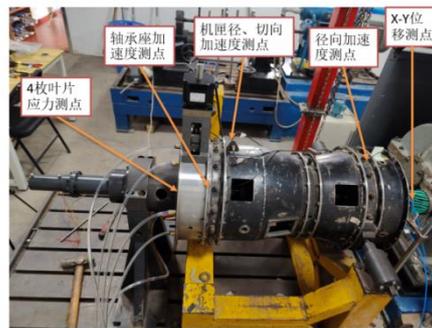


图 3.2 测点布置实物图



图 3.2 叶片应力测量



图 3.2 气流激励装置实物图



图 3.2 高压气泵实物图

3.2.4 测试系统简介

- (1) 扬州晶明科技有限公司的 JM5938 数据采集器 1 个，共 16 通道；
- (2) 扬州晶明科技有限公司的 E003 涡流传感器 2 个；
- (3) 丹麦 B&K 公司的 B&K4508 加速度传感器 3 个；
- (4) 南京东大测振仪器厂 RL-1 型光电传感器 1 个；
- (5) 南京航空航天大学智能诊断与专家系统实验室自主开发的旋转机械故障智能诊断系统 RFIDS1.0；



(a) JM5938 数据采集器实物图



(b) E003 电涡流传感器及其配套前置放大器



(c) B&K4508 加速度传感器



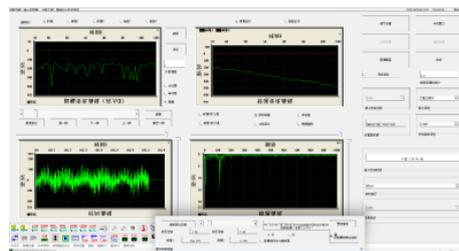
(d) RL-1 型光电传感器



(e) BA120-3AA150/中航电测应变片



(f) JM3860 放大器

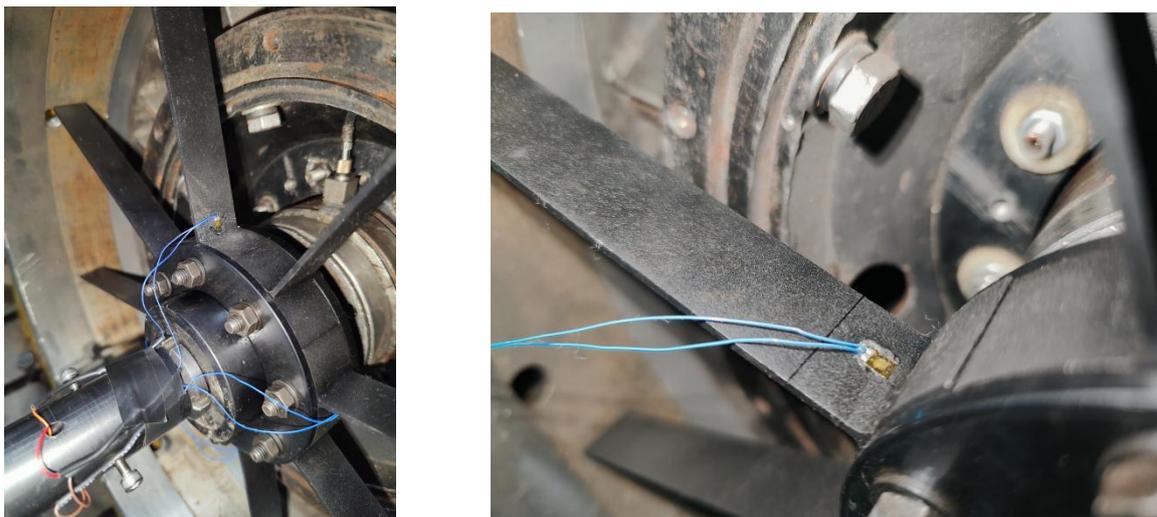


(g) 旋转机械故障智能诊断系统

图 3.2 气流激励下健康/裂纹叶片共振振动特性试验测试系统

3.2.5 健康叶片与预制裂纹叶片

如图 3.2 所示，通过对单叶片进行裂纹预制，并且将其安装到旋转叶盘上得到含预制裂纹的叶盘试验件，在进行试验前，通过振动台进行扫频试验，测量出健康叶片与含预制裂纹叶片的固有频率，如表 3.2 健康叶片与含预制裂纹叶片固有频率所示。



(a) 健康叶片旋转叶盘

(b) 含预制裂纹叶片的旋转叶盘

图 3.2 含预制裂纹旋转叶盘实物图

表 3.2 健康叶片与含预制裂纹叶片固有频率

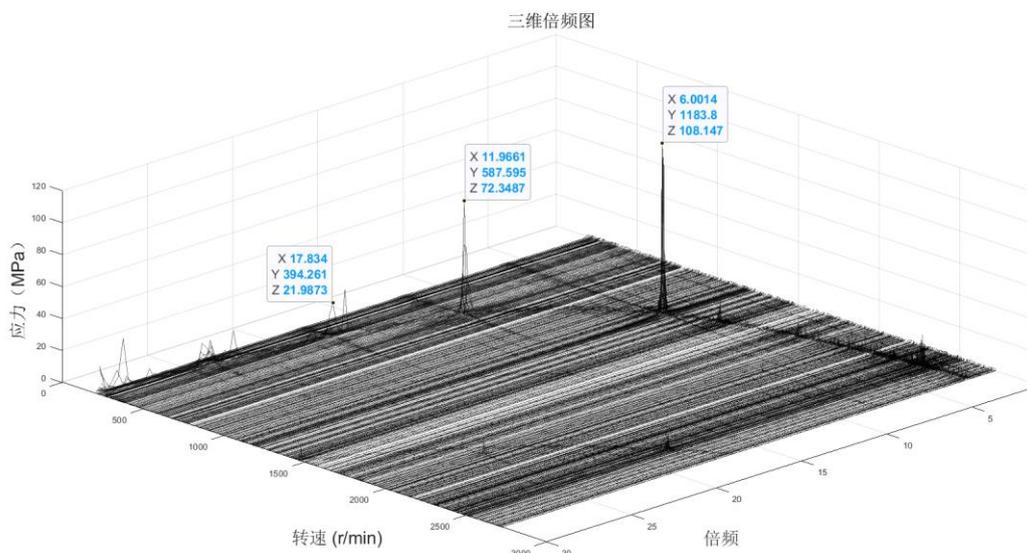
叶片类型	固有频率 (Hz)
健康叶片	115.8
含预制裂纹叶片	113.1

3.3 试验数据分析

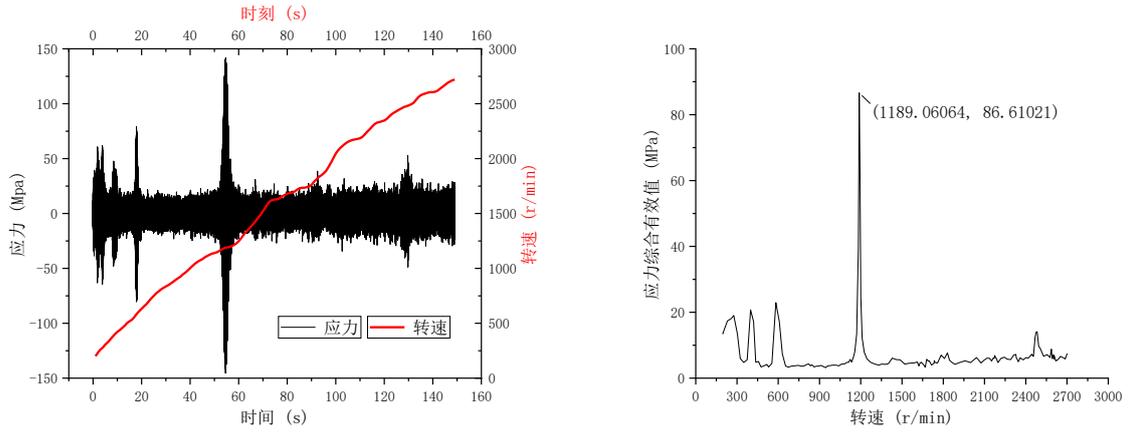
3.3.1 健康叶片升速试验

(1) 气流激励下升速试验

如图 3.3 所示，为 6 个激励源气嘴激励下的 4 号叶片应力响应，由图可知叶片的 6 倍频振动响应最大，12 倍频响应次之，3 倍、4 倍、5 倍等响应较小，叶片在转速为 1189r/min 下产生共振现象。



(a) 气体激励下叶片 4 应力响应三维倍频图



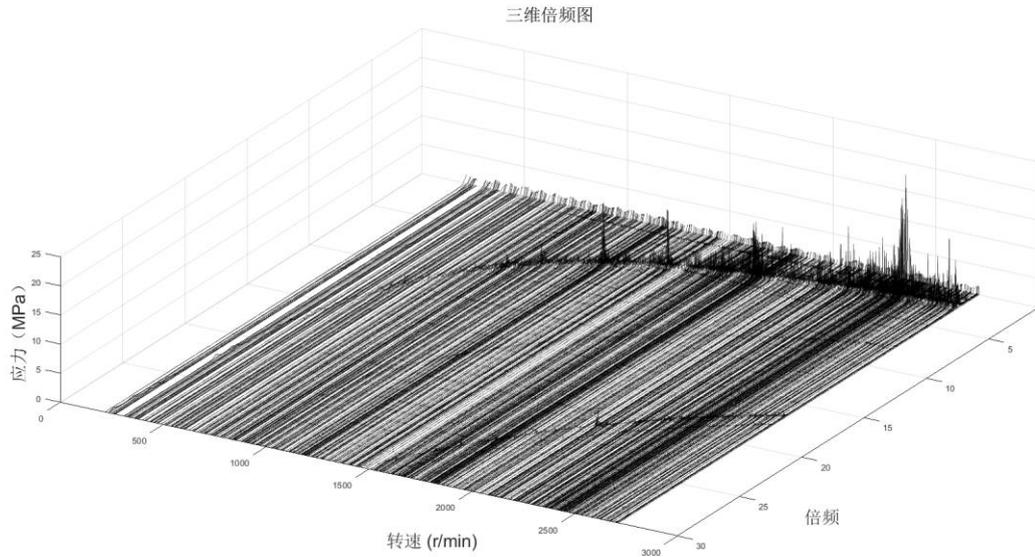
(b) 气激下叶片 4 应力响应随转速变化时域图

(c) 气激下叶片 4 应力响应伯德图

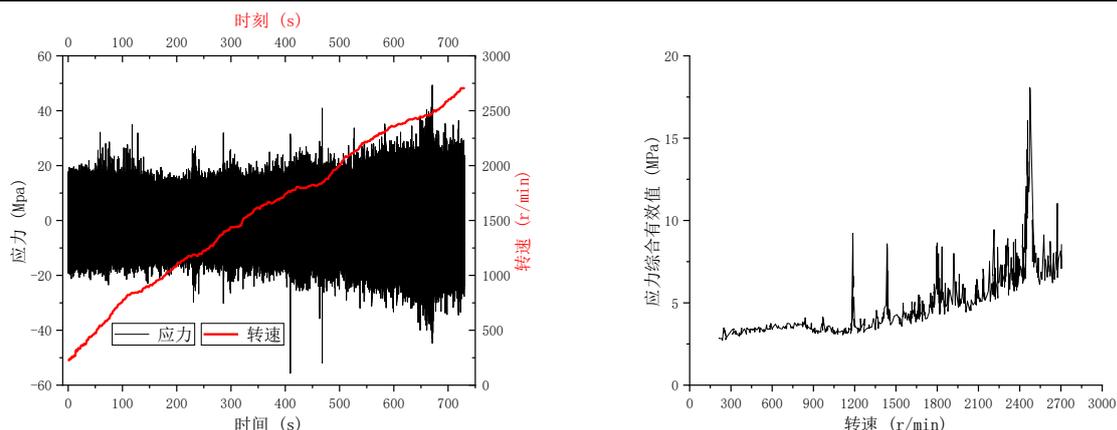
图 3.3 气嘴激励下叶片 4 应力响应

(2) 无气流激励下升速试验

与气流激励下叶片应力振动响应相比，无气流激励下的叶片振动响应较小，其中 3 倍频振动响应最大，4 倍、5 倍、6 倍响应次之，其余倍频响应更小，并且转速越高，频率成分越复杂，叶片没有产生明显的共振现象。



(a) 气体激励下叶片应力 4 响应三维倍频图



(c) 气激下叶片 4 应力响应随转速变化时域图

(d) 气激下叶片 4 应力响应伯德图

图 3.3 无气体激励下叶片 4 应力响应

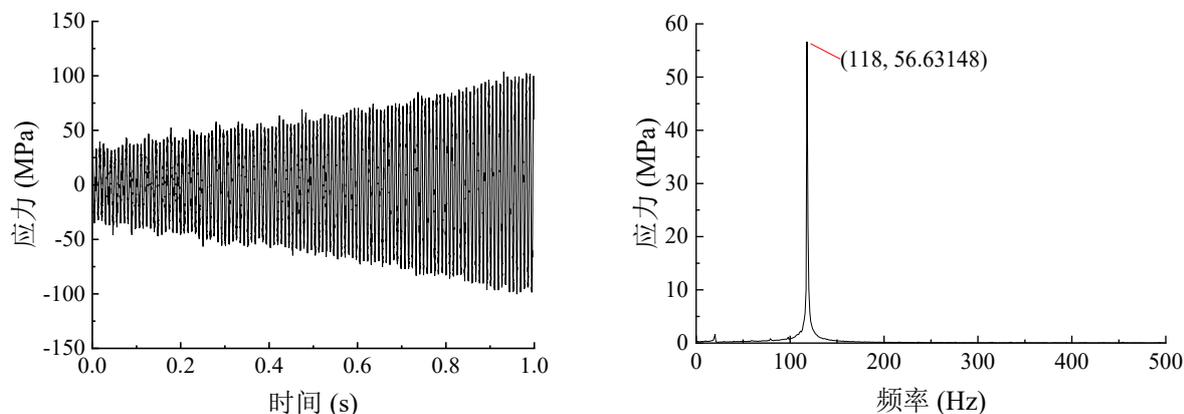
(3) 试验小结

本小节开展了健康叶片共振升速试验，通过上述试验可知，当气流激励频率与叶片固有频率重合时，会导致叶片产生明显的共振现象，振动响应显著变大，叶片响应会产生与激励源数量及其倍数相同的倍频共振；并且通过有无气流激励下叶片升速试验可知，气流激励下叶片振动响应比无气流激励下叶片振动响应显著增大。

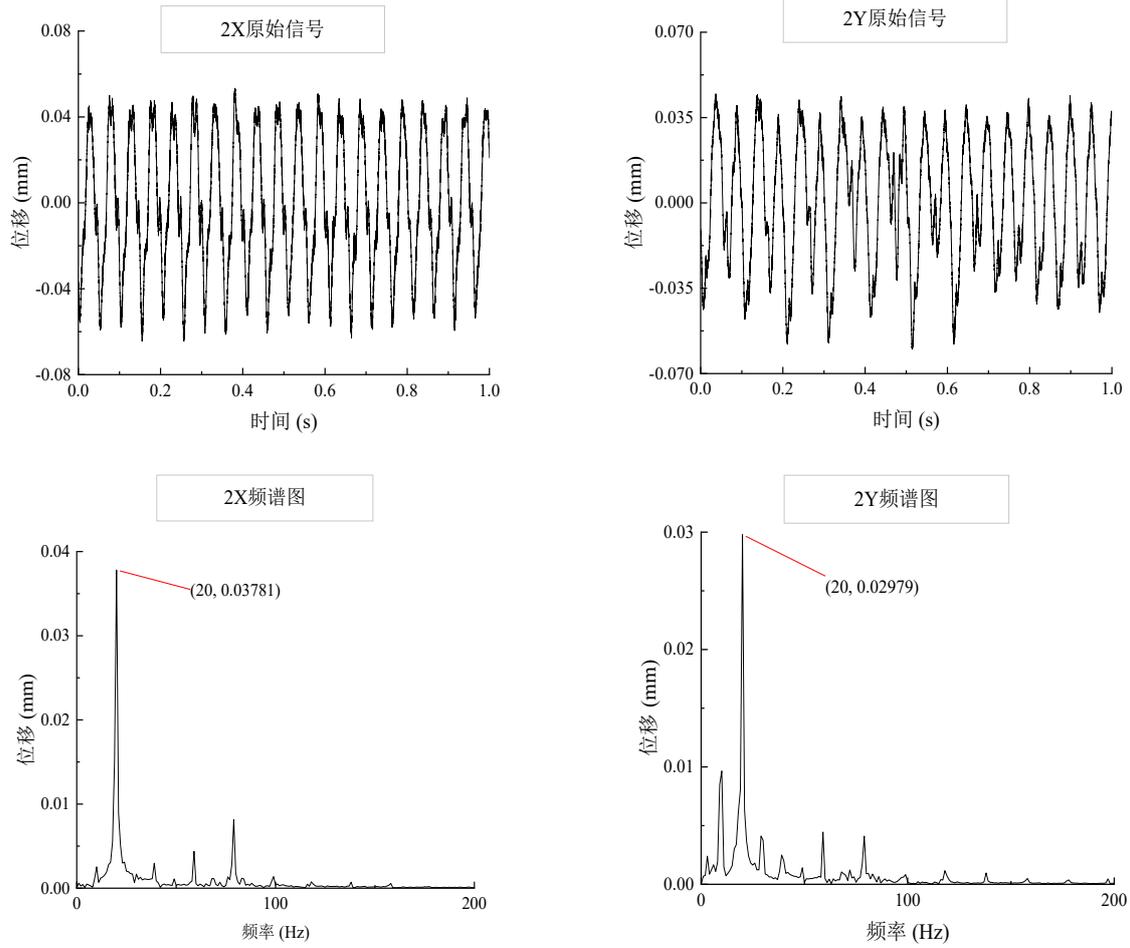
3.3.2 气流激励下健康叶片恒速试验

(1) 转速为 1200rpm

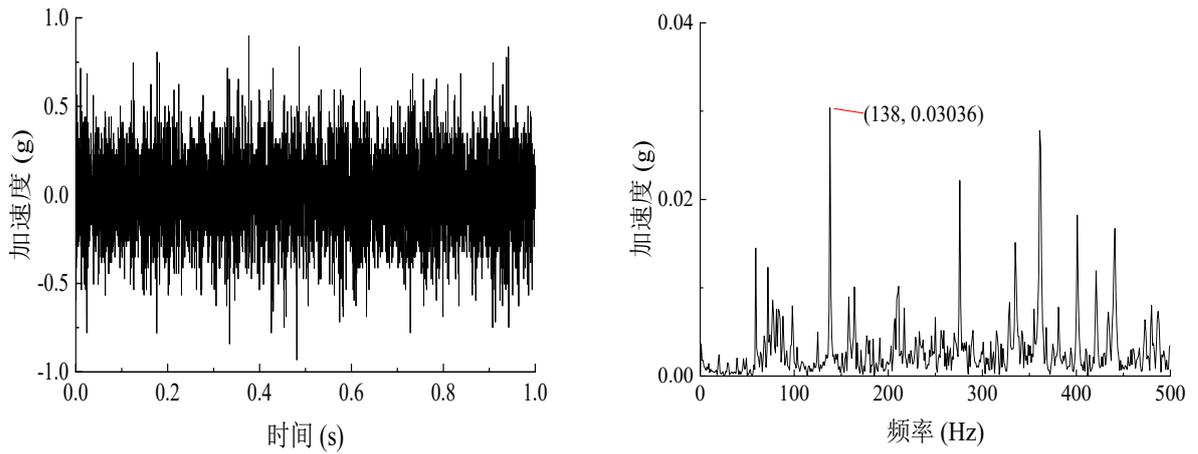
如图 3.3 所示为在 6 个激励源下 1200r/min 时叶片产生 6 倍频共振下的整机振动响应。图 (a) 为叶片 4 应力响应，从时域图中可以清晰的看到正弦形式叶片应力响应的现象，频域中则表现出明显的 118Hz 频率成分（6 倍频）；图 (b) 为转子转轴水平和垂直方向的振动位移响应，从频谱中可以看出，只有较大的转速频率成分，没有叶片振动频率成分；图 (c) 为轴承座加速度响应，从图中可以看出明显的 f_b+f_r 频率成分（ f_b 为叶片振动频率， f_r 为转速频率成分）；图 (d) 机匣加速度响应中同样可以看出明显的 f_b+f_r 频率成分。



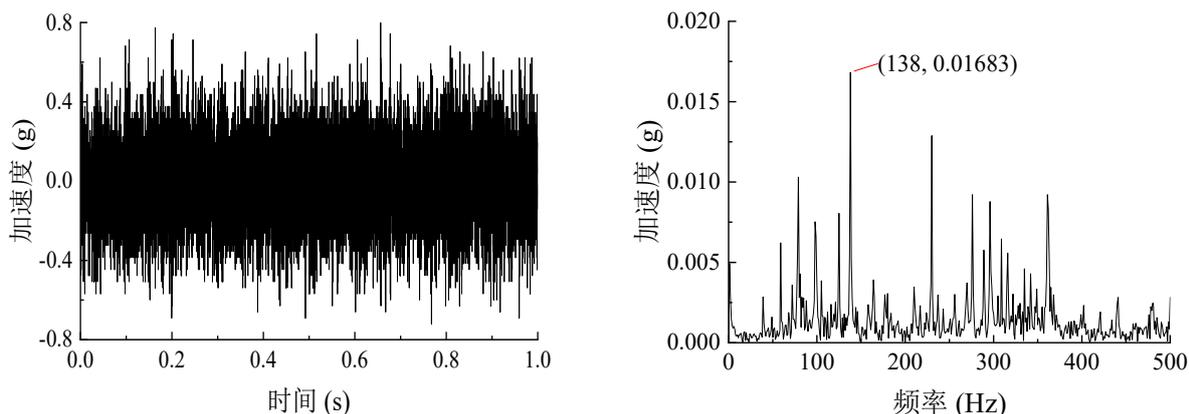
(a) 6 气嘴-6 倍频共振-叶片 4 应力响应



(b) 6 气嘴-6 倍频共振-转子位移响应



(c) 6 气嘴-6 倍频共振-轴承座加速度响应 (f_b+f_r)

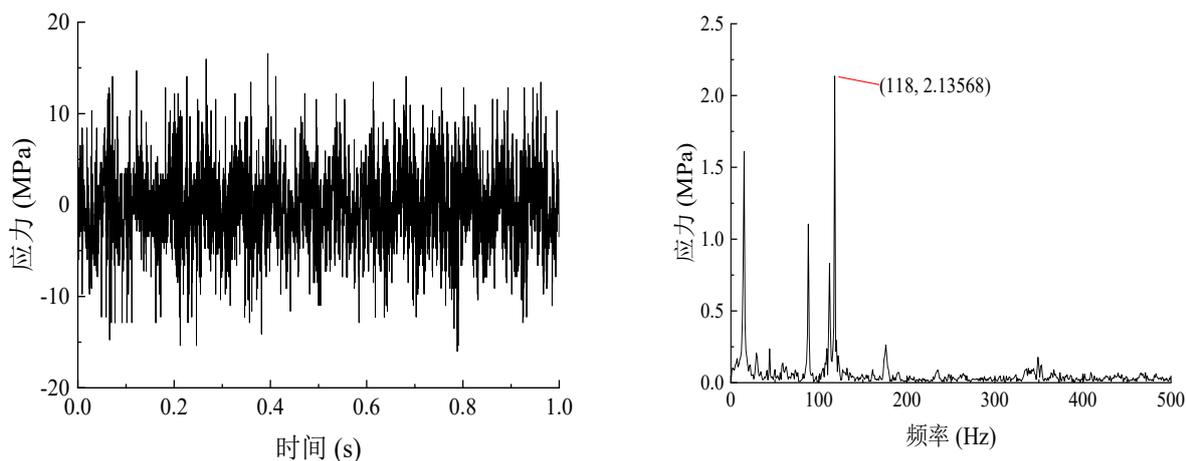


(d) 6 气嘴-6 倍频共振-机匣加速度响应 (f_b+f_f)

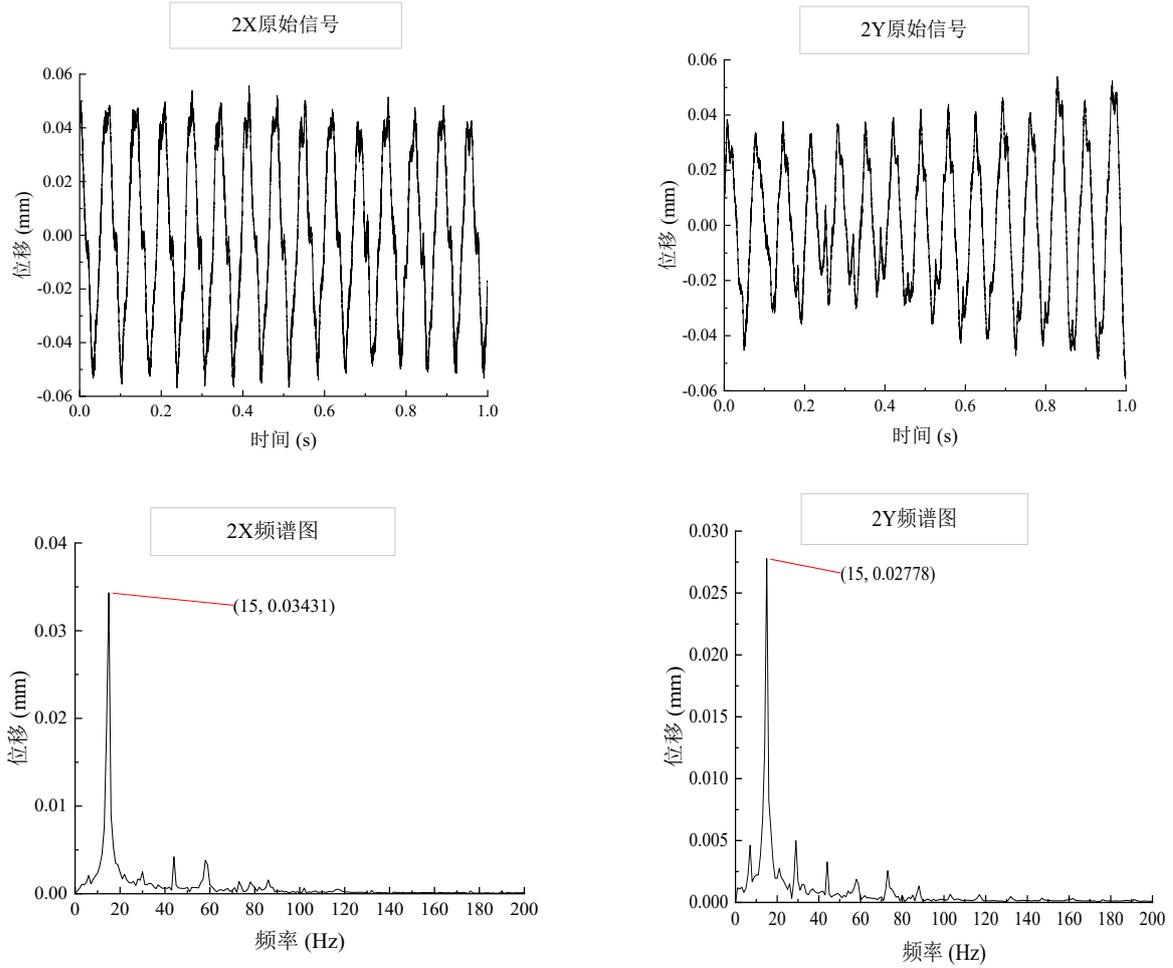
图 3.3 6 个激励源下、1200r/min 下叶片共振时整机振动响应

(2) 转速为 900rpm

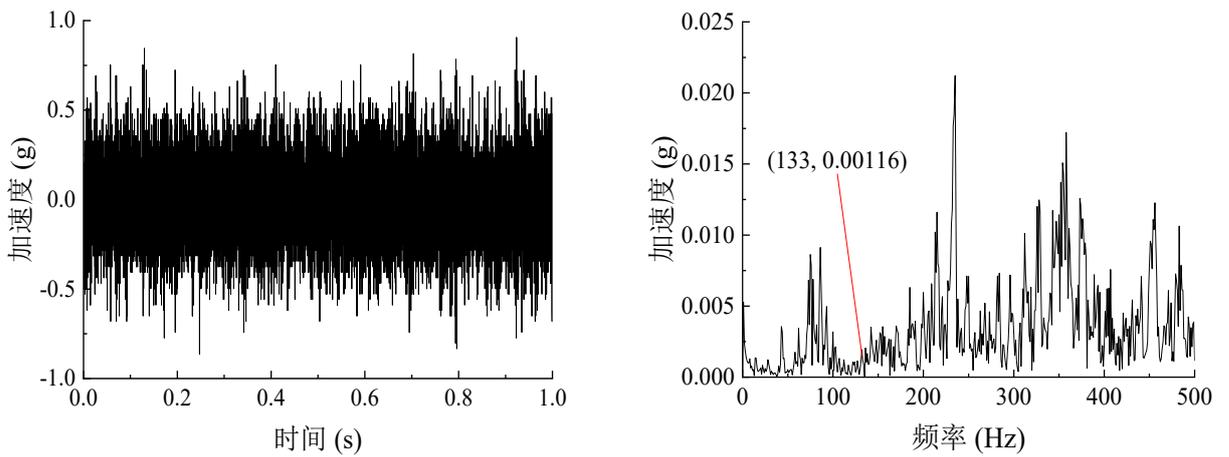
如图 3.3 所示为在 6 个激励源下 900r/min 时叶片不共振时的整机振动响应。图 (a) 为叶片 4 应力响应，从时域图中可以看出与叶片共振时的叶片应力响应截然不同，没有清晰的正弦形式响应，频域中 118Hz 频率成分幅值（6 倍频）也较小；图 (b) 为转子转轴水平和垂直方向的振动位移响应，从频谱中可以看出，只有较大的转速频率成分，没有叶片振动频率成分，与叶片共振时相似，即叶片共振对转子位移振动响应影响很小；图 (c) 为轴承座加速度响应，图中没有表现出明显的 f_b+f_f 频率成分；图 (d) 机匣加速度响应中同样没有 f_b+f_f 的频率成分。



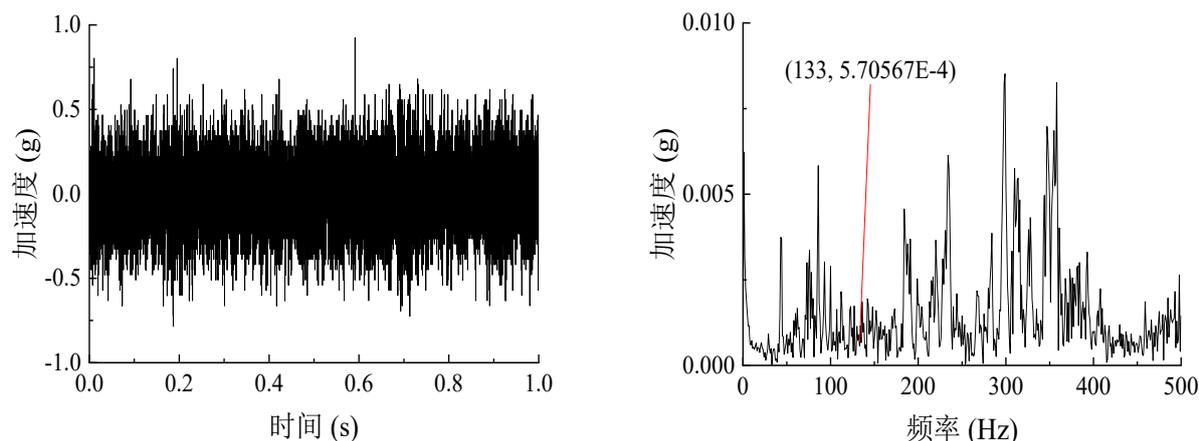
(a) 6 气嘴-未共振-叶片应力响应



(b) 6 气嘴-未共振-转子位移响应



(c) 6 气嘴-未共振-轴承座加速度响应



(d) 6 气嘴-未共振-机匣加速度响应

图 3.3 6 个激励源下、900r/min 叶片不共振时整机振动响应

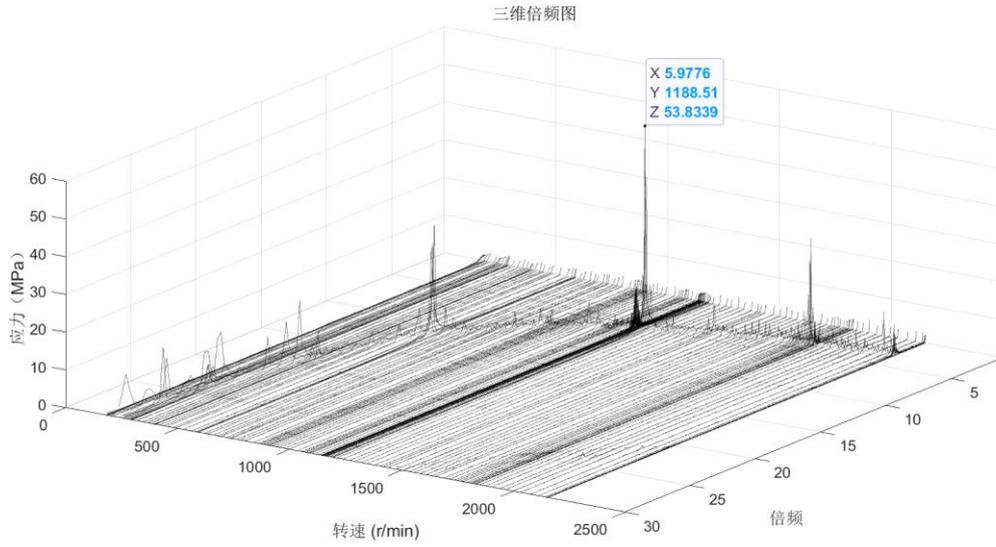
(3) 试验小结

通过健康叶片恒速试验，在叶片不同共振及不共振转速下进行试验，经过结果分析可知：叶片发生共振后，叶片共振频率和转速频率的组会频率成分会体现在轴承座加速度响应、机匣加速度响应上；但在转轴位移响应频率中没有体现，即叶片是否共振对转轴位移振动响应很小。叶片在不共振转速下，轴承座加速度响应和机匣加速度响应频率成分中没有叶片共振频率和转速频率的组会频率成分。

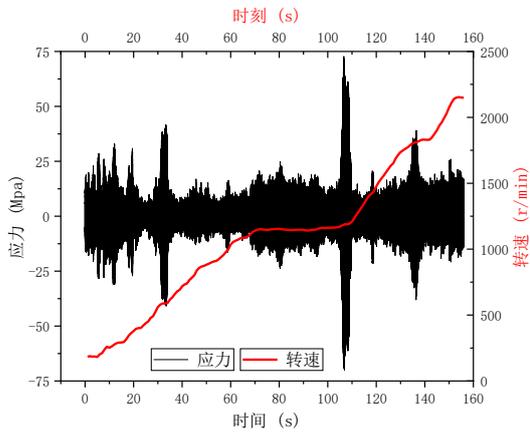
3.3.3 气流激励下含预制裂纹叶片升速试验

如图 3.3 所示，为 6 个激励源气嘴激励下的 4 号叶片（健康叶片）应力响应，由图（a）可知叶片的 6 倍频振动响应最大，12 倍频响应次之，其余倍频等响应较小；由图（c）可知叶片在转速为 1188r/min 下产生六倍频共振。如图 3.3 所示，为 6 个激励源气嘴激励下的 3 号叶片（健康叶片）应力响应，振动特性与 4 号健康叶片响应几乎一致。如图 3.3 所示，为 6 个激励源气嘴激励下的 2 号叶片（含预制裂纹叶片）应力响应，由图（a）可知叶片的 6 倍频振动响应最大，其余倍频等响应较小；由图（c）可知叶片在转速为 1151r/min 下产生六倍频共振。由于叶片产生裂纹后，叶片的固有频率下降，因此其共振转速也比健康叶片的共振转速要低。

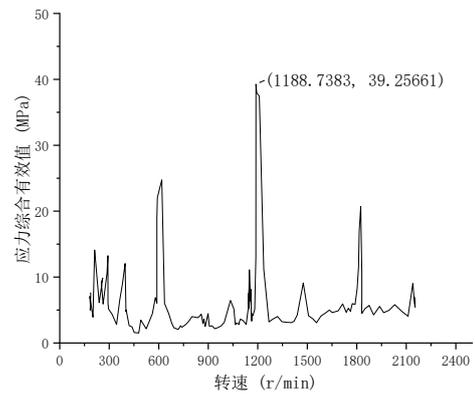
通过试验可知，当气流激励频率与叶片固有频率重合时，会导致叶片产生明显的共振现象，振动响应显著变大。含预制裂纹叶片的固有频率对比健康叶片固有频率小，约为 2.7Hz，也因此含预制裂纹叶片在更低的转速下进入共振状态（6 倍频共振-1151r/min-115Hz），健康叶片的共振转速则高一些（6 倍频共振-1188r/min-119Hz），叶片共振频率相差 4Hz。



(a) 气流激励下 4 号叶片应力响应倍频图



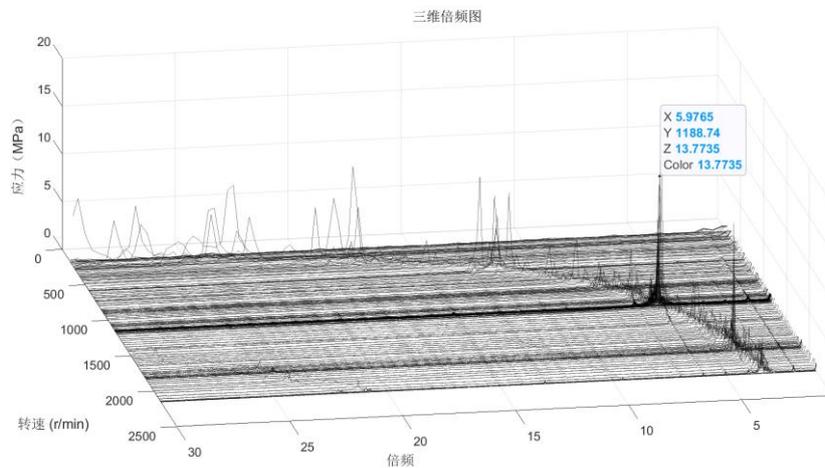
(b) 气激下 4 号叶片应力响应随转速变化时域



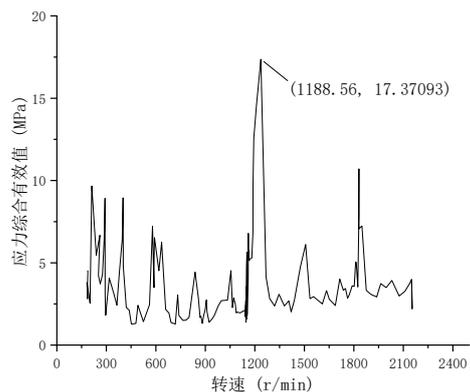
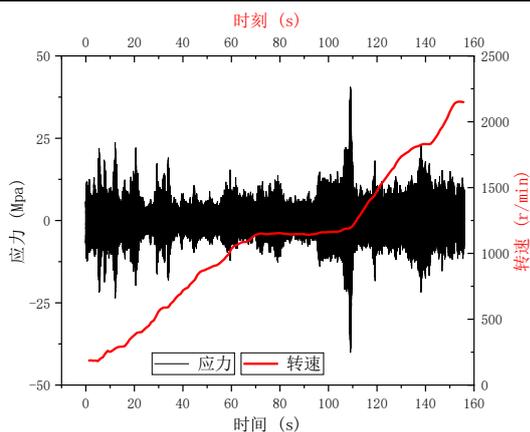
(c) 气激下 4 号叶片应力响应伯德图

图

图 3.3 气嘴激励下 4 号叶片应力响应



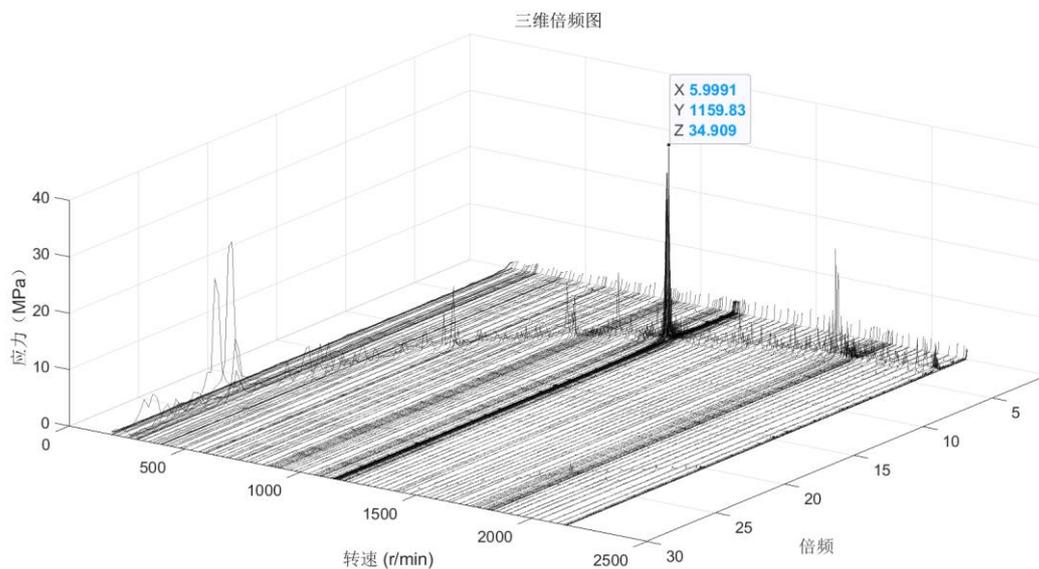
(a) 气流激励下 3 号叶片应力响应倍频图



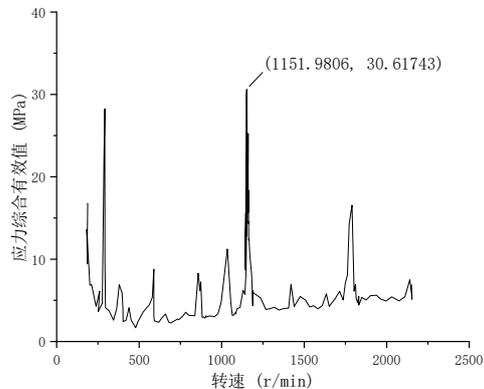
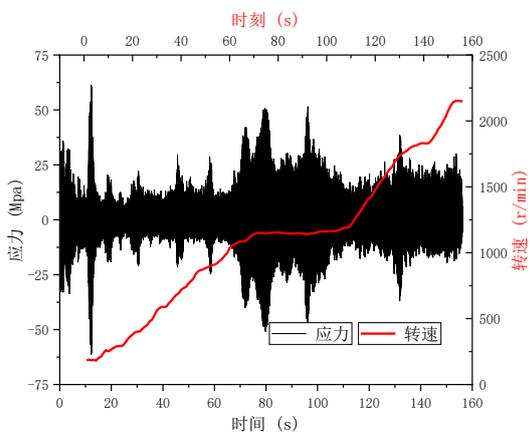
(b) 气激下 3 号叶片应力响应随转速变化时域图

(c) 气激下 3 号叶片应力响应伯德图

图 3.3.6 气嘴激励 3 号下叶片应力响应



(a) 气流激励下 2 号叶片应力响应倍频图



(b) 气激下 2 号叶片应力响应随转速变化时域

(c) 气激下 2 号叶片应力响应伯德图

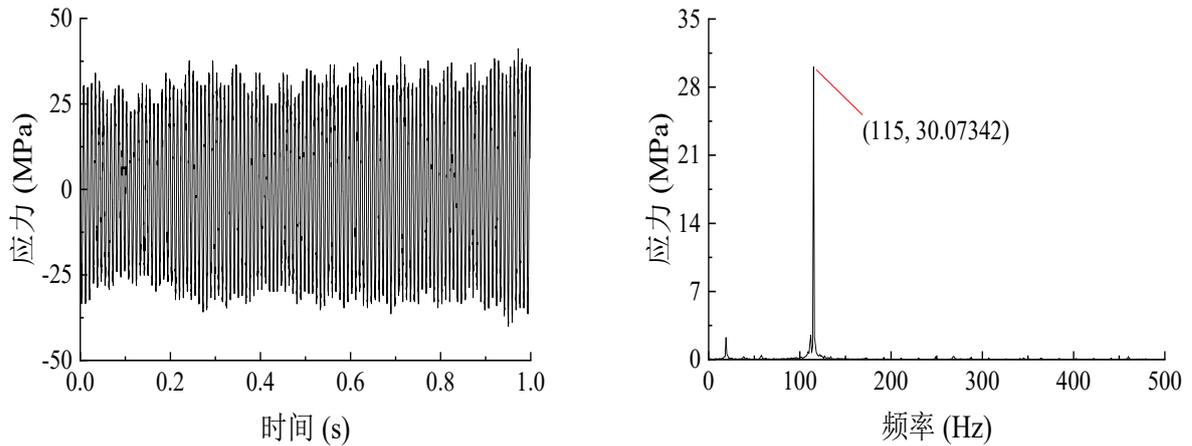
图

图 3.3.6 气嘴激励下 2 号叶片应力响应

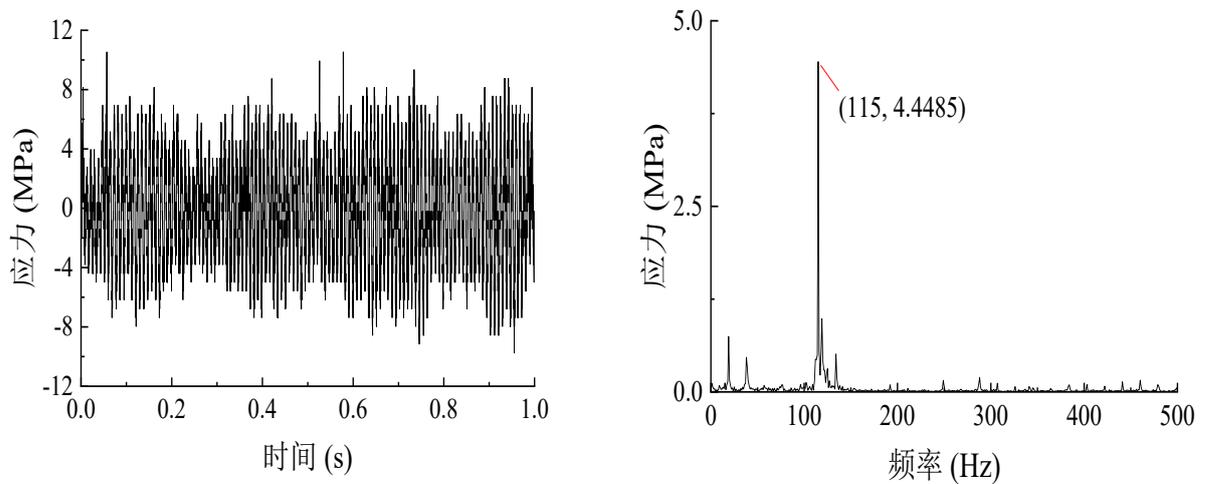
3.3.4 气流激励下含预制裂纹叶片恒速试验

(1) 转速为 1150rpm

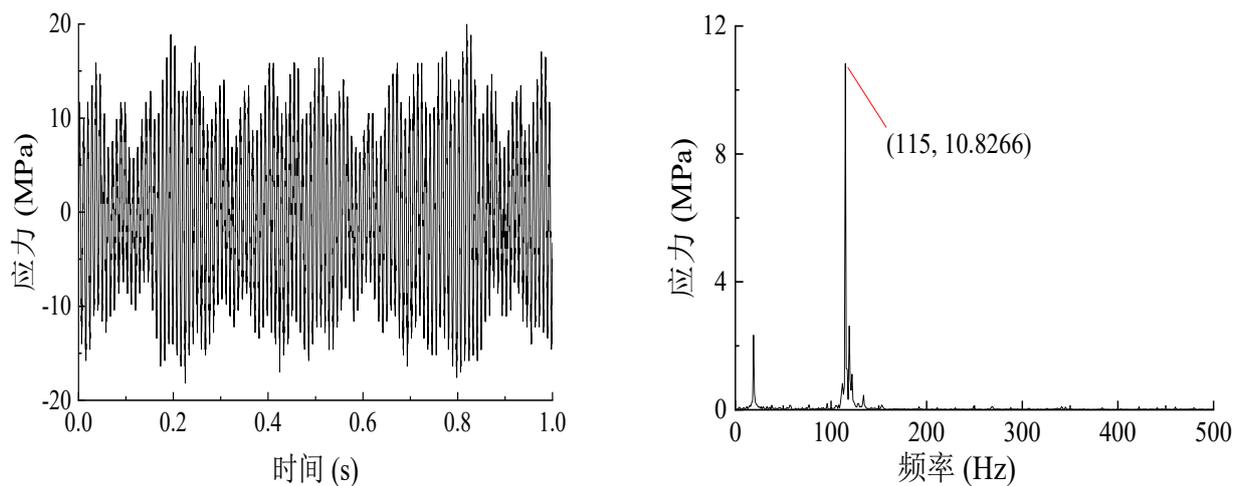
如图 3.3 所示为在 6 个激励源下 1150r/min 时叶片产生 6 倍频共振下的整机振动响应。此时含预制裂纹叶片（2 号叶片）产生共振现象，健康叶片（3 号叶片与 4 号叶片）尚未共振。图（a）为 2 号叶片应力响应，从时域图中可以清晰的看到正弦形式叶片应力响应的现象，频域中则表现出明显的 115Hz 频率成分（6 倍频）；图（b）、图（c）为 3 号叶片与 4 号叶片应力响应，可知 3 号叶片与 4 号叶片此时并没有产生共振现象；图（d）为转子转轴水平和垂直方向的振动位移响应，从频谱中可以看出，只有较大的转速频率成分，没有叶片振动频率成分；图（e）为轴承座加速度响应，从图中可以看出明显的 f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b + 2 * f_r$ 频率成分（ f_b 为叶片振动频率， f_r 为转速频率成分）；图（f）机匣加速度响应同样可以看出明显的 f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b + 2 * f_r$ 频率成分。



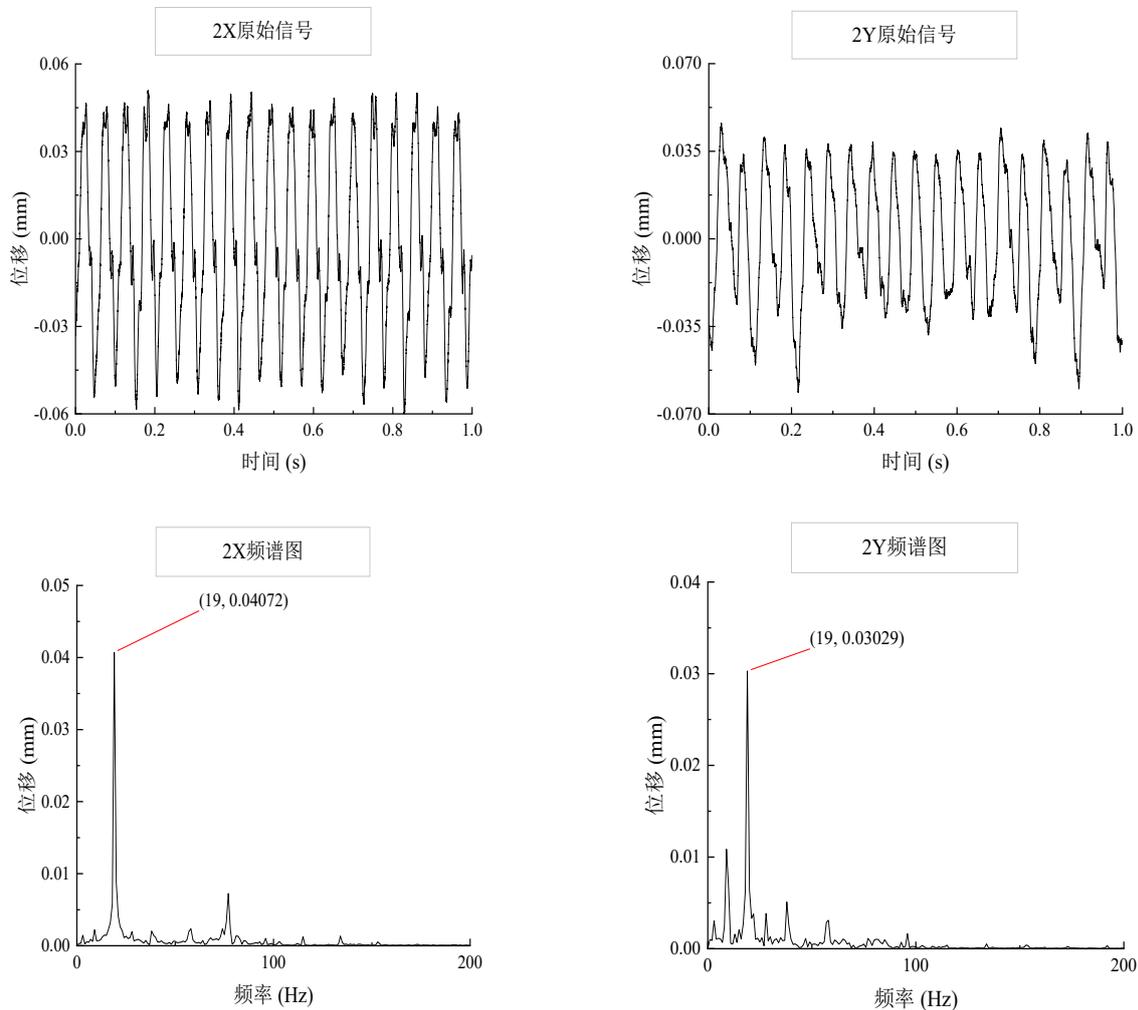
(a) 6 气嘴-6 倍频共振-2 号叶片应力响应



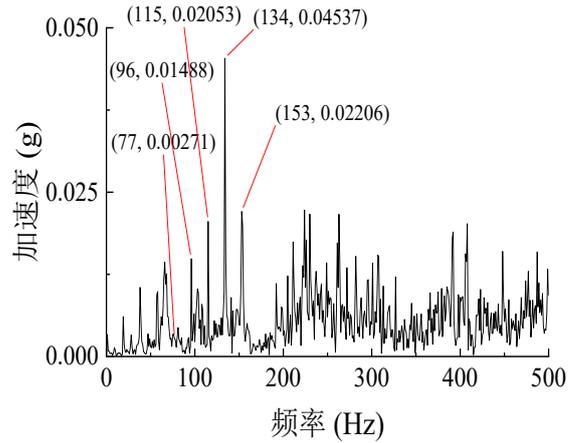
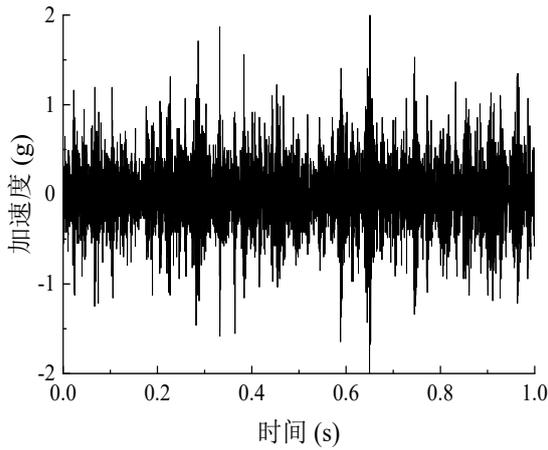
(b) 6 气嘴-未共振-3 号叶片应力响应



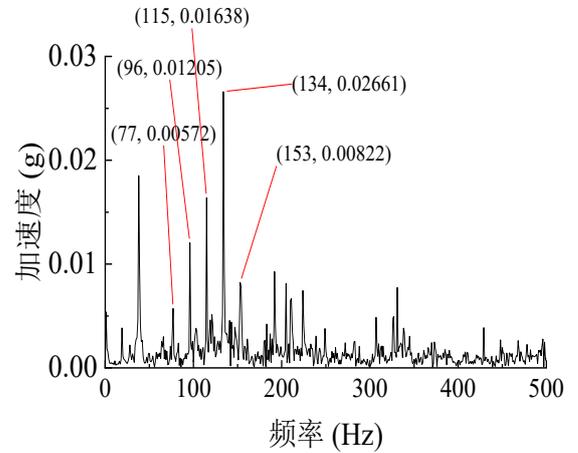
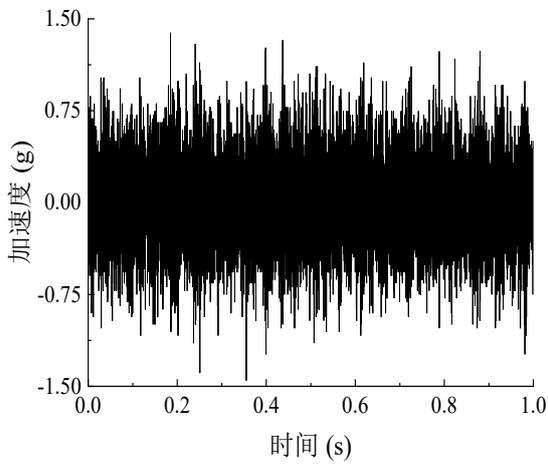
(c) 6 气嘴-不共振-4 号叶片应力响应



(d) 6 气嘴-裂纹叶片 6 倍频共振-转子位移响应



(e) 6 气嘴-裂纹叶片 6 倍频共振-轴承座加速度响应 (f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b + 2 * f_r$)



(f) 6 气嘴-裂纹叶片 6 倍频共振-机匣加速度响应 (f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b + 2 * f_r$)

图 3.3 6 个激励源、1150r/min 整机振动响应

(2) 转速为 1188rpm

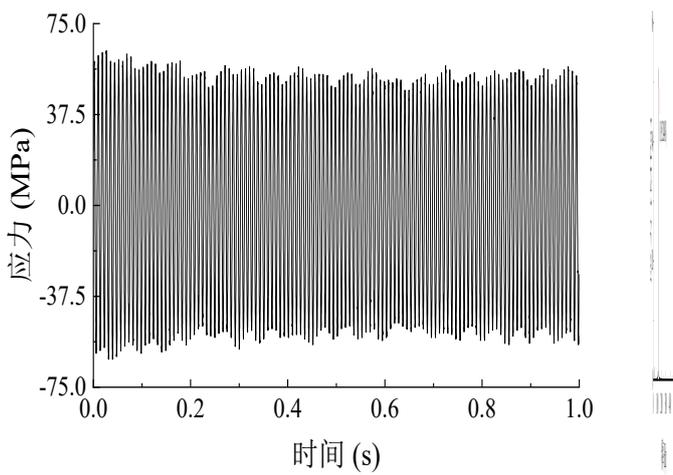
如图 3.3 所示为在 6 个激励源下 1188r/min 时叶片产生 6 倍频共振下的整机振动响应。此时健康叶片产生共振现象，含预制裂纹叶片未共振。图 (a) 为 2 号叶片应力响应，可知 2 号叶片此时并没有产生共振现象；图 (b)、图 (c) 为 3 号叶片与 4 号叶片应力响应，从时域图中可以清晰的看到正弦形式叶片应力响应的现象，频域中则表现出明显的 119Hz 频率成分（6 倍频）；图 (d) 为转子转轴水平和垂直方向的振动位移响应，从频谱中可以看出，只有较大的转速频率成分，没有叶片振动频率成分；图 (e) 为轴承座加速度响应，从图中可以看出明显的 f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b - 2 * f_r$ 、 $f_b - 3 * f_r$ 频率成分（ f_b 为叶片振动频率， f_r 为转速频率成分），图 (f) 为机匣加速度响应中同样可以看出明显的 f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b - 2 * f_r$ 频率成分。



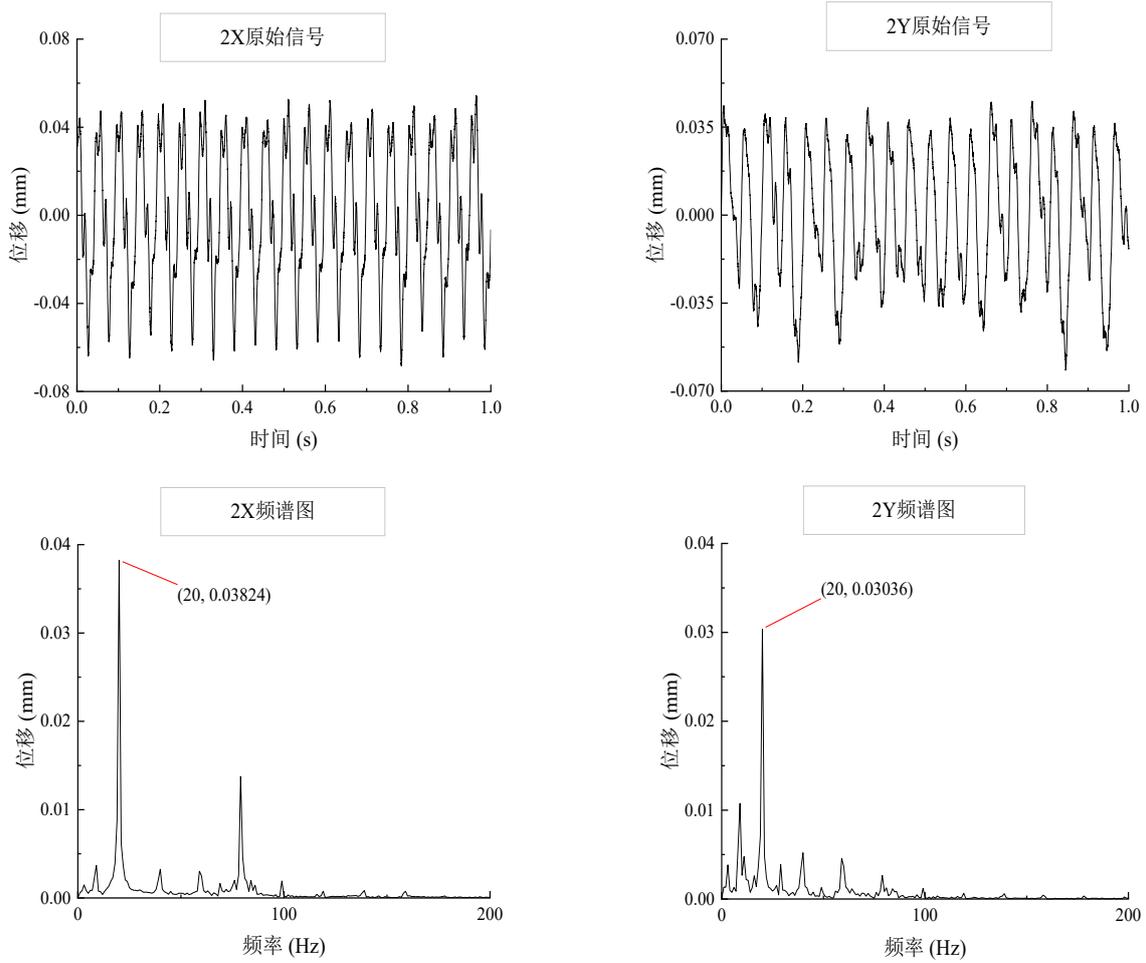
(a) 6 气嘴-未共振-2 号叶片应力响应



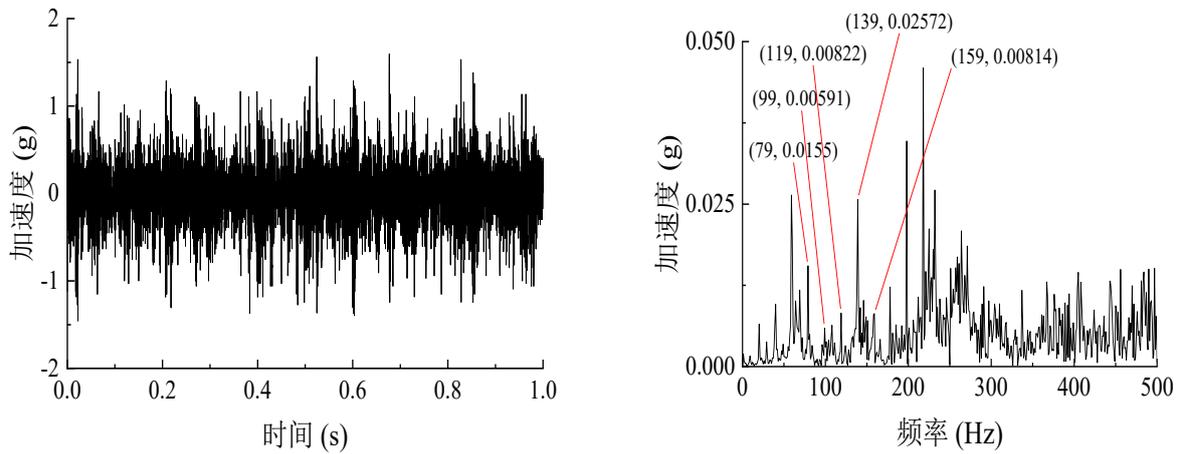
(b) 6 气嘴-健康叶片 6 倍频共振-3 号叶片应力响应



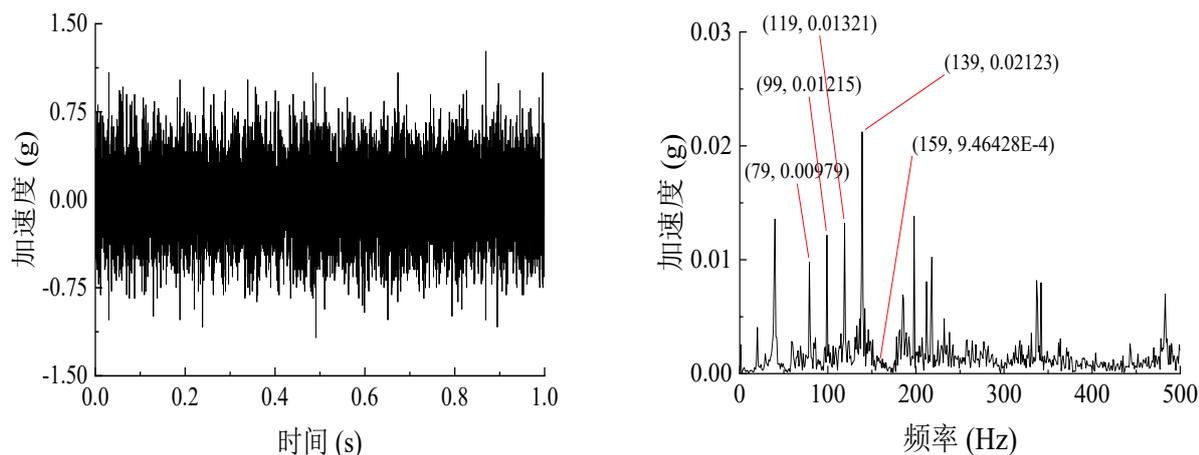
(c) 6 气嘴-健康叶片 6 倍频共振-4 号叶片应力响应



(d) 6 气嘴-健康叶片 6 倍频共振-转子位移响应



(e) 6 气嘴-健康叶片 6 倍频共振-轴承座加速度响应 (f_r 、 $f_b \pm f_r$ 、 $f_b - 2 * f_r$ 、 $f_b - 3 * f_r$)



(f) 6 气嘴-健康叶片 6 倍频共振-机匣加速度响应 (fr 、 $fb \pm fr$ 、 $fb - 2 * fr$)

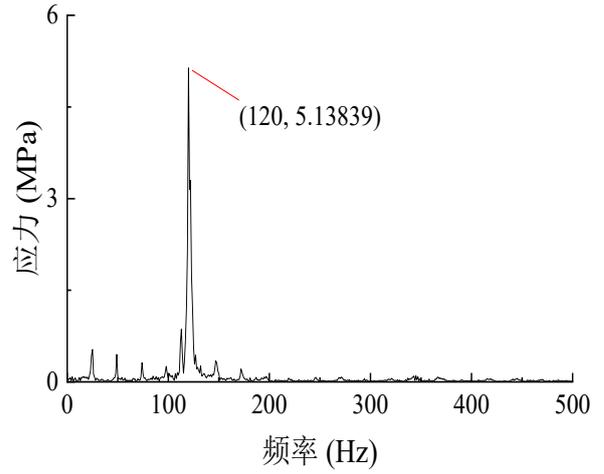
图 3.3 6 个激励源、1188r/min 整机振动响应

(3) 转速为 1475rpm

如图 3.3 所示为在 6 个激励源下在转速为 1475r/min 时的整机振动响应。此时健康叶片与含预制裂纹叶片均未共振。图 (a)、图 (b)、图 (c) 为 2 号叶片、3 号叶片及 4 号叶片应力响应，从时域图中可以看出与叶片共振时的叶片应力响应截然不同，没有清晰的正弦形式响应，频域中频率成分幅值也较小；图 (d) 为转子转轴水平和垂直方向的振动位移响应，从频谱中可以看出，只有较大的转速频率成分，没有叶片振动频率成分，与叶片共振时相似，即叶片共振对转子位移振动响应影响很小；图 (e) 轴承座加速度响应、图 (f) 机匣加速度响应中没有表现出转速频率与 2 号叶片振动响应频率的组合频率成分。



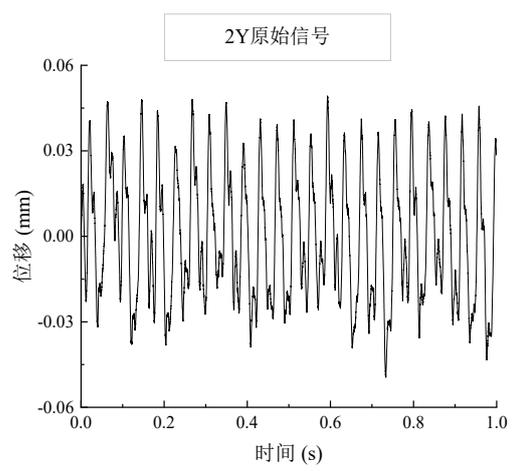
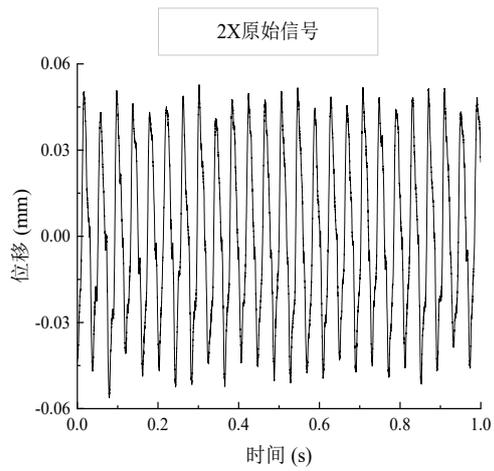
(a) 6 气嘴-未共振-2 号叶片应力响应

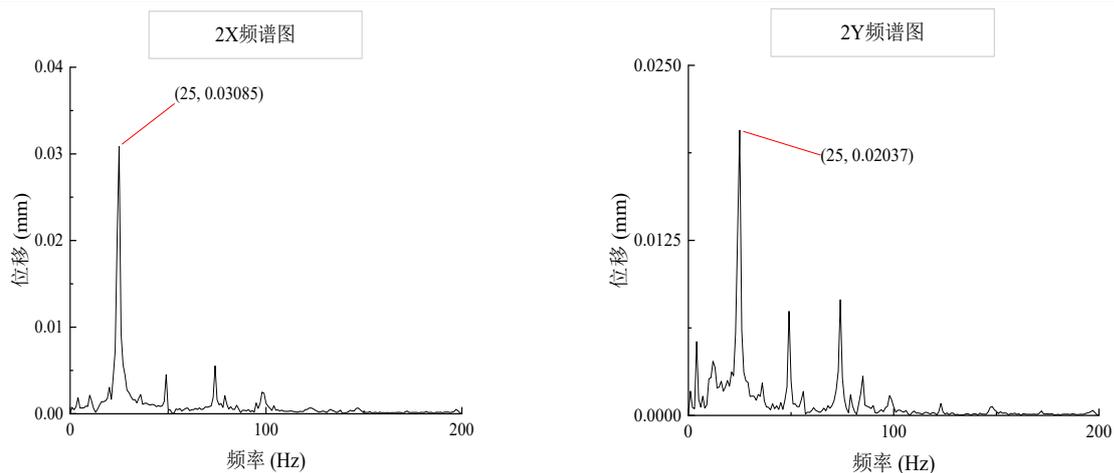


(b) 6 气嘴-未共振-3 号叶片应力响应

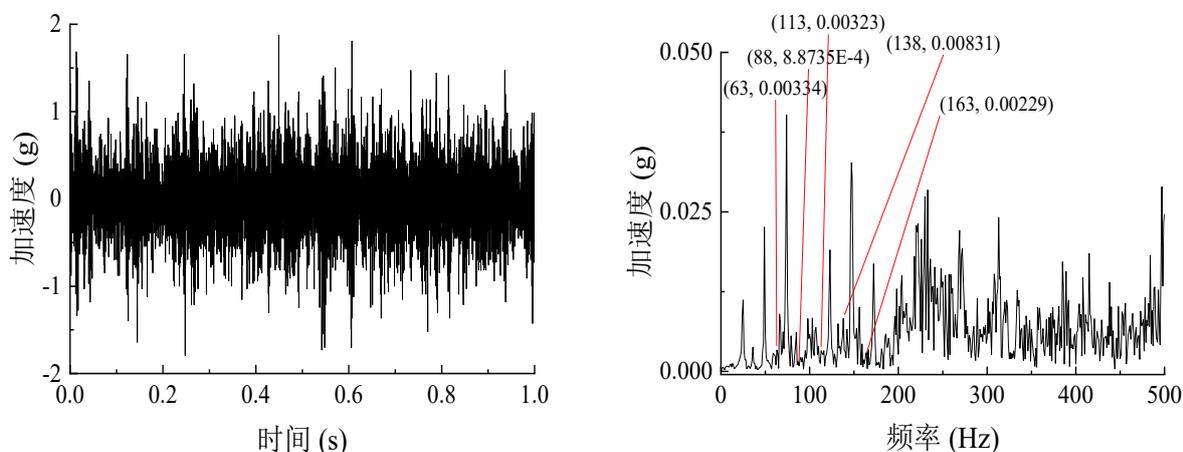


(c) 6 气嘴-未共振-4 号叶片应力响应

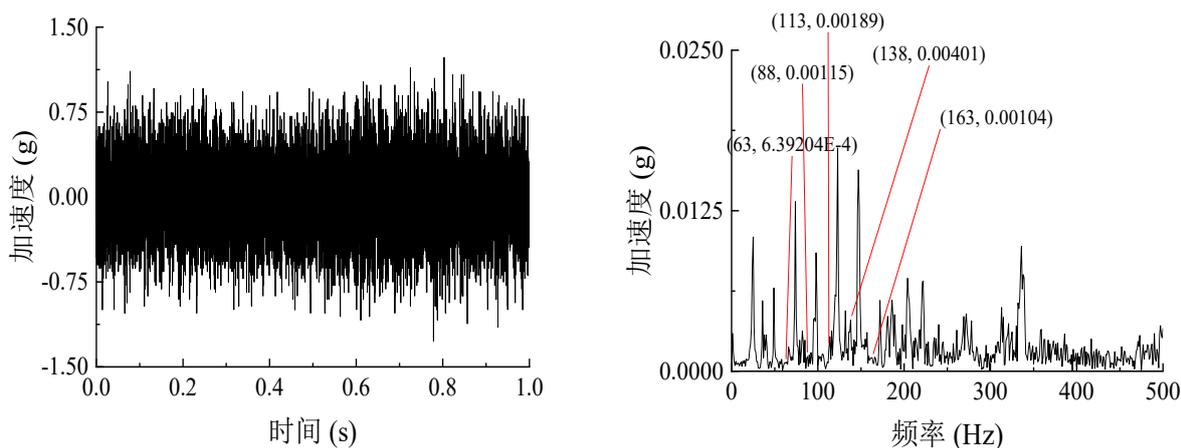




(d) 6 气嘴-未共振-转子位移响应



(e) 6 气嘴-未共振-轴承座加速度响应



(f) 6 气嘴-未共振-机匣加速度响应

图 3.3 6 个激励源、1475r/min 整机振动响应 (2 号叶片振动频率组合)

(4) 试验小结

开展气流激励下含预制裂纹叶片恒速试验, 在叶片不同共振转速及不共振转速下进行试验, 经过结果分析可知: 叶片发生共振后, 叶片共振频率和转速频率的组合频率成分会

体现在转轴加速度响应轴承座加速度响应、机匣加速度响应上；但在转轴位移响应频率中没有体现，即叶片是否共振对转轴位移振动响应很小。叶片在不共振转速下，轴承座加速度响应和机匣加速度响应频率成分中没有叶片共振频率和转速频率的组合频率成分。

3.4 本章小结

本章开展了在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验，试验结果表明：当气流激励频率与叶片固有频率重合时，会导致叶片产生明显的共振现象，振动响应幅值显著变大，无气流激励下叶片振动响应则比较小。含预制裂纹叶片的固有频率对比健康叶片固有频率小（约为 2.7Hz），也因此含预制裂纹叶片在更低的转速下进入共振状态（6 倍频共振-1151r/min-115Hz），健康叶片的共振转速则更高（6 倍频共振-1188r/min-119Hz），叶片共振频率相差 4Hz。并且叶片发生共振后，叶片共振频率和转速频率的组合频率成分会体现在轴承座加速度响应、机匣加速度响应上；叶片在不共振转速下，转轴加速度响应、轴承座加速度响应和机匣加速度响应频率成分则中没有叶片共振频率和转速频率的组合频率成分。

第四章 总结与展望

4.1 全文工作总结

本文针对非旋转健康/裂纹单叶片进行了有限元建模，基于 ANSYS 模态分析模块与谐响应分析模块，分析了健康叶片以及不同深度与位置裂纹叶片的固有特性与振动响应。研究表明，含裂纹叶片的 1 阶固有频率比健康叶片的 1 阶固有频率要低，并且裂纹深度越深、裂纹位置越靠近叶根，叶片 1 阶固有频率越低。然后搭建了基于振动台的非旋转叶片固有频率测量试验台，进行了健康/裂纹叶片的固有频率测量，试验结果与仿真结果一致。最后本文进一步搭建了航空发动机转子试验器测试平台，该试验器包含了发动机典型结构，如涡轮叶盘、压气机叶盘、转轴、机匣以及滚动轴承支承等，并且在此基础上设计、制造、安装了叶片气流激励机构与旋转叶片应变测量机构。在该试验平台上进行了有/无气流激励下的健康/裂纹旋转叶片升速/恒速试验，试验结果表明：当气流激励频率与叶片固有频率重合时，会导致叶片产生明显的共振现象，振动响应幅值显著变大，无气流激励下叶片振动响应则比较小。含预制裂纹叶片的固有频率对比健康叶片固有频率小（约为 2.7Hz），也因此含预制裂纹叶片在更低的转速下进入共振状态（6 倍频共振-1151r/min-115Hz），健康叶片的共振转速则更高（6 倍频共振-1188r/min-119Hz），叶片共振频率相差 4Hz。并且叶片发生共振后，叶片共振频率和转速频率的组合频率成分会体现在轴承座加速度响应、机匣加速度响应上；叶片在不共振转速下，则无上述现象。

4.2 未来工作展望

本文针对裂纹故障叶片的振动响应特性进行了分析仿真分析与试验验证。然而，仍存在一些问题亟待进一步研究和解决，具体包括：

（1）研究表明，裂纹会导致叶片固有频率下降，但是微小裂纹导致叶片固有频率的改变量很小。因此，如何有效地检测叶片微小裂纹成为当前的一个重要难题，需对微小裂纹叶片振动特性进行更加深入的研究。

（2）本文侧重于故障特征研究，在叶片有限元裂纹建模和试验叶片裂纹加工都针对裂纹模型进行了简化，而在后续的研究中可以考虑航空发动机的叶片裂纹的实际形状，建立接近真实发动机叶片裂纹模型进行研究。

参考文献

- [1] 宋兆泓.航空发动机典型故障分析[M].北京:北京航空航天大学出版社, 1993: 59~61.
- [2] 李兴华,关淳,关明臣,等.叶身裂纹对汽轮机叶片振动特性影响的研究[J].汽轮机技术, 2020(4).
- [3] 杨海燕,杨秉玉,刘启州.疲劳裂纹叶片振动的非线性特性研究[J].西北工业大学学报,1999,(02):50-56.
- [4] 张学峰.离心式压缩机叶片裂纹检测试验研究[D].大连理工大学,2015.
- [5] Zhang K, Yan X. A wireless sensor network for online identification of rotor blade crack[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(6): 067001.
- [6] Wu Z Y, Yan H, Zhao L C, et al. Influences of blade crack on the coupling characteristics in a bladed disk with elastic support[J]. Aerospace Science and Technology, 2023, 133: 108135.
- [7] Guru S S, Shylaja S, Kumar S, et al. Pre-emptive rotor blade damage identification by blade tip timing method[J]. Journal of engineering for gas turbines and power, 2014, 136(7): 072503.
- [8] 刘豪.旋转叶片振动监测与分析方法研究[D].南京航空航天大学,2017.
- [9] Fan Z, Li H, Cao H, et al. Research on Running Status Monitoring and Rotating Blade Crack Detection of Large-Scale Centrifugal Compressor Based on Blade Tip Timing Technique[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2022, 72: 1-11.
- [10] Dong J, Li H, Cao H, et al. An improved blade tip timing dual-probe method of synchro-resonance frequency identification for blade damage detection[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 203: 110731.
- [11] Wu S, Wang Z, Li H, et al. Blade crack detection using blade tip timing[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2021, 70: 1-13.
- [12] 沈国际,官凤娇,边子方等.裂纹叶片非线性振动响应理论分析与实验验证[J].国防科技大学学报,2021,43(06):127-134.
- [13] Yang L , Ma M , Wu S ,et al.An improved analytical dynamic model for rotating blade crack: With application to crack detection indicator analysis:[J].Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2021, 40(4):1935-1961.
- [14] Yang L , Yang Z , Mao Z ,et al.Dynamic Characteristic Analysis of Rotating Blade With Transverse Crack—Part II: A Comparison Study of Different Crack Models[J].Journal of Vibration and Acoustics, 2020, 143(5):1-32.
- [15] Yang L Y M W C .Nonlinear dynamic behavior of rotating blade with breathing crack[J].机械工程前沿:

英文版, 2021, 016(001):P.196-220.

- [16] Wu Z Y, Yan H, Zhao L C, et al. Axial-bending coupling vibration characteristics of a rotating blade with breathing crack[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 182: 109547.
- [17] Xu H , Chen Z , Xiong Y ,et al.Nonlinear Dynamic Behaviors of Rotated Blades with Small Breathing Cracks Based on Vibration Power Flow Analysis[J].Shock and Vibration,2016,(2016-8-2), 2016, 2016(pt.6):4197203.1-4197203.11.
- [18] Xiong Q, Guan H, Ma H, et al. Dynamic characteristic analysis of rotating blade with breathing crack[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 196: 110325.
- [19] 张帅.基于模型参数辨识的航空发动机风扇叶片裂纹故障诊断[J].航空发动机, 2023, 49(1):115-121.
- [20] 陈香,朱靖,张亚.含裂纹叶片的轴流式压气机整体叶盘振动特性分析[J].航空动力学报, 2015, 30(5):1141-1148.
- [21] 杨发明.航空发动机旋转叶片在线振动监测与裂纹识别研究 [D]. 国防科技大学,2019.DOI:10.27052/d.cnki.gzjgu.2019.000925
- [22] Chen Z , Yang Y , Xie Y ,et al.Non-contact crack detection of high-speed blades based on principal component analysis and Euclidian angles using optical-fiber sensors[J].Sensors & Actuators A Physical, 2013, 201(Complete):66-72.
- [23] Zhongsheng C , Yongmin Y , Bin G ,et al.Blade damage prognosis based on kernel principal component analysis and grey model using subsampled tip-timing signals[J].ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2014, 228(17).

致 谢

行文至此，清晨已至，我的大学生涯也即将画上句点。回首望去，感慨万千，六年的历练，也让我成长了许多，这段时光，将是我人生难忘且浓墨重彩的一笔，在此，谨让我以最诚挚的谢意感谢这一路陪我成长、支持我以及帮助过我的人。

首先，我由衷的感谢我的导师陈果教授，从论文的选题、框架的构建以及后续的完善，您始终秉持严谨的治学态度，您就像一座灯塔在我迷茫之时为我指明方向，您渊博的专业知识，对待科研工作的精益求精，以及对我们的无微不至的关怀，让我觉得您和蔼可亲，您的每次答疑都让我如沐春风，师恩难忘，我将带着这份教诲砥砺前行。

其次我要感谢我的师兄沈响响博士，感谢师兄在试验时的悉心指导，让我从开始的不知所措，到后来的轻车熟路，更加坚定了我的科研信心，数据处理采集与处理方面，师兄无私地将经验传授给我，对我提出的问题，师兄也会耐心为我一一解答，您的帮助使我受益匪浅、收获颇丰，您给我的感觉亦师亦友，不仅专业知识丰富，与您相处也非常融洽，请允许我把您当做我的榜样，感谢遇见！同样也要感谢实验室的各位师兄给予的帮助。

再次我要感谢飞行专业时期的孙献策导师，您在我们身上投入了许多精力，为我们付出了很多很多，您教会了我很多人生的道理，是我的人生领路人之一，您的教诲学生铭记在心。我要感谢我的老师们，讲授知识、实践指导、学术交流，为我奠定了扎实的专业基础。我要感谢与我一起并肩前行的朋友们，有了你们的陪伴，让这段旅程变得更加令人难忘。

最后我要感谢我的父母，二十余载的养育之恩。求学路上，你们始终尊重我的选择，无条件的支持我，为我筑起坚实后盾、温暖的港湾。当我遭受挫折而焦虑时，你们的宽慰与信任总能让我重拾勇气。寸草之心，难报春晖。我还要感谢母校南航，感谢母校提供的平台让我可以以更广阔眼界去看待这个世界，在这片孕育梦想的沃土，茁壮成长。我将铭记“智周万物，道济天下”的校训，愿以赤子之心传承南航精神，在科技强国的征途上勇毅前行，用青春的智慧与热忱回应时代之问、书写未来答卷。

感谢遇见，愿诸事顺遂。