

航空发动机附件机匣齿轮与滚动轴承 复合故障诊断研究

◇ 答辩人: 刘富海 (SZ2220001) ■ 专 业: 交通运输 ✓ 导 师: 陈果 教授



01 绪论

02 叶片裂纹故障动力学建模与分析

03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证







> 地面燃机关键机械部件故障机理及诊断方法研究

项目来源: 中国航空发动机集团产学研合作项目

> 燃机智能运维典型结构损伤模拟试验与故障监测技术

项目来源:中国航发燃气轮机有限公司项目:





叶片是影响航空发动机安全性和效率的关键部件之一,也是最薄弱的部件之一。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。 某系列飞机的发动机在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。



由于针对航空发动机叶片,开展含裂纹叶片非线性振动机理研究,动力学响应分析以及开展裂纹-碰摩故障耦 合动力学响应和试验验证工作,从而为叶片裂纹和碰摩故障监测和诊断提供机理支撑。对于保障航空发动机 正常运行具有重要意义。



裂纹理论建模研究

- > 常见的裂纹理论模型主要有常开裂纹模型和呼吸裂纹模型。
- 常开裂纹模型其认为裂纹始终处于张开状态,所以两裂纹面是非接触状态,所以会使得叶片等效刚度减小, Dimarogonas对含常开裂纹的柔度矩阵进行了理论推导,分析了含开裂纹的转轴对固有频率变化的明显影响。
- Gasch提出的方波裂纹模型,该模型将裂纹的开闭采用铰链弹簧进行模拟,认为裂纹接触开合状态会在瞬间实现,不考虑裂纹接触面随叶片振动的中间变化过程。因为其认为裂纹要么全开,要么全闭,也被被称之双线 性裂纹模型。Mayes等人采用连续一阶的余弦函数对裂纹进行建模该模型考虑了因叶片振动而导致裂纹接触 面持续变化过程,更接近于实际裂纹的行为特性,是一种经典的呼吸裂纹模型。



- PAPADOPOULOS and A. D. DIMAROGONAS. Coupled longitudinal and bending vibrations of a rotating shaft with an open crack [J]. Journal of Sound and Vibration 1987(117), 81-93.
- Gasch R. Dynamic behavior of a simple rotor with cross-sectional crack[J]. Vibrations in Rotating Machinery. 1976(170): 123-128.
- Mayes I W, Davies W G R. Analysis of the response of a multi-rotorbearing system containing a transverse crack in a rotor[J]. Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design, 1984, 106(1): 139-145.



含裂纹叶片动力学建模

- Qian Xiong等研究了含裂纹单叶片振动响应,提出了基于FRANC3D和ANSYS软件的裂纹扩展路径联合仿真 分析方法以及基于壳单元理论,其将裂纹考虑为双线性裂纹模型,建立了具有真实裂纹扩展路径的悬臂板动 力学模型。并进行了振动台单叶片带预制裂纹的共振疲劳试验,通过对比不同预制裂纹长度对固有频率的影响,以及不同裂纹扩展长度对固有频率的影响。
- Hou采用集中质量梁建立了多叶片盘模型,使用一质量点和一无质量弹簧模拟叶片,将叶片裂纹表示为根部 有贯通裂纹的梁。采用柔度矩阵法考虑了局部刚度的降低。分析了调谐系统和在叶片根部引入不同深度裂纹 的失谐系统叶片盘的动态特性。



- Qian Xiong, Hong Guan, Hui Ma, et al. Crack propagation and induced vibration characteristics of cracked cantilever plates under resonance state: Experiment and simulation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023 (201), 110674.
- Hou J F. Cracking-induced mistuning in bladed disks[J]. AIAA Journal, 2006, 44 (11) : 2542-2546.



含裂纹叶片动力学建模

- > 吴志渊等基于有限元法,采用梁单元对转轴建模;基于假设模态法,采用Kirchhoff板理论对轮盘建模,并采用Timoshenko梁理论对叶片进行建模。考虑叶片裂纹的呼吸效应,建立了转轴-轮盘-裂纹叶片耦合系统动力学模型,并通过对比固有特性和不同激励下的动态响应验证了模型的准确性。
- 冷海龙提出了一种基于叶尖定时(Blade Tip Timing, BTT)方法的试验装置,该装置包含三个传感器,并能 够在叶片上施加气流激励。在叶片预先存在裂纹的情况下,系统通过同步共振条件下的叶尖定时技术,测量 并获取各叶片的固有频率和振动幅值。







- 吴志渊,赵林川,颜格,等.转轴-轮盘-裂纹叶片耦合系统的叶尖振动特性[J]. 航空学报, 2024, 45(04): 96-110.
- 徐海龙.旋转叶片裂纹的叶端定时非接触在线检测关键技术研究[D].国防科技大学,2018.



含裂纹叶片动力学建模

航空发动机结构及典型部位的碰摩如图所示。从图中可见,转静子整体极为紧凑,结构部件繁多,各部件特 征差异大,在服役期内会出现多种多样的碰摩: (1)不同部位的碰摩,如静叶-旋转鼓筒、叶片-机匣/篦齿密 封组件、高-低压转子轴间的碰摩等; (2)不同方式的碰摩,如轴向和径向的碰摩。其中,转子系统径向碰 摩、叶片-机匣径向碰摩是航空发动机中最关注的2类碰摩故障。



- Liu L, Cao D Q, Sun S P. Dynamic characteristic of a disk-drum-shaft rotor system with rub-impact [J]. Nonlinear Dynamics, 2015, 80(1-2): 1017-1038.
- Sinha S K. Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to tip-rub [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273(4-5): 875-919.
- Qin W Y, Chen G R, Meng G. Nonlinear responses of a rub-impact overhung rotor[J]. Chaos, Solitons & Fractals, 2004, 19(5): 1161-1172.
- Li G X, Paidoussis M P. Impact phenomena of rotor-casing dynamical systems[J]. Nonlinear Dynamics, 1994, 5: 53-70.
- Choy F K, Padovan J. Nonlinear transient analysis of rotor-casing rub events [J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 113: 529-545.



含裂纹叶片动力学建模

- > 按照转/静接触面积的不同可以将转/静碰摩分为:单点碰摩、局部碰摩、全周碰摩。
- 左碰摩故障动力学模型的研究方面,目前主要存在以下几种建模方法:1)弹簧模型;2)脉冲函数模型;3) 基于准静态假设与碰撞能量守恒的碰摩模型;4)碰摩约束模型;5)基于接触动力学的碰摩模型。
- 曹登庆, 杨洋, 王德友, 等. 基于滞回碰摩力模型的转子系统碰摩响应研究[J]. 航空发动机, 2014, 40(01): 1-9.
- Ma H, Zhao Q B, Zhao X Y, et al. Dynamic characteristics analysis of a rotor-stator system under different rubbing forms[J]. Applied Mathematical Modelling, 2015,39(8):2392-2408.
- 廖明夫, 宋明波, 张霞妹. 转子/机匣碰摩引起的转子弯扭耦合振动 [J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 1009-1017.
- Thiery F, Gustavsson R, Aidanpaa JO. Dynamics of a misaligned Kaplan turbine with blade-to-stator contacts[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 99: 251–261.
- Zhao Q, Yao H L, Wen BC. Prediction method for steady-state response of local rubbing blade-rotor systems[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29: 1537–15.
- Ma H, Tai X Y, Han Q K, et al. A revised model for rubbing between rotating blade and elastic casing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 337: 301–320.
- Turner K, Adams M, Dunn M. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration. In: Proceedings of 2005-GT-68217 Ren-Tahoe, Nevada, USA, 2005: 391-396.
- Ma H, Tai X Y, Han Q K, et al. A revised model for rubbing between rotating blade and elastic casing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 337: 301–320.
- Sinha S K. Rotordynamic analysis of asymmetric turbofan rotor due to fan blade-loss event with contact-impact rub loads[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332: 2253–2283.
- Legrand M, Batilly A, Magnain B, et al. Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331: 2578–2601.

现状小结





论文研究内容及安排









03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证





含呼吸裂纹叶片动力学建模







盘叶片系统示意图

裂纹叶片单元示意图

裂纹面示意图



正常叶片单元应变能:
$U^{o} = \frac{1}{2} \int \left[\frac{\kappa V_{1}^{2}}{GA} + \frac{\kappa V_{2}^{2}}{GA} + \frac{M_{1}^{2}}{EI_{1}} + \frac{M_{2}^{2}}{EI_{2}} + \frac{T^{2}}{GI_{o}} + \frac{F^{2}}{AE} \right] dx$
裂纹叶片应变能:
$U^{c} = \frac{1}{E'} \iint_{A_{c}} \left[\left(\sum_{i=1}^{6} K_{i}^{\mathrm{I}} \right)^{2} + \left(\sum_{i=1}^{6} K_{i}^{\mathrm{II}} \right)^{2} + (1+\nu) \left(\sum_{i=1}^{6} K_{i}^{\mathrm{III}} \right)^{2} \right] \mathrm{d}A_{c}$



呼吸裂纹模型以及模型求解



裂纹接触面积因子计算流程图

- $M\ddot{q} + (C \omega G)\dot{q} + Kq = Q$
- M 转子系统质量矩阵
 K 转子系统刚度矩阵

 G 转子系统陀螺矩阵
 Q 广义激励向量

 \ddot{q}, \dot{q}, q 节点加速度、速度、位移向量
 ω 旋转角速度

 C 转子系统阻尼矩阵,设为比例阻尼,即
 $C = \alpha M + \alpha' K$
 α 为质量阻尼系数, α' 为刚度阻尼系数

 叶片动力学方程

- ▷ 离心力激励: $F_{c} = \rho \omega^{2} \int_{L_{c}}^{L} (R_{d} + l) b h dl$
- > 弯矩计算公式: $M_y = -EI_y \frac{\partial \varphi}{\partial x}, M_z = EI_z \frac{\partial \phi}{\partial x}$
- > **轴向应力计算公式**: $\sigma_p = \frac{M_z y_p}{I_z} \frac{M_y z_p}{I_y} \frac{F_c}{b h}$
- > 接触面积因子: $r = S_{open} / A_c$
- > 时变裂纹刚度矩阵: $K_{Crack} = T * (G^o + rG^c)^{-1} * T^T$

在本文均采用Newmark-β法和一种改进的Newmark-β法 (翟方法)[73]相结合的方法[74]对所建立的运动方程进行 数值积分求解。



模型验证

- 今東叶片一端位移,在超谐共振条件下,即转速设置为 1980r/min;裂纹深度比设置为 0.5;裂纹位置比设置为0.1;气 流力简化为每节点施加周向幅值 为50N,频率为5f,的正弦力。
- ≻ 计算一阶固有频率和瞬态响应, 并与ANSYS结果进行对比。
- 一阶固有频率最大相对误差为 1.36%,动态响应结果基本一致, 可以说明本文裂纹模型的有效性。









开裂纹叶片一阶固有频率相对误差





裂纹深度比对振动响应的影响

- 边界条件、转速、裂纹位置比、气流激励与上文设置一致。裂纹深度 比分别设置为:0,0.1,0.2,0.3, 0.4,0.5。
- > 裂纹叶片叶尖的弯曲振动响应出现 了显著的常值和倍频分量,一倍频 分量值也更大。
- > 当裂纹较小时,刚度系数变化接近 双线性模型。随着裂纹增大,裂纹 的呼吸过程持续时间变长。





裂纹截面A点轴向应力

裂纹单元弯曲刚度系数时域图



裂纹深度比对振动响应的影响

≻ 约束条件、转速、裂纹位置比、气流激励与上文设置一致。裂纹位置比分别设置为: 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5。



不同频率分量幅值对比图

弯曲振动频谱图



转速对振动响应的影响

➢ 叶片裂纹深度比设定为0.5,裂纹位置比设置为0.1与气流激励与上文一致,旋转速度在0至7000r/min范 围内每隔50r/min计算一次。





小结

- 本章建立了旋转叶片裂纹故障的动力学模型。在此基础上,深入分析了不同裂纹深度对叶片叶尖弯曲振动响 应、裂纹面弯曲刚度系数及弯矩最大贡献点应力的影响。研究结果表明:
- (1)当叶片存在裂纹时,叶尖弯曲位移的频谱中会出现明显的常值分量,并且在激励频率接近叶片的固有频率时,频谱中会出现显著的峰值。此外,在较低转速下,气流激励频率的二倍频及其高次谐波分量会显现;而在较高转速下,这些频率成分则会消失,表现为一个具有裂纹的线性系统。
- (2)裂纹的深度对叶片振动的影响呈正相关,即裂纹深度越大,叶片的振动响应越显著。而裂纹的位置对叶 片振动响应的影响表现出一定的规律性。具体而言,裂纹位置比(裂纹距离叶根的比例)越大,即裂纹越靠 近叶尖时,其对叶片振动的影响越小。





03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证



 $J_{\rm dd}, J_{\rm pd}$





转子动力学模型



叶片与转盘连接模型



 $A_{3} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_{x1}) & \sin(\theta_{x1}) \\ 0 & -\sin(\theta_{x1}) & \cos(\theta_{y1}) \end{bmatrix}, A_{2} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{y1}) & 0 & -\sin(\theta_{y1}) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta_{y1}) & 0 & \cos(\theta_{y1}) \end{bmatrix}, A_{1} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{z1}) & \sin(\theta_{z1}) & 0 \\ -\sin(\theta_{z1}) & \cos(\theta_{z1}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

坐标变换矩阵

叶盘连接示意图

叶片受力计算公式

$$F_{ix1} = k_{br1} (x_k - x_{i1}) + c_{br1} (\dot{x}_k - \dot{x}_{i1})$$

$$F_{iy1} = k_{br2} (y_k - y_{i1}) + c_{br2} (\dot{y}_k - \dot{y}_{i1})$$

$$F_{iz1} = k_{br3} (z_k - z_{i1}) + c_{br3} (\dot{z}_k - \dot{z}_{i1})$$

$$M_{ix1} = k_{ba1} (\theta_{xk} - \theta_{xi1}) + c_{ba1} (\dot{\theta}_{xk} - \dot{\theta}_{xi1})$$

$$M_{iy2} = k_{ba2} (\theta_{yk} - \theta_{yi1}) + c_{ba2} (\dot{\theta}_{yk} - \dot{\theta}_{yi1})$$

$$M_{iz3} = k_{ba3} (\theta_{zk} - \theta_{zi1}) + c_{ba3} (\dot{\theta}_{zk} - \dot{\theta}_{zi1})$$

 $\begin{bmatrix} F_{xk}, F_{yk}, F_{zk} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} = T^{-1} * \begin{bmatrix} F_{ix1}, F_{iy1}, F_{iz1} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$ $\begin{bmatrix} M_{xk}, M_{yk}, M_{zk} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}} = T^{-1} * \begin{bmatrix} M_{ix1}, M_{iy1}, M_{iz1} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$

转盘上的作用力



激励载荷建模

> (1) 不平衡激励

第i个刚性圆盘对应的不平衡激振力在转轴横向平面内的分量为

 $\begin{cases} f_{iy}^{u} = m_{di}e_{i}\omega^{2}\cos(\omega t + \Phi_{i}) \\ f_{iz}^{u} = m_{di}e_{i}\omega^{2}\sin(\omega t + \Phi_{i}) \end{cases}$

> (2) 气流激励

叶片周向受到的气流力为:

$$F_{air} = A_f \cos\left(EO \cdot 2\pi f_r t + \phi\right)$$

> (3) 离心力激励

每个节点受到的离心力为:

$$F_{i_B}^{c} = \rho \omega^2 \int_{L_{i_B}^{c}}^{L} (R_{d} + l) b h dl$$

 m_{di} — 第i个圆盘质量 e_i — 第i个圆盘偏心距 Φ_i — 第i个圆盘不平衡量初始相位

$$\boldsymbol{Q}_{s}^{u} = \left\{ 0 \quad \cdots \quad \overbrace{0 \quad f_{1y}^{u} \quad f_{1z}^{u} \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{5 \notin \forall \text{ i. j f i. j$$

 A_{f} — 气动载荷的幅值 EO — 气动载荷的阶次 ϕ — 初始的相位角

$$\boldsymbol{Q}_{B}^{air} = \left\{ \overbrace{\begin{matrix} 0 & F_{air} & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 & 0 \\ \hline 0 & F_{air} & 0 \\ \hline$$

$$Q_B^c = egin{cases} 1675 \& 1675 \& 1685 \&$$



叶片-机匣碰摩模型 y F_t F_n С 碰摩间隙建模 x w. 0 2π 碰摩接触示意图 碰摩间隙函数图 碰摩间隙圆周示意图 碰摩力计算流程 $\int \mathbf{r}_{bi} = y_{tip} \cos \theta_{bi} + z_{tip} \sin \theta_{bi}$ $\mathbf{r}_{ci} = y_c \cos \theta_{bi} + z_c \sin \theta_{bi}$ 计算机匣、叶 $\boldsymbol{F}_{iN} = \boldsymbol{k}_r (\boldsymbol{r}_{tipi} - \boldsymbol{r}_{ci})$ 法向碰摩力: 分解至叶片的X,Y $r_{tipi} - r_{ci} > c(\theta_{bi})$ 尖的位移 切向碰摩力: $F_{iT} = f F_{iN} = fk_r(r_{tipi} - r_{ci})$ 方向 $\boldsymbol{r}_{ci}, \boldsymbol{r}_{tipi}$ $\begin{cases} D, & |\theta - \theta_c| > \beta \\ D - C \left[0.5 + 0.5 \cos \frac{\pi(\theta - \theta_c)}{\beta} \right], & |\theta - \theta_c| \le \beta \end{cases}$ 是 $c(\theta) = -$ 通过旋转矩阵变换 碰摩力为0 到机匣坐标系下 局部变形的间隙函数

24



模型求解方法



齿轮故障多方法集成诊断技术



单点碰摩仿真

进行单点碰摩故障仿真,仿真过程中所用的间隙和试验器参数已在文中列出。本次仿真考虑了转子不平衡激励和叶片在离心力作用下的响应。局部变形参数的设置为: θ_c = π/2, β = π/60,转盘上共有四个叶片。在1500转/分钟的转速下,各测点仿真结果如下图所示。



齿轮故障多方法集成诊断技术



多点碰摩仿真

> 接下来,进行考虑机匣两点碰摩仿真,其他参数与上文一致。本次仿真中,局部变形设置两处凸起,具体参数设置为: $\theta_{c1} = \pi/2, \beta_1 = \pi/60, \theta_{c2} = 0, \beta_2 = \pi/60$, 转速依然设置为1500r/min,各测点的仿真结果如下:





小结

本章建立了叶片-转子-机匣-支承的耦合整机动力学模型。进行了单点碰摩和多点碰摩的仿真分析。研究结 果表明:

- (1)单点碰摩故障中,机匣振动加速度信号会出现很多冲击,且冲击间隔保持不变。在频谱上表现的特征为 出现很多转速倍频分量的幅值,且在叶片通过频率附近出现较大的幅值,同时这些频率分量的附近还会存在 边频带。在叶片上的特征则表现为出现很多倍频,同时因为碰摩过程并非一致持续,所以在叶片的固有频率 附近会出现较大的倍频分量。
- (2) 多点碰摩故障对于机匣和叶片的冲击次数更多,所以加速度的幅值也更大。其他特征则与单点碰摩故障 结果类似,机匣上出现较大的叶片通过频率的倍频分量以及叶片上在叶片的固有频率附近出现幅值较大的转 速倍频分量。





03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证





裂纹-碰摩耦合故障动力学模型求解





裂纹故障在整机模型中的动力学响应





裂纹故障在整机模型中的动力学响应





裂纹故障在整机模型中的动力学响应



1200

1000

800

600

频率/Hz

400

200



裂纹故障在整机模型中的动力学响应









无裂纹无碰摩





叶片1弯曲振动位移三维瀑布图

0

0

转盘振动加速度三维瀑布图

600

机匣振动加速度三维瀑布图



叶片裂纹转静碰摩故障在整机模型的下的动力学响应



35



叶片裂纹转静碰摩故障在整机模型的下的动力学响应





叶片裂纹转静碰摩故障在整机模型的下的动力学响应





叶片裂纹转静碰摩故障在整机模型的下的动力学响应



无裂纹含碰摩

0.5

裂纹含碰摩











叶片1弯曲振动位移三维瀑布图

转盘振动加速度三维瀑布图

机匣振动加速度三维瀑布图



小结

- 本章将旋转裂纹叶片与碰摩故障的耦合模型与转子-支承-机匣耦合动力学模型进行叠加,形成含转裂纹叶片 -机匣碰摩耦合故障的转子-支承-机匣耦合动力学模型。进行了裂纹故障和裂纹碰摩耦合故障振动响应分析。通 过分析了叶片裂纹故障和裂纹碰摩耦合故障下叶片、转盘和机匣振动响应。得到以下结论:
- (1) 气流激励主要影响叶片的振动响应,而对转子的影响较为有限。不平衡力激励主要对转子的振动产生影响。当叶片出现裂纹时,叶片的弯曲振动响应会出现常值偏移,且当激励频率接近叶片的固有频率时,常值 偏移量会表现为明显的峰值。此外,当转速低于某一临界值时,气流激励频率的倍频分量会显著出现,而当 转速超过此临界值时,这些倍频分量逐渐消失。
- (2) 叶片出现裂纹时,转盘与机匣的振动响应只有在叶片的共振或者超谐共振下才会出现稍微明显的 n×f_e±f_r(n为正整数)频率分量,并且这些频率分量的幅值依旧较小,难以通过其响应准确的检测裂纹故障, 且其他转速下这些幅值将会更小。



小结

(3)发生碰摩故障时,叶片的振动响应中会出现转速倍频分量,且在低转速下,叶片弯曲振动位移在叶片固有频率附近的转速倍频幅值较大。与此不同,机匣上的转速倍频将更加明显,并且在时域波形中,冲击特征尤为突出。而对转盘的影响与机匣的特征比较相似。在裂纹-碰摩耦合故障的情况下,振动响应的主要特征仍然表现为碰摩引起的故障特征。叶片的振动响应与仅存在裂纹故障时的振动特征变化较为有限,而机匣和转盘的振动特征则基本维持与单一碰摩故障时相似的模式。因此,仅通过分析转盘和机匣的振动响应,难以准确识别叶片裂纹故障的存在,特别是在裂纹与碰摩故障同时作用的情况下。





03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证





叶片疲劳试验

为探究裂纹叶片的振动过程中的位移响应特征,对叶片进行共振疲劳试验,需要在其固有频率下进行激振。 进行模态敲击得到健康叶片的频率为62.12Hz,而增加加速度传感器后,通过扫频得到频率为49.98Hz,以此激振 频率,加速度激励为4.5g,进行不间断试验。试验现场和试验结果如下图所示。



振动台图

试验现场图



含裂纹叶片振动试验分析

裂纹产生后,为了排除加速度传感器可能带来的测量误差, 在产生裂纹后采用了非接触式测量方法,通过高频激光位移传感 器来精确测量叶片叶尖的振动位移响应。实验现场的布置如右图 所示。在试验过程中,首先拆除了加速度传感器,并通过扫频测 试来确定叶片的固有频率,结果显示其固有频率约为49.2Hz。在 此基础上,我们进一步对叶片在不同激励条件下的振动特性进行 了系统的研究,特别是针对叶片在共振和超谐共振条件下的振动 行为进行了测试。



叶片振动试验现场图





含裂纹叶片振动试验分析

在超谐共振条件下 (约25.12Hz) 施加了0.24g的加速度激励, 时域信号 和频谱图如图所示。在频谱分析中, 纵坐标采用对数坐标,以便更清晰的 展示幅值较小的频率分量。可以看到 叶尖振动位移的频谱中存在激励频率 的倍频现象,表明在超谐共振状态下 的叶片振动包含了多个高倍频谐波分 量。而健康叶片的频谱中只有激振频 率和激光位移传感器安装带来的常值 分量。





含裂纹叶片振动试验分析

在叶片的共振状态下(裂纹叶片 约48.42Hz),同样施加了0.24g的加速 度激励,并采集了叶尖振动位移信号。 叶片实验结果如图所示, 与超谐共振 情况下的结果相似,频谱图中同样出 现了激励频率的倍频成分。这些倍频 的出现进一步验证了叶片在共振和超 谐共振条件下的非线性振动特性。同 样,健康叶片的频谱中只有激振频率 和激光位移传感器安装带来的常值分 量。





碰摩故障试验

利用碰摩装置进行单点碰摩装置,通过碰摩螺钉挤压碰摩环产生变形与叶尖产生接触,碰摩试验器、在机 匣的径向与切向以及轴承座上安装加速度传感器测点以及碰摩实施示意图如下。



航空发动机转子试验器

加速度采集测点



碰摩施加图



碰摩故障试验验证

首先将碰摩螺钉旋至最上端。 使叶片与机匣不产生碰摩,在此 情况下进行无碰摩故障试验,转 速设置为1500r/min,采集图 5.12图中的径向加速度数据,试 验结果如图5.14所示,可以看到 在仿真中可以看到仅有转速频率 25Hz, 而试验结果中除了 24.99Hz还有一些倍频分量,这 应该是由于试验器与电机的连接 存在不对中。



无碰摩数据时域图(1500r/min)

局部放大图



碰摩故障试验验证

随后在航空发动机 转子试验器上进行单点 碰摩试验。通过拧紧碰 摩螺钉挤压碰摩环,能 够改变局部间隙,从而 实现碰摩。实验设定的 转速为1500r/min (约 25Hz)。而仿真间隙设 置与第三章一致。



碰摩数据时域图(1500r/min)

局部放大图



碰摩故障试验验证



碰摩数据频谱图(1500r/min)

局部放大A

局部放大B



小结

本章对本文所建立的叶片裂纹模型和叶片-机匣碰摩模型进行试验验证。一方面,由于基于机匣加速度无法 检测裂纹故障,目前流行的方法是仍然是直接检测叶片振动方法,因此,本章基于振动台进行了裂纹叶片的振动试验,提取了裂纹叶片的振动特征,并与仿真结果进行了比较,仿真与试验所得的叶片出现裂纹时的弯曲振 动特征一致,验证了本文所建立的叶片裂纹模型的正确有效性;另一方面,由于叶片产生裂纹后往往会导致叶 片碰摩,因此,从转静碰摩监测可以间接实现叶片裂纹的诊断,因此本章利用带机匣的转子试验器进行碰摩故 障模拟试验,对比了时域波形以及频域特征,得到了一致性的结论,从而验证了本文碰摩模型。





03 叶片-机匣碰摩动力学建模与分析

04 叶片裂纹-碰摩耦合故障整机振动分析

05 叶片裂纹及碰摩故障试验验证







全文工作总结

(1) 建立了部件级的裂纹叶片动力学模型

裂纹故障对叶片的弯曲振动响应有显著影响。当叶片发生裂纹时,叶尖弯曲振动频谱中会出现明显的常值分量, 且当激励频率接近叶片固有频率时,常值分量会表现为显著的峰值。在低转速下,频谱中会有气流激励频率的倍频分 量,而在高转速下,这些倍频分量则消失,表现为一个带裂纹的线性系统。此外,裂纹深度比对叶片振动影响较大, 裂纹深度比越大,叶片振动响应越强,且裂纹深度靠近叶尖根,对振动的影响更大。

> (2) 建立了叶片-转子-机匣-支承耦合动力学模型并耦合了碰摩故障以及裂纹-碰摩耦合故障

分析了裂纹故障和碰摩故障对整机振动响应的影响。裂纹故障主要体现在叶片的振动上,在转子以及机匣上的特 征非常微弱,碰摩作用的故障特征主要反映在也转子以及机匣的振动响应上,叶片上的特征反而比较不明显。因此, 仅通过分析转盘和机匣的振动响应,难以准确识别叶片裂纹故障的存在。

> (3) 对本文所建立的叶片裂纹模型和叶片-机匣碰摩模型进行试验验证

基于振动台进行了裂纹叶片的振动试验,并与仿真结论进行了比较,验证了仿真得到的裂纹叶片的弯曲振动会出 现倍频分量结论;同时本文利用带机匣的转子试验器进行碰摩故障模拟试验,发现试验与仿真都得到了碰摩在机匣上 的加速度响应表现为出现转速倍频,以及在叶片通过频率的倍频附近出现较大的频率分量,从而验证了本文碰摩模型。





未来工作展望

- 本文建立了整机动力学模型,并对裂纹及碰摩故障的振动响应进行了分析,同时对单一故障进行了初步验证。 然而,仍存在一些问题亟待进一步研究和解决,具体包括:
- (1)研究结果表明,裂纹故障的检测主要依赖于对叶片振动的监测。因此,如何有效地检测叶片振动成为当前的一个重要难题,需对叶片振动特性进行更加深入的研究。
- (2)本文侧重与故障特征研究,所以不论是在叶片建模上都使用了简化的模型,而在后续的研究中可以考虑 航空发动机的结构复杂性,建立接近真实发动机模型进行研究。
- (3)目前,试验研究仍是揭示裂纹和碰摩故障机理、验证动力学模型的最有效手段。本文仅对该问题进行了 初步验证,未来的研究工作中,仍需借助转子试验平台进行裂纹与碰摩耦合故障的综合试验,以提高测试精 度,获取更多的故障特征信息。



谢谢各位专家和同学! 敬请批评指正!

###