

整圈自带冠叶盘系统斜碰撞振动 局部化研究

董明晶^{1,2}, 丁 千^{1,2}

(1. 天津大学 机械工程学院 力学系, 天津 300072;

2. 天津市非线性动力学与混沌控制重点实验室, 天津 300072)

摘 要: 为研究整圈自带冠叶盘系统斜碰撞振动局部化问题,建立了整圈自带冠叶盘系统斜碰撞振动的集中参数模型动力学方程,计算不同耦合刚度下的各阶固有频率,分析了存在冠间间隙失谐情况下,叶片的各阶次振动响应特性和碰摩力,以及叶片刚度失谐情况下,不同耦合刚度叶盘系统的斜碰撞/无斜碰撞振动局部化因子.对比分析了叶片刚度、冠间间隙分别存在随机失谐时,不同耦合刚度叶盘系统的斜碰撞振动局部化因子.研究发现:在出现斜碰撞和轮盘共振情况下,即使是谐调叶盘系统也会出现振动局部化现象,而在各阶共振情况下,失谐叶盘系统都会出现振动局部化现象.计算表明:碰摩力与振动局部化的产生有直接关系,斜碰撞使叶片对失谐的敏感程度更大.另外,弱耦合叶盘系统比强耦合叶盘系统的振动局部化因子相对更大,叶片振动对于叶片刚度失谐比对冠间间隙失谐的敏感程度更大.

关键词: 自带冠叶盘; 斜碰撞; 失谐; 振动局部化; 耦合刚度

中图分类号: V232

文献标志码: A

Study on vibration localization of oblique impact of whole-circle bladed disk with tips system

DONG Ming-jing^{1,2}, DING Qian^{1,2}

(1. Department of Mechanics, School of Mechanical Engineering,
Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Tianjin Key Laboratory of Nonlinear Dynamics and Chaos Control, Tianjin 300072, China)

Abstract: Vibration localization of oblique impact of whole-circle bladed disk with tips was studied. Lumped parameter dynamical model of whole-circle bladed disk with tips was developed to calculate the natural frequencies under varying coupled stiffness. Vibration characteristics and rub-impact force of the blade at different orders were computed under mistuning tip clearance. Then, oblique impact/non-impact vibration localization factors with different coupling stiffnesses were analyzed under blade mistuning stiffness. Differences of vibration localization factors for two types of coupling stiffness were studied under random mistuning stiffness and tip clearance. The result shows that when the oblique impact or disk resonance occurs, even the tuning bladed disk system may have vibration localization phenomenon. On the other hand, vibration localization happens at every order of resonance for mistuning systems. Computations suggest that rub-impact force is directly associated with vibration localization. Blades turn more sensitive to mistuning due to the oblique impact

收稿日期:2013-08-16

基金项目:国家自然科学基金(11272228); 高校博士学科点专项科研基金(20120032110011);
天津市自然科学基金(13JCZDJC34900)

作者简介:董明晶(1988—),女,湖南常德人,硕士生,主要从事汽轮机叶片振动研究.

通讯作者:丁千(1963—),男,安徽萧县人,教授,博士,主要从事非线性动力学研究. E-mail:qding@tju.edu.cn

effect. In addition, systems with weaker coupling stiffness often have relatively larger vibration localization factors. Also, mistuning stiffness has more influence on blade vibration localization sensitivity than the mistuning tip clearance.

Key words: bladed disk with tips; oblique impact; mistuning; vibration localization; coupling stiffness

高速旋转叶轮机械如汽轮机、燃气轮机和航空发动机等作为重大关键装备,其安全运行非常重要.汽轮机叶片常由于振动过大发生失效^[1].为此,在设计中采用各种阻尼结构如拉筋、凸肩、围带等来抑制叶片振动.整圈自带冠叶盘除了可以利用摩擦来消耗能量外,还可以设计成具有间隙,通过碰撞达到抑制振动的效果.理论和实验研究表明,整圈自带冠叶盘在气动特性和减振特性方面都明显优于拉筋、凸肩叶片^[2].

理想的叶盘结构是对称的,力学参数周向均布,这样的叶盘称为谐调叶轮.由于加工误差、动平衡工艺、磨损、腐蚀等因素,会造成力学参数变化,实际叶盘不是严格谐调的,或称是失谐的^[3-4].叶盘失谐常常会造成振动局部化,叶片产生很大的动力响应,引起动强度破坏或高周疲劳破坏^[5].对于单个叶片的振动局部化问题,已经有了比较成熟的模型和分析方法^[6-7],还需要将相互耦合的叶片作为一个叶盘系统来研究.整圈自带冠叶盘系统的碰撞会对振动局部化产生更加复杂的影响,因此需要关注.

对于叶盘振动局部化问题的研究有很多成果.段洁等^[8]将整圈自带冠叶片组简化为三质体模型,研究了其动力学和减振特性.廖海涛等^[9-10]研究了叶盘结构存在随机失谐的动力学特性,其重点在于对算法的优化,并分析了叶盘系统对结构参数失谐的敏感度,同时,对失谐叶盘进行了实验研究,验证了失谐跳变-强迫响应局部化现象.Kenyon 等^[11]研究了叶盘系统频率转向区的模态特性,发现了叶盘系统在频率转向区对失谐更敏感.Feiner 等^[12]提出了一种新的失谐叶盘模型,并基于这种模型研究了失谐叶盘系统的模态局部化特性.贺尔铭等^[13]研究了在不同系统参数下的随机失谐叶盘的振动响应,指出了耦合强度在很大程度上决定了系统的响应特性.王红建等^[14]研究了带阻尼件的叶盘系统具有干摩擦失谐的响应特性,分析了干摩擦失谐对叶盘系统减振效果的影响.王艾伦等^[15]基于不同冠间配合形式的整圈自带冠叶盘系统,对比分析了谐调叶盘系统和随机失谐叶盘系统的振动局部化特性,指出了叶冠

之间的配合会影响叶盘系统对振动局部化的敏感度.叶冠之间的摩擦、碰撞以及结构之间的耦合被认为是影响叶片振动局部化的重要参数^[16].但是上述研究尚未考虑碰撞或碰撞和摩擦共同影响下的整圈自带冠叶盘系统的振动局部化问题.

本文针对整圈自带冠叶盘斜碰撞(下文中简称碰撞)振动系统,建立了集中参数模型的动力学方程,数值模拟分析在冠间间隙存在随机失谐情况下,叶片的各阶次共振振动响应特性和碰摩力;在不同耦合刚度下,叶盘系统的碰撞/无碰撞振动局部化因子;叶片刚度存在随机失谐时不同耦合刚度叶盘系统的碰撞振动局部化因子,揭示了碰撞对整圈自带冠叶盘(下文简称叶盘)系统振动局部化的影响.

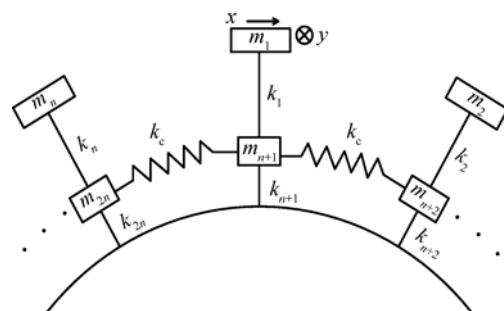
1 叶盘系统动力学模型的建立

1.1 叶盘简化模型

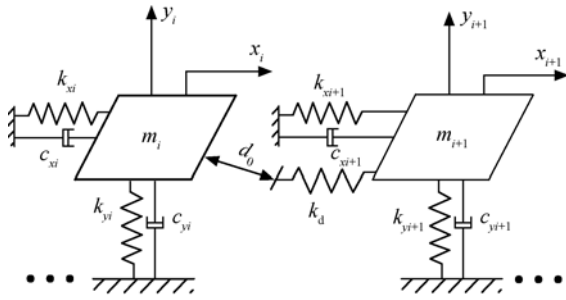
如图 1(a)所示为叶盘集中参数模型,其中 x 方向沿轮盘的切线方向,即周向; y 方向垂直轮盘面向内,即轴向.叶盘划分为 n 个扇区,每个扇区包含一个叶片和一个轮盘,叶片和轮盘的等效质量、弯曲刚度和阻尼分别为 m_i, k_i, c_i 和 $m_{n+i}, k_{n+i}, c_{n+i}$ ($i=1, 2, \dots, n$),叶片之间通过轮盘产生的耦合刚度为 k_c .本文分析叶盘沿周向和轴向的两自由度振动特性,忽略叶片转动,模型如图 1(b)所示.

1.2 碰摩力分析

当相邻叶冠间隙为零时,两叶冠之间发生碰摩^[8].在碰摩过程中产生的相互作用力,既有接触



(a) 叶盘集中参数模型



(b) 相邻叶冠碰撞模型

图 1 叶盘简化模型

Fig. 1 Simplified model of bladed disk

面法向碰撞力, 又有切向摩擦力^[17-18].

假定 d_0 为相邻叶冠原始法向间隙, α 为相邻斜面与 y 轴的夹角. 叶冠 i 的法向运动位移为

$$x_i^n = x_i \cos \alpha - y_i \sin \alpha \quad (1)$$

则相邻叶冠 i 和 $i+1$ 的法向距离为

$$d_{i,i+1} = x_i^n - x_{i+1}^n - d_0 \quad (2)$$

当 $d_{i,i+1} > 0$ 时, 两相邻叶冠发生碰撞. 假定叶冠之间的接触刚度为 k_d , 则法向碰撞力为

$$F_{i,i+1}^n = \begin{cases} -k_d d_{i,i+1} & d_{i,i+1} > 0 \\ 0 & d_{i,i+1} \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

设相邻叶冠 i 和 $i+1$ 的切向速度分别为 v_i^t, v_{i+1}^t , 则切向相对速度分别为

$$\begin{cases} v_{i,i+1}^t = v_i^t - v_{i+1}^t \\ v_{i+1,i}^t = v_{i+1}^t - v_i^t \end{cases} \quad (4)$$

由此得切向摩擦力为

$$\begin{cases} F_i^t = -\text{sgn}(v_{i,i+1}^t) \mu |F_{i,i+1}^n| \\ F_{i+1}^t = -\text{sgn}(v_{i+1,i}^t) \mu |F_{i,i+1}^n| \end{cases} \quad (5)$$

其中 μ 为质体间的动摩擦因数. 由式(1)~式(5)可求出 x, y 方向的碰摩力为

$$\begin{cases} F_i^x = F_i^n \cos \alpha + F_i^t \sin \alpha \\ F_i^y = -F_i^n \sin \alpha + F_i^t \cos \alpha \end{cases} \quad (6)$$

对于 n 个叶片系统, 令

$$\begin{aligned} \bar{x}_i &= \begin{cases} x_i - x_{i+1} & i < n \\ x_i - x_1 & i = n \end{cases} \\ \bar{y}_i &= \begin{cases} y_i - y_{i+1} & i < n \\ y_i - y_1 & i = n \end{cases} \\ & i = 1, 2, \dots, n \end{aligned}$$

由以上分析, 可以将两相邻叶冠间的碰摩力由以下分段线性函数描述:

$$\begin{aligned} f_i(\bar{x}_i, \bar{y}_i) &= \begin{cases} 0 & d < 0 \\ k_d [(\bar{x}_i \cos \alpha - \bar{y}_i \sin \alpha) - d_0] & d \geq 0 \end{cases} \\ g_i(\bar{x}_i, \bar{y}_i) &= \mu \text{sgn}(\dot{\bar{x}}_i \sin \alpha + \dot{\bar{y}}_i \cos \alpha) f_i(\bar{x}_i, \bar{y}_i) \end{aligned} \quad (7)$$

其中 $d = (\bar{x}_i \cos \alpha - \bar{y}_i \sin \alpha) - d_0$, f 为法向碰撞力, g 为切向摩擦力.

1.3 叶盘系统动力学方程

为简化计算, 只考虑气流共振对叶片 x 方向的影响. 设有 N 个均布气嘴, 气流共振幅值为 H , 叶盘转动频率为 Ω , 则第 i 个叶片所受气流共振为

$$\begin{aligned} Q_i &= H \sin(N\Omega T + \phi_i) \\ \phi_i &= \frac{2\pi(i-1)}{nN\Omega} \end{aligned} \quad (8)$$

其中 ϕ_i 为相位差, T 为时间.

叶盘系统的振动微分方程为

$$\begin{cases} \mathbf{M}^x \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}^x \dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}^x \mathbf{X} = \mathbf{Q} - \mathbf{F}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) \cos \alpha - \mathbf{G}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) \sin \alpha \\ \mathbf{M}^y \ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{C}^y \dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K}^y \mathbf{Y} = \mathbf{F}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) \sin \alpha - \mathbf{G}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) \cos \alpha \end{cases} \quad (9)$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{M}^x &= \mathbf{M}^y = \text{diag}(m_1, m_2, \dots, m_n, m_{n+1}, m_{n+2}, \dots, m_{2n}) \\ \mathbf{C}^x &= \text{diag}(c_1^x, c_2^x, \dots, c_n^x, c_{n+1}^x, c_{n+2}^x, \dots, c_{2n}^x) \\ \mathbf{C}^y &= \text{diag}(c_1^y, c_2^y, \dots, c_n^y, c_{n+1}^y, c_{n+2}^y, \dots, c_{2n}^y) \\ \mathbf{K}^x &= \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_2 \end{bmatrix} \\ \mathbf{K}^y &= \text{diag}(k_1^y, k_2^y, \dots, k_n^y, k_{n+1}^y, k_{n+2}^y, \dots, k_{2n}^y) \\ \mathbf{K}_1 &= \text{diag}[k_1^x, k_2^x, \dots, k_n^x] \\ \mathbf{K}_2 &= \begin{bmatrix} k_1' & -k_c & 0 & \dots & -k_c \\ -k_c & k_2' & -k_c & \dots & 0 \\ 0 & -k_c & k_3' & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -k_c & 0 & 0 & \dots & k_n' \end{bmatrix} \\ k_i' &= k_i^x + k_{i+1}^x + 2k_c \end{aligned}$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} H \sin(N\Omega T + \phi_1) \\ H \sin(N\Omega T + \phi_2) \\ \vdots \\ H \sin(N\Omega T + \phi_n) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) = \begin{bmatrix} f_1(\bar{\mathbf{X}}_1, \bar{\mathbf{Y}}_1) \\ f_2(\bar{\mathbf{X}}_2, \bar{\mathbf{Y}}_2) \\ \vdots \\ f_i(\bar{\mathbf{X}}_n, \bar{\mathbf{Y}}_n) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{G}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}}) = \begin{bmatrix} \mu \text{sgn}(\dot{\bar{X}}_1 \sin \alpha + \dot{\bar{Y}}_1 \cos \alpha) \\ \mu \text{sgn}(\dot{\bar{X}}_2 \sin \alpha + \dot{\bar{Y}}_2 \cos \alpha) \\ \vdots \\ \mu \text{sgn}(\dot{\bar{X}}_n \sin \alpha + \dot{\bar{Y}}_n \cos \alpha) \end{bmatrix} \mathbf{F}(\bar{\mathbf{X}}, \bar{\mathbf{Y}})$$

引入以下无量纲量:

$$\begin{aligned}
x_i &= \frac{X_i}{d_0} & y_i &= \frac{Y_i}{d_0} & d &= \frac{d_0}{d_0} & \omega &= \frac{\Omega}{\omega_n} \\
\omega_n &= \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} & t &= T\omega_n & h_i &= \frac{H_i}{m_i\omega_n^2 d_0} \\
\alpha &= \frac{1}{m\omega_n^2} & \beta &= \frac{1}{m\omega_n^2} & \nu_i &= \frac{k_c}{m_{n+i}\omega_n^2} \\
\xi_i &= \frac{c_i^x}{2m_i\omega_n} & \xi_{n+i} &= \frac{c_{n+i}^x}{2m_{n+i}\omega_n} & \zeta_i &= \frac{c_i^y}{2m_i\omega_n} \\
\zeta_{n+i} &= \frac{c_{n+i}^y}{2m_{n+i}\omega_n} & \lambda_i &= \frac{k_i^x}{m_i\omega_n^2} & \lambda_{n+i} &= \frac{k_{n+i}^x}{m_{n+i}\omega_n^2} \\
\eta_i &= \frac{k_i^y}{m_i\omega_n^2} & \eta_{n+i} &= \frac{k_{n+i}^y}{m_{n+i}\omega_n^2}
\end{aligned}$$

可以得到无量纲形式的运动微分方程

$$\begin{cases}
\ddot{\mathbf{x}} + 2\xi\dot{\mathbf{x}} + \lambda\mathbf{x} + \alpha\mathbf{F}(\mathbf{x}, \mathbf{y})\cos\alpha + \beta\mathbf{G}(\dot{\mathbf{x}}, \dot{\mathbf{y}}, \mathbf{x}, \mathbf{y}) = \mathbf{q} \\
\ddot{\mathbf{y}} + 2\zeta\dot{\mathbf{y}} + \eta\mathbf{y} - \alpha\mathbf{F}(\mathbf{x}, \mathbf{y})\sin\alpha + \beta\mathbf{G}(\dot{\mathbf{x}}, \dot{\mathbf{y}}, \mathbf{x}, \mathbf{y})\sin\alpha = 0
\end{cases}$$

2 振动局部化分析

参考文献[9]中给出的典型叶盘结构参数, 设有 12 个扇区, 取单个质体的模型参数, 叶片和轮盘质量分别为 $m_1 = 0.1 \text{ kg}$, $m_2 = 42.6 \text{ kg}$, 经归一化处理, 叶片刚度为 $k_1^x = 35000$, $k_1^y = 140000$, 轮盘刚度为 $k_{n+i}^x = 38500$, $k_{n+i}^y = 154000$, 叶片阻尼比为 $\xi_1^x = 0.2$, $\xi_1^y = 0.1$, 轮盘阻尼比为 $\xi_{n+i}^x = 0.4$, 冠间初始间隙为 $d = 0.0001 \text{ m}$. 为方便计算, 对叶盘系统集中参数模型的结构参数进行归一化处理, 令叶片质量 m_i 和刚度 k_i^x 都为 1, 轮盘等效质量为 $m_{n+i} = 426$; 等效刚度为 $k_i^x = 1$, $k_i^y = 4$, $k_{n+i}^x = 1.1$, $k_{n+i}^y = 4.4$; 等效阻尼系数为 $c_i^x = 0.2$, $c_i^y = 0.1$, $c_{n+i}^x = 0.4$; 扇区之间耦合刚度 $k_c = 426$, 归一化的冠间初始间隙为 $d_0 = 0.0001$.

2.1 叶盘系统的模态特点

若不考虑 y 方向的自由度, 该叶盘系统共有 24 个自由度. 计算该叶盘系统的 24 阶无量纲固有频率如图 2 所示. 其中第 1, 12, 13 和 24 阶固有频率分别对应一个振型. 其他阶次固有频率对应一对正交的振型, 因此这些阶次的固有频率成对出现. 该叶盘系统固有频率分为 3 个频段, 其中第 1~3 阶和第 18~24 阶分别是低阶和高阶频段, 固有频率分布较为稀疏, 对应模态振型是由扇区中的轮盘主导的. 第 4~17 阶是中间频段, 固有频率聚集在 $0.9767 \sim 1.0252$, 接近叶片本身的固有频率, 因此这种密集分布的模态振型是由叶片主

导的, 应变能主要集中在叶片上, 因此节径数对这些模态的固有频率影响很小.

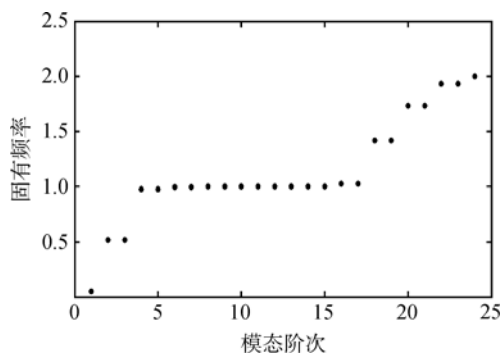


图 2 固有频率 ($k_c = 426$)

Fig. 2 Natural frequency ($k_c = 426$)

本文考虑两方面的失谐因素: 冠间间隙失谐和叶片刚度失谐. 失谐程度用失谐量 δ 表示, 则失谐间隙和失谐刚度分别写成 $\bar{d} = d(1 + \delta)$ 和 $\bar{K} = K(1 + \delta)$. 根据实际情况, 本文取失谐量满足均值为 0, 标准差分别为 0.01, 0.03, 0.05, 0.07 的随机正态分布, 对应为 $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$. 失谐量计算结果见表 1.

表 1 4 种程度失谐量

Table 1 Four degrees of detuning

叶片序号	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4
1	0.0183	0.0218	0.0685	-0.0605
2	-0.0226	-0.0091	-0.0856	0.0054
3	0.0086	0.0088	-0.0051	-0.0850
4	0.0032	-0.0236	-0.0121	-0.0779
5	-0.0131	0.0267	0.0160	-0.0005
6	-0.0043	-0.0344	0.0156	0.1073
7	0.0034	-0.0321	-0.0432	-0.0539
8	0.0358	-0.0243	-0.0015	0.0260
9	0.0277	-0.0883	-0.0082	-0.0158
10	-0.0135	0.0432	0.0314	0.0782
11	0.0303	0.0098	0.0547	-0.0762
12	0.0073	-0.0226	0.0555	0.0023

在 3 个频段中各选取某阶固有频率, 求解特征向量得到模态振型, 如图 3 所示. 图 3(a)、图 3(c)、图 3(e) 为谐调叶盘系统的模态振型, 图 3(b)、图 3(d)、图 3(f) 为叶片刚度失谐量为 0.05

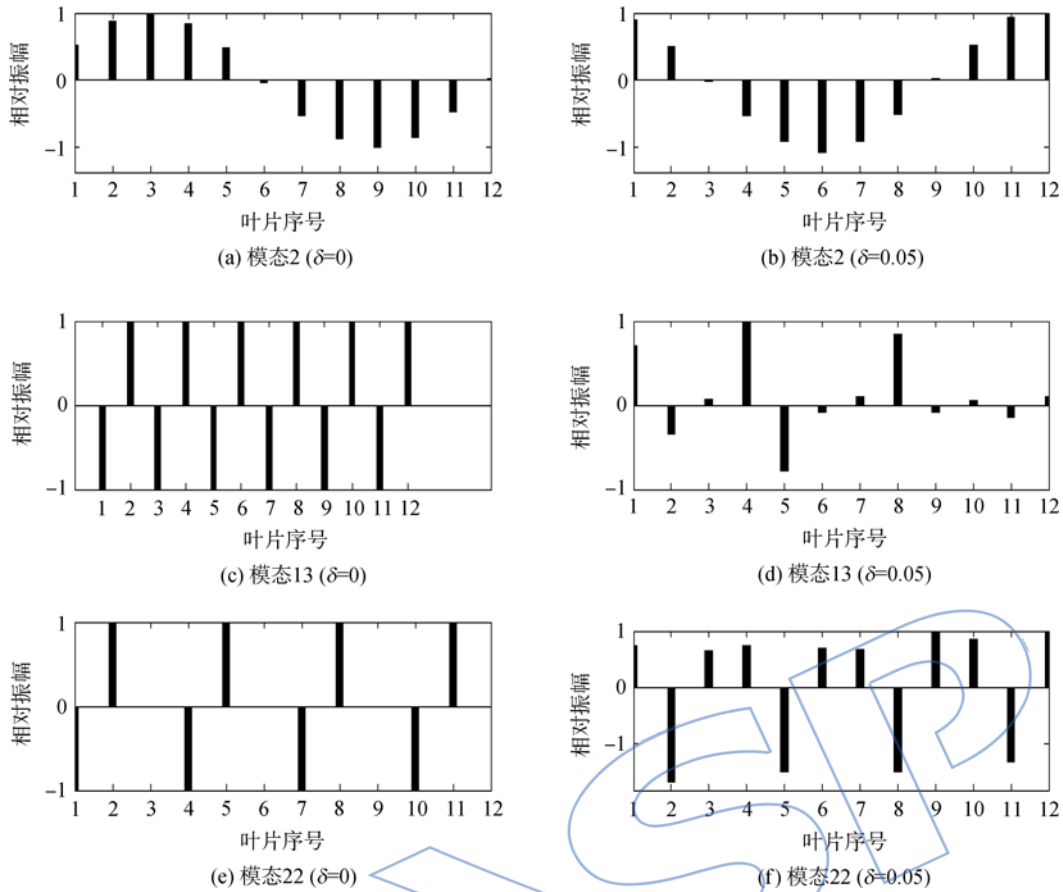


图 3 模态振型 ($k_c = 426$)

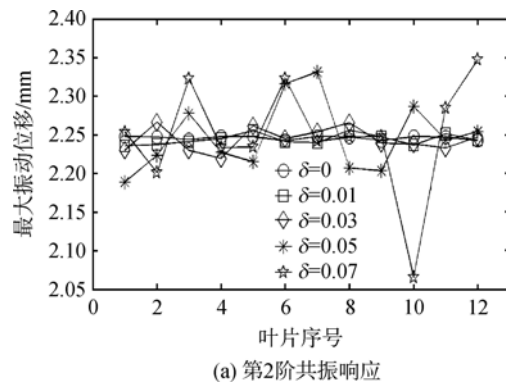
Fig. 3 Mode shape ($k_c = 426$)

的模态振型. 可以看到, 谐调叶盘系统的模态振型呈现正弦或余弦变化, 失谐叶盘系统的模态振型呈现出局部化现象, 即有一个或几个叶片的相对振动幅值远大于其他叶片.

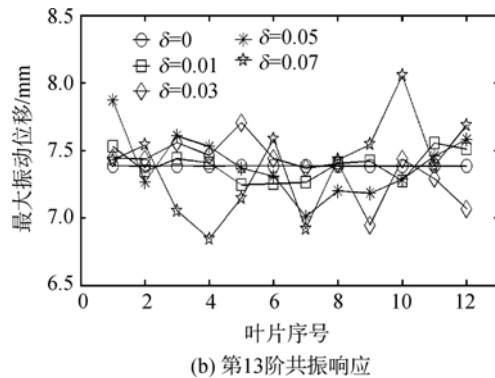
2.2 碰撞与振动局部化

在叶盘系统 3 个频段中各选取某阶固有频率进行分析. 仅考虑存在冠间间隙失谐时, 计算叶盘系统的响应, 得到每个叶片的最大振动位移如图 4 所示. 可以看出, 叶盘系统在不同参数失谐下均存在不同程度的振动局部化现象. 总体上看, 在低阶频段, 振动局部化程度随参数失谐程度的增加而增加. 但在高阶频段, 参数失谐程度对振动局部化的影响较为复杂.

图 5~图 7 是叶片 9 的振动响应特性和碰摩力. 在中间频段时, 叶片振动是单周期, 说明叶片自身共振时, 其保持周期运动的能力更强. 从左、右碰撞面碰摩力来看, 历程基本相同, 且最大碰摩力的相位差很小. 但在低、高阶频段, 叶片振动是多倍周期甚至具有混沌特点, 而左、右碰撞面的碰摩力时间历程及最大碰摩力的相位均相差较大.



(a) 第2阶共振响应



(b) 第13阶共振响应

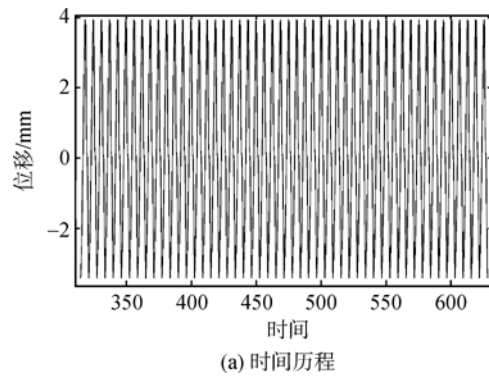
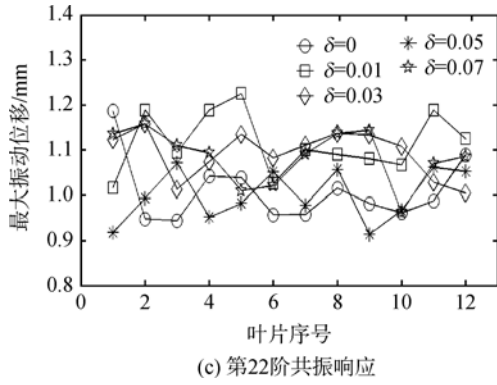


图 4 冠间间隙失谐下的叶片共振响应
Fig. 4 Resonant response of blades with mistuning tip clearance

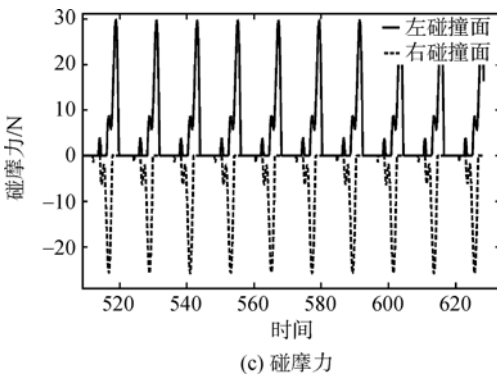
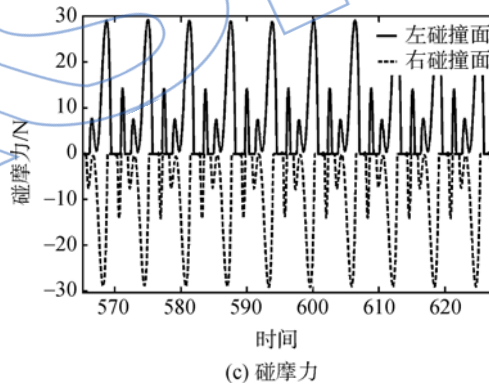
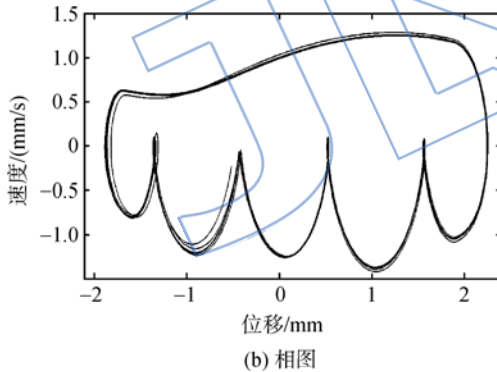
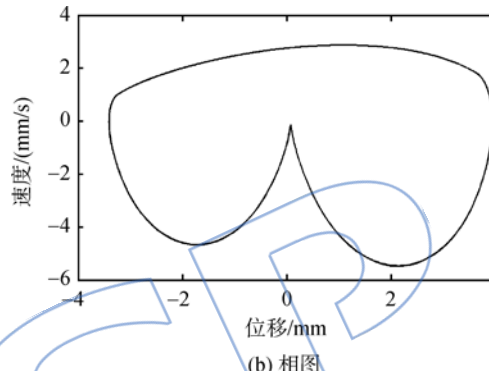
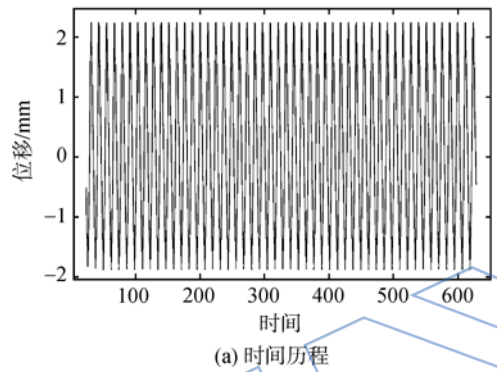
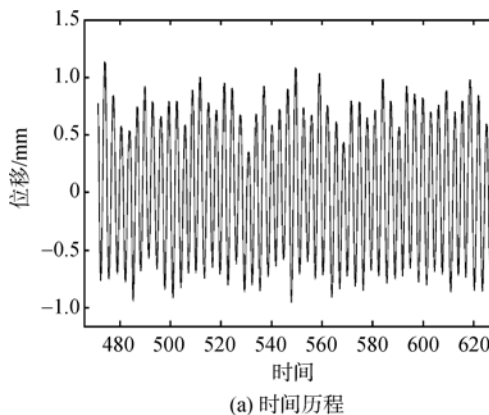


图 5 第 2 阶共振频率下振动响应特性和碰摩力
Fig. 5 Vibration response characteristics and rub-impact force at the 2nd order resonant frequency

图 6 第 13 阶共振频率下振动响应特性和碰摩力
Fig. 6 Vibration response characteristics and rub-impact force at the 13th order resonant frequency



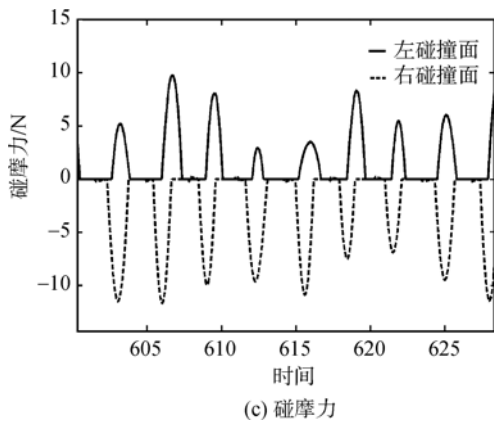
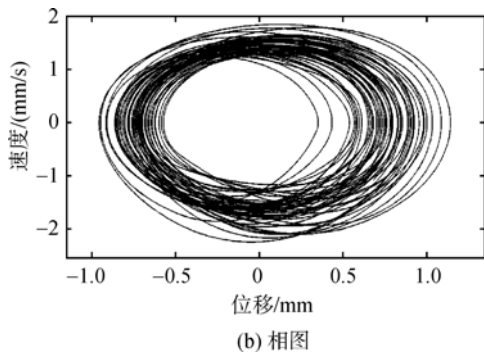


图 7 第 22 阶共振频率下振动响应特性和碰摩力
Fig. 7 Vibration response characteristics and rub-impact force at the 22nd order resonant frequency

由此可推断,左、右碰撞面碰摩力的差别导致了谐调叶盘系统叶片振动局部化的产生(即使在碰摩力已经较小的高阶频段).

分析叶片 9 在第 13 阶共振频率下碰摩力随参数失谐的变化可知,随着参数失谐程度增大,叶片左、右碰撞面碰摩力不再相同,且相差增大,见图 8.但由于处于叶片共振频段,叶盘系统自身周期振动状态具有较强稳定性,因此没有进入混沌状态.

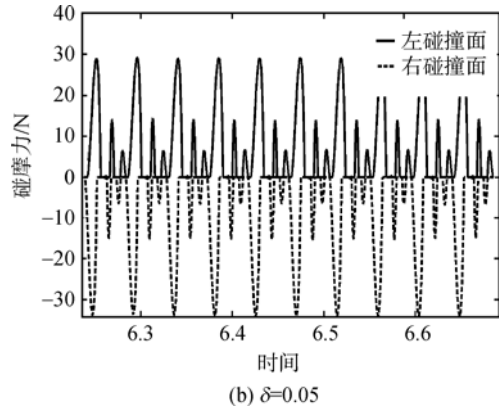
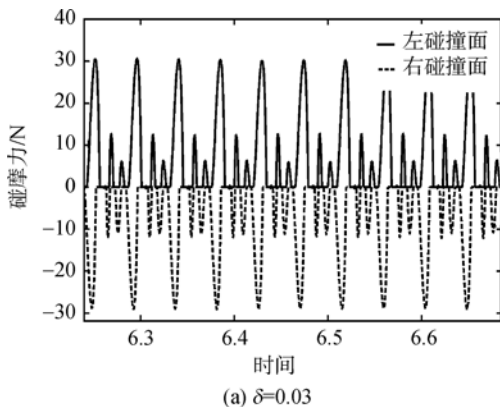


图 8 叶片 9 在第 13 阶共振频率下碰摩力
Fig. 8 Rub-impact force of the 9th blade at the 13th order resonant frequency

2.3 冠间间隙失谐和叶片刚度失谐的振动局部化分析

为描述叶盘系统的振动局部化程度,引入振动局部化因子^[19]

$$R = \frac{u_m - u_t}{u_t} \times 100\%$$

其中 u_t 和 u_m 为失谐前、后最大振动位移.

叶片之间的耦合程度会对叶盘系统振动局部化产生影响.本文以耦合刚度 k_c 取值大小来界定叶盘的耦合强度,分别分析强、弱耦合下的叶盘系统振动局部化.

2.3.1 强耦合叶盘系统 ($k_c = 426$)

固有频率随模态阶次变化如图 2.考虑叶冠无碰撞和碰撞情况,叶片刚度存在不同幅度随机失谐,计算得到叶片振动局部化因子随共振频率阶次的变化如图 9 所示.对于无碰撞情况,在中间频段,振动局部化因子趋近于 0;而在低、高阶频段,振动局部化因子较高.因此,对于无碰撞强耦合叶盘系统,叶片共振条件下的周期振动稳定性较强,对失谐的敏感程度很小,相反,在轮盘共振频段,振动对失谐敏感程度高,局部化程度更高.这与上节仅考虑冠间间隙失谐的结果类似.

对于碰撞叶盘系统(冠间间隙谐调),在中间频段叶盘系统表现出比较大的振动局部化程度.而在某些高阶频段会产生负的振动局部化因子,表明在这种情况下叶片刚度失谐对叶盘系统振动有改善作用,但由于仅仅存在于某个很窄的频率范围内,原则上应尽量避免失谐.总之,碰撞改变了叶盘系统对失谐的敏感程度,使局部化情况更为复杂.

考虑冠间间隙的随机失谐(叶片刚度谐调),

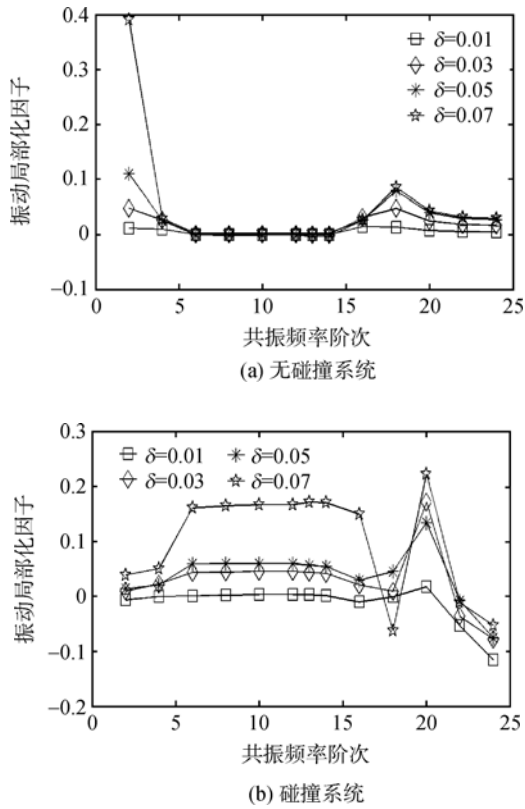


图 9 叶片刚度失谐的叶片振动局部化因子($k_c=426$)
 Fig. 9 Localization factor of blade vibration with mistuning blade stiffness ($k_c=426$)

计算得到振动局部化因子随共振频率阶次的变化,如图 10 所示.通过与图 9 比较发现:①无论有无叶片刚度失谐,碰撞的存在,会使叶片对失谐的敏感程度更大;②叶片振动对叶片刚度失谐的敏感程度比冠间间隙失谐的敏感程度更大,即对应的振动局部化因子普遍高一些,但是在第 4,5 阶和第 18,19 阶共振频率附近,由于处于叶片和轮盘共振的过渡区,振动局部化因子会出现很大的转折.

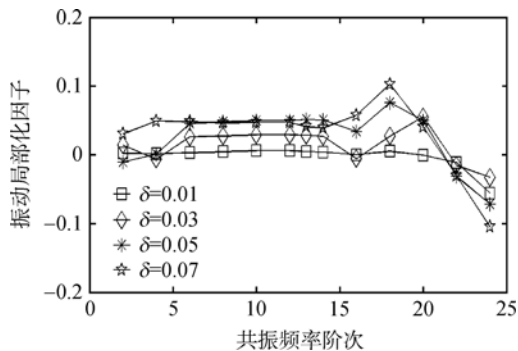


图 10 冠间间隙失谐的叶片振动局部化因子($k_c=426$)

Fig. 10 Localization factor of blade vibration with mistuning tip clearance ($k_c=426$)

2.3.2 弱耦合叶盘系统($k_c=42.6$)

从图 11 所示固有频率曲线可见,由于耦合刚度即轮盘刚度的降低,轮盘的固有频率也降低了.第 1~12 阶模态振型是轮盘主导振型,固有频率均低于叶片主导的共振频段(第 13~24 阶,固有频率仍在 1 附近,受耦合刚度变化的影响较小).

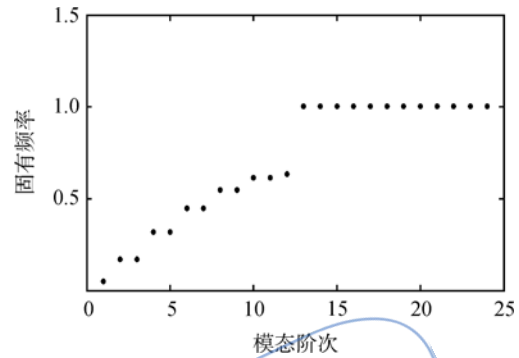


图 11 固有频率($k_c=42.6$)
 Fig. 11 Natural frequency ($k_c=42.6$)

考虑无碰撞和碰撞情况,叶片刚度存在不同幅度的随机失谐,计算得到叶片振动局部化因子随共振频率阶次的变化,如图 12 所示.对于无碰

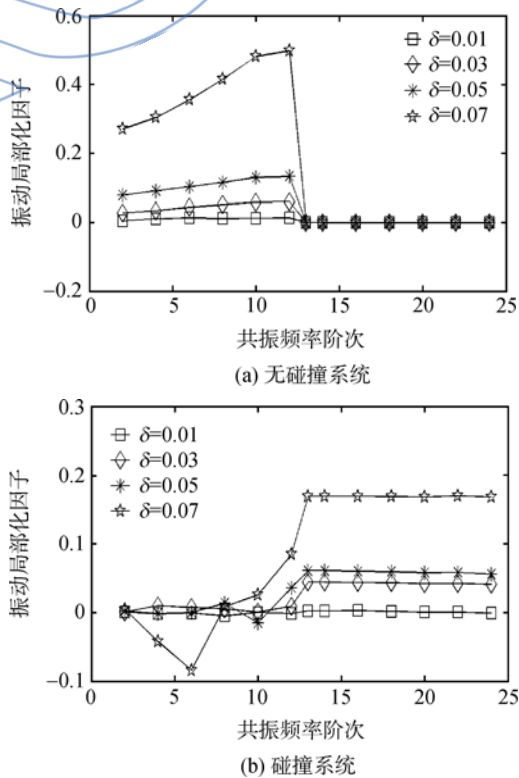


图 12 叶片刚度失谐的叶片振动局部化因子($k_c=42.6$)

Fig. 12 Localization factor of blade vibration with mistuning blade stiffness ($k_c=42.6$)

撞叶盘系统,在前12阶共振频率下,振动局部化因子较高;而在后12阶共振频率下,振动局部化因子趋近于0.因此,对于无碰撞弱耦合叶盘系统,叶片共振频率条件下的周期振动稳定性较强,对失谐的敏感程度很小.在轮盘共振频段,失谐对叶盘系统的影响比较大,这与无碰撞强耦合叶盘系统的结果类似.对比图12(a)与图9(a),发现弱耦合叶盘系统的振动局部化因子比强耦合叶盘系统的振动局部化因子相对更大.

对于碰撞叶盘系统(冠间间隙谐调),由于碰撞改变了叶盘系统对失谐的敏感程度,在后12阶共振频率下,叶盘系统表现出比较大的振动局部化程度.而在前12阶某些共振频率下会产生负的振动局部化因子,表明在这种情况下叶片刚度失谐对叶盘系统振动有改善作用,但由于仅仅存在于某个很窄的频率范围内,原则上应尽量避免失谐,这与碰撞强耦合叶盘系统的结果类似.

考虑冠间间隙的随机失谐(叶片刚度谐调),计算得到振动局部化因子随共振频率阶次的变化,如图13所示.通过与图12比较发现:①无论有无叶片刚度失谐,碰撞的存在会使叶片对失谐的敏感程度更大;②叶片振动对叶片刚度失谐的敏感程度比对冠间间隙失谐的敏感程度更大,即对应的振动局部化因子普遍高一些.

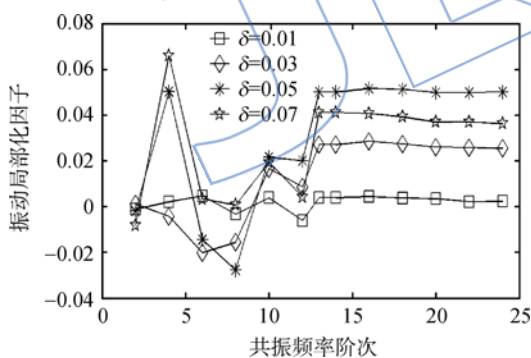


图13 冠间间隙失谐的叶片振动局部化因子($k_c=42.6$)

Fig. 13 Localization factor of blade vibration with mistuning tip clearance ($k_c=42.6$)

3 结论

本文研究叶盘系统存在叶片刚度失谐和冠间间隙失谐时,叶片振动局部化问题.得到以下结论:

1) 存在间隙碰撞的谐调叶盘系统,在叶片共振频率下具有很强的周期运动保持能力,不会出现振动局部化现象;而在轮盘共振频率下则会出

现振动局部化现象.而失谐叶盘系统在各阶共振频率下都会出现振动局部化现象,分析发现,叶冠两边碰摩力历程(包括相位)的差别,是导致叶片(包括谐调叶盘系统)振动局部化产生的直接原因.

2) 碰撞改变了叶盘系统对失谐的敏感程度,无论有无叶片刚度失谐,碰撞的存在会使叶片对失谐的敏感程度更大.在叶片共振频率下,叶盘系统表现出比较大的局部化程度,而在某些轮盘共振频率下,会得到负的振动局部化因子,表明在这种情况下失谐对叶盘系统的振动有改善的作用.但由于仅仅存在于某些很窄的频率范围内,原则上应该尽量避免失谐.

3) 弱耦合叶盘系统的振动局部化因子比强耦合叶盘系统的振动局部化因子相对更大.叶片振动对于叶片刚度失谐比对冠间间隙失谐的敏感程度更大,即对应的振动局部化因子普遍高一些.

参考文献:

- [1] 陆龙云. 汽轮机叶片振动研究及其进展[J]. 动力工程, 1997, 17(1): 20-25, 59.
LU Longyun. Progress in the research on vibration of steam turbine blades[J]. Power Engineering, 1997, 17(1): 20-25, 59. (in Chinese)
- [2] 卢绪祥, 黄树红, 刘正强, 等. 汽轮机自带冠叶片碰撞减振的研究现状与发展[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2): 11-16.
LU Xuxiang, HUANG Shuhong, LIU Zhengqiang, et al. Impact damping studies for integral shroud blades of a turbine machinery[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(2): 11-16. (in Chinese)
- [3] 王建军, 李其汉. 航空发动机失谐叶盘振动减缩模型与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2009.
- [4] 臧朝平, 兰海强. 失谐叶盘结构振动问题研究新进展[J]. 航空工程进展, 2011, 2(2): 133-142.
ZANG Chaoping, LAN Haiqiang. Advances in research vibration problem of mistuned disk assemblies[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2011, 2(2): 133-142. (in Chinese)
- [5] Wei S T, Pierre C. Effects of dry friction damping on the occurrence of localized forced vibrations in nearly cyclic structures[J]. Journal of Sound and Vibration, 1989, 129(3): 397-416.
- [6] Martel C, Corral R, Lorens J M. Stability increase of aerodynamically unstable rotors using intentional mistuning[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(1): 011006. 1-011006. 10.
- [7] Bladh R, Pierre C, Castanier M P, et al. Dynamic response predictions for a mistuned industrial turbo machinery rotor using reduced-order modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(2): 311-324.

- [8] 段洁,丁千. 三质体斜碰撞振动的动力学和减振研究[J]. 振动工程学报, 2013, 26(1): 68-74.
DUAN Jie, DING Qian. Dynamics and vibration reduction of a three-mass system with oblique-impacts[J]. Journal of Vibration Engineering, 2013, 26(1): 68-74. (in Chinese)
- [9] 廖海涛,王建军,李其汉. 随机失谐叶盘结构失谐特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(1): 160-168.
LIAO Haitao, WANG Jianjun, LI Qihan. Mistuning characteristics analysis of mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 160-168. (in Chinese)
- [10] 廖海涛,王帅,王建军,等. 失谐叶盘结构振动响应局部化实验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(1): 29-34.
LIAO Haitao, WANG Shuai, WANG Jianjun, et al. Experimental investigation of the worst case forced response localization of a mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(1): 29-34. (in Chinese)
- [11] Kenyon J A, Griffin J H, Kim N E. Sensitivity of tuned bladed disk response to frequency veering[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(4): 835-842.
- [12] Feiner D M, Griffin J H. A fundamental model of mistuning for a single family of modes[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 597-605.
- [13] 贺尔铭,余仕侠,王红军. 随机失谐叶盘系统受迫振动响应的统计特性研究[J]. 机械强度, 2007, 29(1): 20-24.
HE Erming, YU Shixia, WANG Hongjian. Statistical analysis of the forced response of random mistuning bladed disk[J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(1): 20-24. (in Chinese)
- [14] 王红军,贺尔铭,余仕侠. 具有干摩擦散乱失谐的叶盘受迫响应特性[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 711-715.
WANG Hongjian, HE Erming, YU Shixia. Forced response characteristics of bladed disks with disordered dry friction[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 711-715. (in Chinese)
- [15] 王艾伦,曹旭辉,孙渤海. 不同冠间配合叶盘系统振动响应局部化问题研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(16): 1920-1924.
WANG Ailun, CAO Xuhui, SUN Bohai. Vibration response localization of bladed disk with different shrouded fit modes [J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(16): 1920-1924. (in Chinese)
- [16] Srinivasan A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4): 742-775.
- [17] 张跟胜,丁千,陈予恕. 轴向摩擦双盘转子的振动分析[J]. 机械强度, 2009, 31(5): 712-718.
ZHANG Gensheng, DING Qian, CHEN Yushu. Vibration analysis of a two-disk shaft with axial rubs[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(5): 712-718. (in Chinese)
- [18] Zhang D, Whiten W. The calculation of contact forces between particles using spring and damping models[J]. Powder Technology, 1996, 88(1): 59-64.
- [19] 王建军,于长波,姚建尧,等. 失谐叶盘振动模态局部化定量描述方法[J]. 推进技术, 2009, 30(4): 457-461.
WANG Jianjun, YU Changbo, YAO Jianyao, et al. Vibratory mode localization factors of mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(4): 457-461. (in Chinese)