

DOI: 10.7652/xjtuxb201602019

干摩擦阻尼对失谐叶盘系统受迫振动的影响

刘雅琳¹, 上官博², 徐自力³

(1. 西安建筑科技大学环境与市政工程学院, 710055, 西安; 2. 西安热工研究院有限公司, 710032, 西安;
3. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对目前含非线性干摩擦阻尼结构的失谐叶盘系统振动特性研究中,非线性干摩擦接触模型的建立及高自由度非线性系统的求解问题,采用抗混叠时频域融合算法和三维微滑移摩擦接触模型,对某含有非线性干摩擦阻尼结构的失谐叶盘系统的受迫振动响应进行计算分析,研究了干摩擦阻尼结构对失谐叶盘系统受迫振动响应的影响,并对含接触面非线性干摩擦失谐和叶盘系统失谐耦合作用下的双重失谐叶盘系统的振动特性进行了研究。结果表明:非线性摩擦阻尼结构对失谐叶盘系统的振动有抑制作用,在文中参数条件下振幅平均下降了9.53%;摩擦阻尼结构对失谐叶盘中每支叶片的减振效果存在差异,每支叶片达到最佳减振效果时所对应的最优初始正压力不同;接触产生的摩擦失谐对失谐叶盘系统同样有减振的作用;当接触面法向刚度失谐与叶盘系统的失谐强度和失谐量分布相同时,摩擦阻尼减振作用比摩擦力协调时减弱,在文中参数条件下振幅平均下降量减少了3.45%。

关键词: 失谐叶盘系统;干摩擦阻尼;抗混叠时频域融合算法;三维摩擦接触

中图分类号: TK263.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)02-0111-07

Effects of Dry Friction Damping on Forced Vibration Response of Mistuned Bladed Disk

LIU Yalin¹, SHANGGUAN Bo², XU Zili³

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China; 2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710032, China;
3. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In the existing vibration characteristics research of mistuned bladed disk system with nonlinear dry friction damping structures, we have to encounter establishment of nonlinear friction contact model and solution of high degree of freedom nonlinear systems. Here the anti-aliasing hybrid frequency-time domain method and three-dimensional microslip friction contact model are chosen to evaluate the forced vibration response of a mistuned bladed disk with dry friction damping structure. The friction damping effect on forced vibration response of mistuned bladed disk, and the vibration characteristics of mistuned bladed disk under the condition of friction mistuned are investigated. It is found that the nonlinear friction vibration damping structure enables to inhibit vibration of mistuned bladed disk system with a 9.53% average amplitude decrease. The friction damping effect on each blade is different, and the corresponding optimal initial normal load of each blade reaching the optimal damping effect is not identical too.

收稿日期: 2015-03-08。 作者简介: 刘雅琳(1983—),女,讲师;徐自力(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51505362,51275385,51405384)。

网络出版时间: 2015-11-11

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20151111.1181.006.html>

The normal contact stiffness mistuning and initial normal load mistuning also have the damping effect on the mistuned bladed disk. When the mistuned strength and mistuned distribution of the normal contact stiffness mistuning are the same as those of mistuned bladed disk, the friction damping effect attenuates in comparison with the situation of friction tuned, and the average decline of vibration amplitude reduces by 3.45%.

Keywords: mistuned blade disc; dry friction damping; antialiasing hybrid frequency-time domain method; three-dimensional friction contact

透平机械叶片-轮盘(叶盘)系统的周期对称性常常由于材质不均匀、加工误差、材料磨损、外物损伤等因素而遭到破坏,导致叶盘各子结构之间的物理性质存在一定差异,进而造成叶盘的振动能量集中在少数的叶片上,产生叶片振动响应局部化,加速叶盘系统的高周疲劳破坏。失谐问题的研究目前主要集中在对失谐叶盘振动特性的研究上,仅有少数是从抑制失谐所引起的振动局部化角度研究干摩擦阻尼结构对失谐叶盘系统振动响应的影响。实际上,开展这一方面的研究,可在叶盘系统的设计阶段通过引入抑制失谐振动局部化的方法来减少叶盘系统对失谐的敏感性,从而达到减少高周疲劳破坏的目的,提高汽轮机、燃气轮机等叶轮机机械的安全可靠性。

现代透平机械中普遍采用拉金、凸肩、围带以及叶根阻尼器等结构形式,通过人为地增加干摩擦阻尼达到减振的目的。国内外学者曾对失谐叶盘系统中干摩擦阻尼结构对振动响应的影响进行过研究^[1-6],但是有的使用集中质量模型对失谐叶盘进行简单的建模,有的对干摩擦接触运动进行简化,并没有得到较为统一的研究结论。此外,在实际运行的叶盘系统中,由于接触干摩擦阻尼力为非线性,并且阻尼器的安装、磨损等因素会导致不同的叶片干摩擦力产生随机失谐(即各叶片的干摩擦力不再一致),因摩擦阻尼性质不同而产生的摩擦失谐也是不可避免的,这也将与使用协调摩擦阻尼结构进行分析所得到的研究结果存在差异,给叶盘系统的振动特性研究和干摩擦阻尼器的结构优化设计带来了新的困难。由于实际含干摩擦阻尼结构的失谐叶盘系统非常复杂,现有研究对叶盘系统和干摩擦接触模型进行了大量的简化,但是简化得到的结果往往造成失谐叶盘系统许多重要动力学特性信息的丢失^[7-11]。

本文将抗混叠时频域融合算法和三维微滑移摩擦接触模型应用于失谐叶盘系统的研究中,计算分析了干摩擦阻尼结构对失谐叶盘系统振动响应的影

响以及接触面摩擦失谐情况下的双重失谐叶盘系统的振动响应。研究结论可为设计人员正确理解和设计含非线性干摩擦阻尼的叶盘系统、研制高性能汽轮机、燃气轮机提供理论依据。

1 失谐叶盘系统模型及运动方程

不论是集中质量参数模型还是分布质量模型,都无法真正地模拟叶片复杂的弯扭结构,只有使用有限元方法进行建模才能做到对复杂叶盘结构的真实模拟。但是,由于失谐问题不同于协调问题可以采用某一个扇面模型进行分析,必须采用整体有限元模型进行分析,对随机激励和随机失谐等问题而言,整个分析过程将非常繁复。为方便后续计算数据的比较和处理,本文在建立失谐叶盘系统的有限元模型时进行了简化,建立了一个包含18支叶片的模拟失谐叶盘系统,如图1所示。叶片围带采用平行围带结构,围带间的运动将产生干摩擦接触。该模型包含72 943个节点和236 684个8节点6面体单元。材料的杨氏弹性模量 $E_b=206\text{ GPa}$,泊松比 $\nu=0.30$,密度 $\rho_b=7\ 800\text{ kg/m}^3$ 。

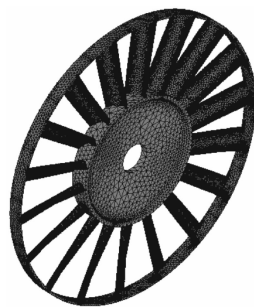


图1 失谐叶盘有限元模型

模型假定轮盘是周期对称的,仅考虑叶片的失谐,并通过叶片的密度失谐来模拟叶片的质量失谐。为不失一般性,从正态分布中随机选取样本作为密度失谐的偏差量,由于本文仅研究叶片质量失谐一种形式,未涉及材质不均匀、加工误差、材料磨损、外物损伤等多种因素共同作用下的复合失谐,为在一定程度上体现出多种失谐因素共同作用对叶盘产生

的影响,将失谐量正态分布的平均值设为 0,标准差设为 10%,每支叶片失谐量的具体数值详见表 1。在进行模态分析时,将叶片和轮盘之间由于旋转离心力产生的接触应力作为预应力,即通过引入预应力来考虑离心力载荷对叶盘振动的影响,并通过在叶根与轮缘处添加约束方程的形式考虑叶片和轮盘的耦合作用。

表 1 失谐强度 $\sigma_\theta=10\%$ 时各叶片的失谐量分布

叶片 序号	失谐量	叶片 序号	失谐量	叶片 序号	失谐量
1	0.015 90	7	-0.118 31	13	-0.069 73
2	-0.145 19	8	0.057 29	14	-0.132 40
3	-0.032 47	9	0.044 22	15	-0.046 24
4	0.060 31	10	0.048 74	16	0.194 98
5	0.039 44	11	-0.022 90	17	-0.102 45
6	0.011 14	12	-0.164 48	18	0.167 69

叶盘系统的整体运动方程可表示为

$$\ddot{\mathbf{M}}\mathbf{u}(t) + \dot{\mathbf{C}}\mathbf{u}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}_1(t) + \mathbf{f}_{nl}(t, \mathbf{u}(t))$$

(1)

式中: $\mathbf{u}(t)$ 是位移向量; $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{C}$ 分别表示叶盘系统的质量矩阵、刚度矩阵和材料阻尼矩阵; $\mathbf{f}_1(t)$ 表示周期性激振力向量; $\mathbf{f}_{nl}(t, \mathbf{u}(t))$ 表示作用在围带处的非线性干摩擦力向量。

2 系统求解方法及摩擦接触模型

2.1 抗混叠时频域融合算法

采用抗混叠时频域融合算法^[12]对式(1)进行求解时,需同时对方程两边进行傅里叶变换,并引入 ω_k 以满足离散傅里叶变换的需要。使用 $\mathbf{U}(\omega)$ 表示位移向量 $\mathbf{u}(t)$ 的傅里叶变换所对应的频域形式, 包含有 N_k 个谐波分量, $\mathbf{F}_1(\omega)$ 表示激振力 $\mathbf{f}_1(t)$ 的傅里叶变换所对应的频域形式, $\mathbf{F}_{nl}(\omega, \mathbf{U}(\omega))$ 表示非线性摩擦力 $\mathbf{f}_{nl}(t, \mathbf{u}(t))$ 的傅里叶变换所对应的频域形式。这样,得到如下非线性代数方程组

$$\mathbf{H}(\omega)\mathbf{U}(\omega) = \mathbf{F}_1(\omega) + \mathbf{F}_{nl}(\omega, \mathbf{U}(\omega))$$

(2)

$$\mathbf{H}(\omega) = -(k\omega)^2 \mathbf{M} + jk\omega \mathbf{C} + \mathbf{K}$$

(3)

$$\omega = \{\omega_k\}; \omega_k = \frac{2\pi k}{\Delta t N_k}, \quad k = 0, 1, \dots, N_k - 1$$

(4)

式中: $\mathbf{H}(\omega)$ 表示系统的动刚度矩阵,与频率 ω 相关; Δt 和 N_k 分别表示离散傅里叶变换中所考虑的采样时间及采样点数。

式(2)是关于未知量 $\mathbf{U}(\omega)$ 的非线性代数方程

组,需要迭代求解。首先从初始值 $\mathbf{U}^0(\omega_k)$ 开始,通过快速抗混叠傅里叶变换的逆变换 (IFAFT) 将其转换到时域中得到系统的振动响应 $\mathbf{u}^0(t)$, 根据摩擦接触模型由 $\mathbf{u}^0(t)$ 得到非线性摩擦力 $\mathbf{f}_{nl}^0(t, \mathbf{u}^0(t))$; 接着再通过快速抗混叠变换将其转换到频域中,在频域中求解式(2)得到 $\mathbf{U}^1(\omega_k)$, 如此反复迭代直到满足精度要求停止。图 2 显示了抗混叠时频域融合算法求解的迭代流程。

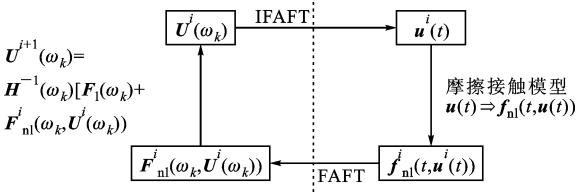


图 2 抗混叠时频域融合算法求解示意图

2.2 三维微滑移摩擦接触模型

在周期激励作用下,干摩擦阻尼结构摩擦接触界面的运动形式往往很复杂,导致干摩擦接触解析模型无法描述其界面约束力。当叶片振动时,相邻叶片的围带接触面会发生三维的相对运动,沿界面切向的相对运动会产生切向摩擦力,消耗叶片振动能量,沿界面法向的相对运动会产生法向接触正压力会影响切向摩擦力的大小和分布,进而影响围带阻尼结构的减振特性。求解干摩擦阻尼结构叶片系统非线性振动响应的难点在于如何准确地确定接触界面摩擦约束力,这是因为界面摩擦约束力是叶片系统振动响应的非线性函数,它既取决于叶片系统的振动响应,又会影响叶片系统的振动响应。

为了提高求解的准确性,需要考虑围带接触面的黏滞-滑移共存状态,以及接触面法向正压力分布不均匀的情况。本文在进行接触面运动的描述时,将围带接触面离散成多个微小接触区域,结合微滑移摩擦模型在接触面之间建立多个接触点对,如图 3 所示。每个接触点对都能够描述三维接触运动,且每个接触点对的接触运动状态是单独判断的,整个围带接触面的作用力为各个接触点对的合力。

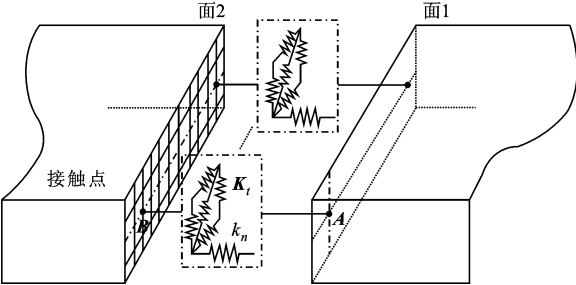


图 3 两接触面之间的三维微滑移摩擦接触模型

以两接触面间任意一个接触点对为例来说明求解摩擦约束力的方法。假设该摩擦接触点对包含两个摩擦节点 A 和 B , 以及用来模拟切向弹性和法向弹性接触的无质量弹簧 $\mathbf{K}_t$ 和 k_n , 如图 4 所示。在面 2 上建立局部坐标系 $x'y'z'$, 将 x' 轴和 y' 轴与面 2 的切向相重合, z' 轴与面 2 的法向重合。

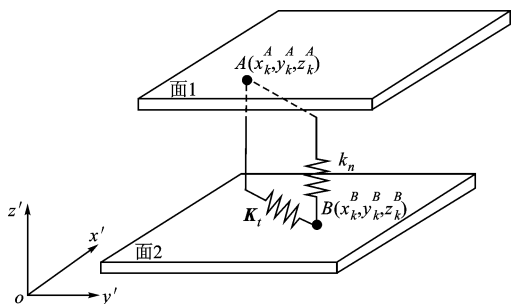


图4 单个离散点上接触对之间的相对运动

由于存在加工误差、材料非均匀、非正常工况运行磨损等因素, 将切向接触刚度定义如下以表征上述原因所引起的各向异性

$$\mathbf{K}_i = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \quad (5)$$

假设节点 A 始终与面 1 保持黏滞, 节点 B 将在两接触面发生相对运动时沿着面 2 做黏滞-滑移运动, 产生切向摩擦约束力。当两接触面没有振动时, 节点 A 、 B 最初重合在一起, 在总体坐标系统中具有同样的坐标。当两接触面发生相对运动时, 由于假设节点 A 与面 1 始终保持黏滞, 所以通过面 1 的运动轨迹就可得到节点 A 的运动轨迹, 只需对节点 B 的运动状态进行计算, 就可以得到接触面之间的运动轨迹和摩擦约束力的分布。当面 1 相对于面 2 的法向运动分量过大而导致点 B 跟面 2 发生分离时, 此时的摩擦约束力用零表示。通过分析接触点对之间的运动关系, 不难发现它具有如下特点: 接触点对之间通过弹簧连接, 在运动过程中, 接触点对之间的距离保持在某一变化范围之内, 无法直接写出运动轨迹; 此外, 对接触问题而言, 求解滑动点的运动轨迹是为了最终求解摩擦约束力, 而摩擦约束力的方向取决于两接触点之间的相对位置关系。摩擦力的具体求解方法详见文献[13]。

3 干摩擦对失谐叶盘振动响应的影响

3.1 失谐叶盘非线性振动响应

在协调叶盘系统中干摩擦阻尼结构常被用来消耗叶片的振动能量, 以达到抑制共振响应幅度的目的。那么, 在失谐叶盘系统中, 干摩擦阻尼结构还能

否达到减振的作用, 其作用效果将在本小节中进行研究。文献[14]曾在研究摩擦件对失谐叶片-轮盘系统的共振响应的影响时指出, 由于摩擦接触的非线性特征, 使得对具有摩擦阻尼结构的叶片-轮盘系统振动响应的分析变得较为困难。

3.1.1 参数设定 气流通过进气口时因受非旋转部件与旋转部件的扰动, 会在叶片上形成周期性的激振力载荷, 通过傅里叶谐波分析可将周期性的激振力载荷表示为若干谐波分量的叠加。由于每个机组、每一级叶盘在实际运行过程中受到的激振力都不相同, 因此本文通过在每支叶片顶部沿 3 个方向施加正弦激励对叶片所受激振力进行模拟。叶盘中第 j 支叶片所受的激励力为

$$\left. \begin{aligned} F_j^x(t) &= 10\sin(\omega t + j\varphi_r) \\ F_j^y(t) &= 10\sin(\omega t + j\varphi_r) \\ F_j^z(t) &= 10\sin(\omega t + j\varphi_r) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: ω 表示激励频率; r 表示激励阶次; $\varphi_r = 2\pi r/N$ 表示相邻叶片所受激励的相位差, N 为叶片数。在相邻叶片围带接触面上建立 3 个接触点对, 采用三维微滑移摩擦接触模型计算相邻界面间的摩擦约束力。计算参数如下: 接触面摩擦系数 $\mu = 0.30$, 初始正压力 $n_0 = 5$ N, 法向刚度 $k_n = 10\,000$ kN $\cdot$ m $^{-1}$, 切

$$\text{向刚度 } \mathbf{K}_t = \begin{bmatrix} 10\,000 & 0 \\ 0 & 10\,000 \end{bmatrix} \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}。$$

当质量失谐强度 $\sigma_p = 10\%$ 时, 叶盘上 18 支叶片在一阶固有频率附近的幅频响应曲线如图 5 所示, 图中的振动响应是 3 个方向的合成响应。

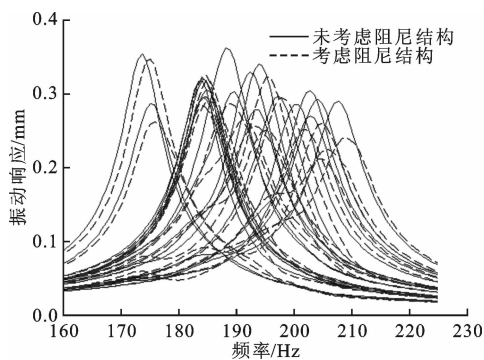


图5 $\sigma_p = 10\%$ 时的一阶频响曲线

从图 5 可以看出, 由于干摩擦阻尼结构产生的摩擦约束作用, 18 支叶片的非线性响应振幅与线性情况相比都产生了一定的变化。在本文参数条件下, 叶片非线性响应的最大共振振幅为 0.35 mm, 最小共振振幅为 0.21 mm, 比叶片线性响应的最大共振振幅 0.36 mm 和最小共振振幅 0.27 mm 都有所下降。绝大多数非线性响应的振幅都比线性情况

有所下降,共振频率增大。失谐叶盘上 18 支叶片的非线性响应共振振幅比线性响应的振幅最大降幅为 21.50%,平均降幅为 9.53%,减振效果显著。总体而言,干摩擦阻尼结构在失谐叶盘系统中仍能起到抑制共振幅值的作用。

3.1.2 接触面初始正压力对振动响应的影响 当 $\sigma_p=10\%$ 时,不同初始正压力条件下叶盘上某 3 支叶片在一阶固有频率附近的幅频响应曲线如图 6 所示,图中的振动响应是 3 个方向的合成响应。叶片 1、2、3 分别对应叶盘中共振响应幅值最大、共振响

应幅值最小以及考虑非线性摩擦力之后与线性情况相比振幅降幅最大的叶片。

随着接触面初始正压力的增大,3 支叶片的共振频率都在一直增加,而共振幅值的变化规律却不尽相同。叶片 2 的共振幅值一直减小,叶片 1 和叶片 3 的共振幅值先减小后增大,都存在一个最优的初始正压力使其振动响应最小,但二者所对应的最优初始正压力并不相同:图 6a 中的最优初始正压力 $n_0=5\text{ N}$,图 6c 中的最优初始正压力 $n_0=4\text{ N}$ 。这就意味着,对失谐叶盘系统进行优化设计时,需要考虑每支叶片的振动状况,完全统一的参数设计并不能使运行效果达到最佳。

3.2 摩擦失谐对失谐叶盘系统振动响应的影响

在实际叶盘系统中,干摩擦阻尼结构的性质不会完全一致,也会出现与叶盘质量失谐和刚度失谐形式类似的非线性摩擦阻尼失谐形式。文献[2]对采用集中质量模型建模的协调叶盘系统进行了阻尼失谐条件下的振动响应研究,结果显示,阻尼失谐可导致与叶片刚度失谐程度相近似的振动幅值。文献[8]结果显示,接触面摩擦失谐可显著改变叶盘系统的受迫振动响应特性。上述研究都是基于协调叶盘系统对摩擦阻尼失谐进行的研究。实际上,由于失谐叶盘的振动局部化作用,叶片之间的摩擦接触状态并不相同,不可避免地产生摩擦阻尼结构失谐现象。对于包含干摩擦阻尼结构的叶片系统而言,叶盘失谐和摩擦阻尼结构失谐应该是同时存在的。无论是采用协调摩擦阻尼结构还是采用摩擦阻尼失谐对协调叶盘系统进行减振研究都与实际情况存在差距。

3.2.1 接触面摩擦失谐的形式 本节在考虑接触面摩擦失谐时,选取接触面法向正压力为失谐项,分别研究了初始正压力 n_0 和法向接触刚度 k_n 失谐情况下,失谐叶盘系统的振动响应。接触面摩擦失谐情况下法向摩擦力的表达式为

$$f_z^k = \begin{cases} n_0(1 + \sigma_{mi}) + k_n(1 + \sigma_{ki})\Delta z'_k, & \Delta z'_k \geq -n_0(1 + \sigma_{mi})/k_n(1 + \sigma_{ki}) \\ 0, & \Delta z'_k < -n_0(1 + \sigma_{mi})/k_n(1 + \sigma_{ki}) \end{cases}$$

$k = 1, 2, \dots, N_k$ (7)

式中: $n_0(1 + \sigma_{mi})$ 表示接触面初始正压力; σ_{mi} 为初始正压力的失谐量; $k_n(1 + \sigma_{ki})$ 表示接触面法向接触刚度; σ_{ki} 为法向接触刚度的失谐量; $\Delta z'_k$ 表示局部坐标系下的法向位移分量。当摩擦力协调时, $\sigma_{mi} = \sigma_{ki} = 0$,接触面初始正压力 $n_0(1 + \sigma_{mi})$ 取值相同,接触面法向刚度 $k_n(1 + \sigma_{ki})$ 取值亦相同。当接触面初始正

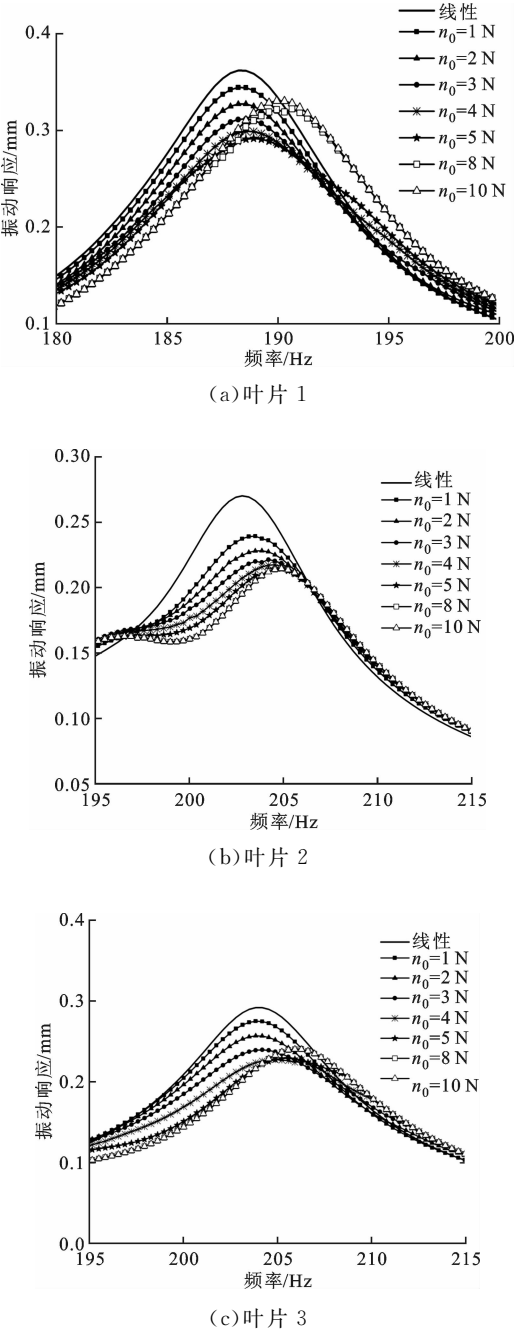


图 6 $\sigma_p=10\%$ 时不同初始正压力下的频响曲线

压力失谐时, $\sigma_{ki}=0$, σ_{mi} 的值取随机正态分布, 失谐强度用失谐量的标准差表示。当接触面法向接触刚度失谐时, $\sigma_{mi}=0$, σ_{ki} 的值取随机正态分布, 失谐强度用失谐量的标准差表示。

3.2.2 双重失谐情况下叶盘系统的振动特性 以 $\sigma_p=10\%$ 的叶盘系统为例, 对干摩擦阻尼结构中含有初始正压力失谐的双重失谐系统进行振动响应分析。计算中, 干摩擦阻尼结构初始正压力和接触面法向刚度的失谐量均假设为 10% , 在初始正压力和叶片质量双重失谐的情况下, 叶盘中每支叶片的最大振幅与摩擦力协调时相比的变化情况如图 7 所示。

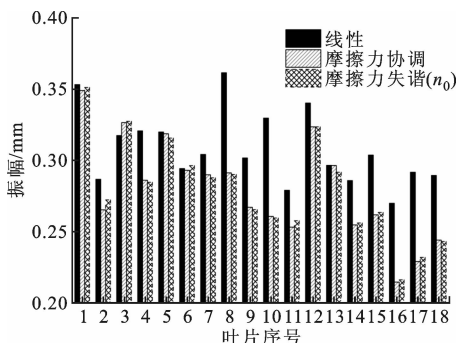


图 7 初始正压力和叶片质量双重失谐时的最大振幅

在考虑摩擦阻尼的前提下, 接触面初始正压力失谐情况下叶片的最大振幅与摩擦力协调情况下叶片的最大振幅相比, 有的增加, 有的减少, 还有的维持不变, 没有统一的变化规律。在本文参数条件下, 接触面初始正压力失谐时, 18 支叶片的非线性响应共振振幅与线性响应的振幅相比, 最大降幅为 21.85% , 平均降幅为 9.20% 。由此可知, 接触面初始正压力失谐对失谐叶盘系统同样有减振的作用, 且与摩擦力协调情况的减振效果相当。

接触面法向接触刚度失谐对失谐叶盘的影响, 见图 8。在都包含摩擦阻尼结构的前提下, 接触面法向接触刚度失谐情况下叶片最大振幅与摩擦力协调情况下叶片最大振幅相比, 仅有 1 支叶片的振幅

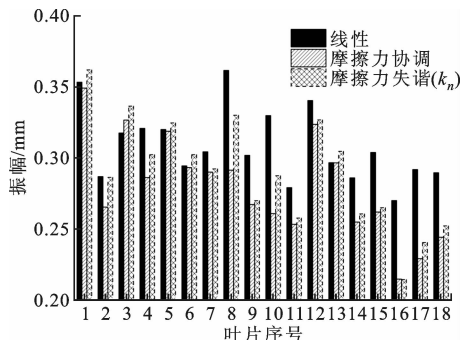


图 8 法向接触刚度和叶片质量双重失谐时的最大振幅

减小, 其他 17 支叶片的振幅都有所增加。在本文参数条件下, 接触面法向接触刚度失谐时, 18 支叶片的非线性响应共振振幅与线性响应的振幅相比, 最大降幅为 20.58% , 平均降幅为 6.08% 。图 7、图 8 相比, 接触面法向接触刚度失谐时振幅变化更明显, 但是减振效果有所下降, 与摩擦力协调时相比, 振幅下降量减少了 3.45% 。

4 结 论

本文建立了失谐叶盘的有限元分析模型, 采用叶片密度的正态随机分布模拟叶盘的质量失谐。基于抗混叠时频域融合算法和三维微滑移摩擦接触模型, 研究了干摩擦阻尼结构对失谐叶盘系统振动响应的影响以及接触面干摩擦失谐情况下失谐叶盘系统的振动特性, 主要结论如下。

(1) 考虑干摩擦阻尼结构所产生的摩擦约束力后, 叶片的共振幅值明显降低, 共振频率增加。相邻叶片间的摩擦约束力不同导致干摩擦阻尼结构对每支叶片的减振效果存在差异, 每支叶片达到最佳减振效果时所对应的最优初始正压力不同, 因此失谐叶盘的优化设计需要考虑每支叶片的振动状况, 存在很多难点。对应于相同的接触面初始正压力, 阻尼结构的减振效果对有的叶片比较好, 对有的叶片比较差。从干摩擦减振控制的角度来讲, 完全统一的参数设计并不能使运行效果达到最佳, 失谐叶盘系统的减振设计需要考虑摩擦控制参数与叶片失谐程度相互匹配的问题。

(2) 接触面初始正压力失谐和接触面法向刚度失谐所产生的摩擦失谐对失谐叶盘系统都有减振的作用。当接触面法向接触刚度失谐与叶盘系统的失谐强度相同且失谐量分布相对应时, 法向接触刚度失谐时干摩擦阻尼的减振效果与摩擦力协调时相比被减弱, 在本文参数条件下, 振幅平均下降量减少了 3.45% 。

参考文献:

- [1] 白斌, 白广忱, 童晓晨, 等. 整体叶盘结构失谐振动的国内外研究状况 [J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 91-103.
BAI Bin, BAI Guangchen, TONG Xiaochen, et al. Research on vibration problem of integral mistuned bladed disk assemblies at home and abroad [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 91-103.
- [2] LIN C C, MIGNOLET M P. An adaptive perturbation scheme for the analysis of mistuned bladed disks [J].

- ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119: 153-160.
- [3] GRIFFIN J H, SINHA A. The interaction between mistuning and friction in the forced response of bladed disk assemblies [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107: 205-211.
- [4] PETROV E P. A method for forced response analysis of mistuned bladed disks with aerodynamic effects included [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(6): 062502.
- [5] 王红建. 复杂耦合失谐叶片-轮盘系统振动局部化问题研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [6] CHA D, SINHA A. Statistics of response of a mistuned and frictionally damped bladed disk assembly subjected to white noise and narrow band excitations [J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2006, 21: 384-396.
- [7] PETROV E P, EWINS D J. Advanced modeling of under platform friction dampers for analysis of bladed disk vibration [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2007, 129: 143-150.
- [8] PETROV E P, EWINS D J. Method for analysis of nonlinear multi harmonic vibrations of mistuned bladed disks with scatter of contact interface characteristics [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2005, 127: 128-136.
- [9] JARELAND M H, CSABA G. Friction damper mistuning of a bladed disk and optimization with respect to work [C]// ASME Turbo Expo 2000: Power for Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2000: V004T03A009.
- [10] 王红建, 贺尔铭, 余仕侠. 具有干摩擦散乱失谐的叶片-轮盘受迫响应特性 [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.
- [11] 王艾伦, 龙清. 具有非线性摩擦阻尼随机失谐的叶盘系统响应特性 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 178-184.
- WANG Ailun, LONG Qing. Forced response characteristics of bladed disks with random mistuned nonlinear friction damping [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 178-184.
- [12] 刘雅琳, 上官博, 徐自力. 抗混叠时频域融合算法及在叶片响应分析中的应用 [J]. 航空动力学报, 2012, 27(6): 1238-1242.
- LIU Yalin, SHANGGUAN Bo, XU Zili. Anti-aliasing alternating frequency/time domain method and its application in response analysis of blade systems [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(6): 1238-1242.
- [13] 谷伟伟, 徐自力. 干摩擦阻尼叶片的界面约束力描述及振动响应求解 [J]. 振动工程学报, 2012, 25(1): 64-67.
- GU Weiwei, XU Zili. Description of constraint force and prediction of vibration responses for dry friction damped blade [J]. Journal of Vibration Engineering, 2012, 25(1): 64-67.
- [14] FEINER M D, GRIFFIN J H. Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model: part 1 theory [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 150-158.

[本刊相关文献链接]

- 孟庆虎, 孟庆丰, 朱永生, 等. 用于机械系统固有频率及阻尼比计算的改进频域方法. 2015, 49(8): 1-5. [doi: 10.7652/jxtxb201508001]
- 李应刚, 陈天宁, 王小鹏, 等. 外部动态激励作用下齿轮系统非线性动力学特性. 2014, 48(1): 101-105. [doi: 10.7652/jxtxb201401017]
- 刘雅琳, 徐自力, 上官博, 等. 时频域交互法在微滑移干摩擦阻尼叶片振动分析中的应用. 2009, 43(11): 22-26. [doi: 10.7652/jxtxb200911005]
- 徐自力, 上官博, 吴其林, 等. 松装叶片燕尾型叶根干摩擦力模型及振动响应分析. 2009, 43(7): 1-5. [doi: 10.7652/jxtxb200907001]
- 尤晋闽, 陈天宁. 悬臂梁平面结合面参数的识别技术研究. 2008, 42(11): 1323-1326. [doi: 10.7652/jxtxb200811002]
- 谷伟伟, 徐自力, 胡哺松, 等. 微滑移阻尼叶片最优正压力的影响因素分析. 2008, 42(7): 828-832. [doi: 10.7652/jxtxb200807010]
- 徐自力, 谷伟伟, 吕强, 等. 基于微动滑移模型的叶片阻尼结构参数研究. 2007, 41(5): 507-511. [doi: 10.7652/jxtxb200705001]

(编辑 杜秀杰)