

文章编号:1000-8055(2012)11-2547-06

叶片安装角对叶盘结构受迫响应特性的影响

兰海强, 臧朝平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 利用简化的叶盘结构有限元模型和基于极值原理的改进 Monte Carlo 模拟技术, 详细分析了叶片安装角失谐对叶盘结构受迫响应特性的影响. 分别对 6 种不同安装角误差的叶盘结构的受迫响应进行了数值计算, 得到了各自对应的响应放大因子概率密度曲线, 通过曲线比较, 分析了叶片安装角误差对叶盘结构受迫响应特性的影响规律. 研究表明: 安装角误差虽对叶盘结构的固有频率影响较小, 但对叶片受迫响应影响是很大的, 并且受迫响应幅值放大因子随安装角失谐程度增加而增加.

关 键 词: 安装角; 叶盘结构; 失谐; Monte Carlo 模拟; 受迫响应

中图分类号: V231.9

文献标志码: A

Effect of blade stagger angle on forced response of bladed disk assemblies

LAN Hai-qiang, ZANG Chao-ping

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Using simplified finite element model and the accelerated Monte Carlo simulation based on extremum principle, the forced response characteristics of bladed disks with stagger angle mistuning were investigated in detail. Six different variations of stagger angle error were simulated and corresponding probability density functions of response magnification factors were calculated separately. By comparing different curves, effect regularity of bladed stagger angle on the forced response of bladed disk assemblies was explored. Results indicate that stagger angle mistuning has small effect natural frequencies, but has a great effect on the blade response. The forced response would increase when stagger angle mistuning strength increases.

Key words: stagger angle; bladed disk; mistuning; Monte Carlo simulation; forced response

叶盘结构的振动一直是航空发动机设计研制过程中要考虑的主要问题之一. 叶盘结构的设计通常假设各叶盘结构扇区具有完全相同的物理参数和几何参数, 也就是圆周循环对称结构, 即谐调的. 但在实际应用过程中由于制造误差和使用中的不均匀磨损等因素, 叶盘结构的各扇区间物理

或几何参数不可避免地存在偏差, 即产生失谐.

失谐会导致叶盘结构的受迫响应局部化, 造成振动能量集中在部分叶片上, 且其振动明显强于其它叶片的振动, 会过早地出现高周疲劳而失效. 因此失谐叶盘受迫响应研究对发动机的工作可靠性至关重要.

收稿日期: 2011-11-08

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121115.1028.022.html>

基金项目: 江苏省高校优势学科建设工程(PADA); 教育部博士点基金(20093218110008); 国家自然科学基金(51175244)

作者简介: 兰海强(1988—), 男, 山东成武人, 硕士生, 主要从事航空发动机整机动力学与鲁棒设计研究.

由于叶盘结构的振动疲劳主要体现在叶片上,因此在失谐受迫响应研究中考虑的导致失谐的因素也主要是与叶片相关的叶片自身特性、叶片安装角等.其中叶片自身特性引起的失谐,即通常所说的叶片失谐.叶片失谐的描述用“叶片频率改变”来表征,叶片失谐的模拟一般通过改变叶片的刚度或质量实现.这种模拟建模方法给失谐受迫响应特性的统计分析带来了方便,是国内外学者研究失谐采用的主要方法^[1-4].到目前为止叶片失谐的研究已经比较深入,研究表明叶片失谐具有以下特点:①叶盘结构对失谐很敏感,很小的随机失谐就能导致受迫响应的很大增加;②随着叶片随机失谐程度的增加,放大因子会先增加至某一峰值,然后又有所下降,即“峰值”效应;③利用人为失谐可以有效降低随机失谐带来的不利影响,减弱系统振动.根据叶片失谐的特点,人们提出了一些预测失谐叶盘受迫响应的高效方法,例如谐调公称模态子集法^[5](subset of nominal modes, SNM)、基本失谐模型法^[6](fundamental mistuning model, FMM)等;另外还提出了一些通过优化^[7-8]及人为失谐^[9]来抑制失谐叶盘振动的方法.

尽管对于叶片自身特性导致的叶片失谐的研究已很深入,但要实现对实际叶盘受迫响应的精确预测,叶片安装角变化导致的失谐也需要考虑.与叶片失谐不同,安装角失谐并未改变叶片的自身特性(即对叶片的振动频率影响不大),而是改变了叶片与轮盘的相对空间位置,进而改变了各扇区物理参数和几何参数,从而产生失谐.与叶片失谐相比安装角失谐的研究相对较少,并且大都是对具有某一确定的安装角失谐的单个叶盘研究其振动特性. Rzadkowski^[10]利用连续参数模型,研究了叶片安装角、界面面积变化、扭转角度等几何参数等对叶盘振动的影响,发现这些参数的变化对叶片应力水平有显著地影响. Rzadkowski 的研究较为详细,但由于使用的模型精度不高,计算结果可信度相对较低. Feiner 等^[11]使用精确有限元模型分析了安装角失谐对叶盘振动的影响,发现安装角失谐也会导致振动局部化,但他未详细研究安装角失谐对振动局部化的影响规律. 安装角失谐不仅对叶盘结构振动有影响,还对流场及转子系统有重要影响. Sladojevic 等^[12]发现叶片安装角失谐会引起气动失谐,导致结构气动阻尼改变,进而对叶盘气动稳定性有重要影响. Chiu 等^[13]研究了单个叶片安装角失谐对轴-盘-叶片系

统稳定性的影响,发现安装角失谐有可能起到提高转子稳定性的作用.国内对失谐的研究也主要集中于叶片失谐的研究^[1,3-4,7,14],很少发现有安装角失谐研究的相关论文发表,可见对安装角失谐研究是很有必要的.

安装角失谐作为不确定量,也需要像研究叶片失谐一样,从统计分析角度研究其对叶盘结构的振动特性的影响规律. 本文将对叶片的安装角误差产生的失谐进行研究. 首先,以叶片安装角误差作为随机失谐参数,分别建立不同安装角误差的有限元模型,并对谐调叶盘结构的振动特性进行了分析;然后采用基于极值理论的改进 Monte Carlo 模拟技术,计算得到了不同安装角误差时响应幅值放大因子的概率密度曲线;最后对计算结果进行了分析讨论,并给出了结论与相关的解释.

1 叶盘结构有限元模型及其振动特性

1.1 有限元模型及边界条件

本文采用整体叶盘结构的有限元模型如图 1 所示,结构共有 12 个叶片,采用 Solid186 实体单元划分网格,共有约 30 000 个单元,60 000 个节点. 根据叶盘结构的装配关系,在轮盘中心孔的前端面施加轴向位移约束,在中心孔内径处施加周向位移约束,在轮盘中心套筒的后端外缘施加径向位移约束.

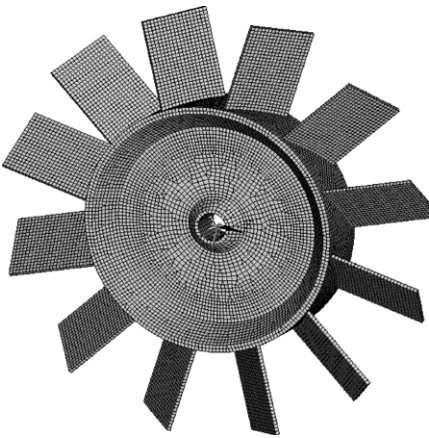


图 1 叶盘结构的有限元模型

Fig. 1 Finite element model of bladed disk

1.2 叶盘结构的振动特性

1.2.1 谐调叶盘自由振动

对于谐调叶盘结构描述其模态振型从节径(节线穿过轮盘的直径)和节圆(节线在轮盘圆周

方向)角度更为方便. 每个模态振型的节径数都对应着相邻叶片之间确定的相位改变, 即叶间相位角

$$\phi_h = \frac{2\pi h}{N}, \quad h = 0, \cdots p \tag{1}$$

其中 h 代表模态节径数, N 是叶盘结构中的叶片数量, $p=N/2$ (N 是偶数时) 或 $p=(N-1)/2$ (N 是奇数时).

自由振动的特点可以方便地从频率对节径的变化得到, 其固有频率随节径的变化如图 2 所示.

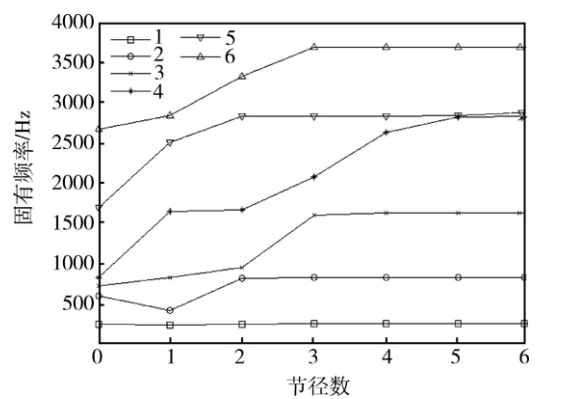


图 2 固有频率随节径变化图

Fig. 2 Natural frequencies versus nodal diameters

一般叶盘结构的模态分为叶片主导模态与耦合模态. 叶片主导模态中叶盘振动以叶片振动为主, 耦合模态中叶盘振动是叶片轮盘的耦合振动. 其中叶片主导的模态会呈现频率密集的现象, 这些模态称为一个模态族, 模态族中包含叶盘的各个节径振型. 例如图 2 中在 800~860 Hz 的频率范围内存在很多的模态, 这些模态都表现为 1 阶扭转振动(如图 3), 称为叶盘的 1 阶扭转模态族, 其中包括了 0~6 节径的各个叶盘振型.

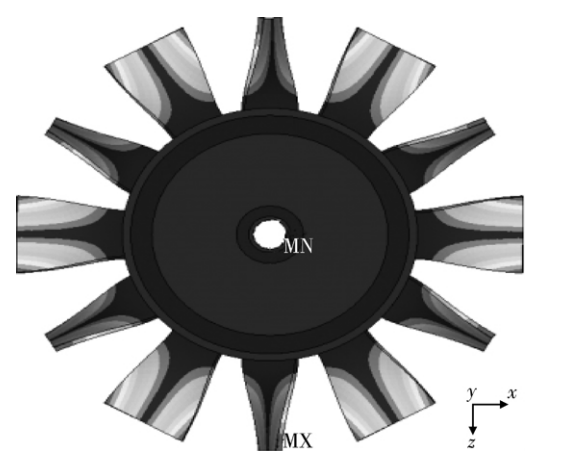


图 3 叶片扭转模态振型

Fig. 3 Mode shape of blade torsion

1. 2. 2 叶盘受迫振动

外部气动激励力采用实际激励的简化形式, 将每个叶片所承受的激励简化为单点激励状态, 即将激振力施加在每个叶片相对应的相同位置的节点上. 在旋转状态下叶盘结构中叶片所受的尾迹激励可以表示为行波的形式, 那么作用在第 i 个叶片上的激励可以表示为

$$f_i = F\sin(\omega t + i\theta) \tag{2}$$

其中

$$\theta = \frac{2\pi E}{N} \tag{3}$$

其中 θ 是行波激励的叶间相角, ω 为激振频率, E 为激励阶次, N 为叶片数, F 为激振力的幅值. 当激励频率等于叶盘结构的某阶固有频率并且激励阶次等于该阶固有频率对应的节径数时发生叶盘耦合共振. 本文计算 E 取 1, F 取 100 N, 在 800~860 Hz 之间取值. 由 1. 2. 1 小节分析可知这一频率段包含叶盘的 1 阶扭转模态族, 其中有节径从 0~6 的各个振型. 得到的谐调受迫响应曲线, 结果如图 4 所示. 在此频段内满足共振条件的频率点只有一个, 因此曲线只有一个共振峰值. 失谐后的模态是谐调时频率相近一些模态的线性组合^[5], 因此失谐后满足共振条件的点会变多, 共振峰会多于一个, 如图 4 中失谐响应曲线(引入叶片安装角失谐).

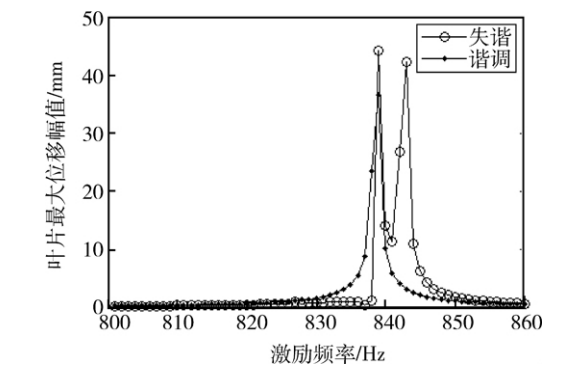


图 4 谐调与失谐叶盘受迫响应

Fig. 4 Forced response of tuned and mistuned bladed disks

2 有安装角误差叶盘结构的响应特性

2. 1 改进的 Monte Carlo 模拟技术

这里研究的是叶盘结构受迫响应幅值的最大值问题, 从极值统计理论可知, 大量叶盘结构的最大叶片响应幅值的分布接近 3 个极值分布函数中

的一个,由于振动响应是有界值,叶片受迫响应最大值的分布最接近于威布尔分布^[2],可以通过少数几组随机失谐数据的模拟得到与大量模拟相一致的结果^[15].

最大值的三参数威布尔分布的累计分布函数(cumulative distribution function, CDF)可表示为

$$F(x) = e^{-[(\lambda - x)/\delta]^\beta} \tag{4}$$

相应的概率密度函数(probability density function, PDF)为

$$f(x) = \frac{\beta}{\delta} \left(\frac{\lambda - x}{\delta} \right)^{\beta-1} e^{-[(\lambda - x)/\delta]^\beta} \tag{5}$$

式中 δ, β, λ 分别是尺度参数、形状参数和位置参数, x 是所要研究的随机变量值, 在这里 x 是失谐叶片最大响应幅值放大因子. 为了估计威布尔分布的 3 个参数, 对累计分布函数两边取对数然后整理得到

$$\ln(\lambda - x) = \frac{1}{\beta} \ln[-\ln(F)] + \ln(\delta) \tag{6}$$

式中 x 的值可以通过几组 Monte Carlo 模拟的结果得到, CDF 的值通过对这些数据整理得到. 位置参数 λ 是 x 的上限值, 对于失谐受迫响应的情况, 在本文的边界条件下可使用 Whitehead^[16] 导出的近似结果

$$\lambda \approx \frac{1}{2} (1 + \sqrt{N}) \tag{7}$$

这里 λ 是通过谐调系统叶片幅值峰值标准化的结果, 即失谐与谐调最大响应幅值之比, N 是叶片数量. 这样就只剩下尺度参数和形状参数 2 个未知量, 它们可以通过最小二乘线性回归得到.

2.2 受迫响应特性

以叶片安装角误差为失谐参数, 来模拟实际的安装误差, 产生的失谐和受迫响应特性. 假设叶片安装角(本文中为 45°)的误差服从均值为 0, 标准差分别 0.5%, 1%, 2%, 3%, 4%, 5% 的高斯分布, 每种误差的模拟次数为 50 次, 即每组建立 50 个叶盘有限元模型. 假设每个叶片对标准差的贡献相同, 则安装角分别为 (45 ± 0.225)°, (45 ± 0.45)°, (45 ± 0.9)°, (45 ± 1.35)°, (45 ± 1.8)°, (45 ± 2.25)°, 根据实际工艺水平, 安装角误差不会超过 5% 的标准差. 叶盘结构叶片安装角失谐放大效果如图 5 所示. 理论计算得到的幅值放大因子的概率密度曲线如图 6 所示.

从图 6 的曲线变化规律可见: ① 随着失谐参数标准差增加, 幅值放大因子曲线总体右移呈增

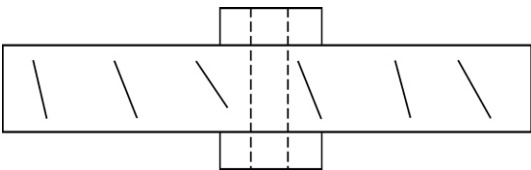


图 5 放大的叶盘结构安装角失谐

Fig. 5 Bladed disk with exaggerated stagger angle mistuning

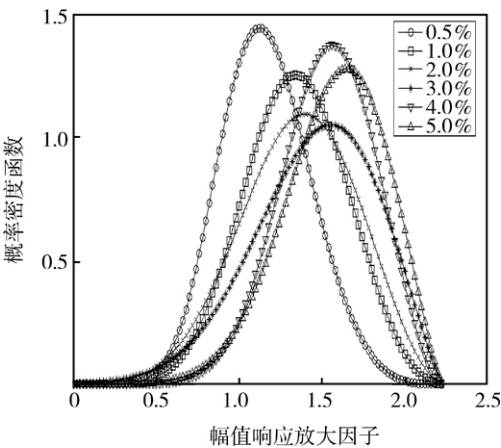


图 6 响应放大因子概率密度曲线

Fig. 6 Probability density function of response magnification factors

大趋势, 因此在实际装配制造中应尽可能减少安装角误差. 由前文叙述可知叶片失谐的放大因子随失谐程度的增加是存在“峰值”效应的, 基于“峰值”效应 Nikolic 等^[17] 提出利用“大失谐”来减振的方法, 即把叶片随机失谐控制在“峰值”之外, 利用程度较大的随机失谐来减小叶盘振动. 因为安装角随机失谐放大因子是持续增大的, 不存在“峰值”效应, 所以不能像叶片失谐一样通过“大失谐”来达到减振效果. ② 每条曲线总有放大因子小于 1 的一部分, 安装角的随机误差并不总是会引起受迫响应的增加, 若能合理控制安装角分布也能起到减弱受迫响应的作用, 而且安装误差越小减弱受迫响应的概率越高.

失谐程度(标准差)与放大因子均值之间关系曲线如图 7 所示.

由图 7 分析可知: 安装角随机失谐与以往研究的叶片失谐有明显不同, 安装角随机失谐响应放大因子随失谐程度的增加不存在“峰值”效应, 而是持续增加. 在安装角误差为 5% 时, 产生的失谐响应放大因子超过 1.6 倍. 可见安装角随机失谐对叶盘结构振动的影响是很大的, 在叶盘结构的响应预测中不能忽略.

与叶片失谐会影响频率的改变有明显的不

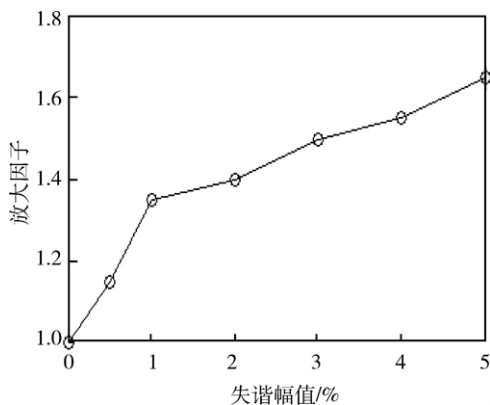


图 7 失谐程度与响应放大因子关系曲线

Fig. 7 Response magnification versus mistuning strength

同,安装角失谐与频率失谐量的关系如图 8 所示,随着安装角失谐幅值的增加频率失谐量略微增加,但频率失谐量的值是很小的,在 10^{-3} 量级。可见,安装角误差对结构固有频率的改变是很小的,基本可以忽略。这一结论与 Feiner 等^[11]的结果是一致的。这也许是导致安装角失谐与叶片失谐放大因子变化规律不同的一个原因。事实上,安装角误差引起的失谐作用的大小依赖于叶盘结构的设计(即具体模型)适当改变本文轮盘模型的尺寸,重新计算得到改变模型后的放大因子随失谐幅值的变化规律,可以发现:改变结构尺寸后,放大因子在数值上有所改变,但变化规律没变,放大因子仍是随安装角失谐幅值增加而增加。

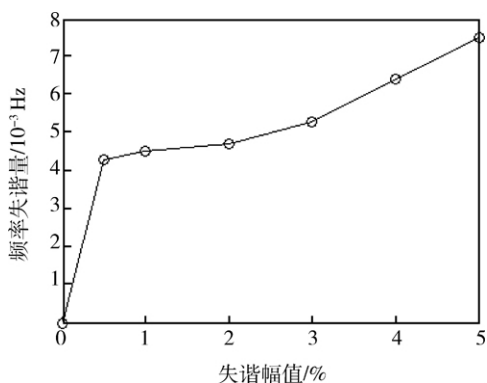


图 8 失谐程度与频率失谐量关系曲线

Fig. 8 Frequency mistuning versus mistuning strength

由于本文考虑的安装角误差引起的失谐受迫响应采用了简化的单点激励力,只限于结构失谐的受迫响应,而实际中叶片整个型面受到空气动力学气体激励力作用,叶片安装角发生变化后,相应的气体激励力的大小和方向的变化是十分复杂

的,尚有待于深入研究。

3 结 论

本文以叶片的实际安装角误差作为随机失谐参数,建立了不同程度安装角误差的有限元模型,采用改进的 Monte Carlo 模拟技术计算了不同误差时受迫响应的概率特性。根据计算结果可知:

1) 安装角误差随机失谐不同于其它形式的叶片随机失谐,它对结构模态频率影响不大,对受迫响应幅值的影响较大,响应放大因子随失谐程度的变化没有出现“峰值”现象,而是随安装角误差增大,幅值放大因子总体呈增大趋势;

2) 安装角误差引起的失谐作用的大小依赖于叶盘结构的设计,安装角变化只改变了叶盘结构的相对位置,对叶片的模态频率影响不大,失谐作用的大小依赖于叶盘结构的具体设计。

致谢:

感谢伦敦帝国学院 EP Petrov 博士对本论文的建设性讨论。

参考文献:

- [1] 王建军,李其汉,朱梓根.失谐叶片轮盘结构系统振动局部化问题的研究进展[J].力学进展,2000,30(4):517-528.
WANG Jianjun, LI Qihan, ZHU Zigen. Vibratory localization of mistuned bladed disk assemblies; a review[J]. Advances in Mechanics, 2000, 30(4): 517-528. (in Chinese)
- [2] Castanier M P, Pierre C. Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration; status and emerging directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 384-396. (in Chinese)
- [3] 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 blisk assemblies[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2011, 2(2): 133-142. (in Chinese)
- [4] 王红建.复杂耦合失谐叶盘系统振动局部化问题研究[D].西安:西北工业大学,2006.
WANG Hongjian. Investigation of the vibration localization problem of the mistuned bladed disk with complicated coupling[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [5] Yang M T, Griffin J H. A reduced-order model of mistuning using a subset of nominal system modes[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(4): 893-900.
- [6] Feiner D M, Griffin J H. A fundamental model of mistuning for a single family of modes[J]. Journal of Turbomach-

- inery, 2002, 124(4): 597-605.
- [7] 袁惠群, 杨少明, 吴震宇, 等. 基于蚁群算法和模态局部化参数的失谐叶盘减振研究[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2010, 31(11): 1611-1614.
- YUAN Huiqun, YANG Shaoming, WU Zhenyu, et al. Vibration reduction of mistuned blade-disc by ant colony algorithm and modal localization parameter[J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2010, 31(11): 1611-1614. (in Chinese)
- [8] Petrov E P. Reduction of forced response levels for bladed discs by mistuning: overview of the phenomenon [R]. ASME Paper GT-2010-23299, 2010.
- [9] Lim S, Castanier M P, Pierre C. Intentional mistuning design space reduction based on vibration energy flow in bladed disks[R]. ASME Paper GT-2004-53873, 2004.
- [10] Rzadkowski R. The general model of free vibrations of mistuned bladed discs: Part I theory[J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 173(3): 377-393.
- [11] Feiner D M, Griffin J H. Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model: part I theory [J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 150-158.
- [12] Sladojevic I, Petrov E P, Imregun M, et al. Forced response variation of aerodynamically and structurally mistuned turbomachinery rotors[R]. ASME Paper GT-2006-90948, 2006.
- [13] Chiu Y J, Huang S C. The influence of a mistuned blade's stagger angle on the vibration and stability of a shaft-disk-blade assembly[J]. Shock and Vibration, 2008, 15(1): 3-17.
- [14] 王艾伦, 孙勃海. 随机失谐的成组叶片-轮盘固有振动局部化研究[J]. 中国机械工程, 2011, 22(7): 771-775.
- WANG Ailun, SUN Bohai. Analysis of natural vibration localization of random mistuned bladed disk with grouped blades[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(7): 771-775. (in Chinese)
- [15] Bladh R, Pierre C, Castanier M P, et al. Dynamic response predictions for a mistuned industrial turbomachinery rotor using reduced-order modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(2): 311-324.
- [16] Whitehead D S. Effect of mistuning on the vibration of turbo-machine blades induced by wakes[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1966, 8(1): 15-21.
- [17] Nikolic M, Petrov E P, Ewins D J. Robust strategies for forced response reduction of bladed disks based on large mistuning concept[R]. ASME Paper GT-2007-27183, 2007.