

文章编号: 1000-8055(2009)09-2040-06

错频叶盘结构的概率模态局部化特性分析

于长波, 王建军, 李其汉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 以典型压气机叶盘结构为例, 提出了实际错频结构的有限元建模方法, 并考虑了随机加工误差的影响, 定义了一种基于叶片应变能的模态局部化因子, 基于 ANSYS 有限元和 Monte Carlo 数值计算, 定量分析评价了错频叶盘结构固有频率和模态振型局部化的统计特性. 研究表明, “错频失谐”会引起显著的振动局部化, 叶盘错频设计中需要综合考虑结构的失谐振动局部化和气弹稳定性两方面.

关 键 词: 叶盘结构振动; 错频失谐设计; 有限元; 建模方法; 概率模态特性

中图分类号: V231.9; O342

文献标识码: A

Probability characteristics for vibratory mode of detuned bladed disk assemblies

YU Chang-bo, WANG Jian-jun, LI Qi-han

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A modeling method was given to introduce detuning into finite element (FE) model based on a typical bladed disk assembly, in which random machining errors were considered as well. A modal localization factor was defined based on the blade strain energy, which assessed quantitatively the behavior of mode localization. ANSYS program and Monte Carlo simulations were performed with regard to the subjects of statistical characteristics of natural frequencies and mode shape. Results indicates that the detuning in blade design can increase the modal localization of bladed disk assemblies significantly, which requires consideration of the both aspects of vibration localization and aeroelastic stability for detuning design of bladed disk assemblies.

Key words: bladed disk vibration; detuning in blade design; finite element; modeling method; probabilistic modal characteristics

叶片颤振是流体激励诱发的气弹失稳现象, 一旦发作会产生大振幅的剧烈运动, 使叶片在短时间内断裂, 造成严重的后果^[1]. 研究表明, 叶片错频装配可以丰富叶盘结构的模态成分, 增强模态间的耦合, 能够有效地抑制颤振的发作. 但是, 错频导致了结构失谐, 破坏了叶盘结构的周期对称性, 引发了振动局部化现象, 致使系统的模态振

型无法广延至整个结构, 振动能量被限制在局部少数叶片上, 使得应力升高, 结构中过早地出现疲劳破坏^[2]. 因此, 错频失谐叶片的振动局部化特性研究对于航空发动机的结构完整性和工作可靠性至关重要.

迄今为止, 人们采用各种模型和方法对确定和随机失谐的叶盘结构振动问题进行了研究^[3-5],

收稿日期: 2008 09 05; 修订日期: 2008 12 03

基金项目: 国家高技术研究发展计划 863 项目(2008AA04Z403)

作者简介: 于长波(1982-), 男, 辽宁沈阳人, 博士生, 主要从事航空发动机强度振动方面的研究.

E-mail: yachangbo@sjp.buaa.edu.cn

其中涉及主动错频结构振动局部化性质的相对较少. 文献[6]研究了确定性主动失谐(错频)叶盘结构的振动响应, 文献[7]分析了不同形式的谐波失谐叶盘结构的响应特性, 并综合考虑了耦合与阻尼的作用. 二者均采用了形式较为简单的单自由度扇区集中参数模型, 侧重于错频问题的机理性分析. 文献[8]采用了真实的有限元模型, 并通过改变叶片材料弹性模量的方式, 根据实际错频方案引入了两种确定性失谐模式, 研究了叶盘结构振动模态特性和模态局部化性质. 但在实际情况中, 由加工误差和使用中磨损导致的叶片间失谐一般是随机性的, 文献[9]采用两自由度集中参数模型, 令叶片刚度服从不同的随机分布, 研究了随机失谐叶盘结构模态局部化的概率固有特性. 受到模型规模的限制, 计算中作者将弹簧振子的刚度作为模拟叶片错频的方式, 而在工程中, 一般是将改变叶型截面的几何特征(多为厚度)作为调频手段的, 这样, 采用简化模型得到的计算结果可能会与实际情况存在一定的差异, 使其工程实用价值受到影响. 因而, 如何一方面根据实际调频方法建立精确的结构模型, 另一方面又能有效地考虑加工装配误差等不可避免的随机因素, 对错频失谐结构的振动特性研究具有十分重要的意义.

本文以典型压气机叶盘结构为例, 提出了一种基于实际调频手段的错频结构有限元建模方法, 通过改变不同叶片型面坐标的方式模拟叶片错频装配, 并同时考虑了成型误差等带来的小量随机失谐的影响, 采用 Monte Carlo 模拟技术, 基于 ANSYS 平台, 计算并对比了零转速状态和工作转速状态下错频叶盘结构的模态特性, 提出一种基于叶片应变能的模态局部化因子, 对系统的局部化程度进行了评价, 为叶盘结构的错频失谐设计提供了参考.

1 结构模型及谐调模态特性分析

1.1 错频有限元模型及边界条件

某发动机压气机叶盘结构有限元模型如图 1 所示, 结构中有 24 个叶片, 采用 solid45 实体单元划分网格, 共计 17640 个单元, 29168 个节点. 根据实际的装配关系, 在轮盘中心孔边的前端面施加轴向位移约束, 在套齿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. 结构的工作转速为 11516r/min.

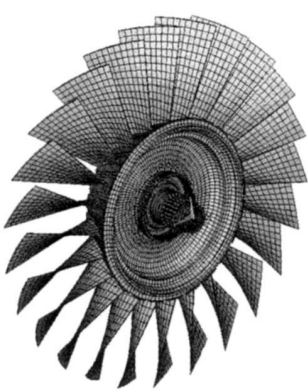


图 1 叶盘结构的有限元模型

Fig. 1 Finite element model of a bladed disk

1.2 谐调模态特性

首先不考虑错频或失谐, ANSYS 计算得到的谐调叶盘结构在零转速(静态)和设计转速下的模态频率如图 2 所示, 前 6 族叶片主导模态的节径频率图如图 3 所示.

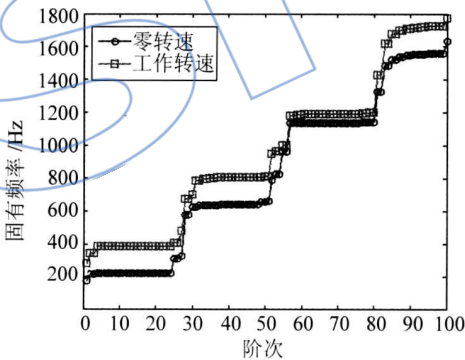


图 2 固有频率

Fig. 2 Natural frequencies

根据计算结果, 该模型的频率结构主要有以下特点:

- 1) 由于结构的对称性, 除了 0 节径和 12 节径振动形式, 其他各阶均有重频出现, 分别对应于相互正交的两阶等节径模态振型.
- 2) 叶盘结构模态频率可以划分为若干模态“密集频率段”和相应的“中间过渡区域”. 各模态密集频段由 24 阶频率组成, 分别对应于叶盘结构各阶模态的 0~12 节径振动形式. 中间过渡区域对应于轮盘主导振动形式; 各模态密集的频率段对应于叶片主导振动形式, 这是叶片之间弱耦合作用的结果, 在该频段的模态振型局部化对叶片的疲劳破坏影响较大, 失谐叶盘结构的振动局部化问题应重点关注这一频段.

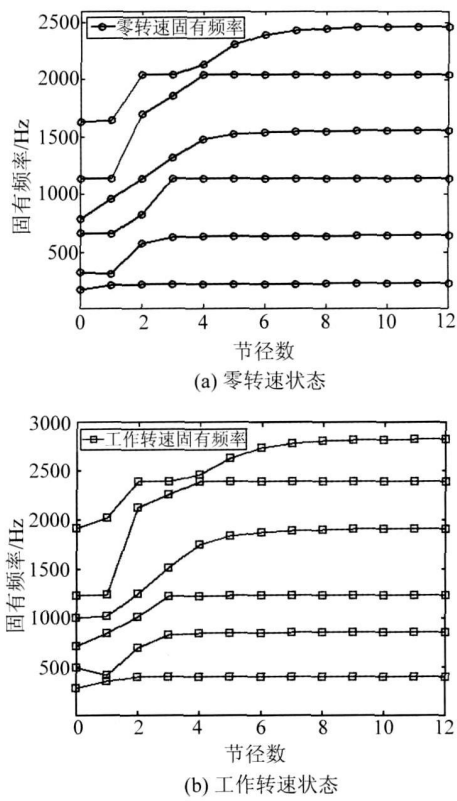


图 3 节径 频率图

Fig. 3 Nodal diameter-frequency map

3) 这 100 阶模态中包含结构的前三族振动形式, 分别对应于叶片的一阶弯曲、二阶弯曲和一阶扭转振型, 如图 4 所示。

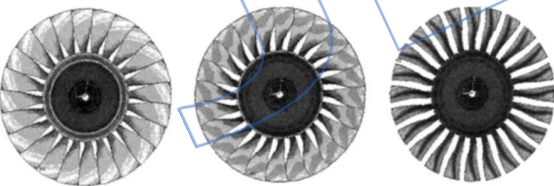


图 4 谐调模态振型

Fig. 4 Tuned modal shapes

4) 在工作转速状态下, 结构受到离心载荷的径向拉紧作用, 结构的刚度增加, 固有频率升高. 其中结构的前两族模态振型以径向弯曲为主, 旋转离心效应对这几阶振动的影响比较明显, 固有频率升高较多; 而第三族模态振型以弦向的扭转振动为主, 离心力的影响相对较弱, 因而考虑转速影响后这一族固有频率与静态值相差不大。

2 错频叶片的有限元建模方法

工程上, 一般是以同一理论型面为基础, 在不过多影响结构气动性能的前提下, 采用在不同叶型截面上改变叶片的厚度作为分组手段来达到调

频的目的. 首先, 根据叶片的型面特征选取一个基准叶型截面, 通过该截面的以上和以下的全部叶型进行减薄处理得到的叶片频率与原型相比升高和降低的变化量基本一致, 这样便得到了高频、低频和原型三种叶片. 考虑到加工精度和加工误差的影响, 每组中各叶片的实测频率都会有一定的分散度, 在其额定值附近呈随机分布. 装配时, 按照相邻叶片及特定叶片之间一定的频率差要求, 在生产出的三组叶片中选取合适的安装到轮盘上. 可以看出, 每一次错频装配实际上都是一个随机事件。

进行数值仿真时, 由于频率是选取叶片的依据, 而改变叶型厚度是实施错频的手段, 因而首先需要分别建立高频、低频和原型三种叶片中频率和叶型之间的函数关系表达式, 然后再分别以三种叶片的额定频率为均值, 按照一定的标准差, 生成三组随机频率样本, 根据装配的频率差要求, 在三组样本中依次选择合适的叶片频率, 并判断其叶型的种类, 最后再根据该种叶型与频率的对应关系, 得到该失谐叶片的叶型参数, 这样便完成了错频装配的一次随机模拟。

失谐叶片的有限元模型在 ANSYS 程序的前处理器中建立, 具体步骤如下:

1) 在柱坐标系下提取模型中各个叶片上的单元文件以及叶盆和叶背的节点编号和径向、周向和轴向的坐标. 操作方便起见, 划分单元网格时须尽量保证每层截面上节点的径向位置基本一致, 如图 5 所示。

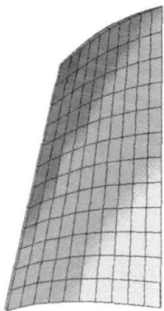


图 5 叶片有限元模型

Fig. 5 Finite element model of the blade

2) 选取欲更改截面上的单元和节点, 如图 6 所示, 其中实线代表原叶型, 虚线代表减薄后的叶型, X , Y 和 Z 坐标轴依次代表结构的径向、周向和轴向, 设截面上有 N 对节点, 第 i 对 ($i = 1, 2, 3, \dots, N$) 节点坐标分别为 $S_i(X_{Si}, Y_{Si}, Z_{Si})$ 和 $P_i(X_{Pi}, Y_{Pi}, Z_{Pi})$, 相邻的两对节点 S_i, P_i 和 S_{i+1}, P_{i+1} 围成单元 i ($i = 1, 2, 3, \dots, N - 1$)。

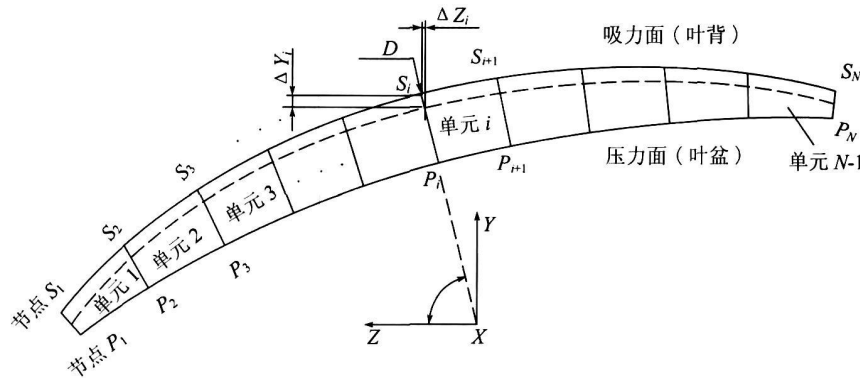


图 6 截面单元和节点

Fig. 6 Profile elements and nodes

计算该截面上吸力面(叶背)和压力面(叶盆)对应节点的周向和轴向距离. 由于同一截面上径向位置基本一致, 可以忽略对应节点之间的径向距离, 可以得到第 i 对节点的

轴向距离

$$\Delta Z_i = |Z_{Si} - Z_{Pi}| \tag{1}$$

周向距离

$$\Delta Y_i = \left| \frac{Y_{Si} - Y_{Pi}}{360} \right| \cdot 2\pi \tag{2}$$

上面两式中, $i = 1, 2, 3, \dots, N$.

3) 确定截面上各单元厚度方向与轴向的夹角

$$\alpha = \arctan \left(\frac{\Delta Y_i}{\Delta Z_i} \right) \tag{3}$$

4) 设叶片厚度的改变量为 D , 根据式(3)的角度关系, 将其投影到轴向和周向, 可以得到这两个方向上相应节点之间的距离变化为

轴向

$$D_{xi} = D \cdot \cos \alpha_i \tag{4}$$

周向

$$D_{yi} = \frac{D \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot X_i} \cdot 360 \tag{5}$$

式中 X_i 是截面的径向位置, 且 $i = 1, 2, 3, \dots, N$.

5) 由式和式形成新的节点坐标, 并在新的 ANSYS 数据库文件中读入新的坐标文件.

6) 在 ANSYS 中读入谐调模型的单元文件. (错频后, 只有叶片上节点的位置发生了变化, 单元和节点之间的对应关系并未改变.)

按照上述方法建立的减薄前后某层叶片单元如图 7 所示. 这种建模方法直接对叶片上的单元和节点进行操作, 可以同时对各截面进行不同的加厚或减薄操作, 而且可以充分考虑加工误差

和使用磨损等随机因素的影响, 具有很强的实用性.

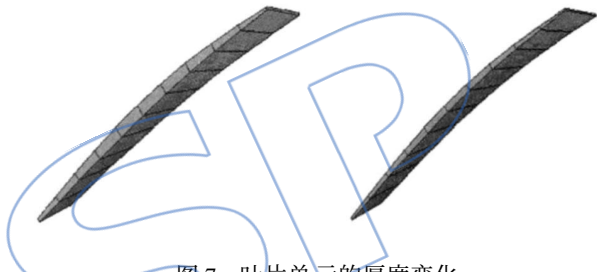


图 7 叶片单元的厚度变化

Fig. 7 Thickness variations of blade elements

3 错频叶盘结构的概率模态特性

3.1 模态局部化因子

错频失谐后, 叶盘结构的模态振型往往会有很大的改变, 某些叶片的振动幅值会大大高于其他叶片, 导致振动局部化. 虽然可以由模态振型图直观地表现这种局部化, 但是定量地对于这种局部化程度进行描述, 对于准确评价局部化的影响至关重要. 另一方面, 随机失谐结构模态振型概率特性的描述涉及随机场, 比较复杂, 需要定义一个振型局部化因子, 将随机场的每一样本矢量转换为随机变量的一个样本值, 这些样本值的集合则形成了表征模态振型概率特性的随机变量, 其统计特性(均值和标准差)反映了失谐导致的该阶模态振型局部化程度的统计特性(均值和标准差).

文献[9]将失谐前后相应阶模态振动位移的无量纲“范数”最大值之比作为失谐模态局部化程度的度量. 这种定义对于每个叶片只有一个自由度的集中参数模型具有明确的物理意义, 但是对于实际的有限元模型, 结构的振动形式包括弯曲振动、扭转振动以及弯扭组合等复杂振动, 不同的

振动形式对错频的敏感程度不尽相同, 仅由叶片上某点的位移并不足以完整描述该叶片的振动形态, 计算得到的局部化水平会出现某种程度的失真. 为避免这种位移局部化因子的局限性, 我们从振动能量的角度, 将失谐前后相应阶次叶片模态应变能的相对变化水平作为叶盘结构的模态局部化因子

$$R = \frac{E_m - E_l}{E_l} \quad (6)$$

式中 E_l 和 E_m 分别表示为失谐前后相应阶次模态振动中各叶片无量纲模态应变能中的最大值.

这种模态应变能局部化因子反映了叶片上失谐后的最大模态振动能量比相应的谐调值增加的程度, 可以直观地描述失谐后振动能量聚集于少数“强盗”叶片的局部化现象, 具有明确的物理意义. 对于随机问题, 则可以避免对复杂的随机场进行描述, 将随机失谐结构的模态局部化问题简化为随机变量的统计特征问题.

一般说来, 局部化因子 R 越大说明局部化越严重, 叶盘上最大振动叶片的振幅比谐调时增加得越显著, 对于谐调叶盘结构, 有 $R = 0$.

3.2 概率模态特性

采用 ANSYS 参数化设计语言 (APDL) 编写代码, 对错频结构进行 Monte Carlo 仿真, 考虑精度要求和计算成本, 计算中采用了 Monte Carlo 响应面法来得到结构的概率模态特性, 其中选取 Monte Carlo 样本数 $N_m = 400$, 拟合出响应面后再在其上进行取样, 取样个数 $N_s = 10000$.

计算得到的零转速和工作转速状态系统固有频率的均值和标准差如图 8 所示. 可以得出:

①与 1.2 节谐调模态特性的计算结果图 2 相似, 错频后结构模态频率仍可划分为若干模态“密集频率段”和相应的“中间过渡区域”. 但由于结构的周期对称性被破坏, 各阶模态中不再有重频的节径振动形式出现. ②旋转状态下, 叶片受到离心拉伸作用, 刚度增加, 频率升高, 尤其在前两族弯曲模态中尤为显著, 这一点与相应的谐调情况基本一致. ③错频后, 第三族(扭转)模态的频率区间增大, 相应地, 扭转模态下频率的分布也更加分散. 这是由于根据文献[10]对耦合度的定义, 在这阶模态下, 叶盘结构的耦合振动频率与单个叶片的频率比较接近, 轮盘和叶片间以及各个叶片之间的耦合很弱, 系统易于受到错频的影响. ④在各族模态的过渡区域, 固有频率的分散程度较

小, 这是因为在这些模态, 振动主要集中在轮盘上, 叶片错频(失谐)对其影响较小. ⑤在每个模态密集区域的中间段, 固有频率的标准差比较小, 分布得比较密集, 在这些频率下, 结构以 6 节径形式振动(间隔式振动), 这说明这种间隔振动模态对错频不敏感.

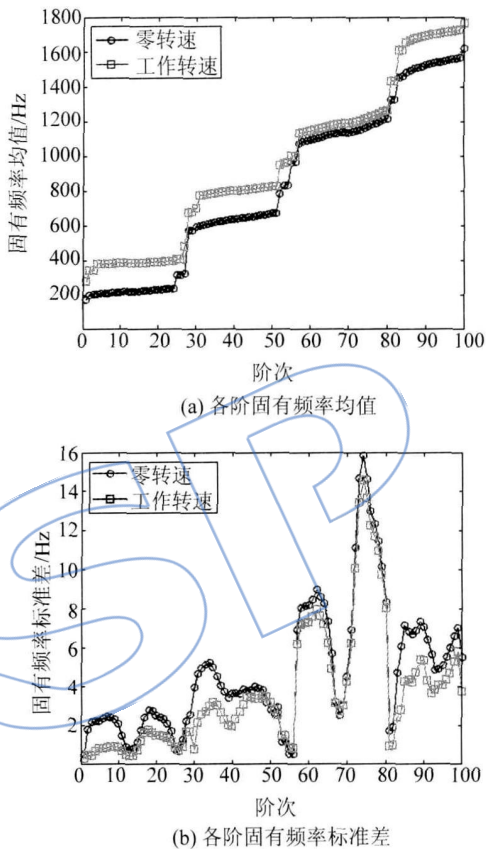
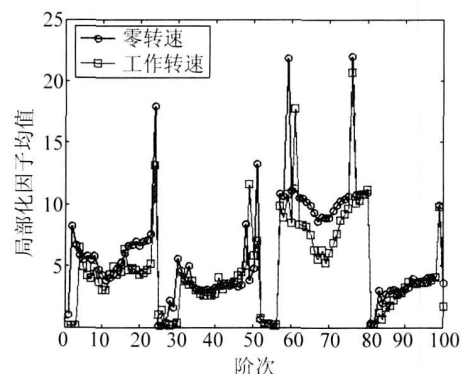


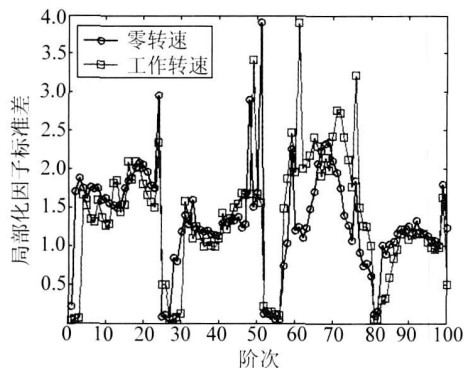
图 8 固有频率的统计特征

Fig. 8 Statistical characteristics of natural frequencies

计算得到的静态和工作转速状态下各阶模态局部化因子的均值和标准差如图 9 所示. 可以看出: ①在各族模态的首尾两端, 局部化因子会突然增大, 分布得也最为分散. 这几阶振动分别对应于结构的 0 节径和 12 节径振动, 从振型上来看, 各扇区能量分布最为均匀, 对错频最为敏感. ②在结构的前 3 族模态中, 由于扭转模态对应的耦合度最小, 叶片之间通过轮盘传递能量的能力最弱, 其对应的局部化水平相对最高. ③在工作转速状态下, 结构的局部化性质及变化规律与零转速状态基本一致, 其中个别峰值出现得会滞后一个阶次, 这是由于径向拉伸预应力的作用使得个别模态出现的顺序略有不同. 而且由于离心载荷的作用, 结构的耦合度升高^[10], 局部化因子略有下降, 但分布的分散程度与静态水平基本相当.



(a) 各阶局部化因子均值



(b) 各阶局部化因子标准差

图9 局部化因子的统计特征

Fig. 9 Statistical characteristics of localization factors

4 结 语

本文根据实际的错频方法, 结合真实的 ANSYS 有限元模型, 提出了一种错频叶盘结构的建模方法, 通过改变不同叶片型面坐标的方式模拟叶片的错频设计, 并可以满足装配时相邻叶片之间的频率差要求, 既保证了较高的模拟精度, 又适于考虑各种随机因素, 进行概率分析, 具有很高的应用价值。文中基于真实叶盘有限元模型的复杂性, 提出了模态应变能局部化因子, 不仅可以用作随机量描述失谐叶盘结构模态振型局部化程度的概率统计特性, 避免对概率模态振型进行复杂的随机场的描述, 而且也可以用在确定性失谐分析中进行模态振型局部化程度的定量描述指标。根据数值计算结果, 可以得到以下一些主要结论:

- 1) 错频破坏了结构的周期对称性, 模态中不再存在以叶片振动为主的重频节径振动形式;
- 2) 在各族模态的首尾两端, 振动能量在各扇区之间分布得最为均匀, 这些模态对错频最为敏感;
- 3) 错频在不同的模态振型中造成的局部化

水平不同, 在扭转模态中结构的耦合最弱, 最易于产生强局部化现象;

- 4) 离心载荷增强了结构的整体刚性, 削弱了错频的影响, 降低了结构的局部化水平。

参考文献:

- [1] 宋兆泓. 航空燃气涡轮发动机强度设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1996
- [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
- [3] Srinivasan A. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades [J]. ASME Eng. Gas Turbine Power, 1997, 119(4): 742-775
- [4] Slater J C, Minkiewicz G R, Blair A J. Forced response of bladed disk assemblies—A survey [J]. The Shock and Vibration Digest, 1999, 31(1): 17-24
- [5] 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)
- [6] Castanier M P, Pierre C. Consideration on the benefits of intentional blade mistuning for the forced response of turbomachinery rotors [J]. Aerospace Division (Publication) AD, 1997, 55: 419-425
- [7] Yu C B, Wang J J, Li Q H. On the individual and combined effects of intentional mistuning, coupling and damping on the forced response of bladed disks [R]. GT-2008-50960
- [8] 王建军, 于长波, 李其汉. 错频叶盘结构振动模态局部化特性分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(4): 788-792.
WANG Jianjun, YU Changbo, LI Qihan. Localization characteristics of vibratory mode for bladed disk assemblies [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4): 788-792. (in Chinese)
- [9] 王建军, 姚建尧, 李其汉. 刚度随机失谐叶盘结构概率模态特性分析[J]. 航空动力学报, 2007, 23(2): 256-262
WANG Jianjun, YAO Jianyao, LI Qihan. Probability characteristics for vibratory mode of bladed disk assemblies with random stiffness mistuning [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 23(2): 256-262 (in Chinese)
- [10] 叶先磊. 叶盘结构耦合振动的组合分析模型与应用 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2004
YE Xianlei. The combined analysis model and application of blade disc structure [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004 (in Chinese)