

文章编号: 1000-8055(2009)04-0788-05

# 错频叶盘结构振动模态局部化特性分析

王建军, 于长波, 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:** 利用“错频失谐(Mistuning)”是进行颤振抑制的有效手段, 但是否会导致较大叶盘结构振动局部化是需要进一步研究的问题. 本文以典型压气机叶盘结构为例, 通过引入实际的两种错频失谐方案, 分析研究了谐调和“错频失谐”情况下叶盘结构振动模态特性和模态局部化性质. 研究表明, “错频失谐”会引起显著的振动局部化, 因此实际叶盘失谐设计中需要综合考虑颤振抑制和失谐振动局部化两方面.

**关 键 词:** 叶盘结构振动; 错频失谐设计; 错频叶盘模态局部化

中图分类号: O342

文献标识码: A

## Localization characteristics of vibratory mode for bladed disk assemblies

WANG Jiarr jun, YU Chang bo, LI Qi r han

(School of Jet Propulsion,

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

**Abstract:** It is well known that “deliberate mistuning” in blade design is effective for suppression of the aerodynamic stability (flutter). But the localization characteristics of vibratory mode for bladed disk assemblies with this mistuning are not yet researched deeply. In this paper the vibration characteristics of a typical bladed disk with deliberate mistuning were investigated, with particular regard to the localization characteristics of modal shapes for two mistuning strategies. For the cases considered it is found that “deliberate mistuning” in blade design can greatly increase the modal localization of bladed disk assemblies.

**Key words:** bladed disk vibration; deliberate mistuning in blade design; modal localization

虽然叶盘结构理论上是圆周周期对称结构, 各叶片轮盘扇区具有完全相同的物理和几何参数, 但人们往往通过改变典型工况的叶片固有模态频率(可以称为“错频”)来改善其颤振稳定性<sup>[1-2]</sup>. 这种“错频”实际上改变了叶盘结构原有的圆周对称性, 从结构振动的概念上是叶盘结构的“失谐(Mistuning)”. 由于失谐导致叶盘结构振动产生局部化, 使若干少量叶片具有比谐调时更大的振动, 导致其高循环疲劳失效, 因此近 20 年来

受到国内外的关注<sup>[1, 3-9]</sup>.

这样, 利用“错频失谐(Mistuning)”进行颤振抑制, 提高稳定性的同时是否会导致较大的叶盘结构振动的局部化, 对其高循环频率产生不利影响是需要进行进一步研究的问题, 而这方面国内外均关注较少. 为此, 本文以典型压气机叶盘结构及所采用的错频失谐方案为对象, 研究了“错频失谐”叶盘结构的振动模态特性和模态局部化性质, 为叶盘结构的错频失谐设计提供参考.

收稿日期: 2008-04-05; 修订日期: 2008-08-12

基金项目: 国家 863 计划(2008AA04Z403)

作者简介: 王建军(1956-), 男, 江苏铜山人, 教授、博导, 研究方向为航空发动机叶盘和传动系统振动及振动控制.

E-mail: wangjianjun@buaa.edu.cn

1 谐调叶盘结构的模态特性

某发动机压气机叶盘结构有限元模型分别如图 1 所示, 有 24 个叶片, 采用 ANSYS 的 Solid45 单元建模, 共计 36 384 个单元, 52 204 个节点.

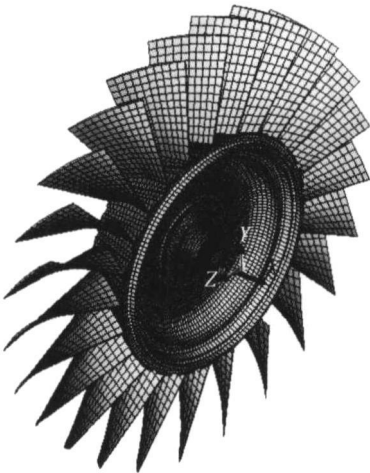


图 1 叶盘结构的有限元模型

Fig. 1 Finite element model of a bladed disk

首先不考虑错频或失谐, ANSYS 计算得到的谐调叶盘结构模态频率如图 2 所示, 图 3 为前 3 族叶片主导模态的节径频率图. 计算结果表明:

- 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;
- 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;
- 3) 各频率段均对应于叶片主导振动形式. 其中叶片各阶振型、出现顺序都与单叶片的相同. 各频段固有频率密集, 接近叶片本身固有频率, 这是叶片间弱耦合的结果. 前 24 阶为叶片主导的 1 阶振动, 27~ 50 阶为叶片主导的 2 阶振动, 55~ 78 阶为叶片主导的 3 阶振动;

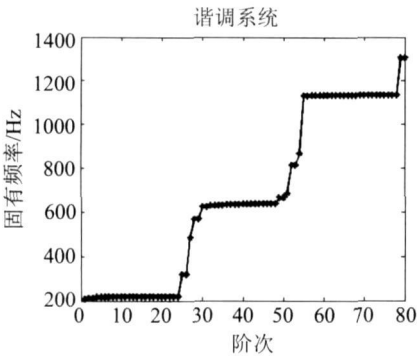


图 2 固有频率

Fig. 2 Natural frequencies

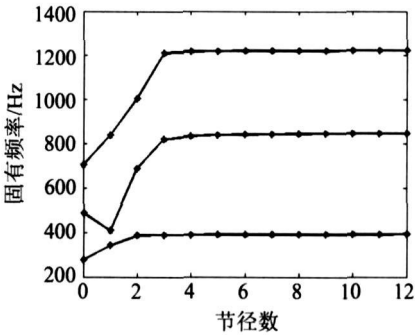


图 3 节径频率图

Fig. 3 Nodal diameter map

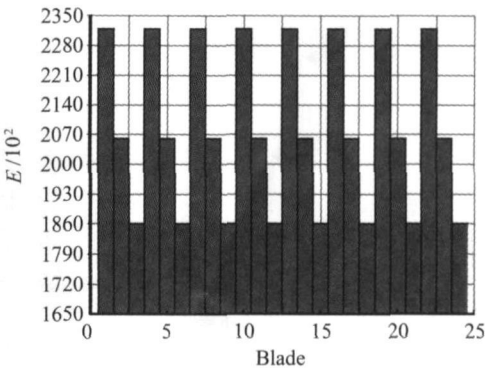
4) 中间过渡区域对应于轮盘主导振动形式. 这种振动形式出现的顺序也基本是按照节径数由低到高排列. 第 25 和 26 阶为轮盘主导的 1 节径振动, 51 和 54 阶分别为轮盘主导的 1 节圆和纯扭转(显示为 0 节径)振动, 52 和 53 阶分别为轮盘主导的 2 节径振动.

2 错频失谐模式

为了防止颤振进行的叶片错频(失谐)设计将叶片一阶弯曲模态频率划分为 3 组, 各组叶片频率之差为 6~ 9 Hz. 利用叶片弹性模量模拟频率改变<sup>[5]</sup>, 由此计算得到的 3 组叶片弹性模量分别为  $E_A = 186 \text{ GPa}$ ,  $E_B = 206 \text{ GPa}$ ,  $E_C = 232 \text{ GPa}$ . 并按照以下两种错频失谐模式设定叶片在轮盘上的分布:

- 1) 错频模式 I : 3 组叶片的弹性模量按照  $\dots E_A E_B E_C \dots E_A E_B E_C \dots$  的顺序在轮盘上循环排列, 其分布如图 4(a) 所示.
- 2) 错频模式 II : 3 组叶片的弹性模量按照  $\dots E_A E_B E_C E_B E_A \dots$  的顺序在轮盘上循环排列, 其分布如图 4(b) 所示.

可以看出, 按照这样的方式进行叶片错频失谐, 使叶盘成为了一种特殊的圆周周期对称结构.



(a) 错频模式 I

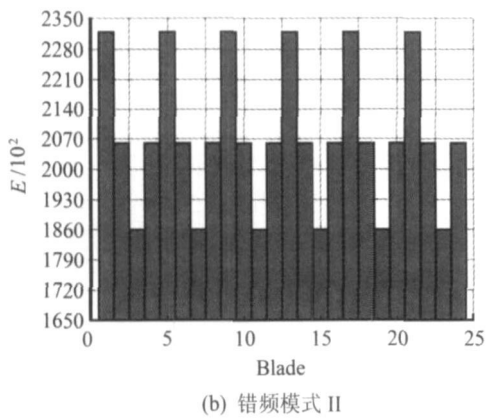


图 4 错频叶片弹性模量分布

Fig. 4 Young's modulus distribution of mistuned blades

错频模式 I 是 3 个相邻叶片组成了基本扇区, 叶盘结构是 8 个基本扇区组成的圆周周期对称结构, 而错频模式 II 则是由 4 个相邻叶片组成基本扇区, 相应的叶盘结构有 6 个基本扇区。

3 错频叶盘结构模态局部化特性

3.1 模态振型局部化因子

为进行模态振型局部化的评价, 以文献 [8] 的失谐前后相应阶模态振动无量纲“范数”最大值之比的概念, 分别定义模态振型的位移局部化因子、模态应力局部化因子和模态应变能局部化因子。

1) 模态位移局部化因子

对于任一阶模态, 若失谐前后位移振型最大无量纲元素分别为  $u_t$  和  $u_m$ , 则失谐振动模态振型位移局部化因子为

$$R_u = \frac{u_m - u_t}{u_t} \tag{1}$$

2) 模态应力局部化因子

通过失谐前后相应阶次模态应力的相对变化来描述失谐叶盘结构的局部化程度, 有

$$R_\sigma = \frac{\alpha_m - \alpha_t}{\alpha_t} \tag{2}$$

式中  $\alpha_t$  和  $\alpha_m$  分别为失谐前后叶片最大无量纲化模态应力。

3) 模态应变能的局部化因子

直接从振动能量的角度对失谐叶盘结构的局部化程度进行定量描述。叶片应变能局部化因子表达为

$$R_E = \frac{E_m - E_t}{E_t} \tag{3}$$

式中  $E_t$  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应变能中的最大值。

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有更大的增加。谐调叶盘的  $R=0$ 。

3.2 错频模式 I 的叶盘模态频率和振型

图 5 所示为叶盘结构采用错频模式 I 时计算得到的前 80 阶固有频率曲线, 可以看出:

1) 错频(失谐)后叶盘结构为“三叶片基本扇区”圆周循环对称结构, 主动错频(失谐)的叶盘结构仍具有重频现象。

2) 错频(失谐)后叶盘结构各阶模态频率仍可以频率密集程度分为 3 个频率段, 分别对应于叶片的不同振动形式, 各段频率交界处的模态对应于轮盘主导振动。此外, 由于错频(失谐)叶盘结构的基本扇区是三叶片扇区, 所以各频率段又根据不同叶片的振动再等分频段为 3 个子频段。

图 6(a), (b) 和 (c) 分别为叶盘结构具有失谐模式 I 时的第 1 阶的模态位移、模态应力和模态应变能分布。在每一个三叶片扇区内, 振动最大的是弹性模量最小的叶片, 但由于叶盘的“准周期循环对称性”, 振动在叶盘结构的 8 个三叶片基本扇区间的分布仍然是均匀的。

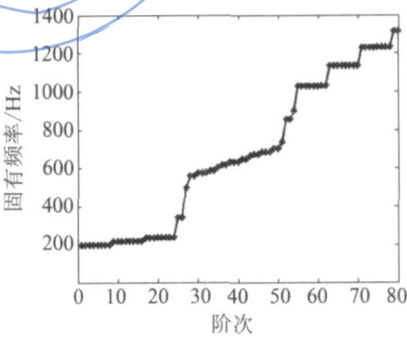
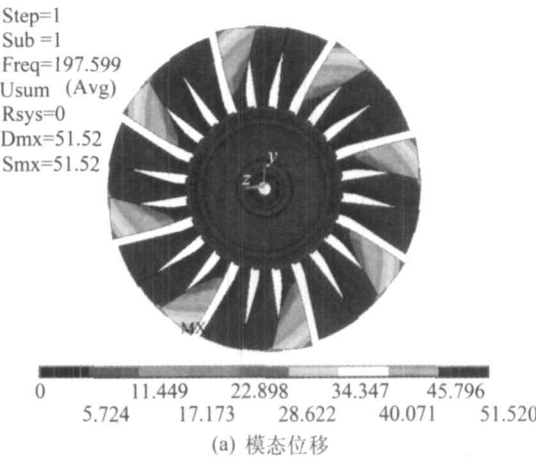


图 5 失谐模式 I 的固有频率

Fig. 5 Natural frequencies of mistuning pattern I



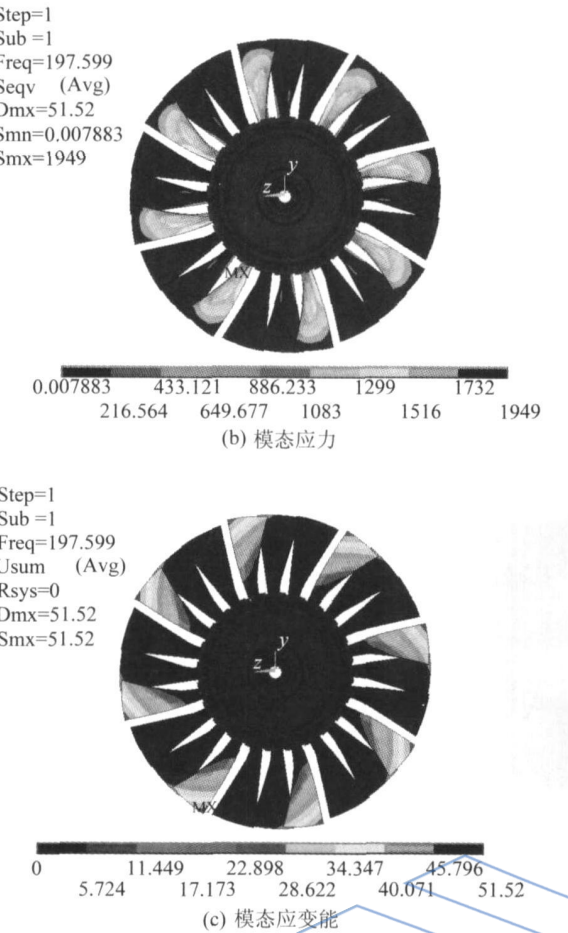


图 6 失谐模式 I 的第 1 阶模态  
Fig. 6 First set mode of mistuning pattern I

3.3 错频模式 I 的叶盘结构模态振型局部化

由前面定义的 3 种模态局部化因子计算得到的叶盘结构错频模式 I 的局部化因子曲线如图 7 所示。可以看出：

- 1) 与谐调叶盘相比,采用错频失谐后叶盘结构模态振型具有明显的局部化。这是因为虽然错频失谐后叶盘仍是周期的,但是由于每一基本扇区中各叶片间是失谐的,因此基本扇区之内发生了局部化现象,使得叶盘结构呈现局部化。
- 2) 局部化主要产生于叶片主导的各阶模态中,其中最大局部化的是第 76 阶模态,是谐调时叶片主导第 3 阶 12 节径振动,为该频率段的最高阶,这是由于该阶模态各叶片振幅相当,能量分布比较均匀,故而易于出现强局部化现象。

3) 轮盘主导各阶模态的局部化程度接近为 0,即错频失谐时轮盘主导模态不易产生局部化。

3.4 错频失谐模式 II 的叶盘结构模态振型局部化

错频模式 II 的叶盘模态频率和振型形式与失谐模式 I 具有类似的性质。模态频率具有准周期

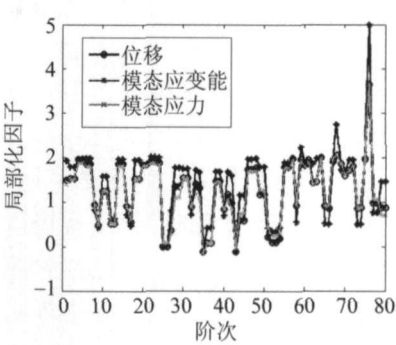


图 7 失谐模式 I 的各阶模态局部化因子  
Fig. 7 Localization factors of mistuning pattern I

对称性的特点,模态振型的位移、模态应力和应变能分布也具有“准周期循环对称性”特点。

图 8 所示为叶盘结构失谐模式 II 的 3 种模态局部化因子曲线。可以看出：

- 1) 与错频模式 I 的情况相似,采用错频失谐模式 II 后的叶盘结构模态振型也具有明显的局部化,其原因也与错频模式 I 相同。因为每一基本扇区中各叶片间是失谐的,基本扇区之内发生了局部化现象,使得叶盘结构呈现局部化。但是由于这里每个基本扇区叶片数增加,叶盘结构准周期对称扇区数减少,其局部化程度增大,所以相应阶模态的局部化因子更大。
- 2) 同样地,局部化也主要产生于叶片主导的各阶模态中,轮盘主导模态不易局部化。其中局部化较大的是第 57 和 76 阶模态,这两阶模态谐调时是叶片主导第 3 阶 0 节径和 12 节径振动,为该频率段两端部模态,这种性质与文献[8]的分析结构是一致的。原因也是这两阶模态各叶片振幅相当,能量分布比较均匀,故而易于出现强局部化现象。

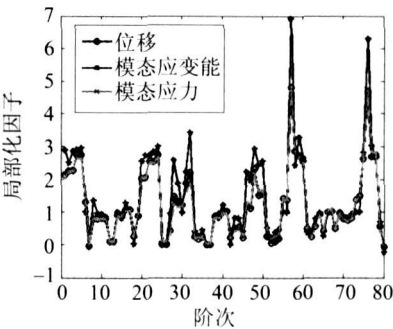


图 8 失谐模式 II 的各阶模态局部化因子  
Fig. 8 Localization factors of mistuning pattern II

4 结 论

本文研究了具有两种典型错频失谐模式的压

气机叶盘结构振动模态特性和模态局部化性质. 研究表明, 采用错频失谐模式后, 叶盘结构虽然仍是某种形式的“准周期对称结构”, 但是对于其中叶片主导模态振型会产生具有明显的局部化. 因为这时每一基本扇区中各叶片间是失谐的, 基本扇区之内发生了局部化现象, 导致相应阶次叶盘结构模态振型产生局部化. 而且随这种“准周期对称结构”基本扇区叶片数增加, 其局部化程度会增大.

## 参考文献:

- [1] 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.
- [2] Kielb R E, Feiner D M, Griffin J H, et al. Flutter of mistuned bladed disks and blisks with aerodynamic and FEM structural coupling [R]. GT2004-54315.
- [3] Slater J C, Minkiewicz G R, Blair A J. Forced response of bladed disk assemblies: a survey [J]. *Shock and Vibration Digest*, 1999, 31(1): 14-24.
- [4] 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)
- [5] 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.
- [6] 张锦. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [7] 胡超, 李凤明, 邹经湘, 等. 失谐叶片-轮盘结构振动模态局部化问题的研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2003, 23(11): 189-194.  
HU Chao, LI Fengming, ZOU Jingxiang, et al. A study on localization of vibration mode in mistuned bladed disk assemblies [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2003, 23(11): 189-194. (in Chinese)
- [8] 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*, 2008, 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*, 2008, 23(2): 256-262. (in Chinese)
- [9] YU Changbo, WANG Jianjun, LI Qihan. On the individual and combined effects of intentional mistuning, coupling and damping on the forced response of bladed disks [R]. ASME, GT2008-50960.