

小失谐对整体叶盘结构动态特性的影响

高 阳¹, 姚建尧², 杨 诚², 张 琨²

(1. 中国航空发动机集团 贵州航空发动机研究所, 贵阳 550081;
2. 重庆大学 航空航天学院, 重庆 400044)

摘 要: 基于失谐叶盘频差提出了小失谐的概念,总结了其在实际工程叶盘中的表现形式。以扇区 3 自由度集中参数叶盘模型为对象,系统研究小失谐对不同模态族的模态局部化和响应幅值放大的影响。研究表明:小失谐在模态族最高节径处同样会造成严重的振动局部化现象。当失谐强度为 0.001 时,模态局部化因子达到 17;当失谐强度为 0.007 时,响应幅值放大可达 1.8。小失谐对叶盘结构动态特性的影响显著,在设计和使用中应予以重视。

关 键 词: 叶盘; 小失谐; 频差; 模态局部化; 响应幅值放大

中图分类号: V231.92 **文献标志码:** A

Influences of small mistuning on dynamic characteristics of bladed disks

GAO Yang¹, YAO Jianyao², YANG Cheng², ZHANG Kun²

(1. Guizhou Aeroengine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Guiyang 550081, China;
2. College of Aerospace Engineering,
Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: The mistuning strength referred to as “small mistuning” was defined based on the frequency differences between the tuned and mistuned bladed disk. The existence and distribution of the small mistuning in industrial bladed disks were introduced. A lumped parameter bladed disk model with three-degree-of-freedom (3-DOF) in each sector was used as an example to investigate the effects of small mistuning on the dynamic characteristics. The results indicated that small mistuning can lead to severe vibration localization at the maximum nodal diameter. For the studied example, mistuning strength 0.001 can lead to a modal localization factor 17, and mistuning strength 0.007 can lead to a maximum amplitude amplification factor 1.8. Therefore, special attention must be paid to small mistuning during design and service stages of the bladed disk structures.

Key words: mistuned bladed disk; small mistuning; frequency deviation; mode localization; amplitude amplification

收稿日期:2017-01-22

基金项目:国家自然科学基金(11502037)

作者简介:高阳(1979—),男,高级工程师,博士,主要从事航空发动机零部件结构强度可靠性研究。

通讯作者:姚建尧(1981—),男,研究员,博士,主要从事航空发动机结构的强度、振动、可靠性等研究。
E-mail:yaojianyao@cqu.edu.cn

引用格式:高阳,姚建尧,杨诚,等.小失谐对整体叶盘结构动态特性的影响[J].航空动力学报,2018,33(7):1566-1574. GAO Yang, YAO Jianyao, YANG Cheng, et al. Influences of small mistuning on dynamic characteristics of bladed disks[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(7): 1566-1574.

叶盘结构是在严苛条件下工作的航空发动机的关键重要部件,其振动问题严重地威胁着整机的结构强度和寿命,也直接影响到整机的结构完整性和工作可靠性^[1-2]。叶盘结构振动特性分析中一个突出的问题是结构失谐导致的振动局部化问题^[3-4],主要表现为模态局部化和响应幅值放大。振动局部化现象给叶盘结构乃至整机的结构完整性和可靠性产生不利影响,使得叶盘高循环疲劳问题更加复杂。因此,近几十年来,失谐叶盘结构的振动问题一直是工程界和学术界关注的热点之一,许多学者对该问题从理论、试验和工程应用等方面进行了深入的研究^[3,5-8]。

对结构失谐的准确表征和建模是叶盘结构动态特性分析的重要前提。在以往研究中,失谐往往通过改变集中参数(集中参数模型)^[9-10]或改变材料属性(有限元模型)^[11-13]来实现。另一种方式是通过改变叶片几何形状来模拟加工误差、裂纹、掉角、外物打伤等造成的失谐^[14-16]。诸多研究表明,频率节径图中频率转向附近的模态对失谐最为敏感,同时失谐造成的响应幅值放大存在“阈值现象”^[17-18],即中等程度的失谐造成的响应放大最为显著。文献[19]基于节径谱的概念对阈值现象进行了合理的解释。在这些研究中,往往认为更小的失谐对结构动态特性的影响不大,不会造成严重的局部化现象。

但最近关于几何失谐(geometrical mistuning)整体叶盘动态特性的研究表明,由加工误差引起的更为微小的失谐对系统动态特性同样会造成显著的影响。Kaszynski 等^[20]针对一个 18 扇区跨声速压气机整体叶盘通过光学测量建立几何失谐的精确模型,测量精度达到 $2.5\text{ }\mu\text{m}$ 。对精确几何失谐模型的分析可得,1 弯模态频率分散仅为 0.09% ,但响应幅值放大为 1.46;1 扭模态频率分散为 0.24% ,响应幅值放大为 1.65。计算结果表明,尽管几何失谐的范围很小,但仍能导致显著的幅值放大。Vishwakarma 等^[21]针对一个 18 叶片整体叶盘进行几何失谐分析,结果表明,较小失谐强度下频率转向处幅值放大仍可达到 2。

目前,关于加工误差造成的小失谐的研究处于起步阶段,但由于其与实际工程中的设计、加工和使用等关联性更强,已引起国内外工程界和学术界的关注。同时,使用过程中的不均匀磨损同样会引起叶片几何形状的变化,同样会引起几何失谐。近年来关于几何小失谐的研究主要集中在建模及其减缩方面^[22-25],而对于失谐强度对不同

模态族动态特性的影响,以及小失谐对模态局部化的影响尚无报道。因此,这里采用简单的集中参数模型,系统研究较小失谐强度下不同模态族的模态局部化和幅值放大程度,更为全面地了解不同失谐强度对叶盘结构动态特性的影响,为叶盘结构设计提供参考。

1 叶盘结构中的小失谐

整体叶盘具有减重、减级、增效和提高可靠性等优点^[26],随着设计与加工技术的不断进步,整体叶盘在航空发动机风扇、压气机以及涡轮中得到越来越广泛的应用。整体叶盘的加工主要有精密铸造、数控铣削、焊接、数控电火花、电解加工等几种形式^[27],其加工误差很小,如采用电化学加工,厚度公差为 $\pm 0.01\text{ mm}$,型面公差为 $\pm 0.01\text{ mm}$ ^[28]。对一工业整体叶盘的测量结果表明^[20],叶身加工误差多在 $13\text{ }\mu\text{m}$ 以下,但前缘和尾缘处的加工误差较大,可达到 $200\text{ }\mu\text{m}$ 。这些微小的加工误差引起的频率误差一般在 1% 以下^[20,29],在叶盘结构动态分析中表现为小失谐。在传统的失谐叶盘动态特性分析中,一般认为小失谐不会引起强烈的振动局部化现象,而最近的研究表明,这种小失谐同样会造成显著的响应幅值放大。

为了系统研究小失谐对叶盘结构动态特性的影响,这里采用如图 1 所示的集中参数模型,该模型有 72 个叶片,模型中各参数的物理意义如表 1 所示,需要说明的是表中的参数均为无量纲参数。整体叶盘的阻尼水平较低,文献中给出的模态阻尼一般在 $0.001\sim 0.002$ 之间^[30-32],在本文的响应分析中也采用同样范围的阻尼。

该模型的节径频率图如图 2 所示。从图中可以明显地观察出叶盘结构的两个模态族和位于 6 节径处的频率转向区域;其中,第 1 族为孤立模态族(对应 $1\sim 72$ 阶,平均频率为 430 Hz),以叶片振

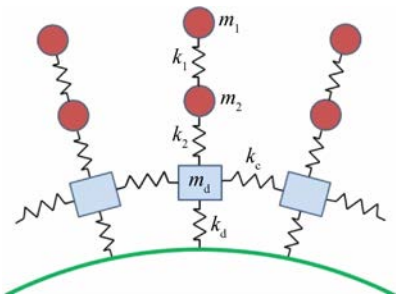


图 1 叶盘结构集中参数模型

Fig. 1 Lumped parameter model of bladed disk

表 1 集中参数模型中各参数物理意义及其数值

Table 1 Physical meaning and values of the lumped parameters		
参数	含义	数值
m_1	叶片自由度 1	11.4
m_2	叶片自由度 2	42.7
m_d	轮盘自由度	29.9
k_1	叶片自由度 1 刚度	800
k_2	叶片自由度 2 刚度	450
k_d	轮盘自由度刚度	600
k_c	耦合刚度	6 000

动为主,第 2 族的频率转向附近区域为叶盘耦合振动模态,其他位置也是以叶片振动为主的模态(对应 86~155 阶,平均频率为 1 521 Hz)。需要指出的是,可以通过调整刚度值来控制频率转向所对应的节径数。在后面的两节中,将分别研究小失谐对不同模态族模态局部化的影响,以及不同阶次激励下小失谐对于叶盘的稳态响应幅值放大的影响。

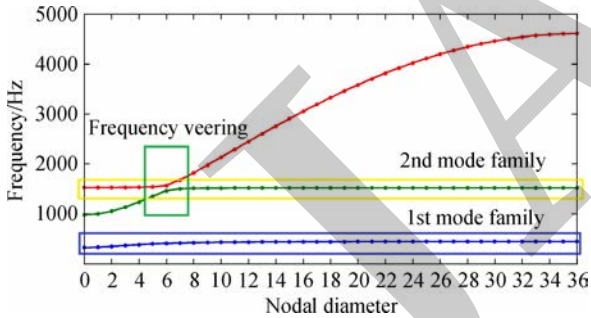


图 2 叶盘结构的节径频率图

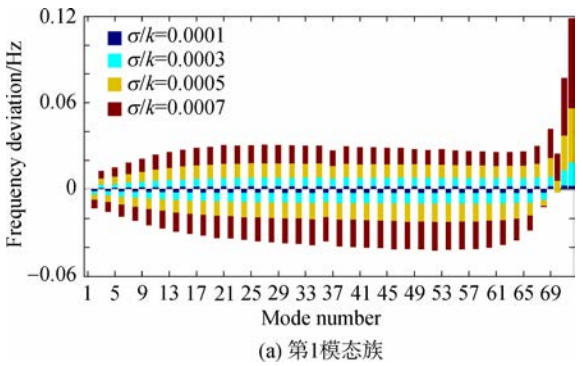
Fig.2 Frequencies vs nodal diameters for lumped parameter model

在失谐叶盘动态特性分析中,往往需要进行大量的抽样计算才能获取其概率特性。在本文的研究中,对叶片自由度的刚度 k_1 和 k_2 进行随机抽样,假设其符合截断正态分布,样本标准差为 σ ,取样范围为 $[\mu-3\sigma,\mu+3\sigma]$,取样次数为 1 500 次。为了描述方便,我们定义失谐强度为 σ/k 。

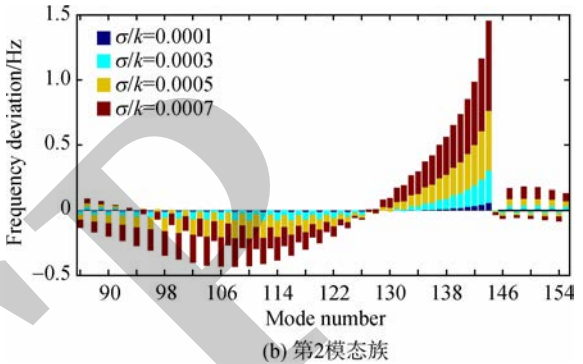
失谐强度与各阶固有频率之差的关系如图 3~图 5 所示。从图中可以看出:

1) 随着失谐强度的增加,频率差不断增加;在同样的失谐强度下,第 2 模态族的频差要明显高于第 1 模态族的频差。

2) 当失谐强度为 0.000 7 时,第 1 模态族的

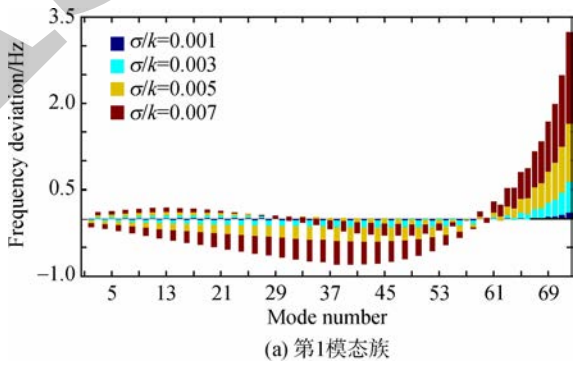


(a) 第1模态族

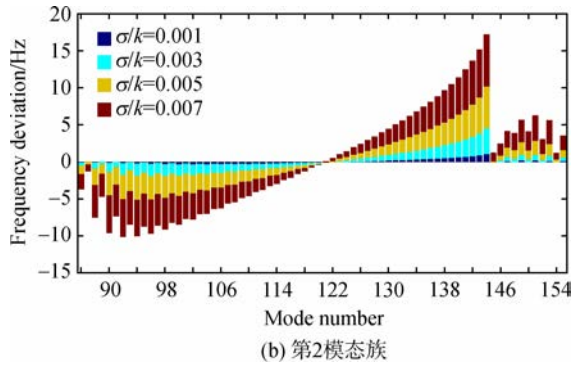


(b) 第2模态族

图 3 失谐强度范围为[0.0001,0.0007]时对应的频率差
Fig.3 Frequency deviations with mistuning strength range [0.0001, 0.0007]



(a) 第1模态族



(b) 第2模态族

图 4 失谐强度范围为[0.001,0.007]时对应的频率差
Fig.4 Frequency deviations with mistuning strength range [0.001, 0.007]

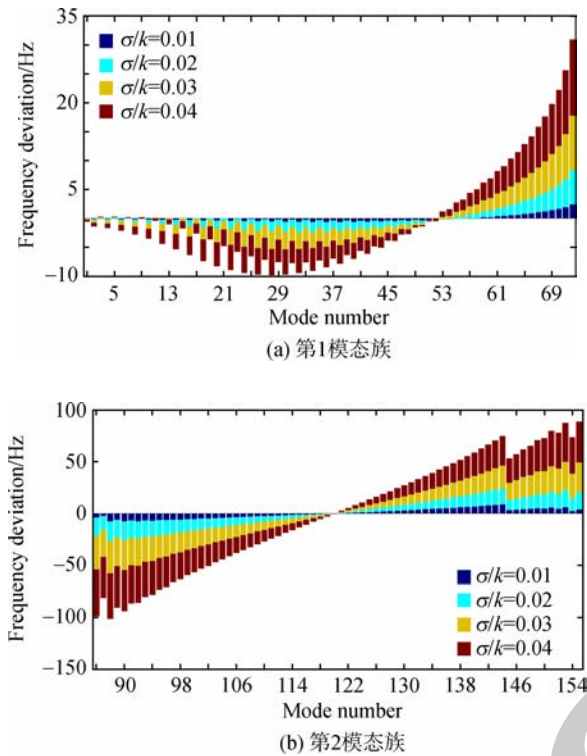


图 5 失谐强度范围为[0.01,0.04]时对应的频率差
Fig.5 Frequency deviations with mistuning strength range [0.01, 0.04]

最大频差为 0.028%，第 2 模态族的最大频差为 0.098%；当失谐强度为 0.007 时，第 1 模态族的最大频差为 0.74%，第 2 模态族的最大频差为 1.12%；当失谐强度为 0.04 时，第 1 模态族的最大频差达到 6.97%，第 2 模态族的最大频差也达到 6.57%。与文献中报导的频差（低于 1%）相比，对于本文研究的模型，将失谐强度在 0.007 以下定义为小失谐。

2 小失谐对模态局部化的影响

在失谐叶盘动态特性分析中，通常采用无量纲的模态局部化因子来定量衡量模态局部化程度。对于集中参数模型，这里采用如式(1)所示的无量纲位移型模态局部化因子

$$R_{ml} = \frac{u_m - u_n}{u_n} \quad (1)$$

式中 u 为无量纲位移，下标 m 和 n 分别表示失谐和谐调的状态，其定义为

$$u = \frac{\max(\text{abs}(\Phi))}{\sum(\text{abs}(\Phi))} \quad (2)$$

式中 Φ 为所研究的某阶振型。

2.1 失谐对第 1 模态族的影响

首先考察第 1 模态族(孤立模态族)各阶振型

在不同失谐标准差下的模态局部化程度。以第 1 个叶片自由度所对应的振型为研究对象，各阶振型模态局部化因子的均值如图 6 所示。从图中可以看出，对于本文所研究的模型：

1) 即使采用了主导节径对应的方式，模态局部化因子仍基本随模态阶数(节径数)的增加而增加，说明孤立模态族的各阶模态中高节径模态对随机失谐更为敏感。

2) 随着失谐强度的增加，各阶模态局部化因子均有所增加，在失谐强度为 0.001~0.020 之间增加最快。

3) 当失谐强度低于 0.001 时，模态局部化程度不高，最大值一般在 4 以下。

4) 当失谐强度高于 0.020 时，模态局部化程度基本保持不变，最大值在 20 左右。

5) 以第 2 个叶片自由度对应的振型为研究对象，可以得到相同的结论。

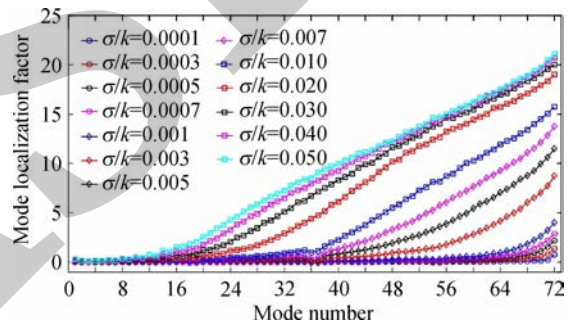


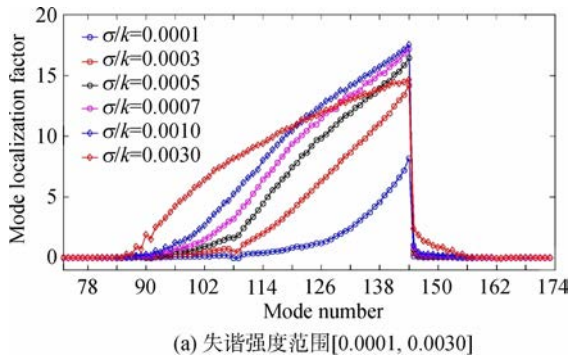
图 6 第 1 模态族各阶振型模态局部化因子的均值
Fig.6 Mode localization factors of 1st mode family

2.2 失谐对第 2 模态族的影响

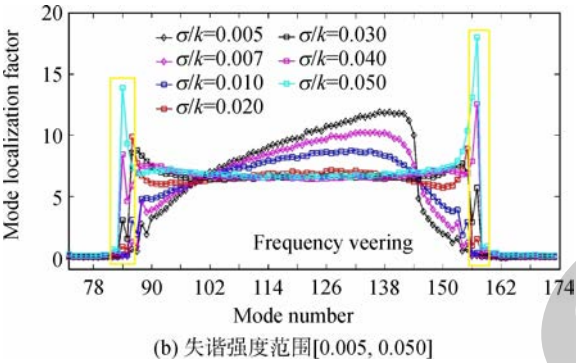
对于第 2 模态族，不同失谐强度下各阶振型的模态局部化特性更为复杂，同时需要特别关注频率转向区域的模态局部化现象。图 7 表示第 2 模态族各阶振型(第 1 个叶片自由度)在不同失谐强度下的模态局部化因子。从图中可以看出，该族模态的局部化特性与孤立模态族有着显著的差别，具体表现为：

1) 在失谐强度很低时($\sigma/k < 0.003$)，最高节径模态(第 144 阶、36 节径)的局部化现象最为严重，最大值约为 17，如图 7(a)所示；而孤立模态在此失谐范围内局部化程度很弱，如图 6 所示。

2) 在失谐强度在[0.0001, 0.0030]范围时，最高节径模态的局部化程度随失谐强度经历了先增大后减小的过程，在 0.0010 处达到最大，具体如图 8 所示。



(a) 失谐强度范围[0.0001, 0.0030]



(b) 失谐强度范围[0.005, 0.050]

图 7 第 2 模态族各阶振型模态局部化因子的均值
Fig. 7 Mode localization factors of the 2nd mode family

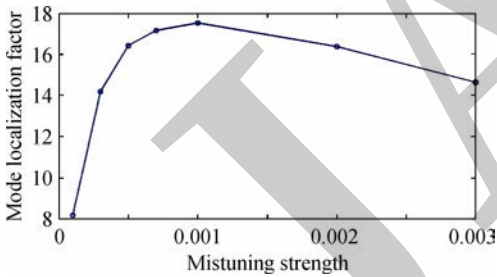


图 8 小失谐情况下第 2 模态族的模态局部化因子
Fig. 8 Modal localization factors of the 2nd mode family with small mistuning strength

3) 在失谐强度范围为 $[0.005, 0.020]$ 时,随着失谐强度的进一步增加,模态族内各阶模态局部化因子的最大值逐渐减小,所对应的阶数也逐渐降低,直至模态族内各阶的模态局部化因子区域平均(如图 7(b)中失谐强度为 0.010 的曲线)。

4) 从失谐强度为 0.020 起,频率转向处的振型(第 84 和第 157 阶)所对应的模态局部化因子随失谐强度增加而迅速增加,而模态族内其他各阶振型所对应的模态局部化因子变化不大;这一结论与我们之前的研究是一致的,而在之前的研究中并未关注极小失谐的情况。

3 小失谐对响应幅值放大的影响

前面关于模态局部化的分析表明,模态局部化程度与振型阶数和失谐程度紧密相关。计算结果表明,对于本文所研究的模型,第 2 模态族中的最大节径处(144 阶,36 节径)对小失谐最为敏感,而频率转向处(6 节径)则对中等失谐最为敏感。因此,在本节的响应分析中,将分别研究这两个激励阶次(engine order, EO)下不同程度的失谐对响应幅值放大的影响。

在响应分析中,取第 1 族模态对应的阻尼比为 0.001,第 2 族模态对应的阻尼比为 0.002,并由此确定比例阻尼的两个系数分别为 $\alpha = 2.536$, $\beta = 3.910 \times 10^{-7}$ 。假设激励作用在两个叶片自由度上,则扇区激励可写为

$$\mathbf{F}_0 = \{1 \quad 1 \quad 0\}^T \quad (3)$$

整体激励向量可表示为

$$\mathbf{F} = \{\mathbf{F}_0^T \quad \mathbf{F}_0^T e^{i\varphi} \quad \mathbf{F}_0^T e^{2i\varphi} \quad \dots \quad \mathbf{F}_0^T e^{(N-1)i\varphi}\} e^{i\omega t} \quad (4)$$

式中 $\varphi = 2\pi \cdot O_e / N$ 为扇区间相位差, i 为虚数单位。

失谐对叶盘响应的影响通常用响应幅值放大比来衡量,其定义为

$$A_f = \frac{\max(X_m)}{\max(X_t)} \quad (5)$$

式中 X_m 、 X_t 分别为同样的频率范围内失谐和谐调的最大响应幅值。

3.1 小失谐对频率转向处的影响

首先考察频率转向处的失谐响应放大情况。前面的固有特性分析表明,本文所研究的模型在 6 节径处发生频率转向,因此根据叶盘共振条件,取激励阶次 $O_e = 6$ 。为了更加准确地评价不同频段内失谐对响应的影响,我们将孤立模态族和非孤立模态族分开考虑,两个模态族内的幅值放大比分别如图 9 和图 10 所示。与前面模态局部化情况类似,随机失谐叶盘在不同模态族内也表现出不同的特点,具体为:

1) 小失谐($\sigma/k < 0.005$)情况下,两个模态族的幅值放大现象都不严重,幅值放大比 A_f 的均值都在 1.2 以下。

2) 在第 1(孤立)模态族内,幅值放大比随失谐强度的增加单调增加;当失谐强度很低时,幅值放大程度很小。这与前面模态局部化随失谐强度的变化规律相同。

3) 在第 2 模态族内,给定的阶次激励满足频

率转向处的共振条件,响应幅值放大比随失谐强度的增加呈现先增大后减小的变化过程,即存在“阈值效应”,这与之前关于随机失谐响应幅值放大的研究结果一致。

4) 两个叶片自由度的幅值放大比随失谐强度的变化规律相同,只是放大程度有所不同。具体来说,第 2 个叶片自由度的幅值放大比第 1 个叶片自由度要大;耦合振动对应的幅值放大比(图 10(b)中均值最大为 5.5)要比孤立模态族(图 9(b)中均值最大为 3.36)的幅值放大要明显。

5) 在频率转向附近的耦合振动中,响应幅值放大的最大值为 7.66(失谐强度为 0.03 时的一个样本),比 Whitehead 给出的理论最大值 $(1+\sqrt{N})/2$ 要高出 60%,这一结论在其他文献

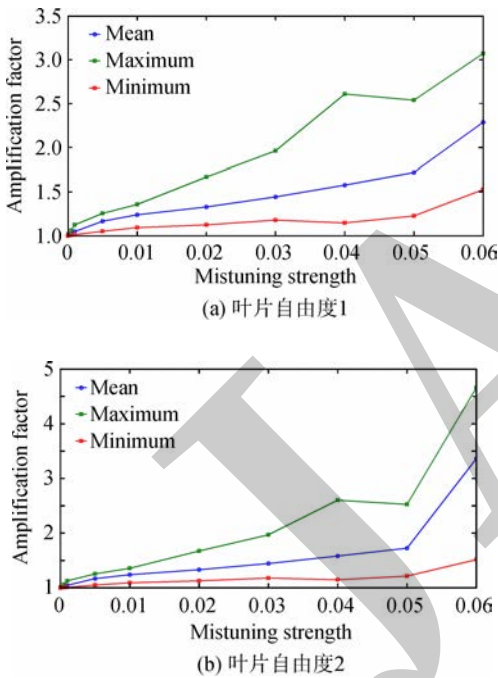


图 9 第 1 模态族频段内各叶片自由度的响应幅值放大比 ($O_e=6$)

Fig. 9 Response amplitude amplification factors of the 1st mode family ($O_e=6$)

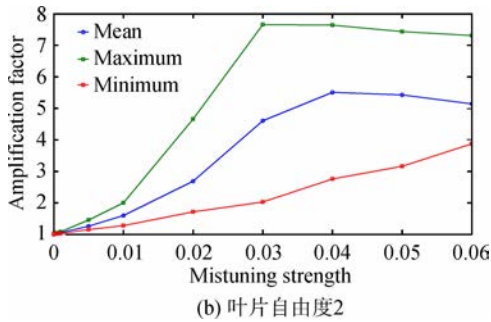
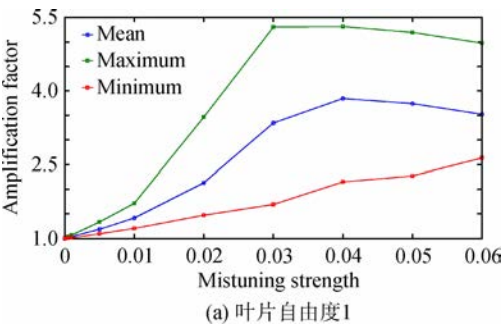


图 10 第 2 模态族频段内各叶片自由度的响应幅值放大比 ($O_e=6$)

Fig. 10 Response amplitude amplification factors of the 2nd mode family ($O_e=6$)

中也有报道,说明理论最大值会严重低估扇区多自由度或真实有限元模型中的幅值放大现象。

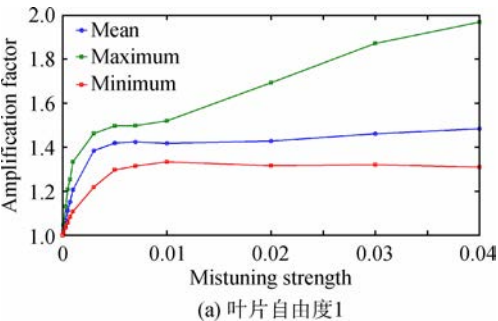
3.2 小失谐对最高节径处的影响

文中第 3.1 节关于幅值放大的计算表明,在 $O_e=6$ 的激励下,小失谐对幅值放大的影响不大。模态分析结果表明,小失谐在最高节径处导致的模态局部化最为严重,因此这里考虑 $O_e=36$ 的阶次激励下叶盘的幅值放大现象。与前面一样,这里同样将两个模态族分开考虑,计算结果如图 11 和图 12 所示。从计算结果可以得出:

1) $O_e=6$ 所激起的耦合振动相比,最高阶次激励下的幅值放大要小的多,最大响应只增加 50% 左右。

2) 在最高阶次激励下,随机失谐叶盘的响应幅值放大在两个模态族表现出类似的规律,具体来说,在失谐强度很小的情况下,幅值放大比的统计均值随失谐程度增加而迅速增加,随后基本保持稳定。

3) 最高阶次激励下,小失谐可引起明显的幅值放大,如图 11(a)所示的孤立模态族中,当失谐强度为 0.005 时响应幅值放大即达到 1.42;图 12(a)所示的非孤立模态族中,当失谐强度为 0.005 时响应幅值放大达到 1.37,而当失谐强度为 0.01 时,响应幅值放大即达到 1.44。在同等失谐强度



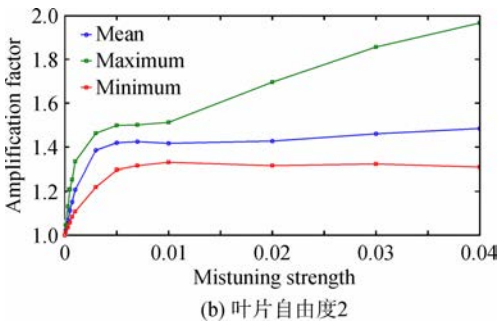


图 11 第 1 模态族频段内各叶片自由度的响应幅值放大比 ($O_e=36$)

Fig. 11 Response amplitude amplification factors of the 1st mode family ($O_e=36$)

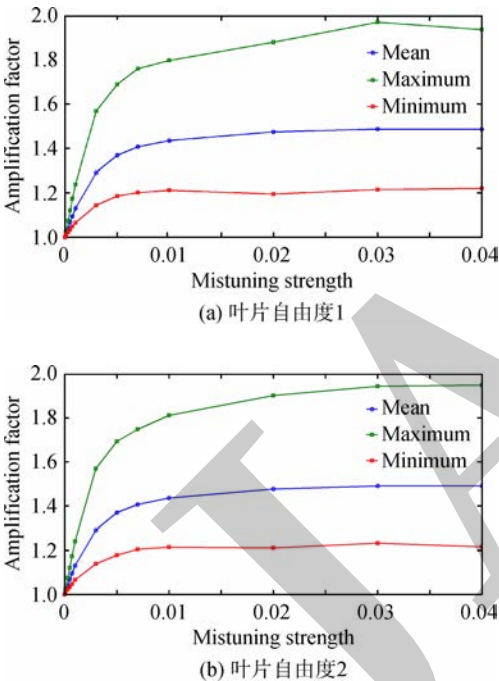


图 12 第 2 模态族频段内各叶片自由度的响应幅值放大比 ($O_e=36$)

Fig. 12 Response amplitude amplification factors of the 2nd mode family ($O_e=36$)

下,耦合振动下的幅值放大低于 1.2。

3.3 对结果的讨论

综合前面关于不同失谐程度下模态局部化和响应幅值放大的计算表明,幅值放大系数与失谐强度、激励阶次、模态局部化程度、模态族特性等紧密相关,具体表现为:

1) 孤立模态族的模态局部化程度随失谐强度的增加而单调增加,但当失谐强度增加到一定程度时局部化程度基本保持不变。在两种不同的阶次激励下,孤立模态族的幅值放大的最大值一

般都在 1.5 以下,但达到最大值时所对应的失谐强度不同。在最高阶次激励 ($O_e=36$) 下,幅值放大随失谐强度迅速增加,在很小的失谐强度下即达到较高的幅值放大水平,而后趋于平缓;而在另一激励阶次 ($O_e=6$) 下,幅值放大随失谐强度增加而缓慢增加,小失谐情况下的幅值放大不明显。

2) 对于非孤立模态族,这里重点考察小失谐情况下的模态局部化和响应幅值放大现象。研究表明,小失谐情况下严重的模态局部化主要出现在该模态族最高节径处,同样地,在响应阶次激励下的响应幅值放大也在小失谐范围内达到较高水平。随着失谐强度的增加,最高节径处的模态局部化程度逐渐下降,并最终维持在一个较低的水平,而频率转向处的模态局部化程度则不断增加。在幅值放大方面,频率转向处对应的阶次激励下存在“阈值效应”,这与之前的研究结论相同。

4 结 论

参考实际工程中整体叶盘加工误差造成的几何失谐及其引起的固有频率差,将对应于频差小于 1% 的失谐定义为小失谐。在以往的研究中,多认为小失谐不会造成严重的振动局部化现象,这里以一个扇区 3 自由度集中参数叶盘模型为例,重点研究了小失谐叶盘的动态特性。结果表明,小失谐在某些情况下仍会造成显著的振动局部化,具体为:

1) 在模态局部化方面,含频率转向的非孤立模态族的最高节径对应的振型在小失谐情况下存在严重的模态局部化现象,并且其统计平均同样存在“阈值效应”,即模态局部化因子随失谐强度的增加先增加后减小。

2) 在响应幅值放大方面,在对应最高节径的阶次激励下,孤立模态族和非孤立模态族在很小的失谐强度下都会造成显著的幅值放大。以文中算例为例,失谐强度为 0.007 时,在抽样 1500 次的情况下,幅值放大系数的均值达到 1.4 左右,而最大值则可达 1.8 左右。

从文中算例的结果来看,小失谐的影响在叶盘结构设计和使用过程中应引起足够的重视,在设计中应重点考虑或避开的激励阶次除频率转向处外,也应考虑最高节径对应的阶次激励。在接下来的研究中,可开展关于几何失谐叶盘高保真模型的建模与分析计算方法、加工误差和使用磨损等造成的几何失谐的测量与表征、使用磨损几何失谐造成的动态性能退化等方面的研究。

参考文献:

- [1] 李其汉,王延荣,王建军. 航空发动机叶片高循环疲劳失效研究[J]. 航空发动机,2003,29(4):16-18.
LI Qihan, WANG Yanrong, WANG Jianjun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades[J]. Aeroengine,2003,29(4):16-18. (in Chinese)
- [2] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014.
- [3] 王建军,李其汉,朱梓根. 失谐叶片一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)
- [4] 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.
- [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] 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):133-142.
ZANG Chaoping, LAN Haiqiang. Advances in research vibration problem of mistuned blisk assemblies [J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering,2011,(2):133-142. (in Chinese)
- [7] 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. (in Chinese)
- [8] 姚建尧,高阳,王建军. 航空发动机失谐叶盘动态特性研究进展[J]. 航空制造技术,2016,516(21):76-85.
YAO Jianyao, GAO Yang, WANG Jianjun. A review of dynamic characteristics of mistuned bladed disks[J]. Aeronautical Manufacturing Technology,2016,516(21):76-85. (in Chinese)
- [9] CASTANIER M P, PIERRE C. Using intentional mistuning in the design of turbomachinery rotors[J]. AIAA Journal,2002,40(10):2077-2086.
- [10] 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 of vibratory mode of bladed disk assemblies with random stiffness mistuning[J]. Journal of Aerospace Power,2008,23(2):256-262. (in Chinese)
- [11] BLADH R, PIERRE C, CASTANIER M P. Dynamic response predictions for a mistuned industrial turbomachinery rotor using reduced-order modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2002,124(4):311-324.
- [12] 王建军,于长波,姚建尧,等. 失谐叶盘振动模式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)
- [13] 于长波,王建军,李其汉. 失谐叶盘结构的概率响应局域化特性[J]. 航空动力学报,2010(9):2006-2012.
YU Changbo, WANG Jianjun, LI Qihan. Probability characteristics for response localization of mistuned bladed disk assemblies[J]. Journal of Aerospace Power,2010(9):2006-2012. (in Chinese)
- [14] CAPIEZ-LENNOUT E, SOIZE C. Nonparametric modeling of random uncertainties for dynamic response of mistuned bladed disks[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2004,126(7):610-618.
- [15] CAPIEZ-LENNOUT E, SOIZE C, LOMBARD J P, et al. Blade manufacturing tolerances definition for a mistuned industrial bladed disk[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2005,127(3):621-628.
- [16] LIM S H, BLADH R, CASTANIER M P, et al. Compact, generalized component mode mistuning representation for modeling bladed disk vibration[J]. AIAA Journal,2007,45(9):2285-2298.
- [17] CHOI B K, LENTZ J, RIVAS-GUERRA A J, et al. Optimization of intentional mistuning patterns for the reduction of the forced response effects of unintentional mistuning; formulation and assessment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2003,125(1):131-140.
- [18] YAO Jianyao, WANG Jianjun, LI Qihan. Robustness analysis of mistuned bladed disk using the upper bound of structured singular value[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2009,131(3):32501. 1-32501. 7.
- [19] YAO Jianyao, WANG Jianjun, LI Qihan. Improved modal localization and excitation factors for understanding mistuned bladed disk response[J]. Journal of Propulsion and Power,2011,27(1):50-60.
- [20] KASZYNSKI A A, BECK J A, BROWN J M. Uncertainties of an automated optical 3D geometry measurement, modeling, and analysis process for mistuned integrally bladed rotor reverse engineering[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2013,135(10):102504. 1-102504. 8.
- [21] VISHWAKARMA V, SINHA A, BHARTIYA Y, et al. Modified modal domain analysis of a bladed rotor using coordinate measurement machine data on geometric mistuning[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2015,137(4):42502. 1-42502. 8.
- [22] BHARTIYA Y, SINHA A. Geometric mistuning identification of integrally bladed rotors using modified modal domain analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2014,136(12):122504. 1-122504. 8.
- [23] VISHWAKARMA V, SINHA A. Forced response statis-

tics of a bladed rotor with geometric mistuning[J]. AIAA Journal, 2015, 53(9): 2776-2781.

[24] BECK J A, BROWN J M, KASZYNSKI A A, et al. Geometric mistuning reduced-order models for integrally bladed rotors with mistuned disk-blade boundaries[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(7): 71001. 1-71001. 11.

[25] BECK J A, BROWN J M, KASZYNSKI A A, et al. Mistuned response prediction of dual flow-path integrally bladed rotors with geometric mistuning[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(6): 62501. 1-62501. 9.

[26] 王增强. 航空发动机整体叶盘加工技术[J]. 航空制造技术, 2013, 42(9): 40-43.

WANG Zengqiang. Machining technology of aeroengine blisk[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2013, 42(9): 40-43. (in Chinese)

[27] 徐家文, 赵建社. 航空发动机整体构件特种加工新技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.

[28] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014.

[29] BEIROW B, GIER SCH T, KÜHHORN A, et al. Forced response analysis of a mistuned compressor blisk[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(6): 62507. 1-62507. 13.

[30] KENYON J A, GRIFFIN J H. Experimental demonstration of maximum mistuned bladed disk forced response[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 673-682.

[31] BATAILLY A, AGRAPART Q, MILLECAMPS A, et al. Experimental and numerical simulation of a rotor/stator interaction event localized on a single blade within an industrial high-pressure compressor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 375: 308-331.

[32] CHOI Y S, FLEETER S. Aerodynamic damping effects on the resonant response of mistuned IBRs[R]. : AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2013.

(编辑: 叶 青)