

槽间垫片功用分析及减振机理试验

张大义^{1,2}, 杨 诚¹, 林 丹³, 夏 颖¹, 朱 彬⁴, 洪 杰^{1,2}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;
3. 中国船舶工业集团有限公司 中国船舶工业系统工程研究院, 北京 100036;
4. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 针对国内高涵道比涡扇发动机风扇叶片的设计亟需,分析得到槽间垫片功用及设计要求,并通过机理试验揭示了槽间垫片减振机理。研究表明:在常规简谐激励作用于风扇叶片时,槽间垫片并不能提供有效阻尼,无法起到减振作用。在高能冲击载荷作用于风扇叶片时,槽间垫片可以起到较好的阻尼作用,快速地衰减自由振动,降低疲劳损伤积累。金属橡胶或橡胶槽间垫片能使叶片的冲击响应时间减少 50%以上。槽间垫片应设计足够大的预紧力以实现叶片稳定的径向定位,降低风扇叶片在风车状态时的晃动幅值,减小榫头榫槽接触磨损;应具备足够大的柔度,确保高能冲击载荷下允许叶片偏摆一定的角度,通过垫片变形吸收冲击能量,从而降低叶片根部应力峰值。

关 键 词: 宽弦叶片; 槽间垫片; 结构设计; 减振; 冲击载荷

中图分类号: V233 **文献标志码:** A

Functions and experiment on damping mechanism of spacer

ZHANG Dayi^{1,2}, YANG Cheng¹, LIN Dan³, XIA Ying¹,
ZHU Bin⁴, HONG Jie^{1,2}

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Beijing Key Laboratory of Aero-Engine Structure and Strength,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Systems Engineering Research Institute,
China State Shipbuilding Corporation Limited, Beijing 100036, China;
4. Commerical Aircraft Engine Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: For the imperious internal demand of designing wide-chord blades of the high bypass ratio turbofan engines, the functions and design requirements of a spacer of the wide-chord blade were analyzed firstly, and the damping mechanism was revealed by the way of experimental study as well. Experimental results showed that the effect of vibration absorption of the spacer on the steady-state response of the blade under harmonic excitation was

收稿日期: 2018-09-21
基金项目: 国家自然科学基金(11772022,51475021)
作者简介: 张大义(1979—),男,副教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机结构振动分析与抑制研究。
E-mail: dayi@buaa.edu.cn

引用格式: 张大义,杨诚,林丹,等. 槽间垫片功用分析及减振机理试验[J]. 航空动力学报,2019,34(6):1185-1192. ZHANG Dayi, YANG Cheng, LIN Dan, et al. Functions and experiment on damping mechanism of spacer[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1185-1192.

poor, while the effect under impact excitation was obvious, which reduced free vibration and cumulative fatigue damage effectively. The impact response time of the blade with a rubber spacer or a metal rubber spacer can be reduced by more than 50%. The preload of the spacer should be enough to locate the radial direction of blade steadily, decreasing the swing amplitude of blade and the mass loss by contact wear between dovetail and groove under windmilling condition. On the other hand, the flexibility of spacer should ensure that blade can swing an angle under high energy impact, so that the spacer absorbs impact energy by mean of deformation, in order to reduce the stress peak of the blade root.

Key words: wide-chord blade; spacer; structural design; vibration absorption; impact load

随着燃气涡轮风扇发动机性能参数发展需求的不断提高,带凸肩大展弦比风扇叶片由于气动效率不高、离心负荷大、强度差等难以避免的缺陷逐渐被宽弦风扇叶片替代,如 CFM56-7、PW4084、GE90、Trent800 等大推力高涵道比涡扇发动机均采用了宽弦风扇叶片设计。相较而言,宽弦风扇叶片具有叶栅通道面积大、做功能力强、喘振裕度宽、整体刚性较好等优点,是目前和未来高涵道比涡扇发动机风扇叶片主要的结构形式^[1],但仅关注宽弦风扇叶片的气动设计是不够的,必须发展与宽弦叶片相适应的结构与减振设计技术^[2]。

在宽弦风扇叶片榫头底部与轮盘榫槽间一般存在一定的径向间隙,以提高叶片拆装的方便性,在高涵道比涡扇发动机中,此间隙位置一般设计有槽间垫片,如图 1 所示。国际上自 20 世纪 90 年代就开展了槽间垫片结构的研究^[3],随后 SNECMA 公司针对该结构发表了多项专利^[4-5]。General Electric (GE) 公司在 CFM56-7 和 GE90 系列等高涵道比涡扇发动机中均采用了该类结构。但国外航空发动机公司和研究机构对槽间垫片的设计技术进行了严格的封锁,虽然在一些公开专利中有简单的、定性的功用描述,但其结构详细设计中应考虑的动力学问题、设计方法等均鲜有公开的文献报道。在国内,由于高涵道比涡扇发

动机的研制尚处于起步阶段,目前刚刚认识到槽间垫片的重要性,但各院所尚未开展具体的研究工作,并且国内鲜有公开文献报道相关工作,限制了型号的工程研制进程。

现有公开文献关于榫头连接结构的研究主要集中在榫头结构优化、微动疲劳寿命预测^[6-7]以及榫头/榫槽配合间隙对发动机性能影响^[8]等方面,对槽间垫片鲜有涉及。Cui 等^[9]基于可靠性形状优化方法对某发动机燕尾型榫头/榫槽接触结构进行优化,优化后的榫头/榫槽接触面压力更为均匀。对于宽弦风扇叶片,圆弧燕尾形榫头能有效避免榫槽之间发生干涉和便于叶片的安装,该设计最初用于罗·罗公司的发动机例如 RB211-535E4、遑达等发动机,CFM56-7、GE90 也采用了此设计。文献[10]针对燕尾形榫头的三角过渡段开展研究,设计了一种叶根形线的圆弧燕尾形榫头。文献[11]研究了航空发动机风扇叶片伸根段造型的优化方法,利用它在保持叶身气动设计不变的情况下使风扇叶片振动特性得到改善。国内外同时也对宽弦叶片的加工成型、优化减重以及力学特性等进行了研究^[12-14]。在复合材料风扇叶片减振方面,Bachmann 等^[15]和 Thierry 等^[16]将压电元件嵌于叶片基体或贴于表面,将振动能量转换为电能,提供被动阻尼,减振效果显著。

国外工程实践表明,槽间垫片不仅仅起到辅助风扇装配的作用,还可以起到调整叶片安装刚度、提高叶片抗冲击性能和高周疲劳寿命等多个功用,以确保风扇的功能和安全性。本文应对高涵道比涡扇发动机宽弦风扇叶片的研制需求,分析槽间垫片典型结构形式和设计特点,并设计机理试验器,研究槽间垫片对叶片的动力学作用机理与影响规律,为国内宽弦风扇叶片的设计提供技术参考。

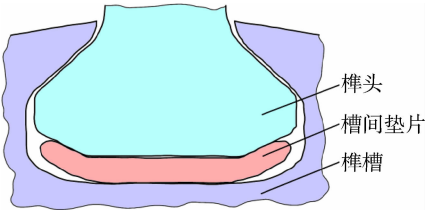


图 1 宽弦风扇叶片槽间垫片示意图

Fig. 1 Schematic of spacer of the wide-chord blade

1 槽间垫片功用及设计要求分析

由于多功能槽间垫片为应用于高涵道比涡扇发动机风扇的专用结构,国内在此方面尚无技术积累,因此,本节首先以三段式槽间垫片为例,对其结构设计特点进行分析,再针对加工、装配、力学设计等方面对比分析几类可行的垫片结构。

1.1 结构设计特点

三段式垫片由一种材料加工而成,如图 2 所示^[17],垫片结构简单、质量轻,易于加工、安装、拆卸。该型垫片由 SNECMA 公司在 2013 年提出,通过机械加工形成 3 个纵向段,以调整刚度。由于叶片在受到鸟撞等冲击载荷时,发生剧烈振动,叶片榫头的前、中、后部横向振动幅值也会不同,因此,3 个纵向段可设计成不同的刚度值以保证更好的减振效果。

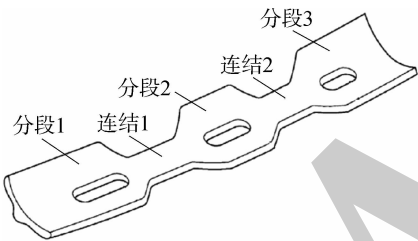


图 2 三段式垫片示意图
Fig. 2 Schematic of three-segment spacer

垫片的横截面为弓形结构,在安装时以一定的压力使叶片的根部下表面压靠在垫片的上表面,在垫片的上下表面涂有聚氨酯类的涂层,起一定的阻尼作用,来消耗叶片振动能量。图 3 为正常工作状态和冲击载荷作用下垫片与榫头、榫槽的位置关系示意图。在正常状态下,垫片弓形结构的两边与榫槽底部留有一定间隙,在叶片受到高能量载荷作用时,向一侧倾斜,槽间垫片弹性变形以吸收冲击能量,随后依靠接触区域的滑动摩

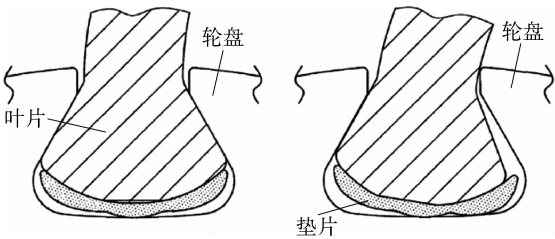


图 3 垫片承受冲击载荷下变形示意图
Fig. 3 Schematic of the deformation of spacer under impact load

擦耗散振动能量。

1.2 典型槽间垫片结构形式

SNECMA 公司在 2008 年提出^[4]的空心垫片如图 4 所示。该垫片可根据要求的弹性来设计下表面形状,还可以将垫片上下面板、侧壁局部加厚来调整刚度。当叶片承受高能载荷作用时,其榫头根部受力如图中粗箭头所示,该载荷使垫片侧壁发生变形,通过自身结构的弹性变形吸收冲击能量,并允许被撞击叶片在榫槽中倾斜一定角度,避免根部应力过大带来损伤。这种垫片结构简单,质量更轻,长时间工作中可以很好的保持叶片根部的定位。

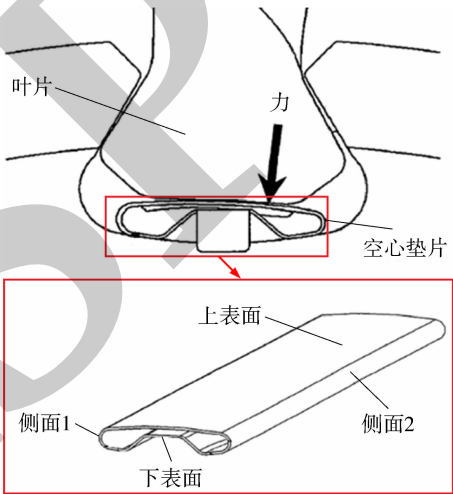


图 4 空心垫片示意图
Fig. 4 Schematic of hollow spacer

图 5 是 SNECMA 公司在 1998 年提出的一种复合式垫片结构^[3],主体由金属和橡胶构成,垫片整体呈弧形,金属制成的主干在长度方向分为 3 个部分,对叶片榫头 3 点支承,在 3 个部分的连接窄段上包覆了橡胶类弹性材料,其中金属主干用来定位叶片,弹性材料高于金属主干,可以在榫头和榫槽间维持一定的压紧力,保证在风车转速时,限制叶片根部发生不必要的晃动^[18],并起一定的吸收振动能量的作用。Pratt & Whitney (PW)公司也提出了类似的结构^[19],如图 6 所示。

由于橡胶材料长时间承载后易出现收缩变形,影响定位和阻尼效果,而且垫片安装和拆解时容易损坏橡胶,因此 SNECMA 公司在 2014 年提出了一种改进型复合式垫片,其金属连接结构设计成波浪形,如图 7 所示^[5],这种波浪设计类似锯齿,可以更好地与包覆于它外表面的弹性材料连接,防止其脱落。这种设计可以很好地改善垫片

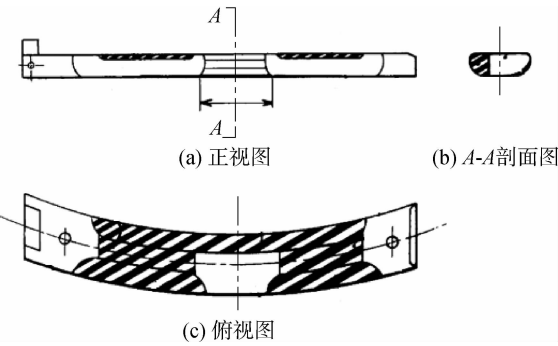


图 5 SNECMA 公司复合式垫片示意图
Fig. 5 Schematic of combination spacer of SNECMA

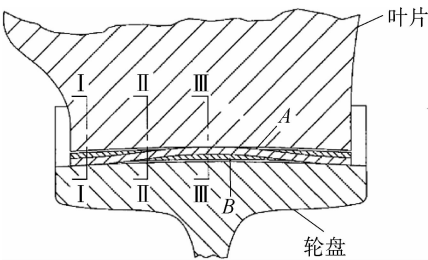


图 6 PW 公司复合式垫片示意图
Fig. 6 Schematic of combination spacer of PW

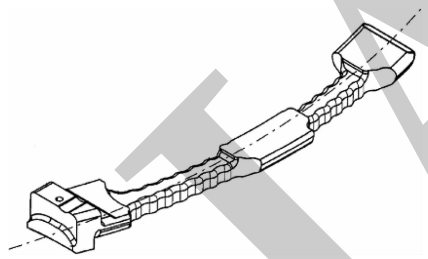


图 7 波浪形金属连接结构
Fig. 7 Wave-shaped metal joint structure

耐久性,但它对加工工艺和材料结合性能提出了更高的要求。

由上述结构分析可见,槽间垫片不仅仅起到辅助风扇装配和限制叶片在风车状态时变形的作用,还具有调整叶片安装刚度、降低振动和提高叶片抗冲击性能等功用。此外,槽间垫片的柔度主要由设计初期的垫片结构形式和材料选取两方面决定。由于在常规工况下,风扇叶片有可能被周期性气动激励激起共振;而在外物打伤等恶劣工况下,风扇叶片会承受高能冲击载荷而产生大的振动响应。因此本文设计并搭建带有槽间垫片的平板叶片的动力学试验器,分别在简谐激励和冲击载荷两种条件下进行试验,探讨常规工况和恶劣工况槽间垫片对风扇叶片的动力学影响,同时

研究槽间垫片的几何形状、材料性能等参数对叶片动力学特性的影响规律,为槽间垫片的设计优化提供数据依据。

2 试验装置及试验方法

槽间垫片是应用于叶片榫头与轮盘榫槽之间的结构,设计机理试验装置包括带燕尾型榫头平板叶片、模拟榫槽、槽间垫片和离心力模拟装置。由于发动机在实际工作中,随着工作状态的改变,旋转部件槽间垫片和叶片受到的离心力会在一定范围变化,进而改变配合面接触状态,影响叶片振动特性。槽间垫片和叶片在工作转速相同时,承受的离心载荷相差巨大,因此加载装置的设计是试验关键,叶片和槽间垫片的载荷要实现分开加载,并且载荷数值可测量。

2.1 槽间垫片加载装置

槽间垫片采用螺钉顶紧方式进行加载,如图 8 所示。螺钉的顶紧力与拧紧力矩成正比,由经验公式^[20]给出。

$$T = K \times F \times d \times 10^{-3}$$

式中 T 为拧紧力矩, K 为拧紧力系数(与材料的表面状态及硬度有关), F 为螺钉作用在槽间垫片上的顶紧力, d 为螺钉公称直径。本试验中 K 取值为 0.2^[21]。

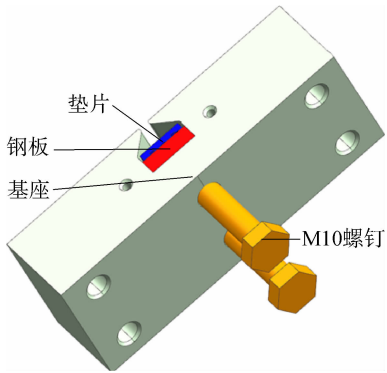


图 8 槽间垫片加载装置
Fig. 8 Loading device of the spacer

实验时采用量程为 $5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的力矩扳手拧紧垫块下方的两根直径为 8 mm 的螺钉,拧紧力矩为 $1 \text{ N} \cdot \text{m}$,从而保证每次试验时槽间垫片的顶紧力和榫头榫槽接触面的接触压力均不变。根据经验关系式,槽间垫片受到的顶紧力约为 1250 N ,从而实现槽间垫片能够压紧叶片。

2.2 叶片离心力加载装置

叶片离心力加载装置见图 9,由叶片、连接装

置和加载梁及其附件组成。通过改变顶紧螺钉的拧紧力矩,改变预紧力,可以有效改变叶片的拉紧力,拉紧力大小由力传感器测量。

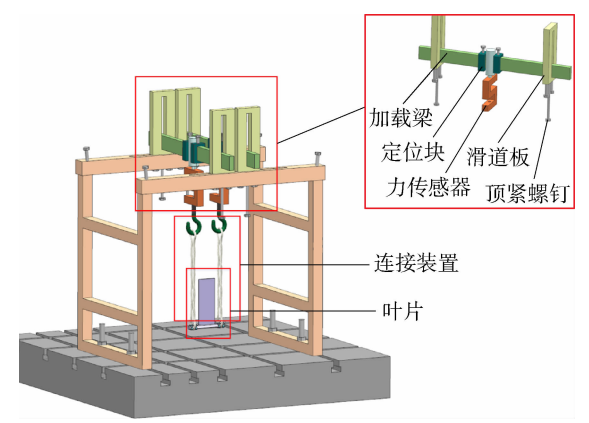


图 9 叶片离心力加载装置

Fig. 9 Loading device of the centrifugal force on blade

2.3 槽间垫片试验件

根据前文对典型槽间垫片结构分析,确定垫片试验件的结构形式及材料如表 1 所示,通过各垫片对叶片主体振动特性影响的对比分析,研究垫片结构形式和材料参数对减振效果的影响。

表 1 试验垫片参数表

Table 1 Parameter list of the testing spacers

编号	结构形式	厚度/mm	材料
1		2.0	钢
2		0.8	钢
3		2.0	钢
4		2.0	硅橡胶
5		2.0	金属橡胶

3 简谐激励下叶片振动特性分析

为分析常规工况下槽间垫片对风扇叶片的动力学影响,研究平板叶片在稳态简谐激励作用下的响应特性,并改变垫片装配预紧力的影响。试验总体方案如图 10 所示,试验中采用电磁接触式

顶杆激振器对叶片激振,通过控制信号发生器和功率放大器控制激振器输出力的频率和大小;采用 Polytech 激光测试系统对叶片振动速度进行拾取,激光测试系统速度分辨率为 $0.05\text{ }\mu\text{m/s}$,在较小振动位移时也具备足够高的测试精度。

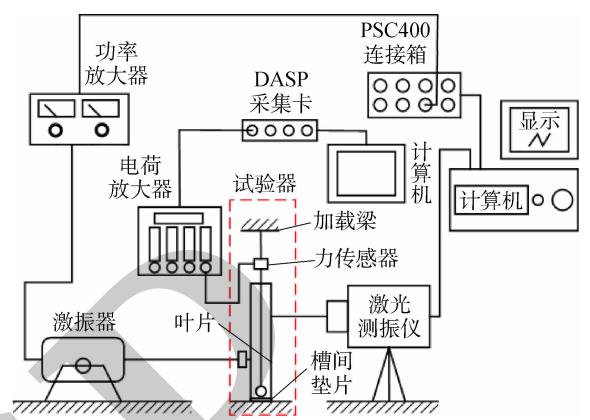


图 10 试验总体方案图

Fig. 10 General testing scheme

采用准稳态扫频方法,激励单峰值为 10 N,分别测量在无槽间垫片、带 2 号槽间垫片(垫片预紧力分别为 0、30、60、90 N 和 120 N)时,叶片 1 阶共振状态附近的响应特性,获得频响函数如图 11 所示。更换其他结构形式和材料的槽间垫片重复进行以上试验,得到的试验结果与之类似,这里不一一给出。

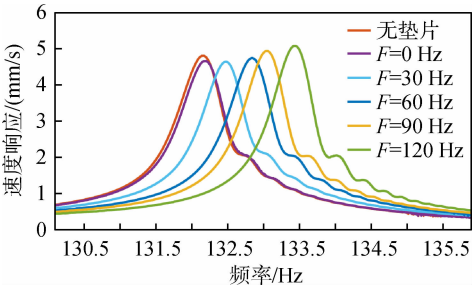


图 11 不同预紧力时叶片频响函数对比

Fig. 11 Comparison for frequency response function of a blade under different preloads

试验结果表明,随着槽间垫片所受正压力的增加,叶片的固有频率略有上升。这是由于,槽间垫片压在叶片根部,相当于对叶片提供了附加约束,提高了叶片整体等效刚度,因此带来叶片模态频率的上升。另一方面,增加垫片后,叶片共振响应幅值并未减小,反而随着垫片压紧力增大,略有上升趋势。这是由于,叶片处于 1 阶共振时,叶片根部的振动位移极小,因此榫头与垫片之间不会

形成宏观的相对滑移,干摩擦耗能机制不起作用;同时,也很难挤压槽间垫片使垫片产生变形,因此,4 号和 5 号这类靠形变耗能的阻尼材料,并不会起到很好的减振作用。

值得说明的是,本机理试验中,对叶片本体施加的模拟离心载荷仅为 500 N,而在真实发动机中,叶片承受离心载荷要远远大于此数值,因此榫头-榫槽会更近似固接状态。由此可得推论如下,在常规的气动周期性激励作用于风扇叶片时,槽间垫片不能提供有效的附加阻尼,并不会起到减振作用。

4 冲击载荷下叶片响应特性分析

风扇叶片处于发动机的最前端,易受到鸟撞等高能冲击载荷,因此需研究冲击载荷下带槽间垫片叶片的动力学特性。采用割线法施加冲击载荷,瞬时冲击力峰值为 60 N,选用单轴微型加速度传感器测试叶片振动响应。针对无垫片和带垫片叶片,每个状态重复 3 次,获得割线后 1 s 内的加速度响应信号如图 12 所示。

以带 3 号垫片叶片为例,将无量纲化加速度响应进行短时傅里叶变换,并对 3 次重复性试验结果进行平均,得到响应信号随时间和频率的变

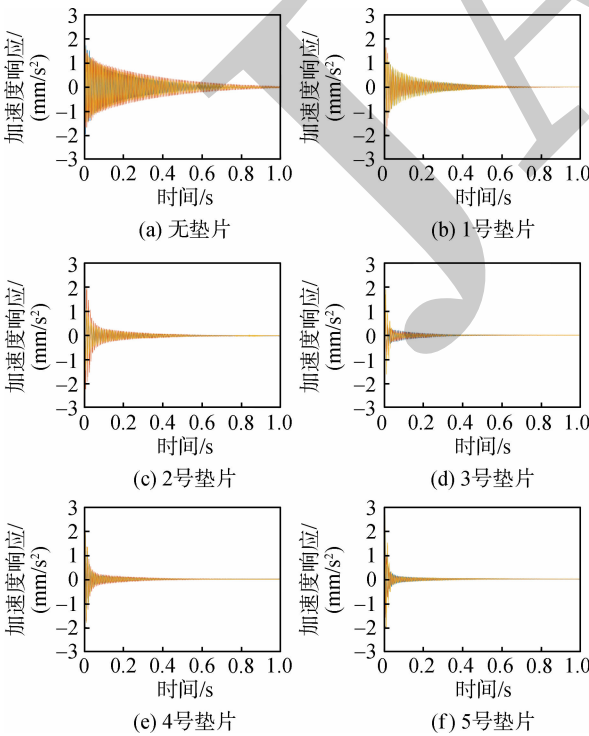


图 12 冲击载荷下叶片加速度响应信号
Fig. 12 Acceleration response signals of a blade under impact load

化云图,如图 13 所示。图中颜色深浅代表了在不同时间各个频率分量对应的幅值大小。可见,在冲击载荷施加后的 0.03 s 内,系统表现出明显的非线性特征,即振动能量在 0~1 000 Hz 范围内广泛分布。随后,系统振动响应表现为简谐振动,频域图中黄色纵线为叶片 1 阶模态频率,即叶片以 1 阶振型为主进行衰减振动。这是由于在高能冲击载荷作用下,叶片初始振幅较大,榫头根部与垫片之间的干摩擦耗能机制起作用,因此频域成分复杂,表现出非线性特征;随后叶片振幅急剧减小,叶片根部近似为固定约束,因此叶片表现为线性系统的自由衰减振动。

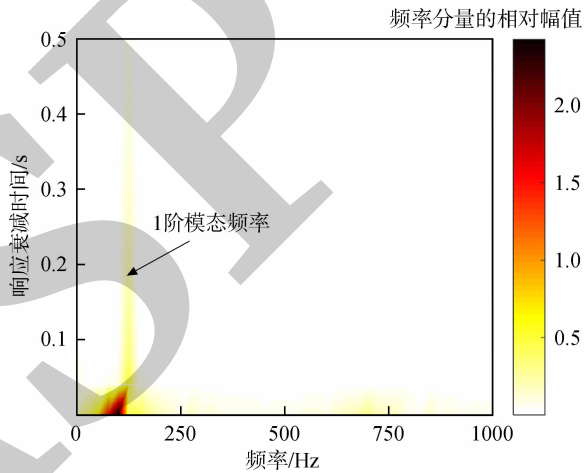


图 13 无量纲化加速度响应频域特征
Fig. 13 Frequency domain character of the non-dimensionalize acceleration response

4.1 响应峰值对比

评估冲击载荷下结构安全性的 1 个参数是时域响应峰值,从加速度响应曲线中提取不同槽间垫片对应的叶片响应峰值,如表 2 所示。由表中数据可见,增加垫片后,并不会带来振动响应峰值的降低。这是由于冲击载荷下振动响应瞬时峰值主要取决于结构的整体等效刚度,而与阻尼因素无关。槽间垫片带来的附加刚度要远远小于叶片榫头-榫槽的连接刚度,因此对振动响应峰值的影响不大。

4.2 衰减速率对比

冲击载荷作用后,叶片的衰减速率将决定其疲劳损伤积累,因此对加速度响应曲线取包络线,并且将响应峰值点视作响应开始点,取 3 次重复性试验结果的平均值,得到各组平均无量纲化加速度响应峰值随时间变化的曲线如图 14 所示。

表 2 不同槽间垫片对应的叶片响应峰值

Table 2 Response peaks of blade with different spacers

垫片 编号	响应峰值/(mm/s ²)			
	测试 1	测试 2	测试 3	均值
无垫片	2.23	1.71	2.04	1.99
1 号垫片	1.93	1.98	2.11	2.01
2 号垫片	1.81	2.62	2.39	2.27
3 号垫片	1.70	2.27	2.05	2.01
4 号垫片	2.52	2.14	2.85	2.50
5 号垫片	2.63	2.29	2.67	2.53

由试验结果可知,与对照组的响应信号比较,增加槽间垫片后,可有效增加响应衰减速率。3 号、4 号和 5 号垫片使叶片的冲击响应时间减少 50% 以上。其中,4 号和 5 号垫片由于等效阻尼比大,变现出最好的衰减效果,3 号垫片由于接触面积小,在大振幅时,叶片榫头与垫片间会存在较大的相对滑移,进而通过干摩擦耗散能量,也能起到较好的振动衰减作用。

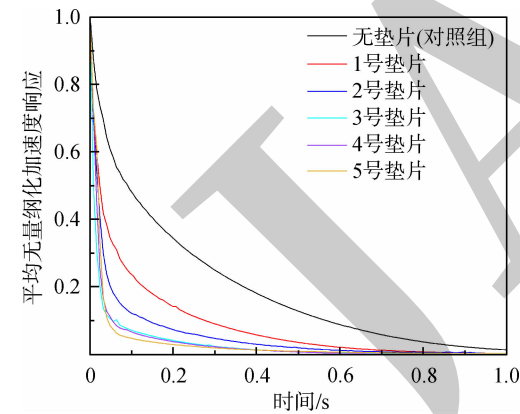


图 14 平均响应峰值随时间变化规律

Fig. 14 Variation of the average response peaks with time

5 结 论

1) 叶片在工程设计中需要分别考虑气流激励等限制载荷和外物吸入等极限载荷下的强度振动问题。对于限制载荷而言,叶片榫头位移很小,槽间垫片不能提供有效的附加阻尼,并不会起到减振作用。在 高能冲击极限载荷作用于风扇叶片时,槽间垫片可以起到较好的阻尼作用,快速地衰减自由振动,降低疲劳损伤积累,使用结构阻尼大的材料如金属橡胶、橡胶等可使冲击响应时间减

少 50% 以上。

2) 槽间垫片应设计合适的预紧力,预紧力足够大以实现叶片稳定的径向定位,降低风扇叶片在风车状态时的晃动幅值,减小榫头榫槽接触磨损。另一方面,槽间垫片应具备足够大的柔度,在冲击载荷下允许叶片偏摆一定的角度,通过垫片变形吸收冲击能量,从而降低叶片根部应力峰值。

参考文献:

[1] AMOO L M. On the design and structural analysis of jet engine fan blade structures[J]. Progress in Aerospace Sciences,2013,60(4):1-11.

[2] 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.

[3] BUSSONNET P X, LAUVERGNAT J P. Restraining device for the root of a fan blade;US5820347 A[P]. 1998-10-13.

[4] CORBIN C, LEFEBVRE E. Device for the positioning of a blade and bladed disk comprising such a device;US7334996 [P]. 2008-2-26.

[5] REGHEZZA J L, TRAN J. Reinforced fan blade shim; US8870545[P]. 2014-10-28.

[6] 徐友良,崔海涛,陈伟. 基于临界面法的燕尾榫连接结构微动疲劳寿命预测[J]. 航空动力学报,2013,28(3): 489-493.

XU Youliang, CUI Haitao, CHEN Wei. Fretting fatigue life prediction based on critical plane approach for dovetail joint[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 489-493. (in Chinese)

[7] SHI Liang, WEI Dasheng, WANG Yanrong, et al. An investigation of fretting fatigue in a circular arc dovetail assembly[J]. International Journal of Fatigue,2016,82:226-237.

[8] 王少飞,温志勋,郜玉芬,等. 配合间隙对涡轮叶片榫头/榫槽接触的影响[J]. 推进技术,2015,36(1):112-118.

WANG Shaofei, WEN Zhixun, GAO Yufeng, et al. Effects of contact gap on contact properties of turbine blade tenon/mortise[J]. Journal of Propulsion Technology,2015,36(1):112-118. (in Chinese)

[9] CUI Haitao, MA Haiquan, WEN Weidong. Reliability-based shape optimization of tenon/mortise in aero-engines with contact[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2003,16(4):193-197.

[10] 吕辉停,郝艳华,黄致建,等. 弧形燕尾榫结构设计及形状优化[J]. 航空动力学报,2011,26(6):1295-1300.

LÜ Huiting, HAO Yanhua, HUANG Zhijian, et al. Structure design and shape optimization in arc dovetail[J]. Journal of Aerospace Power,2011,26(6):1295-1300. (in Chinese)

[11] 任远,张成成,高靖云,等. 航空发动机风扇叶片伸根段造型设计与优化[J]. 航空动力学报,2017,32(12):2824-2834.

REN Yuan, ZHANG Chengcheng, GAO Jingyun, et al. Shape design and optimization for shank of aeroengine fan blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12): 2824-2834. (in Chinese)

[12] MAVROMIHALES M, MASON J, WESTON W. A case of reverse engineering for the manufacture of wide chord fan blades (WCFB) used in Rolls Royce aero engines[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2003, 134(3): 279-286.

[13] MENG Jin, LIAO Lianfang, LI Di, et al. Topology optimization method research on hollow wide-chord fan blade of a high-bypass turbofan engine [J]. Procedia Engineering, 2015, 99: 1228-1233.

[14] SINHA S K, ZYLKA R P. Vibration analysis of composite airfoil blade using orthotropic thin shell bending theory [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 121(2): 90-105.

[15] BACHMANN F, DE OLIVEIRA R, SIGG A, et al. Passivedamping of composite blades using embedded piezoelectric modules or shape memory alloy wires: a comparative study[J]. Smart Materials and Structures, 2012, 21: 075027. 1-075027. 13.

[16] THIERRY O, DE SMET O, DEÛ J F. Vibration reduction of a woven composite fan blade by piezoelectric shunted devices[J]. Journal of Physics, 2016, 744: 012164. 1-012164. 9.

[17] BELMONTE O, GOGA J L C Y, MAHIEU J N. Spacer interposed between a blade root and the bottom of a slot in the disk in which the blade is mounted: US8845294[P]. 2013-9-10.

[18] ANANDAVEL K, PRAKASH R V, DAVIS A. Effect of preloading on the contact stress distribution of a dovetail interface[J]. World Academy of Science Engineering & Technology, 2010, 4(10): 1007-1112.

[19] ALEXANDER P. Energy absorbent fan blade spacer: US8851854[P]. 2014-10-7.

[20] 王之栋, 马纲, 陈心颐, 等. 机械设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2011.

[21] 闻邦椿. 机械设计手册: 第 2 卷[M]. 5 版. 北京: 机械工业出版社, 2010.

(编辑: 李岩梅、张 雪)