

转子叶片缘板阻尼结构设计方法

张大义^{1,2}, 张 嵩¹, 付俭伟¹, 洪 杰^{1,3}
(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 能源与动力工程学院
航空发动机结构强度北京市重点实验室, 北京 100191;
3. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 根据工程应用需求,从工程设计人员角度出发,阐明了结构设计参数、接触参数和动力学参数之间的相互影响关系。进一步建立了缘板阻尼结构的设计流程和优化方法,并给出了结构设计合理性的评估参数。某薄片式缘板阻尼结构的优化结果表明:通过优化缘板阻尼结构截面形状,可改善接触面应力的均匀程度,提高实际有效接触面积,实现在多个停留转速工况下更好的贴合状态,从而起到更好的振动抑制效果。
关 键 词: 叶片; 干摩擦; 缘板阻尼结构; 设计流程; 结构优化
中图分类号: V233 **文献标志码:** A

Design method for the under platform damper of rotor blade

ZHANG Dayi^{1,2}, ZHANG Song¹, FU Jianwei¹, HONG Jie^{1,3}
(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,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The interactional relationship among the configuration parameters, contact parameters and dynamic parameters from the point of view for engineers and the need of engineering applications was discussed. The design process and optimization method of the under platform damper were further established to give the evaluation parameters for the rationality of the structure design. As the result of the optimization of a lamellar under platform damper, the uniformity of contact stress and the effective contact area can be improved by optimizing the section shape of the under platform damper. Meanwhile, the method can reach excellent damping effects for multiple operating rotation speeds.
Key words: blade; dry friction; under platform damper; design flow; structure optimization

航空发动机涡轮叶片在工作中承受着复杂的高温高压气流作用,其振动引起的高周疲劳失效问题尤为突出^[1],这使得涡轮叶片的减振成为发动机结构部件设计的一项重要内容。干摩擦阻尼

收稿日期:2017-06-20
作者简介:张大义(1979—),男,副教授,博士,研究领域为航空发动机振动抑制。
引用格式:张大义,张嵩,付俭伟,等. 转子叶片缘板阻尼结构设计方法[J]. 航空动力学报,2018,33(4):961-968. ZHANG Dayi, ZHANG Song, FU Jianwei, et al. Design method for the under platform damper of rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 961-968.

由于结构形式简单、减振效果明显等优势被广泛应用于发动机结构的减振设计中^[2]。缘板阻尼结构安装于叶片缘板下方,通过与叶根产生摩擦达到耗散能量、降低振动的目的。与凸肩、叶冠等阻尼结构形式相比,缘板阻尼对气动效率无不利影响,并且不会产生过大的附加离心载荷,具有更好的适用性,因此在 JT9D、CF6、PW4000 等航空发动机高压涡轮转子叶片中得以广泛应用^[3-4]。

缘板阻尼结构被提出后,国内外学者对其振动特性和设计方法开展了大量的研究工作。单颖春等^[5]针对缘板阻尼器,从非线性分析方法到结构优化设计,较为系统地综述了其设计发展历程与现状。吴向宇等^[6]考虑阻尼结构可安装性、接触稳定性、质量等影响因素,通过对阻尼结构质量的调整降低了其振动响应峰值。Zucca 等^[7]研究了楔形缘板阻尼结构对涡轮叶片减振效果的影响,发现随着缘板阻尼器结构质量的增大,叶片的共振频率升高,而共振峰值先减小后降低。Petrov^[8]使用谐波平衡法对缘板阻尼结构减振效果进行了分析,结果表明在一定范围内法向正压力的提高会使叶片的共振频率升高,增加接触面的切向刚度会有效降低共振峰值,同时提高共振频率。Giridhar 等^[9]试验与理论计算相结合,通过对不同大小的激振力和摩擦力对等效阻尼系数的影响规律分析,确定了最优的干摩擦阻尼器设计参数。Panning 等^[10]在计算分析了缘板阻尼结构质量和接触形式对叶片共振幅值和共振频率影响规律的基础上,给出了在对称与非对称两种接触情况下缘板阻尼结构的优化设计方法。

上述研究为缘板阻尼结构动力学特性的理论分析和试验研究提供了很好的借鉴,但应用于实际涡轮叶片的减振设计,仍有所不足。其一是对缘板阻尼结构的设计流程和合理性评估方法的研究鲜有报道;其二是大多研究工作对配合面接触状态和发动机多个转速工况的影响考虑不足。本文借鉴上述工作,在文献[11]的基础上,进一步针对阻尼结构建立设计流程,并以薄片式缘板阻尼结构为例,详细论述其结构优化过程,为缘板阻尼的结构设计提供理论支撑和分析方法。

1 常见缘板阻尼结构形式

缘板阻尼的基本结构形式决定了其与叶片的相互作用方式,并将对叶片的振动特性产生不同影响,因此在优化设计之初,应首先确定缘板阻尼的基本结构形式。根据国内外常见发动机型号所用

缘板阻尼器的结构特点和设计理念的不同,可分为薄片式、棱柱式、弹簧式和盒式^[12-18],如图 1 所示。

在上述几类缘板阻尼结构形式中:①薄片式缘板阻尼封严片质量较轻,往往在 1.0 g 左右,因此附加离心负荷很小,其能够提供的正压力和摩擦力也较小。此外,需要在相邻转子叶片缘板下方设计额外的安装结构。②棱柱式缘板阻尼可以设计得到较大的质量,进而提供更大的压紧效果和干摩擦阻尼力,并且阻尼结构的上表面和侧面均可以产生摩擦耗能作用。此类结构在地面燃气轮机较大尺寸的叶片减振设计中应用较多。③弹簧式及盒式缘板阻尼结构质量适中,通过安装时的预压变形,实现初始配装,结构设计中确保在工作转速下具有好的接触状态,以实现稳定的阻尼效果。

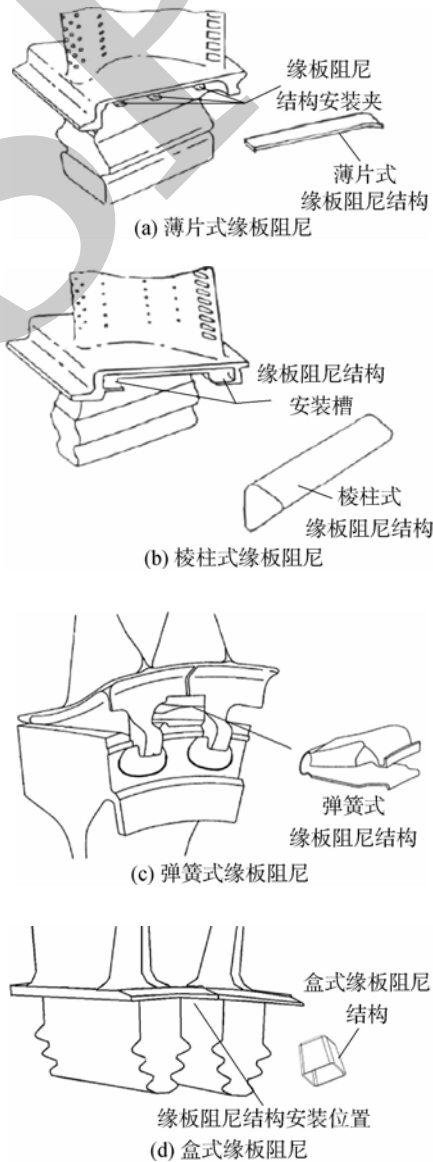


图 1 不同形式缘板阻尼结构

Fig. 1 Various typical under platform dampers

2 缘板阻尼结构参数定义

面对工程需求,将缘板阻尼结构的参数分为

结构设计参数、接触参数和动力学参数三个层次,各参数之间相互影响、相互制约,如图 2 所示。

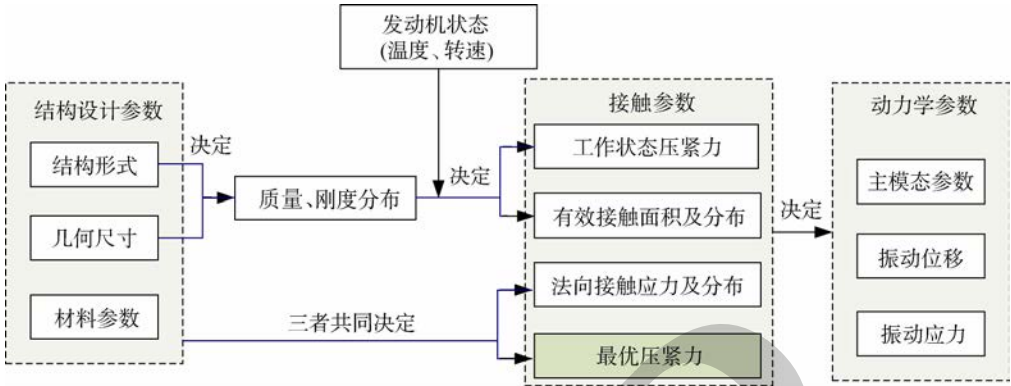


图 2 设计参数关系图
Fig. 2 Relationship of design parameters

2.1 结构设计参数

结构设计参数指面向工程设计人员,可以直接指导工程图纸绘制的参数,包括结构形式、几何尺寸、材料参数等^[2]。①结构形式的初步选取与叶片结构和实际安装空间有关,同时要保证阻尼片与缘板之间有尽可能大的有效接触面积和合理的接触状态。②在结构形式确定后,阻尼片几何尺寸的变化必然带来总质量和质量分布特征的变化。阻尼片总质量增大时,会增大最优压紧力值和叶片一阶共振频率^[11-19]。阻尼片质量分布特征的变化会影响配合面的贴合程度,进而带来接触面接触形式和接触参数的变化。③材料参数中,密度和弹性模量分别影响阻尼片的总质量和刚度,而摩擦因数可以显著改变最优压紧力值。虽然理论上可通过调整摩擦因数使最优压紧力值接近于实际工作状态压紧力,达到最优减振效果;但在工程实际中,发动机在工作一段时间后,阻尼片会出现明显磨损,进而大幅度改变摩擦因数。因此,在实际工程设计中,应尽可能降低减振效果对摩擦因数的敏感度,从而提高减振设计的稳健性。

2.2 接触参数

接触参数是在细观尺度描述阻尼结构工作面的接触方式和接触力学性能的综合参量,主要包括:工作状态压紧力、有效接触面积及分布、法向接触应力及分布。

1) 工作状态压紧力由阻尼结构的总质量和发动机转速共同决定,工作状态压紧力应尽可能

接近于最优压紧力,从而使叶片的共振响应幅值最小。

2) 为评估有效接触面积,可采用有效接触面积百分比 P 来定量描述,如式(1)所示:

$$P = \frac{S_0}{S} \times 100\% \tag{1}$$

式中 S 表示缘板工作配合面的面积, S_0 表示发生实际接触部分的面积,包括处于黏着和滑移的部分。

3) 接触应力大小及分布的均匀程度可以使用应力分布系数来进行描述,其定义如下,首先依据式(2)计算归一化的各单元接触力

$$\bar{\sigma}_i = \frac{\sigma_i \sum_{i=1}^N A_i}{\sum_{i=1}^N \sigma_i A_i} \tag{2}$$

式中 $\bar{\sigma}_i$ 表示归一化的各单元接触力, σ_i 表示计算得到的单元 i 的接触应力, A_i 为单元 i 的面积, N 为接触面上单元的总数。其次,依据式(3)计算接触面应力分布系数 Δ

$$\Delta = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\bar{\sigma}_i - 1)^2} \tag{3}$$

应力分布系数 Δ 直接反映接触应力大小的均匀程度,应力分布系数 Δ 越大,表示接触面的应力分布越不均匀^[20]。

2.3 动力学参数

动力学参数是在宏观尺度用于描述叶片振动固有特性和减振效果的物理量,包括叶片的主模态参数和振动应力/位移等,这些参数由结构设计

参数、接触参数和发动机工作状态共同确定。

①主模态参数指考虑阻尼结构接触影响时的共振频率及其振型,文献[2]中将其称为约束模态,通过计算接触面摩擦力的等效附加刚度和等效附加阻尼,并代入叶片本体模型进行模态求解,由此获得系统的近似共振频率和振型。

②振动应力/位移指叶片发生振动时危险点的振动应力/位移值,其大小反映阻尼结构对叶片振动应力的抑制程度。

3 缘板阻尼结构优化方法

缘板阻尼结构优化是以减小叶片振动应力为主要目标,兼顾缘板阻尼结构对叶片模态特性和静强度的影响。

3.1 设计流程

图2表明,阻尼片的多个结构设计参数会综合影响阻尼片的接触参数和叶片动力学参数,由于这些参数的相互影响和制约,很难通过简单的规律分析确定阻尼片的最优结构设计参数,而多目标参数的优化方法在工程实际问题中往往存在局限性。因此,须在整個优化流程的每个环节中,根据各参数的重要度分析剥离出1~2个关键参数,再给出关键参数的确定方法,从而建立适用于工程实际的阻尼片优化设计流程,如图3所示。

步骤1的关键是确定阻尼片的基本结构形式。阻尼片基本结构形式的确定需要考虑到实际安装、加工、静强度和减振的要求。借鉴已有缘板阻尼结构,在空间允许的情况下,应使阻尼片与叶片本体有更多的接触面,并尽可能保证多个接触面在各工作状态下尽可能好的贴合程度,以提高阻尼片对叶片的减振效果,步骤如下:①计算分析阻尼片质量对振动响应的影响规律,获得阻尼片临界质量值,在设计中,阻尼片质量应不小于临界值,从而可以有效降低系统振动,并且减振效果随压紧力不敏感,即稳健性好。②在保证阻尼片质量不小于临界质量的前提下,考虑实际安装空间和加工能力,结合已有相似案例的设计经验,初始化阻尼片的基本结构形式。③考虑阻尼片与叶片的接触影响,建立多叶片、多阻尼片的有限元计算模型,考虑离心载荷、温度场、稳态气动载荷的影响(重点是离心载荷),采用非线性接触计算,分析叶片和阻尼片的静强度特性。④考核阻尼片和叶片本体的静强度特性是否满足要求,如不满足要求,调整阻尼片的基本结构形式。

步骤2的关键是改善阻尼片接触状态。在阻尼片结构形式确定的前提下,可以通过改变阻尼

片细节尺寸参数,调整质量和刚度的分布特征,进而改善阻尼片接触状态。步骤如下:⑤在③计算结果的基础上,进一步提取阻尼片接触单元的接触应力和单元面积,计算阻尼片的有效接触面积百分数和应力分布系数。⑥考核接触面的接触形式是否合理,接触参数是否满足要求,即阻尼片的接触面积百分数 $P \geq 40\%$,应力分布系数 $\Delta \leq 0.25$ 。如不满足要求,调整阻尼片的几何尺寸,改变阻尼片的刚度/质量分布特征。

步骤3的关键是匹配压紧力值。⑦求解带缘板阻尼结构的叶片振动响应,叶片和阻尼片均采用有限元模型,计算求解系统的非线性振动响应特征,分析阻尼片的最优压紧力值。⑧考核叶片的共振裕度是否满足要求,阻尼片的工作状态压紧力是否接近最优压紧力。如不满足要求,调整阻尼片的质量(应满足阻尼片质量不小于临界质量)和相关设计参数,重复步骤③~⑨进行试验考核。

3.2 设计合理性评估

在缘板阻尼结构设计完成后,应从强度特性、接触状态、模态特性和减振效果四个方面进行评估。①缘板阻尼结构会对叶片产生附加的离心载荷,此外阻尼结构本身也可能存在局部应力集中问题,因此,需采用安全系数法评估叶片本体和阻尼结构是否均满足静强度设计要求;动强度方面,可采用Goodman曲线进行计算分析,确保叶片本体具有足够的高循环疲劳寿命。②接触状态评估的目的是,保证配合面具有合理的接触形式和理想的接触参数,避免接触面出现过大的集中应力区,以确保阻尼片的工作耐久性。分析中,需建立多叶片模型,进行非线性静力学计算,以获得阻尼片接触参数。③缘板阻尼结构相当于在叶片缘板位置产生了一定的附加刚度和附加阻尼,会在一定程度上提高叶片本体的固有频率,并在振幅较大时通过干摩擦作用耗散能量,抑制振动。通过对不同压紧力状态下带缘板阻尼叶片的非线性静力学计算,可获得等效刚度和等效阻尼。进一步通过模态计算得到系统的主模态特征,并进行共振裕度分析。④阻尼结构减振效果的评估主要包括两个方面的内容:一方面是阻尼特性评估,可采用叶片一阶共振峰值的放大系数和阻尼结构在工作转速下的等效阻尼两个参数进行评估;另一方面是阻尼结构减振效果的稳健性,即要求阻尼结构在多个停留转速下具有良好的减振效果。

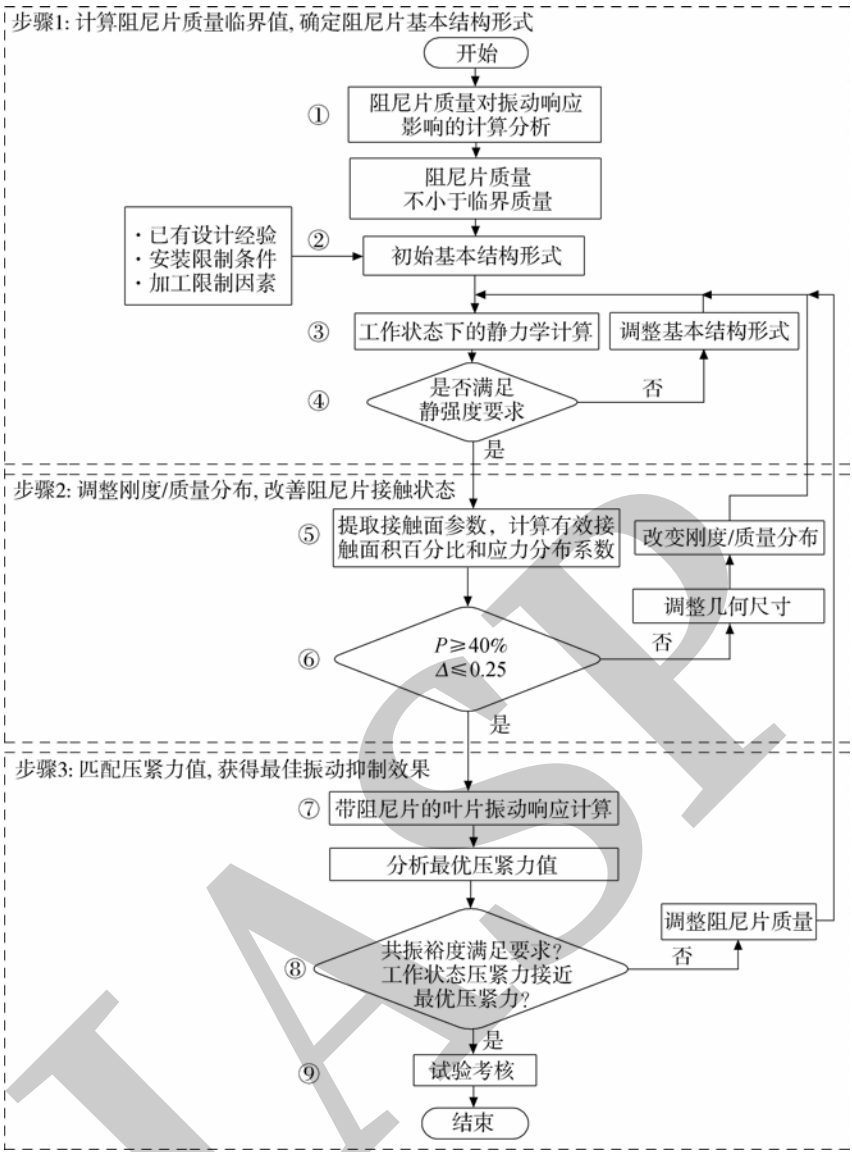


图 3 缘板阻尼结构设计流程

Fig. 3 Design process of under platform damper

4 算 例

本节以薄片式缘板阻尼结构为例, 详细论述其结构设计过程。

4.1 参数化建模

薄片式阻尼结构具有较大横纵比, 配合面接触状态主要取决于阻尼结构横截面的几何结构, 可采用二维平面应力单元代替三维实体单元建模。相同载荷条件下, 使用三维实体单元和二维平面应力单元建模计算得到的应力分布对比如图 4 和图 5 所示。由图 4 可见, 除接触面边缘区域外, 接触应力的大小沿着接触面纵向基本保持不变, 因而接触应力分布主要由横向应力分布决定。图 5 为二维和三维模型计算得到的接触面上横向

接触应力分布对比图, 可见二维计算结果可以准确反映接触应力分布状况。

为描述阻尼结构横截面的几何结构形式, 选

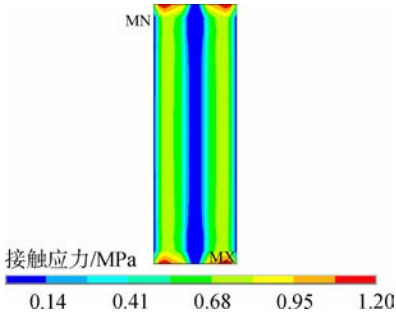


图 4 三维实体单元模型计算得到的接触应力分布

Fig. 4 Contact stress distribution of three-dimensional model

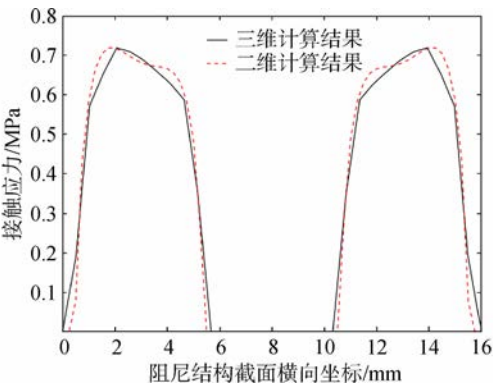


图 5 二维和三维模型的横向接触应力对比

Fig. 5 Comparison of transverse contact stress between two-dimensional model and three-dimensional model

定配合面接触半径 R 和截面上等间距的 8 个高度 $H_1 \sim H_8$ 作为截面形状的结构参数和优化参数,使用样条曲线拟合得到截面形状,参数化建模得到的阻尼结构如图 6 所示。

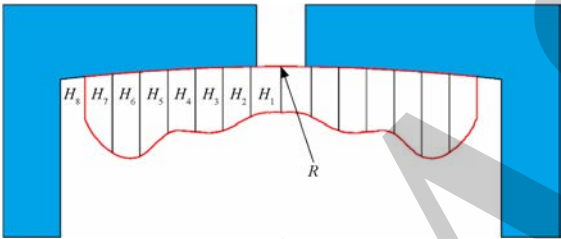


图 6 参数化后的截面几何结构

Fig. 6 Geometric shape of the parameterized section

为加快优化过程,保证阻尼结构在优化过程中的质量不变并具有足够的静强度,在优化过程中给定的约束条件为

$$H_1 + 2 \sum_{i=2}^8 H_i = A \quad (4-1)$$

$$0.3 < H_i < 4 \quad (i = 2, \dots, 8) \quad (4-2)$$

$$\text{sign}(k-i)(H_i - H_{i+1}) \leq 0 \quad (H_k = \max(H_i)) \quad (4-3)$$

$$R > 21.25 \quad (4-4)$$

$$f'(0) \leq 0.01 \quad (f'(x) \text{ 为样条曲线解析式}) \quad (4-5)$$

由式(4)的线性和非线性约束条件可知,式(4-1)保证了阻尼结构的截面面积一定,即优化过程中其质量保持不变,其中 A 是根据阻尼结构质量与形状等效而成的参数;式(4-2)给定了优化变量的上下界,保证了阻尼结构的静强度;式(4-3)使得阻尼结构在单侧对称面仅出现一个单峰,保证了阻尼结构在几何结构上的合理性同时便于实际加工;式(4-4)保证接触面接触半径的合理性,

使其弧度不至于过大;式(4-5)保证阻尼结构在对称截面处实现平滑过渡,防止该处出现较大的应力集中。

4.2 边界条件

在二维有限元计算中,有限元模型及其边界条件示意图如图 7 所示。榫头接触面施加位移全约束;在阻尼结构上施加惯性载荷模拟离心力作用,在叶片外侧缘板下表面施加大小为 $F/2$ 的压力来表示叶片周期对称边界条件;在叶片表面施加横向载荷 F' ,通过改变 F' 的大小来模拟阻尼结构与缘板之间的不同的配合关系。在优化计算中, F' 的取值从小到大分别为 2、4、6、8 N,分别对应工况 1~工况 4。

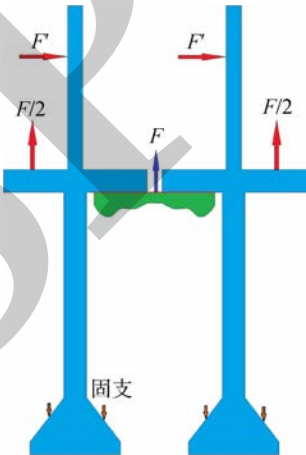


图 7 二维计算的模型及其边界条件

Fig. 7 Two-dimensional computing model and boundary conditions

4.3 优化结果

阻尼结构的优化参数为阻尼结构的结构尺寸,优化目标为阻尼结构接触应力的综合应力分布系数。由于难以通过理论分析直接给出优化参数和目标函数的显式表达关系,因此基于遗传算法进行求解,减小计算迭代次数,缩短优化时间,优化流程如图 8 所示。

优化后阻尼结构截面形状如图 9 所示。当叶片受到横向载荷作用时,缘板发生倾斜使得两侧缘板接触面不会保持在同一平面内,通过减小阻尼结构中间和两侧厚度,有利于阻尼结构通过弹性变形来适应缘板倾斜之后接触面的型面,而保证更好的接触状态。阻尼结构在左右两侧对称的地方出现凸起,这种结构可以调节离心力在阻尼结构上的分布,对阻尼结构产生附加弯矩,迫使阻尼结构发生弹性变形,以保证阻尼结构与缘板之

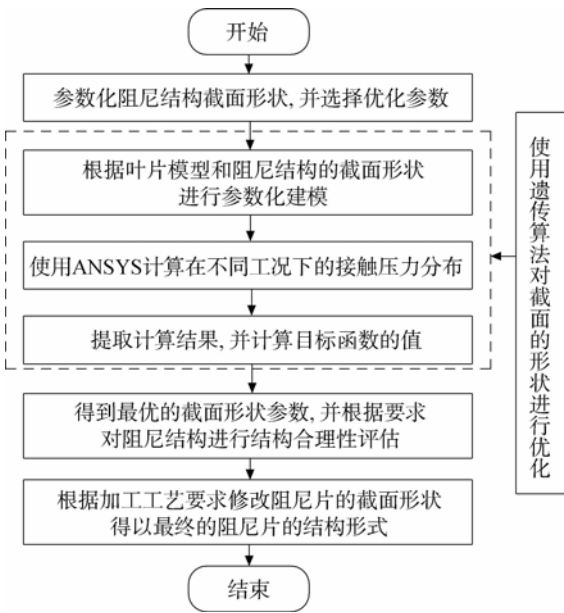


图 8 阻尼结构截面形状优化流程

Fig. 8 Section shape optimization process of damper

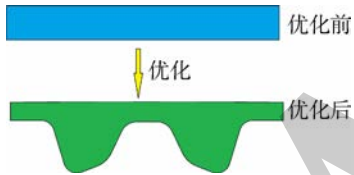


图 9 阻尼结构优化前后截面形状

Fig. 9 Section shape of the damper before and after optimization

间的贴合,接触应力均匀分布。优化后的阻尼结构形式较原始结构变化幅度较大,不规则凸起的产生使得接触应力均匀分布,从而有效地降低最大接触应力。由于此算例只是用于验证结构设计方法的可行性,因此采用的叶片模型与缘板阻尼结构模型均为简化过后的机理研究模型,并非真实叶片模型。工程应用中,受空间相对位置、安装形式、加工工艺等多方面因素的限制,需要在优化的过程中针对特定的叶片结构进行合理的分析并增加相应的约束条件,从而满足工程需求。

优化前后阻尼结构在不同模拟转速工况下接触面的应力分布如图 10 所示,可见,优化后的阻尼结构在不同的工况下,接触面接触应力的分布得到了明显改善。通过对比工况 3 下表面接触应力分布可知,优化前阻尼结构截面右侧有较大的接触应力集中,优化后截面形状使其右侧接触面的接触面积变大,最大接触应力降低,改善了接触应力分布的均匀程度。

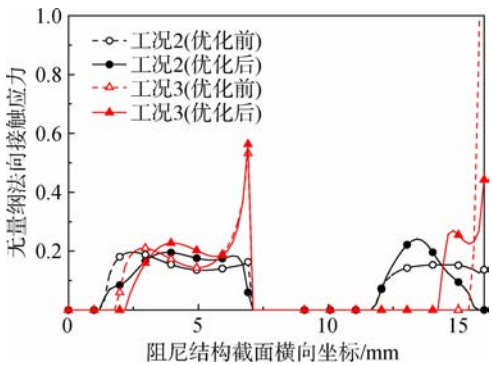


图 10 阻尼结构优化前后表面接触应力分布情况
Fig. 10 Contact stress distribution of the damper before and after optimization

5 结 论

应对工程设计需求,建立了缘板阻尼结构的设计流程和优化方法,并给出了结构设计合理性的评估参数。某薄片式缘板阻尼结构的优化结果表明,通过优化阻尼结构截面形状,可改善接触应力的均匀程度,提高实际有效接触面积,实现在多个停留转速工况下更好地贴合状态,从而起到更好的振动抑制效果。

参考文献:

[1] ZHANG Dayi, MA Yanhong, HONG Jie, et al. Failure analysis of turbine blades in a small turbofan engine through dynamical study[J]. Journal of Vibration Engineering and Technologies, 2014, 2(2): 127-139.

[2] 陈璐璐, 张大义, 文敏, 等. 带凸肩风扇叶片振动特性及设计方法研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1389-1394.

CHEN Lulu, ZHANG Dayi, WEN Min, et al. Dynamical effects of shrouds on fan blade vibration and its corresponding design method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(9): 1389-1394. (in Chinese)

[3] 李琳, 刘久周, 李超. 航空发动机中的干摩擦阻尼器及其设计技术研究进展[J]. 航空动力学报, 2016, 31(10): 2305-2317.

LI Lin, LIU Jiuzhou, LI Chao, et al. Review of the dry friction dampers in aero-engine and their design technologies [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2305-2317. (in Chinese)

[4] PETROV E P, ZACHARIADIS Z, BERETTA A, et al. A study of nonlinear vibrations in a frictionally-damped turbine bladed disc with comprehensive modelling of aerodynamic effects[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 135(3): 1239-1251.

[5] 单颖春, 郝燕平, 朱梓根, 等. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 218-223.

SHAN Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen, et al. Appli-

cation and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)

[6] 吴向宇, 韩绪军, 张海洋, 等. 高压涡轮工作叶片缘板阻尼结构设计分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(6): 1376-1381.

WU Xiangyu, HAN Xujun, ZHANG Haiyang, et al. Analysis and design of platform damper construction for high pressure turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(6): 1376-1381. (in Chinese)

[7] ZUCCA S, GOLA M, FIRrone C M. Coupled static/dynamic modeling of wedge dampers for turbine blades[R]. ASME Paper GT2010-23466, 2010.

[8] PETROV E P. Direct parametric analysis of resonance regimes for nonlinear vibrations of bladed disks[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(3): 495-502.

[9] GIRIDHAR R K, RAMAIAH P V, KRISHNAIAH G, et al. Gas turbine blade damper optimization methodology [J]. Advances in Acoustics and Vibration, 2012, 2012: 316761. 1-316761. 13.

[10] PANNING L, SEXTRO W, POPP K. Optimization of the contact geometry between turbine blades and underplatform dampers with respect to friction damping[R]. ASME Paper GT2002-30429, 2002.

[11] ZHANG Dayi, FU Jianwei, ZHANG Qicheng, et al. An effective numerical method for calculating nonlinear dynamics of structures with dry friction: application to predict the vibration response of blades with underplatform dampers [J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 88(1): 223-237.

[12] SCHWARZMANN R A, LILLIBRIDGE H J. Blade to blade vibration damper; US4455122[P]. 1984-06-19.

[13] DIETZ P W, STECKLE C E, CORSMIEIER R J. Turbine blade damper; US5369882[P]. 1994-12-06.

[14] LEFEBVRE E, CAUCHETEUX M, DURDEVIC G. Turbomachine vane damper; EP1985810[P]. 2010-06-09.

[15] CSABA G. Forced response analysis in time and frequency domains of a tuned bladed disk with friction dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 214(3): 395-412.

[16] PANNING L, SEXTRO W, POPP K. Spatial dynamics of tuned and mistuned bladed disks with cylindrical and wedge-shaped friction dampers[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(3): 219-228.

[17] KENAN Y, DAVID J, ANTHONY B. Underplatform dampers for turbine blades; theoretical modeling, analysis, and comparison with experimental data[R]. ASME Paper 99-GT-335, 1999.

[18] LAXALDE D, THOUVEREZ F, SINOUE J J, et al. Qualitative analysis of forced response of blisks with friction ring dampers[J]. European Journal of Mechanics: A Solids, 2007, 26(4): 676-687.

[19] 付俭伟. 航空发动机叶片缘板阻尼结构设计方法[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2017.

FU Jianwei. Structural design method of underplatform damper for aeroengine blades[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)

[20] 张大义, 洪杰, 马艳红, 等. 高结构效率的斜流压气机结构设计[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 866-871.

ZHANG Dayi, HONG Jie, MA Yanhong, et al. Novel structural design of mixed-flow compressor with high structural efficiency [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 866-871. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)