

航空发动机承力结构系统阻尼减振设计方法

章 健¹, 马艳红^{1,2}, 王永锋¹, 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. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 10019)

摘 要: 针对典型高推质比涡扇发动机承力结构系统, 提出了干摩擦阻尼减振的结构振动控制方法: 在不损失支承刚度的前提下, 于承力结构上设计具有动力吸振作用的干摩擦阻尼器, 增强转子支承结构系统在宽频域内的阻尼特性, 实现在工作转速频率内对承力结构振动响应的有效控制。通过理论分析和仿真计算, 确定了干摩擦阻尼器结构特征及摩擦接触条件对减振效果的影响规律, 并提出了承力结构阻尼减振的设计思路与流程。结果表明: 干摩擦阻尼器可通过接触摩擦消耗承力框架的振动能量, 合理设计阻尼器的摩擦因数和爪宽将进一步优化减振效果, 算例中轴承座局部共振幅值衰减超过 1 个量级。

关 键 词: 涡扇发动机; 承力结构; 振动控制; 干摩擦阻尼; 机械阻抗

中图分类号: V232.6

文献标志码: A

Damping design technology of aero-engine supporting structure system

ZHANG Jian¹, MA Yanhong^{1,2}, WANG Yongfeng¹, HONG Jie^{1,2}

(1. School of Power and Energy Engineering,

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

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: The vibration control method with dry friction damping was put forward for the supporting structure system in high thrust-mass ratio turbofan engine. A dry friction damper with vibration absorption function was designed to enhance the damping characteristic of the supporting structure without loss of stiffness, and achieve vibration response control for the system. Influences of friction contact characteristic and dry friction damper structure characteristic on the damping effect were acquired in theoretical analysis and simulation calculation, and the damping design flow for supporting structure was presented. Results exhibited that vibration response was attenuated with the dry friction damper, and the damping effect could be optimized with reasonable design of friction coefficients and claw's width, which helped attenuate resonance amplitude of bearing house by more than one order in the example.

Key words: turbofan engine; supporting structure; vibration control; dry friction; mechanical impedance

先进高推质比、高功质比涡扇发动机转子承力结构设计愈发轻质化, 更多地使用薄壁板壳结

构, 具有复杂而密集的振动模态^[1]。同时承力结构在工作中承受多种振动载荷(如转子不平衡激

收稿日期: 2019-04-29

作者简介: 章健(1994—), 男, 硕士生, 主要研究方向为航空发动机整机振动控制。

引用格式: 章健, 马艳红, 王永锋, 等. 航空发动机承力结构系统阻尼减振设计方法[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 2440-2447.
ZHANG Jian, MA Yanhong, WANG Yongfeng, et al. Damping design technology of aero-engine supporting structure system[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(11): 2440-2447.

励、传动齿轮啮合的机械激励等),具有复杂的振动响应特征^[2]。在多频交互激励的振动环境下,承力结构自身以及分布其上的管路附件系统易发生变形、裂纹甚至疲劳破坏。另外,承力结构损伤变形会引起转子支承不同心、附加不平衡量突增、发动机振动增大,承载结构力学特性的改变必将影响转子动力特性的稳健。因此需要针对承力结构发展有效的振动控制方法,减少转静件及静子部件之间的振动能量传播,降低整机振动水平。

目前,关于航空发动机承力结构系统振动控制方法的研究较少。马艳红等^[3-4]针对涡轴发动机涡轮级间支承结构隔振设计问题,提出了加大相邻部件之间刚度-质量分布差异可有效避免振动耦合的设计思想。洪杰等^[5]基于承力框架结构与力学特征对系统刚度/质量分布进行了优化,并通过仿真计算和振动试验验证了采用承力结构刚度/质量非连续设计方法可提高系统机械阻抗,降低结构的振动响应。上述方法均从设计级出发,对承力结构本身采用周期性、非连续性等设计手段,实现结构隔振性能增强和振动控制。而对于具有确定结构特征的承力部件,其振动响应抑制方法主要有动力吸振和阻尼减振两种^[6];前者在局部振动较大的位置施加弹性元件,吸收特定频率或频段的振动能量,减少外传振动;后者在传力路线上施加阻尼结构,通过振动位移产生附加阻尼力降低振动响应。利用干摩擦元件的摩擦耗能机制来降低结构的振动水平是一种非常有效的阻尼减振措施,在航空发动机转子振动控制、叶片颤振抑制方面有较多应用^[7]。而对于承力系统,其振动变形相对较小,产生的摩擦阻尼力较弱,干摩擦阻尼减振的应用较少。因此,设计具有动力吸振作用的干摩擦阻尼器,通过结构优化使干摩擦阻尼器共振频率与激励频率范围接近,增大干摩擦阻尼器的振动变形和摩擦阻尼力,增强干摩擦阻尼器的减振能力,在航空发动机承力结构振动控制方法研究中具有一定的工程价值。Hartog^[8]率先开展对干摩擦减振问题的研究,但模型中忽略了接触面从黏滞到产生滑动过程中存在着弹性变形的过渡阶段,不能准确估计摩擦阻尼的减振效果。Goodman等^[9]考虑了接触面的刚度,并对带缘板阻尼块的叶片振动响应进行了计算,与试验结果符合较好。此后人们研究发现摩擦运动过程中存在着滑动、黏滞、黏-滑、甚至分离等多种接触状态,阻尼系统在数学上具有强的非线性特征。Griffin等^[10-11]、单颖春等^[12]先后对干摩擦

阻尼器在航空发动机叶片减振中的应用、模型简化方法、非线性系统计算分析方法以及干摩擦阻尼器结构参数的优化方法进行了综述。史亚杰等^[13-14]、洪杰、陈璐璐等^[15-16]将时频转换算法与轨迹跟踪法、动柔度法相结合,实现了对叶片凸肩干摩擦阻尼问题的仿真计算。上述工作的研究对象主要为转子干摩擦阻尼减振,但其摩擦模型、计算方法对于分析干摩擦阻尼器在承力结构中的应用同样具有参考意义。

本文在对先进航空发动机承力框架结构及其振动特性分析的基础上,提出一种弹片局部共振-干摩擦阻尼器,在不损失承力结构支承刚度的前提下,增强其结构阻尼及机械阻抗,从而降低结构振动响应,实现在宽频激励下对承力结构振动影响的有效控制。在研究中建立干摩擦阻尼器-承力结构振动特性分析力学模型,对干摩擦阻尼在转子-承力结构系统振动控制中应用的有效性进行理论分析和仿真计算验证。

1 承力框架-干摩擦阻尼器结构特征

现代高推质比涡扇发动机涡轮直径相对较小,低压涡轮级数较少,为避免挤压油膜阻尼器带来的转静件间隙变化影响涡轮效率,低压转子后支点常采用刚性支承。如图 1 所示,典型高推质比涡扇发动机低压转子后支点为无挤压油膜的刚性支承结构,支点动载荷通过一体式轴承座传入涡轮后承力框架^[17]。其中涡轮后承力框架中各部件(承力外机匣、承力辐板和承力内环)以及锥壳形轴承座均为薄壁结构,固有频率较低,在转子不平衡激励作用下易发生局部振动,导致结构系统支承刚度下降和振动响应突增。为保证在转子工作转速范围内承力框架不出现过大的振动响应,在轴承座上安装干摩擦阻尼器,三维结构如图 2 所示。

干摩擦阻尼器为爪状弹片结构,安装在轴承

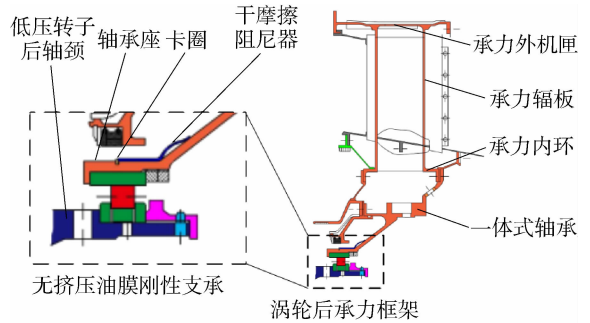


图 1 带干摩擦阻尼器的涡轮后承力框架结构示意图^[17]
Fig. 1 Diagram of turbine frame with dry friction damper^[17]

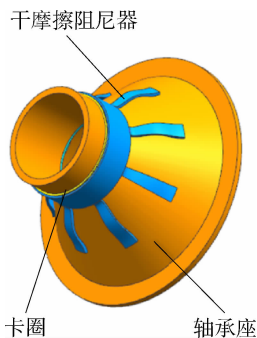


图 2 干摩擦阻尼减振结构实体模型
Fig. 2 Solid model of dry friction damper

座外侧锥壳弯折位置,通过卡圈进行轴向定位。通过对弹片结构进行设计,使其固有频率与支点动载荷激振频率相近,工作过程中大部分振动能量将集中在弹片上;之后阻尼弹片与轴承座之间将产生相对运动,通过干摩擦将振动能量耗散。这样,转子向承力框架传递的振动能量将大大减少,承力结构的振动响应也将降低。

2 干摩擦阻尼机理与动力学模型

2.1 干摩擦阻尼模型

为准确描述干摩擦阻尼结构接触面上摩擦力与相对位移之间的数学关系,需建立干摩擦阻尼的理论模型,主要包括整体滑动模型和部分滑动模型。前者假设接触面上所有点的变形和压力都是均匀的,将接触面的运动与受力状态通过一个点来描述,适用于法向压力较小或接触面较小的情况;后者使用多个接触点来描述接触面的特性,振动过程中部分接触点发生滑移、而其他接触点仍保持黏滞状态,这种模型在数值计算和分析方面都复杂得多。本文主要应用整体滑动模型对干摩擦阻尼系统振动响应进行求解。

现将接触点间的相对运动分解成为接触面内的切向(x 向)运动分量和垂直于接触面的法向(y 向)运动分量。面内切向运动引起接触面的黏滞、滑移摩擦现象,并通过摩擦耗能对系统减振;法向运动将改变接触面正压力,甚至可能导致接触面的分离。对应地,接触点间的相互作用力包括两部分:接触面内的非线性黏-滑摩擦力 $F_{nl}(t)$ 和垂直于接触面的法向正压力 $N(t)$ 。

假设点 a 、 b 为接触面上的对应接触对,其切向位移和法向位移分别为 (x_a, y_a) 、 (x_b, y_b) ,接触点间相对位移 Δx 、 Δy 可表示为

$$\Delta x = x_a - x_b, \quad \Delta y = y_a - y_b \quad (1)$$

则接触面上正压力、摩擦力与相对位移之间的关系分别可表达为

$$N(t) = \begin{cases} N(0) + k_n \Delta y & \text{接触} \\ 0 & \text{分离} \end{cases} \quad (2)$$

$$F_{nl} = \begin{cases} k_d \Delta x & \text{黏滞} \\ \text{sgn}(\dot{\Delta x}) \mu N(t) & \text{滑移} \\ 0 & \text{分离} \end{cases} \quad (3)$$

式中 $N(0)$ 为接触面上的初始正压力, k_n 、 k_d 为分别为接触面上法向、切向接触刚度, μ 为摩擦因数。

根据迟滞摩擦模型可获得各接触状态的转换条件

$$\begin{cases} |F_{nl}(t)| = \mu N(t) & \text{黏滞} \rightarrow \text{滑移} \\ \text{sgn}(\dot{\Delta x}) F_{nl}(t + \Delta t) = \mu N(t + \Delta t) & \text{滑移} \rightarrow \text{黏滞} \\ N(0) + k_n \Delta y(t) = 0 & \text{接触} \leftrightarrow \text{分离} \end{cases} \quad (4)$$

干摩擦阻尼系统振动分析属于接触动力学分析,截面状态取决于结构振动,而结构振动响应事先无法确定,因此需在计算中迭代求解非线性接触载荷。

2.2 承力结构系统等效动力学模型

针对安装干摩擦阻尼器前后的承力结构系统建立等效动力学模型,如图 3 所示。其中 m_1 、 k_1 分别为承力结构系统的质量和等效刚度,在支点载荷 $F_1(t)$ 的作用下存在振动响应 $z_1(t)$,其中 P 和 ω 分别为激励载荷的幅值和频率。安装干摩擦阻尼器后,干摩擦阻尼器会带来附加质量 m_2 、安装刚度 k_2 。并且根据文献[12]研究发现,接触界面摩擦会对系统产生附加的等效刚度和等效阻尼 k_{eq} 、 c_{eq} ,当系统发生振动时,干摩擦阻尼器将通过干摩擦耗散振动能量,降低承力结构系统的振动响应。

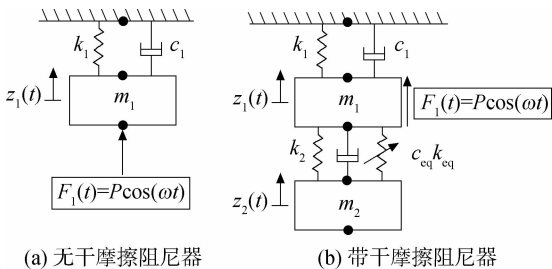


图 3 承力结构系统等效动力学模型
Fig. 3 Equivalent dynamic model of supporting structure system

对于承力结构系统等效单自由度动力学模型,其振动方程为

$$m_1 \ddot{z}_1 + c_1 \dot{z}_1 + k_1 z_1 = F_1(t) \quad (5)$$

加入干摩擦阻尼器后,系统振动方程为

$$\mathbf{M}_{\text{eq}} \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \mathbf{C}_{\text{eq}} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} + \mathbf{K}_{\text{eq}} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \mathbf{f} \quad (6)$$

式中 $\mathbf{M}_{\text{eq}}$ 、 $\mathbf{C}_{\text{eq}}$ 、 $\mathbf{K}_{\text{eq}}$ 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵, $\mathbf{f}$ 为载荷向量,有

$$\mathbf{M}_{\text{eq}} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{\text{eq}} = \begin{bmatrix} c_1 + c_{\text{eq}} & -c_{\text{eq}} \\ -c_{\text{eq}} & c_{\text{eq}} \end{bmatrix}$$
$$\mathbf{K}_{\text{eq}} = \begin{bmatrix} k_1 + k_{\text{eq}} + k_2 & -k_{\text{eq}} - k_2 \\ -k_{\text{eq}} - k_2 & k_{\text{eq}} + k_2 \end{bmatrix},$$
$$\mathbf{f} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

根据文中第 2.1 小节中的分析可知,干摩擦阻尼器带来的等效刚度 k_{eq} 和等效阻尼 c_{eq} 具有非线性特征,其值与摩擦界面的法向相对位移 Δy 和法向正压力 $N(t)$ 相关。而在动力学模型中对摩擦界面进行简化,移除了法向和切向的自由度,仅保留承力结构和干摩擦阻尼器的横向位移 z_1 、 z_2 。这里为便于分析,假设接触界面法向相对位移与动力学模型中横向相对位移 Δz 成比例,即为

$$\Delta y = \lambda \Delta z = \lambda(z_2 - z_1) \quad (8)$$

式中 λ 为位移比例因子。因此接触面法向正压力可表示为

$$N(t) = N(0) + k_n \Delta y = N(0) + k_n \lambda(z_2 - z_1) \quad (9)$$

此时,干摩擦接触面上的摩擦力为

$$F_{\text{nl}}(t) = k_{\text{eq}}(z_2 - z_1) + c_{\text{eq}}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (10)$$

可见 $F_{\text{nl}}(t)$ 是相对位移 $z_2 - z_1$ 、相对速度 $\dot{z}_2 - \dot{z}_1$ 和时间 t 的函数。

2.3 谐波平衡与迭代解法

系统在周期激励作用下发生稳态周期振动时,接触面上的非线性摩擦力也具有周期性,且具有和外部激振力相同的基频。因此可将系统振动响应 $z(t)$ 和接触面摩擦力 $F_{\text{nl}}(t)$ 表示为傅里叶级数形式

$$z(t) = \sum_{h=0}^H \mathbf{Z}_h e^{jh\omega t}, \quad F_{\text{nl}}(t) = \sum_{h=0}^H F_{\text{nh}} e^{jh\omega t} \quad (11)$$

式中 $\mathbf{Z}_h$ 、 F_{nh} 分别为振动位移幅值向量和接触面摩擦力幅值第 h 次谐波分量。

进而获得接触面相对位移的傅里叶表达

$$\Delta Z_{\text{contact}} = \sum_{h=0}^H \mathbf{Z}_h \boldsymbol{\eta} e^{jh\omega t} \quad (12)$$

式中 $\boldsymbol{\eta}$ 为系统振动响应位移向量向接触面相对位幅值的转化向量,本例中 $\boldsymbol{\eta} = [-1, 1]$ 。

根据接触面的相对位移和相对速度,结合式(9)和式(10)求得接触面上的正压力 $N(t)$ 和摩擦力 $F_{\text{nl}}(t)$,再代入式(4)和式(3),判断接触面的接触状态,并获得干摩擦阻尼器带来的等效刚度 k_{eq} 和等效阻尼 c_{eq} 。

高次谐波成分影响较小,通常只考虑一次谐波提高计算效率,并具有足够精度^[18]。由此计算获得双自由度等效力学模型中,干摩擦阻尼器的等效刚度和等效阻尼分别为

$$\begin{cases} k_{\text{eq}} = \frac{1}{\pi(Z_2 - Z_1)} \int_0^{2\pi} f_{\text{nl}}(\theta) \cos \theta d\theta \\ c_{\text{eq}} = -\frac{1}{\pi\omega(Z_2 - Z_1)} \int_0^{2\pi} f_{\text{nl}}(\theta) \sin \theta d\theta \end{cases} \quad (13)$$

式中 Z_1 、 Z_2 分别为周期振动位移响应幅值; θ 为相角。通过式(13)可将系统阻尼矩阵和刚度矩阵表达为系统振动位移响应的函数,即

$$\mathbf{K}_{\text{eq}} = \mathbf{K}_{\text{eq}}(z), \quad \mathbf{C}_{\text{eq}} = \mathbf{C}_{\text{eq}}(z) \quad (14)$$

从而获得具有非线性特征的系统振动方程。采用迭代法求解非线性振动方程的基本格式为

$$\mathbf{M}_{\text{eq}} \ddot{\mathbf{z}}_{n+1} + \mathbf{C}_{\text{eq}}^n \dot{\mathbf{z}}_{n+1} + \mathbf{K}_{\text{eq}}^n \mathbf{z}_{n+1} = \mathbf{f} \quad (15)$$

式中 n 为迭代步数。其思路为:①假设系统振动位移并求解获得第 n 步的刚度矩阵和阻尼矩阵;②求解有阻尼系统振动方程,获得第 $n+1$ 步的振动响应解;③考察振动响应是否收敛,若是则退出迭代,否则将第 $n+1$ 步的振动位移带入循环重新求解。

2.4 算例

现给定承力结构系统特征参数如表 1 所示,分别取激励载荷幅值 $P=10\,000\text{ N}$,接触面预压紧力(即初始正压力) $N(0)=2\,000\text{ N}$,对系统振动响应进行求解。

表 1 承力结构系统特征参数

Table 1 Parameters of supporting structure system

参数	数值
m_1/kg	50
$k_1/10^7\text{ (N/m)}$	5
$c_1/((\text{N} \cdot \text{s})/\text{m})$	300
$k_2/10^8\text{ (N/m)}$	1
m_2/kg	2
$k_d/10^7\text{ (N/m)}$	1
$k_n/10^8\text{ (N/m)}$	5
μ	0.3
λ	0.1

计算获得添加干摩擦阻尼器前后承力结构振动位移随激振频率变化的幅频曲线,如图 4 所示。可以看出:干摩擦阻尼器带来附加质量会使系统共振频率略微降低;而接触摩擦产生附加阻尼,将明显降低系统在共振区附近的振动响应。

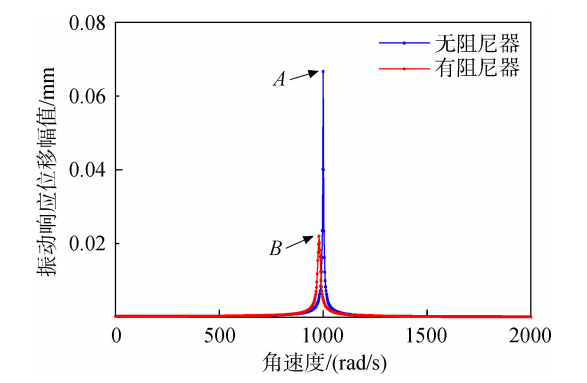


图 4 承力结构质心位置振动位移幅频曲线
Fig. 4 Amplitude-frequency curve of displacement response on centroid position of supporting structure

图 4 中点 A 和点 B 分别为添加干摩擦阻尼器前后系统的振动响应峰值点。为定量评估干摩擦阻尼器的减振性能,现定义共振幅值衰减率 κ

$$\kappa = \lg \frac{Z_A}{Z_B} \quad (16)$$

式中 Z_A 、 Z_B 分别为添加干摩擦阻尼器前后系统共振位移响应幅值。 κ 值越高,表明干摩擦阻尼器减振效果越好。

随着干摩擦阻尼器工作时间的延长,摩擦接触面会逐渐光滑,摩擦因数也会随之变化。现考察不同预压紧力条件下摩擦因数对干摩擦阻尼器减振性能的影响,如图 5 所示。可以发现:①预紧力过低时,接触界面易发生分离;预紧力过高,接触界面相对位移较低,两种条件下的摩擦阻尼效果较低。为使干摩擦阻尼器获得最佳的减振性

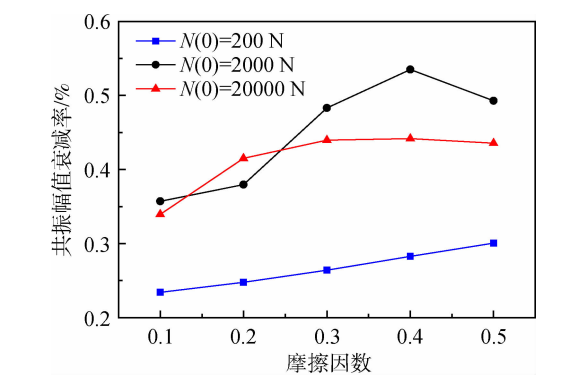


图 5 摩擦因数对振动衰减率的影响
Fig. 5 Effect of friction coefficient on vibration attenuation rate

能,应选择较为适中的预压紧力。②不同预压紧力条件下,共振幅值衰减率对摩擦因数变化的敏感度不同,在 2000 N 的预紧力作用下,振幅衰减率在摩擦因数为 0.3~0.5 范围内较为稳定,并且在摩擦因数为 0.4 时达到最大值。因此,为保证干摩擦阻尼器具有稳定的减振性能,应选取预压紧力在 2000 N 左右,摩擦因数在 0.4~0.5 之间。

3 承力结构阻尼减振设计方法

航空发动机复杂承力结构系统阻尼减振设计通过筛选优化干摩擦阻尼器结构特征参数和阻尼特性参数,使承力结构振动特性最优。如图 6 所示,将干摩擦阻尼器几何特征参数和摩擦面接触特征参数作为设计变量,调整干摩擦的阻尼特性,从而保证承力结构动态刚度、振动传递等力学特性良好。

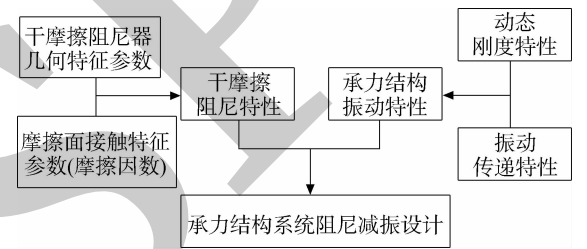


图 6 承力结构系统阻尼减振设计思路
Fig. 6 Concept design of damping for supporting structure system

本节针对图 1 所示的某典型高推质比涡扇发动机涡轮后框架,通过在轴承座外圈添加干摩擦阻尼器降低承力结构系统在支点动载荷作用下的振动响应,并通过优化设计干摩擦阻尼器的几何特征参数和摩擦面接触特征参数,提高承力框架的动态刚度特性与振动传递特性,验证在承力结构系统干摩擦阻尼减振的有效性和可行性。

3.1 仿真计算

如图 7 所示,建立承力结构系统实体有限元模型,计算分析不同载荷条件下承力框架的振动响应,并与不使用干摩擦阻尼器时承力框架的振动响应进行对比,验证干摩擦阻尼器具有良好的减振效果。有限元模型中承力框架材料设为高温合金 GH3652,具体部件材料属性如表 2 所示。干摩擦阻尼器与轴承座之间的接触摩擦因数设为 0.3。

为模拟承力框架实际工作状态,对承力外环前端面安装边施加全位移约束,其余结构为自由状态;在轴承座支点位置施加幅值为 1000 N 的径向简谐激励载荷,激振频率范围为 0~1000 Hz。计算结构系统振动响应,计算流程如图 8 所示,可

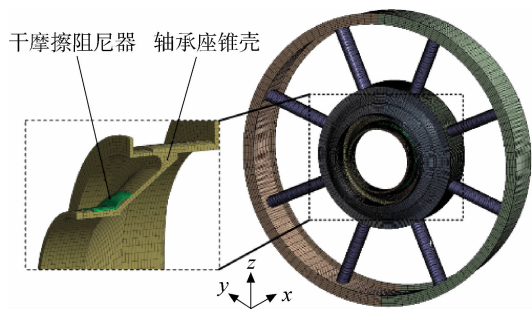


图 7 涡轮后承力框架有限元模型

Fig. 7 Finite element model of turbine frame

表 2 有限元模型材料参数

Table 2 Material parameters of finite element model

部件	密度/(kg/m ³)	弹性模量/GPa	泊松比
承力框架	8 440	205	0.308
干摩擦阻尼器	2 660	108	0.3

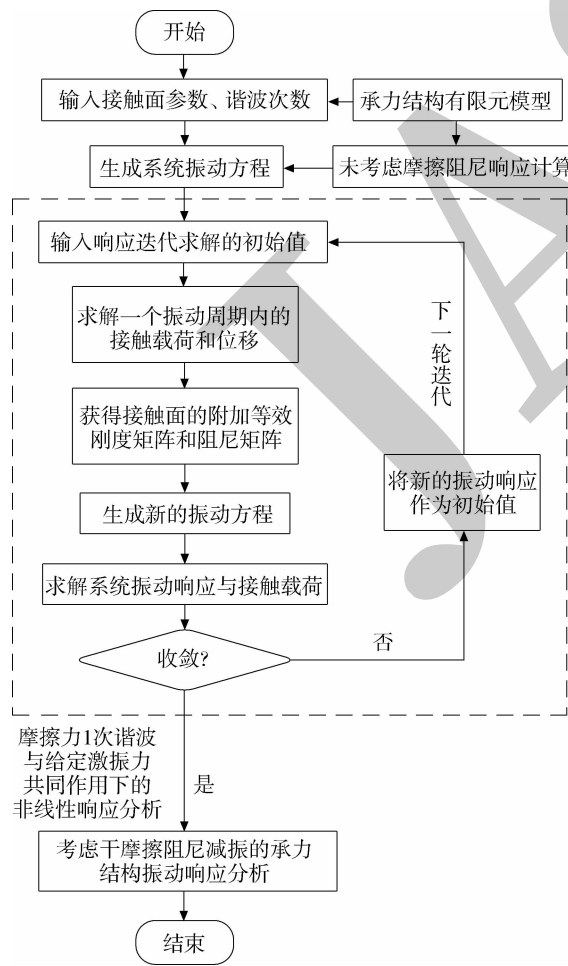


图 8 考虑干摩擦阻尼的承力结构振动响应计算流程

Fig. 8 Flowchart for response calculation of supporting structure with dry friction damper

分为以下两部分：

1) 在有限元模型中提取系统的质量、阻尼和刚度矩阵，形成振动方程，并在不考虑干摩擦的条件下计算系统振动响应。

2) 以上一步计算获得振动响应结果为初始条件，提取接触界面上的载荷与相对位移值，根据式(13)计算获得干摩擦带来的附加等效刚度和等效阻尼，将其引入系统振动方程，即获得系统的非线性振动方程式(15)，采用迭代法进行求解，最终获得考虑干摩擦阻尼的承力结构系统振动响应结果。

分别提取支点位置和涡轮机匣后安装边位置处的振动位移响应，计算得到不同激振频率下承力结构系统的支点动态刚度(激振力/支点位移响应)和支点至机匣的机械阻抗(激励力/机匣位移响应)，如图 9 和图 10 所示。

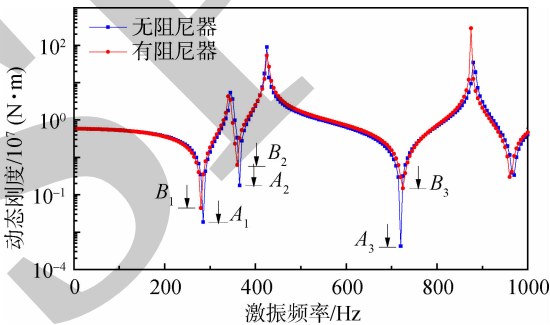


图 9 支点动态刚度幅频曲线

Fig. 9 Amplitude-frequency curves of dynamic stiffness on excitation

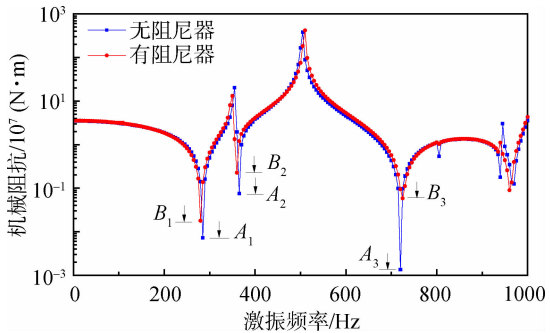


图 10 支点至机匣的机械阻抗幅频曲线

Fig. 10 Amplitude-frequency curve of mechanical impedance from excitation to outer case

根据仿真结果可知，承力结构系统在共振频率附近动态刚度和机械阻抗将产生大幅度衰减(点 $A_1 \sim A_3$)，使用干摩擦阻尼器可通过增加系统阻尼降低共振时结构系统的刚度损失(点 $B_1 \sim B_3$)。通过上述两模型仿真结果对比，进一步验证了干摩擦阻尼器具有良好的减振性能。

图 11 为承力框架的模态振型，计算相应共振

状态下支点和机匣的振动幅值衰减率,结果如表 3 所示。可以发现,当发生承力框架内环的整体振动时,使用干摩擦阻尼器虽然可以降低共振峰值,但振幅衰减率较低,仅在 0.3~0.5 之间。当发生轴承座的局部振动时,干摩擦阻尼器产生的振幅衰减率超过 1.5,减振效果更好。根据理论分析部分可知,干摩擦阻尼器通过接触面之间相互摩擦耗能减振。在承力结构中使用干摩擦阻尼器时,应将其设计在振动变形较大的位置,以保证工作过程中承力部件与干摩擦阻尼器接触面上存在较大的相对运动,从而使摩擦力消耗更多的振动能量。

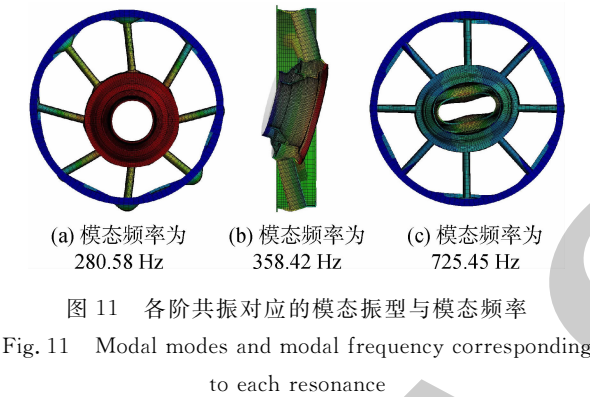


图 11 各阶共振对应的模态振型与模态频率
Fig. 11 Modal modes and modal frequency corresponding to each resonance

表 3 各阶共振的振动幅值衰减率			
Table 3 Vibration attenuation rate of each resonance			
共振阶次	内环整体 平动	内环整体 俯仰	轴承座 局部振动
模态频率/Hz	280.58	358.42	725.45
支点振动 幅值衰减率	0.32	0.44	1.55
机匣振动 幅值衰减率	0.39	0.48	1.82

涡扇发动机轴承座发生局部振动将导致轴承出现径向间隙,造成支点支承刚度损失和支承结构有害振动,影响涡扇发动机的正常工作,因此需要对支承结构进行减振、耗能设计。通过仿真结果可知,在轴承座外圈设计干摩擦阻尼器将有效降低轴承座局部振动时支点与承力部件的振动幅值,提高结构系统的动态刚度。

3.2 干摩擦阻尼特性优化

干摩擦阻尼减振性能主要受到干摩擦阻尼器自身结构特征和摩擦面接触特征影响,为使承力结构系统获得最优的振动衰减效果,需对干摩擦阻尼器的几何构形和接触界面进行优化。现分别选取爪状干摩擦阻尼器的爪宽 B 为结构特征参

数(如图 12 所示)、摩擦因数 μ 为界面接触特征参数,计算干摩擦阻尼器对承力结构系统产生的共振幅值衰减率 κ_i 随各特征参数的变化规律,结果如图 13 和图 14 所示。

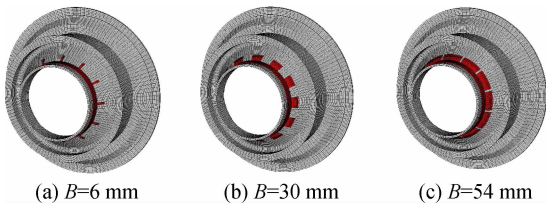


图 12 不同爪宽的干摩擦阻尼器结构
Fig. 12 Dry friction damper structure with different claw width

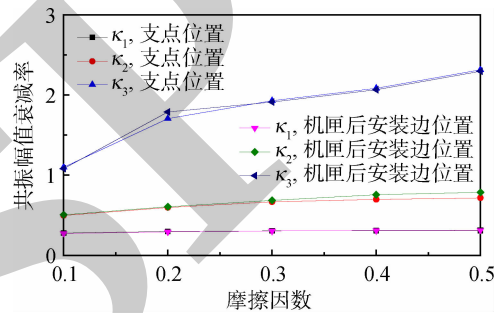


图 13 摩擦因数对共振幅值衰减率的影响
Fig. 13 Effect of friction coefficient on resonance amplitude attenuation rate

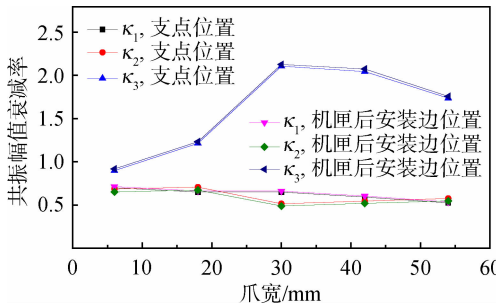


图 14 干摩擦阻尼器爪宽对共振幅值衰减率的影响
Fig. 14 Effect of claw width of dry friction damper on resonance amplitude attenuation rate

由图 13、图 14 可以发现:①轴承座局部振动对应的共振幅值衰减率对各参数的变化较为敏感,而整体振型对应的共振幅值衰减率随参数变化较低,并始终处于较低水平;②接触界面摩擦因数对共振幅值衰减率的影响具有正向单调特征,但不同区间的影响程度不同,当摩擦因数较低时,振幅衰减率对摩擦因数变化较为敏感,因此,为避免干摩擦阻尼器长期使用后摩擦界面表面粗糙度下降导致减振能力弱化,应选择摩擦因数在 0.3~

0.4 之间;③干摩擦阻尼器爪宽对共振幅值衰减率的影响具有阈值,需选择合适的宽度,既保证有足够的接触面积,还要求接触界面之间存在较大的相对运动摩擦。

4 结 论

本文针对复杂涡扇发动机承力结构系统,提出了使用干摩擦进行阻尼减振的设计方法,并通过理论分析和仿真计算验证了阻尼减振的有效性,为航空发动机承力结构系统振动控制提供思路和指导。得到主要结论如下:

- 1) 典型高推质比涡扇发动机后框架在受转子不平衡激励,在转速范围内存在多阶共振,采用干摩擦阻尼器可有效降低承力框架的共振幅值。仿真计算表明,轴承座局部共振时振幅衰减超过一个量级,内环部件整体共振时振幅衰减达到一半左右。
- 2) 干摩擦阻尼器减振效果受摩擦面接触特征和自身结构特征影响。在阻尼特性设计中,既要考虑减振性能对接触界面摩擦因数变化具有低的敏感性,还需要对干摩擦阻尼器几何特征参数进行改进以保证减振性能最优。

参考文献:

[1] 温登哲. 航空发动机机匣模型的若干动力学特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
WEN Dengzhe, Several dynamic characteristics of aero-engine case model[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015. (in Chinese)

[2] 尚伟钧,李明达. 复杂承载承力机匣的强度及疲劳寿命[J]. 航空动力学报,1988,3(4):361-364.
SHANG Weiyun, LI Mingda. Strength analysis and fatigue life prediction for load-bearing case of aeroengine under complex loading[J]. Journal of Aerospace Power, 1988, 3(4):361-364. (in Chinese)

[3] 马艳红,曹冲,李鑫,等. 涡轴发动机涡轮级间支承结构设计关键技术[J]. 航空发动机,2014,40(4):34-40.
MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Key design technology of mid turbine frame for turbo-shaft engine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4):34-40. (in Chinese)

[4] 马艳红,曹冲,李鑫,等. 航空发动机承力系统结构效率评估方法[J]. 航空动力学报,2016,31(2):274-281.
MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Assessment method of structural efficiency on bearing system in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2):274-281. (in Chinese)

[5] 洪杰,杨振川,王永锋,等. 航空发动机承力结构隔振设计方法及试验[J]. 北京航空航天大学学报,2019,45(1):10-17.
HONG Jie, YANG Zhenchuan, WANG Yongfeng, et al. Vibration isolation design technology of aero-engine supporting structure and experiment[J]. Journal of Beijing

University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(1): 10-17. (in Chinese)

[6] 陆泽琦,陈立群. 非线性被动隔振的若干进展[J]. 力学学报,2017,49(3):550-564.
LU Zeqi, CHEN Liqun. Some recent progresses in nonlinear passive isolations of vibration[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2017, 49(3):550-564. (in Chinese)

[7] 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. 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)

[8] HARTOG J P D. Forced vibration with combined Coulomb and viscous friction[J]. Transactions of ASME, 1931, 53(9):107-115.

[9] GOODMAN L E, KLUMMP J H. Analysis of slip damping with reference to turbine blade vibration[J]. Journal of Applied Mechanics, 1956, 23(2):421-429.

[10] GRIFFIN J H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engineering airfoils[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(2):329-333.

[11] GRIFFIN J H, MENQ C H. Friction damper of circular motion and its implications to vibration control[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(2):225-229.

[12] 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.
SHANG Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen, et al. Application and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3):218-223. (in Chinese)

[13] SHI Yajie, HONG Jie, SHAN Yingchun, et al. Forced response analysis of shrouded blades by an alternating frequency/time domain method[R]. ASME Paper GT2006-90595, 2006.

[14] 史亚杰,单颖春,朱梓根. 带凸肩叶片非线性振动响应分析[J]. 航空动力学报,2009,24(5):1158-1165.
SHI Yajie, SHANG Yingchun, ZHU Zigen. Analysis of nonlinear response of shrouded blades system[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5):1158-1165. (in Chinese)

[15] HONG Jie, CHEN Lulu, MA Yanhong, et al. Design methods of friction damping at blade-disk joints[R]. ASME Paper GT2009-5951, 2009.

[16] 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)

[17] 洪杰,马艳红,张大义. 航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2014.

[18] CIGEROGLU E, AN N, MENQ C H. A microslip friction model with normal load variation induced by normal motion[J]. Nonlinear Dynamics, 2007, 50(3):609-626.