

柔性转子动力学特性及支承结构安全性设计

刘 棣^{1,2}, 李 超¹, 马艳红¹, 洪 杰¹

(1. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘要: 叶片飞失极限状态下, 航空发动机转子系统承受冲击载荷和大不平衡载荷, 载荷通过转子结构传递到支承结构, 对支承结构造成严重损伤。从安全性的角度看, 需要对航空发动机轴承-支承结构在极限载荷下的承载能力进行有效的定量评估。提出一种新型缓冲阻尼支承结构, 通过对支点刚度突降和高阻尼设计, 实现在止推轴承支点处大幅降低横向冲击载荷的影响。建立考虑支承结构刚度突变和阻尼特性的转子系统动力学方程, 并计算突加不平衡激励下, 转子系统支点动载荷分布的变化规律。结果表明: 通过优化设计支点刚度和阻尼参数, 缓冲阻尼支承结构, 能够有效降低突加不平衡激励下止推滚珠轴承的支点动载荷, 提高支承结构的安全性。

关键词: 突加不平衡激励; 柔性转子; 动力特性; 支承结构; 安全性设计; 止推滚珠轴承; 航空发动机

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.02.008

Aeroengine Flexibility Rotor Dynamics and Support Structure Safety Design

LIU Di^{1,2}, LI Chao¹, MA Yan-hong¹, HONG Jie¹

(1. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In the extreme condition (fan blade off), the aeroengine rotor system was subjected to huge loads (such as impact loads, large unbalanced loads), causing serious damage to the support structure. From the perspective of safety, it was necessary to design the support structure to ensure the capacity of windmill operation under extreme loads. A new type of buffer-damp support structure was proposed. The dynamic equation of the rotor system considering the buffer-damp support structure was established. The numerical integration method was used to calculate the dynamic characteristics of the rotor system with buffer-damp support structure. The results show that the buffer-damp support structure can effectively reduce the support dynamic load for the rotor system under sudden-unbalanced excitation, which is an effective design of support structure safety.

Key words: sudden unbalanced excitation; flexible rotor; dynamic characteristics; support structure; safety design; thrust ball bearing; aeroengine

0 引言

小涵道比涡扇发动机具有高负荷、高转速、轻量化特征, 在遭遇叶片飞失、外物打伤等恶劣工况时, 支承结构的安全性问题成为决定航空发动机生存能力的关键^[1-2]。叶片飞失瞬时转子冲击和减速过临界会对支承结构产生巨大载荷, 严重威胁支承结构的承载能力, 有必要研究叶片飞失背景下支承结构的安全性问题。

针对极限载荷下转子系统支承结构载荷分析, 彭

刚^[3]建立了大涵道比悬臂转子模型, 揭示转子受到持续的冲击、碰摩作用过程中, 转子振动响应和轴承支反力响应特征; 洪杰等^[4]通过试验证明了突加不平衡瞬时具有显著冲击效应, 转子系统瞬态振动响应加剧; 刘璐璐等^[5]根据大涵道比涡扇发动机的结构特征, 设计了模拟叶片丢失的转子试验台, 研究了发动机叶片丢失后整机结构响应与载荷传递规律; 陈雪莲等^[6]模拟了叶片脱落对转子-盘片系统振动响应的影响; Wang 等^[7-8]通过理论和试验, 分析了关键参数对突

收稿日期: 2020-09-10 基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0011-0048, 2017-VII-0010-0104, 2017-I-0008-0009)资助

作者简介: 刘棣(1996), 男, 硕士, 研究方向为航空发动机结构设计; E-mail: 1625263304@qq.com。

引用格式: 刘棣, 李超, 马艳红, 等. 柔性转子动力学特性及支承结构安全性设计[J]. 航空发动机, 2021, 47(2): 45-51. LIU Di, LI Chao, MA Yanhong, et al. Aeroengine flexibility rotor dynamics and support structure safety design[J]. Aeroengine, 2021, 47(2): 45-51.

加不平衡激励下转子系统的影响规律,为支承结构安全性设计奠定了理论基础;Sinha等^[9]分析了风扇叶片丢失对转子系统各支点的影响规律,结果表明靠近风扇的支点影响最大,其载荷的峰值远大于其他支点;曹宏瑞等^[10]进一步揭示叶片飞失极限载荷下转子系统支承结构的轴承破坏机理;针对支承结构安全性设计策略,Daniel G P^[11]通过调整支点位置、数目,选取合适的轴承及优化支承结构布局,改善支承结构刚度特性,达到控制支点动载荷及优化转子动力特性的目的;Kastl J A等^[12]通过采用瞬断结构,使支承结构在大冲击或大不平衡载荷下完全或部分破坏,降低转子某个支承的刚度,降低转子临界转速,保证支承结构的承载能力;Keven G^[13]通过轴承-支承结构承力锥壳的锥角参数优化,控制支承结构角向和径向刚度,降低转子弯曲变形对轴承接触角变化的影响;Jadc-zak E J^[14]在轴承中设计一种缓冲介质,起到阻尼减振作用,降低轴承所受载荷。

上述针对极限载荷下转子系统的动力特性分析主要集中在叶片飞失瞬时产生的冲击载荷对转子的影响方面,针对大不平衡量下转子减速过临界的研究较少。此外针对支承结构的安全性设计大多为定性分析,针对支承结构定量评估相关研究较少;且研究对象主要针对大涵道比发动机,对于小涵道比(高推重比)发动机支承结构的安全性研究较少,由于大、小涵道比发动机的结构特征存在差异,导致转子系统具有不同的力学特性,进而对支点载荷产生不同的影响,因此有必要针对高推重比发动机进行动力特性分析和支承结构安全性设计。本文主要针对高推重比发动机多支点柔性转子在突加不平衡激励不同时段下的支承结构响应问题,建立具有结构几何特征的转子力学模型,分析关键参数对支点动载荷的影响规律,并提出一种适用于止推轴承安全性的支承结构。

1 转子系统动力学分析

根据高推重比航空发动机结构特征,建立多支点柔性转子模型,并得到突加不平衡激励过程柔性转子的运动学方程,为转子系统的瞬态响应分析提供理论支撑。

1.1 多支点柔性转子模型

典型高推重比涡扇发动机柔性转子结构(如图1所示)由风扇和涡轮2部分组成,二者通过涡轮轴传

递扭矩、轴向力、径向力以及弯矩;涡轮轴抗弯截面小、轴向尺寸大,整体抗弯刚度较差。风扇转子部分主要由轮盘、鼓筒和前后轴颈组成,通过前后2个支点支承,提高径向刚度。考虑小涵道比发动机低压转子结构特征建立柔性转子动力学模型,如图2所示。图中,风扇轮盘质量 $m_c=120$ kg、风扇轮盘极惯性矩 $J_{c_p}=8$ kgm²、风扇轮盘直径惯性 $J_{c_d}=4$ kgm²、涡轮轮盘质量 $m_t=100$ kg、涡轮轮盘极惯性矩 $J_{t_p}=4$ kgm²、涡轮轮盘直径惯性矩 $J_{t_d}=2$ kgm²、杨氏模量 $E=210$ GPa、泊松比 $\varepsilon=0.3$ 、密度 $\rho=7800$ kg/m³、结构阻尼比 $\xi=0.1$ 。

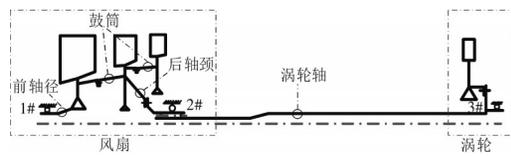


图1 高推重比低压转子结构

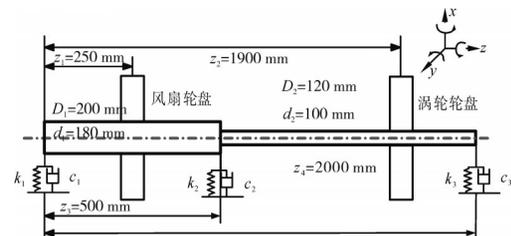


图2 柔性转子动力学模型

1.2 突加不平衡激励

本文所描述的突加不平衡激励是指转子系统发生从叶片飞失到减速至风车状态的整个瞬态激励过程,包含叶片飞失瞬时的冲击激励、减速过临界时的大不平衡激励。对于正常工作的柔性转子支承系统,在高精度加工和动平衡技术下认为轮盘质心与形心重合,即偏心距 $e=0$;叶片飞失后的叶盘结构发生突变使得偏心距 $e \neq 0$,此外在停车过程中转子转速随时间变化使得转子的角加速度 $\ddot{\varphi} \neq 0$,并使转子系统受到由角加速度所引起的切向惯性载荷激励。突加不平衡激励^[15]为

$$P(t) = \begin{cases} \{0, 0\}^T & t < t_{\text{blade-off}} \\ m_e e \{ \ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi, \\ -\ddot{\varphi} \cos \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin \varphi \} & t \geq t_{\text{blade-off}} \end{cases} \quad (1)$$

式中: m_e 为叶片飞失后的叶盘质量; φ 为叶盘相角; $t_{\text{blade-off}}$ 为发生叶片飞失的时刻。

1.3 运动学方程

考虑转子支承系统的突加不平衡载荷激励,得到

转子的动力学方程

$$M\ddot{q} + (C + G)\dot{q} + Kq = P(t) \quad (2)$$

式中: M 、 G 、 C 、 K 、 $P(t)$ 分别为转子系统质量矩阵、陀螺矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵、激振力向量;矩阵 C 仅包含转子的结构阻尼,用瑞利阻尼表示 $C(t) = \tilde{\alpha}M + \tilde{\beta}K$,其中 $\tilde{\alpha}$ 和 $\tilde{\beta}$ 通过文献[16]得到。

2 转子系统瞬态响应

通过求解柔性转子运动学方程(2),得到不平衡分布(风扇或涡轮轮盘发生不平衡)对支点载荷的影响规律,为支承结构安全性设计策略和缓冲阻尼模型的建立提供理论支撑。

2.1 突加不平衡激励物理过程

突加不平衡激励过程为瞬态过程,根据不同时间段的激励特性,将柔性转子应激响应的物理过程分为冲击、减速、风车 3 个阶段^[6]。冲击阶段所占时间为 $10^{-3} \sim 10^{-1}$ s,转子受到冲击激励,冲击载荷通过转子传递到支承结构可能会造成支承结构损伤^[17];减速阶段所占时间为 $10^{-1} \sim 10^1$ s,柔性转子经过临界转速时,临界转速点对应的支点载荷突增;风车阶段所占时间为 $10^1 \sim 10^3$ s,转子转速低,支点载荷较小。结合工程应用建立转速随时间的变化曲线,如图 3 所示。从图中可见,设定工作转速为 9600 r/min,转子在 0 时刻发生叶片飞失,在 $t_1=1$ s 时转子开始做匀减速运动,在 $t_2=4.5$ s 时转子达到风车转速 3200 r/min,约为最大转速的 1/3^[6],并在该转速下维持 0.5 s。

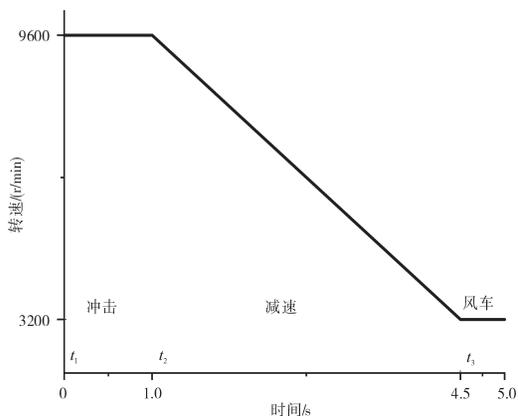
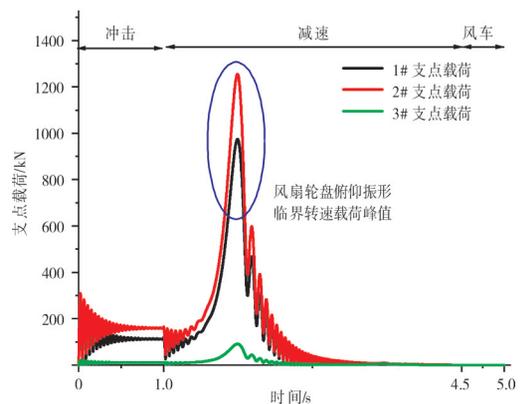


图 3 转速随时间变化过程

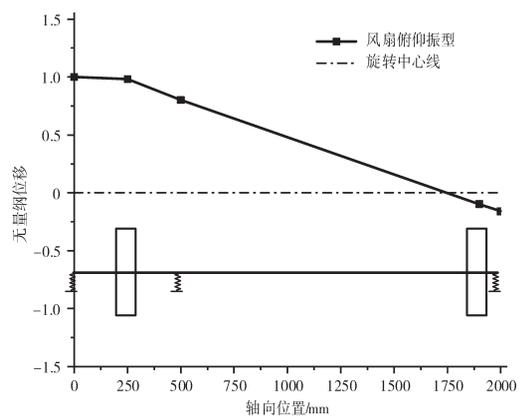
2.2 支点载荷响应分析

柔性转子为多跨度转子,通过多个支点支承,不同位置发生突加不平衡激励,对支点载荷分布产生不同影响。为建立支承结构的安全性设计策略,采用

Newmark - β 数值积分方法,初步分析不平衡载荷分布对柔性转子模型(图 2)支点动载荷影响规律。其余参数设定如下:各支点支承刚度 $k_1 = 5 \times 10^7$ N/m、 $k_2 = 8 \times 10^7$ N/m、 $k_3 = 3 \times 10^7$ N/m;各支点阻尼 $c_1 = c_2 = c_3 = 0$;不平衡量 $m_e e = 0.1$ kg · m²。采用图 3 转速变化曲线,分别选取风扇轮盘、涡轮轮盘作为突加不平衡激励位置,得到各支点载荷随时间的响应过程,及典型转速下转子振型,如图 4、5 所示。



(a) 各支点载荷随时间变化



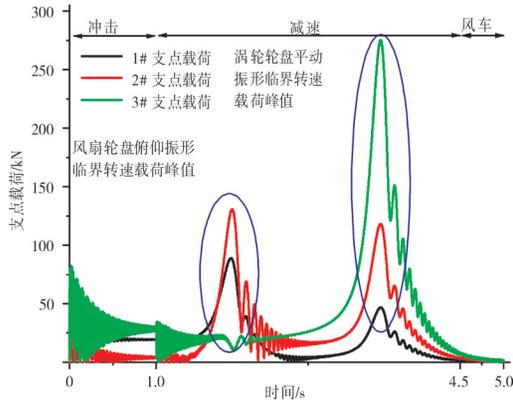
(b) 临界转速点处振型

图 4 风扇轮盘不平衡激励响应特性

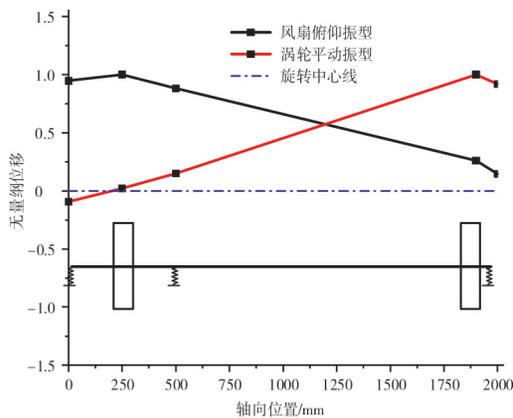
计算结果表明:

(1)在冲击阶段,在 0 时刻转子支承系统发生突加不平衡激励,转子系统受到冲击载荷作用,激励通过转子传递到支承结构,使各支点具有明显的冲击响应特性。

(2)高速柔性转子系统本身工作在临界转速之上,在减速阶段经过第 2 阶临界转速,激励的位置对支点载荷的分布有显著影响。如图 4(a)所示,当风扇轮盘承受突加不平衡激励,在风扇俯仰振型处,支点载荷响应明显,2# 支点载荷最大,并与图 4(b)在该临界转速点处的振型相对应;同理,如图 5(a)所示,



(a) 各支点载荷随时间变化



(b) 临界转速点处振型

图5 涡轮轮盘不平衡激励响应特性

当涡轮轮盘承受突加不平衡激励,除风扇俯仰振型之外,在涡轮平动振型处,支点载荷响应明显,3#支点载荷最大,并与图5(b)在第2阶临界转速点处的振型相对应。

3 支承结构安全性设计

3.1 支承结构安全性设计策略

根据上述柔性转子不平衡量分布对支点动载荷瞬态响应分析结果,结合航空发动机设计经验,得到以下支承结构安全性设计策略:

(1) 低压转子为柔性转子,具有局部振动特征,当转子系统发生叶片飞失,转子受到突加不平衡激励时,风扇产生的不平衡载荷很难对3#支点产生影响;同理,涡轮产生的不平衡载荷很难对1#支点产生影响,但二者都会对2#支点产生影响,因此2#支点对不平衡载荷的敏感性较高。

(2) 从载荷的角度看,2#轴承为止推轴承,承受轴向载荷和径向载荷,也是惟一对转子有轴向约束的支点,一旦2#支点发生破坏,会对发动机产生不可估量

的风险。

(3) 从转子的固有特性角度看,2#轴承的支承刚度对优化临界转速分布和应变能分布具有重要影响,2#支点刚度降低能显著降低转子的临界转速,进而减小了转子通过临界转速时支点的动载荷。

3.2 缓冲阻尼力学模型

对于多支点柔性转子,2#支点降刚度、加阻尼能够显著减小转子支点动载荷,改善转子动力特性,提高航空发动机在极限载荷支承结构的安全性。安全性设计的关键在于,2#支点通过止推轴承约束转子的轴向位移和径向位移,支承结构降刚度加阻尼设计要保证2#支点对转子的轴向约束作用。因此,针对支承结构安全性设计要求结合金属橡胶材料低刚度大阻尼的力学特性^[18-19]建立缓冲阻尼轴承支承结构。金属橡胶是一种均质的弹性多孔物质,既具有所选金属固有的特性,又具有像橡胶一样的弹性。通过合理的加工可以得到刚度较低、阻尼较大的金属橡胶力学特性,是用于高温环境结构减振的理想材料。

本文所建立的缓冲阻尼支承结构如图6所示。

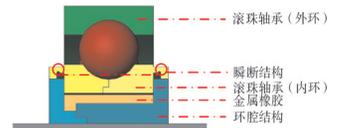


图6 缓冲阻尼支承3维结构

该结构主要包括瞬断结构、金属橡胶、环腔结构。瞬断结构能够有效控制作用在轴承上的载荷,当载荷超过瞬断结构的载荷阈值,瞬断结构断裂;金属橡胶起到缓冲阻尼的作用;环腔结构保证轴承内环在环腔结构中的径向移动。缓冲阻尼结构工作原理如下:在正常工作状态下,瞬断结构起到转子定位作用,转子的径向载荷通过瞬断结构传递到轴承,再由轴承传递到承力框架,转子的轴向力则由环腔结构传递到轴承内环,再由轴承外环传递到承力框架。叶片飞失对转子支承系统产生冲击载荷,一旦该载荷超过支承结构中瞬断结构的承载极限,瞬断结构断裂,支点传力方式改变,转子的径向力通过金属橡胶传递到轴承内环,再由轴承外环传递到承力框架,同时环腔结构对转子仍然具有轴向约束作用。

根据上述缓冲阻尼结构的工作原理建立缓冲阻尼力学模型,支承结构具有低刚度大阻尼力学特性,使得缓冲阻尼结构生效前后转子支承系统的刚度力学特性和阻尼力学特性发生改变,因此转子支承系统中的刚度矩阵和阻尼矩阵具有突变特征

$$C(t) = C_b(t) + C \quad (3)$$

$$K(t) = K_b(t) + K \quad (4)$$

其中:

$$C_b(t) = T_c^T C_b^{\text{local}}(t) T_c$$

$$C_b^{\text{local}} = \begin{cases} \begin{bmatrix} c_2 & \\ & c_2 \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} < f_{\text{threshold}} \\ \begin{bmatrix} c_2^{\text{blade off}} & \\ & c_2^{\text{blade off}} \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} \geq f_{\text{threshold}} \end{cases}$$

$$K_b(t) = T_k^T K_b^{\text{local}}(t) T_k$$

$$K_b^{\text{local}} = \begin{cases} \begin{bmatrix} k_2 & \\ & k_2 \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} < f_{\text{threshold}} \\ \begin{bmatrix} k_2^{\text{blade off}} & \\ & k_2^{\text{blade off}} \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} \geq f_{\text{threshold}} \end{cases}$$

式中: C_b^{local} 为局部阻尼矩阵; K_b^{local} 为局部刚度矩阵; T_c 为从局部坐标系转移到整体坐标系的阻尼转移矩阵; T_k 为从局部坐标系转移到整体坐标系的刚度转移矩阵; f_{bearing} 为缓冲支承结构支点动载荷; $f_{\text{threshold}}$ 为缓冲阻尼结构瞬断阈值; c_2 、 k_2 分别为正常工作状态下 x 、 y 方向的阻尼和刚度; $c_2^{\text{blade off}}$ 、 $k_2^{\text{blade off}}$ 分别为缓冲阻尼生效后缓冲阻尼结构在 x 、 y 方向的阻尼和刚度; C 和 K 分别为仅考虑 1#、3# 支点下转子系统的阻尼、刚度矩阵。

3.3 运动学方程

综合考虑转子支承系统的突加不平衡激励、缓冲阻尼结构突变力学特性, 得到支承结构安全性设计下的转子动力学方程

$$K\ddot{q} + (C(t) + G)\dot{q} + K(t)q = P(t) \quad (5)$$

在缓冲结构生效之前, 矩阵 $C(t)$ 与式中 C 一致, 仅包含转子的结构阻尼; 在缓冲结构生效之后, 矩阵 $C(t)$ 不仅包含转子的结构阻尼还包含缓冲阻尼结构在 2# 支点产生的阻尼。同理, 在缓冲结构生效之前, 矩阵 $K(t)$ 与式中 K 一致; 在缓冲结构生效之后, 矩阵 $K(t)$ 为考虑缓冲阻尼结构的转子系统刚度矩阵。

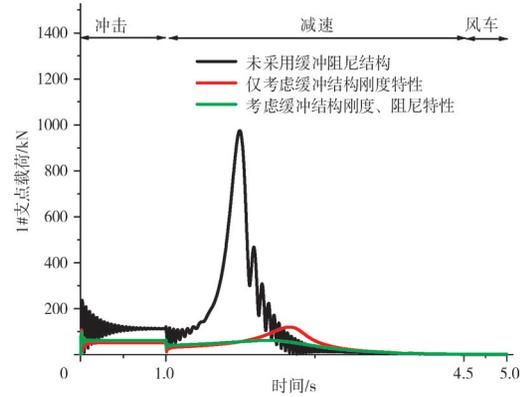
4 缓冲阻尼结构有效性分析

针对第 3 章提出的缓冲阻尼结构进行定量评估, 并通过能量的角度对支承结构有效性进行机理分析。

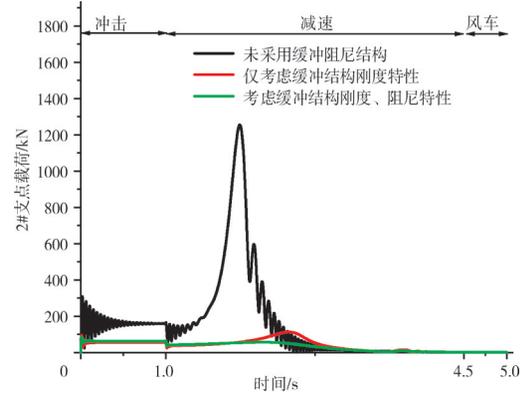
4.1 缓冲阻尼结构支点载荷响应特性

结合工程实践, 初步选取缓冲阻尼结构刚度 $k_2^{\text{blade off}} = 4 \times 10^5 \text{ N/mm}$ 、阻尼 $c_2^{\text{blade off}} = 12.5 \text{ N}\cdot\text{s}/(\text{mm})^2$ 、瞬断阈值为 $f_{\text{threshold}} = 10 \text{ kN}$, 不平衡量 $m_e = 0.1 \text{ kg}\cdot\text{m}$, 为明确刚度特性、阻尼特性对支承结构载荷的影响规

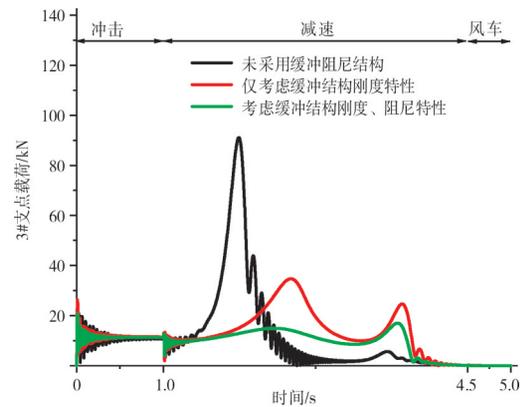
律, 分别计算未采用缓冲阻尼结构的支点载荷响应、仅考虑缓冲阻尼结构刚度特性 $k_2^{\text{blade off}} = 4 \times 10^5 \text{ N/mm}$ 的支点载荷响应、考虑缓冲阻尼结构刚度特性 $k_2^{\text{blade off}} = 4 \times 10^5 \text{ N/mm}$ 阻尼特性 $c_2^{\text{blade off}} = 12.5 \text{ N}\cdot\text{s}/(\text{mm})^2$ 的支点载荷响应, 得到风扇轮盘受不平衡激励下支点载荷响应特性, 如图 7 所示。



(a) 1# 支点载荷随时间变化



(b) 2# 支点载荷随时间变化



(c) 3# 支点载荷随时间变化

图 7 风扇轮盘不平衡激励响应特性

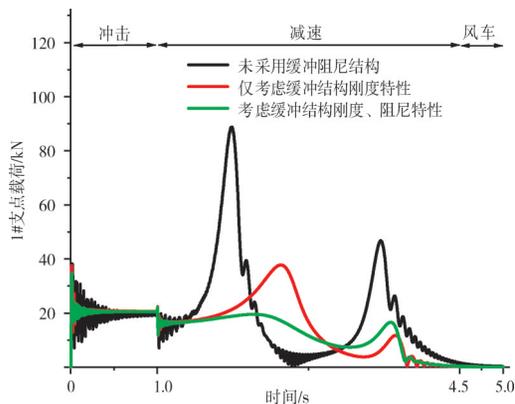
计算结果表明:

(1) 2# 支点载荷在冲击载荷瞬时达到缓冲阻尼结

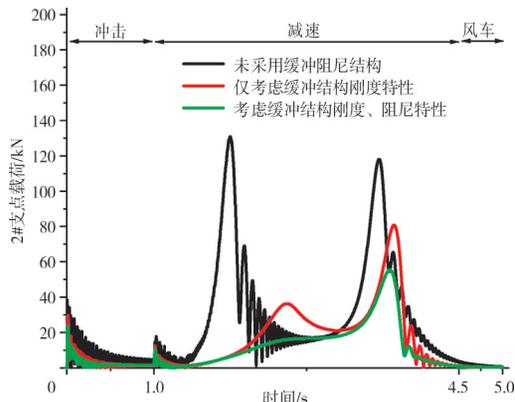
构瞬断阈值 10 kN, 缓冲阻尼结构生效。在整个力学过程中, 缓冲阻尼结构不仅能够降低 2# 支点载荷, 同时能够降低 1、3# 支点载荷。

(2) 对比“未采用缓冲阻尼结构的支点载荷响应曲线”和“仅考虑缓冲阻尼结构刚度特性的支点载荷响应曲线”可知, 采用降刚度设计能够降低瞬态冲击载荷, 通过降低转子临界转速可以降低临界转速点处的支点载荷。对比“仅考虑缓冲阻尼结构刚度特性的支点载荷响应曲线”和“考虑缓冲阻尼结构刚度特性阻尼特性的支点载荷响应曲线”可知, 采用缓冲阻尼结构的加阻尼设计能够吸收叶片飞失产生的冲击能量, 缩短冲击过程中支点载荷震荡衰减时间, 同时降低临界转速点处的支点载荷。

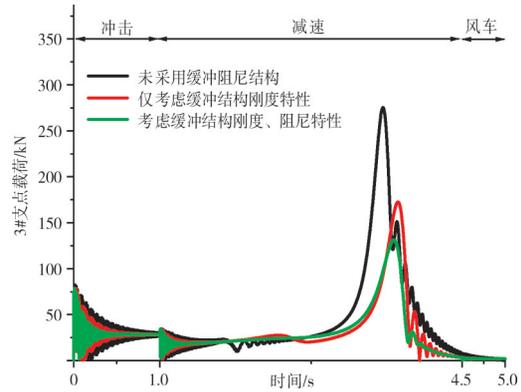
同理, 得到涡轮轮盘受不平衡激励的响应特性, 如图 8 所示。计算结果表明: 虽然 2# 支点距离发生突加不平衡的位置(涡轮轮盘)较远, 但仍能起到降低各支点载荷的作用。2# 支点的支承刚度对转子系统的第 1 阶涡轮平动振型和第 2 阶风扇俯仰振型均有影响, 与第 3.1 节支承结构安全性设计策略分析一致, 降低 2# 支点支承刚度可以同时降低涡轮平动、风扇俯仰临界转速, 进而降低临界转速点处的支点载荷。



(a) 1# 支点载荷随时间变化



(b) 2# 支点载荷随时间变化



(c) 3# 支点载荷随时间变化

图 8 涡轮轮盘不平衡激励响应特性

4.2 转子系统弹性势能分布

上述计算结果表明, 采用阻尼缓冲支承结构能够降低冲击阶段、减速阶段的支点动载荷, 改善转子动力特性。为进一步分析该支承结构对转子系统的影响机理, 从能量的角度对比分析典型运动状态下转子系统的弹性势能及分布。

图 7 中“未采用缓冲阻尼结构”与“考虑缓冲阻尼结构刚度-阻尼特性”的转子系统在风扇俯仰临界转速点的应变能分布如图 9 所示。其中未采用和采用缓冲结构的转子系统总势能分别为 2.1×10^7 J 和 8.3×10^4 J, 说明缓冲结构能有效降低转子系统的势能。转子系统的风扇轮盘承受不平衡激励, 2# 支点载荷最高, 采用缓冲阻尼结构后 2# 支点应变能占比从 46.5% 降低至 40.6%, 表明缓冲阻尼结构能够降低 2# 支点应变能占比, 优化应变能在各支点的分布。

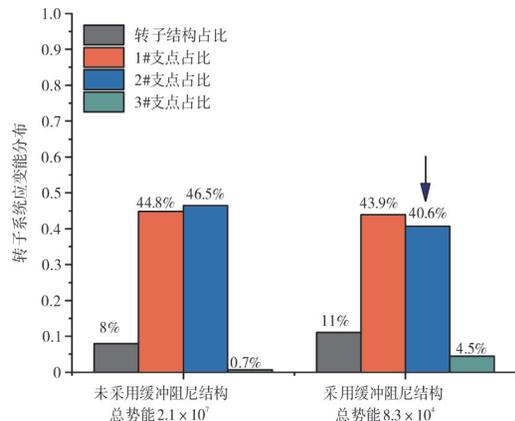


图 9 转子系统应变能分布特征-风扇轮盘不平衡激励

同理, 图 8 中“未采用缓冲阻尼结构”与“考虑缓冲阻尼结构刚度、阻尼特性”的转子系统在涡轮平动临界转速点的应变能分布如图 10 所示。其中未采用和采用缓冲结构的转子系统总势能分别为 1.6×10^6 J

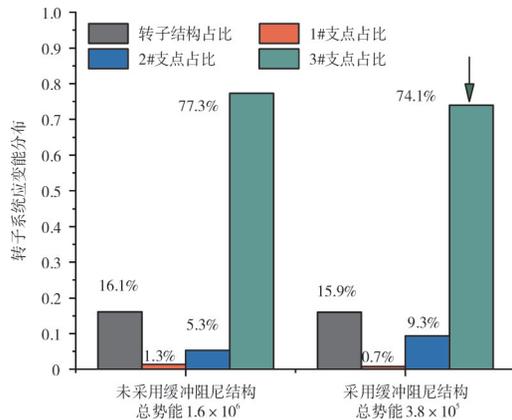


图 10 转子系统应变能分布特征-涡轮轮盘不平衡激励

和 3.8×10^5 J, 说明缓冲结构能有效降低转子系统的势能。转子系统的涡轮轮盘承受不平衡激励, 3#支点载荷最高, 采用缓冲阻尼结构后 3#支点应变能占比从 77.3% 降低至 74.1%, 表明缓冲阻尼结构能够降低 3#支点应变能占比, 改善各支点应变能分布。

5 结论

本文以航空发动机叶片飞失为背景, 建立突加不平衡激励柔性转子振动响应计算方法, 提出带有缓冲阻尼的止推轴承支承结构安全性设计技术, 通过支点载荷响应及势能对比分析定量评估缓冲阻尼结构对降低支点载荷的有效性。主要得到以下结论:

(1) 叶片飞失对转子支承结构安全性的影响为冲击载荷激励和大不平衡转子系统减速通过临界时支点载荷控制。发生突加不平衡激励的位置及转子结构质量/刚度分布对各支点载荷分布具有明显的影响, 在工程设计中应综合考虑转子结构特征, 全面分析支点载荷响应。

(2) 本文所提出的缓冲阻尼支承结构对风扇轮盘突加不平衡和涡轮轮盘突加不平衡均能起到降低危险支点载荷的作用, 通过支承结构刚度参数和阻尼参数优化有效改善了转子系统临界转速, 降低转子系统势能, 优化应变能分布, 降低各支点载荷, 对高推重比发动机支承结构安全性设计具有实际工程意义。

参考文献:

- [1] 洪杰, 马艳红, 张大义. 航空燃气轮机总体结构设计及动力学分析 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014: 258-259.
HONG Jie, MA Yanhong, ZHANG Dayi. Overall structure design and dynamic analysis of aviation gas turbine [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2014: 258-259. (in Chinese)
- [2] Rozvany G, Bendsoe M P, Kirsch U. Layout optimization of structures [J]. Applied Mechanics Reviews, 1995, 48(2): 41-119.
- [3] 彭刚, 李超, 曹冲, 等. 冲击激励转子系统动力学响应及安全性设计

- [J]. 推进技术, 2018, 39(5): 1111-1121.
PENG Gang, LI Chao, CAO Chong, et al. Dynamic response and safety design of rotor system with impact excitation [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(5): 1111-1121 (in Chinese)
- [4] 洪杰, 陈成, 王永锋, 等. 突加不平衡激励下高速柔性转子系统振动特性试验 [J]. 航空动力学报, 2018, 33(1): 15-23.
HONG Jie, CHEN Cheng, WANG Yongfeng, et al. Vibration test of high speed flexible rotor due to the sudden-unbalance [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(1): 15-23. (in Chinese)
- [5] 刘璐璐, 赵振华, 陈伟, 等. 叶片丢失后发动机整机响应模拟试验与仿真 [J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 290-298.
LIU Lulu, ZHAO Zhenhua, CHEN Wei, et al. Simulated test and numerical simulation of aeroengine whole engine response during blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 290-298. (in Chinese)
- [6] 陈雪莲, 曾劲, 马辉, 等. 叶片脱落诱发的转子-盘片系统不平衡响应分析 [J]. 航空发动机, 2020, 46(4): 52-57.
CHEN Xuelian, ZENG Jin, MA Hui, et al. Analysis of unbalanced response of rotor-disk-blades system induced by blade loss [J]. Aeroengine, 2020, 46(4): 52-57. (in Chinese)
- [7] Cun W, Dayi Z, Yanhong M, et al. Dynamic behavior of aeroengine rotor with fusing design suffering blade off [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2017, 30(3): 918-931.
- [8] Wang C, Zhang D, Ma Y, et al. Theoretical and experimental investigation on the sudden unbalance and rub-impact in rotor system caused by blade off [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 76-77: 111-135.
- [9] Sinha S, Dorbala S. Dynamic loads in the fan containment structure of a turbofan engine [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2009, 22(3): 260-269.
- [10] 曹宏瑞, 何正嘉, 昔艳阳. 高速滚动轴承力学特性建模与损伤机理分析 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(19): 134-140.
CAO Hongrui, HE Zhengjia, XI Yanyang. Modeling of a high-speed rolling bearing and its damage mechanism analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(19): 134-140. (in Chinese)
- [11] Daniel G P. Bearing arrangement for a rotation shaft: US, 7909514B2 [P]. 2011-03-22.
- [12] Kastl J A, Vondrell R M. Bearing support fuse: US, 6447248[P]. 2002-09-10.
- [13] Keven G. Turbine engine bearing: US, 6331078B1[P]. 2001-12-18.
- [14] Jadcak E J. Uncoupling system for an aircraft turbojet engine rotary shaft: US, 8646978B2[P]. 2014-2-11.
- [15] 袁慧群. 转子动力学基础 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2013: 101-102.
YUAN Huiqun. Fundamentals of rotor dynamics [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2013: 101-102. (in Chinese)
- [16] Chen G. Vibration modelling and verifications for whole aeroengine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349: 163-176.
- [17] Sinha S K. Rotordynamic analysis of asymmetric turbofan rotor due to fan blade-loss event with contact-impact rub loads [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(9): 2253-2283.
- [18] 郭宝亭, 朱梓根. 金属橡胶阻尼器在转子系统中的应用 [J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 662-668.
GUO Baoting, ZHU Zigen. Application of metal-rubber damper to the rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 662-668. (in Chinese)
- [19] 陈艳秋, 郭宝亭, 朱梓根. 金属橡胶减振垫刚度特性及本构关系研究 [J]. 航空动力学报, 2002, 17(4): 416-420.
CHEN Yanqiu, GUO Baoting, ZHU Zigen. The Investigation of the stiffness characteristics and the stress-strain relation of metal rubber [J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(4): 416-420. (in Chinese)

(编辑: 程 海)