

叶片飞失转子动力特性及支承结构 安全性设计

李 超^{1,2}, 刘 棣¹, 马艳红^{1,2}, 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 100191)

摘 要: 针对航空发动机在叶片飞失极限载荷下的支点载荷控制问题,建立综合考虑冲击、惯性非对称、减速过临界等多种力学过程的支点动载荷响应分析方法;提出针对止推支点的缓冲阻尼支承结构安全性设计,该结构可以通过控制支承结构的刚度、阻尼参数,调整转子系统动力特性,降低转子临界转速。通过支点动载荷响应分析方法定量评估缓冲阻尼结构对降低支点动载荷的有效性。通过试验证明转子系统在冲击-减速过程中对支点载荷的影响因素。结果表明:叶片飞失所产生的冲击作用和减速过临界过程是威胁支承结构承载能力的主要因素。采用缓冲阻尼支承结构能够使叶片飞失下转子系统的支点动载荷降低至 20%,是一种有效的支承结构安全性设计。

关 键 词: 叶片飞失; 惯性非对称; 柔性转子; 动力特性; 安全性设计

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Dynamic characteristics of rotor and safety design of support structure with fan blade off

LI Chao^{1,2}, LIU Di¹, MA Yanhong^{1,2}, HONG Jie^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

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

Abstract: A pivot load response analysis method of comprehensively considering various mechanical processes, such as impact, inertia asymmetry, and deceleration over-critical for load control of aero engine under extreme load of blades off, was established. A safety design of buffer damping support structure for the thrust support was proposed, which can affect the dynamic characteristics of the rotor system by controlling the stiffness and damping parameters of the support structure, reducing the critical speed of the rotor. Quantitative evaluation of effectiveness for the buffer damping structure was carried out by the above pivot load response analysis method. The effects of pivot load during the impact-deceleration process was proved. Results showed that the impact effect and deceleration over the critical process caused by the blade off are the main factors that threaten the bearing capacity of the supporting structure. And the use of a buffer damping pivot structure can effectively reduce

收稿日期: 2020-03-23

作者简介: 李超(1977—),男,讲师、硕士生导师,博士,主要从事航空发动机结构设计、智能结构动力学与控制的研究。

通信作者: 洪杰(1965—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事航空发动机整机动力学、旋转机械振动控制等方面研究。

E-mail: hongjie@buaa.edu.cn

引用格式: 李超,刘棣,马艳红,等. 叶片飞失转子动力特性及支承结构安全性设计[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2263-2274. LI Chao, LIU Di, MA Yanhong, et al. Dynamic characteristics of rotor and safety design of support structure with fan blade off[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2263-2274.

the pivot of the rotor system to 20% when fan blade off appeared, making it an effective design for the safety of the support structure.

Key words: blade off; asymmetry of inertia; flexible rotor; dynamic characteristics; safety design

叶片飞失是指转子叶片的局部甚至整个叶片断裂后脱离转子并飞出。叶片飞失瞬时转子系统受到惯性冲击载荷,该冲击载荷会通过转子传递到支承结构;同时,叶片飞失使得风扇叶盘结构发生突变、出现惯性非对称特征,对支承系统产生附加惯性载荷。另外,航空发动机为高速柔性转子,工作在多阶临界转速以上,叶片飞失后,转子系统在停车过程中经过多阶临界转速,相比起动过程,转子系统受到大不平衡载荷激励,在临界转速附近的支点动载荷突增。在上述力学过程中,转子系统所受载荷均会通过转子传递到支承结构,造成支承结构破坏,转静子卡滞,严重威胁航空发动机的生存能力。发生叶片飞失的转子支承系统,特别是大涵道比涡扇发动机低压转子系统,已经失去正常工作的能力,从航空发动机安全性的角度考虑,此时的设计应保证支承结构不被破坏,转子能够在风车状态下持续运转。

针对上述发动机安全性问题,发动机制造商罗尔斯-罗伊斯公司、普惠、GE(美国通用)公司相继开展诸多支承结构设计,按照力学特性可以分为支承方案与载荷优化设计^[1]、支承结构降刚度设计^[2]、支承结构变形控制设计^[3],支承结构阻尼设计^[4]。然而,上述设计多为定性分析,均未对转子系统动力特性的变化做出定量评估,均未对支承结构安全性进行有效性验证。

针对不平衡激励下的瞬态响应问题,Genta^[5]、Kalinowski 等^[6]和 Wang 等^[7]分别建立了突加不平衡激励下的 Jeffcott 转子模型,研究转子转速、激振幅值和其他参数对转子支承系统振动位移和轴心轨迹的影响。考虑转子的陀螺力矩效应,Dzenan^[8],Ma 等^[9]和 Wang 等^[10]分别仿真分析了悬臂转子在突加不平衡激励下的振动响应特性,并通过相关试验进行了验证。然而,上述文献仅仅分析转子结构的响应特性,未考虑支承结构的承载能力;未考虑轮盘结构惯性非对称特征对转子系统响应特性的影响。

本文以大涵道比航空发动机叶片飞失为背景,提出综合分析转子系统在冲击、惯性非对称、减速过临界等多种力学过程的支点载荷响应分析方法;提出针对止推支点的缓冲阻尼支承结构安

全性设计,对支承结构的有效性作出定量评估,验证该设计对调整转子系统动力特性、降低转子临界转速、控制支点动载荷等方面的作用;通过试验证明转子系统在冲击-减速过程中对支点载荷的影响因素。

1 柔性转子动力学理论分析

本节建立综合分析转子系统支承结构在冲击、惯性非对称、减速过临界等多种力学过程的支点动载荷响应分析方法,为后文缓冲阻尼支承结构有效性定量评估提供理论支撑。

1.1 叶片飞失转子系统物理过程

根据转子系统的载荷特征,将叶片飞失后转子系统的物理过程分为冲击阶段、减速阶段、风车阶段。在冲击阶段,叶片飞失使转子支承系统承受瞬时冲击载荷,同时转子结构突变使转子系统的具有惯性非对称特征;在减速阶段,检测到由于叶片飞失所引起的剧烈振动,发动机自动停车,转子系统迅速减速,转子支承系统不仅受到大不平衡径向惯性载荷还受到由于转速时变而产生的切向惯性载荷;在风车阶段,转子系统稳定运转。值得注意的是,柔性转子工作在多阶临界转速以上,在冲击阶段和减速过临界阶段转子的幅值将会突增,支点动载荷相应增加,是支承结构安全性设计所关注的重点。

1.2 柔性转子系统力学特性

根据大涵道比航空发动机低压转子结构特征并结合有限元方法建立柔性转子模型,如图 1 所示,该转子主要由风扇轮盘,径向尺寸不同的轴段和 3 个支点(1#、2#、3#)组成。该模型包含 4 个有效节点,轴段通过梁单元建立,叶盘结构通过

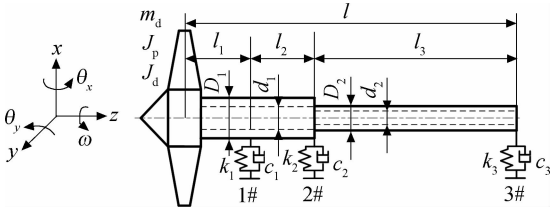


图 1 柔性转子模型
Fig. 1 Flexible rotor model

质量单元建立,支承结构通过线性阻尼和线性刚度表示,模型的自由度如式(1)所示。图 1 柔性转子系统参数含义及数值如表 1 所示。

$$\boldsymbol{q} = \{x_1 \quad y_1 \quad \theta_x^1 \quad \theta_y^1 \quad \cdots \quad x_4 \quad y_4 \quad \theta_x^4 \quad \theta_y^4\}$$

(1)

表 1 柔性转子系统参数设定

Table 1 Configuration parameters of flexible rotor system

参数	数值
密度/(kg/m ³)	7 800
泊松比	0.3
弹性模量/GPa	210
轴段长度/mm	l_1 300
	l_2 300
	l_3 1 400
轴段外径/mm	D_1 160
	D_2 80
支承刚度/ 10 ⁴ (N/mm)	k_1 5
	k_2 5
	k_3 5
支点阻尼	c_1 0
	c_2 0
	c_3 0
轴段内径/mm	d_1 140
	d_2 70
叶盘质量 m_c /kg	123
转子结构阻尼比 ξ	0.1
叶盘直径惯性矩 J_d /(kg·m ²) (正常状态)	4
叶盘极惯性矩 J_p /(kg·m ²) (正常状态)	8

1.2.1 不平衡载荷激励

对于正常工作的转子系统,在高精度加工和动平衡技术下认为叶盘质心与形心重合,即风扇轮盘的偏心距 $e=0$ mm;叶片飞失后的叶盘结构发生突变使得偏心距 $e\neq 0$ mm,此外减速阶段下的转子转速随时间变化使得转子的角加速度 $\ddot{\varphi}\neq 0$ rad/s²。综上,转子支承系统在叶片飞失后的整个转速域中会受到瞬时冲击激励、大不平衡惯性载荷激励、以及转速时变所产生的角加速度激励。数学表达式如式(2)所示^[11]。

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

(2)

其中 m_e 表示叶片飞失后的叶盘质量, φ 表示叶盘相角, $t_{\text{blade-off}}$ 表示发生叶片飞失的时刻。

1.2.2 叶盘惯性非对称

发生叶片飞失的转子系统不仅受到由于不平衡产生的惯性载荷激励,还会因失去部分叶片使转子系统具有惯性非对称特征。如图 2 所示,叶片飞失使得转子结构发生突变,叶盘关于旋转中心 O 的极转动惯量变为 $J'_p = J_p - m_{\text{loss}} R^2$, 其中 J_p 是未发生叶片飞失的叶盘转动惯量, m_{loss} 是飞失叶片的质量, R 表示飞失叶片质心到旋转中心 O 的距离,叶盘关于 x 、 y 轴的直径转动惯量分别为 $J_x = J_p/2 - m_{\text{loss}} R^2$ 和 $J_y = J_p/2$, ω 表示轮盘转速。

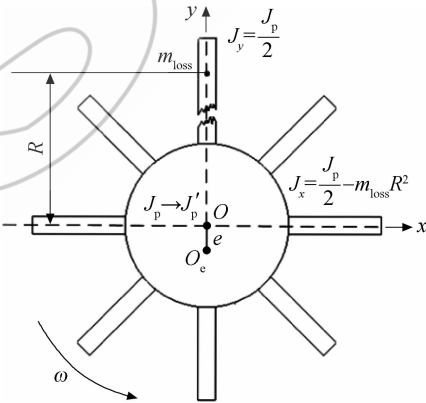


图 2 叶盘非对称力学简图

Fig. 2 Mechanical sketch of disc with feature of asymmetry

非对称叶盘的动力学方程可以通过 Lagrange 能量方程(式(3))建立

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d} t}\left(\frac{\partial T_{\mathrm{d}}}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}}\right)-\frac{\partial T_{\mathrm{d}}}{\partial \boldsymbol{q}}=\mathbf{0}, \quad \boldsymbol{q}=\left[x, y, \theta_x, \theta_y\right]^{\mathrm{T}}$$

(3)

叶盘动能如式(4)所示

$$T_{\mathrm{d}}=\frac{1}{2} m_{\mathrm{c}}\left(\dot{x}^2+\dot{y}^2\right)+\frac{1}{2} J_x\left(\dot{\theta}_x \cos \omega t+\dot{\theta}_y \sin \omega t\right)^2+\frac{1}{2} J_y\left(\dot{\theta}_x \sin \omega t-\dot{\theta}_y \cos \omega t\right)^2+\frac{1}{2} J'_p\left[\omega^2+\omega\left(\dot{\theta}_x \theta_y-\dot{\theta}_y \theta_x\right)\right]$$

(4)

引入平均直径转动惯量 $J_{\text{d-ave}}$ (式(5))和惯性非对称增量 ΔJ (式(6))

$$J_{d-ave} = \frac{1}{2}(J_x + J_y) = \frac{1}{2}(J_p - m_{loss}R^2)$$

(5)

$$\Delta J = \frac{1}{2}(J_y - J_x) = \frac{1}{2}m_{loss}R^2$$

(6)

将式(4)~式(6)代入式(3)得到惯性非对称叶盘转子运动微分方程

$$[M_d + \widetilde{M}_d(t)]\ddot{q}_d - [G_d + \widetilde{G}_d(t)]\dot{q}_d = 0$$

(7)

其中 M_d 和 G_d 分别表示常质量矩阵和陀螺矩阵; $\widetilde{M}_d(t)$ 和 $\widetilde{G}_d(t)$ 分别表示周期时变质量矩阵和陀螺矩阵,且周期为 2ω 。

$$M_d = \begin{bmatrix} m_e & & & \\ & m_e & & \\ & & J_{d-ave} & \\ & & & J_{d-ave} \end{bmatrix}$$

(8)

$$\widetilde{M}_d(t) = \Delta J \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\cos 2\omega t & -\sin 2\omega t \\ 0 & 0 & -\sin 2\omega t & \cos 2\omega t \end{bmatrix}$$

(9)

$$G_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2J_{d-ave}\omega \\ 0 & 0 & 2J_{d-ave}\omega & 0 \end{bmatrix}$$

(10)

$$\widetilde{G}_d = 2\omega \Delta J \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\sin 2\omega t & \cos 2\omega t \\ 0 & 0 & \cos 2\omega t & \sin 2\omega t \end{bmatrix}$$

(11)

1.3 动力学方程及求解流程

1.3.1 动力学方程

通过式(7)考虑叶盘的惯性非对称特征,再考虑转子支承系统的不平衡载荷激励(式(2))得到转子的动力学方程,如式(12)所示。

$$[M + \widetilde{M}(t)]\ddot{q} + [C + G + \widetilde{G}(t)]\dot{q} + Kq = P(t)$$

(12)

其中 M 和 G 分别为转子支承系统的质量、陀螺矩阵, $\widetilde{M}(t)$ 、 $\widetilde{G}(t)$ 分别为质量、陀螺时变矩阵, $P(t)$ 为转子惯性激励载荷向量。矩阵 C 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[12]得到。

1.3.2 求解流程

为求解转子系统支点动载荷在叶片飞失后整个转速域下的瞬态响应,建立基于软件 ANSYS 和 MATALB 的振动响应求解流程,如图 3 所示,图 1 柔性转子的建立通过 ANSYS 有限软件完成,而后将动力学矩阵(不含阻尼矩阵)导入到 MATLAB 中。在 MATLAB 中形成转子的不平衡激励向量、阻尼矩阵以及相关时变质量矩阵、时变陀螺矩阵,并根据载荷向量和各个动力学矩阵,

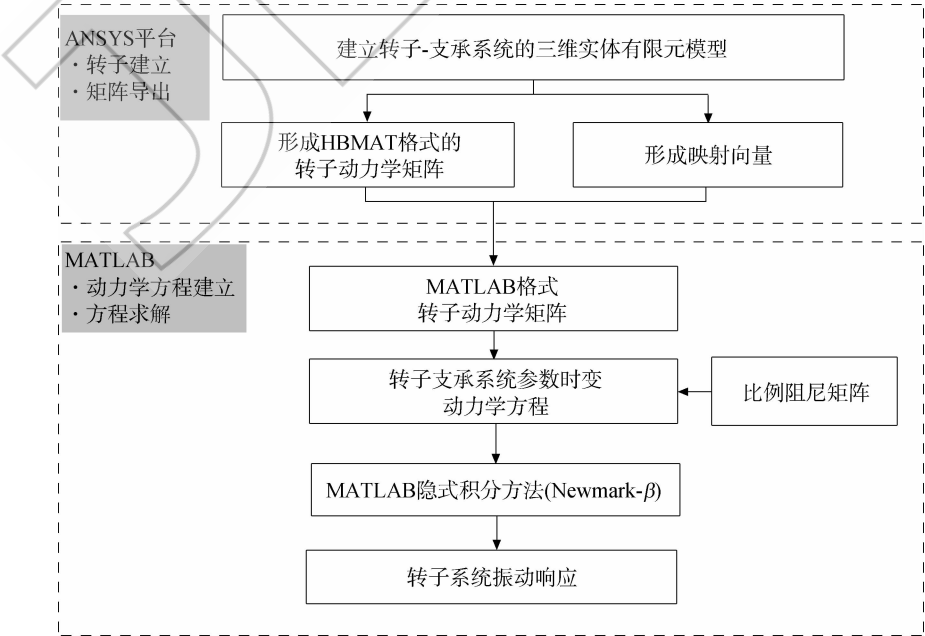


图 3 转子支承系统载荷响应求解流程

Fig. 3 Solving process of vibration response for rotor system of support load

组装得到系统的动力学方程,采用 Newmark- β 积分算法进行求解。

2 转子支承系统瞬态响应分析

本节利用文中第 1 节提出的转子系统响应特性分析方法,对支点动载荷进行瞬态响应分析,深入理解各个支点在不同阶段的变化规律,为文中第 3 节支承结构安全性设计策略提供理论支撑。本文重点分析叶片飞失背景下转子系统支点载荷的响应特性,未考虑碰摩对转子系统的影响。相关研究^[13]表明转静子碰摩会对转子具有一定附加约束作用,可以降低转子振幅、支点动载荷,因此本文的计算结果较真实转子系统偏于保守。

2.1 参数设定

文献[14-15]表明:航空发动机叶片飞失(FBO)后,各个阶段的时间尺度如下:冲击阶段存在时间为 $10^{-3} \sim 10^{-1}$ s,减速阶段存在时间为 $10^{-1} \sim 10^1$ s,风车阶段存在时间为 $10^1 \sim 10^3$ s。根据上述时间尺度,建立叶片飞失后转子转速随时间变化曲线,如图 4 所示,转子支承系统在 0 s 时刻发生叶片飞失,在 0.1 s 后转子开始减速,减速过程视为匀减速过程,在 4.5 s 后转子达到风车状态。

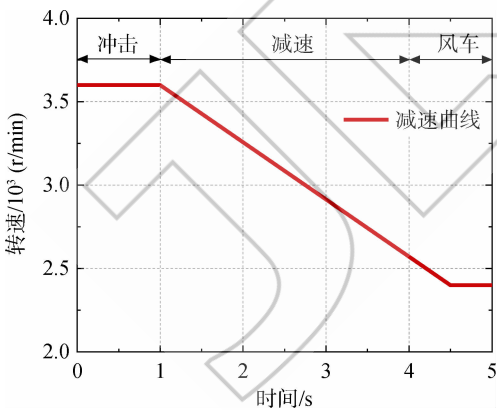


图 4 叶片飞失后转子转速随时间变化过程
Fig. 4 Process for rotor speed changing with time after FBO

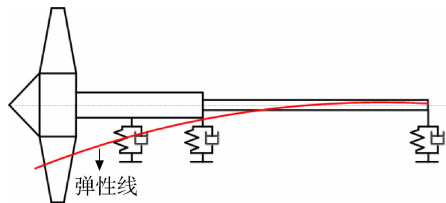
2.2 支点动载荷响应分析

发生叶片飞失的转子系统不仅受到巨大惯性载荷作用,还会引起结构的明显变形使转子具有惯性非对称特征。为综合分析叶片飞失下转子系统支点动载荷在不同时段的响应特性,计算得到不同惯性非对称程度下各支点载荷幅值随时间变化曲线,如 3# 支点。

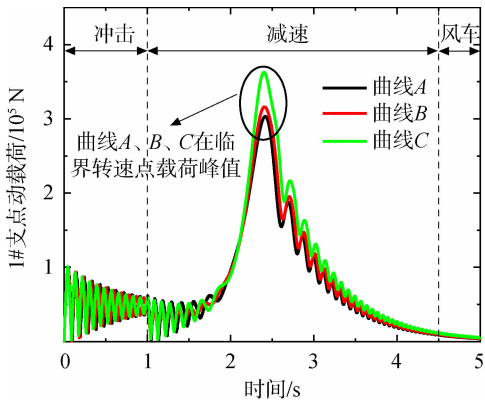
图 5 所示。其中,曲线 A 不考虑转子的惯性非对称特征(即 $J_{d-ave} = 4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \Delta J = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$),曲线 B 考虑转子系统具有轻度非对称特征,非对称参数($J_{d-ave} = 3.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \Delta J = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$);曲线 C 考虑转子系统具有重度非对称特征,非对称参数($J_{d-ave} = 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2, \Delta J = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$);理论上,叶盘具有结构特征,叶片飞失后,相同不平衡量下的叶盘因丢失叶片的部位不同而造成不同程度的惯性非对称特征。为分析惯性非对称程度对支点载荷的产生的单一影响,将叶片飞失产生的不平衡量为均设定为 $m_e e = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}$,利用 Newmark- β 数值积分求解,积分载荷步为 0.000 05 s,积分时间为 5 s。计算结果如下:

1) 冲击阶段,在 0 s 时刻转子支承系统发生叶片飞失,叶片飞失瞬时转子系统受到冲击载荷作用,并通过转子传递到支承结构,使各个支点具有明显的冲击响应特性。高速柔性转子系统本身工作在临界转速之上,减速阶段经过 1 阶临界转速,振型如图 5(a) 所示,为俯仰振型,1# 支点位移最大,2# 支点次之,3# 支点最小。通过比较图 5(b)、图 5(c)、图 5(d) 临界转速点处各支点载荷相对关系,得到 1# 支点动载荷最大,2# 支点动载荷次之,3# 支点动载荷最小,与图 5(a) 俯仰振型一致。

2) 针对叶片飞失后转子系统支点动载荷的响应分析,不仅要考虑不平衡激励的作用,同时也要考虑叶盘结构突变对支承结构载荷的影响。对



(a) 转子1阶俯仰振型



(b) 1# 支点

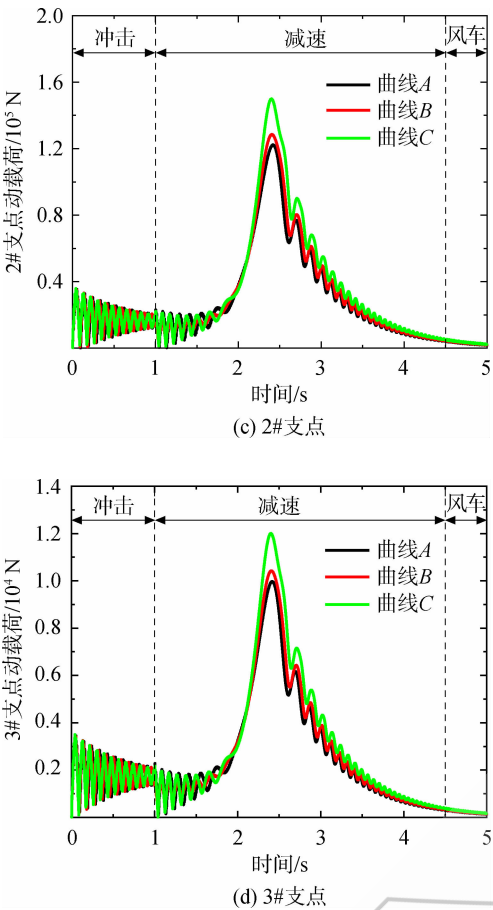


图 5 各支点动载荷随时间变化

Fig. 5 Pivots dynamic load changing with time

比图 5 曲线 A、曲线 B、曲线 C，表明转子惯性非对称特征使临界转速点附近支点动载荷增加 15%~20%，非对称程度越重，对应支点动载荷越大。

3) 各个支点动载荷载荷在冲击阶段、过临界转速阶段载荷明显升高，严重威胁支承结构的承载能力。其中 1# 支点动载荷最高，发生破坏的风险最大，是支承安全性设计所考虑的重点。

4) 以 1# 支点为例，转子系统在冲击和减速状态下，支点载荷最大值分别为 100、350 kN，在量级上与文献[14]计算结果一致。

3 支承结构安全性设计

本节根据文中第 2 节支点动载荷的瞬态响应分析结果，建立支承结构安全设计策略，并提出一种缓冲阻尼结构设计。

3.1 支承结构安全性设计策略

文中第 2 节中的响应分析结果及相关文献[13,16]均表明：柔性转子叶片飞失后，靠近叶片飞失位置的支点(1# 支点)载荷最大，是航空发动机的危险支点。因此，针对本文柔性转子 1# 支

点建立支承结构安全性设计策略，即支承结构降刚度-加阻尼设计。降刚度是指通过采用瞬断结构设计，使支承结构在大冲击或大不平衡载荷下完全或部分破坏，降低转子支承的刚度，降低瞬态冲击载荷；加阻尼是指通过增加支承结构的阻尼吸收叶片飞失产生的冲击能量，也可以降低临界转速点处的支点动载荷。

3.2 缓冲阻尼支承结构设计

3.2.1 缓冲阻尼支承结构模型

基于上述支承结构降刚度-加阻尼的安全性设计策略和金属橡胶结构刚度阻尼力学特性^[17-18]建立缓冲阻尼支承结构。所谓金属橡胶(如图 6 所示)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，是用于高温环境结构减振的理想材料。



图 6 金属橡胶材料示意图

Fig. 6 Schematic diagram of metal rubber material

如图 7 所示，为本文所建立的缓冲阻尼支承结构，主要包括瞬断结构、金属橡胶、环腔结构，具体结构形式如下。

缓冲阻尼支承结构主要包含：轴承外环、滚珠、轴承内环(分半式结构)、金属橡胶材料。如图 8 所示：轴承内环为分半结构，分为轴承内环 1、轴

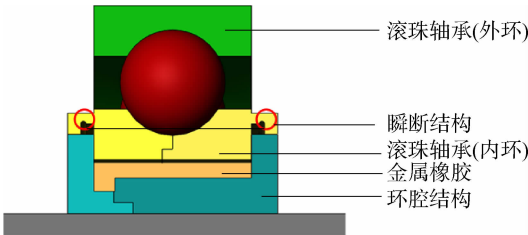


图 7 缓冲阻尼支承三维结构

Fig. 7 Three-dimensional structure with buffer-damping support

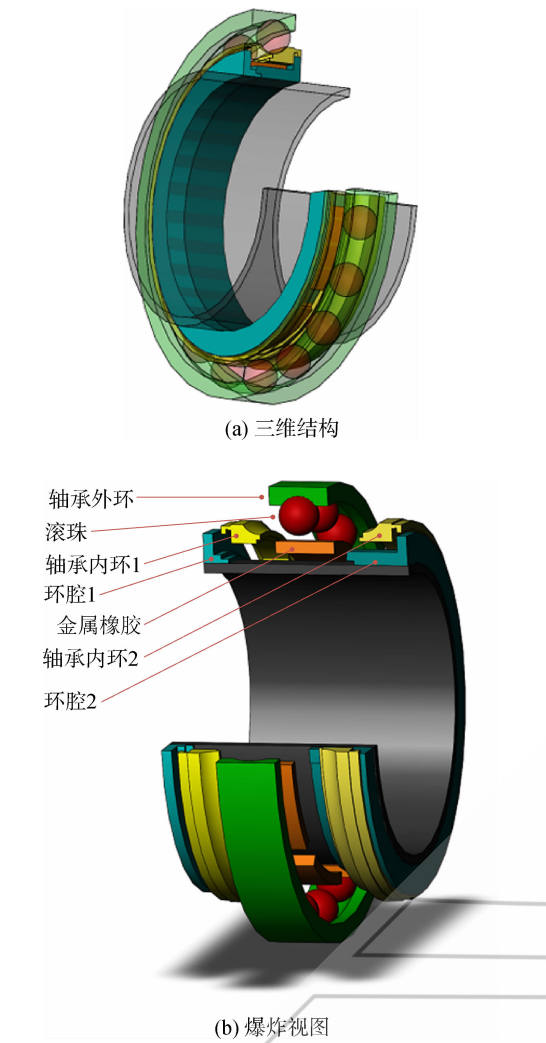


图 8 轴承组件
Fig. 8 Bearing assembly

承内环 2,安装在环腔内;环腔为分半结构,分为环腔 1 和环腔 2,轴承内环与环腔结构之间设计金属橡胶。

如图 9 所示,转子正常工作过程,位于环腔结构与轴承内环通过定心圆柱面 a 压紧,起定心作用,传递径向力;当转子受到突加大不平衡激励,支点载荷超过瞬断结构承载极限,瞬断结构 b 断裂,缓冲阻尼支承结构生效,轴承内环和环腔间的

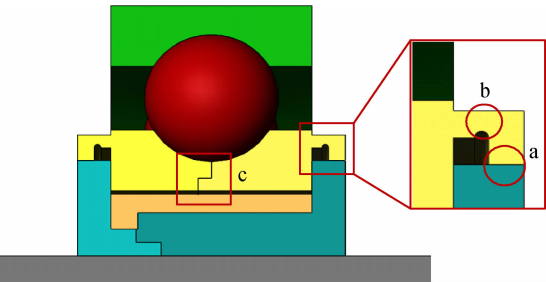


图 9 瞬断结构
Fig. 9 Break structure

金属橡胶受到挤压,具有缓冲隔振作用;轴承内环为分半式结构,通过止口 c 实现径向位移协调。该设计能够保证支承结构对转子的轴向约束,同时降低对转子的径向约束。

环腔结构在周向位置有均匀分布的 4 个卡槽 d,轴承内环在周向位置同样有 4 个卡槽 e,卡槽之间间隔排列,中间放入金属橡胶 f,如图 10 所示。金属橡胶由 8 块分半式结构组成,在轴承内环和环腔间沿周向均匀分布,并通凸台传递扭矩。

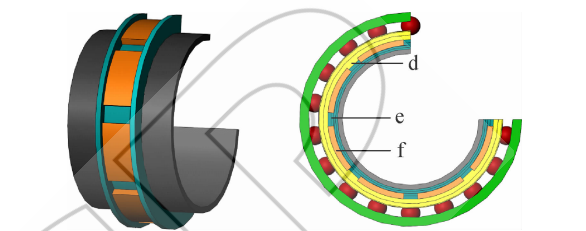


图 10 金属橡胶分布示意图
Fig. 10 Schematic diagram of metal rubber distribution

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作用。环腔结构保证轴承内环在环腔结构中径向移动。缓冲阻尼结构工作原理如下: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外环,再由轴承外环传递到承力框架,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。值得注意的是,缓冲阻尼结构是针对极限载荷而设计的,其是否生效取决于支承结构所受载荷的大小,正常载荷下,支承结构所受载荷不会超过瞬断结构阈值,转子则以正常的刚度、阻尼条件运转。

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高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特性和阻尼特性发生突变,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,具体形式如式(13)、式(14)所示。

$$C(t) = C_b(t) + C \tag{13}$$

$$K(t) = K_b(t) + K \tag{14}$$

其中

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

$$\mathbf{C}_b^{\text{local}} = \begin{cases} \begin{bmatrix} c_x \\ c_y \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} < f_{\text{threshold}} \\ \begin{bmatrix} c_x^{\text{blade-off}} \\ c_y^{\text{blade-off}} \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} \geq f_{\text{threshold}} \end{cases}$$
$$\mathbf{K}_b(t) = \mathbf{T}_k^T \mathbf{K}_b^{\text{local}}(t) \mathbf{T}_k$$
$$\mathbf{K}_b^{\text{local}} = \begin{cases} \begin{bmatrix} k_x \\ k_y \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} < f_{\text{threshold}} \\ \begin{bmatrix} k_x^{\text{blade-off}} \\ k_y^{\text{blade-off}} \end{bmatrix} & f_{\text{bearing}} \geq f_{\text{threshold}} \end{cases}$$

式中 $\mathbf{C}_b^{\text{local}}$ 为局部阻尼矩阵, $\mathbf{K}_b^{\text{local}}$ 为局部刚度矩阵, $\mathbf{T}_c$ 为从局部坐标系转移到整体坐标系的阻尼转移矩阵, $\mathbf{T}_k$ 为从局部坐标系转移到整体坐标系的刚度转移矩阵, f_{bearing} 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_x 、 c_y 分别为正常工作状态下 x 、 y 方向阻尼, k_x 、 k_y 分别为正常工作状态下 x 、 y 方向支承刚度, $c_x^{\text{blade-off}}$ 、 $c_y^{\text{blade-off}}$ 分别为缓冲阻尼生效后缓冲阻尼结构在 x 、 y 方向阻尼, $k_x^{\text{blade-off}}$ 、 $k_y^{\text{blade-off}}$ 分别为缓冲阻尼生效后缓冲阻尼结构在 x 、 y 方向刚度, $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为仅考虑 2#、3# 支点下转子系统的阻尼、刚度矩阵。

3.2.2 支承结构安全性设计动力学方程

综合考虑转子支承系统的惯性载荷激励、叶盘惯性非对称特征以及缓冲阻尼转子支承系统的刚度、阻尼矩阵的突变特性,得到支承结构安全性设计转子系统动力学方程,如式(15)所示。

$$[\mathbf{M} + \tilde{\mathbf{M}}(t)]\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{C}(t) + \mathbf{G} + \tilde{\mathbf{G}}(t)]\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}(t)\mathbf{q} = \mathbf{P}(t) \tag{15}$$

其中 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{G}$ 、 $\tilde{\mathbf{M}}(t)$ 、 $\tilde{\mathbf{G}}(t)$ 、 $\mathbf{P}(t)$ 与式(12)中矩阵一致。在缓冲结构生效之前,矩阵 $\mathbf{C}(t)$ 与式(12)中 $\mathbf{C}$ 一致,仅包含转子的结构阻尼;在缓冲结构生效之后,矩阵 $\mathbf{C}(t)$ 不仅包含转子的结构阻尼还包含缓冲阻尼结构阻尼,同理在缓冲结构生效之前,矩阵 $\mathbf{K}(t)$ 与式(12)中 $\mathbf{K}$ 一致;在缓冲结构生效之后,矩阵 $\mathbf{K}(t)$ 为考虑缓冲阻尼结构后的转子系统刚度矩阵。

4 缓冲阻尼结构有效性分析

本节针对文中第 3 节提出的缓冲阻尼结构进行定量评估,并从能量角度对支承结构有效性进行机理分析。

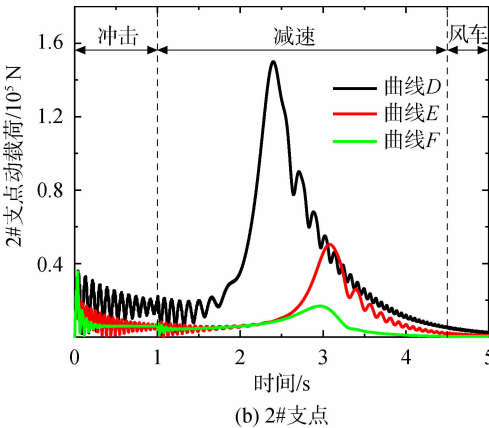
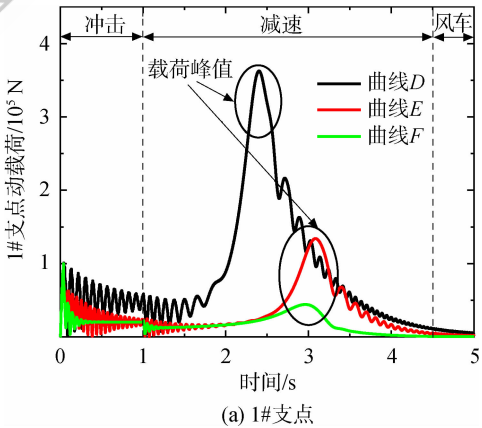
4.1 支点动载荷响应特性

结合工程实践,初步选取缓冲阻尼结构刚度参数 $k_x^{\text{blade-off}} = k_y^{\text{blade-off}} = 3 \times 10^5 \text{ N/mm}$ 、阻尼参数

$c_x^{\text{blade-off}} = c_y^{\text{blade-off}} = 15 \text{ N} \cdot \text{s}/(\text{mm} \cdot \text{mm})$,瞬断阈值为 $f_{\text{threshold}} = 100 \text{ kN}$,惯性非对称参数 $J_{\text{d-ave}} = 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、 $\Delta J = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,不平衡量 $m_e e = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}$,为明确缓冲阻尼结构中的刚度特性、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、仅考虑缓冲阻尼结构刚度特性、考虑缓冲阻尼结构刚度特性-阻尼特性的支点动载荷响应,如图 11 所示(曲线 D 未采用缓冲阻尼结构,曲线 E 仅考虑缓冲阻尼结构刚度特性,曲线 F 考虑缓冲阻尼结构刚度特性-阻尼特性)。计算结果表明

1) 根据图 11(a)~图 11(c)中的曲线 F ,叶片飞失瞬时,1# 支点动载荷达到缓冲阻尼结构瞬断阈值 100 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 1# 支点动载荷,同时能够降低 2#、3# 支点动载荷。

2) 对比图 11 曲线 D 和曲线 E ,表明缓冲阻尼结构的“降刚度”特性能够降低支点在瞬态冲击阶段的载荷,也可以通过降低转子临界转速来降低临界转速点的支点动载荷;对比图 11 曲线 E 和曲线 F ,表明缓冲阻尼结构的“加阻尼”特性能够吸收叶片飞失产生的冲击能量,缩短转子震荡衰减时间,也可以降低临界转速点处的支点动载



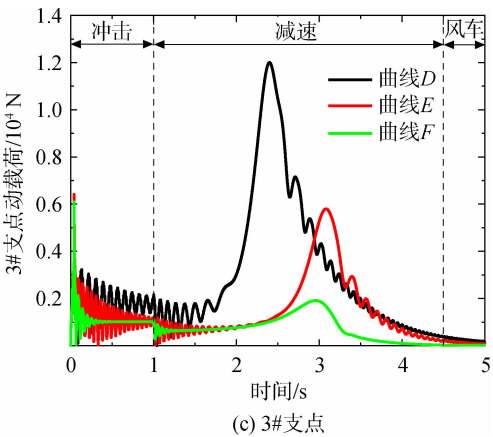


图 11 转子系统支点动载荷幅值随时间变化
Fig. 11 Pivots dynamic load for rotor system changing with time

荷。“降刚度-加阻尼”使得转子各个支点载荷降低至 20%。

4.2 转子系统势能分布

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、减速阶段支点动载荷,改善转子动力特性。为进一步分析该缓冲阻尼支承结构对转子系统的影响机理,从能量的角度对比典型运动状态下转子系统的势能及分布。图 11 曲线 D、曲线 F 在临界转速点的转子系统势能如图 12 所示,计算结果表明:采用缓冲阻尼支承结构的转子系统总势能显著降低,从 1.9×10^6 J 降低至 4.5×10^4 J,同时各个支点势能明显降低,1#支点从 1.3×10^6 J 降低至 3.2×10^4 J;2#支点从 2.2×10^5 J 降低至 2.8×10^3 J;3#支点从 1.4×10^3 J 降低至 36 J。根据上述结果,从能量的角度解释缓冲阻尼支承结构对转子系统的影响机理:缓冲阻尼结构的低刚度特性能够通过降低转子系统的临

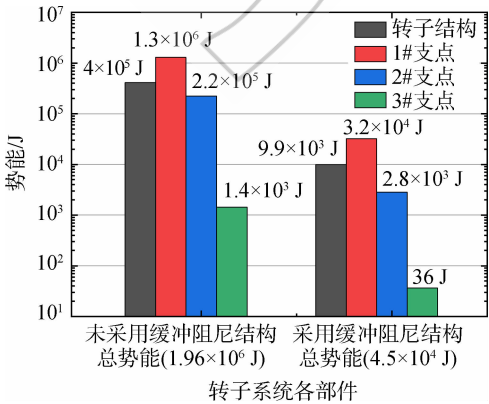


图 12 转子系统势能分布特征
Fig. 12 Characteristic of strain energy distribution in rotor system

界转速来降低临界转速点处的动能(转子系统的动能与转速的平方成正比),进而降低与动能平衡的系统势能;缓冲阻尼结构的高阻尼特性能够通过降低转子系统在临界转速的振幅进一步降低系统势能,降低转子系统各个支点势能,最终实现降低各个支点载荷。

4.3 刚度-阻尼参数影响分析

图 11 分析表明,发生叶片飞失的转子系统在冲击-减速-风车整个力学过程中支点载荷的最大值,记为 $F_{\max}$,可能出现在冲击阶段,也可能出现在减速过临界阶段。定义刚度比为 $\alpha = k^{\text{blade-off}} / k_1$ 为缓冲阻尼结构刚度与原系统 1#支点刚度比值。为进一步分析缓冲阻尼结构刚度、阻尼对转子支点载荷的影响规律,得到不同阻尼参数下各个支点载荷最大值 $F_{\max}$ 随支承结构刚度比 α 的变化过程,如图 13 所示。参数设定如下:非对称参数 $J_{\text{d-ave}} = 3.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $\Delta J = 0.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,不平衡量 $m_e e = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}$,计算结果如下:

- 1) 在 β 区域,由于缓冲阻尼结构的刚度比较低,使得临界转速点支点载荷较小,甚至临界转速低于风车转速。支点载荷的最大值 $F_{\max}$ 出现在冲击阶段, $F_{\max}$ 近似等于缓冲阻尼结构的瞬断阈值,且不受刚度比的影响,将该区域称为载荷低敏感区域。
- 2) 在 η 区域,由于缓冲阻尼结构的刚度比较高,使得临界转速点支点载荷下降不明显。支点载荷的最大值 $F_{\max}$ 出现在减速过临界阶段, $F_{\max}$ 为临界转速点处的支点动载荷,受阻尼和刚度比影响较大,表现为 $F_{\max}$ 随刚度比的下降和阻尼的增加,各支点动载荷不断下降,将该区域称为载荷敏感区域。

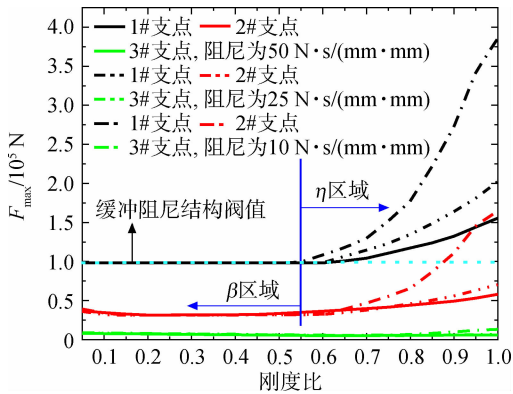


图 13 不同刚度比和不同阻尼下支点动载荷变化
Fig. 13 Pivots dynamic load changing with different stiffness ratios and dampings

工程设计时应综合考虑叶片飞失不平衡量、各个支点支承刚度、转速范围等影响,将缓冲阻尼结构的参数设计在 β 区域,即载荷低敏感区域,确保转子支承结构载荷不超过缓冲阻尼结构的瞬断阈值。

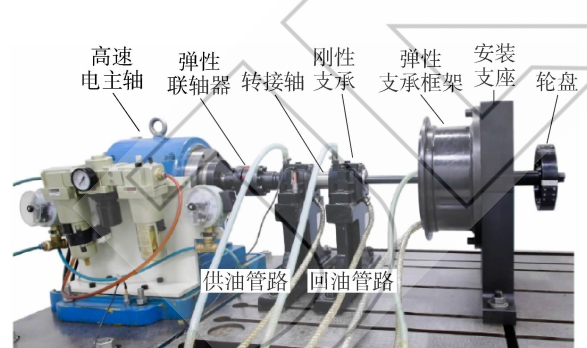
5 柔性转子试验

上述分析表明,发生叶片飞失的转子系统会在飞失瞬时和转子减速过临界阶段造成支点载荷突增,威胁支承结构的承载能力,本节通过试验研究验证该结论的正确性。

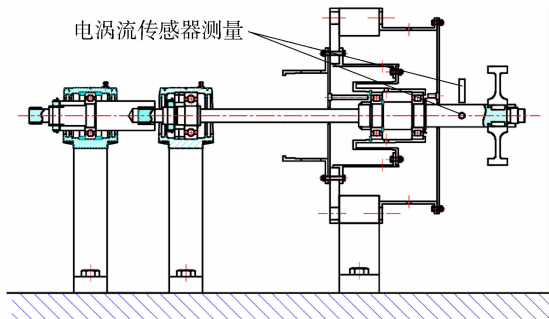
5.1 柔性转子支承系统设计

试验器(如图 14 所示)主要包括转子和突加不平衡激励装置,悬臂转子分别通过刚性支承和弹性框架支承。弹性框架的支承刚度通过准静态测试得到,为 2×10^6 N/m,因此支承结构的载荷可以通过测量支点位移间接得到。

柔性联轴器将高速电主轴和转子连接,能够允许转子和电动机支架之间的微小偏差。柔性转子的 1 阶临界转速为 4 290 r/min,对应振型为风扇俯仰振型;2 阶振型为 23 224 r/min,对应振型为转子弯曲振型;由于第 2 阶临界转速远高于第 1 阶临界转 x 速,在本试验中不做研究。电动机由计算机系统控制,以保持稳定的加速和减速。



(a) 实物图



(b) 设计简图

图 14 悬臂柔性转子试验器

Fig. 14 Cantilever flexible rotor test device

试验系统采用电涡流传感器测量转轴的运动轨迹。

突加不平衡激励装置如图 15 所示,工作原理如下:不平衡质量块通过易断螺栓连接在风扇轮盘处,两个质量块在相位上相差 180° ,在轴向上错开一定间隙。在预定的转速下,拉动突加不平衡激励装置任意一侧开关,该侧的推杆在拉簧拉力作用向风扇轮盘移动,切断质量块,对转子系统施加突加不平衡载荷。

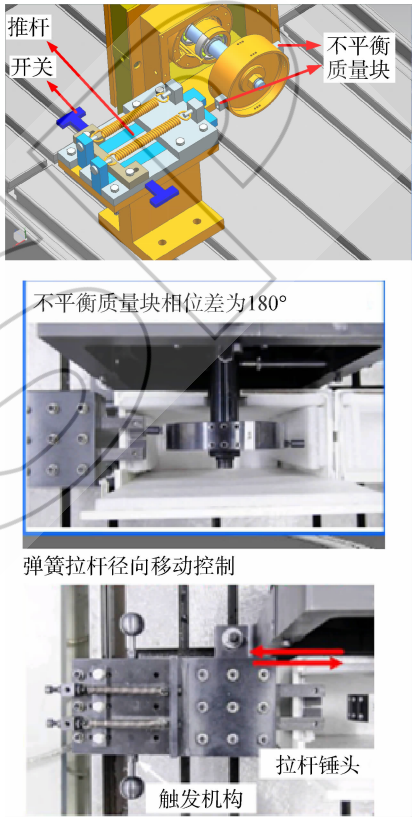


图 15 突加不平衡装置

Fig. 15 Sudden imbalance device

5.2 试验结果分析

在超临界转速状态(6 000 r/min)对转子支承系统进行突加不平衡试验,不平衡质量为 10 g,转子弹性支承支点载荷随时间的变化如图 16 所示,结果表明,冲击作用下支点载荷突增,成为威胁支承结构承载能力的因素之一。

如图 17 所示为减速过 1 阶临界转速状态下弹性支承支点载荷随时间的变化过程,减速过程视为匀减速(转速变化范围为 6 000~1 000 r/min)。结果表明,临界转速点处的支点载荷突增,成为威胁支承结构承载能力的因素之二。

上述试验表明,转子系统在受到突加不平衡

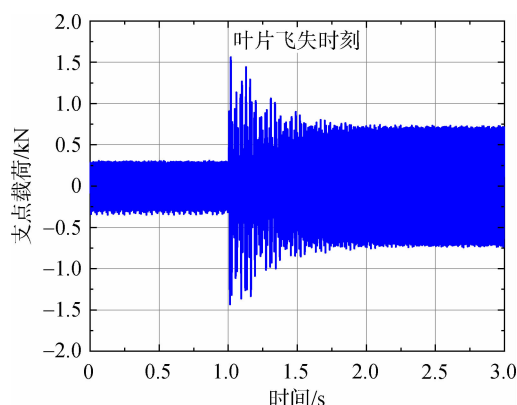


图 16 冲击阶段 1# 支点载荷随时间变化

Fig. 16 1# pivot load changing with time in the impact

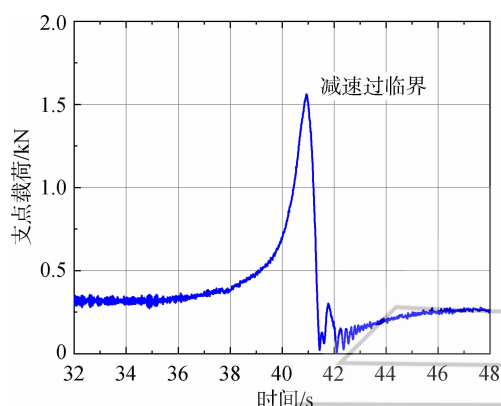


图 17 减速阶段 1# 支点载荷随时间变化

Fig. 17 1# pivot load changing with time during the deceleration

冲击载荷和减速过临界时,支点头幅值显著增加,转子系统支点头幅值在冲击、减速过临界所表现出的响应特性与文中第 2 节柔性转子支点头载荷计算结果一致。

6 结 论

解决极限载荷下转子系统的安全性问题是保证航空发动机结构可靠性、完整性的关键。针对极限载荷下转子系统动力特性的有效分析和合理设计对推进航空发动机发展具有重要意义。本文以航空发动机叶片飞失为背景,建立综合考虑冲击、惯性非对称、减速过临界等多种力学过程的支点头动载荷响应分析方法;提出针对止推支点的缓冲阻尼支承结构安全性设计,通过支点头动载荷响应分析方法定量评估缓冲阻尼结构对降低支点头动载荷的有效性。主要得到以下结论:

1) 所建立的转子支承系统瞬态响应分析方

法能够较好地反应叶片飞失后转子系统支承结构载荷随时间的变化规律。叶片飞失所产生的冲击作用和减速过临界过程是威胁支承结构承载能力的主要因素。分析叶片飞失下支承结构载荷的响应特性不仅要考虑不平衡量所产生的惯性激励作用,还需要考虑转子惯性非对称特征对支点头动载荷的影响,惯性非对称特征会增加临界转速点处支点头动载荷。

2) 计算证明缓冲阻尼支承结构能够降低危险支点头动载荷。通过控制支承结构的刚度参数和阻尼参数降低转子系统势能,通过降低转子系统临界转速来降低各个支点头动载荷。工程设计时应综合考虑叶片飞失不平衡量、各个支点支承刚度、转速范围等影响,将缓冲阻尼结构的参数设计在刚度低敏感区域,降低支承结构损伤风险。

参考文献:

- [1] PLONA D G. Bearing arrangement for a rotation shaft; US 7 909514B2[P]. 2011-05-22.
- [2] KASTL J A, VONDRELL R M. Bearing support fuse; US 6447248[P]. 2002-09-10.
- [3] VAN DUYN K G, BLOOMFIELD C T. Turbine engine bearing; US6331078B1[P]. 2001-12-18.
- [4] JADCZAK E J, MAGRET C, OLLIVIER P, et al. Uncoupling system for an aircraft turbojet engine rotary shaft; US 8646978B2[P]. 2014-02-11.
- [5] GENTA G. Dynamics of rotating systems[M]. New York: Springer Science and Business Media, 2007.
- [6] KALINOWSKI P, VAN BARGEN O, LIEBICH R. Vibrations of rotating machinery due to sudden mass loss[R]. Seoul: the 8th International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress, 2010.
- [7] 王宗勇, 龚斌, 闻邦椿. 质量及激励幅值突变转子系统动力学研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8): 48-51, 176. WANG Zongyong, GONG Bin, WEN Bangchun. Research on rotor dynamics with sudden change of mass and excitation magnitude[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(8): 48-51, 176. (in Chinese)
- [8] DZENAN H. Mechanical loads on a turbfan engine structure at blade-off[D]. Luleå, Sweden: Luleå University of Technology, 2009.
- [9] MA Y, LIANG Z, ZHANG D, et al. Experimental investigation on dynamical response of an overhung rotor due to sudden unbalance[R]. ASME Paper GT2015-42453, 2015.
- [10] WANG C, ZHANG D, MA Y. 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.
- [11] 袁慧群. 转子动力学基础[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2013.
- [12] CHEN G. Vibration modelling and verifications for whole

aero-engine[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 349:163-176.

[13] 洪杰,栗天壤,王永锋,等. 叶片丢失激励下航空发动机柔性转子系统的动力学响应[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2):257-264.

HONG Jie, LI Tianrang, WANG Yongfeng, et al. Dynamic response of the aero-engine flexible rotor system under the blade-off[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 257-264. (in Chinese)

[14] YU Pingchao, ZHANG Dayi, MA Yanhong. Dynamic modeling and vibration characteristics analysis of the aero-engine dual-rotor system with fan blade out[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 106:158-175.

[15] LAWRENCE C, CARNEY K, GALLARDO V. Simulation of aircraft engine blade-out structural dynamics [R]. NASA/TM-2001-210957, 2001.

[16] 彭刚,李超,曹冲,等. 冲击激励转子系统动力学响应及安全设计[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)

[17] 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)

[18] 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:王碧琚)