文章编号:1000-8055(2024)06-20220409-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220409

## 直升机超临界尾轴限幅减振器安装位置研究

宋立瑶1,王 旦1,曹 鹏2,陈 柏1,朱如鹏1

(1. 南京航空航天大学 直升机传动技术国家级重点实验室,南京 210016;2. 中国航发湖南动力机械研究所 直升机传动技术国家级重点实验室,湖南 株洲 412002)

摘 要:为了使限幅减振器对传动轴跨1阶及2阶临界转速均起到较好的减振作用,研究了限幅减振器安装位置对传动轴与限幅减振器系统非线性动力学的影响。首先基于Timoshenko梁和非线性碰摩理论建立了传动轴与限幅减振器系统的非线性有限元动力学模型,通过数值计算得到了系统响应。对传动轴典型 跨临界过程及安装位置对减振效果的影响进行了分析。结果表明,一个典型的传动轴跨临界过程可以分为 4个阶段,分别为无碰摩、拟周期碰摩、同频全周碰摩,最后回到无碰摩阶段。将减振器安装在中间节点只 能有效抑制传动轴跨1阶临界转速的振动,而安装在1/4节点及3/8节点处能同时减弱跨1阶及2阶临界转速 的振动,但安装在3/8节点处有可能使传动轴无法正常工作。

**关 键 词:**限幅减振器;超临界尾轴;位置优化;碰摩;干摩擦 中图分类号: V214.19 **文献标志码:** A

# Study on installation location of dry friction damper for helicopter supercritical tail drive shaft

SONG Liyao<sup>1</sup>, WANG Dan<sup>1</sup>, CAO Peng<sup>2</sup>, CHEN Bai<sup>1</sup>, ZHU Rupeng<sup>1</sup>

 National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission, Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

**Abstract:** The influence of location of the dry friction damper on dynamics of the shaft/dry friction damper system was studied to ensure that the vibration of the shaft can be suppressed effectively as crossing the first and second critical speeds. Firstly, the nonlinear finite element dynamic model of the shaft/damper system was established based on the theories of Timoshenko beam and nonlinear rub-impact. The responses of the system were obtained by numerical calculation. The typical response of the shaft as crossing critical speeds and the influence of damper location were further analyzed. The results showed that there existed four stages when the shaft passed through critical speeds, including periodic no-rub motion, quasi periodic rub-impact motion, synchronous full annular rub-impact motion, and finally back to periodic no-rub motion. With the damper located at the middle node, the vibration of the shaft can be effectively suppressed when crossing the first critical speed. With the damper located at the one-quarter

收稿日期:2022-06-06

基金项目:国家自然科学基金(52005253); 江苏省自然科学基金(BK20200426);

南京航空航天大学"直升机传动技术重点实验室"自主课题(HTL-A-22K01&HTL-A-21G07)

作者简介:宋立瑶(1998-),女,硕士生,主要研究方向为直升机超临界尾轴的减振技术。

通信作者:王旦(1990-),男,讲师,博士,主要研究方向为直升机传动系统的减振降噪技术。E-mail: wangdan\_053@nuaa.edu.cn

引用格式:宋立瑶,王旦,曹鹏,等.直升机超临界尾轴限幅减振器安装位置研究[J]. 航空动力学报, 2024, 39(6): 20220409. SONG Liyao, WANG Dan, CAO Peng, et al. Study on installation location of dry friction damper for helicopter supercritical tail drive shaft[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(6): 20220409.

node and three-eighth node, the vibration of the shaft when crossing the first and second critical speeds can be both effectively suppressed. However, the shaft may not work normally when the damper was located at the three-eighth node.

## **Keywords:** dry friction damper; supercritical tail drive shaft; location optimization; rub-impact; dry friction

直升机尾传动轴是直升机传动系统的重要组 成部分,承担着将主减速器的动力传递至尾减速 器的作用。当传动轴以临界速度运行时,由于其 存在加工误差,非常微小的不平衡量都能使传动 轴发生很大的振动。如果不施加额外的阻尼,传 动轴的过大振动将使支承或轴本身发生破坏失效。 为了避免临界转速的共振影响,直升机尾传动轴 通常采用亚临界设计方案,即传动轴工作转速在 1阶临界转速之下。通过降低传动轴的工作转速 或提高传动轴的临界速度,可以实现传动轴的亚 临界设计。但当传动轴以较低的转速运行,要传 递同样的功率则需要增加扭矩,这就需要传动轴 要有较高的承载能力,使得轴本身的结构更重、 更大。而通过增加临界转速实现亚临界设计也存 在一定的弊端。例如缩小轴跨长度,选择大直径 的刚性短轴并设置较多支承,能够提高传动轴的 临界转速,但这也导致传动系统结构复杂且重量 较大。随着直升机技术的发展,高速、绿色、安全 成为未来直升机的发展趋势[1]。亚临界设计由于 上述的种种限制越来越不能满足直升机发展需求。 而在超临界设计中,传动轴的工作转速在1阶临 界转速甚至2阶临界转速之上[2]。由于运行转速 高,传递扭矩小,因此传动轴可以选用细长轴,这 样就减小了支承数量,同时较少的轴段也意味着 传动系统具有较高的可靠性。因此超临界设计方 案越来越得到研究人员的注意,已经成为直升机 尾传动轴设计的发展趋势, 波音 AH-64、 阿古斯 塔 AB129、 欧直 EC175 等先进直升机均采用超临 界设计方案[3]。

采用超临界设计则需要对传动轴跨临界转速 进行减振。应用在直升机尾传动轴上的减振器主 要有两种,一种是黏弹性减振器,安装在支承处, 一种是限幅减振器,安装在轴跨中间。黏弹性减 振器利用黏弹性材料本身的特性为系统提供阻尼, 其应用范围十分广泛<sup>[4-6]</sup>。针对黏弹性减振器,国 内外已经做了很多的研究<sup>[7-11]</sup>,理论相对成熟。但 由于超临界轴的跨度较大,黏弹性减振器的减振 作用有限。限幅减振器是针对直升机超临界尾轴 的跨临界减振设计的一种专用减振器,只在传动 轴跨临界转速时发挥减振作用,而在传动轴正常 工作时不发挥作用。

国内外对于限幅减振器已经进行了一些研究。 Özavdın<sup>[12]</sup>针对限幅减振器内部的碰摩环与摩擦 片之间的干摩擦力,建立了3种不同的摩擦力模 型。通过谐波平衡法得到了3种不同摩擦力模型 下的系统非线性方程解,对临界干摩擦力、间隙 及分布位置对系统的振幅及共振频率的影响进行 了分析,但其并未考虑传动轴的涡动,忽略了传 动轴与碰摩环之间的切向碰摩力。Dżygadło 和 Perkowski<sup>[13-15]</sup>考虑传动轴与减振器之间的非线 性碰摩,建立了系统的动力学模型,主要分析了 临界干摩擦力及间隙对减振效果的影响。其研究 结果表明,在大临界干摩擦力、小间隙的情况下 减振效率较高,但可能导致传动轴进入混沌。 Huang 等人<sup>[16]</sup>考虑限幅减振器内部碰摩环与底座 之间的间隙,首次建立了带有双间隙的限幅减振 器与传动轴系统动力学模型,其研究发现增大临 界干摩擦力能提高减振效率,但会使系统更加不 稳定。在其之后的研究中[17],忽略了碰摩环的运 动,将减振器视为固定定子,主要分析了复合材 料轴内部阻尼及陀螺力矩对相位差及系统稳定性 的影响。

以上的研究主要针对传动轴过1阶临界转速 的减振过程进行建模。相较于工作在1阶临界转 速之上,传动轴工作在2阶临界转速之上时具有 更高的功率密度及可靠性,但也意味着减振器需 对转轴跨1阶及2阶过程均能实现高效减振。考 虑到过1阶临界转速时转轴中部振幅最大,因此 当转轴只过1阶临界转速时,可将减振器直接安 装在轴跨中间,即可实现对转轴的高效减振。而 当转轴跨2阶临界转速时,由于其2阶振型与1 阶不同,若要同时实现对两个过临界过程的高效 减振,则需进一步对减振器的安装位置进行研究。 为了研究清楚限幅减振器安装位置对减振效果的 影响,本文采用有限元方法建立传动轴与限幅减 振器系统的动力学模型,通过数值计算得到了系 应结果进行分析,在此基础上进一步研究了限幅 减振器的安装位置对传动轴振动特性的影响。

## 1 带限幅减振器的单跨轴系动力学模型

#### 1.1 物理模型

图 1 为限幅减振器的结构示意图。限幅减振器主要由碰摩环、摩擦片、预紧弹簧等组成。传动轴安装在碰摩环内部, 与碰摩环之间存在间隙 δ<sub>1</sub>, 碰摩环通过螺栓安装在底座上同时两侧装有 摩擦片, 通过预紧弹簧向摩擦片施加预紧力。在 预紧力的作用下, 摩擦片与碰摩环之间产生干摩 擦力, 当碰摩环克服临界干摩擦力将产生滑动。





对于本文所研究的传动轴跨临界振动过程, 单跨转子轴即可比较完整的呈现转子动力学行为 特征。因此本文基于带限幅减振器的单跨轴进行 动力学建模,说明限幅减振器与传动轴系统的非 线性动力学特性。

#### 1.2 系统动力学方程

系统模型如图 2 所示。将空心传动轴划分为16 个轴段,共17 个节点。采用 Timoshenko 梁 单元模型建立传动轴模型,每个节点有4 个自由 度,分别为x、y方向平移自由度及绕x、y方向的转动自由度。转轴的单元刚度矩阵、单元质量矩阵、单元阻尼矩阵及单元陀螺矩阵分别表示为 $k_e$ 、 $m_e$ 、 $c_e$ 及 $g_e^{[18]}$ ,其中阻尼矩阵采用瑞利阻尼。设网端轴承径向支承刚度为 $k_{sup}$ ,支承阻尼为 $c_{sup}$ 。支承节点刚度矩阵为 $k_{sup}$  = diag[ $k_{sup}$ , $k_{sup}$ ,0,0],支承单元阻尼矩阵为 $c_{sup}$  = diag[ $c_{sup}$ , $c_{sup}$ ,0,0]。图 2 中 $k_1$ 为法向碰摩刚度。





将各单元矩阵组装,得到传动轴整体刚度矩阵k<sub>s</sub>,整体质量矩阵m<sub>s</sub>,整体阻尼矩阵c<sub>s</sub>,整体陀 螺矩阵g<sub>s</sub>。

设传动轴的位移矩阵为q<sub>s</sub>,得到传动轴的动 力学方程:

$$\boldsymbol{m}_{\mathrm{s}}\boldsymbol{\ddot{q}}_{\mathrm{s}} + \boldsymbol{k}_{\mathrm{s}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{s}} + (\boldsymbol{c}_{\mathrm{s}} + \omega\boldsymbol{g}_{\mathrm{s}})\,\boldsymbol{\dot{q}}_{\mathrm{s}} = \boldsymbol{f} \qquad (1)$$

式中**f**为传动轴所受外界激励力,主要包括偏心 激励及碰摩力,**q**<sub>s</sub>、**ÿ**<sub>s</sub>分别为**q**<sub>s</sub>对时间的1阶导数 及2阶导数, ω为传动轴转速。设作用在某一节 点上的偏心激励力为**f**<sub>e</sub>,其表达式为

$$f_{\rm e} = \begin{bmatrix} m_{\rm n} e\dot{\theta}^2 \cos\theta + m_{\rm n} e\ddot{\theta} \sin\theta \\ m_{\rm n} e\dot{\theta}^2 \sin\theta - m_{\rm n} e\ddot{\theta} \cos\theta \\ 0 \end{bmatrix}$$
(2)

式中 $m_n e$ 为不平衡量, e为偏心距离,  $m_n$ 为等效质量,  $\theta$ 为传动轴转角,  $\dot{\theta}$ 、 $\ddot{\theta}$ 分别为 $\theta$ 对时间的1阶导数及2阶导数。

传动轴与限幅减振器之间产生碰摩力,设碰 摩环受到的碰摩力为**f**<sub>1</sub>,则传动轴节点受到的碰 摩力为

$$f_{1s} = \begin{bmatrix} -f_{1x} \\ -f_{1y} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$
(3)

式中 $f_{1x}$ 、 $f_{1y}为碰摩力f_1 ax, y方向上的分量。$ 仅考虑碰摩环在x, y方向上的平移自由度, 则碰摩环的位移矩阵 $q_r = [x_r, y_r]^T$ 。设碰摩环的质量为 $m_r$ ,则碰摩环的质量矩阵为 $m_r = diag[m_r, m_r]$ 。 碰摩环受到碰摩力及干摩擦力的作用,设碰摩环 与摩擦片之间的干摩擦力为 $f_d$ ,则碰摩环的动力 学方程为

$$\boldsymbol{m}_{\mathrm{r}} \boldsymbol{\ddot{q}}_{\mathrm{r}} = \begin{bmatrix} f_{1x} + f_{\mathrm{dx}} \\ f_{1y} + f_{\mathrm{dy}} \end{bmatrix}$$
(4)

式中*f*<sub>dx</sub>、*f*<sub>dy</sub>为干摩擦力*f*<sub>d</sub>在*x*、*y*方向上的分量。 **1.3 非线性力模型** 

在碰摩环几何中心所处的横截面上对传动轴 与碰摩环进行受力分析,如图 3 所示。图中 $O_1$ 为 转子几何中心, C为转子质心, e 为偏心距离,  $O_2$ 为碰摩环几何中心, 传动轴超越间隙 $\delta_1$ 与碰摩环 发生碰摩, 其中碰摩环受到的法向碰摩力为 $f_{1n}$ , 切向碰摩力为 $f_{1i}$ ,  $q_1$ 为法向碰摩力与x轴的夹角。



图 3 非线性力模型 Fig. 3 Nonlinear force model

采用分段线性弹簧模型计算法向碰摩力<sup>[19]</sup>, 得到法向碰摩力的表达式为

$$f_{1n} = \Theta(\varepsilon_1) k_1 \varepsilon_1 \tag{5}$$

式中 $\Theta(\varepsilon_1)$ 为 Heaviside 函数,其表达式为

$$\Theta(\varepsilon_1) = \begin{cases} 0 & \varepsilon_1 \leq 0 \\ 1 & \varepsilon_1 > 0 \end{cases}$$
(6)

其中 $\varepsilon_1$ 为传动轴与碰摩环之间在碰摩点处的侵入 位移, $k_1$ 为法向碰摩刚度。设安装限幅减振器处 的传动轴节点横向振动位移为 $x_s$ 、 $y_s$ ,碰摩环的位 移为 $x_r$ 、 $y_r$ ,则 $\varepsilon_1$ 的表达式为

$$\varepsilon_{1} = \left[ \left( x_{s} - x_{r} \right)^{2} + \left( y_{s} - y_{r} \right)^{2} \right]^{1/2} - \delta_{1}$$
 (7)

切向碰摩力采用库伦摩擦模型,表达式为

$$f_{\rm lt} = \mu_1 f_{\rm ln} {\rm sign} \, v_1 \tag{8}$$

式中µ1为传动轴与碰摩环之间的切向碰摩摩擦因

数, v<sub>1</sub>为传动轴与碰摩环之间在碰摩点的切向相 对速度, 其表达式为

$$v_1 = (\dot{y}_s - \dot{y}_r) \cos \varphi_1 - (\dot{x}_s - \dot{x}_r) \sin \varphi_1 + \dot{\theta} \frac{d_2}{2} \quad (9)$$

式中 $d_2$ 为传动轴的外径, cos  $\varphi_1$ 、sin  $\varphi_1$ 可通过式(10)求得。

$$\begin{cases} \cos \varphi_{1} = (x_{s} - x_{r}) \left[ (x_{s} - x_{r})^{2} + (y_{s} - y_{r})^{2} \right]^{-1/2} \\ \sin \varphi_{1} = (y_{s} - y_{r}) \left[ (x_{s} - x_{r})^{2} + (y_{s} - y_{r})^{2} \right]^{-1/2} \\ (10)$$

则 $f_1$ 在x、y方向上的分量 $f_{1x}$ 、 $f_{1y}$ 的表达式为

$$\begin{cases} f_{1x} = f_{1n} \cos \varphi_1 - f_{1t} \sin \varphi_1 \\ f_{1y} = f_{1n} \sin \varphi_1 + f_{1t} \cos \varphi_1 \end{cases}$$
(11)

碰摩环与摩擦片之间的干摩擦力采用库伦摩 擦模型<sup>[20]</sup>,表达式为

$$\begin{bmatrix} f_{d_x} \\ f_{dy} \end{bmatrix} = -\Theta(v_r) f_p \begin{bmatrix} \frac{x_r}{v_r} \\ \frac{y_r}{v_r} \end{bmatrix}$$
(12)

式中 $v_r$ 为碰摩环运动速度, $v_r = (\dot{x}_r^2 + \dot{y}_r^2)^{1/2}$ ,  $f_p$ 为临界干摩擦力。

$$f_{\rm p} = 4\mu_2 f_{\rm s} \tag{13}$$

式中µ<sub>2</sub>为碰摩环与摩擦片之间的摩擦因数, f<sub>s</sub>为 单个弹簧施加在摩擦片上的预紧力。

为了方便数值计算和分析,对变量进行无量 纲化如下:  $Q_s = \frac{q_s}{e}$ ,  $Q_r = \frac{q_r}{e}$ ,  $M_s = \frac{m_s}{m_n}$ ,  $M_r = \frac{m_r}{m_n}$ ,  $K_s = \frac{k_s}{k_n}$ ,  $C_s = \frac{c_s}{\sqrt{k_n m_n}}$ ,  $G_s = \frac{g_s}{m_n}$ ,  $\Omega = \frac{\theta}{\omega_n}$ ,  $\tau = \omega_n t$ ,  $K_1 = \frac{k_1}{k_n}$ ,  $\Delta_1 = \frac{\delta_1}{e}$ ,  $F_p = \frac{f_p}{k_n e}$ 。其中 $m_n \, k_n = \omega_n$ 满足  $\omega_n = \sqrt{\frac{k_n}{m_n}}$ ,  $\omega_n$ 为传动轴 1 阶固有频率,  $k_n$ 近似取 载荷作用于传动轴中心处的等效刚度大小。传动 轴 1 阶固有频率及等效刚度均可通过理论计算 获得<sup>[21]</sup>。

### 2 典型响应结果分析

#### 2.1 未安装减振器时的响应结果

采用某型直升机尾传动轴参数进行数值仿 真<sup>[22]</sup>,传动轴参数如表1所示。

经过理论计算*k*<sub>n</sub>取 180 kN/m。设轴承处支承 刚度为 700 kN/m, 阻尼系数为 1 500 N/(m/s)<sup>[23]</sup>。

为了激发出传动轴的2阶模态,将偏心激励 作用在节点5即1/4节点。将传动轴转速从0匀 加速到5.5倍的临界转速,得到未安装限幅减振

表 1 空心传动轴参数 Table 1 Parameters of the hollow shaft

参数	数值
长度 L/mm	2 600
内径 d/mm	111
外径 D/mm	114.2
密度 $\rho/(kg/m^3)$	2 800
弹性模量 E/GPa	71
偏心量 e/mm	0.3

器时的传动轴瞬态响应结果。

图 4 给出了传动轴过 1 阶临界转速的振型及 过 2 阶临界转速的振型。图中横坐标为无量纲节 点位置,表示节点位置与传动轴长度的比值;纵 坐标为无量纲振幅。从图 4(a)中可以看出,传动 轴过 1 阶临界转速时,节点 9 即传动轴中间节点 处振幅最大。从图 4(b)中可以看出,传动轴过 2 阶临界转速时振动最大的位置在节点 5 及节点 13 即 1/4 节点处。





#### 2.2 安装减振器时的典型过临界响应

以传动轴过1阶临界转速的运动过程为例, 对安装限幅减振器后的传动轴典型过临界运动过 程进行分析。进一步结合工程实际应用经验及以 往仿真结果<sup>[21]</sup>,设置限幅减振器的无量纲参数如 表2所示。

表 2 限幅减振器相关无量纲参数设定

 Table 2
 Dimensionless parameters of the dry friction damper

参数	数值
无量纲碰摩环质量 M <sub>r</sub>	0.05
传动轴与碰摩环无量纲法向碰摩刚度 K <sub>1</sub>	15
传动轴与碰摩环切向碰摩摩擦因数μ1	0.1
传动轴与碰摩环无量纲初始间隙 $\Delta_1$	3
无量纲临界干摩擦力 Fp	6

将减振器安装在节点 9, 以观察减振器对传 动轴跨 1 阶临界转速的减振过程。图 5 给出了传 动轴节点 9 的位移响应曲线, 为了进行比较, 图中 也给出了无减振器时的位移曲线。图中绿色虚线 表示 4<sub>1</sub>的大小, 红色曲线为传动轴的幅频特性曲 线。从图中可以看出, 在限幅减振器的作用下, 传动轴过临界转速的振动大大减小。



为了进一步研究传动轴过临界过程中的动力 学特性,通过分岔图及频率瀑布图对传动轴运动 过程进行频率分析。无量纲转速从 0.01 增加到 5.5,以上一个激励频率下的系统末状态作为下一 个激励下的系统初状态,得到传动轴频率响应结 果。以转速作为变量,绘制分岔图。图 6 给出了 传动轴过 1 阶临界转速过程中节点 9 分岔图及幅 频特性曲线,图 7 给出了节点 9 频率瀑布图。

20220409-5





根据图 6 中的仿真结果,将传动轴跨临界转 速的运动过程分为 4 个阶段,分别为 I、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ。

在阶段 I,传动轴振动较小,未与减振器发生 碰摩。图 8(a)给出了无量纲频率为 0.8 时的轴心 轨迹图及庞加莱截面,蓝色曲线为轴心轨迹,黑 色圆点为庞加莱截面。传动轴的轴心轨迹始终在 间隙 4<sub>1</sub>(红色虚线)以内,庞加莱截面图为一个点, 说明传动轴处于单周期运动状态。

在阶段Ⅱ,传动轴超越初始间隙并与碰摩环 发生碰摩,但由于碰摩力较小,碰摩环并未完全 运动起来。图 8(b)给出了无量纲频率为1.1时节 点9的轴心轨迹图及庞加莱截面图,可以看出传 动轴处于拟周期运动状态。同时从图 7 中也可以 看出传动轴响应在这1阶段出现高频成分。

在阶段Ⅲ,碰摩环在较大的碰摩力作用下克 服临界干摩擦力发生滑动。图8(c)给出了无量纲频 率为1.7时节点9的轴心轨迹图及庞加莱截面图。 可以看出此时传动轴发生同频全周碰摩,处于单





Fig. 7 Waterfall frequency response spectrum of node 9

周期运动状态。

从阶段Ⅲ到阶段Ⅳ,传动轴发生跳跃现象,此 时的转速为传动轴的跳跃转速。在阶段Ⅳ,传动 轴与碰摩环脱离碰摩,处于单周期运动状态,如 图 8(d)所示。需要指出的是,当传动轴正常工作 转速给定后,跳跃转速应低于正常工作转速,避 免碰摩持续发生,影响传动轴的正常运转,且跳 跃转速越小,传动轴正常运转的安全裕度越大。

从以上对传动轴节点9跨1阶临界转速运动 过程的分析可以看出,在碰摩环黏滞阶段,传动 轴与碰摩环之间发生拟周期碰摩,系统的稳定性 较差。由于碰摩环的滑动,系统由拟周期碰摩运 动发展为同频全周碰摩运动,稳定性增强。限幅 减振器发挥作用主要在阶段Ⅱ和阶段Ⅲ。在阶段 Ⅱ,碰摩环黏滞,对传动轴振动产生限位作用;在 阶段Ⅲ,碰摩环发生滑动,引入了干摩擦阻尼消耗 振动能量,实现对传动轴的减振。



传动轴跨2阶临界转速的运动过程与上述运

20220409-6



图 8 轴心轨迹及庞加莱截面图 Fig. 8 Whirling orbits and Poincare maps

动过程保持一致,但由于2阶振动较大,因此在拟 周期阶段会发生更为剧烈的碰摩,这里就不再进 行赘述。

## 3 安装位置对减振效果的影响

根据以上对传动轴典型过临界响应的分析, 限幅减振器的减振效果从两方面进行评估,一方 面传动轴的跨临界振幅得到有效抑制,另一方面 传动轴的跳跃转速尽可能小。考虑到传动轴跨1 阶临界转速时节点9振幅最大,跨2阶临界转速 时节点5振幅最大,因此分别将限幅减振器安装 在节点9、节点5及两者之间的节点7即3/8节点, 如图9所示。此外,从文中第2.2节的分析中我 们知道,限幅减振器主要通过碰摩环黏滞阶段的 限幅作用及碰摩环滑动阶段的干摩擦阻尼实现减 振,而这两方面的减振作用均与临界干摩擦力值 息息相关。因此考虑在某一特定的安装位置下分



图 9 减振器安装位置示意图 Fig. 9 Illustration location diagram of the damper

#### 3.1 减振器安装在节点9

图 10 给出了减振器安装在节点 9 时,在不同 临界干摩擦力下的传动轴响应结果。从图中可以 看出,与图 4 中未安装减振器的结果相比,传动轴 跨 1 阶临界转速的振幅得到了有效抑制,且随着 临界干摩擦力的增加先减小后增大,存在一个最





图 10 减振器安装在节点 9 时的传动轴响应 Fig. 10 Responses of the shaft when the damper is located at node 9

优临界干摩擦力使1阶振幅最小;随着临界干摩 擦力的增加,1阶跳跃转速增大。在不同的临界 干摩擦力下,传动轴跨2阶临界转速的响应曲线 基本重合且振幅很大,减振器对传动轴过2阶临 界转速没有减振作用,这是由传动轴本身的2阶 振型决定的。

#### 3.2 减振器安装在节点 5

将减振器安装在节点 5,考虑到传动轴的 2 阶振动较 1 阶振动更为剧烈,因此增大临界干摩 擦力,传动轴的响应结果如图 11 所示。图 11(b)、 图 11(d)与图 10(b)、图 10(d)中的响应结果相比 较可以看出,传动轴跨 2 阶临界转速的振动得到 了有效抑制。节点 5 的 2 阶振幅随临界干摩擦力 的增加先减小后增大,存在最优临界干摩擦力使 2 阶幅值最小。另外,从图 11(d)可以看出,随着 临界干摩擦力的增大,跳跃转速增大。但图 11(a)、 图 11(c)与图 10(a)、图 10(c)中的结果相比,显 然较大的临界干摩擦力使传动轴1阶振幅增大。

### 3.3 减振器安装在节点7

进一步考虑将减振器安装在节点7,同样调 节临界干摩擦力,传动轴的响应结果如图13所示。 为了观察传动轴与减振器之间的碰摩情况,同时 给出了节点7的瞬态响应结果。

从图中可以看出,传动轴跨1阶及2阶临界 转速的振动均得到了有效抑制,且存在最优临 界干摩擦力使节点5的2阶振幅最小。但与安 装在节点5相比,其对过2阶临界的减振作用 减弱,且使振幅最小的最优临界干摩擦力值发 生变化。此外,仿真发现当临界干摩擦力值发 生变化。此外,仿真发现当临界干摩擦力较小( 图 12 中F<sub>p</sub> = 14)时,传动轴跨2阶临界转速后与 碰摩环持续发生碰摩;当临界干摩擦力较大时, 传动轴"跳跃"之后又会与减振器脱离碰摩,如 图 12(e)中红色虚线框内所示。一般来说,临界 干摩擦力越大,越容易导致传动轴跳跃滞后,从





图 11 减振器安装在节点 5 时的传动轴响应 Fig. 11 Responses of the shaft when the damper is located at node 5

而越不易与碰摩环脱离碰摩。而安装在节点 7时,由于临界干摩擦小而导致传动轴与碰摩环 无法脱离碰摩,这种现象在减振器安装在其他 节点的仿真中均未发现。

因此当减振器安装在节点7时,传动轴跨1

阶临界转速及2阶临界转速的振动均能得到有效 抑制。但需将临界干摩擦力调大,以避免传动轴 与碰摩环持续碰摩导致传动轴的正常工作受到影 响。同时较大的临界干摩擦力也导致了较大的跳 跃转速。







## 4 结 论

本文通过建立带限幅减振器的单跨轴系有限 元动力学模型,得到了传动轴典型跨临界过程的 动力学响应,并对减振器安装位置对减振效果的 影响进行了分析,得到了如下结论:

 1) 传动轴与限幅减振器系统的跨临界运动 过程可以分为4个阶段,分别为单周期无碰摩运 动阶段、拟周期碰摩阶段、同频全周碰摩阶段、 发生跳跃现象后回到单周期无碰摩阶段,且碰摩 环的滑动有利于系统的稳定。

2)将限幅减振器安装在中间节点,可以对传动轴过1阶临界转速产生很好的减振作用,但对传动轴过2阶临界转速没有减振效果。安装在1/4节点及3/8节点处,将临界干摩擦力增大,对传动轴跨1阶及2阶临界转速的振动均能起到抑制作用;但与安装在中间节点相比,对跨1阶临界转速的减振作用减弱;同时较大的临界干摩擦力也导致了较大的跳跃转速。另外,将减振器安装在3/8节点处,当临界干摩擦力较小时,传动轴无法与碰摩环脱离碰摩导致其正常工作受到影响。

## 参考文献:

- [1] 吴希明, 牟晓伟. 直升机关键技术及未来发展与设想[J]. 空 气动力学学报, 2021, 39(3): 1-10.
  WU Ximing, MU Xiaowei. A perspective of the future development of key helicopter technologies[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2021, 39(3): 1-10. (in Chinese)
- [2] 王锡龙. 粘弹性减振器对直升机传动轴系动力学特性的影响研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
   WANG Xilong. Research on the effects of viscoelastic damper to the dynamics of helicopter drive shaft system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)

- [3] 谭武中,王祁波.直升机传动系统装机振动特性综述[J].科 学技术创新,2019(2):1-3.
   TAN Wuzhong, WANG Qibo. Summary of installed vibration characteristics of helicopter transmission system[J]. Scientific and
- Technological Innovation, 2019(2): 1-3. (in Chinese) [4] 谭蔚, 陈晓宇, 孟国龙, 等. 粘弹性阻尼器在联合塔器中的 减振研究[J]. 化工机械, 2019, 46(2): 131-136, 151. TAN Wei, CHEN Xiaoyu, MENG Guolong, et al. Study on vibration reduction of viscoelastic dampers in combined tower[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2019, 46(2): 131-136, 151. (in Chinese)
- [5] 张针粒. 粘弹性隔振器动力学性能理论及实验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
   ZHANG Zhenli. Theoretical and experimental study on dynamic properties of viscoelastic isolators[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2012. (in Chinese)
- [6] TAHIRI M, KHAMLICHI A, BEZZAZI M. Application of viscoelastic dampers for reducing dynamic response of high-speed railway bridges[J]. International Review of Applied Sciences and Engineering, 2020, 11(2): 95-106.
- [7] 刘阳,陶继忠,郑越青,等.粘弹性支承柔性转子的动力学 分析[J].机械设计与制造,2014(6):191-194.
  LIU Yang, TAO Jizhong, ZHENG Yueqing, et al. Dynamic analysis of a flexible rotor with viscoelastic support[J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(6):191-194. (in Chinese)
- [8] GHAEMMAGHAMI A R, KWON O S. Nonlinear modeling of MDOF structures equipped with viscoelastic dampers with strain, temperature and frequency-dependent properties[J]. Engineering Structures, 2018, 168: 903-914.
- [9] MAXIMOV Y, LEGOVICH Y, MAXIMOV D. Frequency characteristics of viscoelastic damper models and evaluation of a damper influence on induced oscillations of mechanical system elements[J]. Meccanica, 2021, 56(12): 3107-3124.
- [10] LEWANDOWSKI R, PRZYCHODZKI M. Approximate method for temperature-dependent characteristics of structures with viscoelastic dampers[J]. Archive of Applied Mechanics, 2018, 88(10): 1695-1711.
- [11] LI Qiangqiang, XU Zhaodong, DONG Yaorong, et al. Effects of mechanical nonlinearity of viscoelastic dampers on the seismic performance of viscoelasticlly damped structures[J]. Soil Dynamics

and Earthquake Engineering, 2021, 150: 106936.

- [12] ÖZAYDIN O. Vibration reduction of helicopter tail shaft by using dry friction dampers[D]. Ankara, Turkey: Middle East Technical University, 2017.
- [13] DŹYGADŁO Z, PERKOWSKI W. Nonlinear dynamic model for flexural vibrations analysis of a supercritical helicopter's tail rotor drive shaft[R]. Harrogate, UK: 22nd International Congress of Aeronautical Sciences, 2000.
- [14] DŻYGADŁO Z, PERKOWSKI W. Research on dynamics of a supercritical propulsion shaft equipped with a dry friction damper[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2002, 74(5): 447-454.
- [15] PERKOWSKI W. Dry friction damper for supercritical drive shaft [J]. Journal of KONES Powertrain and Transport, 2016, 23(4): 389-396.
- [16] HUANG Zhonghe, TAN Jianping, LIU Chuliang, et al. Dynamic characteristics of a segmented supercritical driveline with flexible couplings and dry friction dampers[J]. Symmetry, 2021, 13(2): 281.
- [17] HUANG Zhonghe, TAN Jianping, LU Xiong. Phase difference and stability of a shaft mounted a dry friction damper: effects of viscous internal damping and gyroscopic moment[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2021, 13(3): 168781402199691.
- [18] 王飞.挤压油膜转子系统建模方法研究及动力特性分析[D]. 南京:南京航空航天大学, 2018.
   WANG Fei. Research on modeling method and dynamic characteristic analysis for squeeze film damper rotor system[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chi-

nese)

- [19] 江俊,陈艳华.转子与定子碰摩的非线性动力学研究[J].力 学进展, 2013, 43(1): 132-148.
  JIANG Jun, CHEN Yanhua. Advances in the research on nonlinear phenomona in rotor/stator rubbing systems[J]. Advances in Mechanics, 2013, 43(1): 132-148. (in Chinese)
- [20] PENNESTRìE, ROSSI V, SALVINI P, et al. Review and comparison of dry friction force models[J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 83(4): 1785-1801.
- [21] 王旦,宋立瑶,陈柏,等.直升机超临界尾传动轴限幅减振器非线性动力学特性研究[J].振动工程学报,2023,36(03): 593-605.

WANG Dan, SONG Liyao, CHEN Bai, et al. Nonlinear dynamics of a supercritical tail rotor drive shaft equipped with a hybrid damper[J]. Journal of Vibration Engineering, 2023, 36(03): 593-605. (in Chinese)

[22] 宋兴武. 直升机尾传动轴系设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程 大学, 2007.

SONG Xingwu. Designing of tail transmission shafting for the copter[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2007. (in Chinese)

[23] HAN Qingkai, ZHANG Zhiwei, LIU Changli, et al. Periodic motion stability of a dual-disk rotor system with rub-impact at fixed limiter[M]//Ibrahim R A, Babitsky V I, Okuma M. Vibro-impact dynamics of ocean systems and related problems. Berlin, Germany: Springer, 2009: 105-119.

(编辑:秦理曼)