

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J2514459

直升机光纤捷联惯导隔振系统设计方法^{*}

王 平¹, 王 磊^{2,3}, 尉 飞⁴, 张延顺⁵

(1. 陕西理工大学物理与电信工程学院 汉中 723001; 2. 陕西省航空部件先进制造及健康管理重点实验室 汉中 723001; 3. 陕西省工业自动化重点实验室 汉中 723001; 4. 北京中航智科技有限公司 北京 102600; 5. 北京航空航天大学仪器科学与光电工程学院 北京 100191)

摘 要:直升机振动环境的典型特征为低水平宽带随机振动与强烈正弦振动叠加的混合谱激励。该类惯导隔振系统的传统设计对工程经验依赖程度较高,存在需多次迭代导致设计效率低下的问题,为此提出了一种新的隔振系统设计方法。以某型光纤捷联惯导系统(INS)为研究对象,首先建立了惯导隔振系统的运动微分方程,并依据弹性支撑刚体运动解耦原则,阐述了 3 个对称面的八点隔振布局的结构设计形式。针对此类混合谱激励下系统响应难以直接分析的问题,通过将定频正弦激励等效转换为窄带随机振动,采用基于频响函数的子结构综合法,构建了隔振系统的随机动力学分析模型。基于该模型,系统分析了减振器刚度参数变化对隔振系统均方根(RMS)加速度响应的影响,发现隔振系统响应随减振器刚度增加呈现出先下降后上升的非单调变化趋势,据此以响应最小化准则确定最优刚度参数。为验证所提方法的有效性,对所提方法与传统避频法设计的隔振系统开展了对比试验。试验结果表明:两种方法设计的隔振系统分别沿 X、Y、Z 轴的加速度传递率曲线基本一致,验证了基于运动解耦的八点隔振布局的有效性;相较于传统方法,新方法在 X、Y、Z 轴向上的均方根加速度分别降低了 26.9%、24.4%、24.7%,整体隔振性能显著提升,验证了所提方法的合理性与工程适用性。

关键词: 直升机;惯导系统;随机叠加正弦;隔振设计;均方根加速度响应

中图分类号: V241.6 TH113.1 文献标识码: A 国家标准学科分类代码: 590.30

Design method of helicopter fiber optic strapdown inertial navigation vibration isolation system

Wang Ping¹, Wang Lei^{2,3}, Wei Fei⁴, Zhang Yanshun⁵

(1. School of Physics and Telecommunication Engineering, Shaanxi University of Technology, HanZhong 723001, China; 2. Shaanxi Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Health Management for Aviation Components, Hanzhong 723001, China; 3. The Key Laboratory of Industrial Automation of Shaanxi Province, Hanzhong 723001, China; 4. Beijing ZhongHangZhi Technology, Beijing 102600, China; 5. School of Instrumentation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: The typical characteristic of helicopter vibration environment is a mixed-spectrum excitation composed of low-level broadband random vibration superimposed with intense sinusoidal vibration. Traditional design methods for such inertial navigation vibration isolation systems heavily rely on engineering experience and often require multiple iterations, leading to low design efficiency. To address these issues, a novel vibration isolation system design method is proposed. Taking a fiber optic strapdown inertial navigation system (INS) as the research subject, the study first establishes the motion differential equations of the vibration isolation system. Based on the principle of motion decoupling for elastically supported rigid bodies, a structural design form of a triple-symmetry eight-point vibration isolation layout is elaborated. To tackle the challenge of directly analyzing system responses under such mixed-spectrum excitation, the fixed-frequency sinusoidal excitation is equivalently converted into narrow-band random vibration. Using the frequency response function substructure synthesis method, a stochastic dynamic analysis model of the vibration isolation system is constructed. Based on this model,

收稿日期: 2025-09-04 Received Date: 2025-09-04

^{*} 基金项目: 智能多源自主导航(62388101)、国家自然科学基金(62176146)、陕西省自然科学基金基础研究计划(2023-JC-ZD-34)、陕西理工大学人才启动(SLGRCD2320)项目资助

the influence of variations in damper stiffness parameters on the root mean square (RMS) acceleration response of the isolation system is systematically analyzed. It is found that the system response exhibits a non-monotonic trend—first decreasing and then increasing—with increasing damper stiffness. Accordingly, the optimal stiffness parameters are determined based on the response minimization criterion. To validate the effectiveness of the proposed method, comparative experiments were conducted between the isolation systems designed using the proposed method and the traditional frequency-avoidance method. Experimental results show that the acceleration transmissibility curves along the X , Y , and Z axes of both systems are essentially consistent, verifying the effectiveness of the motion-decoupling-based eight-point isolation layout. Compared to the traditional method, the new method reduces the RMS acceleration responses by 26.9%, 24.4%, and 24.7% in the X , Y , and Z directions, respectively, significantly improving overall vibration isolation performance and demonstrating the rationality and engineering applicability of the proposed method.

Keywords: helicopter; inertial navigation system (INS); sine-on-random (SOR); vibration isolation design; RMS acceleration response

0 引言

直升机凭借其悬停、低速机动以及在复杂环境作业的能力,在险情救援、医疗救助和军事打击等领域具有不可替代的作用^[1-3]。惯导系统(inertial navigation system, INS)是直升机飞行控制与姿态稳定的核心设备。不同于固定翼飞机,直升机的振动环境主要表现为低水平宽带随机振动叠加强烈的正弦振动(sine-on-random, SOR)^[4-6]。低水平宽带随机振动主要由气动湍流以及外部环境产生;正弦振动则主要由旋翼、尾桨、发动机传动轴等部件产生。上述复杂的振动环境不只会严重影响惯导系统的测量精度,甚至还会引起惯导系统结构件和元器件的加速失效^[7-9]。

为了改善惯导系统的振动环境,通常在机箱与IMU(inertial measurement unit)之间设置隔振系统。直升机惯导系统的隔振系统设计需特别考量其振动环境特有的SOR频谱特性。由于环境包含多个显著的正弦激励频率,基于避频原则的传统隔振设计方法难以对隔振效果进行定量评估,尤其无法同时兼顾多个主导正弦激励频率的影响。这导致当前惯导系统隔振设计过程往往需要经历多次反复的迭代设计与试验验证,周期冗长且效率低下^[10-12]。因此,直升机SOR振动环境下惯导系统隔振设计成为需要解决的关键技术难题。

在分析惯导隔振系统的随机振动响应时,一般将其简化为线性系统^[13-14]。根据线性随机振动理论,线性系统响应的功率谱密度计算关键在于系统频响函数的计算。在惯导隔振系统设计过程中,减振器刚度的迭代调整会改变系统的整体动态特性。因此,无论采用直接法还是模态叠加法计算系统的频响函数均存在计算代价大、效率低的问题,对于复杂结构尤为显著^[15-16]。针对仅发生局部变更的结构,基于频响函数的子结构综合方法具有显著优势。该方法无需重构未变更部件的频响函数,即可便捷地分析局部变更后结构的频响函数,从而有效提升计算效率^[17-19]。然而,现有研究中该类方法主要

应用于确定性谐波激励或单一频率响应分析,在宽带随机激励与多正弦叠加共存的SOR振动环境中的系统应用仍较为有限,尤其在面向惯导隔振系统参数快速迭代与优化设计方面的研究尚显不足。

基于此,本研究以某型光纤捷联惯导系统为研究对象,提出一种面向直升机SOR振动环境的隔振设计方法。首先,建立惯导隔振系统的运动微分方程,并基于运动解耦原则系统论证隔振系统的解耦条件,进而导出采用具有3个对称面的八点隔振布局形式的结构配置方案。随后,将直升机振动谱中的离散正弦加速度激励等效转化为窄带随机振动,并在此基础上引入基于频响函数的子结构综合方法,建立惯导隔振系统的随机动力学分析模型。在该模型基础上,系统分析减振器刚度参数对惯导隔振系统加速度均方根响应的影响规律,并依据响应最小准则确定隔振系统的最优刚度参数。最后,通过对比试验对所提方法与传统避频隔振设计方法所得到的惯导隔振系统性能进行验证与评估。

1 基于运动解耦的隔振器布局设计

惯导隔振系统可简化为弹性支承的IMU,如图1所示。其中,弹性支承的刚度远小于IMU本体刚度,故通常将IMU视作刚体。

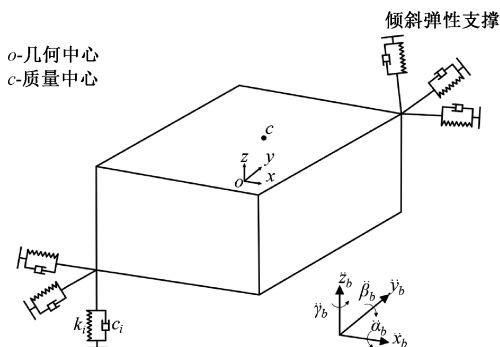


图1 考虑弹性支撑的惯导隔振系统动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of inertial navigation vibration isolation system considering elastic supports

以 IMU 几何中心为原点建立坐标系 $oxyz$, IMU 的运动微分方程为:

$$M\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = -\mathbf{M}\{\ddot{x}_b \quad \ddot{y}_b \quad \ddot{z}_b \quad \ddot{\alpha}_b \quad \ddot{\beta}_b \quad \ddot{\gamma}_b\}^T \quad (1)$$

式中: $\ddot{x}_b, \ddot{y}_b, \ddot{z}_b$ 分别表示载体运动时惯导系统测量的3个轴向加速度; $\ddot{\alpha}_b, \ddot{\beta}_b, \ddot{\gamma}_b$ 分别代表惯导系统绕3个轴的角加速度; $\mathbf{M}$ 为系统的质量矩阵, 具体形式为:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & z_c m & -y_c m \\ 0 & m & 0 & -z_c m & 0 & x_c m \\ 0 & 0 & m & y_c m & -x_c m & 0 \\ 0 & -z_c m & y_c m & I_{xx} + z_c^2 m + y_c^2 m & -I_{xy} - x_c y_c m & -I_{xz} - x_c z_c m \\ z_c m & 0 & -x_c m & -I_{yx} - x_c y_c m & I_{yy} + z_c^2 m + x_c^2 m & -I_{yz} - y_c z_c m \\ -y_c m & x_c m & 0 & -I_{zx} - x_c z_c m & -I_{zy} - y_c z_c m & I_{zz} + y_c^2 m + x_c^2 m \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: m 表示 IMU 的质量; I_{xx}, I_{yy}, I_{zz} 分别代表 IMU 绕质心的转动惯量; $I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}, I_{yx}, I_{zx}, I_{zy}$ 分别表示 IMU 绕质心

的惯性积; x_c, y_c, z_c 代表 IMU 质心的位置坐标。

$\mathbf{K}$ 为系统的刚度矩阵, 具体形式为:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \sum_i k_{x_i} & 0 & 0 & 0 & \sum_i k_{x_i} z_i & -\sum_i k_{x_i} y_i \\ & \sum_i k_{y_i} & 0 & -\sum_i k_{y_i} z_i & 0 & \sum_i k_{y_i} x_i \\ & & \sum_i k_{z_i} & \sum_i k_{z_i} y_i & -\sum_i k_{z_i} x_i & 0 \\ & & & \sum_i (k_{y_i} z_i^2 + k_{z_i} y_i^2) & \sum_i k_{z_i} x_i y_i & -\sum_i k_{y_i} x_i z_i \\ sym & & & \sum_i (k_{x_i} z_i^2 + k_{z_i} x_i^2) & -\sum_i k_{x_i} y_i z_i & \\ & & & & \sum_i (k_{x_i} y_i^2 + k_{y_i} x_i^2) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: x_i, y_i, z_i 分别表示弹性支承的位置坐标; $k_{x_i}, k_{y_i}, k_{z_i}$ 代表弹性支承3个主弹性轴的刚度, 下标 i 表示第 i 个减振器。

由式(2)可知, 设计时应确保 IMU 质心与其几何中心重合, 以最大限度减小其线振动与角振动之间的耦合。此外, 通过合理布置弹性支承, 使系统存在特定对称平面, 同样能实现系统部分线振动与角振动的解耦。依次分析具有不同数量对称平面的正交弹性支承系统所对应的弹性耦合特性。

情形 1: 具有 1 个对称面的正交弹性支承

假设 oyz 平面为隔振系统的对称面, 那么有:

$$\sum_i k_{y_i} x_i = \sum_i k_{z_i} x_i = \sum_i k_{z_i} x_i y_i = \sum_i k_{y_i} x_i z_i = 0 \quad (4)$$

情形 2: 具有 2 个对称面的正交弹性支承

在情形 1 的基础上, 假设 oxz 平面为隔振系统的对称面, 那么有:

$$\sum_i k_{x_i} y_i = \sum_i k_{z_i} y_i = \sum_i k_{x_i} y_i z_i = 0 \quad (5)$$

情形 3: 具有 3 个对称面的正交弹性支承

在情形 1 与 2 的基础上, 假设 oxy 平面为隔振系统的对称面, 那么有:

$$\sum_i k_{x_i} z_i = \sum_i k_{y_i} z_i = 0 \quad (6)$$

因此, 要使一个隔振系统完全实现刚度解耦, 需满足式(7)所示条件, 即:

$$\begin{cases} \sum_i k_{y_i} x_i = \sum_i k_{z_i} x_i = \sum_i k_{z_i} x_i y_i = \sum_i k_{y_i} x_i z_i = 0 \\ \sum_i k_{x_i} y_i = \sum_i k_{z_i} y_i = \sum_i k_{x_i} y_i z_i = 0 \\ \sum_i k_{x_i} z_i = \sum_i k_{y_i} z_i = 0 \end{cases} \quad (7)$$

对应的隔振系统需要具有 3 个对称面, 满足上述解耦条件的典型安装形式, 如图 2 所示, 该隔振系统为八点隔振布局模式。

● 减振器安装位置

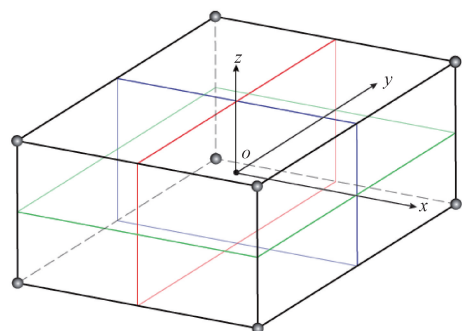


图2 八点隔振模式示意图

Fig. 2 Schematic diagram of eight-point vibration isolation mode

该隔振系统的刚度矩阵为对角矩阵,若各个减振器

参数一致,其形式可以简化为:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 8k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 8k_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 8k_z & 0 & 0 & 0 \\ & & & 8(k_y z^2 + k_z y^2) & 0 & 0 \\ sym & & & & 8(k_x z^2 + k_z x^2) & 0 \\ & & & & & 8(k_x y^2 + k_y x^2) \end{bmatrix} \quad (8)$$

通过以上讨论,本研究光纤捷联惯导系统采用八点正交弹性支承模式,该模式可以有效抑制线振动与角振动之间的耦合。

2 直升机惯导隔振系统的随机振动响应

2.1 振动谱转换与随机振动响应模型

直升机惯导系统承受的典型振动环境如图3所示。图中: $f_1 \sim f_4$ 为4阶正弦定频, $A_1 \sim A_4$ 为正弦加速度幅值, W_0 与 W_1 为宽带随机振动加速度功率谱密度。

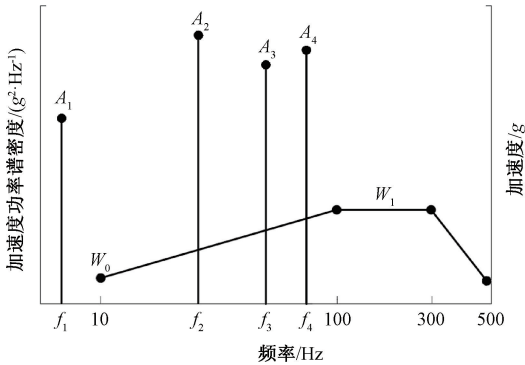


图3 直升机宽带随机叠加正弦组合的振动谱

Fig. 3 Vibration spectrum of helicopter broadband random superposition sine combination

在处理上述振动谱时,通常将正弦加速度激励转换为窄带加速度功率谱。根据文献[20],正弦加速度激励对应的加速度功率谱 $G_{\sin}$ 为:

$$G_{\sin} = \frac{4A_n^2 Q}{\pi \beta^2 f_n} [h(f_l) - h(f_u)] \quad (9)$$

式中: Q 为品质因子; $\beta = 1.8$; f_n 为正弦激励频率; A_n 为正弦激励的幅值, $n = 1, 2, 3, 4$; $h(f)$ 为 Heaviside 函数, 是激励频率 f 的函数; f_l 与 f_u 分别为频率带宽的下限频率与上限频率, 分别表示为:

$$\begin{cases} f_l = f_n - \frac{\pi f_n}{4Q} \\ f_u = f_n + \frac{\pi f_n}{4Q} \end{cases} \quad (10)$$

由于宽带随机振动响应是在双对数坐标下表示为线性关系, 因此可以得到宽带随机振动的加速度功率谱密度 G_{rand} 为:

$$G_{\text{rand}} = \begin{cases} W_0^{(2-\lg f)} W_1^{(\lg f - 1)}, & 10 \leq f \leq 100 \\ W_1, & 100 < f \leq 300 \\ W_1 (W_0/W_1)^{\frac{\lg(f/300)}{\lg(5/3)}}, & 300 < f \leq 500 \end{cases} \quad (11)$$

这样安装在直升机上的惯导系统承受的组合振动转换为随机振动, 其功率谱密度 G_i 为窄带加速度功率谱与宽带加速度功率谱的叠加, 表示为:

$$G_i = G_{\text{rand}} + G_{\sin} \quad (12)$$

惯导隔振系统承受的基础加速度功率谱密度, 可以通过大质量法, 将其转换为外部载荷 G_F , 有:

$$G_F = M_L G_i \quad (13)$$

式中: M_L 表示激励点质量, 一般取值为惯导质量的 10^6 倍。

因此, 承受某一单向基础加速度激励的惯导系统, 可以将其视为一个单输入多输出的线性系统, 其加速度响应的功率谱密度 G_x 为:

$$G_x = \mathbf{H}^* G_F \mathbf{H}^T \quad (14)$$

式中: 上标 $*$ 与 T 分别表示矩阵的共轭与转置; $\mathbf{H}$ 为输入与输出间的频响函数。

由于惯导系统激励的功率谱密度已知, 因此其振动响应分析的关键在于系统频响函数的计算。

2.2 基于频响函数的子结构综合方法计算频响函数

光纤捷联惯导系统的典型结构模型如图4所示。整个光纤捷联惯导系统主要由机箱(支撑结构件)、减振器、IMU、电路板和接收机等组成, 而 IMU 则主要由支架、光纤陀螺仪和石英加速度计组成。将图4所示的结构模型等效为图5所示的惯导系统子结构动力学模型。

按照子结构划分原则, 一般将连接结构两侧结构划分为子结构。因此, 可以将上述系统划分为子结构 A 与 B。子结构 A 为机箱及安装其上的接收机、电路板, 子结构 B 包含支架、石英加速度计和光纤陀螺仪, 两者之间的连接结构包含 8 个橡胶减振器。

对于子结构 A, 主要承受的激励为外部载荷 $\mathbf{F}_i^A$ 和界

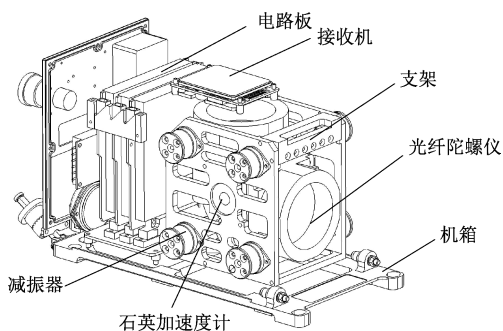


图4 光纤捷联惯导系统主要结构

Fig. 4 Diagram of main structure of optical fiber strapdown INS

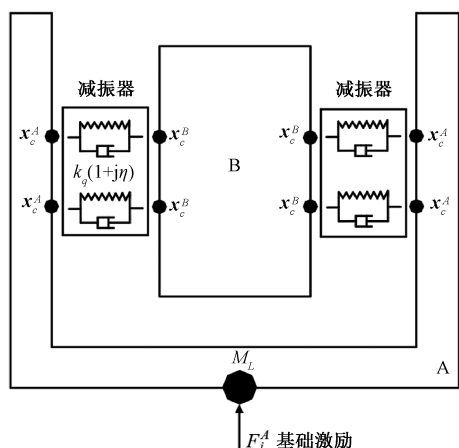


图5 惯导系统子结构动力学模型

Fig. 5 Diagram of substructure dynamics model of INS

面力 F_c^A , 因此可以得到其界面节点位移 x_c^A 与激励之间的频响方程为:

$$x_c^A = H_{ci}^A F_i^A + H_{cc}^A F_c^A \quad (15)$$

式中:下标 c 表示界面节点, i 表示内部节点; H_{ci}^A 代表点 c 与 i 之间的位移频响函数; H_{cc}^A 为点 c 的原点位移频响函数。结构任意两点之间的频响函数 $H_{st}(f)$ 通常可以采用模态叠加方法获得,其表达式为:

$$H_{st}(f) = \sum_{r=1}^N \frac{\varphi_s^r \varphi_t^r}{4\pi^2(f_r^2 - f^2) + 8\pi^2 j \zeta_r f_r f} \quad (16)$$

式中: f_r 和 ζ_r 分别表示结构第 r 阶模态的固有频率和阻尼比; φ_s^r 和 φ_t^r 分别代表第 r 阶模态振型在节点 s 和 t 的位移; N 为模态分析保留的模态数目。

对于子结构 B, 主要承受的激励为界面力 F_c^B , 于是可以得到其内部节点位移 x_i^B 、界面节点位移 x_c^B 与激励之间的频响方程为:

$$\begin{cases} x_i^B = H_{ic}^B F_c^B \\ x_c^B = H_{cc}^B F_c^B \end{cases} \quad (17)$$

在分析时将减振器简化为弹簧阻尼系统, 根据位移协调条件和力平衡条件, 可得到如式 (18) 所示。

$$\begin{cases} F_c^A = -Z X_c^A + Z X_c^B \\ F_c^B = Z X_c^A - Z X_c^B \end{cases} \quad (18)$$

式中: Z 为减振器阻抗, 表示为:

$$Z = (1 + j\eta) \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & k_q & \\ & & \ddots \end{bmatrix} \quad (19)$$

式中: k_q 代表第 q 个减振器的刚度矩阵, 即:

$$k_q = \begin{bmatrix} k_x^q & & \\ & k_y^q & \\ & & k_z^q \end{bmatrix} \quad (20)$$

式中: k_x^q 、 k_y^q 、 k_z^q 分别表示第 q ($q = 1, 2, \dots, 8$) 个减振器的刚度, η 为减振器的结构阻尼系数。

于是得到子结构 B 的界面节点位移与外部激励之间的频响关系为:

$$X_c^B = H_{cc}^B [H_{cc}^A + H_{cc}^B + Z^{-1}]^{-1} H_{ci}^A F_i^A \quad (21)$$

子结构 B 的内部节点的位移响应可以视为界面节点的刚体运动和相对界面的弹性运动之和。界面节点的刚体运动反映了减振器的优劣。根据刚体运动学理论, 界面节点的刚体运动可以通过某一参考点的响应来描述, 即:

$$X_c^B = \Psi_{RB} X_{RF} \quad (22)$$

式中: X_{RF} 为参考点的位移响应; Ψ_{RB} 为转换矩阵, 其形式为:

$$\Psi_{RB} = \begin{Bmatrix} \vdots \\ L_q \\ \vdots \end{Bmatrix} \quad (23)$$

式中:

$$L_q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_q - z_0 & -(y_q - y_0) \\ 0 & 1 & 0 & -(z_q - z_0) & 0 & x_q - x_0 \\ 0 & 0 & 1 & y_q - y_0 & -(x_q - x_0) & 0 \end{bmatrix} \quad (24)$$

式中: x_0 、 y_0 、 z_0 为参考点位置坐标; x_q 、 y_q 、 z_q 为第 q 个减振器安装点的位置坐标。

利用最小二乘原理可以得到参考点的位移响应 X_{RF} 为:

$$X_{RF} = (\Psi_{RB}^T \Psi_{RB})^{-1} \Psi_{RB}^T X_c^B \quad (25)$$

于是, 可以获得参考点的加速度响应为:

$$\ddot{X}_{RF} = (2\pi f)^2 (\Psi_{RB}^T \Psi_{RB})^{-1} \Psi_{RB}^T H_{cc}^B [H_{cc}^A + H_{cc}^B + Z^{-1}]^{-1} H_{ci}^A F_i^A \quad (26)$$

最终得到参考点的加速度响应与结构承受激励之间的频响函数 $\ddot{H}_{RF}$ 为:

$$\ddot{\boldsymbol{H}}_{RF} = (2\pi f)^2 (\boldsymbol{\Psi}_{RB}^T \boldsymbol{\Psi}_{RB})^{-1} \boldsymbol{\Psi}_{RB}^T \boldsymbol{H}_{cc}^B [\boldsymbol{H}_{cc}^A + \boldsymbol{H}_{cc}^B + \boldsymbol{Z}^{-1}]^{-1} \boldsymbol{H}_{ci}^A$$

(27)

2.3 均方根加速度响应的计算

根据式 (14), 能够得到参考点加速度响应的自功率谱密度 $\boldsymbol{G}_{RF}$ 为:

$$\boldsymbol{G}_{RF} = \boldsymbol{M}_L \boldsymbol{G}_i \text{diag}[\ddot{\boldsymbol{H}}_{RF}^* \ddot{\boldsymbol{H}}_{RF}^T]$$

(28)

式中: $\text{diag}[\cdot]$ 表示对角矩阵。

为了评价惯导系统隔振效果, 定义界面参考点在激励频带内的均方根加速度值 $\ddot{\boldsymbol{x}}_{RF}$ 为:

$$\ddot{\boldsymbol{x}}_{RF} = \begin{bmatrix} \ddots & & \\ & \sqrt{\int_{f_l}^{f_u} G_{RF}^p df} & \\ & & \ddots \end{bmatrix}$$

(29)

式中: G_{RF}^p 表示参考点在第 p 个方向上的加速度自功率谱密度, $p=1, 2, \cdots, 6$ 。

3 算 例

在建立图 4 所示的惯导系统有限元模型时, 对其进行了合理且必要的几何简化 (如去除不必要的倒圆角等)。机箱与支架结构采用二阶四面体单元进行模拟, 螺栓连接则使用梁单元模拟。分析中, 将机箱上的电路板和接收机等效为非结构质量; 将光纤陀螺仪和石英加速度计简化为集中质量单元, 并通过刚性约束将其耦合至支架。由于惯导系统外界载荷环境导致的振动位移均为小位移, 因此将机箱与 IMU 间的橡胶减振器简化为线性弹簧-阻尼系统, 忽略其质量影响。子结构 A 和 B 对应的有限元模型分别如图 6 和 7 所示, 两者通过橡胶减振器连接, 其位置由图 8 中的黑色点所示。

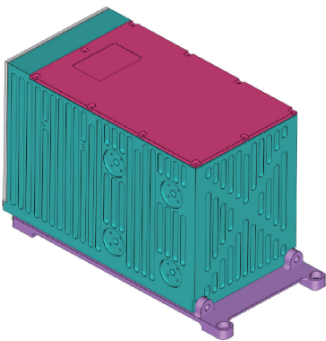


图 6 子结构 A 的有限元模型
Fig. 6 Finite element model of substructure A

本文采用的直升机惯导系统的振动环境参数如表 1 所示。

利用式 (9) ~ (12), 表 1 的振动环境参数转换后的加速度功率谱密度曲线如图 9 所示。

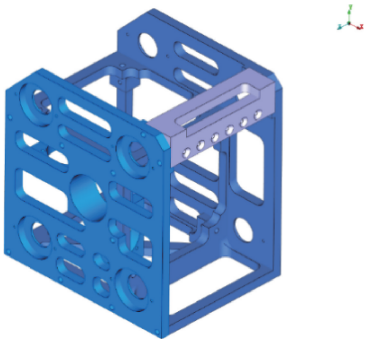


图 7 子结构 B 的有限元模型
Fig. 7 Finite element model of substructure B

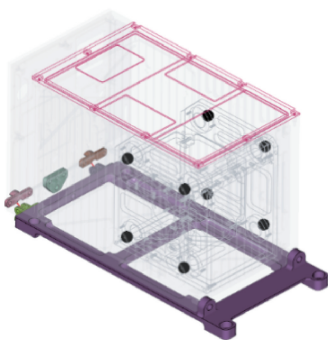


图 8 连接结构 (减振器)
Fig. 8 Connection structure (vibration damper)

表 1 直升机惯导系统振动环境参数
Table 1 Vibration environmental parameters of helicopter INS

随机振动量级/ ($g^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$)	频率成分	正弦定频 频率/Hz	正弦加速度 幅值/ g
$W_0 = 0.002$	主桨转速频率	6.77	0.27
	主桨一阶通过频率	27.10	3.75
$W_1 = 0.020$ ($f_u = 500 \text{ Hz}$)	主桨二阶通过频率	54.10	2.25
	主桨三阶通过频率	81.20	2.25

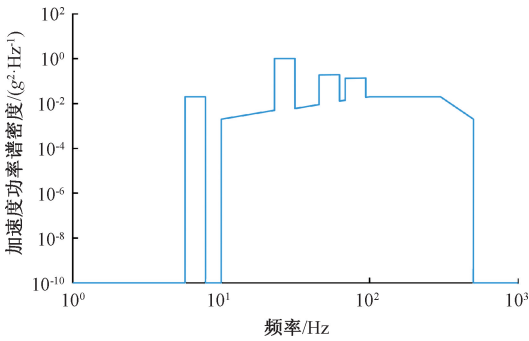


图 9 转换后的加速度功率谱密度曲线
Fig. 9 Vibration power density spectrum curve after conversion

分析时假设机箱和支架的结构阻尼系数为 0.02,减振器结构阻尼系数为 0.2。同时,考虑减振器三向等刚度特性,其刚度取值范围为 5~25 N/mm。通过计算不同减振器刚度下惯导隔振系统的均方根加速度响应,得到的结果如图 10 所示,其中 AX 、 AY 、 AZ 分别代表惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴的均方根加速度。

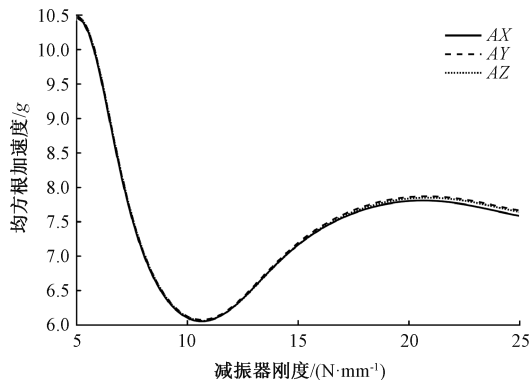


图 10 减振器刚度参数对惯导隔振系统振动响应均方根加速度的影响

Fig. 10 Effects of vibration damper stiffness parameters on RMS acceleration of vibration response of inertial navigation vibration isolation system

由图 10 可知,减振器刚度参数变化对惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴均方根加速度响应的影响趋势基本一致,印证了八点隔振布局在实现振动解耦方面的有效性。此外,系统的均方根加速度响应随减振器刚度增加呈现出先下降后上升的非单调变化趋势。这一趋势主要源于不同频率激励成分对总体加速度响应的贡献随刚度变化而改变,具体机理如下:在曲线下降阶段,响应主要由主桨一阶通过频率激励主导。随着减振器固有频率提高,系统对该频段激励的传递减弱,故响应逐渐降低。而当减振器固有频率进一步上升至接近主桨二阶通过频率时,该阶激励对振动的贡献显著增大,从而导致均方根加速度响应曲线转为上升。

因此,在满足设计可行性的前提下,选取减振器刚度参数时应尽量降低系统的均方根加速度。仿真计算表明,当刚度参数约为 11 N/mm 时,对应的均方根加速度响应最小。鉴于橡胶减振器的制造加工因素及刚度误差,实际选用了实测刚度参数为 13 N/mm 的减振器,对应隔振系统一阶固有频率为 45 Hz。其对应的均方根加速度 AX 、 AY 、 AZ 分别为 6.71g、6.74g、6.71g。

直升机惯导系统隔振设计传统上采用避频法。该方法在方案设计阶段基于工程经验,对系统固有频率进行选取,以避开直升机主要定频激励频率。依据该传统避频原则进行设计,所得到的隔振系统一阶固有频率为 60 Hz,相应减振器刚度参数为 23.5 N/mm,其对应的均

方根加速度 AX 、 AY 、 AZ 分别为 7.7g、7.78g、7.76g。对比两种方案的均方根加速度响应,可以看出新方法的设计效果优于传统方法。

4 试验验证

4.1 正弦扫频测试

为了对比两种方法设计的惯导隔振系统固有频率,分别对传统方法和新方法设计的惯导隔振系统进行扫频振动试验。试验时加速度传感器安装在 IMU 中心位置,试验装置如图 11 所示,振动激励依次沿 X 、 Y 、 Z 轴方向施加。



图 11 惯导隔振系统振动试验装置

Fig. 11 Diagram of vibration test device for inertial navigation vibration isolation system

试验采用正弦扫频输入,扫频方式为对数扫频,扫频速率为 1 oct/min,加速度幅值为 1g。传统方法设计的惯导隔振系统加速度传递率曲线如图 12 所示,而新方法设计系统的对应结果如图 13 所示。

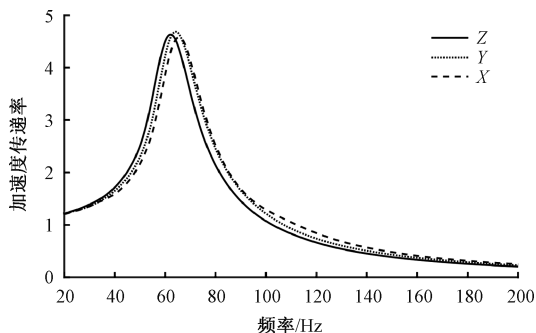


图 12 传统方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴加速度传递率曲线

Fig. 12 Acceleration transmissibility curves of inertial navigation vibration isolation system along X , Y and Z axis designed by traditional methods

从图 12 和 13 中可以看出,两种方法设计的惯导隔振系统分别沿 X 、 Y 、 Z 轴的加速度幅频曲线基本重合,验证了该系统采用了基于运动解耦的八点隔振布局的有效

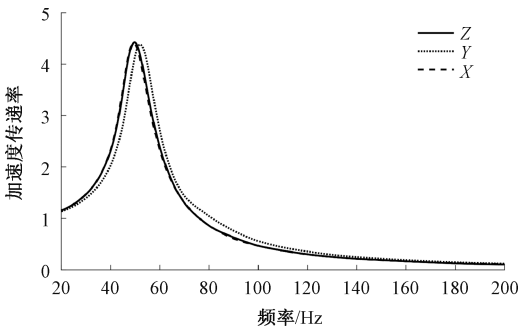


图 13 新方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴加速度传递率曲线

Fig. 13 Acceleration transmissibility curves of inertial navigation vibration isolation system along X , Y and Z axis designed by proposed methods

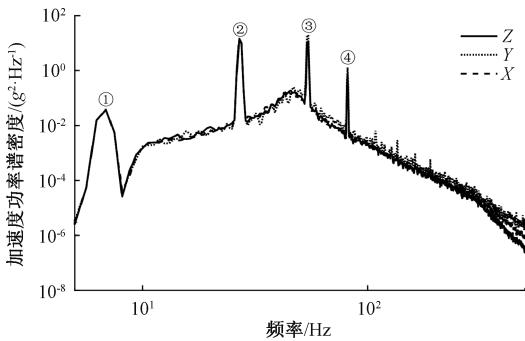


图 15 新方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴的加速度功率谱密度曲线

Fig. 15 Acceleration power spectral density curves of inertial navigation vibration isolation system along X , Y and Z axes designed by proposed methods

性。此外,从图中可以发现:传统方法设计的惯导隔振系统在 X 、 Y 、 Z 轴的谐振频率分别为 68、66 和 64 Hz,对应的加速度传递率峰值分别为 4.55、4.75 和 4.65。新方法设计的系统在 X 、 Y 、 Z 轴的谐振频率分别为 48、51 和 48 Hz,对应的加速度传递率峰值分别为 4.45、4.35 和 4.45。对比可知,新方法设计的系统在 3 个方向上的固有频率均低于传统方法,与理论分析趋势一致。加速度传递率峰值相差不大,其主要原因是由于加速度传递率峰值是由橡胶减振器的阻尼决定。

4.2 SOR 振动实验

为了对比两种方法设计的惯导隔振系统均方根加速度响应,分别对它们进行 SOR 振动试验。试验依据图 5 所示的振动谱和表 1 所列参数进行激励,振动方向依次为 X 、 Y 、 Z 轴,各轴测试时间均为 900 s。传统方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴的加速度功率谱密度曲线如图 14 所示;新方法设计系统的相应结果如图 15 所示。

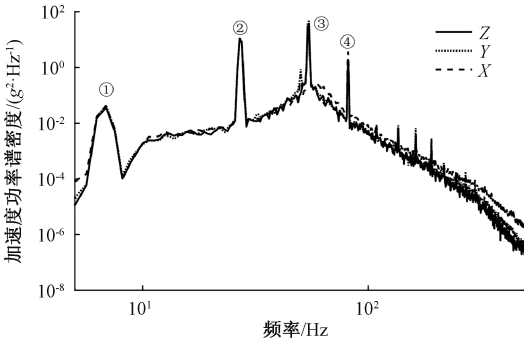


图 14 传统方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 轴的加速度功率谱密度曲线

Fig. 14 Acceleration power spectral density curves of inertial navigation vibration isolation system along X , Y and Z axes designed by traditional methods

从图 14 和 15 可以看出,传统方法和新方法设计的惯导隔振系统沿 X 、 Y 、 Z 这 3 个方向上的振动响应曲线基本一致,进一步验证了系统采用的八点隔振布局具有良好的解耦效果。两张图中均在① 6.77 Hz、②27.1 Hz、③ 54.1 Hz、④ 81.2 Hz 这 4 个频率附近出现明显的峰值。结合图 5 所示的激励谱,这些响应峰值主要由 $f_1 \sim f_4$ 四阶正弦激励引起,直接体现了直升机振动环境特有的 SOR 频谱特征。在 90 Hz 以上频段随着频率升高加速度功率谱响应迅速下降,表明隔振效果显著。进一步计算图 14 和 15 中系统沿 X 、 Y 、 Z 轴的振动响应曲线对应的均方根加速度,对比结果如表 2 所示。

表 2 两种方法设计的惯导隔振系统均方根加速度参数对比
Table 2 Comparison of RMS acceleration parameters of inertial navigation vibration isolation system designed by two methods

均方根响应	减振器刚度/ ($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)	均方根加速度/ g		
		AX	AY	AZ
传统方法	23.5	7.8	8.6	7.7
新方法	13	5.7	6.5	5.8

根据表 2 数据,与传统方法设计的惯导隔振系统相比,新方法在 X 、 Y 、 Z 轴向上的均方根加速度分别降低了 26.9%、24.4%、24.7%。结果表明,新方法在降低振动响应方面具有显著优势,验证了其可行性与有效性。

5 结 论

直升机惯导系统振动环境具有宽带随机振动叠加正弦振动的特点,传统避频隔振设计方法无法直接评判系统的隔振效果,为此提出了一种新型隔振设计方法。该

方法首先基于运动解耦原则,采用具有3个对称面的八点隔振布局;并将直升机振动环境中的正弦加速度激励等效转换为窄带随机振动,进而应用频响函数子结构法建立惯导隔振系统随机动力学模型,在此基础上系统分析减振器刚度参数对隔振系统均方根加速度响应的影响规律,并依据响应最小化原则选定最优刚度参数。为验证所提方法的有效性,分别对采用新方法与传统方法设计的惯导隔振系统开展了对比试验。SOR 振动试验表明,新方法对应的均方根加速度响应显著优于传统方法,隔振性能提升明显。试验结果充分验证了所提方法的可行性与工程应用优势。

需要指出的是,本研究分析基于八点隔振布局完全解耦的假设,实际系统中仍可能存在残余耦合效应;受角振动试验条件限制,尚未深入研究减振器刚度参数变化对系统均方根角加速度响应的影响。相关问题有待在后续研究中进一步探讨,以完善隔振设计方法。

本研究以某型光纤捷联惯导系统为研究对象,所建立的惯导隔振系统随机动力学模型适用于直升机宽带随机叠加正弦组合振动环境,且所提方法不依赖于特定隔振器布局形式,具备一定的通用性与拓展价值。

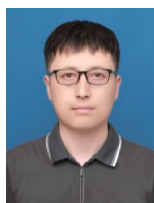
参考文献

- [1] LEE C M, GOVERDOVSKIY V N, SOTENKO A V. Helicopter vibration isolation: Design approach and test results[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 366: 15-26.
- [2] 游滔,熊邦书,朱金浩,等. 基于随转视觉的直升机桨叶挥舞量测量及分析[J]. *仪器仪表学报*, 2025, 46(11): 229-240.
YOU T, XIONG B SH, ZHU J H, et al. Measurement and analysis of helicopter rotor blade flapping based on rotating stereo vision[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2025, 46(11): 229-240.
- [3] 吴金星,朱攀,李盘文,等. 直升机尾桨载荷高精度同步测试技术[J]. *电子测量技术*, 2025, 48(20): 75-83.
WU J X, ZHU P, LI P W, et al. High-precision synchronous testing technology for helicopter tail rotor loads[J]. *Electronic Measurement Technology*, 2025, 48(20): 75-83.
- [4] 王文涛,查建平,孟文杰. 飞控系统与直升机振动耦合分析及验证[J]. *应用力学学报*, 2023, 40(6): 1277-1282.
WANG W T, ZHA J P, MENG W J. Analysis and verification of the coupling between FCS and helicopter vibration[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2023, 40(6): 1277-1282.
- [5] 王司文,韩景龙,员海玮. ABC 共轴直升机旋翼/机身耦合振动响应分析[J]. *振动工程学报*, 2023, 36(5): 1318-1325.
WANG S W, HAN J L, YUN H W. Analysis of coupled rotor/fuselage vibration response of ABC coaxial helicopter[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2023, 36(5): 1318-1325.
- [6] 陈雪晴,刘瑜,贺琼瑶,等. 直升机平台振动环境预测与振动环境谱设计方法[J]. *装备环境工程*, 2025, 22(4): 67-74.
CHEN X Q, LIU Y, HE Q Y, et al. Prediction of vibration environment of helicopter platforms and design method of vibration environmental spectrum[J]. *Equipment Environmental Engineering*, 2025, 22(4): 67-74.
- [7] 霍健,徐耀玲. 一种直升机机载跟瞄系统被动隔振平台设计[J]. *应用力学学报*. 2023, 40(4): 754-760.
HUO J, XU Y L. Design of passive vibration isolation platform for helicopter airborne tracking-aiming system[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2023, 40(4): 754-760.
- [8] 姚志强,雷宏杰,宋汉文,等. 激光捷联惯导振动耦合问题的精细建模[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(21): 271-277.
YAO ZH Q, LEI H J, SONG H W, et al. Fine modeling for coupled vibration problem of laser strap-down inertial navigation[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(21): 271-277.
- [9] 张恩康,张红伟,李雷,等. 基于 FRM 的直升机载光纤惯导用抗振型光源研究[J]. *电光与控制*, 2023, 30(4): 116-121.
ZHANG EN K, ZHANG H W, LI L, et al. Vibration-resistant fiber source for helicopter-borne fiber optic inertial navigation based on FRM[J]. *Electronics Optics & Control*, 2023, 30(4): 116-121.
- [10] 成果达,瞿晓东,张懿. 机载捷联惯导系统振动性能提升研究[J]. *宇航学报*, 2024, 45(4): 532-539.
CHENG G D, QU X D, ZHANG Y. Research on vibration performance improvement of airborne inertial navigation system[J]. *Journal of Astronautics*, 2024, 45(4): 532-539.
- [11] 杨成博,彭丽,王昆平,等. 某航空机载集成设备架正向隔振设计与方法研究[J]. *振动与冲击*, 2025, 44(10): 215-223.
YANG CH B, PENG L, WANG K P, et al. Forward vibration isolation design of an aviation airborne integrated equipment rack[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2025, 44(10): 215-223.
- [12] HUNG H H, HUANG Y H, MA C C. An investigation on coupling analysis and vibration rectification of

- vibration isolation system for strap-down inertia measurement unit[J]. Journal of Mechanics, 2024, 40: 604-624.
- [13] 姚建军, 闫红松, 李欣, 等. SINS 减振系统参数与耦合角运动的关系[J]. 中国惯性技术学报, 2021, 29(5): 576-582.
YAO J J, YAN H S, LI X, et al. Relationship between parameters of vibration damping system and coupling angular motion of SINS[J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2021, 29(5): 576-582.
- [14] 刘小川, 马君峰, 白春玉, 等. 航空结构动力学研究的进展与展望[J]. 应用力学学报, 2022, 39(3): 409-436, 407.
LIU X CH, MA J F, BAI CH Y, et al. Progress and prospect of aviation structural dynamics research[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2022, 39(3): 409-436, 407.
- [15] CONTARTESE N, NIJMAN E, DESMET W. On the physically consistent characterisation of a system for FRF-based substructuring[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 501: 116073.
- [16] WANG P, ZHANG G P, WEI F. Analysis of random vibration response of inertial navigation vibration reduction system[J]. Ain Shams Engineering Journal, 2024, 15(10): 102956.
- [17] 黄子祥, 谢溪凌, 张志谊. 一种高固有频率的三向隔振系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(21): 265-271.
HUANG Z X, XIE X L, ZHANG ZH Y. Dynamic characteristics of a 3-directional vibration isolation system with high natural frequency[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(21): 265-271.
- [18] CONTARTESE N, NIJMAN E, DESMET W. A procedure to restore measurement induced violations of reciprocity and passivity for FRF-based substructuring[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 167: 108556.
- [19] 王平, 张广鹏, 尉飞, 等. 轻量化惯导系统振动响应分析与减振器优化[J]. 仪器仪表学报, 2016, 37(8): 1898-1905.
WANG P, ZHANG G P, WEI F, et al. Vibration response analysis of lightweight INS and optimization of vibration absorber[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2016, 37(8): 1898-1905.
- [20] 季馨, 王树荣. 电子设备振动环境适应性设计[M]. 北京: 电子工业出版社, 2012.

JI X, WANG SH R. Environmental adaptability design of electronic equipment for vibration[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2012.

作者简介



王平(通信作者), 2021 年于西安理工大学获得博士学位, 现为陕西理工大学讲师, 主要研究方向为惯性器件、导航技术以及惯导隔振系统优化设计。

E-mail: 1114969033@qq.com

Wang Ping (Corresponding author)

received his Ph. D. degree from Xi'an University of Technology (XAUT) in 2021. He is currently a lecturer at Shaanxi University of Technology. His main research interests include inertial devices, navigation technologies, and optimization design of inertial navigation vibration isolation systems.



王磊, 2001 年在西安电子科技大学获得博士学位, 现为陕西理工大学教授, 主要研究方向为智能计算、机器学习及模式识别等。

E-mail: leiwang@xaut.edu.cn

Wang Lei received his Ph. D. degree from

Xidian University in 2001. He is currently a professor at Shaanxi University of Technology. His main research interests include intelligent computing, machine learning, and pattern recognition.



尉飞, 2010 年在哈尔滨工业大学获得博士学位, 现为北京中航智科技有限公司高级工程师, 主要研究方向为直升机结构动力学设计。

E-mail: shaun.wei@outlook.com

Wei Fei received his Ph. D. degree from

Harbin Institute of Technology in 2010. He is currently an advanced engineer in Beijing ZhongHangZhi Technology. His main research interest is design of structural dynamics of helicopters.



张延顺, 分别于 1995 年、1998 年在东北林业大学获得学士、硕士学位, 于 2002 年在哈尔滨工程大学获得博士学位, 现为北京航空航天大学大学副教授, 主要研究方向为惯性测量与组合导航。

E-mail: zhangyanshun@buaa.edu.cn

Zhang Yanshun received his B. Sc. and M. Sc. degrees both from Northeast Forestry University in 1995 and 1998, respectively, and his Ph. D. from Harbin Engineering University in 2002. He is currently an associate professor at Beihang University. His main research interests include inertial measurement and integrated navigation.