

# 计入结构柔性的直升机主减速器 振动特性分析

许华超, 秦大同, 刘长钊, 易园园, 贾涵杰  
(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘 要:** 以直升机主减速器为研究对象,运用有限元/集中参数混合方法建立计入传动轴和机匣结构柔性的直升机主减速器混合动力学模型。研究了柔性机匣结构对系统振动特性的具体影响。结果表明:耦合柔性机匣结构后,各阶固有频率值降低,局部系统振幅明显改变,且使齿轮系统的共振峰幅值降低,共振转速数量减少;柔性机匣结构对动态啮合力的影响较小,而对轴承支反力的波动幅值影响显著且可分为 3 类,即波动幅值减小、基本不变和增大,并给出评价准则。研究结果为直升机主减速器的减振降噪与动态性能优化奠定了基础。

**关 键 词:** 直升机; 主减速器; 混合模型; 柔性机匣; 振动特性  
**中图分类号:** V275; TH113      **文献标志码:** A

## Vibration characteristics analysis for helicopter main gearbox considering strutural flexibility

XU Huachao, QIN Datong, LIU Changzhao,  
YI Yuanyuan, JIA Hanjie  
(State Key Laboratory of Mechanical Transmission,  
Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** The helicopter main gearbox was taken as the research object, the finite-element/lumped-parameter hybrid method was used to establish a hybrid dynamic model of a helicopter main gearbox, by considering the flexibility of the shaft and housing. The specific influence of the flexible housing structure on the vibration characteristics of the main gearbox was studied. Results demonstrated that, after considering the structure of the flexible housing, the natural frequency of each order was significantly decreased, the mode shape of the system was changed obviously, and the amplitude of the resonance peak of the system was decreased and the number of resonance speed was reduced. The flexible housing structure had little influence on the dynamic meshing force, but had a greater impact on the bearing reaction force. It can be divided into three categories: the fluctuation amplitude decreases, ba-

**收稿日期:**2018-08-31  
**基金项目:**国家自然科学基金(51705042,U1764259)  
**作者简介:**许华超(1990—),男,博士生,主要从事直升机传动系统振动噪声分析与控制。  
**通讯作者:**秦大同(1956—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事机械传动系统、车辆动力传动及其综合控制。  
E-mail:dtqin@cqu.edu.cn

**引用格式:**许华超,秦大同,刘长钊,等.计入结构柔性的直升机主减速器振动特性分析[J].航空动力学报,2019,34(5):1020-1028.  
XU Huachao,QIN Datong,LIU Changzhao,et al. Vibration characteristics analysis for helicopter main gearbox considering strutural flexibility[J]. Journal of Aerospace Power,2019,34(5):1020-1028.

sically remains unchanged and increases, and the judgment criteria were given. The results lay a foundation for the vibration reduction, noise reduction and dynamic performance optimization of the helicopter main gearbox.

**Key words:** helicopter; main gearbox; hybrid model; flexible housing; vibration characteristics

为了减轻质量,提高功率密度,直升机主减速器通常采用薄壁结构(传动轴和机匣)支撑与连接齿轮系统。在复杂工况及多源激励作用下,薄壁结构会使直升机主减速器的振动变得非常复杂,严重影响直升机的安全及可靠性。例如,挪威一架 H225“超级美洲豹”直升机就因主减速器振动造成行星轮系解体而使直升机坠毁,机上 13 名乘员全部遇难<sup>[1]</sup>;美国 OH-58 基奥瓦直升机主减速器的内齿圈也因振动而产生裂纹<sup>[2]</sup>;因此,在设计阶段建立考虑结构柔性的直升机主减速器动力学模型,并进行振动分析与优化设计可有效提高其可靠性,减少故障发生率。

近半个世纪以来,学者们对齿轮系统动力学开展了诸多有益研究。按建模方法的不同,大致可将齿轮系统动力学模型分为集中参数模型、有限元模型和混合模型 3 类<sup>[3]</sup>。其中,集中参数模型因建模简单、计算量小等优点而被广泛应用。采用集中参数法,顾仲权等<sup>[4]</sup>、王建军等<sup>[5]</sup>、许兆棠<sup>[6]</sup>、林何等<sup>[7]</sup>先后针对不同机型,建立了直升机主减速器传动系统的纯扭转模型,并对其扭振特性进行了分析;随后,郭家舜等<sup>[8]</sup>构建了直升机主减速器传动系统的平移-扭转模型,研究其在典型工况下的动力学特性。研究表明集中参数模型啮合动载荷仿真结果与试验测试结果有较好的一致性<sup>[9]</sup>。然而,由于未对轴、轴承和机匣进行单独建模,集中参数模型无法准确计算轴、轴承和机匣的动响应<sup>[9]</sup>。相比之下,有限元模型计算精度高,且可考虑各构件柔性对系统的影响;但有限元模型的计算量大,求解费时、后处理困难,故一般不适用于直升机主减速器动态设计场合。为构建计算量小且精度较高的动力学模型,混合模型得以被建立。该类模型将齿轮箱中柔性大的构件视为柔体,其余构件视为刚体,既满足了计算精度,又提高了计算效率。采用混合模型,Kubur 等<sup>[10]</sup>发现传动轴的长度对轴承动载荷影响较大;Hua 等<sup>[11]</sup>研究表明混合模型比集中参数模型的计算精度更高;任朝晖等<sup>[12]</sup>研究了齿轮偏心误差等因素对系统的影响;文献[10-12]以单级定轴齿轮系统为研究对象,采用 Timoshenko 梁来模拟柔性轴的方

法无疑会增加过多的自由度,尤其在多级齿轮箱的建模与仿真中更是如此。因此,Bettaieb、Guilbert 等<sup>[13-14]</sup>运用模态综合法将具有大量自由度的传动轴有限元模型进行了缩减,并采用有限元/集中参数混合方法建立了自由度少且精度较高的单级定轴齿轮系统混合模型;随后,Guo 等<sup>[15]</sup>采用模态综合法获取箱体有限元缩聚模型,建立了考虑柔性箱体结构的单级定轴齿轮箱混合模型。

综上所述,由于直升机主减速器自身结构及所受激励复杂、薄壁结构的柔性难以模拟且运行转速范围宽,目前仍缺乏准确、高效且能够计入传动轴和机匣结构柔性的直升机主减速器混合动力学模型,缺少揭示柔性机匣结构对直升机主减速器振动特性影响的研究。针对上述问题,本文运用有限元/集中参数混合方法建立了同时考虑传动轴和机匣结构柔性的直升机主减速器混合模型,并计入时变啮合刚度和啮合误差等因素的影响。在此基础上,分析比较了耦合和不耦合柔性机匣结构时主减速器的固有特性,并揭示出柔性机匣结构对系统动态啮合力、轴承支反力和共振的具体影响。

1 直升机主减速器混合动力学模型

1.1 集中参数齿轮模型

1.1.1 行星轮系矩阵模型

在行星架随动坐标系下建立行星轮系的矩阵模型。模型中共有 3 种坐标系:静坐标系  $OXY$ ,行星架随动坐标系  $Oxy$ ,行星轮随动坐标系  $O_n\xi_n\eta_n$ , $\eta$  和  $\xi$  分别为切向和径向方向<sup>[16]</sup>。图 1 中,下标 s、r、c、p 分别代表太阳轮、内齿圈、行星架和行星轮; $x_i$ 、 $y_i$  和  $\theta_i$  分别代表横向位移和角位移; $x_i$ 、 $y_i$  ( $i=s,r,c$ ) 和  $\theta_j$  ( $j=s,r$ ) 在  $Oxy$  下测得; $\theta_c$  在  $OXY$  下测得; $\xi_n$ 、 $\eta_n$  和  $\theta_n$  ( $n=1,2,\cdots,N$ ) 在  $O_n\xi_n\eta_n$  下测得; $\varphi_n$  为行星轮  $n$  的位置角; $k_m$ 、 $c_m$ 、 $e_m$  ( $m=sn,rn$ ) 分别为时变啮合刚度、啮合阻尼、综合啮合误差; $\alpha$  为啮合角; $k_r$ 、 $k_{pn}$  为内齿圈、行星轮的支承刚度; $k_{rn}$  为内齿圈扭转刚度; $r_k$  是齿轮  $k$  ( $k=s,r,p$ ) 的基圆半径。

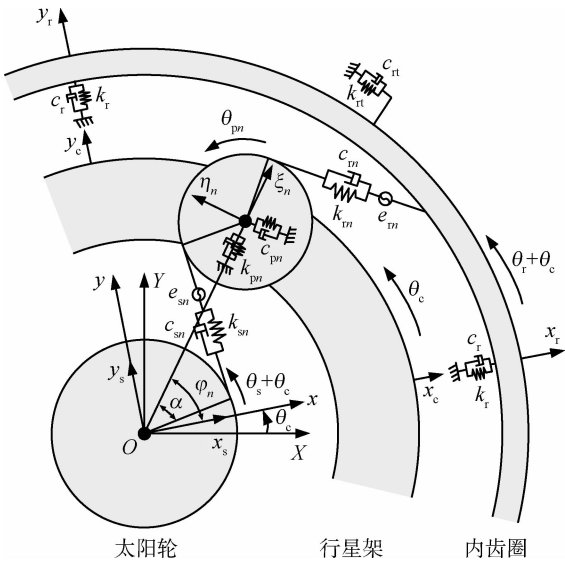


图 1 行星轮系啮合模型

Fig. 1 Mesh model of planetary gear set

行星轮系内、外啮合副各方向位移向啮合线方向的投影矢量为<sup>[16]</sup>

$$\begin{cases} \mathbf{V}_{spn} = [\sin \phi, -\cos \phi, -r_s, -\sin \alpha, \cos \alpha, -r_p] \\ \mathbf{V}_{rpn} = [\sin \alpha, \cos \alpha, r_p, -\sin \phi, -\cos \phi, -r_r] \end{cases} \quad (1)$$

式中  $\phi$  为啮合线法向与  $x$  轴正向的夹角,  $\phi = \alpha \pm \phi_n$ 。

因此,行星轮系内、外啮合副的时变啮合刚度、阻尼和力矢量矩阵分别为<sup>[16]</sup>

$$\mathbf{K}_m = k_m \mathbf{V}_m^T \mathbf{V}_m \quad (2)$$

$$\mathbf{C}_m = c_m \mathbf{V}_m^T \mathbf{V}_m \quad (3)$$

$$\mathbf{F}_m = [k_m e_m + c_m \dot{e}_m] \mathbf{V}_m^T \quad (4)$$

行星轮相对行星架沿径向的投影矢量分别为

$$\mathbf{V}_{cnx} = [-\cos \varphi_n, \sin \varphi_n, 0, 1, 0, 0] \quad (5)$$

$$\mathbf{V}_{cny} = [-\sin \varphi_n, \cos \varphi_n, 0, 0, 1, 0] \quad (6)$$

1.1.2 斜齿轮矩阵模型

斜齿轮啮合模型如图 2 所示。下标 5 和 6 分别代表主动轮和从动轮;  $\theta_{xi}$  ( $i=5,6$ ) 为转角;  $\theta_{xi}$ 、 $\theta_{yi}$  为摆角;  $x_i, y_i, z_i$  为沿坐标轴的平移位移;  $r_i$  为基圆半径;  $\beta$  为基圆螺旋角;  $\phi_{56}$  为安装相位角。  $k_{56}, c_{56}, e_{56}$  和  $\alpha_{56}$  分别为斜齿轮啮合模型的时变啮合刚度、啮合阻尼、综合啮合误差和啮合角。

斜齿轮副沿啮合线的相对总变形为<sup>[10]</sup>

$$L(t) = \mathbf{V} \mathbf{q} - e_{56}(t) \quad (7)$$

式中  $\mathbf{q} = (x_5, y_5, z_5, \theta_{x5}, \theta_{y5}, \theta_{z5}, x_6, y_6, z_6, \theta_{x6}, \theta_{y6}, \theta_{z6})$ , 为位移列向量;  $\mathbf{V}$  为斜齿轮副各方向位移向啮合线方向的投影矢量为<sup>[10]</sup>

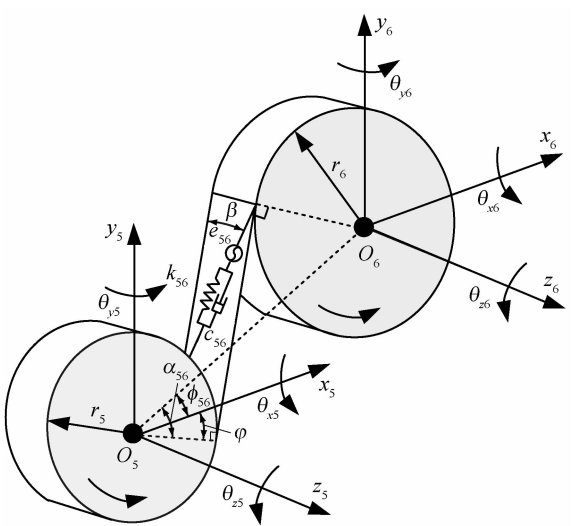


图 2 斜齿轮啮合模型

Fig. 2 Helical gear mesh model

$$\begin{aligned} \mathbf{V} = & (-\cos \beta \sin \varphi, -\cos \beta \cos \varphi, -\sin \beta, \\ & -r_5 \sin \beta \cos \varphi, -r_5 \sin \beta \cos \varphi, -r_5 \cos \beta, \\ & \cos \beta \sin \varphi, \cos \beta \cos \varphi, \sin \beta, \\ & -r_6 \sin \beta \sin \varphi, -r_6 \sin \beta \cos \varphi, -r_6 \cos \beta) \end{aligned} \quad (8)$$

式中  $\varphi$  为端面啮合线与  $x$  轴正向的夹角,  $\varphi = \alpha_{56} + \phi_{56}$ 。

因此,斜齿轮副的时变啮合刚度、阻尼和力矢量矩阵分别为

$$\mathbf{K}_{56} = k_{56} \mathbf{V}^T \mathbf{V} \quad (9)$$

$$\mathbf{C}_{56} = c_{56} \mathbf{V}^T \mathbf{V} \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_{56} = [k_{56} e_{56} + c_{56} \dot{e}_{56}] \mathbf{V}^T \quad (11)$$

1.1.3 螺旋锥齿轮矩阵模型

螺旋锥齿轮的啮合模型和受力分析如图 3 和图 4 所示。下标 p 和 g 分别代表主动轮和从动轮;  $\theta_{yp}, \theta_{zg}$  为转角;  $x_j, y_j, z_j$  ( $j=p, g$ ) 为各轴向振

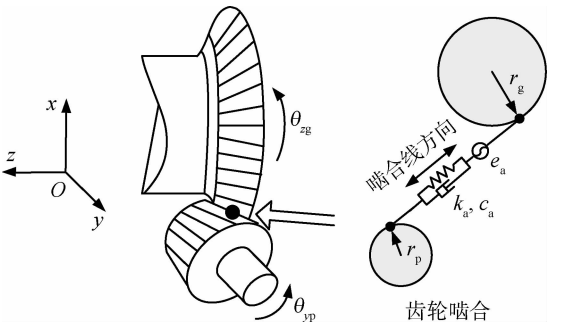


图 3 螺旋锥齿轮啮合模型

Fig. 3 Spiral bevel gear mesh model

动位移; $r_j$  是螺旋锥齿轮  $j$  的啮合点半径; $\delta_a$  为主动螺旋锥齿轮节锥角; $\alpha_a$  为法面压力角; $\beta_a$  为中点螺旋角; $k_a$ 、 $c_a$ 、 $e_a$  和  $\alpha_a$  分别为螺旋锥齿轮啮合模型的时变啮合刚度、啮合阻尼、综合啮合误差和啮合角<sup>[17]</sup>。

螺旋锥齿轮副沿啮合线方向的相对变形为

$$\delta_a = \mathbf{V}_a \mathbf{q}_a - e_a \tag{12}$$

式中  $\mathbf{q}_a = (x_p, y_p, z_p, \theta_{yp}, x_g, y_g, z_g, \theta_{zg})$ , 为位移列向量; $\mathbf{V}_a$  为螺旋锥齿轮副各方向位移向啮合线方向的投影矢量为<sup>[17]</sup>

$$\begin{aligned} \mathbf{V}_a = & [(\sin\alpha_a \cos\delta_a + \cos\alpha_a \sin\beta_a \sin\delta_a), \\ & -(\sin\alpha_a \sin\delta_a - \cos\alpha_a \sin\beta_a \cos\delta_a), \\ & \cos\alpha_a \cos\beta_a, r_p \cos\alpha_a \sin\beta_a, \\ & -(\sin\alpha_a \cos\delta_a + \cos\alpha_a \sin\beta_a \sin\delta_a), \\ & (\sin\alpha_a \sin\delta_a - \cos\alpha_a \sin\beta_a \cos\delta_a), \\ & -\cos\alpha_a \cos\beta_a, -r_g \cos\alpha_a \sin\beta_a] \end{aligned} \tag{13}$$

因此,螺旋锥齿轮副的时变啮合刚度、阻尼和力矢量矩阵分别为

$$\mathbf{K}_a = k_a \mathbf{V}_a^T \mathbf{V}_a \tag{14}$$

$$\mathbf{C}_a = c_a \mathbf{V}_a^T \mathbf{V}_a \tag{15}$$

$$\mathbf{F}_a = [k_a e_a + c_a \dot{e}_a] \mathbf{V}_a^T \tag{16}$$

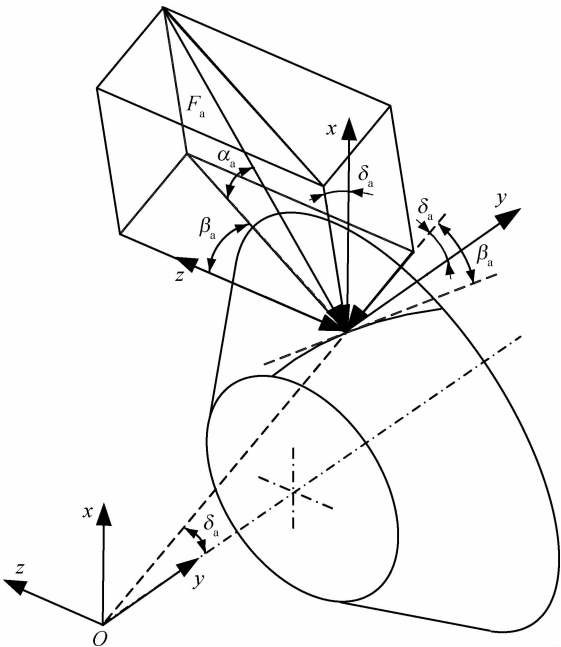


图 4 螺旋锥齿轮受力分析

Fig. 4 Force analysis of spiral bevel gear

## 1.2 轴、机匣有限元缩聚矩阵模型

### 1.2.1 轴有限元缩聚矩阵模型

运用 Ansys 中的 Beam 188 单元构建空心薄

壁轴的有限元模型,随后采用模态综合法对其进行缩聚,即可获得传动轴有限元缩聚模型。图 5 所示为轴有限元(FE)模型的缩聚主节点划分示意图。

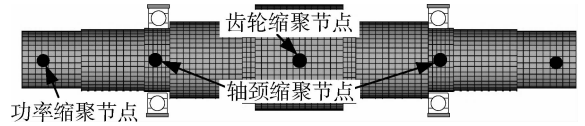


图 5 轴有限元模型的主节点划分示意图

Fig. 5 Master nodes chosen for FE model of the shaft

### 1.2.2 机匣有限元缩聚矩阵模型

运用 Ansys 建立薄壁机匣结构的有限元模型,如图 6 所示。材料为铝合金,密度为  $2700 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $7.1 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ ,泊松比为 0.33。采用 10 节点四面体单元进行网格划分。模型包含 969 948 个节点,569 028 个单元。文献[18]已证明采用柔性 MPC(multi-point constraints)单元不会对结构特性产生影响,故在获取机匣有限元缩聚模型之前,需采用柔性 MPC 连接轴承座孔的主节点与表面从节点,使其自由度保持一致<sup>[19]</sup>。随后,采用模态综合法对其进行缩聚就可获得柔性机匣的有限元缩聚模型。

## 1.3 轴承矩阵模型

直升机主减速器中各轴承的刚度矩阵为<sup>[9]</sup>

$$\mathbf{K}_b = \text{diag}[k_x, k_y, k_z, 0, 0, 0] \tag{17}$$

式中  $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$  分别为轴承的径向和轴向刚度。

## 1.4 组装耦合系统混合动力学模型

在 Matlab 中将齿轮矩阵模型、轴承矩阵模型、轴和机匣的有限元缩聚矩阵模型按实际装配关系进行组装与耦合,即可得到某型直升机主减速器的混合动力学模型,如图 6 所示。图 6 中,  $T_{in}$ 、 $T_{out1}$  和  $T_{out2}$  分别表示发动机输入扭矩、旋翼负载扭矩和尾翼负载扭矩。

最终可得到直升机主减速器混合模型的动力学方程为

$$\begin{aligned} \mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C}_m + \mathbf{C}_b + \mathbf{C}_t) \dot{\mathbf{q}} + \\ (\mathbf{K}_m + \mathbf{K}_b + \mathbf{K}_t) \mathbf{q} = \mathbf{T} \end{aligned} \tag{18}$$

式中  $\mathbf{q}$  为广义坐标向量; $\mathbf{M}$  和  $\mathbf{T}$  分别为广义质量矩阵和系统载荷向量; $\mathbf{K}_m$ 、 $\mathbf{K}_b$ 、 $\mathbf{K}_t$  分别为啮合刚度矩阵、径向刚度矩阵、扭转刚度矩阵; $\mathbf{C}_m$ 、 $\mathbf{C}_b$ 、 $\mathbf{C}_t$  分别为啮合阻尼矩阵、径向阻尼矩阵、扭转阻尼矩阵。

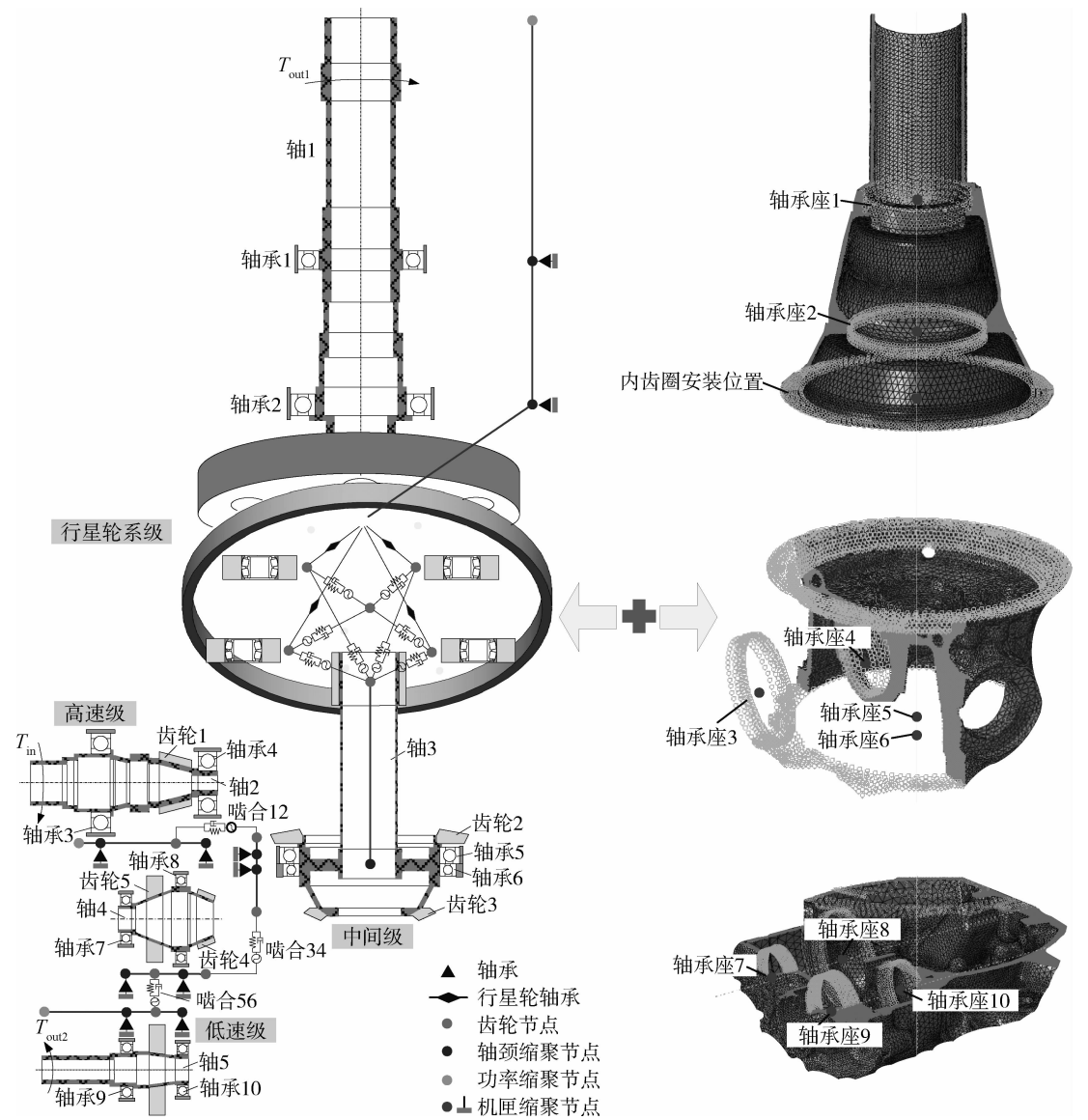


图 6 某型直升机主减速器混合动力学模型

Fig. 6 Hybrid dynamic model of a helicopter main gearbox

2 柔性机匣对系统固有特性的影响

忽略内、外部激励以及惯性力,可得到直升机主减速器混合模型的无阻尼自由振动方程为

$$M\ddot{q} + (\bar{K}_m + K_b + K_s)q = 0 \tag{19}$$

本文以某型直升机主减速器为例,其设计参数如表 1~表 2 所示。

对式(19)进行特征值计算,分别求得耦合和不耦合柔性机匣结构时系统的固有特性,表 3 列出了对应振型下的前 10 阶固有频率。耦合柔性机匣后,增加了传动系统的柔性和自由度,这使各阶固有频率值显著降低,最大降幅达 32.2%。建模时,若不耦合柔性机匣,将使系统固有频率值偏大,不利于反映主减速器的固有特性。

表 1 齿轮系统参数

Table 1 Gear system parameters

| 传动级 | 名称    | 齿数  | 模数/<br>mm | 压力角/<br>(°) | 螺旋角/<br>(°) |
|-----|-------|-----|-----------|-------------|-------------|
| 高速级 | 锥齿轮 1 | 15  | 4.4       | 22          | 32          |
|     | 锥齿轮 2 | 58  |           |             |             |
| 中间级 | 锥齿轮 3 | 44  | 3.2       | 22          | 32          |
|     | 锥齿轮 4 | 19  |           |             |             |
| 低速级 | 斜齿轮 5 | 35  | 4.6       | 20          | 16          |
|     | 斜齿轮 6 | 37  |           |             |             |
| 行星级 | 太阳轮   | 38  | 5.1       | 20          | 0           |
|     | 行星轮   | 40  |           |             |             |
|     | 内齿圈   | 115 |           |             |             |

表 2 齿轮啮合刚度  
Table 2 Gear meshing stiffness

| 传动级    | 啮合刚度/(MN/m) |
|--------|-------------|
| 高速级    | 647         |
| 中间级    | 821         |
| 低速级    | 260         |
| 行星级外啮合 | 897         |
| 行星级内啮合 | 813         |

表 3 柔性机匣对直升机主减速器固有频率的影响  
Table 3 Effect of the flexible housing on the natural frequencies of helicopter main gearbox

| 阶数 | 固有频率/Hz |       | 偏差/% | 对应传动系统振型    |
|----|---------|-------|------|-------------|
|    | 有机匣     | 无机匣   |      |             |
| 0  | 0       | 0     | 0    | 全局纯刚体转动     |
| 1  | 142.5   | 130.9 | 8.1  | 低速级和行星级局部振动 |
| 2  | 149.4   | 131.0 | 12.3 | 行星级和高速级局部振动 |
| 3  | 190.1   | 137.5 | 27.6 | 行星级局部振动为主   |
| 4  | 207.8   | 140.7 | 32.2 | 全局振动        |
| 5  |         | 164.3 |      | 低速级和行星级局部振动 |
| 6  | 237.7   | 187.6 | 21.0 | 全局振动        |
| 7  |         | 191.9 |      | 低速级局部振动     |
| 8  | 295.5   | 201.4 | 31.8 | 行星级和高速级局部振动 |
| 9  | 311.4   | 228.5 | 26.6 | 行星级局部振动     |
| 10 |         | 294.3 |      | 中间级局部振动     |

图 7~图 8 比较了耦合和不耦合柔性机匣结构时直升机主减速器的第 0 阶、第 1 阶振型。图中,  $x$  表示行星架输出轴,  $j$  ( $j=1,2,\cdots,6$ ) 表示齿轮,  $bk$  ( $k=1,2,\cdots,10$ ) 代表第  $k$  个轴颈,  $pn$  ( $n=1,2,3,4$ ) 代表第  $n$  个行星轮。通过对比发现,耦

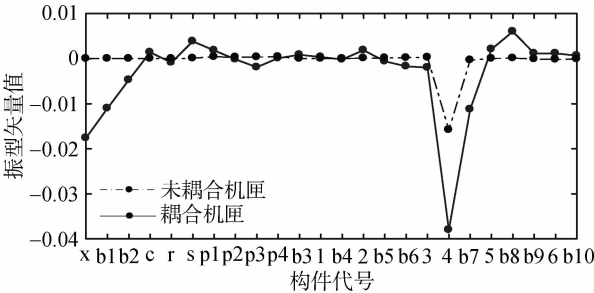
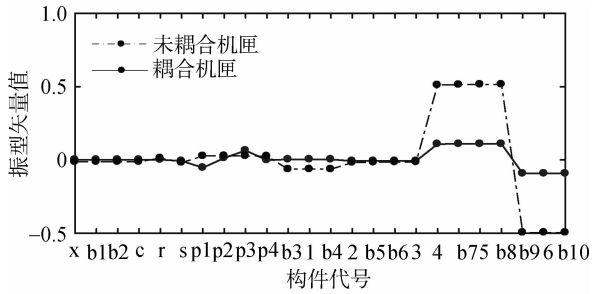
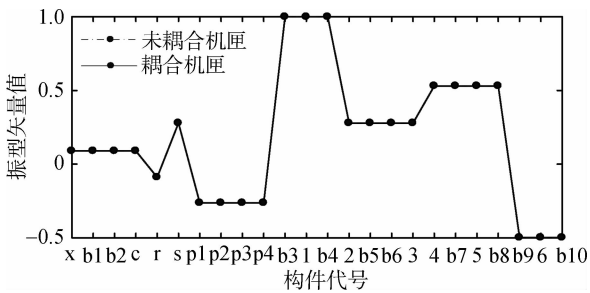


图 8 直升机主减速器传动系统的第 1 阶振型  
Fig. 8 First-order mode shapes of helicopter main gearbox transmission system

合柔性机匣前后,第 0 阶频率均对应刚体模态,所有传动构件作纯刚体转动,且各级传动构件的扭转振幅按照传动比关系分布;分析结果与文献[18]一致。对应 1 阶振型,耦合柔性机匣后,低速级和行星轮系级径向振幅有所增大,而低速级扭转振幅不同程度减小。该阶振型表明,柔性机匣增加了系统的径向柔性,而对扭转动载荷具有一定分担作用,即传动系统的部分振动能量被柔性机匣所吸收。

3 柔性机匣对系统振动特性的影响

3.1 柔性机匣对动态啮合力的影响

动态啮合力是直升机主减速器产生振动与噪声的主要原因。图 9 比较了耦合和不耦合柔性机匣结构时各级动态啮合力。从图中可知,耦合和不耦合柔性机匣时的动态啮合力曲线均基本重合,表明柔性机匣结构不会分担齿轮系统所传递的动载荷,与文献[15]结论一致。

3.2 柔性机匣对轴承支反力的影响

轴承支反力是引起机匣结构振动与噪声的主要原因,且直接关乎轴承的设计及选型,故在设计阶段需对其重点关注。柔性机匣结构对各轴承支反力的影响,如图 10 所示。由于直升机薄壁机匣各轴承座的壁厚及结构设计均不同,故可将柔性

图 7 传动系统第 0 阶纯刚体扭转振型  
Fig. 7 Transmission system 0th order rigid body torsional mode shapes

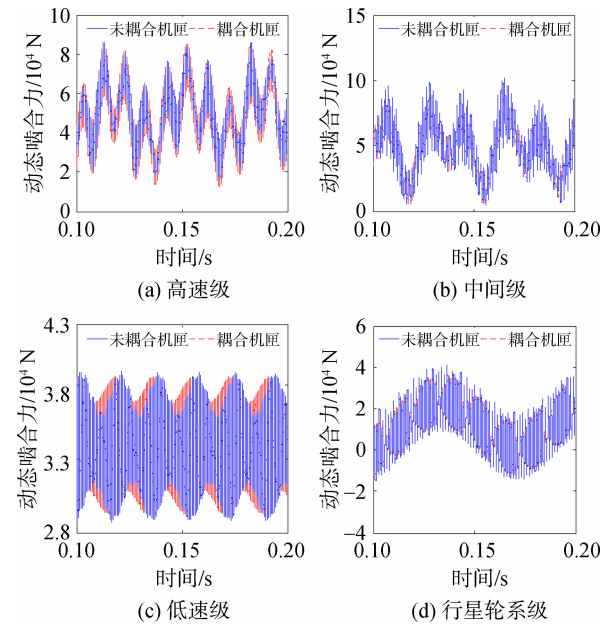


图 9 直升机主减速器各级动态啮合力

Fig. 9 Dynamic meshing force of helicopter main gearbox

机匣结构对轴承支反力的波动幅值影响归为 3 大类：①轴承支反力波动幅值减小，即耦合柔性机匣结构后，轴承-轴承座耦合支撑刚度大于未耦合机匣下的轴承刚度，在负载和轴承刚度一定时将使轴承内外圈间的相对位移减小，故轴承支反力波动幅值减小(如图 10(c)和图 10(d)所示)；②轴承支反力波动幅值基本不变，即轴承-轴承座耦合支撑刚度与未耦合机匣下的轴承刚度相近，在负载和轴承刚度一定时轴承内外圈间的相对位移基本不变，则轴承支反力波动幅值基本不变(如图 10(a)和图 10(b))；③轴承支反力波动幅值增大，即轴承-轴承座耦合支撑刚度小于未耦合机匣下的轴承刚度，在负载和轴承刚度一定时将使轴承内外圈间的相对位移增大，故轴承支反力波动幅值增大(如图 10(e)~图 10(i)和图 10(g))。

3.3 柔性机匣对工况选择的影响

为确定直升机主减速器的工况运行参数，对其在不同输入转速下进行振动预估是必要的。因此，计算了在不同输入转速下耦合和不耦合柔性机匣时主减速器各级动态啮合力的方均根值 (root mean square, RMS)，如图 11 所示。由于系统机械能守恒，当未耦合柔性机匣结构时系统的振动能量主要在传动系统中传递，故各级共振转速数量较多，且共振峰幅值较大；而当耦合柔性机匣结构后，由于柔性机匣吸收并传递了传动系统部分的振动能量，故使齿轮系统各级啮合力的共振峰幅值降低，且共振转速的数量有所减少。建

模时，若不耦合柔性机匣结构，将不利于准确反映直升机主减速器的振动特性。

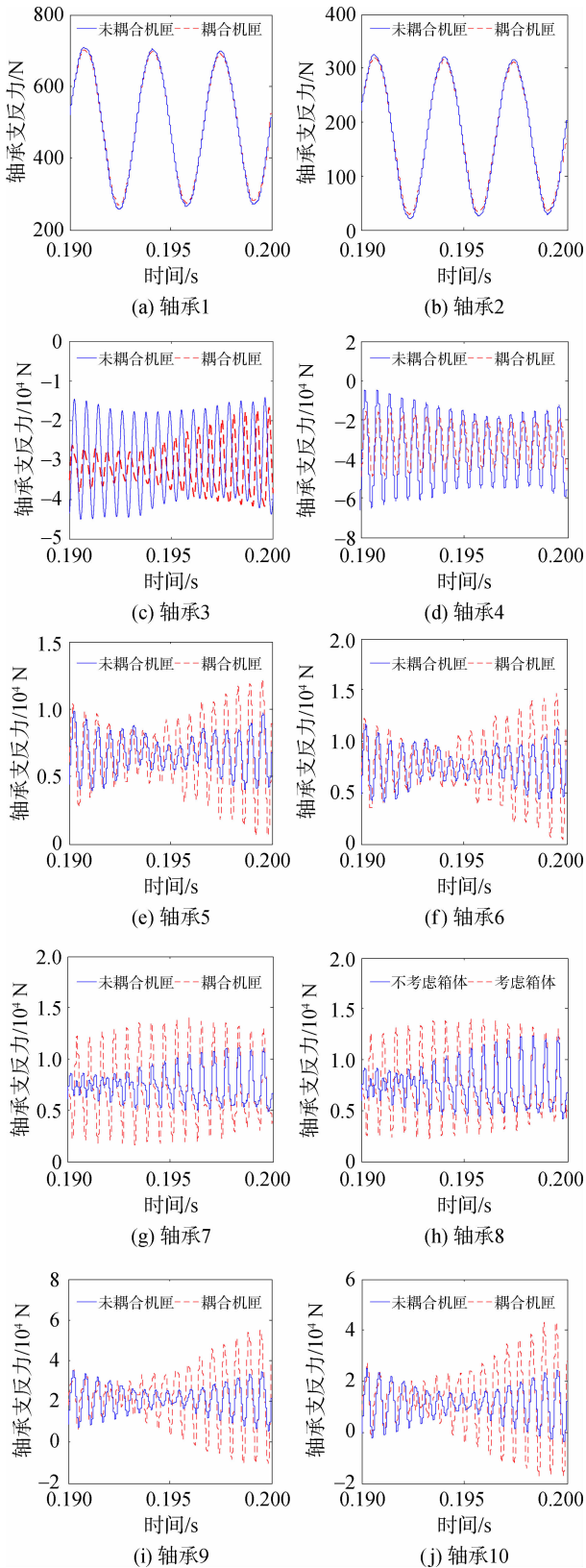


图 10 直升机主减速器各轴承的支反力

Fig. 10 Bearing reaction force of helicopter main gearbox

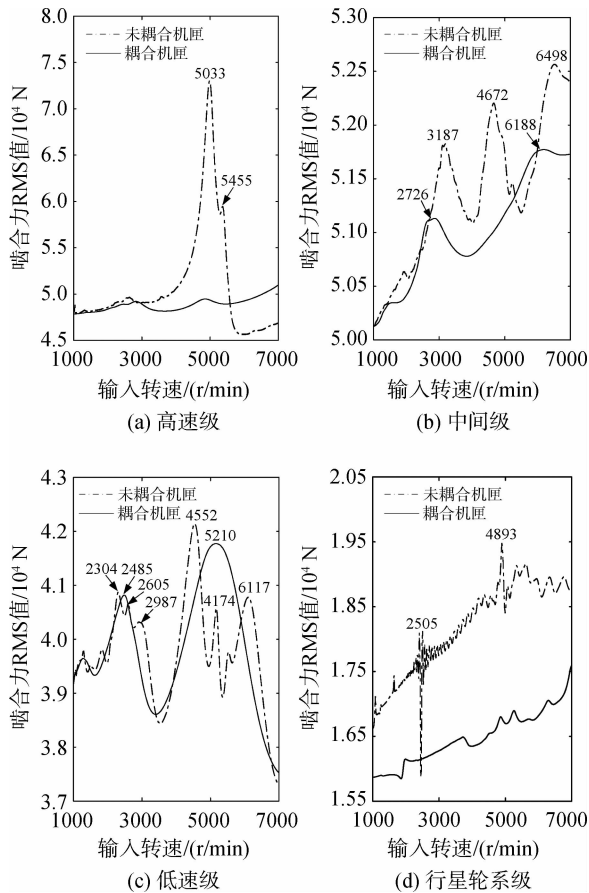


图 11 不同转速下主减速器各级啮合力的 RMS 值  
Fig. 11 RMS value of meshing force of main reducer at different speeds

4 结 论

1) 计入轴和机匣柔性的直升机主减速器混合模型能更全面更深入地描述系统的振动特性;耦合柔性机匣结构后,各阶固有频率值降低,且改变了局部系统振幅;其中,在 1 阶固有频率区域,柔性机匣结构使局部系统的径向振幅增大,而对局部系统的扭振具有一定分担作用。在进行直升机主减速器振动分析与设计时不能忽略结构柔性对系统的影响。

2) 柔性机匣结构对动态啮合力影响较小,而对轴承支反力的波动幅值影响显著且可归为 3 类:波动幅值减小(轴承-轴承座耦合支撑刚度大于未耦合机匣时的轴承刚度),波动幅值基本不变(轴承-轴承座耦合支撑刚度与未耦合机匣时的轴承刚度相近)和波动幅值增大(轴承-轴承座耦合支撑刚度小于未耦合机匣时的轴承刚度)且轴承支反力的均值不变。

3) 柔性机匣结构会吸收并传递传动系统的部分振动能量,将使齿轮系统共振峰值降低,共

振转速数量减少。结果表明输入转速在 2 485、2 726、5 210 r/min 和 6 188 r/min 附近时本文研究的直升机主减速器存在共振危险。

参考文献:

[1] 孙灿飞,王友仁. 直升机行星传动轮系故障诊断研究进展[J]. 航空学报,2017,38(7):106-119.  
SUN Canfei, WANG Youren. Advance in study of fault diagnosis of helicopter planetary gears[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2017, 38(7): 106-119. (in Chinese)

[2] 许华超,秦大同. 内激励下弹性边界柔性直齿内齿圈振动响应研究[J]. 机械工程学报,2018,54(9):161-167.  
XU Huachao, QIN Datong. Vibration response of flexible spur ring gear with elastic foundation under internal excitation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(9): 161-167. (in Chinese)

[3] 张俊,刘先增,焦阳,等. 基于刚柔耦合模型的行星传动固有特性分析[J]. 机械工程学报,2014,50(15):104-112.  
ZHANG Jun, LIU Xianzeng, JIAO Yang, et al. Vibration analysis of planetary gear trains based on a discrete continuum dynamic model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15): 104-112. (in Chinese)

[4] 顾仲权,杨景新. 直升机传动系统扭转振动特性分析[J]. 南京航空航天大学学报,1997,29(6):674-678.  
GU Zhongquan, YANG Jingxin. Analyses of torsional vibration characteristics for transmission system of helicopter[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 1997, 29(6): 674-678. (in Chinese)

[5] 王建军,毛振中,卿立伟,等. 直升机动力传动系统扭转振动整体传递矩阵分析[J]. 航空动力学报,2008,23(10):1805-1812.  
WANG Jianjun, MAO Zhenzhong, QING Liwei, et al. Torsional vibration analysis of helicopter power transmission system by the multi-shaft transfer matrix method[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(10): 1805-1812. (in Chinese)

[6] 许兆棠. 直升机传动系统扭转振动的分析[J]. 工程力学,2012,29(9):330-336.  
XU Zhaotang. Torsional vibration analysis for a helicopter transmission system[J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(9): 330-336. (in Chinese)

[7] 林何,王三民,董金城. 多激励下某直升机传动系统动载特性[J]. 航空动力学报,2015,30(1):219-227.  
LIN He, WANG Sanming, DONG Jincheng. Dynamic characteristics under various excitations for a helicopter transmission system[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 219-227. (in Chinese)

[8] 郭家舜,王三民,刘海霞. 某新型直升机传动系统弯-扭耦合振动特性研究[J]. 振动与冲击,2009,28(10):132-136.  
GUO Jiashun, WANG Sanming, LIU Haixia. Lateral-torsional coupled vibration characteristics of transmission of a

new type helicopter[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(10):132-136. (in Chinese)

[ 9 ] 钱露露,唐进元,陈思雨,等. 单级齿轮传动系统有限元节点动力学模型及高速动态性能分析[J]. 机械工程学报, 2016,52(17):155-161.

QIAN Lulu, TANG Jinyuan, CHEN Siyu, et al. Dynamic modeling of a one-stage gear system by finite element method and the dynamic analysis in high speed[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52 ( 17 ): 155-161. (in Chinese)

[10] KUBUR M,KAHRAMAN A,ZINI D M, et al. Dynamic analysis of a multi-shaft helical gear transmission by finite elements,model and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics,2004,126(3):398-406.

[11] HUA X,LIM T C,PENG T, et al. Dynamic analysis of spiral bevel geared rotor systems applying finite elements and enhanced lumped parameters[J]. International Journal of Automotive Technology,2012,13(1):97-107.

[12] 任朝晖,谢吉祥,周世华,等. 斜齿轮-转子-轴承弯扭轴耦合振动特性分析[J]. 机械工程学报,2015,51(15):75-89.

REN Zhaohui,XIE Jixiang,ZHOU Shihua, et al. Vibration characteristic analysis of helical gear-rotor-bearing system with coupled lateral-torsional-axial[J]. Journal of Mechanical Engineering,2015,51(15):75-89. (in Chinese)

[13] BETTAIEB M N, VELEX P, AJMI M. A static and dynamic model of geared transmissions by combining sub-structures and elastic foundations: applications to thin-rimmed gears[J]. Journal of Mechanical Design,2009,129 (2):184-194.

[14] GUILBERT B,VELEX P,DUREISSEIX D, et al. A mortar-based mesh interface for hybrid finite-element/lumped-parameter gear dynamic models: applications to thin-rimmed geared systems[J]. Journal of Mechanical Design, 2016,138(12):1-11.

[15] GUO Y,ERITENEL T,ERICSON T M, et al. Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system[J]. Journal of Sound and Vibration,2014, 333(22):5762-5785.

[16] WEI Jin,ZHANG Aiqiang,QIN Datong, et al. A coupling dynamics analysis method for a multistage planetary gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017,110: 27-49.

[17] 王三民,沈允文,董海军. 含间隙和时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2003,39(2):28-32.

WANG Sanmin, SHEN Yunwen, DONG Haijun. Nonlinear dynamical characteristics of a spiral bevel gear system with backlash and time-varying stiffness. [J]. Journal of Mechanical Engineering,2003,39(2):28-32. (in Chinese)

[18] YI Y, QIN D, LIU C. Investigation of electromechanical coupling vibration characteristics of an electric drive multi-stage gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018,121:446-459.

[19] JIN X,LI L,JU W, et al. Multibody modeling of varying complexity for dynamic analysis of large-scale wind turbines[J]. Renewable Energy,2016,90:336-351.

(编辑:王碧琚)