

[引用格式] 严海, 文立华, 曹浩, 等. 结构柔性对功率三支减速器动态特性的影响分析 [J]. 水下无人系统学报, 2025, 33(4): 630-637.

# 结构柔性对功率三支减速器动态特性的影响分析

严海<sup>1,2</sup>, 文立华<sup>1</sup>, 曹浩<sup>1,2</sup>, 宋文<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学 航天学院, 陕西 西安, 710077; 2. 中国船舶集团有限公司 第七〇五研究所, 陕西 西安, 710077)

**摘要:** 为研究箱体、轴和花键联轴器的结构柔性对齿轮啮合刚度和传动系统动力学响应的影响, 对比不同建模方式之间的差异, 文中以功率三支减速器为研究对象, 建立了全柔体耦合动力学模型以及将不同部件考虑为刚性的动力学模型, 采用时域和频域分析方法, 研究了结构柔性对齿轮啮合刚度和传动系统动力学响应的影响规律。研究表明: 部件柔性对齿轮啮合刚度的影响可以忽略; 箱体柔性对系统振动特性影响较大, 尤其当箱体模态与啮频重合或接近时, 共振会使系统振动响应幅值显著增大; 忽略轴的柔性可能导致部分啮频谱线丢失; 花键联轴器柔性仅影响其连接轴的振动特性, 对系统其他部分的振动响应影响较小。因此根据分析目的的不同, 需要采用不同的分析模型。分析啮合刚度时, 仅需要建立刚体模型; 而分析系统振动特性时, 则需要使用全柔体模型。

**关键词:** 功率三支减速器; 啮合刚度; 振动响应; 结构柔性

中图分类号: TJ63; U674.941

文献标识码: A

文章编号: 2096-3920(2025)04-0630-08

DOI: 10.11993/j.issn.2096-3920.2025-0041

## Analysis of the Effect of Structural Flexibility on Dynamic Characteristics of Power Tri-branching Reducers

YAN Hai<sup>1,2</sup>, WEN Lihua<sup>1</sup>, CAO Hao<sup>1,2</sup>, SONG Wen<sup>2</sup>

(1. School of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710077, China; 2. The 705 Research Institute, China Shipbuilding Industry Corporation Limited, Xi'an 710077, China)

**Abstract:** To investigate the effect of structural flexibility of the housing, shaft, and spline coupling on the meshing stiffness of the gear and dynamic response of the powertrain system and compare the differences between different modeling methods, a power tri-branching reducer was taken as the object, and a fully flexible coupled dynamics model was established, as well as dynamic models considering different components as rigid. The influence of structural flexibility on meshing stiffness of the gear and dynamic response of the powertrain system was studied using time domain and frequency domain analysis. The results show that the effect of structural flexibility on meshing stiffness of the gear can be ignored; the flexibility of the housing has a significant impact on the vibration characteristics of the system, especially when the housing mode coincides or approaches the mesh frequency; the resonance makes the vibration response amplitude of the system significantly increase; ignoring the flexibility of the shaft may result in the loss of spectral lines at certain mesh frequencies; the flexibility of a spline coupling only affects the vibration characteristics of its connecting shaft and has a small impact on the vibration responses of other components of the system. Therefore, different analysis models need to be used for different analysis purposes. When analyzing meshing stiffness, only a rigid body model needs to be established. When analyzing the vibration characteristics of the system, it is necessary to use a fully flexible model.

**Keywords:** power tri-branching reducer; meshing stiffness; vibration response; structural flexibility

收稿日期: 2025-03-03; 修回日期: 2025-03-13; 录用日期: 2025-03-17.

作者简介: 严海(1984-), 男, 在读博士, 高级工程师, 主要研究方向为总体结构设计与振动噪声控制。

OPEN ACCESS

## 0 引言

机械噪声源是水下航行器的主要噪声源之一,直接制约其作战及生存能力<sup>[1]</sup>。减速器是水下航行器的主要机械噪声源之一,掌握其动力学特性,对于水下航行器的振动噪声控制和提升隐身性能具有重要的意义。

目前齿轮传动系统动力学分析模型可以概括为3类:纯扭转模型、多自由度刚体模型和全柔体模型。纯扭转模型仅考虑轴旋转自由度,忽略其他自由度的运动,具有较高的计算效率。郑钰馨等<sup>[2]</sup>利用达朗贝尔原理建立了两级直齿轮传动系统的纯扭转动力学模型,通过 Runge-Kutta 法求解,分析了时变啮合刚度、啮合间隙和啮合频率等对系统动态响应的影响。林何等<sup>[3]</sup>采用集中参数法建立直齿行星齿轮传动系统的纯扭转动力学模型,分析了无中心构件固定和内齿圈固定2种工作模式下的系统模态振型。

由于纯扭转模型对系统的简化较多,导致其分析精度难以满足设计需要,因此众多学者开发了多自由度刚体模型。莫帅等<sup>[4]</sup>建立了考虑传动误差、啮合阻尼和支撑刚度的平移-扭转耦合动力学模型,分析了啮合刚度和支撑刚度对系统固有频率的影响。宋强等<sup>[5]</sup>建立了两档ATM斜齿轮系统的弯-扭-轴耦合动力学模型,分析了齿轮结构参数对扭转振动的影响。Guo等<sup>[6]</sup>通过行星齿轮系统的多刚体模型,分析了齿轮分离、齿背接触以及轴承间隙等因素对轴承反力的影响。

多自由度刚体模型由于未考虑轴系、行星架和齿圈等结构的柔性对系统的影响,不能完整反映系统的动力学特性。近年来,越来越多的学者采用柔性多体建模方法建立齿轮系统模型,研究结构柔性对系统动力学特性的影响。Chang等<sup>[7]</sup>提出了一种轴系单元法,建立了平行轴齿轮传动系统的动力学模型,分析了齿轮结构参数对啮合刚度以及系统振动的影响。Palash等<sup>[8]</sup>建立了两级行星齿轮组的动力学模型,分析了载体旋转和重力效应的振幅调制机理。Li等<sup>[9]</sup>建立了考虑行星架以及内齿圈柔性的传动系统柔性动力学模型,分析了不同激励下系统的动态特性。Jin等<sup>[10]</sup>基于Simpack软件建立了10 MW级风电传动系统动力学模型,利用campbell图和各部件的模态能量分

布对传动系统模型进行了共振分析。

虽然上述文献的柔性多体动力学模型中,考虑了轴系、行星架和齿圈等结构的柔性,但均未涉及齿轮箱箱体和花键联轴器的柔性。齿轮箱箱体为整个传动系统提供支撑,其刚度会影响整个系统的动态特性,随着箱体结构轻量化设计要求不断增加,箱体的刚度不断降低,因此有必要分析箱体柔性对传动系统动态特性的影响。

文中建立了考虑花键联轴器、轴系和箱体柔性的功率三支减速器的动力学模型,分析了部件柔性对啮合刚度以及系统振动响应的影响。

## 1 功率三支齿轮传动系统

某水下航行器减速器的传动系统为功率三支齿轮传动系统,如图1所示。该齿轮传动系统为定轴式三级减速齿轮系统,额定功率720 kW,额定转速50 000 r/min。动力由高速轴1输入,首先通过输入级齿轮副 $z_1$ - $z_{2-1}$ 传递到轴2;其次通过分流齿轮副 $z_{2-2}$ - $z_{3i}$ 将功率分流到轴3*i*上;再次轴3*i*的功率由花键轴6*i*传递到轴4*i*上;最后汇流齿轮副 $z_{4i}$ - $z_5$ 将功率汇流到轴5上并输出。其中轴3*i*与6*i*,轴6*i*与轴4*i*通过花键联轴器连接。下标*i*分别取A、B、C,对应分支A、B和C。各齿轮参数见表1。

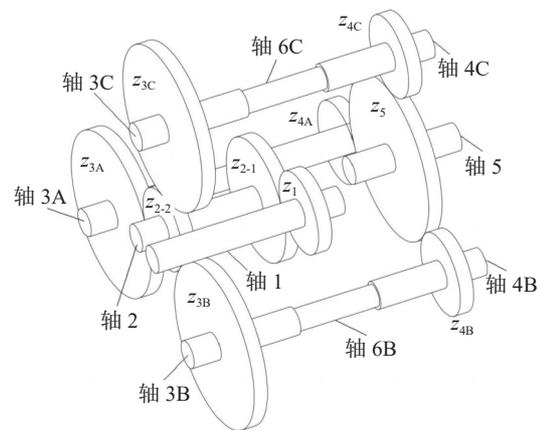


图1 功率三支齿轮传动系统

Fig. 1 Power tri-branching gears transmission system

## 2 减速器全柔体动力学建模

基于模态综合法的基本思想,按减速器各部件的属性将其拆分为若干个子结构,分别建立各子结构的动力学模型,再根据各子结构的连接关系建立减速器的全柔体耦合动力学模型。

表1 齿轮参数表  
Table 1 Parameters of gears

齿轮	模数/mm	齿数	螺旋角/(°)	齿宽/mm	变位系数
$z_1$	2.5	15	16	33	0
$z_{2-1}$	2.5	18	16	33	0.440
$z_{2-2}$	2.5	50	16	33	0.144
$z_{3i}$	2.5	62	16	33	0
$z_{4i}$	3.0	25	16	40	0.300
$z_5$	3.0	67	16	40	0

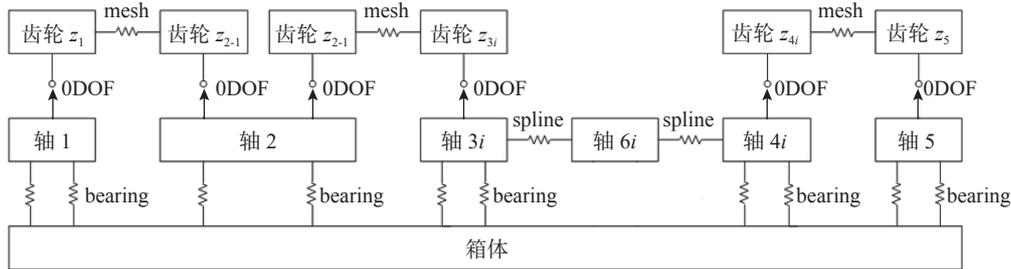


图2 减速器拓扑结构图

Fig. 2 Topology diagram of the reducer

## 2.2 齿轮副啮合力模型

把1对斜齿轮副简化为图3(a)所示的动力学模型<sup>[11]</sup>,主动轮右旋且绕 $z$ 轴以角速度 $\omega_p$ 逆时针旋转;相应地,从动轮左旋且绕 $z$ 轴以角速度 $\omega_g$ 逆时针旋转。根据齿轮啮合方向的几何关系,可得啮合线上的相对位移为

$$\delta = \mathbf{V}\mathbf{q}_m - \mathbf{e}_m \quad (1)$$

式中:  $\mathbf{q}_m = \{x_p, y_p, z_p, \theta_{xp}, \theta_{yp}, \theta_{zp}, x_g, y_g, z_g, \theta_{xg}, \theta_{yg}, \theta_{zg}\}^T$  为啮合节点的位移向量,  $x, y, z$  分别表示沿 $x$ 轴、 $y$ 轴、 $z$ 轴的位移,  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  分别表示绕 $x$ 轴、 $y$ 轴、 $z$ 轴的旋转角度, 下标 $p$ 和 $g$ 分别表示主动轮和从动轮;  $\mathbf{e}_m$  为齿轮副综合啮合误差;  $\mathbf{V}$  为各方向位移向啮合线的投影矢量, 可表示为

$$\mathbf{V} = [\cos\beta_b \sin\varphi, \cos\beta_b \sin\varphi, \sin\beta_b, -r_p \sin\beta_b \sin\varphi, -r_p \sin\beta_b \sin\varphi, r_p \cos\beta_b, -\cos\beta_b \sin\varphi, -\cos\beta_b \sin\varphi, -\sin\beta_b, -r_g \sin\beta_b \sin\varphi, -r_g \sin\beta_b \sin\varphi, r_g \cos\beta_b] \quad (2)$$

式中:  $\beta_b$  为基圆螺旋角;  $\varphi$  为端面啮合线与 $y$ 轴正向的夹角;  $r_p$  和  $r_g$  分别为主、被动齿轮的基圆半径。

因此, 齿轮沿啮合线方向的动态啮合力为

$$F_m = k_m f(\delta) + c_m \dot{f}(\delta) \quad (3)$$

## 2.1 减速器拓扑结构

减速器可分为箱体子结构、轴子结构以及齿轮子结构, 其拓扑结构如图2所示。轴1、轴2、轴3 $i$ 、轴4 $i$ 以及轴5通过轴承与箱体连接, 其相互作用通过轴承单元(bearing)模拟; 花键轴6 $i$ 通过花键联轴器分别与轴3 $i$ 、轴4 $i$ 连接, 其相互作用通过花键单元(spline)模拟; 各个齿轮固连在相应的轴上, 二者之间通过零自由度的铰(0DOF)模拟; 齿轮副之间采用啮合单元(mesh)模拟。

式中:  $k_m$  为时变啮合刚度;  $c_m$  为啮合阻尼;  $f(\delta)$  为非线性函数, 可以表示为

$$f(\delta) = \begin{cases} \delta - b_c & \delta > b_c \\ 0 & -b_c \leq \delta \leq b_c \\ \delta + b_c & \delta < -b_c \end{cases} \quad (4)$$

式中,  $b_c$  为齿侧间隙的一半。

## 2.3 花键联轴器啮合力模型

花键联轴器主要传递扭矩, 角速度为 $\omega$ , 受力图如图3(b)所示<sup>[12]</sup>, 扭矩使各键变形, 产生啮合力

$$F_{Ti} = \phi L_i K_{si} \quad (5)$$

$$\phi = T \left/ \sum_{i=1}^z [L_i K_{si} (R + L_i)] \right. \quad (6)$$

式中:  $\phi$  为各键变形产生的扭转角位移;  $L_i$  和  $K_{si}$  分别为各键等效啮合距离和刚度;  $T$  为扭矩;  $z$  为齿数;  $R$  为花键根圆半径。

同时, 内外花键随各自所在系统振动, 产生相对位移, 导致各键变形, 进而也产生一个啮合力, 即

$$F_{vi} = (e_s \sin\varphi_i) K_{si} \quad (7)$$

$$e_s = \sqrt{(x + e_0 \cos\gamma)^2 + (y + e_0 \sin\gamma)^2} \quad (8)$$

$$\varphi_i = 2\pi (i - 1)/Z \quad (9)$$

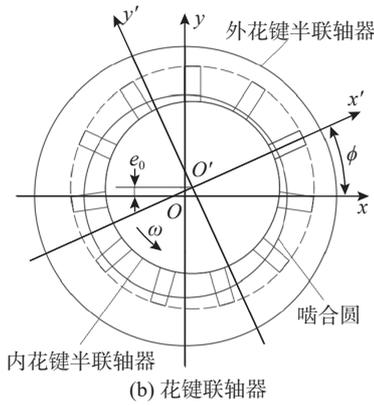
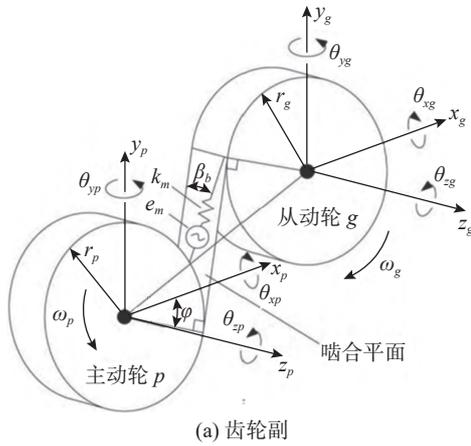


图3 啮合力模型

Fig. 3 Model of mesh force

式中:  $e_s$  为联轴节动态径向位移, 即内外花键的相对位移;  $\varphi_i$  为第  $i$  个键与  $x$  轴正向夹角;  $\gamma$  为静态位移  $e_0$  与  $x$  轴正向夹角, 一般取  $\pi/2$ 。

因此花键联轴器动态啮合力为

$$F_s = \sum_{i=1}^z (\phi L_i + e_s \sin \varphi_i) K_{si} \quad (10)$$

## 2.4 轴子结构模型

将带有齿轮、花键和轴承的轴进行离散, 如图4所示, 其节点可分为5类。

- 1) 功率节点: 功率输入点和输出点;
- 2) 轴承节点: 轴承安装位置的中点;
- 3) 齿轮节点: 齿轮齿宽的中点, 齿轮的质量和齿轮体刚度等效于该点;
- 4) 花键节点: 花键齿宽的中点, 花键的质量和花键体刚度等效于该点;
- 5) 普通节点: 除上述节点外的其他轴系节点。

水下航行器减速器由于空间紧凑, 其轴的长径比  $B/d$  较小, 因此采用 Timoshenko 梁单元对轴单

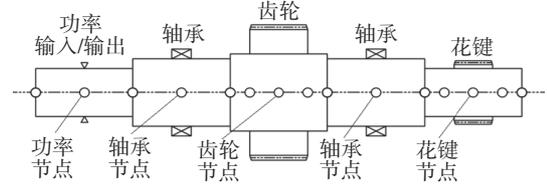


图4 轴子结构模型

Fig. 4 Model of shaft substructure

元进行建模, 则第  $i$  个轴节点的动力学方程为

$$m_{si} \ddot{q}_{si} + c_{si} \dot{q}_{si} + k_{si} q_{si} = f_i \quad (11)$$

式中:  $q_{si} = \{x_i, y_i, z_i, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi}\}^T$  表示广义坐标;  $m_{si}$ 、 $c_{si}$ 、 $k_{si}$  分别表示质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $f_i$  为作用在轴节点上的广义力。

将齿轮啮合力沿着轴节点广义坐标系进行分解, 则齿轮节点处的动力学方程可表示为

$$m_{sm} \ddot{q}_{sm} + \bar{c}_{sm} \dot{q}_{sm} + \bar{k}_{sm} q_{sm} = 0 \quad (12)$$

式中:  $q_{sm}$  为齿轮节点的广义坐标;  $\bar{c}_{sm} = c_{sm} + \bar{c}_m$ 、 $\bar{k}_{sm} = k_{sm} + \bar{k}_m$ 、 $\bar{c}_m$  和  $\bar{k}_m$  分别为轴节点广义坐标系下齿轮体的阻尼矩阵和刚度矩阵;  $m_{sm}$ 、 $c_{sm}$  和  $k_{sm}$  分别为齿轮所在轴节点的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

同理, 花键节点处的动力学方程可表示为

$$m_{ss} \ddot{q}_{ss} + \bar{c}_{ss} \dot{q}_{ss} + \bar{k}_{ss} q_{ss} = 0 \quad (13)$$

式中:  $q_{ss}$  为花键节点的广义坐标;  $\bar{c}_{ss} = c_{ss} + \bar{c}_s$ 、 $\bar{k}_{ss} = k_{ss} + \bar{k}_s$ 、 $\bar{c}_s$  和  $\bar{k}_s$  分别为轴节点广义坐标系下花键体的阻尼矩阵和刚度矩阵;  $m_{ss}$ 、 $c_{ss}$  和  $k_{ss}$  分别为花键所在轴节点的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

因此, 整个轴系的动力学方程可表示为

$$M_s \ddot{q}_s + C_s \dot{q}_s + K_s q_s = F_s \quad (14)$$

式中:  $M_s$ 、 $C_s$  和  $K_s$  分别表示轴系的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,  $C_s$  和  $K_s$  中同时包含轴、齿轮体和花键体的阻尼和刚度;  $F_s$  为轴系所受的外力, 主要包括轴承的支撑力、输入和输出扭矩。

## 2.5 轴承支撑模型

系统采用滚动轴承支撑, 其刚度矩阵表示为

$$K_b = \text{diag}(k_{xx}, k_{yy}, k_{zz}, k_{\theta_x \theta_x}, k_{\theta_y \theta_y}, 0) \quad (15)$$

式中:  $k_{xx}$  和  $k_{yy}$  为轴承的径向支撑刚度;  $k_{zz}$  为轴承的轴向支撑刚度;  $k_{\theta_x \theta_x}$  和  $k_{\theta_y \theta_y}$  为轴承的倾斜刚度, 由于轴在  $z$  轴方向自由旋转, 因此绕  $z$  轴的刚度为零。

假定轴承的阻尼矩阵  $C_b$  的形式与  $K_b$  相同。

## 2.6 箱体子结构模型

箱体子结构采用有限元方法进行建模。利用

Hypermesh 软件对其进行网格划分,并在各个轴承座中心建立多点约束(multi-point constraints, MPC)连接,如图5所示,MPC主节点对应传动系统的轴承节点,从节点为箱体子结构轴承座处的单元节点。箱体有限元模型见图5(a)。中间MPC主节点对应轴2的左端轴承单元,外圈呈120°分布的3个MPC主节点分别对应轴3A、轴3B和轴3C的左端轴承单元,剩余1个MPC主节点对应轴1的左端轴承单元。

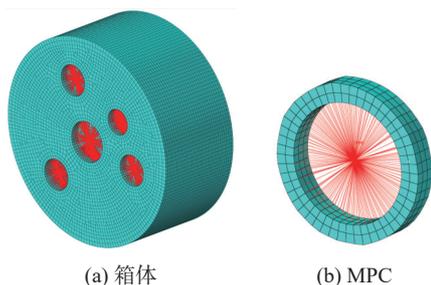


图5 箱体有限元模型与MPC连接

Fig. 5 Box finite element model and MPC connection

箱体子结构的动力学方程可表示为

$$M_H \ddot{q}_H + C_H \dot{q}_H + K_H q_H = F_H \quad (16)$$

式中:  $M_H$ 、 $C_H$  和  $K_H$  分别为箱体的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $q_H$  为箱体的广义自由度;  $F_H$  为外载荷。

## 2.7 减压器整体模型

将轴系模型按轴承节点和其余节点进行分解,则整个轴系的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_s \\ \ddot{q}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & C_{sb} \\ C_{sb}^T & C_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_s \\ \dot{q}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{sb} \\ K_{sb}^T & K_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_b \end{Bmatrix} \quad (17)$$

式中:  $M_i$ 、 $C_i$  和  $K_i$  分别为节点处的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $q_i$  和  $f_i$  分别为节点处的广义自由度和广义力矢量,下标  $i$  取  $b$  时表示轴上的轴承节点,取  $s$  时表示除轴承节点外的轴系节点。

同理,箱体模型按轴承节点和其余节点进行分解,箱体的动力学方程为

$$\begin{bmatrix} M_c & 0 \\ 0 & M_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_c \\ \ddot{q}_h \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_c & C_{ch} \\ C_{ch}^T & C_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_c \\ \dot{q}_h \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_c & K_{ch} \\ K_{ch}^T & K_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_c \\ q_h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_c \\ f_h \end{Bmatrix} \quad (18)$$

式中:  $M_j$ 、 $C_j$  和  $K_j$  分别表示节点处的质量矩阵、阻

尼矩阵和刚度矩阵;  $q_j$  和  $f_j$  分别表示节点处的广义自由度和广义力矢量,下标  $j$  取  $c$  时表示箱体上的轴承节点,取  $h$  时表示除轴承节点外的箱体节点。

轴系的轴承节点与箱体的轴承节点的位移相同,即  $q_b = q_c$ ,并且力传递关系为  $f_b = -f_c$ ;同时箱体轴承端无质量,即  $M_c = 0$ ;当箱体不受外力时,  $f_h = 0$ 。则系统的动力方程可表示为

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 & 0 \\ 0 & M_b & 0 \\ 0 & 0 & M_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_s \\ \ddot{q}_b \\ \ddot{q}_h \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & C_{sb} & 0 \\ C_{sb}^T & C_b + C_c & C_{ch} \\ 0 & C_{ch}^T & C_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_s \\ \dot{q}_b \\ \dot{q}_h \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & K_{sb} & 0 \\ K_{sb}^T & K_b + K_c & K_{ch} \\ 0 & K_{ch}^T & K_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_s \\ q_b \\ q_h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

## 3 部件柔性对传动系统影响分析

为了分析部件柔性对齿轮啮合刚度的影响,在全柔体动力学模型的基础上,分别忽略箱体柔性、轴柔性和花键柔性,建立不同的分析模型,如表2所示,模型中各部件的材料属性如表3所示。

表2 传动系统模型类型  
Table 2 Types of transmission system models

模型序号	箱体柔性	轴柔性	花键联轴器柔性
模型I	√	√	√
模型II	○	√	√
模型III	○	○	√
模型IV	○	√	○

表3 减压器各部件材料属性  
Table 3 Material properties of reducer components

组件	材料	密度/(kg/m <sup>3</sup> )	弹性模量/MPa	泊松比
箱体	20Cr13	7 750	200	0.32
轴	18Cr2Ni4WA	7 910	210	0.30
花键轴	18Cr2Ni4WA	7 910	210	0.30

在额定工况下,各级齿轮副的啮合频率(啮频)如表4所示。

表4 额定工况下啮合频率  
Table 4 Mesh frequencies under rated working condition

传动级	啮合齿轮副	符号	啮频/Hz
输入级	$z_1-z_{2-1}$	$f_1$	3 230
分流级	$z_{2-2}-z_{3A}$ 、 $z_{2-2}-z_{3B}$ 、 $z_{2-2}-z_{3C}$	$f_2$	8 010
汇流级	$z_{4A}-z_5$ 、 $z_{4B}-z_5$ 、 $z_{4C}-z_5$	$f_3$	12 500

### 3.1 部件柔性对啮合刚度的影响

采用不同模型计算获得的输入级啮合刚度曲线如图6所示。

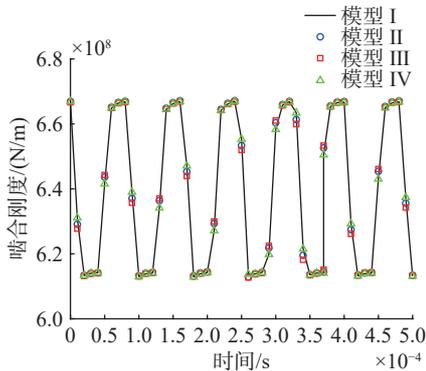


图6 输入级齿轮副啮合刚度

Fig. 6 Mesh stiffness of input stage gear pair

从图6可以看出,不同模型计算获得的啮合刚度曲线基本一致;分流级和汇流级的啮合刚度也基本一致,由于篇幅限制,在此不再列出。这说明各个部件的柔性对各级啮合刚度的影响可以忽略。

采用模型I计算获得的分流级和汇流级的啮合刚度曲线如图7所示,从图7可以看出:

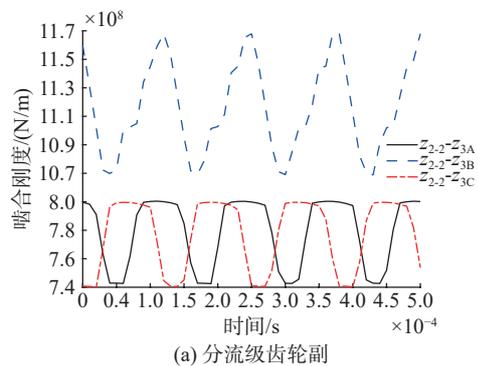
1) 3个汇流齿轮副的啮合刚度的周期和幅值均相同,说明3个汇流齿轮的受力情况相同,相邻齿轮副的相位差为120°,这是由于三者安装位置相差120°造成的;

2) 3个分流齿轮副的啮合刚度的周期相同,相邻齿轮副的相位差为120°,这与3个汇流齿轮的结果一致,齿轮副 $z_{2-2}-z_{3A}$ 和 $z_{2-2}-z_{3C}$ 的啮合刚度幅值相同,而齿轮副 $z_{2-2}-z_{3B}$ 的啮合刚度幅值明显较大,这是由于轴2上还存在齿轮副 $z_1-z_{2-1}$ ,使得3个分流齿轮的受力情况不同造成的。

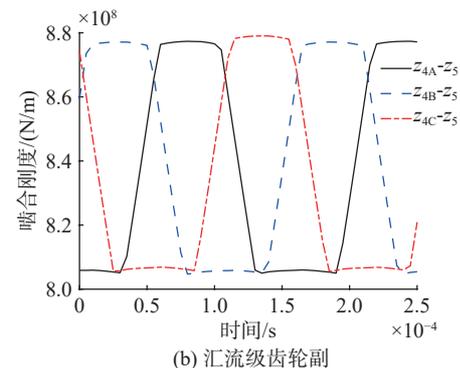
### 3.2 部件柔性对结构振动响应的影响

选取各轴左端轴承节点为振动响应点,其径向和轴向加速度振动频谱如图8~图12所示。

输入级主动齿轮安装在轴1上,因此输入级啮频 $f_1$ 是轴1振动频谱的主要成分,如图8所示。同时,轴1的轴向振动频谱中还包含汇流级啮频 $f_3$ ;模型I和模型IV中,汇流级啮频 $f_3$ 明显比其他模型大,这是由于模型I和IV考虑了箱体柔性,而箱体存在3190 Hz的轴向模态,发生了共振,从而导致振动响应显著增大。另外,模型II的径向振动中出现了分流级啮频 $f_2$ ,这是忽略轴的柔性造成的。



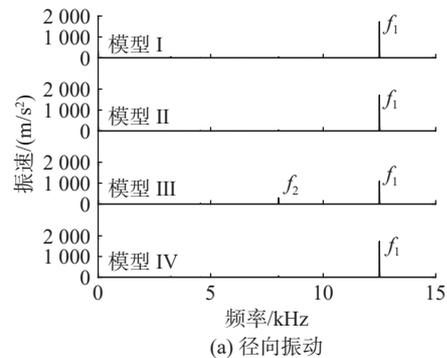
(a) 分流级齿轮副



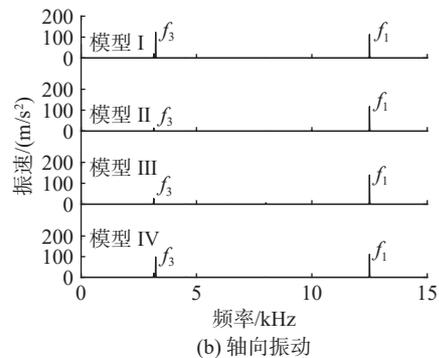
(b) 汇流级齿轮副

图7 分流级和汇流级齿轮副啮合刚度

Fig. 7 Mesh stiffness of split and combiner stage gear pairs



(a) 径向振动



(b) 轴向振动

图8 轴1左端轴承处振动频谱图

Fig. 8 Vibration spectrum at the left bearing of shaft 1

输入级从动齿轮和分流级主动齿轮安装在轴2上,因此轴2振动频谱的主要成分包含了输入级

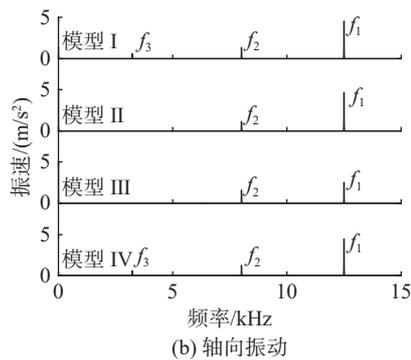
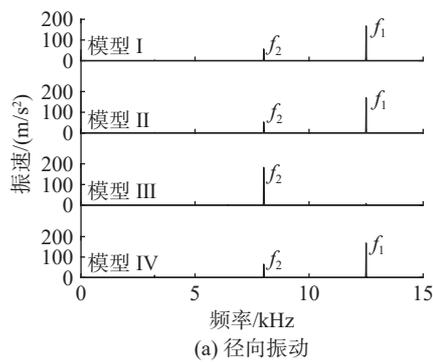


图 9 轴 2 左端轴承处振动频谱图  
Fig. 9 Vibration spectrum at the left bearing of shaft 2

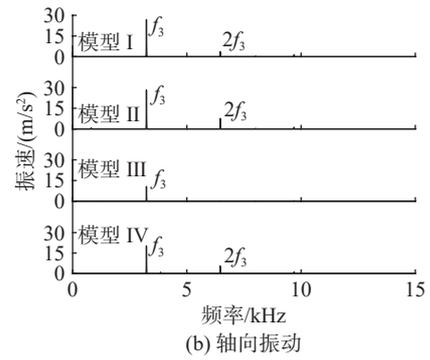
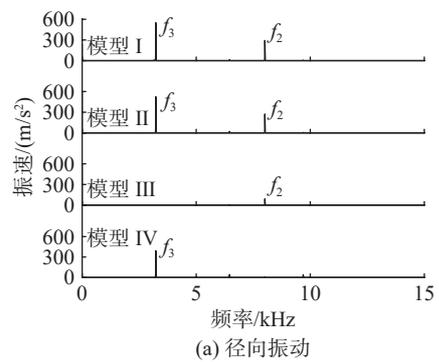


图 11 轴 4B 左端轴承处振动频谱图  
Fig. 11 Vibration spectrum at the left bearing of shaft 4B

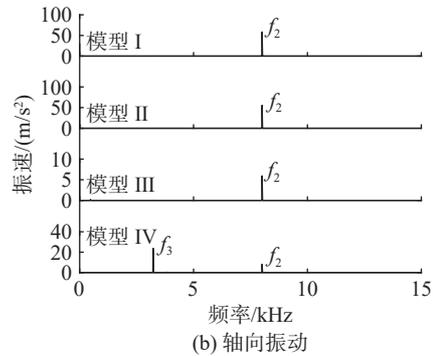
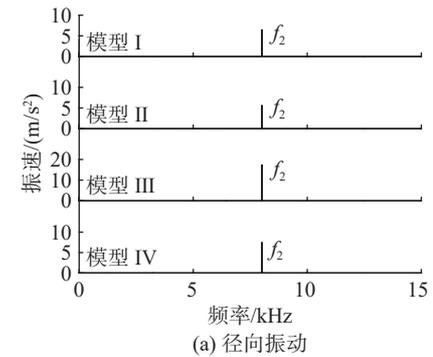


图 10 轴 3B 左端轴承处振动频谱图  
Fig. 10 Vibration spectrum at the left bearing of shaft 3B

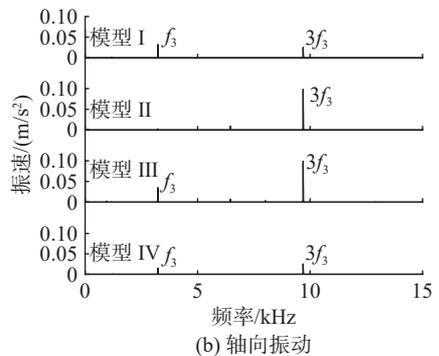
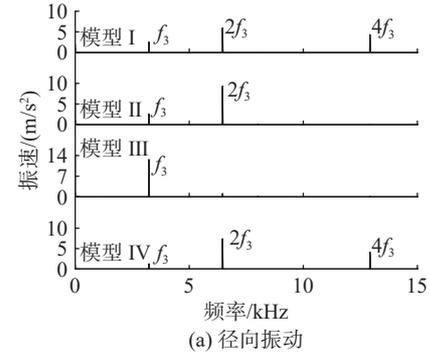


图 12 轴 5 左端轴承处振动频谱图  
Fig. 12 Vibration spectrum at the left bearing of shaft 5

啮频  $f_1$  和分流级啮频  $f_2$ , 如图 9 所示。由于考虑了箱体柔性, 模型 I 和模型 IV 轴 2 的轴向振动中出

现了汇流级啮频  $f_3$ 。值得注意的是, 模型 II 的径向振动中未出现输入级啮频  $f_1$ 。

3个分流齿轮轴上的振动频谱图类似,只是幅值不同,因此仅绘制轴3B的振动频谱图,如图10所示。对于径向振动,4种模型的结果基本一致,分流级啮频 $f_2$ 是主要成分;而对于轴向振动,模型IV的频谱图与其他模型获得的结果差异较大,除了包含其他模型中的分流级啮频 $f_2$ 外,还出现了汇流级啮频 $f_3$ 。模型IV忽略了花键联轴器刚度,使得轴3B、轴6B和轴4被等效为1根由4个轴承支撑的整体轴,导致其动态特性即有别于考虑花键联轴器的分体轴,又不同于仅由2个轴承支撑的整体轴。

基于与分流级齿轮轴相同的原因,仅给出轴4B振动频谱图,如图11所示。从图11中可以看出,除了模型III以外,其余模型获得的频谱图基本一致。轴4B径向振动的主要频谱成分为分流级啮频 $f_2$ 和汇流级啮频 $f_3$ ,轴向振动的主要频谱成份为汇流啮频的基频 $f_3$ 及其二倍频 $2f_3$ 。

从图12中可以看出,对于考虑箱体柔性和轴柔性的模型I和模型IV,轴5的径向振动频谱成份包括汇流级啮频的基频 $f_3$ 、二倍频 $2f_3$ 和四倍频 $4f_3$ ,轴向振动频谱成份包括汇流级啮频的基频 $f_3$ 和三倍频 $3f_3$ ,说明花键联轴器柔性对轴5的影响不大。相对于模型I,模型II和模型III的振动频谱图中出现了明显的谱线缺失现象,这是由于未考虑箱体和轴的柔性造成的。

## 4 结论

文中考虑箱体、轴和花键联轴器柔性,建立了功率三支减速度器的全柔体耦合动力学模型,分析了系统的动力学特性,通过研究不同类型结构柔性对齿轮啮合刚度和系统振动响应的影响,得到以下结论:

1) 部件柔性对齿轮啮合刚度的影响较小,当仅关注齿轮啮合刚度时,可忽略箱体、轴和花键联轴器的柔性,建立系统的刚体模型,从而降低建模难度,提高计算效率;

2) 花键联轴器的柔性仅影响花键所连接的轴的振动响应,对其余部分振动响应的影响可以忽略;

3) 箱体的柔性对系统振动响应的影响较大,尤其箱体固有频率与啮频接近时,会显著影响系统的振动响应幅值;

4) 忽略轴的柔性可能导致丢失和出现部分啮频谱线,其形成机理较为复杂,有待进一步研究。

## 参考文献:

- [1] 于子洋. 水下航行器机械噪声工程预报方法的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2007.
- [2] 郑钰馨, 奚鹰, 袁浪, 等. 直齿轮轮扭转模型弹性动力学分析[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(3): 285-296. ZHENG Y X, XI Y, YUAN L, et al. Elastodynamics analysis of pure torsional model of super gear[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2019, 53(3): 285-296.
- [3] 林何, 屈坤, 胥光申. 两种工作模式下2K-H型行星齿轮传动系统固有特性分析[J]. 机械设计与制造工程, 2021, 50(1): 113-116. LIN H, QU K, XU G S. Dynamic characteristics analysis on the planetary gears transmission under two working modes[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2021, 50(1): 113-116.
- [4] 莫帅, 宋裕玲, 冯志友, 等. 双输入面齿轮分流-并车传动系统固有特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(7): 2507-2518. MO S, SONG Y L, FENG Z Y, et al. Analysis of natural characteristics of double input face gear split parallel transmission system[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2022, 53(7): 2507-2518.
- [5] 宋强, 孙丹婷, 章伟. 两挡AMT斜齿轮弯扭轴耦合非线性振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(15): 18-25.
- [6] GUO Y, PARKER R G. Dynamic modeling and analysis of a super planetary gear involving tooth wedging and bearing clearance nonlinearity[J]. *European Journal of Mechanics-a/Solids*, 2010, 29(6): 1022-1033.
- [7] CHANG L H, LIU G, et al. A robust model for determining the mesh stiffness of cylindrical gears[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, 87: 94-114.
- [8] PALASH D, ANAND P, AHMED H. Dynamic characteristics of a wind turbine gearbox with amplitude modulation and gravity effect: Theoretical and experimental investigation[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2022, 167: 104468.
- [9] LI Z W, WEN B R, WEI K, et al. Flexible dynamic modeling and analysis of drive train for offshore floating wind turbine[J]. *Renewable Energy*, 2020, 145: 1292-1305.
- [10] JIN X, LI L, JU W B, et al. Multibody modeling of varying complexity for dynamic analysis of large-scale wind turbines[J]. *Renewable Energy*, 2016, 90: 336-351.
- [11] 宋文, 杨赫石, 严海, 等. 多轴输出功率三支齿轮系统静/动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2022, 41(16): 73-78.
- [12] 陆春荣, 李以农, 窦作成, 等. 齿轮-转子-轴承系统弯扭耦合非线性振动研究[J]. 振动工程学报, 2018, 31(2): 238-244.

(责任编辑: 许妍)