

分扭-并车齿轮传动系统固有特性与动态响应分析*

张多丽, 周建星[†], 崔权维

(新疆大学 机械工程学院(智能制造现代产业学院), 新疆 乌鲁木齐 830017)

摘要: 采用集中质量法建立分扭-并车齿轮传动系统的弯-扭耦合动力学模型, 通过Newmark- β 法求解动力学方程, 对系统固有特性进行研究, 在啮合刚度及静态传动误差等激励下, 对分扭-并车齿轮传动系统进行振动响应分析. 结果表明: 系统包含多个振型模式, 二阶模态下主轴动能占比最大, 振动最剧烈, 六阶模态下主轴轴承应变能占比最大, 变形最明显; 系统齿轮副动载荷频谱成分主要由分扭级与并车级啮频及对应的倍频组成, 且并车级齿轮副传动误差的一阶谐波与分扭级齿轮副传动误差二阶谐波受转速影响最为显著.

关键词: 分扭-并车齿轮传动; 啮合刚度; 固有特性; 转速; 振动响应

DOI: 10.13568/j.cnki.651094.651316.2024.02.28.0001

中图分类号: V233.1 文献标识码: A 文章编号: 2096-7675(2025)06-0675-010

引文格式: 张多丽, 周建星, 崔权维. 分扭-并车齿轮传动系统固有特性与动态响应分析[J]. 新疆大学学报(自然科学版中英文), 2025, 42(6): 675-684.

英文引文格式: ZHANG Duoli, ZHOU Jianxing, CUI Quanwei. Analysis of the inherent characteristics and dynamic response of the system of the split torque and power confluence gear transmission[J]. Journal of Xinjiang University(Natural Science Edition in Chinese and English), 2025, 42(6): 675-684.

Analysis of the Inherent Characteristics and Dynamic Response of the System of the Split Torque and Power Confluence Gear Transmission

ZHANG Duoli, ZHOU Jianxing, CUI Quanwei

(School of Mechanical Engineering (School of Intelligent Manufacturing Modern Industry),
Xinjiang University, Urumqi Xinjiang 830017, China)

Abstract: The coupled bending-torsional dynamic model of the split torque and power confluence gear transmission system is established by the lumped mass method, the dynamic equation is solved by the Newmark- β method, and inherent characteristics of the system are studied. Under the excitation conditions of meshing stiffness and static transmission error, the vibration response of the split torque and power confluence gear transmission system is analyzed. The results show that: the system contains multiple modes, under the second order mode, the kinetic energy of the main shaft is the largest and the vibration is the most intense, under the sixth order mode, main shaft bearing has the largest strain energy and the most obvious deformation. The frequency spectrum of dynamic load of gear pair is mainly composed of the frequency and harmonics of the split torque stage and the power confluence stage. The first harmonic of the transmission error of the power confluence gear pair and the second harmonic of the transmission error of split torque gear pair are most affected by the rotational speed.

Key words: split torque and power confluence gear transmission; meshing stiffness; inherent characteristics; rotational speed; vibration response

* 收稿日期: 2024-02-28

基金项目: 新疆维吾尔自治区重点研发项目“风电机组滑动轴承结构优化设计与多物理场性能研发”(2022B01017-1); 新疆维吾尔自治区昌吉州科技计划项目“面向西北地区大型陆上风电机组的研制及应用”(2023Z02); 新疆维吾尔自治区科技发展计划项目“面向沙戈荒区域中速永磁风力发电机组直接空冷技术研究”(2022LQ03015).

作者简介: 张多丽(1995—), 女, 硕士生, 从事齿轮系统动力学的研究, E-mail: 2411930426@qq.com.

[†] 通讯作者: 周建星(1982—), 男, 博士, 教授, 主要从事机械系统动力学与优化设计的研究, E-mail: xju-zhix@xju.edu.cn.

0 引言

分扭-并车齿轮传动系统具有传动级数少、噪声低、功率损失小等优点,相比行星式功率分流传动系统,当一个支路出现故障时其他支路仍可以有效传递扭矩,故可靠性和安全性更高,应用前景广阔,已在Mi-26、Westland^[1]和CH-53D等重型运输直升机上成功应用。

鉴于分扭-并车齿轮传动系统构型的特点,学者们对其均载性能开展了大量研究^[2],对系统动力学方面研究相对较少,而动力学研究是衡量系统性能优劣的重要指标.为了研究齿轮分扭传动的均载性能,靳广虎等^[3]考虑支撑刚度、扭转刚度以及齿轮副的时变啮合刚度,采用集中质量法建立了传动系统的动力学模型.为了研究各误差单独作用以及误差耦合作用对齿轮副动载系数、各齿轮节点运动轨迹及齿轮副动态啮合力的影响,杜颖等^[4]提出了考虑系统累积误差影响下的人字齿轮传动系统动力学模型.为了分析行星轮瞬态变形对行星轮系动态特性的影响,谭建军等^[5]提出了一种多齿瞬态三维接触模型,利用齿轮副接触与滑动轴承支撑作为界面协调条件将各构件进行耦合,建立行星轮系刚柔耦合动力学模型.莫帅等^[6]引入摩擦效应,根据齿轮副的不同啮合方式,计算了包含二级行星轮系的耦合动力学模型各啮合状态下,齿轮啮合副的摩擦耦合啮合刚度与摩擦激励.为了分析轮齿柔性对重合度、时变啮合刚度以及动态啮合力的影响,石建飞等^[7]建立考虑刚柔耦合的直齿轮系统啮合-冲击动力学模型和冲击-碰撞能量耗散模型,刘军等^[8]建立包含齿侧间隙、时变啮合刚度、综合传动误差、连接轴扭转刚度等非线性因素的纯扭动力学模型,分析啮合频率、齿侧间隙对啮合状态和振动特性的影响规律,揭示各类运动的转迁机制.王树国等^[9]在考虑齿侧间隙等非线性因素的基础上,建立齿轮系统的振动数学模型,并对该模型进行数值求解,通过对分岔图的分析,发现齿轮系统随着转速、阻尼比、扭转阻尼比的变化表现出复杂多样的动力学特性。

为了提高功率四分支齿轮传动系统运行的稳定性,李楠等^[10]基于轴单元法建立了单根转子的振动方程,通过求解系统的固有频率和振型进行了固有特性分析.为了进一步研究齿轮-转子耦合系统的固有特性,董金城等^[11]对功率多分支齿轮传动系统建立了含轴段的弯-扭耦合动力学方程,并在轴承-转子系统动力学基础上进行了模态分析,提出了人字齿轮和分支传动系统的动力学建模方法,开展了人字齿轮及其分支传动系统的振动特性研究,为人字齿轮传动系统的研发设计工作提供理论支撑.为了研究齿轮系统中质量偏心与时变参数耦合作用引起的非线性振动问题,侯磊等^[12]建立了考虑动态啮合刚度与时变齿侧间隙的六自由度动力学模型,重点分析质量偏心对系统非线性动力学行为的影响机制.林何等^[13]引入基于齿轮啮合接触线轨迹时变啮合刚度法,结合简谐刚度波动,分析了在2种时变啮合刚度模型和阻尼比作用下系统的振动特性,进一步研究分扭-并车齿轮传动系统在时变刚度下的动态特性.耿福震等^[14]提出了一种磨盘挠性联轴器的变形补偿方案,并根据转子动力学相关理论研究了双支路分扭传动系统的动态响应.韩宁等^[15]考虑传动轴的扭转变形、支撑变形和齿轮副的啮合变形等因素,分析了两对齿轮副间啮合相位差存在的原理,研究了齿轮副间的啮合相位差对传动系统静态均载特性的影响.莫帅等^[16]基于平移-扭转耦合动力学模型,分析了面齿轮与行星轮系串联系统的固有频率与啮合刚度、支撑刚度之间的关系。

学者们虽然对多分支齿轮传动系统动态特性方面进行了一定研究,并取得了较好的成果,但仍不能满足工程需求.固有特性是齿轮系统振动的基础,学者们从能量角度对分扭-并车齿轮传动系统进行固有特性分析相对较少,基于此,为了探究运行转速下该系统的可靠性和稳定性,本文采用集中质量法,建立分扭-并车齿轮传动系统的弯-扭耦合动力学模型,通过能量的角度对分扭-并车齿轮传动系统固有特性进行研究,并分析该传动系统的振动响应。

1 传动系统动力学模型

1.1 模型基本参数

分扭-并车齿轮传动系统构件呈对称分布,传动过程中分扭级齿轮对载荷进行减半,从而实现载荷分流,并车级齿轮对载荷进行汇流.分扭-并车齿轮传动系统基本参数如表1所示。

分扭-并车齿轮传动系统模型结构示意图如图1所示.分扭级齿轮1与齿轮2、3同时啮合,实现功率的分流;并车级齿轮4、5和齿轮7、8分别与齿轮6和齿轮9同时啮合,实现功率的汇流。

表 1 分扭-并车齿轮传动系统基本参数

参数	数值	参数	数值
分扭级传动比	2.125	并车级齿轮模数/mm	6
并车级传动比	8.762	分扭级齿宽/mm	150
分扭级主/从齿数	24/51	并车级齿宽/mm	150
并车级主/从齿数	21/184	压力角/°	20
分扭级齿轮模数/mm	6		

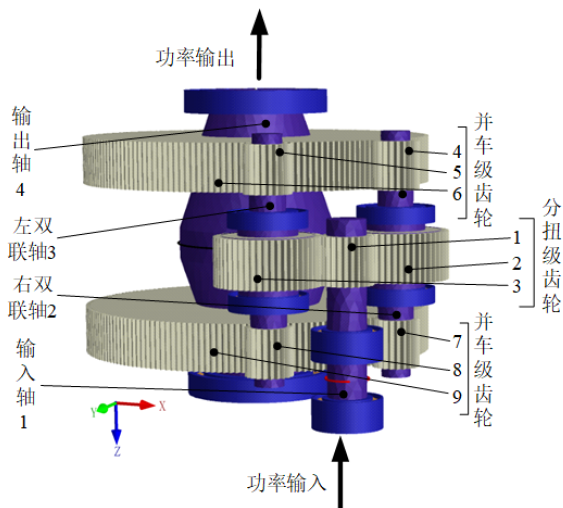


图 1 分扭-并车齿轮传动系统模型结构示意图

1.2 动力学模型

采用集中质量法建立的弯-扭耦合动力学模型如图2所示. 动力学建模时将同一轴上的齿轮等效为一个集中质量节点, 其中: 输入轴1 (齿轮1) 记为第1集中质量节点, 右双联轴2 (齿轮2、4、7) 记为第2集中质量节点, 左双联轴3 (齿轮3、5、8) 记为第3集中质量节点, 输出轴4 (齿轮6、9) 记为第4集中质量节点, 且每个集中质量节点具有 $\{x_i, y_i, \theta_i\}$ 3个自由度, 故该系统共有12个自由度, 其广义位移向量可表示为:

$$\{\mathbf{X}\} = \{x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2, x_3, y_3, \theta_3, x_4, y_4, \theta_4\}. \quad (1)$$

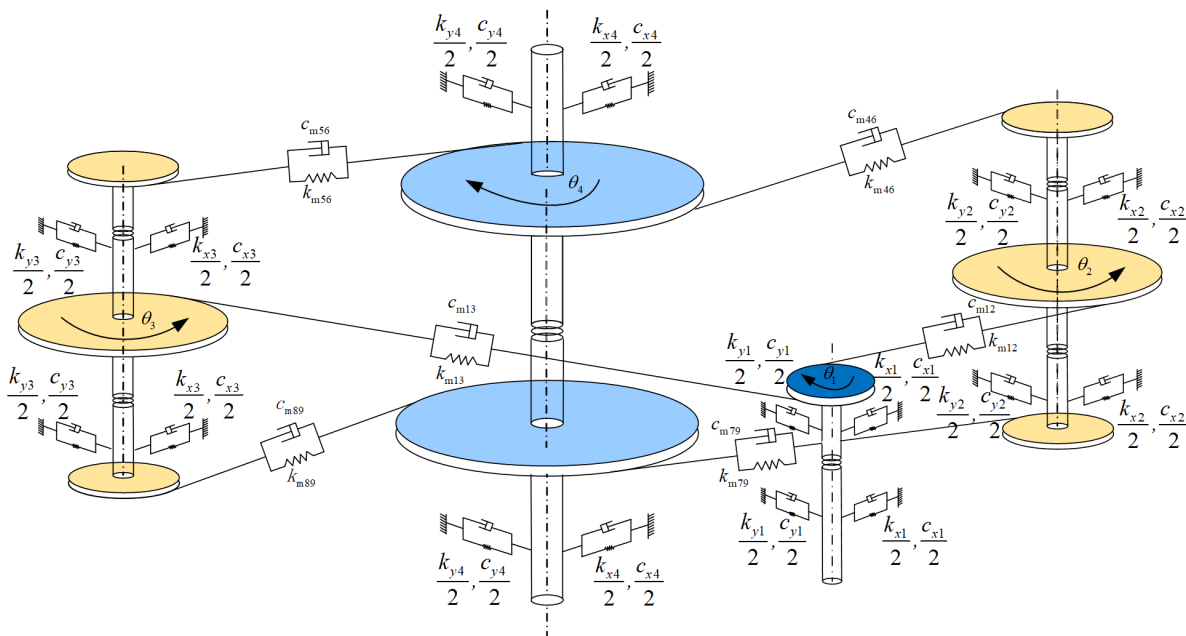


图 2 分扭-并车齿轮传动系统动力学模型

基于分扭-并车齿轮传动系统动力学模型及牛顿定律,该传动系统各集中质量节点的振动微分方程如式(2)所示:

第1集中质量节点

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_{x1}\dot{x}_1 + k_{x1}x_1 = - \sum_{i=2,3} (k_{m1i}\delta_{1i} + c_{m1i}\dot{\delta}_{1i}) \cos \psi_{1i}, \\ m_1\ddot{y}_1 + c_{y1}\dot{y}_1 + k_{y1}y_1 = - \sum_{i=2,3} (k_{m1i}\delta_{1i} + c_{m1i}\dot{\delta}_{1i}) \sin \psi_{1i}, \\ I_1\ddot{\theta}_1 + c_{t1}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_{in}) + k_{t1}(\theta_1 - \theta_{in}) = - \sum_{i=2,3} (k_{m1i}\delta_{1i} + c_{m1i}\dot{\delta}_{1i}) r_1, \end{cases}$$

第2集中质量节点

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2 + c_{x2}\dot{x}_2 + k_{x2}x_2 = (k_{m12}\delta_{12} + c_{m12}\dot{\delta}_{12}) \cos \psi_{12} - (k_{m46}\delta_{46} + c_{m46}\dot{\delta}_{46}) \cos \psi_{46} - (k_{m79}\delta_{79} + c_{m79}\dot{\delta}_{79}) \cos \psi_{79}, \\ m_2\ddot{y}_2 + c_{y2}\dot{y}_2 + k_{y2}y_2 = (k_{m12}\delta_{12} + c_{m12}\dot{\delta}_{12}) \sin \psi_{12} - (k_{m46}\delta_{46} + c_{m46}\dot{\delta}_{46}) \sin \psi_{46} - (k_{m79}\delta_{79} + c_{m79}\dot{\delta}_{79}) \sin \psi_{79}, \\ I_2\ddot{\theta}_2 + c_{t2}\dot{\theta}_2 + k_{t2}\theta_2 = (k_{m12}\delta_{12} + c_{m12}\dot{\delta}_{12}) r_2 - (k_{m46}\delta_{46} + c_{m46}\dot{\delta}_{46}) r_4 - (k_{m79}\delta_{79} + c_{m79}\dot{\delta}_{79}) r_7, \end{cases}$$

第3集中质量节点

$$\begin{cases} m_3\ddot{x}_3 + c_{x3}\dot{x}_3 + k_{x3}x_3 = (k_{m13}\delta_{13} + c_{m13}\dot{\delta}_{13}) \cos \psi_{13} - (k_{m56}\delta_{56} + c_{m56}\dot{\delta}_{56}) \cos \psi_{56} - (k_{m89}\delta_{89} + c_{m89}\dot{\delta}_{89}) \cos \psi_{89}, \\ m_3\ddot{y}_3 + c_{y3}\dot{y}_3 + k_{y3}y_3 = (k_{m13}\delta_{13} + c_{m13}\dot{\delta}_{13}) \sin \psi_{13} - (k_{m56}\delta_{56} + c_{m56}\dot{\delta}_{56}) \sin \psi_{56} - (k_{m89}\delta_{89} + c_{m89}\dot{\delta}_{89}) \sin \psi_{89}, \\ I_3\ddot{\theta}_3 + c_{t3}\dot{\theta}_3 + k_{t3}\theta_3 = (k_{m13}\delta_{13} + c_{m13}\dot{\delta}_{13}) r_3 - (k_{m56}\delta_{56} + c_{m56}\dot{\delta}_{56}) r_5 - (k_{m89}\delta_{89} + c_{m89}\dot{\delta}_{89}) r_8, \end{cases}$$

第4集中质量节点

$$\begin{cases} m_4\ddot{x}_4 + c_{x4}\dot{x}_4 + k_{x4}x_4 = \sum_{i=4,5} (k_{mi6}\delta_{i6} + c_{mi6}\dot{\delta}_{i6}) \cos \psi_{i6} + \sum_{i=7,8} (k_{mi9}\delta_{i9} + c_{mi9}\dot{\delta}_{i9}) \cos \psi_{i9}, \\ m_4\ddot{y}_4 + c_{y4}\dot{y}_4 + k_{y4}y_4 = \sum_{i=4,5} (k_{mi6}\delta_{i6} + c_{mi6}\dot{\delta}_{i6}) \sin \psi_{i6} + \sum_{i=7,8} (k_{mi9}\delta_{i9} + c_{mi9}\dot{\delta}_{i9}) \sin \psi_{i9}, \\ I_4\ddot{\theta}_4 + c_{t4}(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_{out}) + k_{t4}(\theta_4 - \theta_{out}) = \sum_{i=4,5} (k_{mi6}\delta_{i6} + c_{mi6}\dot{\delta}_{i6}) r_6 + \sum_{i=7,8} (k_{mi9}\delta_{i9} + c_{mi9}\dot{\delta}_{i9}) r_9, \end{cases} \quad (2)$$

式中: k_m 、 c_m 分别为啮合刚度、啮合阻尼; k_{xi} 、 k_{yi} 分别为对应轴在 x 、 y 方向上的支撑刚度; m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 分别为输入轴、右双联轴、左双联轴、输出轴上齿轮的集中质量; I_1 、 I_2 、 I_3 、 I_4 分别为输入轴、右双联轴、左双联轴、输出轴上齿轮的等效转动惯量; k_{t1} 、 k_{t2} 、 k_{t3} 、 k_{t4} 分别为输入轴、右双联轴、左双联轴、输出轴的扭转刚度; r_i 为对应齿轮的基圆半径; x_i 、 y_i 分别为各集中质量节点在 x 、 y 方向上的位移; θ_i 为各集中质量节点的微转角, ψ_{ij} 为齿轮副啮合平面与坐标轴 x 的夹角; δ_{ij} 为齿轮副沿啮合线方向的相对位移。

通过角位移与基圆半径的乘积得到线位移,并消除刚体位移对方程进行简化,传动系统动力学方程用矩阵形式表示为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}, \quad (3)$$

式中: \mathbf{X} 为分扭-并车齿轮传动系统的位移量; \mathbf{F} 为该传动系统受到的广义力; \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵。

1.3 势能法求解齿轮啮合刚度

因势能法计算齿轮综合啮合刚度具有效率高的优点,故采用势能法求解两级齿轮副啮合刚度,需考虑的势能包含单齿的剪切和弯曲势能、赫兹接触势能、径向压缩势能及基体的弹性势能,其中:弹性模量为206.8 GPa,泊松比为0.3,势能与刚度关系如式(4~6)所示,齿轮副啮合刚度曲线如图3所示。

各势能与对应刚度的关系表示为:

$$U_s = \frac{F^2}{2K_s}, U_b = \frac{F^2}{2K_b}, U_h = \frac{F^2}{2K_h}, U_a = \frac{F^2}{2K_a}, U_f = \frac{F^2}{2K_f}, \quad (4)$$

总势能表示为:

$$U = U_h + \sum_{i=1}^2 (U_{bi} + U_{si} + U_{ai} + U_{fi}), \quad (5)$$

刚度表示为:

$$K = \frac{1}{\sum_{i=1}^2 \left(\frac{1}{K_{bi}} + \frac{1}{K_{si}} + \frac{1}{K_{ai}} + \frac{1}{K_{fi}} \right) + \frac{1}{K_h}}, \quad (6)$$

式中: U_s 为单齿的剪切势能, U_b 为弯曲势能, U_h 为赫兹接触势能, U_a 为径向压缩势能, U_f 为基体的弹性势能.

如图3所示, 基于势能法得到的啮合刚度曲线整体呈现类似方波的拱形分布, 分扭级、并车级齿轮重合度分别为1.680、1.738, 单双齿交替使啮合刚度出现了明显的阶跃现象. 由于齿轮综合啮合刚度以主从齿轮对刚度较小的为主导, 使得综合啮合刚度值右端点值略高于左端点, 该趋势与实际的减速齿轮的综合啮合刚度相吻合.

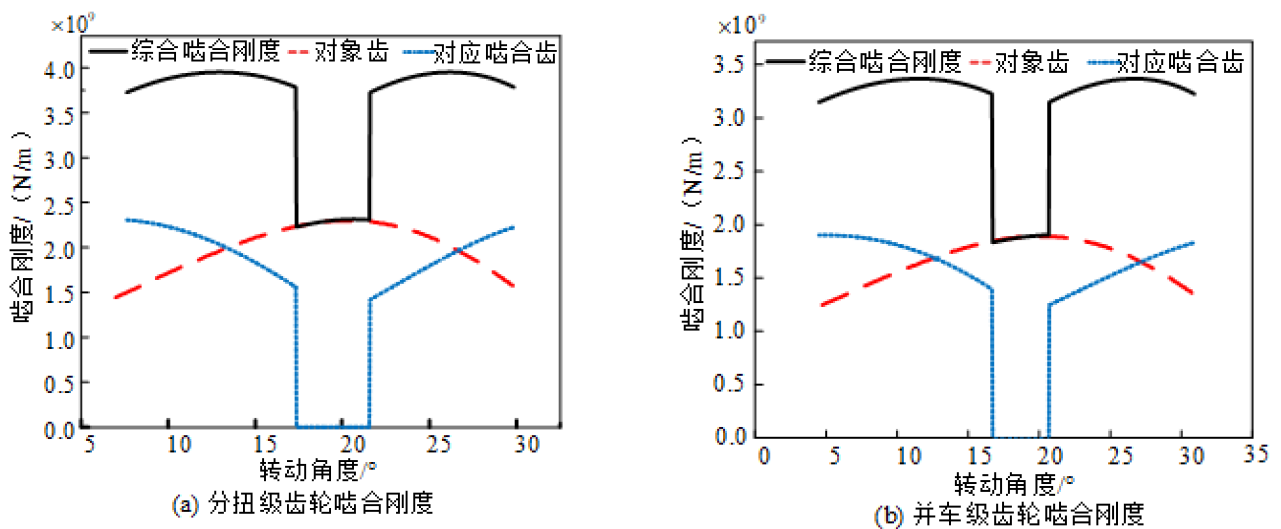


图 3 齿轮啮合刚度曲线

2 传动系统固有特性分析

齿轮系统的固有特性分析是振动响应分析的基础, 采用Lanczos法对系统进行模态计算. 由于前几阶模态易产生共振, 对结构动力性能损害严重, 故取系统前八阶模态进行分析, 如图4所示.

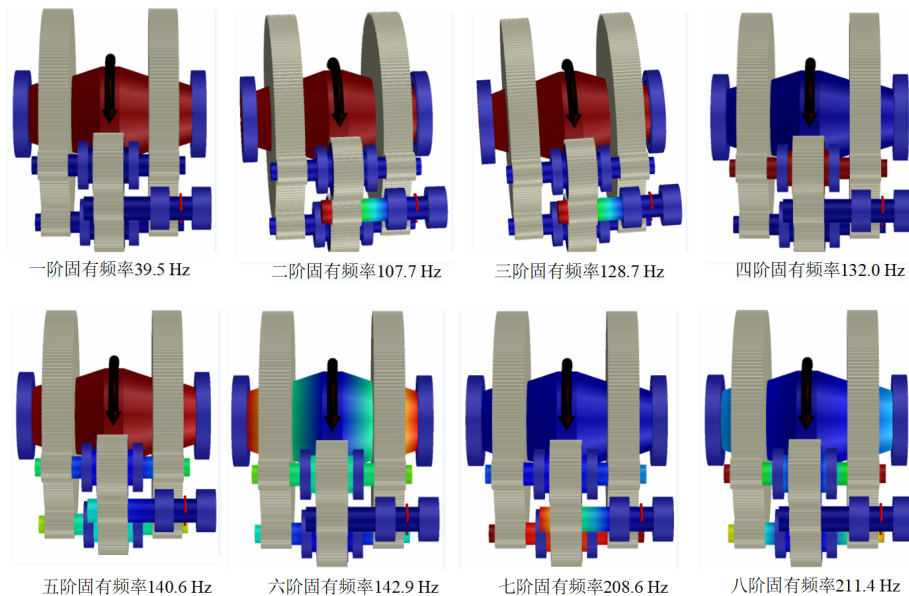


图 4 传动系统前八阶固有频率及振型

由图4可知,一阶振型以输出轴沿轴向的平移振动为主,二阶振型为系统在径向上的平移和绕轴向的扭转振动,三阶振型为输入轴沿轴向的平移振动形式,四阶振型以右双联轴2沿轴向的平移振动为主,五阶振型为系统绕轴向的扭转振动形式,六阶振型以系统绕双联轴的扭转振动为主,七阶振型为左双联轴3绕轴向的扭转振动形式,八阶振型为左右两个双联轴绕径向的扭转振动形式。

通过每阶模态各分量的动能和应变能占比可找到最活跃分量,有利于更准确地研究传动系统的固有特性,前八阶模态能量如表2所示。

表 2 系统部件模态能量占比

模态阶数	能量占比最大的部件
第一阶	滚动轴承7、8被激起的应变能分别占49.8%、49.7%
第二阶	轴4被激起的动能达97.3%
第三阶	轴3被激起的动能达91.3%
第四阶	滚动轴承3、4被激起的应变能约占48.0%
第五阶	轴4被激起的动能占比为85.2%
第六阶	滚动轴承7、8被激起的应变能占94.8%
第七阶	轴4被激起的动能达65.4%
第八阶	轴3被激起的动能占比约为57.9%

由表2系统部件模态能量占比可知,整个系统的模态能量中,第二阶模态下轴4被激起的动能占比最大,达到97.3%,此时轴4振动最剧烈;第六阶模态下滚动轴承7、8储存的应变能占比最高,为94.8%,故此时对应构件的变形最大。

基于以上固有频率分析,系统振型主要为平移振动和扭转振动形式,且平移振动主要出现在低阶模态,扭转振动在高阶模态中出现较多。在实际工程应用中,应注意分扭-并车齿轮传动系统主轴的安装和约束方式。

3 齿轮副动载荷响应

齿轮副动载荷分析是研究齿轮传动系统振动理论的基础。输入转速为6 250 r/min,输入扭矩为450 N·m,基于建模软件完成分扭-并车齿轮传动系统三维模型后,从建模软件中导出齿轮的质量、转动惯量等参数,作为动力学求解参数的输入,通过Newmark- β 法求解动力学方程后得到传动系统的两级齿轮副时域动载荷,并经傅里叶变换后得到齿轮副频域动载荷。

图5为传动系统各齿轮副动载荷时域及频域示意图, f_{m1} 、 f_{m2} 分别表示分扭级、并车级齿轮副的啮合频率。分扭级、并车级右支路齿轮动载荷平均值分别为2 550 N、3 650 N,分扭级、并车级左支路齿轮动载荷平均值分别为3 425 N、4 475 N,即分扭级与并车级的右支路齿轮副幅值均低于左支路,这是由该构型固有的不均载特性造成的。

由于没有考虑误差,传动系统齿轮动载荷频谱成分主要由分扭级与并车级啮合频率及倍频组成。由图5(b)和图5(d)可知,分扭级齿轮副动载荷频谱以分扭级啮合频率及2倍频为主,且分扭级右支路与左支路1倍频能量最高,能量幅值分别为784 N、1 020 N,且并车级啮合频率及其他高倍频成分能量较低,这是由于分扭级齿轮主要受到分扭级齿轮副啮合刚度激励;由图5(f)和图5(h)可知,并车级齿轮副动载荷频谱包含并车级、分扭级啮合频率以及对应的倍频成分,且以并车级啮合频率及2倍频为主,其他高倍频和分扭级啮合频率成分的能量较弱,且并车级1倍频能量最大,右支路与左支路能量幅值分别为667 N、890 N。

4 转速对动力学振动响应的影响分析

转速的变化会引起齿轮啮合状态的改变,进而使对应啮合频率及其倍频成分随之改变,故转速对传动系统的振动影响较大^[7],有必要确定振动产生最大峰值的转速与波动能量幅值大的转速范围。

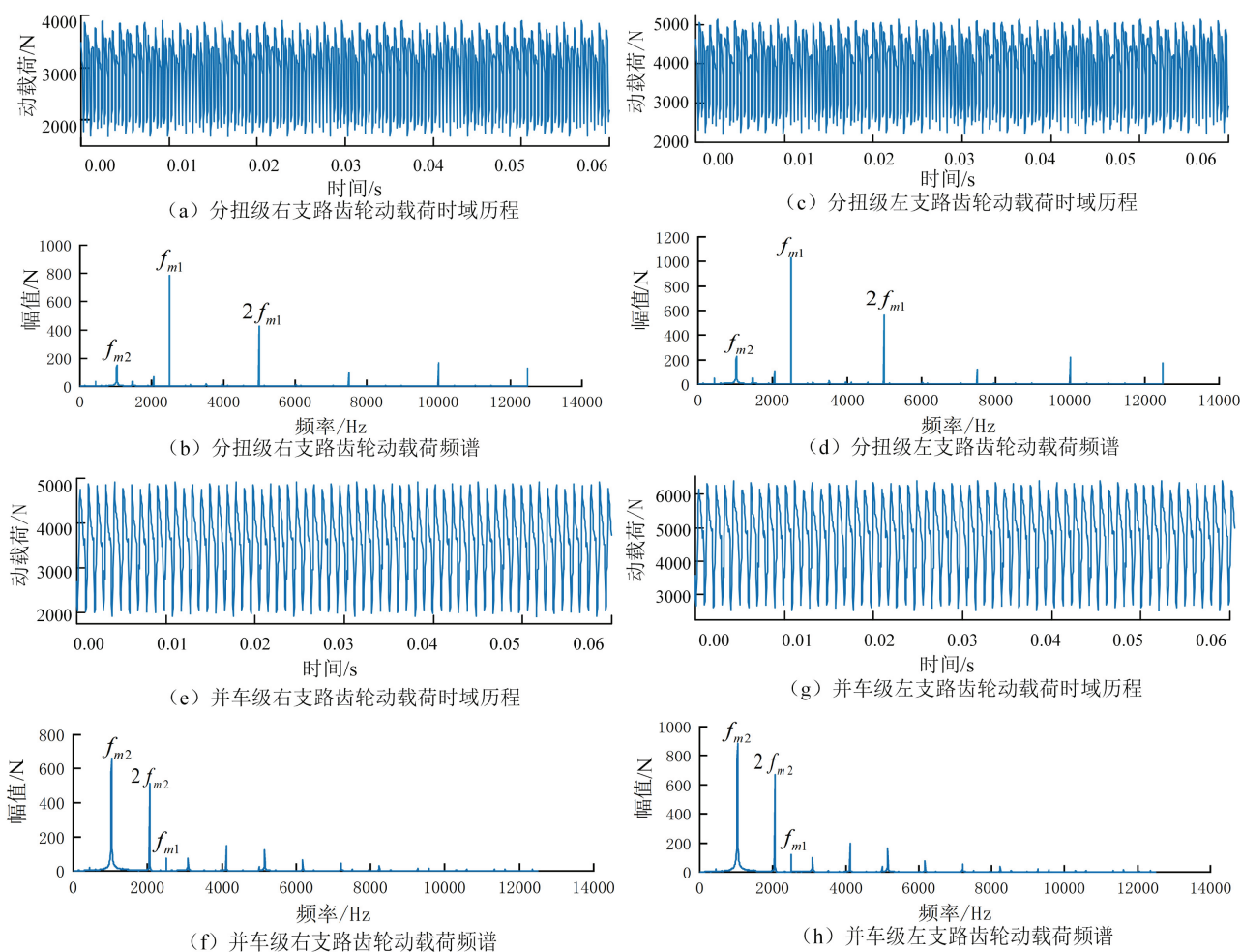


图 5 传动系统各齿轮副动载响应

4.1 静态传动误差的齿轮振动响应

传动误差是引起系统振动的重要原因之一, 分别考虑了并车级和分扭级齿轮啮合时引起的传动误差, 研究转速对齿轮传动系统的振动影响, 分析模型中将并车级、分扭级齿轮副第一至八阶谐波幅值的传动误差分别应用至系统中作为响应的内部激励.

图6为并车级、分扭级八阶谐波传动误差. 并车级齿轮一阶谐波传动误差幅值最大, 为12.3 μm ; 分扭级齿轮二阶谐波传动误差幅值最高, 达7.12 μm ; 说明系统的响应受并车级一阶谐波和分扭级二阶谐波影响大.

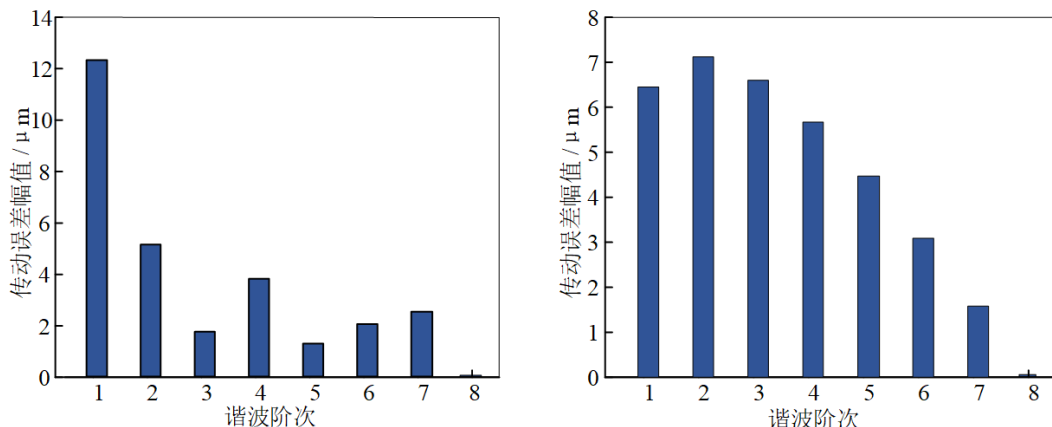


图 6 (a) 并车级和 (b) 分扭级八阶谐波传动误差

图7为转速对并车级与分扭级齿轮位移响应的影响曲线。由图7(a~b)可知,并车级齿轮副的传动误差在一阶谐波幅值下的响应明显大于其他阶;由图7(c~d)可知,分扭级齿轮副的传动误差在二阶谐波幅值下的响应较大;与图6的传动误差最大幅值对应的阶数相吻合。

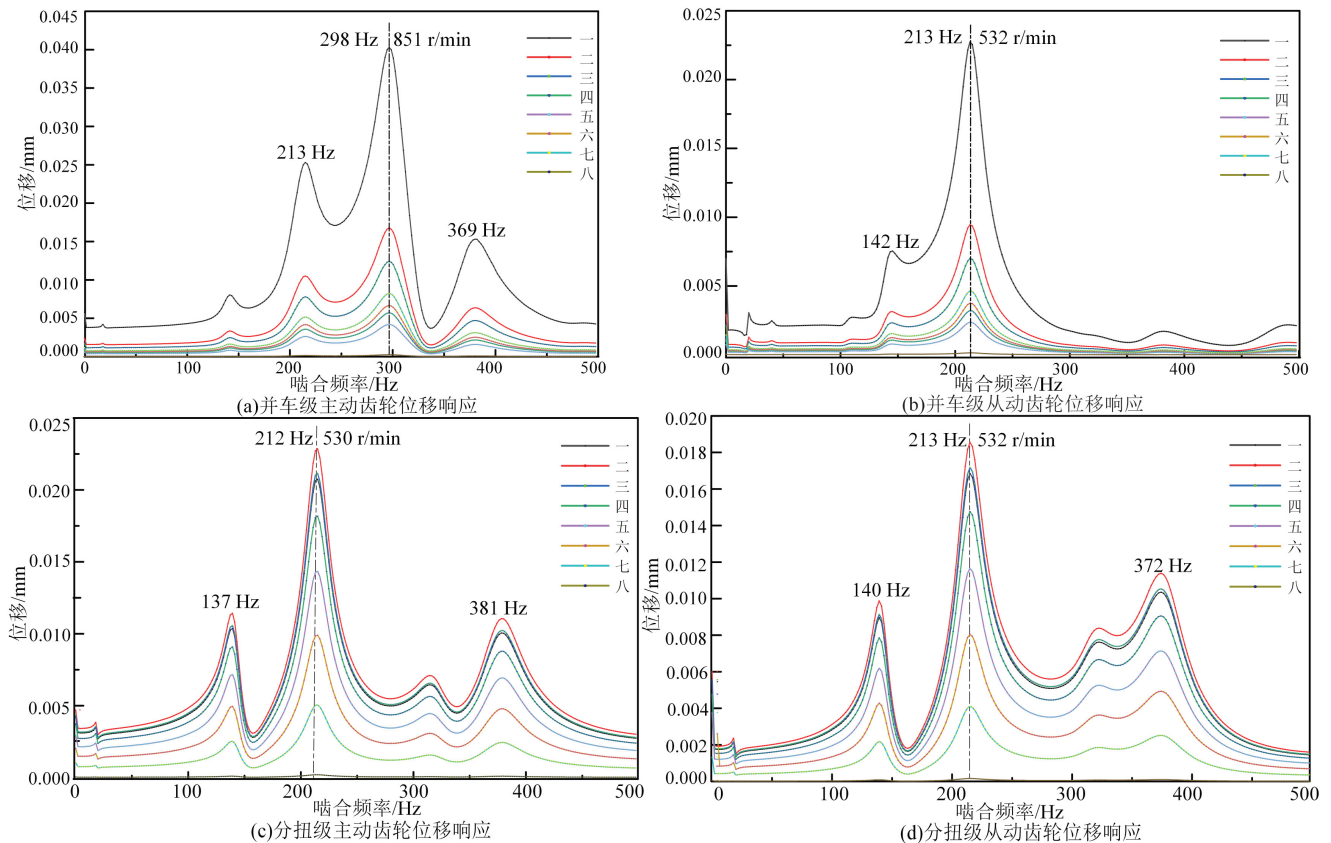


图 7 并车级与分扭级的齿轮位移响应

转速对齿轮振动响应的影响较为明显,随着转速对应啮合频率的变化,齿轮位移响应出现了明显的波动。由并车级齿轮图7(a)曲线可知,在啮合频率298 Hz即转速为851 r/min处齿轮位移响应出现最大峰值,达到0.039 mm,是由于在啮合频率为298 Hz时第十三阶模态的固有频率296.2 Hz最易被激励起来;同理,由图7(b~d)曲线可知,对应转速的啮合频率为212 Hz、213 Hz即接近第八阶固有频率211.4 Hz时,响应出现最大峰值,结合固有频率振型分析,齿轮此时易出现径向的扭转振动。

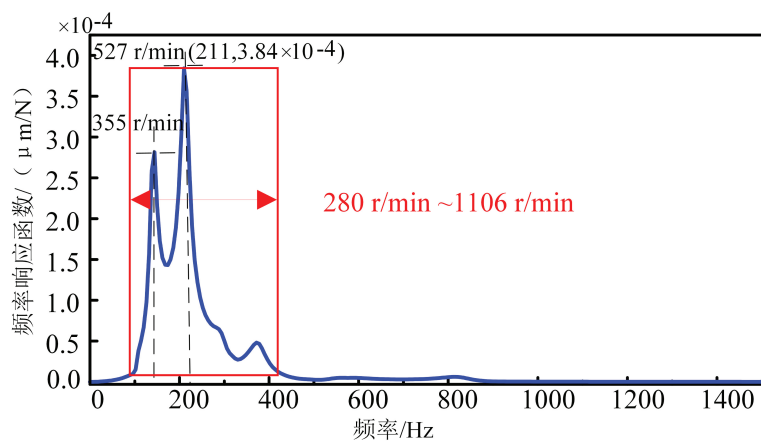


图 8 频率响应函数曲线

4.2 频率响应函数分析

通过频率响应函数来分析转速对传动系统的影响,以输入轴轴承节点的单位力作为激励,输出轴轴承节点作为响应点,以位移与力的比值表示频率响应函数,如图8所示。

由图8可知,转速为527 r/min对应频率211 Hz时频率响应函数出现最大峰值,是由于最大峰值处接近第八阶模态固有频率211.4 Hz,此时施加较小的激励就能产生较大的振动响应,故在设计传动系统时,应适当抑制分扭-并车齿轮传动系统的第八阶径向扭转振型。此外,转速在280~1 106 r/min内频率响应函数波动变化较大,系统容易振动,系统运行转速6 250 r/min避开了该转速范围,避免了系统运行过程中出现较大振动。

5 结论

基于分扭-并车齿轮传动系统模型进行固有特性及振动响应分析,主要结论如下:

1) 由模态振型可知,系统运行过程中振型主要包含平移与扭转振动形式。第二阶模态下轴4动能占比最大,为97.3%,此时振动最强烈;第六阶模态下,主轴轴承应变能占比为94.8%,变形最大;实际工程应用中应注意其安装和约束方式。

2) 通过转速对系统的振动响应影响分析发现,并车级齿轮副传动误差的一阶谐波与分扭级齿轮副传动误差的二阶谐波受转速影响最大,且转速对应的频率在接近第八阶、第十三阶固有频率211.4 Hz、296.2 Hz时响应较大,系统容易共振,故在设计系统时应适当抑制系统的第八阶、第十三阶振型。由频率响应函数曲线可知,系统运行转速避开了较强振动的转速范围,保证了系统在运行过程中的稳定性。

参考文献:

- [1] KISH J. Sikorsky aircraft advanced rotorcraft transmission (ART) program—final report[R]. Connecticut: NASA, 1993.
- [2] 靳广虎,高鹏,严岳胜,等. 刚度和齿隙对功率分流传动系统均载特性影响的敏感度分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(4): 1149-1159.
JIN G H, GAO P, YAN Y S, et al. Sensitivity analysis of influence of stiffness and backlash on load sharing characteristics of power split drive system[J]. Journal of Central South University(Science and Technology), 2021, 52(4): 1149-1159. (in Chinese)
- [3] 靳广虎,徐鑫涛,朱如鹏. 齿轮分扭传动的均载行为机理及参数匹配分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2306-2315.
JIN G H, XU X T, ZHU R P. Analysis of load sharing mechanism and parameter matching of gear split torque drive system[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2306-2315. (in Chinese)
- [4] 杜颖,刘岚,卢政伟,等. 考虑累积误差的人字齿轮传动系统动力学建模分析[J/OL]. 航空动力学报. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20250284>.
DU Y, LIU L, LU Z W, et al. Dynamic modeling analysis of the herringbone gear transmission system with cumulative errors[J/OL]. Journal of Aerospace Power. <https://doi.org/10.13224/j.cnki.jasp.20250284>. (in Chinese)
- [5] 谭建军,廖波,李浩,等. 行星轮瞬态变形对行星齿轮传动系统动态特性的影响研究[J/OL]. 中国机械工程. <https://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20250923.1705.014>.
TAN J J, LIAO B, LI H, et al. Research on the influence of transient planet gear deformation on the dynamic characteristics of the planetary gear train system[J/OL]. China Mechanical Engineering. <https://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20250923.1705.014>. (in Chinese)
- [6] 莫帅,高达,邓开行,等. 二级行星传动系统非线性动力学特性[J/OL]. 振动工程学报. <https://doi.org/10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202505007>.
MO S, GAO D, DENG K X, et al. Nonlinear dynamic characteristic of the two-stage planetary gear transmission system[J/OL]. Journal of Vibration Engineering. <https://doi.org/10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.202505007>. (in Chinese)
- [7] 石建飞,叶超,靳伍银,等. 刚柔耦合的齿轮系统多状态啮合-冲击能耗分析[J]. 振动与冲击, 2025, 44(16): 299-307.
SHI J F, YE C, JIN W Y, et al. Multi-state meshing-impact energy dissipation analysis of rigid-flexible coupling gear system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2025, 44(16): 299-307. (in Chinese)
- [8] 刘军,胡军旺,张艳霞,等. 含多状态啮合的多级齿轮传动系统分岔特性[J]. 机床与液压, 2025, 53(14): 63-71.
LIU J, HU J W, ZHANG Y X, et al. Bifurcation characteristics of multi-stage gear transmission systems with multi-state meshing[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(14): 63-71. (in Chinese)
- [9] 王树国,郭丽峰,廖鹏泰,等. 二级齿轮系统非线性振动研究[J]. 机械制造与自动化, 2025, 54(3): 28-32.

- WANG S G, GUO L F, LIAO P T, et al. Nonlinear vibration research on two-stage gear systems[J]. *Machine Building & Automation*, 2025, 54(3): 28-32. (in Chinese)
- [10] 李楠, 王三民, 杜佳佳. 功率四分支齿轮传动系统的固有特性与动载系数[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(2): 445-451.
LI N, WANG S M, DU J J. Natural characteristics and dynamic load coefficient of power four embranchments gear transmission[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(2): 445-451. (in Chinese)
- [11] 董金城, 王三民, 王颖. 功率四分支齿轮传动系统的弯扭耦合振动固有特性研究[J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(1): 1-7.
DONG J C, WANG S M, WANG Y. Study on the coupled bending-torsion vibration characteristics of power four-path gear transmission[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014, 33(1): 1-7. (in Chinese)
- [12] 侯磊, 宋金洲, 昌泽元, 等. 考虑动态啮合参数与时变齿隙的含质量偏心齿轮系统动力学特性分析[J]. *振动工程学报*, 2025, 38(6): 1335-1343.
HOU L, SONG J Z, CHANG Z Y, et al. Dynamical property analysis of gear system with mass eccentricity incorporating dynamic meshing parameters and time-varying backlash[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2025, 38(6): 1335-1343. (in Chinese)
- [13] 林何, 孟渔航, 李瑞华, 等. 两种刚度模型下分扭-并车齿轮系统动态特性[J]. *机械设计与制造*, 2025(10): 233-237+244.
LIN H, MENG Y H, LI R H, et al. Dynamic characteristics of split torque-combine power gear system under two stiffness models[J]. *Mechanical Design and Manufacturing*, 2025(10): 233-237+244. (in Chinese)
- [14] 耿福震, 杨林杰, 李俞峰, 等. 齿轮箱双支分扭传动系统实现及转子动力学分析[J]. *机械传动*, 2020, 44(6): 84-88.
GENG F Z, YANG L J, LI Y F, et al. Realization of double-branch split-torque transmission system of gearbox and analysis of its rotor dynamics[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2020, 44(6): 84-88. (in Chinese)
- [15] 韩宁, 朱如鹏, 陈蔚芳. 啮合相位差对共轴双输出圆柱齿轮分扭-并车传动静态均载特性的影响[J]. *机械传动*, 2025, 49(1): 1-10.
HAN N, ZHU R P, CHEN W F. Influence of meshing phase difference on static load-sharing characteristics of coaxial dual-output cylindrical gear split-torque and combined-power transmission[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2025, 49(1): 1-10. (in Chinese)
- [16] 莫帅, 岳宗享, 冯志友, 等. 面齿轮-行星传动串联系统固有特性研究[J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(1): 24-30.
MO S, YUE Z X, FENG Z Y, et al. Research on natural characteristics of face gear-planetary gear compound transmission system[J]. *Huazhong University of Science and Technology(Natural Science Edition)*, 2021, 49(1): 24-30. (in Chinese)
- [17] 周建星, 刘更, 吴立言. 转速与负载对减速器振动噪声的影响研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(8): 193-198.
ZHOU J X, LIU G, WU L Y. Effect of operating conditions on vibration and noise radiation of a gear reducer[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(8): 193-198. (in Chinese)

责任编辑: 岳荣强