多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承耦合系统啮合与润滑分层优化

杜虹汗[1] 谭建军[1*] 孙义忠[2] 宋朝省[1] 李 浩[1] 关 远[1]
1.重庆大学高端装备机械传动全国重点实验室,重庆,400044
2.南京高速齿轮制造有限公司,南京,211100

摘要:风电齿轮箱复杂低速重载工况、构件复杂变形及斜齿轮动态啮合弯矩的综合作用易引发滑动轴承边缘接触与齿轮啮合偏载,影响系统可靠性。以某型6 MW级风电滑动轴承齿轮箱为研究对象,考虑行星轮滑动轴承弹流润滑与关键构件变形,建立风电滑动轴承齿轮箱摩擦动力学耦合模型;采用代理模型方法重构多工况-齿轮修形参数-系统响应映射关系,求解最优齿轮修形参数;将优化结果代入动力学耦合模型,重构多工况-滑动轴承参数-系统响应映射关系,求解最优滑动轴承参数,实现先齿轮-后滑动轴承的分层优化,并通过试验进行验证。结果表明:增大输入扭矩会加剧滑动轴承边缘接触与齿轮啮合偏载;仅通过齿轮修形虽然可改善齿面载荷分布,但难以改善滑动轴承边缘接触;先齿轮-后滑动轴承的分层优化策略不仅可以提高优化效率,还可以有效减少滑动轴承边缘接触、增大最小油膜厚度、改善齿面偏载与系统均载性能。

关键词:风电机组;齿轮箱;滑动轴承;动态特性;多目标优化
中图分类号:TM614
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.10.019 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Hierarchical Optimization of Meshing and Lubrication for Planetary Journal Bearing Coupling System in Wind Turbine Gearboxes under Multiple Operating Conditions

DU Honghan[1] TAN Jianjun[1*] SUN Yizhong[2] SONG Chaosheng[1] LI Hao[1] GUAN Yuan[1]
1.State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing, 400044
2.Nanjing High-Speed Gear Manufacturing Co., Ltd., Nanjing, 211100

Abstract: The combined effects of complex low-speed heavy-load conditions, component deformations, and dynamic bending moments from helical gear meshing can easily induce bearing edge contact and gear mesh misalignment, compromising system reliability. Taking a 6 MW wind turbine gearbox with journal bearings as the research object, a tribodynamic coupling model was established considering the elastohydrodynamic lubrication of the planet gear journal bearings and the deformation of key components. Then, a surrogate modeling method was employed to reconstruct the mapping relationships among multiple operating conditions, gear modification parameters, and system responses, and the optimal gear modification parameters were obtained. Finally, the optimized results were substituted into the dynamic coupling model, and the mapping relationships among multiple operating conditions, journal bearing parameters, and system responses were reconstructed to obtain the optimal bearing parameters, thereby achieving a hierarchical optimization in which gears were optimized first followed by journal bearings. The effectiveness of the approach was validated through experiments. The results show that increasing input torque aggravates bearing edge contact and gear mesh misalignment. Gear modification alone improves tooth load distribution but hardly alleviates bearing edge contact. The hierarchical optimization strategy can not only improve optimization efficiency but also effectively reduce bearing edge contact, increase the minimum oil film thickness, and improve tooth load distribution and system load-sharing performance.

Key words: wind turbine; gearbox; journal bearing; dynamic characteristic; multi-objective optimization

收稿日期:2026-05-07
基金项目:国家重点研发计划(2022YFB4201100);国家自然科学基金(52475051);重庆市技术创新与应用发展专项重大项目(CSTB2024TIAD-STX0019)

0 引言

风电齿轮箱的动态性能直接影响机组功率输

出与服役寿命。随着风电机组向大型化发展，滑动轴承凭借高承载能力与紧凑的径向尺寸，在高扭矩密度设计中展现出显著优势。然而，风电齿轮箱长期服役于随机时变载荷工况，构件耦合变形显著，加之动态啮合弯矩与振动冲击，滑动轴承易出现油膜分布不均、边缘接触等问题，同时齿轮啮合偏载显著，影响系统运行可靠性。此外，多工况下齿轮与轴承设计参数众多，参数匹配困难、协同优化效率低，严重制约整体优化设计，因此，开展多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承耦合系统啮合与润滑分层优化研究具有重要意义。

针对行星轮滑动轴承润滑特性，国内外学者开展了大量研究。单一轴承层面，HAGEMANN等[1]建立了行星轮滑动轴承弹流润滑(EHD)模型，分析了载荷与结构变形对滑动轴承润滑性能的影响；LUCASSEN等[2]通过整机动力学模型确定载荷边界，分析了多工况下滑动轴承润滑性能；YIN等[3]建立了行星轮滑动轴承瞬态弹流润滑模型，分析了斜齿轮啮合、弹性变形与系统动态性能的演化规律。系统层面，LI等[4-5]建立了6 MW级滑动轴承齿轮箱刚柔耦合摩擦动力学模型，分析了回油槽结构与修形参数对轴承润滑性能及齿轮箱动态特性的影响；FEI等[6]建立了2 MW级齿轮箱传动系统动力学模型，分析了扭矩水平与滑动轴承结构参数对系统动力学的影响。

为改善滑动轴承润滑性能与齿轮传动动态性能，国内外学者围绕滑动轴承结构优化、齿轮传动参数优化开展了大量研究。轴承优化方面，HAN等[7]通过滑动轴承曲率半径系数与倾角双参数协同优化，使轴承接触载荷降低47.1%、摩擦因数降低42.1%；XIANG等[8]提出了一种正弦表面轮廓修正方法，显著降低了轴承边缘磨损深度和平均粗糙峰接触压力；YIN等[9]提出了超椭圆形、梯形、二次曲线三种轴承轴向修形方式，使滑动轴承最小油膜厚度增大2.60 μm、累积摩擦能量损失降低4.34%。齿轮传动优化方面，朱才朝等[10]和刘华朝等[11]建立风电齿轮箱动态特性分析模型，通过组合修形提高了系统动态性能；KIM等[12]采用子结构综合法确定齿向与齿廓修形量，使齿面接触均匀分布，接触应力最大降低16.67%，传动误差峰峰值最大降低76.8%。

现有研究多局限于单一滑动轴承的性能分析，或在系统优化中仅针对滑动轴承润滑或齿轮啮合的单一性能指标，同时考虑两者优化的研究十分匮乏。此外，齿轮与滑动轴承设计参数众多，若采用耦合协同优化策略，将面临计算成本高、难以工程应用的问题。同时，多数优化仅基于单一工况，未考虑齿轮箱载荷的多工况特性，导致优化参数在多工况下适应性不足。

综上，本文以某型6 MW级风电滑动轴承齿轮箱为研究对象，建立风电滑动轴承齿轮箱摩擦动力学耦合模型，重构多工况-齿轮修形参数-系统响应映射关系和多工况-滑动轴承参数-系统响应映射关系，提出先齿轮-后滑动轴承的分层优化方法。

1　风电滑动轴承齿轮箱摩擦动力学耦合模型

1.1　传动结构及原理

图1为某型6 MW级风电滑动轴承齿轮箱结构示意图。该齿轮箱采用三级行星传动构型，各级行星轮数量分别为7、6、3，其中第一级行星轮以滑动轴承支撑，第二、三级以滚动轴承支撑。滑动轴承的主要设计参数如下：宽395 mm、轴颈半径150 mm、铜合金材料厚1 mm、间隙200 μm、60℃润滑油动力黏度0.175 Pa•s、进油压力0.2 MPa、铜合金材料弹性模量105 GPa。风电机组和齿轮传动系统的主要设计参数分别如表1、表2所示。

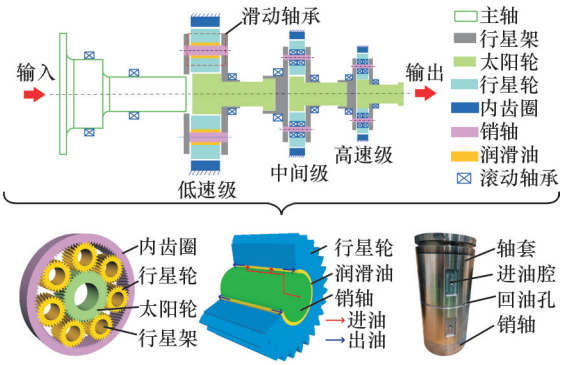

图1　风电滑动轴承齿轮箱结构

Fig.1　Structure of wind turbine gearbox with journal bearings

表1　风电机组主要设计参数

Tab.1　Main design parameters of the wind turbine

参数	数值	参数	数值
额定功率	6250 kW	切出风速	22 m/s
塔筒高度	125 m	额定风速	10 m/s
叶片数量	3	额定扭矩	6500 kN•m
风轮直径	220 m	额定转速	9.6 r/min
切入风速	3 m/s	传动比	1∶68.6

1.2　滑动轴承齿轮箱摩擦动力学建模

图2所示为滑动轴承齿轮箱摩擦动力学模型，$OXYZ$为全局坐标系；$o_h x_h y_h z_h$为齿轮箱箱体坐标系。该模型主要由行星轮滑动轴承、斜齿轮副、柔性构件三部分组成。具体建模过程与公式推导见文献[13]。

表2 风电齿轮箱齿轮传动系统主要设计参数

Tab.2 Main design parameters of the gear transmission system in a wind turbine gearbox

类别		模数/mm	齿数	压力角/(°)
低速级	太阳轮	18	50	22.5
	行星轮		27	
	内齿圈		104	
中间级	太阳轮	12.8	47	22.5
	行星轮		34	
	内齿圈		115	
高速级	太阳轮	10.68	26	22.5
	行星轮		57	
	内齿圈		142	

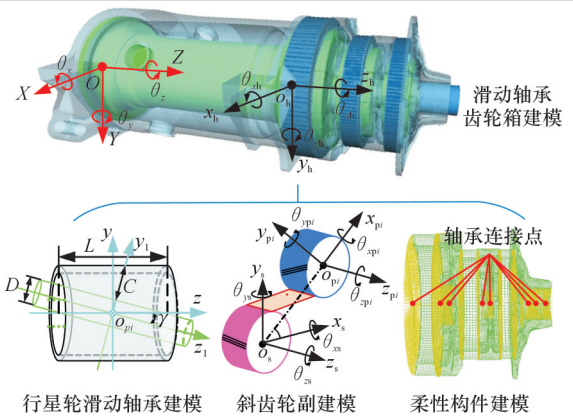

图2 滑动轴承齿轮箱摩擦动力学模型

Fig.2 Tribodynamic model of a gearbox with journal bearings

结合平均流量模型[14]与Greenwood-Tripp粗糙表面接触模型[15]，建立行星轮滑动轴承瞬态混合弹流润滑模型，求解得到动态油膜压力与接触压力。油膜厚度主要受弹性变形、不对中和轴向修形等因素影响，计算式为

$$h(t)=h_{\mathrm{o}}(t)+h_{\mathrm{m}}(t)+h_{\mathrm{d}}(t)+h_{\mathrm{p}} \tag{1}$$

式中：$h_{\mathrm{o}}(t)$为动态几何间隙；$h_{\mathrm{m}}(t)$为行星轮和销轴动态不对中；$h_{\mathrm{d}}(t)$为轴颈-轴瓦弹性变形；h_{p}为修形量；t为时间。

基于矢量叠加原理，建立行星轮-太阳轮和行星轮-内齿圈啮合模型，推导各接触点在对应啮合副上的相对位移：

$$X=\{[\boldsymbol{u}_1+\boldsymbol{\theta}_1\times\boldsymbol{r}_1]-[\boldsymbol{u}_2+\boldsymbol{\theta}_2\times\boldsymbol{r}_2]\}\boldsymbol{I}_{\perp}+\theta_z R_{\mathrm{b}}-e_{\mathrm{k}} \tag{2}$$

式中：$\boldsymbol{r}$为啮合点位置矢量；$\boldsymbol{I}_{\perp}$为垂直于接触线的单位矢量；R_{b}为太阳轮和内齿圈基圆半径；$\boldsymbol{u}$为平移位移，$\boldsymbol{u}=(x,y,z)^{\mathrm{T}}$；$\boldsymbol{\theta}$为角位移，$\boldsymbol{\theta}=(\theta_x,\theta_y,\theta_z)^{\mathrm{T}}$；$e_{\mathrm{k}}$为啮合副的静态传递误差。

再依据齿轮切片原理叠加各接触点刚度矩阵，得到啮合副啮合刚度矩阵[16]。

采用有限元子结构缩聚方法对箱体、行星架、内齿圈等核心部件进行子结构建模，缩聚主节点设置于各构件连接界面等关键位置，并在内齿圈齿宽中截面节圆位置增设主节点，以细化啮合挤压变形效应，详见文献[17]。每个子结构缩聚时保留前30阶固定界面主模态。

最终依据构件间拓扑连接关系，组装各构件的质量、刚度、阻尼及激振力矩阵，构建出风电滑动轴承齿轮箱耦合系统摩擦动力学模型：

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}\ddot{\boldsymbol{X}}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{C}_{\mathrm{s}}\dot{\boldsymbol{X}}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}\boldsymbol{X}_{\mathrm{s}}=\boldsymbol{F}_{\mathrm{tor}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{loa}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{jb}} \tag{3}$$

式中：$\boldsymbol{M}_{\mathrm{s}}$、$\boldsymbol{K}_{\mathrm{s}}$、$\boldsymbol{C}_{\mathrm{s}}$分别为系统质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵；系统所受激励由内部激励向量$\boldsymbol{F}_{\mathrm{s}}$、系统输入扭矩向量$\boldsymbol{F}_{\mathrm{tor}}$、系统负载向量$\boldsymbol{F}_{\mathrm{loa}}$、滑动轴承油膜力与接触力向量$\boldsymbol{F}_{\mathrm{jb}}$共同描述。

2 啮合与润滑分层优化模型

2.1 分层优化变量

行星轮系的平稳运行主要取决于齿轮副啮合性能与滑动轴承润滑性能。其中，齿轮副啮合易受多部件耦合变形、多齿啮合效应及载荷波动等因素影响，易出现载荷偏载，加剧振动，可通过齿轮修形使齿面载荷分布均匀，减少振动。滑动轴承润滑性能受半径间隙、轴向修形及不对中程度等因素影响。行星轮系内外啮合副产生的动态力矩会加剧轴承不对中，诱发边缘接触，恶化其润滑性能[13]。合理选取半径间隙与轴向修形能有效抑制边缘接触、增大油膜厚度，确保轴承处于流体动压润滑状态。此外，载荷工况变化也会显著改变齿轮副啮合和滑动轴承润滑状态。本文采用工程中先齿轮后轴承的分层优化策略，将齿轮与轴承解耦后序贯求解。

本文将低速级各齿轮齿廓修形量e_{k}、齿廓修形长度λ、齿向修鼓量δ和滑动轴承半径间隙C、轴向修形深度h_{p}作为优化变量，如图3所示。为保证优化变量的可行性，齿轮修形量的可行范围设定为理论修形量的50%～150%。这一范围涵

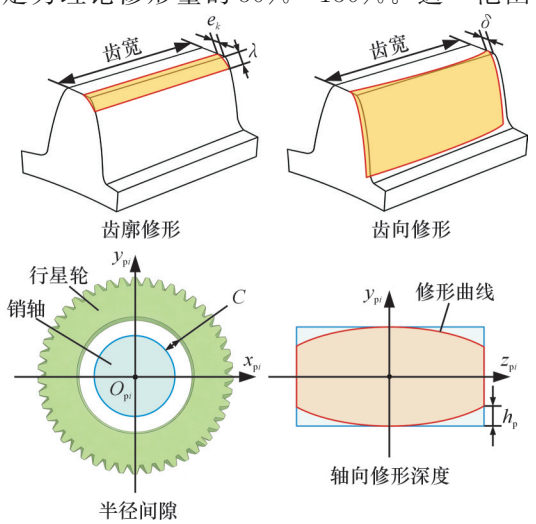

图3 齿轮与轴承优化变量

Fig.3 Optimization variables of gears and journal bearings

盖了工程实践中修形量的常见变化区间，有效平衡优化效果和制造可行性。类似地，将滑动轴承半径间隙的可行范围设定为150～300 μm，轴向修形深度的可行范围设定为10～100 μm。

2.2　多工况多目标分层优化函数

在齿轮修形优化中，选取低速级内齿圈-行星轮(r-p)与太阳轮-行星轮(s-p)啮合副的齿面载荷分布系数(计算公式见文献[15])与低速级内齿圈振动加速度有效值作为优化目标。齿轮修形优化目标函数如下：

$$\left.\begin{aligned}&\text{Find } \boldsymbol{X}_{10}=(e_{\mathrm{kr_1}},\lambda_{\mathrm{r_1}},\delta_{\mathrm{r_1}},e_{\mathrm{kp_1}},\lambda_{\mathrm{p_1}},\delta_{\mathrm{p_1}},e_{\mathrm{ks_1}},\lambda_{\mathrm{s_1}},\delta_{\mathrm{s_1}})\\&\min F_{\mathrm{o}}(\boldsymbol{X}_{10})=F_1(P_{11}(\boldsymbol{X}_{10}),P_{12}(\boldsymbol{X}_{10}),P_{13}(\boldsymbol{X}_{10}))\\&\text{s.t. } \boldsymbol{X}_{10}\in\Omega\\&\quad P_{11}(\boldsymbol{X}_{10})\leqslant P_{11}^{*}\\&\quad P_{12}(\boldsymbol{X}_{10})\leqslant P_{12}^{*}\\&\quad P_{13}(\boldsymbol{X}_{10})\leqslant P_{13}^{*}\end{aligned}\right\}\tag{4}$$

式中：$\boldsymbol{X}_{10}$为优化变量；下标r、p、s分别表示内齿圈、行星轮和太阳轮；$P_{11}(\boldsymbol{X}_{10})$、$P_{12}(\boldsymbol{X}_{10})$、$P_{13}(\boldsymbol{X}_{10})$分别为优化后低速级r-p齿面载荷分布系数、s-p齿面载荷分布系数、低速级内齿圈振动加速度有效值；P_{11}^{*}、P_{12}^{*}、P_{13}^{*}分别对应其优化前的值；Ω为优化的参数可行域。

在滑动轴承修形优化中，选取最小油膜厚度、最大油膜压力以及低速级行星轮系均载系数作为优化目标。滑动轴承修形优化目标函数如下：

$$\left.\begin{aligned}&\text{Find } \boldsymbol{X}_{20}=(C,h_{\mathrm{p}})\\&\min F_{\mathrm{o}}(\boldsymbol{X}_{20})=F_2(-P_{21}(\boldsymbol{X}_{20}),P_{22}(\boldsymbol{X}_{20}),P_{23}(\boldsymbol{X}_{20}))\\&\text{s.t. } \boldsymbol{X}_{20}\in\Omega\\&\quad -P_{21}(\boldsymbol{X}_{20})\leqslant -P_{21}^{*}\\&\quad P_{22}(\boldsymbol{X}_{20})\leqslant P_{22}^{*}\\&\quad P_{23}(\boldsymbol{X}_{20})\leqslant P_{23}^{*}\end{aligned}\right\}\tag{5}$$

式中：$\boldsymbol{X}_{20}$为优化变量；$P_{21}(\boldsymbol{X}_{20})$、$P_{22}(\boldsymbol{X}_{20})$、$P_{23}(\boldsymbol{X}_{20})$分别为优化后行星轮滑动轴承最小油膜厚度、最大油膜压力、低速级行星轮系均载系数；P_{21}^{*}、P_{22}^{*}、P_{23}^{*}分别对应其优化前的值。

为增强优化参数对风电齿轮箱多工况的适应能力，计算不同载荷工况的出现概率，并将其作为工况权重系数，采用加权求和的方式构建综合优化目标函数：

$$\min\ f_{\mathrm{o}}=k_1F_{\mathrm{o1}}+k_2F_{\mathrm{o2}}+\cdots+k_nF_{on}\tag{6}$$

式中：k_n为第n种工况下目标函数的权重系数；F_{on}为第n种工况下的多目标性能指标综合评价函数。

为确定不同载荷工况下的加权系数k_n，对风电齿轮箱载荷谱进行处理，如图4所示。依据IEC 61400-1标准，选取典型风速条件，通过整机仿真获得轮毂端时序载荷数据。采用雨流计数法提取输入载荷及其对应持续时间，并进行统计分析，生成滑动轴承齿轮箱的载荷持续时间分布(LDD)谱。为简化分析，按扭矩幅值对LDD谱升序排列并等间隔划分，以各区间平均扭矩作为代表载荷，当代表工况数量为4时，简化载荷谱与原始LDD载荷谱具有较高的拟合度，同时兼顾计算效率，于是将原始载荷谱缩减为L01～L04共4种典型工况(表3)，其对应的循环时间用于表征工况出现概率，即加权系数k_n。假设时变载荷在F_1和F_2之间包含n个时间区间，则其出现次数为

$$n_i=\sum k\frac{t_j\omega_j}{2\pi}\tag{7}$$

式中：k为权重系数；n_i为第i个载荷块的循环次数；ω_j为第j个时间段内的平均角速度；t_j为该时间段的运行时间。

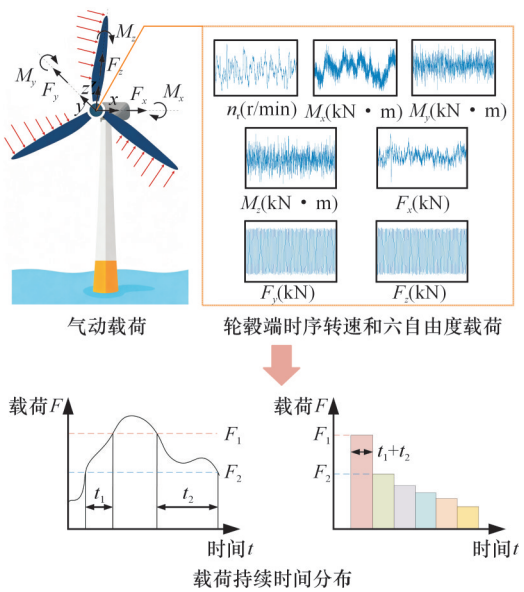

图4　风电齿轮箱载荷谱处理流程

Fig.4　Optimization variables of gears and journal bearings

表3　风电齿轮箱仿真模型载荷工况

Tab.3　Load cases of the wind turbine gearbox simulation model

工况	n_r/(r·min^{-1})	F_x/kN	F_y/kN	F_z/kN	M_x/(kN·m)	M_y/(kN·m)	M_z/(kN·m)	概率/%
L01	6.66	464	−169	−1084	1547	−812	189	18.4
L02	7.78	621	−352	−999	3432	−903	574	16.4
L03	7.98	699	−613	−968	5312	−2476	1919	43.8
L04	7.74	518	−439	927	6515	49	2411	21.3

2.3　多工况多目标分层优化流程

图5所示为多工况下耦合系统啮合与润滑分层优化流程。首先，开展齿轮传动多目标优化，以获得最优齿轮修形参数，并将其代入齿轮箱系统模型；随后，进行滑动轴承多目标优化，求解滑动轴承的最优半径间隙与轴向修形参数；最后，将优化后的轴承参数重新代入系统模型，计算滑动轴承润滑性能与齿轮啮合性能，形成反馈验证。齿轮与轴承的多目标优化均采用如下技术流程：①确定优化变量、优化目标及约束条件；②构建代

理模型，基于齿轮箱系统模型开展实验设计，生成包含优化变量和对应系统响应的样本数据集，采用样本数据集训练代理模型，并判断模型精度，当预测精度不足时增加样本数量；③采用构建好的代理模型，通过NSGA-Ⅱ遗传算法求解得到帕累托最优解集，进而确定最优解。

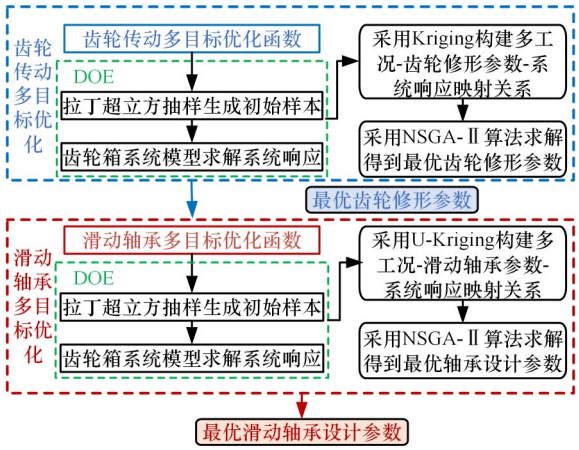

图5 耦合系统啮合与润滑分层优化流程

Fig.5 Sequential optimization process of meshing and lubrication for the coupled system

3 结果讨论分析

3.1 滑动轴承齿轮箱动态响应

3.1.1 滑动轴承润滑特性

图6所示为优化前各工况下行星轮滑动轴承油膜压力、接触压力分布。由图6可知，受齿轮啮合弯矩及耦合弹性变形的影响，轴颈与轴瓦产生不对中，导致各工况下轴承出现明显的边缘接触，处于混合润滑状态；油膜压力严重偏载，多呈“双峰”形态，有效承载面积减小，润滑状况恶化。随着输入扭矩的增大，齿轮传递的轴向力与啮合弯矩增大，滑动轴承的弹性变形及附加弯矩进一步增大，不对中加剧，致使油膜压力与接触压力峰值升高、压力分布更趋不均，润滑状态持续退化。

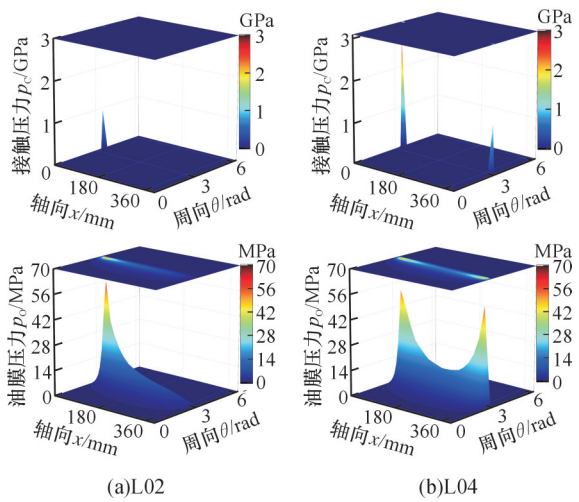

图6 各工况下油膜压力和接触压力分布

Fig.6 Pressure distributions under different operating conditions

3.1.2 齿轮传动动态响应

图7所示为优化前各工况下低速级行星轮系齿面载荷分布。由图7可知，不同工况下齿轮啮合均存在明显的偏载现象，其中太阳轮-行星轮(s-p)啮合副的偏载程度较内齿圈-行星轮(r-p)啮合副更为严重。此外，随着输入扭矩的增大，低速级齿轮的动态啮合力也显著增大。

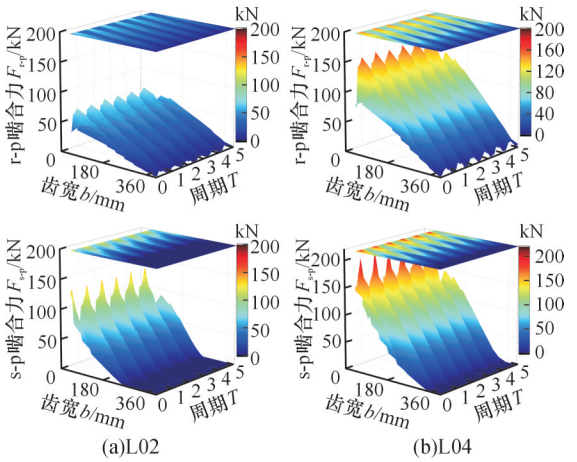

图7 低速级行星轮系齿面载荷分布

Fig.7 Tooth load distribution of the low-speed stage planetary gear train

图8所示为优化前各工况下低速级均载系数以及内齿圈振动加速度有效值。由图8可知，随着输入扭矩的增大，齿轮箱低速级均载系数总体呈下降趋势，均载性能逐步提高；各方向振动加速度有效值逐渐增大，系统振动水平随之增强。

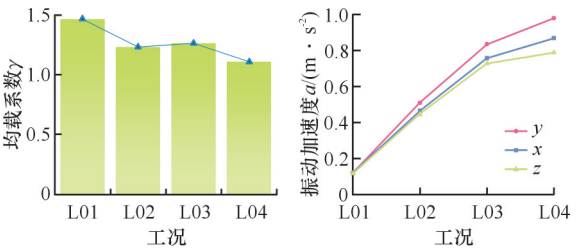

图8 低速级均载系数与振动响应

Fig.8 Load sharing coefficient and vibration response of the low-speed stage

3.2 代理模型选取与分层优化求解

3.2.1 代理模型选取

在风电滑动轴承齿轮箱中，齿轮与滑动轴承的众多设计参数呈现复杂的非线性耦合关系，其影响分析需消耗大量计算资源，严重制约优化设计效率。代理模型[18]可利用有限的样本数据构建复杂系统的近似模型，显著提高计算效率。通过合理选择代理模型类型并优化建模过程，可实现系

统参数多目标优化设计。克里金模型(Kriging)[19]、泛克里金模型[20]、径向基函数模型(RBF)[21]及响应面模型(RSM)[22]是构建复杂系统近似模型的常用代理模型。

为评估4种代理模型的预测精度，分别构建了齿轮修形参数和滑动轴承设计参数与系统响应的映射关系，所需数据样本如图9所示。通过收敛性分析确定样本数量：齿轮优化采用96个训练样本(用于训练代理模型)与32个测试样本(用于评价代理模型预测精度)，轴承优化采用108个训练样本与36个测试样本。

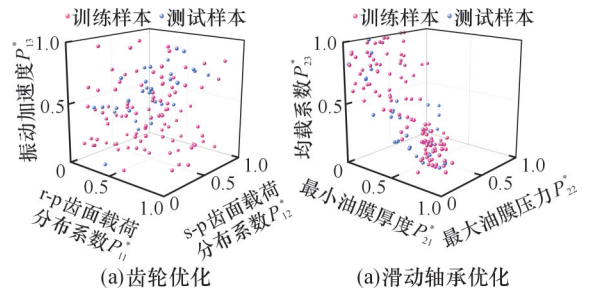

图9　数据样本(量纲一)

Fig.9　Data samples (dimensionless)

图10所示为各工况下克里金、泛克里金、径向基、响应面4种代理模型的预测精度对比。工程上通常采用确定性系数R^2评价预测精度，其值越接近1表示拟合精度越高，一般认为$R^2>0.9$即具备良好的预测能力。由图10可知：对于齿轮优化，克里金模型在各工况下的R^2值最大，表现出最高的预测精度；对于轴承优化，泛克里金模型表现出最高的预测精度。因此，本文分别选用克里金模型和泛克里金模型作为齿轮修形多目标优化和滑动轴承多目标优化的代理模型。

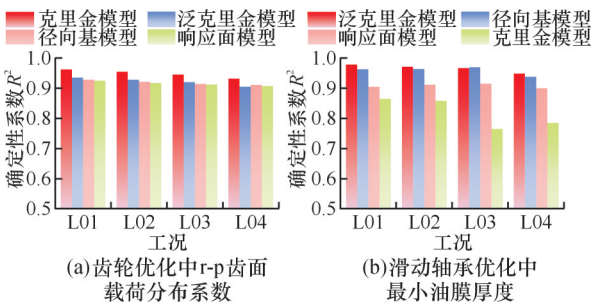

图10　多工况下各代理模型预测精度对比

Fig.10　Comparison of prediction accuracy of various surrogate models under multiple operating conditions

3.2.2　分层优化求解

在多目标优化问题中，非支配排序遗传算法Ⅱ(NSGA-Ⅱ)因其高效的帕累托排序机制与精英保留策略而成为常用选择。本文通过NSGA-Ⅱ进行优化时关键参数设置如下：种群规模为100，最大进化代数为200，交叉概率取0.9，交叉分布指数与变异分布指数分别为10和20。经过迭代优化，最终获得反映各目标间权衡关系的帕累托前沿解集。

1)齿轮最优修形参数求解。图11所示为齿轮多目标优化帕累托前沿解集。选取解集中距离原点最近的解作为最优解，进而得到一组齿轮最优修形量结果，即：齿圈齿廓修形量e_{kr_1}=85.4 μm、齿廓修形长度λ_{r_1}=18.7 mm、齿向修鼓量δ_{r_1}=56.6 μm；行星轮齿廓修形量e_{kp_1}=103.1 μm、λ_{p_1}=24.8 mm、δ_{p_1}=47.6 μm；太阳轮齿廓修形量e_{ks_1}=78.7 μm、λ_{s_1}=16.8 mm、δ_{s_1}=44.0 μm。

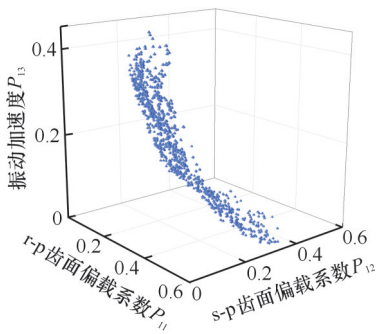

图11　齿轮帕累托前沿解集

Fig.11　Pareto frontier solution set for gears

2)滑动轴承最优设计参数求解。图12所示为滑动轴承多目标优化帕累托前沿解集。同样选取解集中距离原点最近的解作为最优解，得到一组行星轮滑动轴承最优设计参数，即：滑动轴承半径间隙C=162 μm、轴向修形量h_p=64.8 μm。

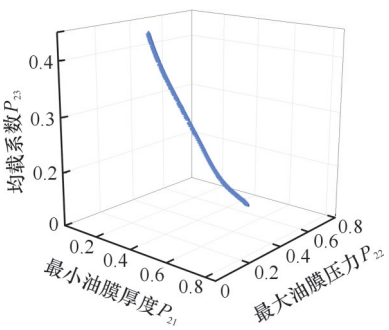

图12　滑动轴承帕累托前沿解集

Fig.12　Pareto frontier solution set for journal bearings

3.3　分层优化效果分析

3.3.1　滑动轴承润滑特性

基于3.2.2节得到的最优参数，对比分析分层优化前后行星轮滑动轴承的润滑性能。图13所示为仅齿轮优化前后L04工况行星轮滑动轴承油膜压力、接触压力分布，可知，仅优化齿轮并没有改善滑动轴承边缘接触现象，难以有效提高其润滑性能。图14所示为各工况分层优化前后行星轮滑动轴承油膜压力、接触压力分布，可知，分层

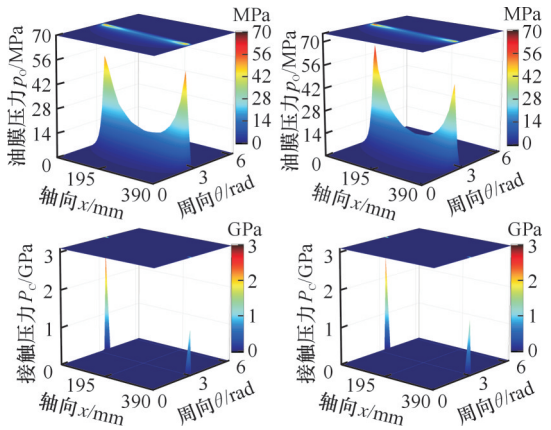

图13 仅齿轮优化前(左)后(右)L04工况下油膜压力和接触压力分布

Fig.13 Pressure distributions under L04 condition before(left) and after(right) gear-only optimization

优化后有效消除了滑动轴承边缘接触现象，油膜压力分布均匀性显著改善，峰值区域从轴承两端向中间转移。不同工况下，油膜压力峰值变化趋势有所差异。在中、低扭矩工况下，滑动轴承油膜压力峰值下降：L01工况最大油膜压力由23 MPa降至12.4 MPa，L02工况由57 MPa降至48.5 MPa。而在高扭矩工况下，油膜压力峰值则有所上升：L03工况由52 MPa升高至70.6 MPa，L04工况由55.1 MPa升高至74.1 MPa。这主要是因为在中、低扭矩工况下，外部载荷较小，优化后有效承载面积增大，载荷分布更为均匀，因此油膜压力峰值下降；而在高扭矩工况下，轴承负载显著增大，为平衡载荷，油膜承载区域趋于集中，导致油膜压力峰值相应升高。

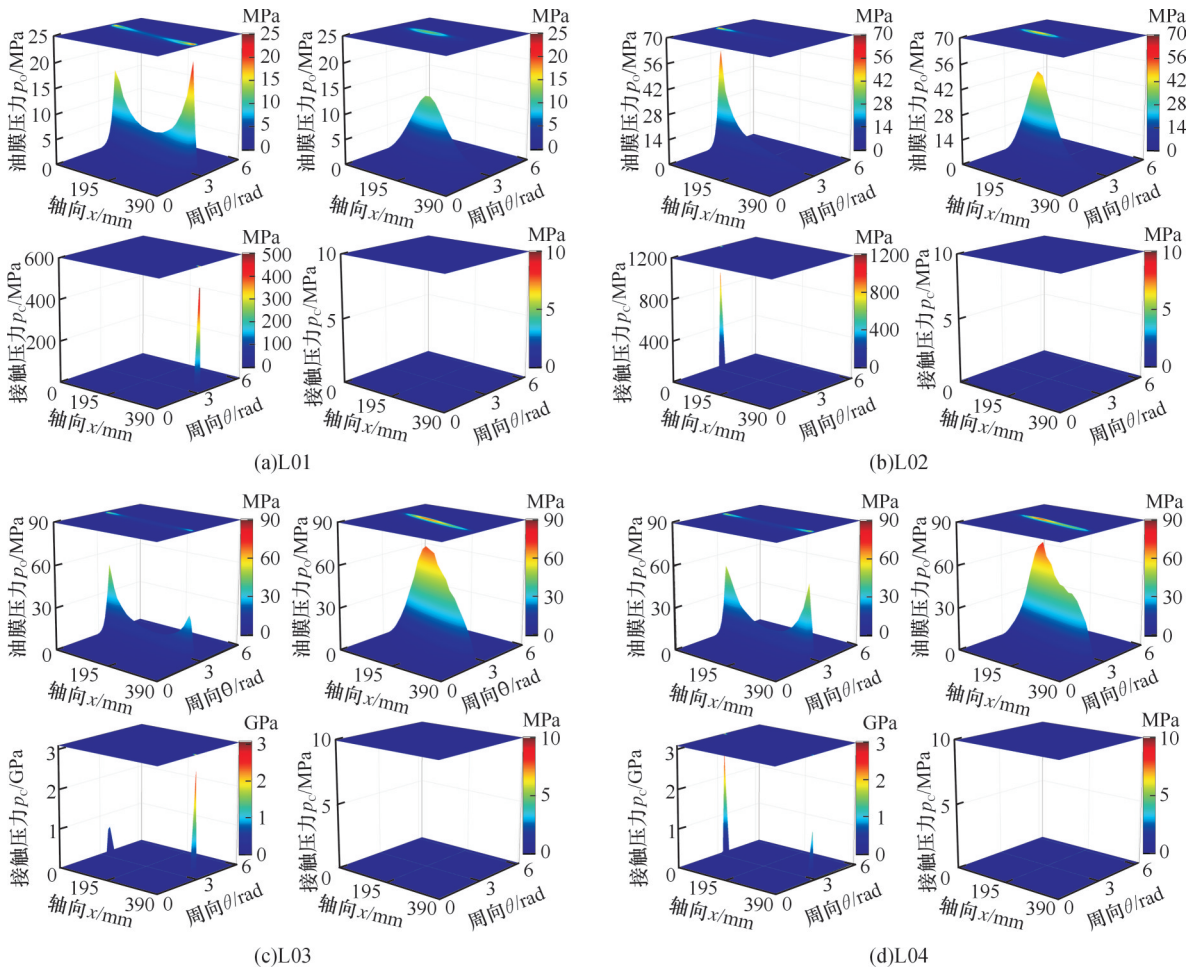

图14 优化前(左)后(右)油膜压力和接触压力分布

Fig.14 Film and contact pressure distributions before (left) vs. after (right) optimization

图15所示为优化前后行星轮滑动轴承最小油膜厚度。由图15可知，齿轮与轴承分层优化后各工况下滑动轴承最小油膜厚度均显著增大，润滑状态从优化前的混合润滑/边界润滑转变为流体润滑，轴承润滑性能得到根本性改善。滑动轴承最小油膜厚度与其增幅随着输入扭矩的增大而减小，在低扭矩工况下，最小油膜厚度增大最为显著，而在高扭矩工况下，增幅相对收窄。综上可知，齿轮与轴承分层优化能够有效消除行星轮滑动轴承边缘接触现象、改善润滑性能，进而提高系统整体运行可靠性。

3.3.2 齿轮传动动态响应

1)齿面载荷分布。图16所示为优化前后齿面载荷分布系数对比，其中，L04工况下齿面载荷

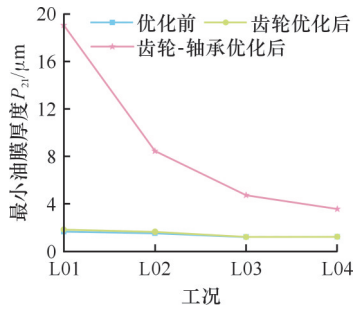

图 15　优化前后最小油膜厚度

Fig.15　Minimum oil film thickness before and after optimization

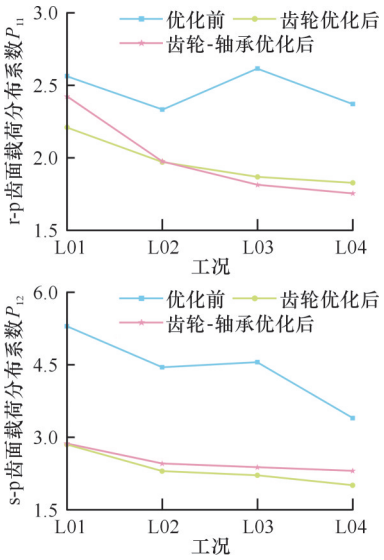

图 16　优化前后齿面载荷分布系数

Fig.16　Tooth load distribution coefficient before and after optimization

分布如图 17 所示。由图 16 和图 17 可知，经齿轮-轴承分层优化后，各工况下齿面载荷分布均匀性得到显著提高，但较仅优化齿轮有所变化：对于 r-p 啮合副，分层优化后的齿面载荷分布系数在中、低扭矩工况下有所增大，而在高扭矩工况下进一步减小；对于 s-p 啮合副，分层优化后的齿面载荷分布系数在各工况下均有所增大。这主要是因为滑动轴承优化后，滑动轴承支承刚度的改变调整了行星轮的受载位移与弹性变形，进而重新分配了 r-p/s-p 啮合副的载荷。

2）均载系数。图 18 和图 19 所示为优化前后低速级行星轮系时序均载系数及其最大值。由图 18 和图 19 可知，相较于仅优化齿轮，齿轮-轴承优化后各工况下的均载系数均进一步降低，系统均载性能提高。这主要是因为优化后的行星轮滑动轴承润滑状态得到显著改善，各工况下形成更稳定均匀的动压油膜，进一步提高了行星轮系均载性能。

3）系统振动响应。图 20 所示为优化前后低速级内齿圈时序振动加速度，加速度有效值如表 4 所示。由图 20 可知，相较于仅优化齿轮，经

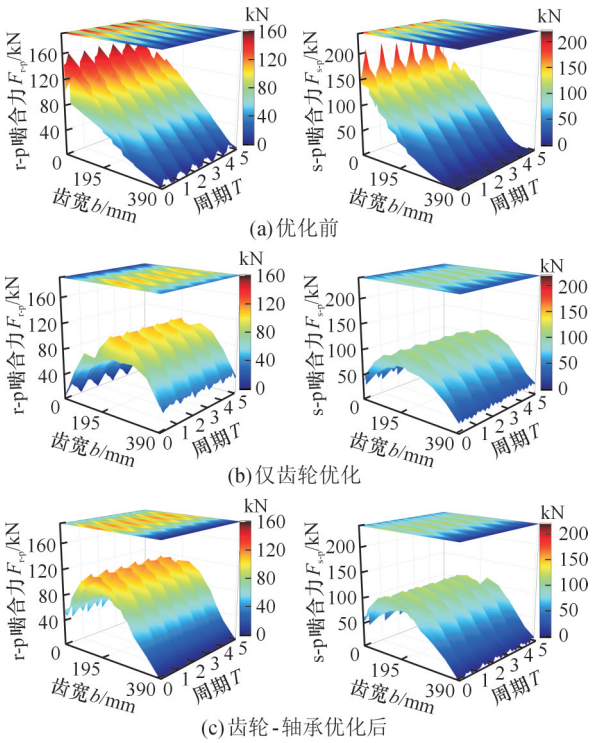

图 17　优化前后 L04 工况下低速齿面载荷分布

Fig.17　Tooth load distribution of the low-speed stage under L04 condition before and after optimization

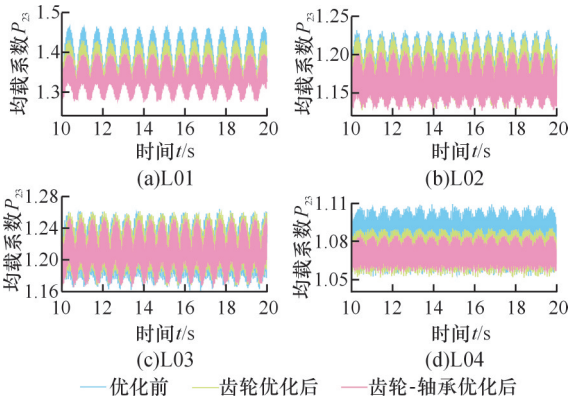

图 18　优化前后均载系数

Fig.18　Load sharing coefficient before and after optimization

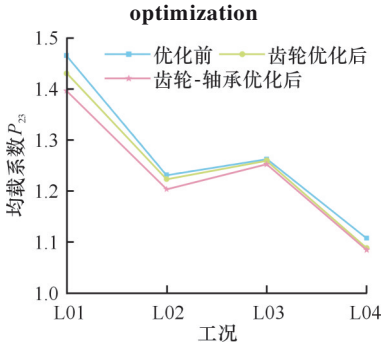

图 19　优化前后均载系数最大值

Fig.19　Maximum value of load sharing coefficient before and after optimization

齿轮-轴承优化后各工况下振动加速度整体有所上升，个别工况的有效值甚至低于优化前水平。这主要是因为滑动轴承优化后油膜压力分布向轴

承中部区域集中，导致其对动态载荷的敏感性增强，在时变载荷作用下，油膜压力易产生显著波动，从而激发出更强烈的系统振动响应。然而，由表4数据可知，各方向振动加速度有效值的增幅均处于较低水平（x、y方向最大增幅分别为2.5%、5.18%），属于可接受的工程波动范围。综合考虑齿轮-轴承分层优化在提高行星轮系均载性能与改善齿面载荷分布方面的显著效果，它对齿轮传动系统的性能提高仍具有积极作用。

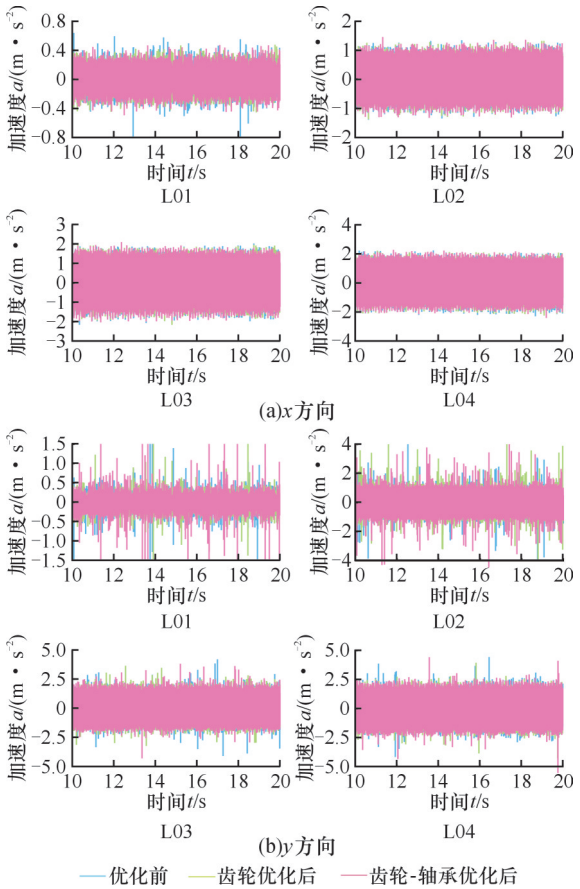

图20 优化前后内齿圈振动加速度

Fig.20 Vibration acceleration of the ring gear before and after optimization

表4 优化前、齿轮-轴承优化后内齿圈振动加速度有效值对比

Tab.4 RMS vibration acceleration of ring gear before and after gear-bearing optimization

工况	L01	L02	L03	L04
x向优化前/(m·s^{-2})	0.118	0.466	0.757	0.868
x向优化后/(m·s^{-2})	0.120	0.465	0.747	0.870
对比/%	2.50	−0.20	−1.32	0.23
y向优化前/(m·s^{-2})	0.121	0.510	0.836	0.979
y向优化后/(m·s^{-2})	0.122	0.537	0.849	0.984
对比/%	0.82	5.18	1.53	0.56

4 风电滑动轴承齿轮箱台架试验

图21所示为6 MW级风电滑动轴承齿轮箱全尺寸地面试验台，额定输入扭矩6.5 MN·m、转速9.6 r/min。试验台由驱动电机、联轴器、负载电机及主/陪试齿轮箱组成，滑动轴承用于主试齿轮箱低速级行星轮系。在试验过程中，驱动电机扭矩经陪试齿轮箱、中间连接轴传至主试齿轮箱，由负载电机施加可控负载，实现功率闭环传递与精确加载，可有效复现齿轮箱在典型工况下的实际工作状态。

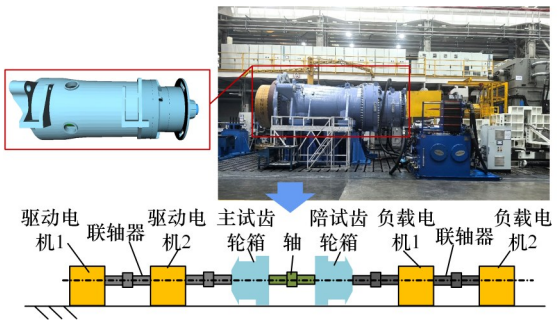

图21 风电齿轮箱台架试验台

Fig.21 Wind turbine gearbox bench test rig

4.1 振动测试

开展6 MW级风电滑动轴承齿轮箱振动性能试验。图22a所示为振动测试系统，该系统由振动加速度传感器（DH103E/DH105E）、数据采集卡（SKF Wind）及计算机构成。在齿轮箱上布置振动加速度传感器，测得的振动信号被放大后转换成电信号传递到数据采集卡，再由计算机存储数据，实现对振动信号的实时监控和存储。图22b所示为振动加速度传感器布置位置：测点1和测点3分别在低速级和高速级内齿圈表面，检测x方向振动加速度；测点2在中间级内齿圈表面，检测y方向振动加速度。

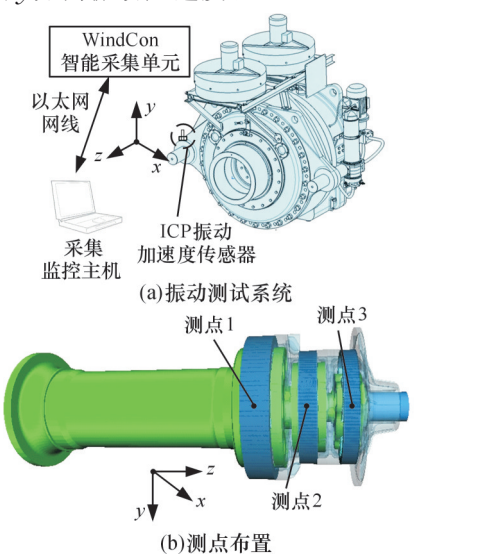

图22 风电齿轮箱振动测试系统与测点布置

Fig.22 Vibration testing system and measurement points of wind turbine gearbox

图23所示为各测点振动加速度时域、频域结果对比。由图23可知：在时域上，各测点处仿真与试验结果波动范围大致相同，仿真幅值略低于试验值；在频域上，仿真与试验结果主要频率一致，均为中间级齿轮啮频(f_{m2})和高速级齿轮啮频及其倍频(f_{m3}、$2f_{m3}$、$3f_{m3}$)。综上，各测点仿真结果与试验结果在幅值与特征频率上均较为一致。

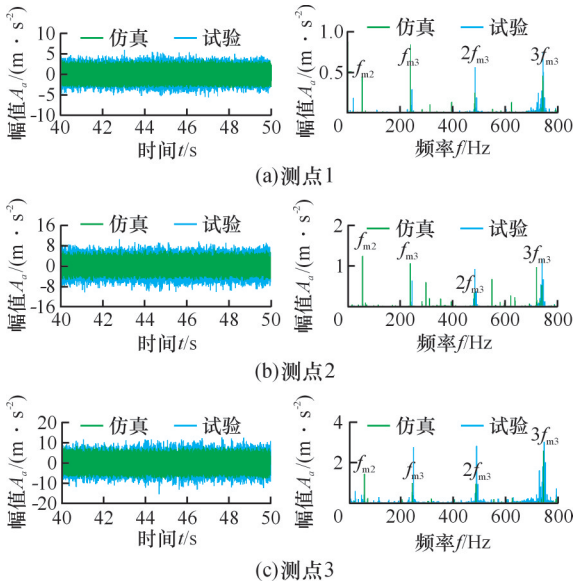

图23　各测点振动加速度仿真和试验的时域、频域结果对比

Fig.23　Comparison of time-domain and frequency-domain results of simulated and measured vibration acceleration at each measuring point

采用VDI3884标准中有效值计算公式计算额定工况下各测点振动加速度有效值，计算结果如表5所示。振动加速度有效值仿真与试验最大误差为17.07%，最小误差为0.98%，误差的产生主要归因于仿真模型未考虑制造误差、装配误差等不确定性因素。其中，中间级内齿圈测点处误差明显高于低速级与高速级，可能是因为中间级同时承受低速级输出载荷与高速级反馈载荷的双重耦合作用，对上述不确定性因素的敏感度更高。后续将从模型参数、测点位置及载荷边界等方面进一步排查，并针对中间级过渡结构研究建模改进方法。

表5　各测点振动加速度有效值

Tab.5　RMS vibration acceleration at each measuring point

额定工况	低速级内齿圈x方向	中间级内齿圈y方向	高速级内齿圈x方向
仿真值/(m·s^{-2})	1.33	2.04	3.03
试验值/(m·s^{-2})	1.37	2.46	3.06
误差/%	2.92	17.07	0.98

4.2　均载测试

开展6 MW级风电滑动轴承齿轮箱均载性能试验。图24为应变片布置示意图，在低速级内齿圈沿圆周均匀布置A～G共7组测点，每组测点沿齿宽方向均匀设置6个应变片，监测齿根应变。图25所示为额定工况下内齿圈齿根处微应变测量结果。采用下式计算均载系数：

$$P_{23}=\frac{\max\left(avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{A}\right),avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{B}\right),\cdots,avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{G}\right)\right)}{avg\left(avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{A}\right),avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{B}\right),\cdots,avg\left(\sum_{i=1}^{6}\sigma_i^{G}\right)\right)}$$

式中：$avg(\ )$为均值函数；σ_i为各测点有效应变值。

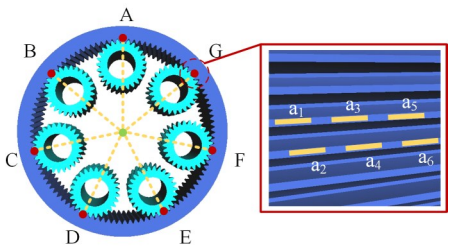

图24　风电齿轮箱均载测试原理与应变片布置

Fig.24　Principle of load-sharing test and strain-gauge layout for wind turbine gearbox

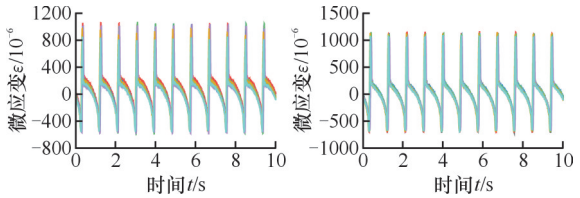

图25　额定工况下内齿圈齿根a_2、a_4处微应变

Fig.25　The micro-strain at the tooth root of the ring gear at positions a_2 and a_4 under rated operating conditions

25%～100%额定工况下低速级行星轮系仿真与试验均载系数计算结果如表6所示。由表6可以看出：各工况仿真与试验结果较为接近，且均载系数均随着输入扭矩的增大而减小；各工况仿真和试验计算结果最大误差为5.04%，最小误差为0.42%，吻合程度较好。误差主要来源于仿真模型尚未考虑制造误差、装配误差等不确定性因素以及应变片的安装位置偏差、粘贴质量、温度漂移以及环境噪声等因素。这进一步验证了滑动轴承齿轮箱系统模型的准确性。

表6　25%~100%额定扭矩仿真与试验均载系数计算结果

Tab.6　Simulation and test load sharing coefficient calculation results under 25%~100% rated torque

工况	25%	50%	75%	100%
仿真值	1.12	1.07	1.06	1.05
试验值	1.14	1.13	1.11	1.05
误差	1.48%	5.04%	4.94%	0.42%

5　结论

1)优化前，增大输入扭矩会加剧行星轮滑动轴承边缘接触与齿轮啮合偏载，耦合系统的啮合与润滑性能亟待改善。

2)仅通过齿轮修形虽能改善齿面载荷分布、

提高系统均载性能与传动平稳性，但难以改善滑动轴承边缘接触，无法有效提高其润滑性能。

3）先齿轮-后滑动轴承的分层优化策略不仅可以提高优化效率，还可以有效减少滑动轴承边缘接触、增大最小油膜厚度，并显著改善齿面偏载与系统均载性能，实现了多工况下耦合系统啮合与润滑性能的综合提高。

参考文献：

[1] HAGEMANN T, DING H, RADTKE E, et al. Operating Behavior of Sliding Planet Gear Bearings for Wind Turbine Gearbox Applications: Part II: Impact of Structure Deformation[J]. Lubricants, 2021, 9(10): 98.

[2] LUCASSEN M, DECKER T, GUZMÁN F G, et al. Simulation Methodology for the Identification of Critical Operating Conditions of Planetary Journal Bearings in Wind Turbines[J]. Forschung Im Ingenieurwesen, 2023, 87(1): 147-157.

[3] YIN J, MENG X, CHENG S, et al. Tribo-dynamics Modeling and Analysis of Planetary Gear Bearing Systems in Wind Turbines Considering Sun-planetary-ring Helical Gear Mesh and Elastic Deformation Effects[J]. Tribology International, 2024, 200: 110059.

[4] LI H, TAN J, ZHU C, et al. Dynamic Characteristics of Wind Turbine Gearbox Influenced by Journal Bearing[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2025, 305: 110748.

[5] LI H, ZHU C, TAN J, et al. Transient Mixed Elastohydrodynamic Performance of Journal Bearings in Wind Turbine Gearbox during Start-up Considering Multi-component Elastic Deformations[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 236: 112975.

[6] FEI W, TAN J, LI H, et al. Influences of Planet Gear Journal Bearing on Dynamic Characteristics of Megawatt-scale Wind Turbine Drivetrains: Simulations and Experiments[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2024, 221: 111747.

[7] HAN Y, ZHOU Z, TANG D, et al. Optimal Surface Profile Design for Staves in Water-lubricated Bearings Based on a Transient Mixed Lubrication Model[J]. Tribology International, 2026, 213: 111086.

[8] XIANG G, YANG T, GUO J, et al. Optimization Transient Wear and Contact Performances of Water-lubricated Bearings under Fluid-solid-thermal Coupling Condition Using Profile Modification[J]. Wear, 2022, 502/503: 204379.

[9] YIN J, MENG X, CHENG S. Enhancing Wind Turbine Energy Efficiency: Tribo-dynamics Modeling and Shape Modification[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2025, 208: 115071.

[10] 朱才朝，陈爽，马飞，等. 轮齿修形对兆瓦级风电齿轮箱动态特性影响[J]. 振动与冲击，2013，32(7)：123-128.
ZHU Caichao, CHEN Shuang, MA Fei, et al. Effect of Gear Teeth Modification on Dynamic Characteristics of a Megawatt Level Wind Turbine Gearbox[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(7): 123-128.

[11] 刘华朝，朱才朝，柏厚义. 轮齿修形对兆瓦级风电齿轮箱NVH性能的影响[J]. 振动与冲击，2016，35(24)：158-163.
LIU Huachao, ZHU Caichao, BAI Houyi. The Effect of Gear Modification on the NVH Characteristics of a Megawatt Level Wind Turbine Gearbox[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(24): 158-163.

[12] KIM J, PARK N, LEE H. Tooth Modification for Optimizing Gear Contact of a Wind-turbine Gearbox[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(7/8): 1318-1330.

[13] 杜虹汗，谭建军，朱才朝，等. 多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承润滑接触风险分析[J/OL]. 中国机械工程，1-15[2026-04-23]. https://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20260126.1517.006.
DU Honghan, TAN Jianjun, ZHU Caichao, et al. Lubrication Contact Risk Analysis of Planetary Gear Journal Bearings in Wind Turbine Gearboxes under Multiple Operating Conditions[J/OL]. China Mechanical Engineering, 1-15[2026-04-23]. ttps://link.cnki.net/urlid/42.1294.TH.20260126.1517.006.

[14] PATIR N, CHENG H S. Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2): 220-229.

[15] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P. Contact of Nominally Flat Surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A Mathematical and Physical Sciences, 1966, 295(1442): 300-319.

[16] TAN J, LI H, TANG H, et al. Dynamic Modeling and Analysis of Planetary Gear Train System Considering Structural Flexibility and Dynamic Multi-teeth Mesh Process[J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 186: 105348.

[17] YANG S, ZHU C, ZHOU Y, et al. Dynamics Modeling and Analysis of a Novel Fully Integrated Wind Turbine Drivetrain Considering Aeroelastic-mechatronic-rigid-flexible Coupling Effects[J]. Ocean Engineering, 2025, 341: 122755.

[18] WANG G G, SHAN S. Review of Metamodeling Techniques in Support of Engineering Design Optimization[C]// ASME 2006 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Philadelphia, 2008: 415-426.

[19] KRIGE D G. A Statistical Approach to Some Basic Mine Valuation Problems on the Witwatersrand[J]. Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy, 1951, 52(6): 119-139.

[20] SACKS J, WELCH W J, MITCHELL T J, et al. Design and Analysis of Computer Experiments[J]. Statistical science, 1989, 4(4): 409-423.

[21] FANG H, HORSTEMEYER M F. Global Response Approximation with Radial Basis Functions[J]. Engineering Optimization, 2006, 38(4): 407-424.

[22] BOX G E P, WILSON K B. On the Experimental Attainment of Optimum Conditions[M]//Breakthroughs in Statistics: Methodology and Distribution. New York: Springer, 1992.

（编辑　袁兴玲）

作者简介：杜虹汗，男，2001年生，硕士研究生。研究方向为滑动轴承风电机组传动链动力学。**谭建军***（通信作者），男，1991年生，副研究员。研究方向为齿轮传动系统动力学、减振优化。E-mail：jianjuntan@cqu.edu.cn。

本文引用格式：

杜虹汗，谭建军，孙义忠，等. 多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承耦合系统啮合与润滑分层优化[J]. 中国机械工程，2026，37(10)：2566-2576.

DU Honghan, TAN Jianjun, SUN Yizhong, et al. Hierarchical Optimization of Meshing and Lubrication for Planetary Journal Bearing Coupling System in Wind Turbine Gearboxes under Multiple Operating Conditions[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(10): 2566-2576.