多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承润滑接触风险分析

杜虹汗[1] 谭建军[1*] 朱才朝[1] 刘全兴[2] 杨 洪[2] 杜雪松[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.成都哈工驱动科技有限公司,成都,610037

摘要:以某型6 MW级风电机组传动链为研究对象,考虑主轴系统弹性支撑、复杂外形构件结构柔性以及行星轮滑动轴承界面柔性,建立计入行星轮滑动轴承支撑的风电机组传动链多柔体动力学模型,并通过试验进行了验证。进而提出一种新的高效包络抽样载荷谱计算方法,实现大幅压缩风轮载荷谱工况数量并保留原始载荷多维耦合分布特征,深入分析了工况变化对行星轮滑动轴承润滑接触的影响。研究结果表明:相比于传统载荷持续时间分布(LDD)载荷谱,包络抽样载荷谱中各维度载荷的概率密度分布更接近原始载荷集;输入扭矩与行星轮滑动轴承润滑状态密切相关,当扭矩从20%增至80%时滑动轴承边缘接触风险加剧,当扭矩超过80%时滑动轴承易产生全时段边缘接触。

关键词:风电机组;传动链;齿轮箱;滑动轴承;接触风险
中图分类号:TM614
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.11.005 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Lubrication Contact Risk Analysis of Planetary Gear Journal Bearings in Wind Turbine Gearboxes under Multiple Operating Conditions

DU Honghan[1] TAN Jianjun[1*] ZHU Caichao[1] LIU Quanxing[2] YANG Hong[2] DU Xuesong[1]
1.State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing, 400044
2.Chengdu Hagong Drive Technology Co., Ltd., Chengdu, 610037

Abstract: A multi-flexible-body dynamic model of a 6 MW-class wind turbine drivetrain was developed, incorporating the planetary gear journal bearing (PGJB), elastic support of the main shaft system, structural flexibility of complex-shaped components, and interfacial compliance within the PGJB. The model was validated experimentally. Furthermore, a novel high-efficiency envelope sampling(ES) method was proposed for load spectrum calculation, which significantly reduced the number of required load cases while preserving the multi-dimensional coupling distribution characteristics of the original loads. The influences of varying operating conditions on the lubrication contact of the PGJB were systematically investigated. The results show that compared with the conventional load duration distribution(LDD)-based spectrum, the ES-derived spectrum yielded probability density distributions closer to those of the original dataset in each load dimension. The input torque strongly affected the PGJB lubrication state: as torque increases from 20% to 80% of rated capacity, the risk of edge contact intensifies; when torque exceeds 80%, the bearing is prone to persistent edge contact throughout the entire operating period.

Key words: wind turbine; drivetrain; gearbox; journal bearing; contact risk

0 引言

风电齿轮箱动态性能直接影响机组功率输出与服役寿命。行星轮采用的滑动轴承支撑是一种新的技术方案,具备径向尺寸紧凑、承载能力强、运行平稳及成本低等优势,能有效提高齿轮箱扭矩密度[1]。然而,滑动轴承润滑状态与风电机组运行工况的映射关系尚不明确,复杂系统耦合变形下滑动轴承边缘接触失效风险较高,因此,开展多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承润滑接触风险分析对指导系统优化设计具有重要意义。

在齿轮传动-滑动轴承耦合系统动态特性研究方面,FEI等[2]考虑行星轮滑动轴承的动态润滑特性与结构柔性,分析了不同输入扭矩及滑动轴承结构参数对齿轮传动系统的影响;ZHANG等[3]采用集中参数法建立了滑动轴承行星级齿轮

收稿日期:2025-09-29
基金项目: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);成都市重点研发支撑计划(2023-YF11-00030-HZ)

传动动力学模型，在恒定输入扭矩和转速下分析了结构柔性和滑动轴承结构参数对行星轮系均载特性的影响；TAN等[4]建立了风电机组传动链多柔动力学模型，指出额定工况下滑动轴承及构件柔性会显著影响系统动力学响应。

风电机组主轴轮毂端会承受随机的多维度径向力和弯矩作用，该时变载荷会对系统动态特性产生显著影响，进而可改变滑动轴承的润滑性能。LUCASSEN等[5]建立了风电机组传动链动力学模型，分析了不同输入扭矩、运行转速下行星滑动轴承磨损风险，但未考虑多维载荷间的动态关联，难以有效捕捉实际载荷作用下的行星轮滑动轴承磨损风险；PARK等[6]构建了风电机组传动链动力学模型，通过对比纯扭工况与多维度载荷工况发现非扭矩载荷易造成齿面载荷分布不均，导致系统失效风险增加，但侧重定性分析工况变化对系统动态响应影响，无法有效探究不同实际载荷工况组合对传动链系统动态响应的影响；LI等[7-8]建立了随机载荷作用下风电机组传动链动力学模型，分析了时变载荷对系统动态性能的影响；SANDER等[9-10]建立了动态加载条件下偏心滑动轴承瞬态润滑接触数值模型，发现轴颈不对中时接触压力主要集中在边缘侧。

综上所述，现有研究虽然为应用滑动轴承的风电齿轮箱传动系统动力学分析及设计提供了重要理论支撑，但多局限于静态载荷、纯扭工况等理想输入条件，缺少从风电机组实际服役承载的角度研究载荷谱工况对滑动轴承润滑性能的影响。风电工况数量达上千余种，在不同工况下风电齿轮箱动态响应差异显著，使得滑动轴承润滑状态复杂多变，若进行全工况分析则计算耗时极高，因此，亟需提出一种高效的载荷谱计算方法，揭示多工况下风电齿轮箱行星轮滑动轴承的润滑性能。

本文围绕6 MW级风电机组传动链，建立了计入行星轮滑动轴承支撑的风电机组传动链多柔体动力学模型，并通过试验完成了验证；然后，提出了一种新的包络抽样载荷谱计算方法，实现了大幅压缩风轮载荷谱工况数量；最后，深入分析了工况变化对行星轮滑动轴承润滑接触的影响。

1 风电机组整机建模及全局载荷提取

1.1 风电机组整机动力学模型

图1a所示为风电机组整机模型，主要由叶片、传动链、塔筒等组成，其中传动链由轮毂、主轴、齿轮箱、发电机等组成(图1b)。传动链中作用在风轮轮毂处的转矩、弯矩、轴向力等六自由度载荷，一部分会通过主轴系传递至齿轮箱；齿轮箱为三级行星轮系，低速级行星轮由滑动轴承支撑，后两级行星轮由滚动轴承支撑。图1c所示为行星轮系结构，由内齿圈、行星轮、太阳轮、行星架构成，其中扭矩由行星架输入、太阳轮输出。图1d所示为行星轮滑动轴承结构，由行星轮、销轴、铜套组成。由于本文重点分析不同工况载荷对滑动轴承润滑接触特性的影响，暂未考虑温度、压力变化对润滑油黏度的影响。图1e所示为滑动轴承实物图。图2为传动链传动原理图。风电机组主要参数、传动链材料参数、齿轮传动基本参数、滑动轴承基本参数分别如表1～表4所示。

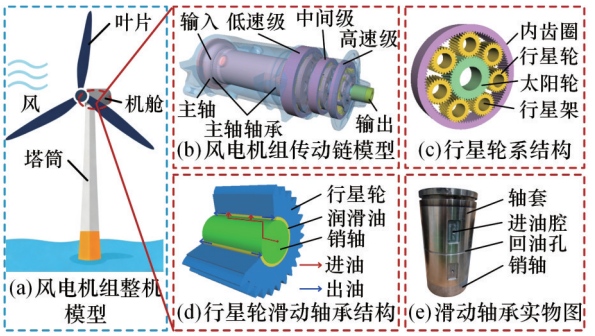


图1 风电机组整机结构及滑动轴承在传动链中的应用

Fig.1 Wind turbine structure and application of journal bearings in the drivetrain

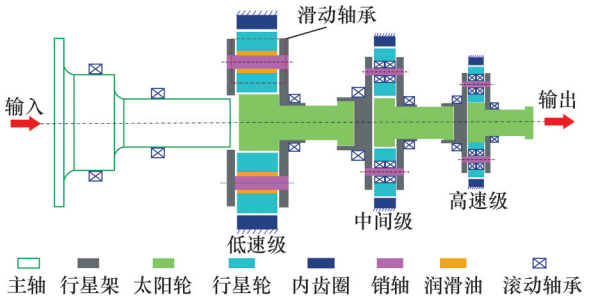


图2 风电机组传动链传动原理

Fig.2 Transmission principle of the wind turbine drivetrain

表1 风电机组主要参数

Tab.1 Main parameters of the wind turbine

名称	数值	名称	数值
额定功率/kW	6250	切出风速/(m·s^{-1})	22
塔筒高度/m	125	额定风速/(m·s^{-1})	10
叶片数量	3	额定扭矩/(kN·m)	6500
风轮直径/m	220	额定转速/(r·min^{-1})	9.6
切入风速/(m·s^{-1})	3	传动比	68.6

1.2 风电机组整机全局载荷计算

根据表1参数，利用OpenFAST建立6 MW级风电机组整机仿真模型，并提取全局载荷，流程如图3所示。具体步骤如下：①利用TurbSim生成符合IEC 61400-1标准的湍流风序列，其风速区间与6 MW机组实际运行风速范围(切入风速

表 2　风电齿轮箱主要构件材料参数

Tab.2　Material parameters of wind turbine gearboxes components

名称	材料	弹性模量/GPa	密度/(kg·m^{-3})
箱体	QT400	161	7010
太阳轮	18CrNiMo7-6	210	7800
行星轮	18CrNiMo7-6	210	7800
内齿圈	42CrMo4	212	7850
行星级	QT700	173	7300
销轴	40Cr	210	7850
太阳轮轴	18CrNiMo7-6	210	7800

表 3　齿轮传动基本参数

Tab.3　Basic parameters of gear transmission

类别		模数/mm	齿数	压力角/(°)
低速级	太阳轮	18.00	50	22.5
	行星轮		27	
	内齿圈		104	
中间级	太阳轮	12.80	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	

表 4　行星轮滑动轴承基本参数

Tab.4　Basic parameters of planetary gear journal bearings

名称	数值
滑动轴承宽度/mm	395
滑动轴承轴颈半径/mm	140
滑动轴承轴瓦厚度/mm	10
间隙/μm	200
60 ℃润滑油动力黏度/(Pa·s)	0.175
进油压力/MPa	0.2
滑动轴承弹性模量/GPa	105

3 m/s、切出风速 22 m/s)匹配，确保仿真工况与机组实际运行状态高度契合；②通过 InflowWind 模块将风场数据映射到风机坐标系；③将叶片参

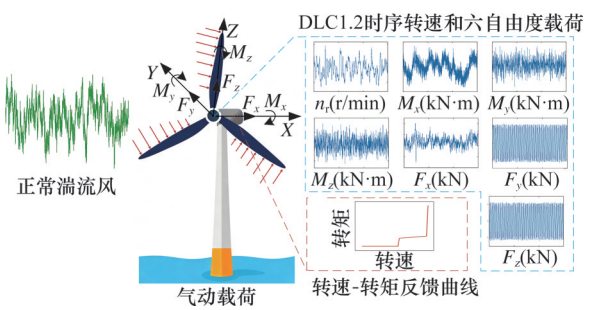


图 3　风电机组整机全局载荷计算流程

Fig.3　Global load calculation procedure for wind turbine

数输入至 AeroDyn 模块，计算气动载荷并传递给 ElastoDyn 模块，同时利用 ServoDyn 模块模拟控制策略；④求解整机动力学方程，输出轮毂处转矩、弯矩、轴向力等六自由度时序载荷数据和转速。发电机负载通过整机企业提供的转速-转矩反馈曲线[11]施加于齿轮箱输出轴处。

1.3　风电机组传动链载荷谱

根据 IEC61400-1 标准中 DLC1.2 正常发电工况设置整机模型边界条件，结合 1.2 节计算流程可得轮毂处的 3 个方向力(轴向力 F_x、侧向力 F_y、法向力 F_z)、3 个方向力矩(输入扭矩 M_x、俯仰力矩 M_y、倾覆力矩 M_z)和转速 n_r共 7 个维度的时序数据。整机模型设置仿真频率为 20 Hz，每组工况计算时长为 600 s，共得到 1 296 000 组工况。

整机原始工况数量庞大，直接用于传动链仿真会显著增加计算成本。现有载荷谱计算方法虽能将复杂时序载荷转化为适配工程分析的“特征化图谱”，但仍存在如下局限：①雨流计数法[12]可以提取单轴疲劳循环，贴合材料疲劳机理，多适用于轮毂、机架、塔筒等结构件；②载荷持续时间分布(LDD)方法[13]是风电机组传动系统疲劳寿命校核的常用方法，通过统计不同载荷幅值区间的持续时间或频次反映载荷累积作用规律。上述方法在处理多维度强耦合载荷时，侧重于单轴疲劳特征提取而忽略多轴动态关联，存在不同程度的信息简化及多维载荷耦合关系丢失。为此，本文提出了一种新的高效包络抽样载荷谱计算方法，在大幅压缩 7 维原始时序数据数量的同时可以有效地保留多维度载荷之间的耦合关系。如图 4 所示，选取 LDD 载荷谱计算方法作为对照组，其中，θ_x、θ_y、θ_z分别为 X、Y、Z方向的角位移。

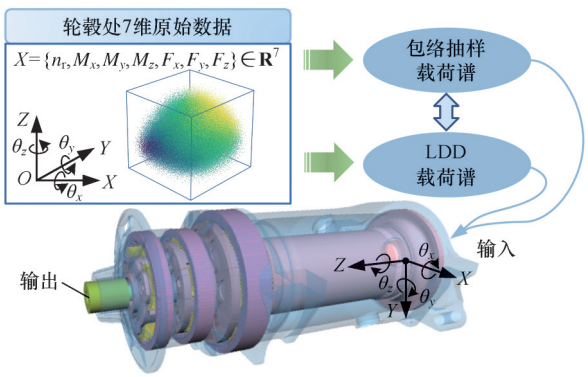


图 4　载荷谱计算流程示意图

Fig.4　Load spectrum calculation flowchart diagram

1.3.1　包络抽样载荷谱计算

为保留多个维度原始时序载荷之间的关联性与全局分布特征，首先对 3 个方向力、3 个方向力矩、转速等时序数据的 7 维空间进行包络，然后通过聚类抽样提取关键样本，最终实现工况数量压缩且保持与原始工况分布的一致性。图 5 所示为包络抽样载荷谱计算流程，具体计算步骤如下。

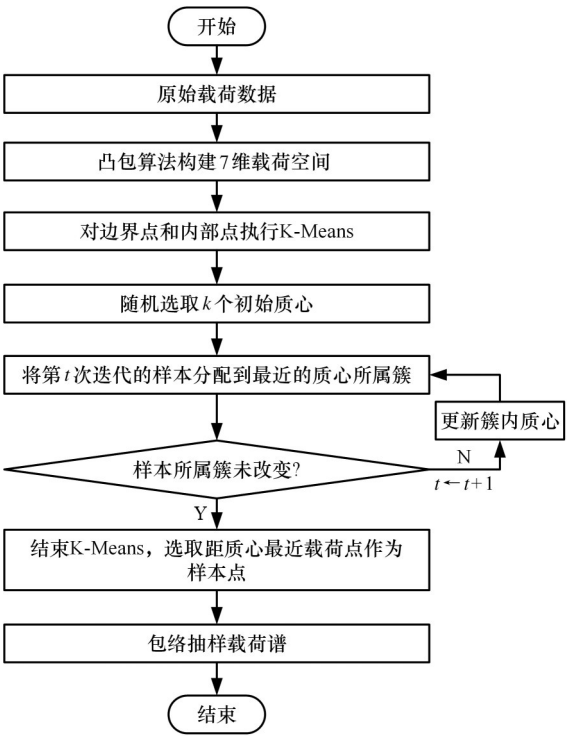


图5 包络抽样载荷谱计算流程

Fig.5 Flowchart of the envelope sampling load spectrum calculation

1)采用凸包算法构建高维包络空间。凸包算法[14]的原理是给定欧几里得平面(或空间)中的点集S,其凸包是包含S所有点的最小凸集。几何上体现为以S的子集为顶点的凸多边形(或高维凸多面体),且满足:凸包内任意两点连线仍在凸包内;不存在更小的凸集包含S。凸包的数学定义为凸组合的集合,可表示为

$$Conv(S)=\{p=\sum_{i=1}^{w}a_i p_i \mid p_i\in S, a_i\geqslant 0, \sum_{i=1}^{w}a_i=1\} \quad (1)$$

其中,S为原始点集,w为凸包内点p_i的数量,a_i为点p_i在凸组合中的权重系数(取决于具体的凸包构建算法以及点集S的分布情况)。采用凸包算法对上述7维原始时序数据进行包络,得到一个7维包络空间,其中将原始时序数据划分为包络空间边界点和内部点。图6所示为7维原始时序数据包络空间可视化降维处理,其流程为:首先将原始7维时序数据集$X=\{x_1,x_2,\cdots,x_N\}$($x_i\in\mathbf{R}^7$,N为样本数量)进行标准化处理,得到标准化数据矩阵$\boldsymbol{Z}$,计算标准化数据协方差矩阵,其表达式如下:

$$\boldsymbol{\Sigma}=\frac{1}{N-1}\boldsymbol{Z}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{Z} \quad (2)$$

然后,采用主成分分析(PCA)对$\boldsymbol{\Sigma}$进行特征分解,其表达式如下:

$$\boldsymbol{\Sigma}\boldsymbol{v}_l=\lambda_l\boldsymbol{v}_l \quad (3)$$

其中,l为特征值λ_l与单位特征向量$\boldsymbol{v}_l$的序号($l=1,2,3$)。按特征值降序选取前三个单位特征向量$\boldsymbol{v}_1$、$\boldsymbol{v}_2$、$\boldsymbol{v}_3$,即依次对应方差最大的主成分方向PC_1、PC_2、PC_3,将7维包络空间投影到方差最大的三个方向,从而实现降维投影。

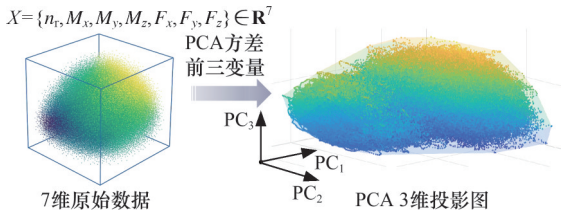


图6 7维原始时序数据包络空间的可视化降维处理

Fig.6 Dimensionality reduction visualization of 7-dimensional raw time-series data envelope space

2)采用K-means聚类算法找到代表点。K-means聚类算法[15]是一种基于划分的无监督学习算法,其目标是将给定的n个样本分成k个簇,使得簇内样本的方差之和最小。K-means所优化的目标函数可定义为

$$J=\sum_{i=1}^{k}\sum_{x_j\in C_i}\left\|\boldsymbol{x}_j-\boldsymbol{\mu}_i\right\|^2=\sum_{i=1}^{k}\sum_{x_j\in C_i}\sum_{m=1}^{d}(x_{jm}-\mu_{im})^2 \quad (4)$$

$$\boldsymbol{\mu}_i=\frac{1}{|C_i|}\sum_{x_j\in C_i}\boldsymbol{x}_j \quad (5)$$

其中,C_i为第i个簇的样本集合,满足$\bigcup_{i=1}^{k}C_i=\{\boldsymbol{x}_1,\boldsymbol{x}_2,\cdots,\boldsymbol{x}_j,\boldsymbol{x}_n\}$,且各簇两两不交;$d$为空间维度;$\boldsymbol{x}_j$为属于集合$C_i$的数据点,其第$m$个分量记为$x_{jm}$;$\boldsymbol{\mu}_i$为第$i$个簇的质心,其第$m$个分量记为$\mu_{im}$。采用贪心迭代策略对目标函数$J$进行优化,具体流程如下:

①初始化。随机选取k个初始质心$\{\boldsymbol{\mu}_1^{(0)},\boldsymbol{\mu}_2^{(0)},\cdots,\boldsymbol{\mu}_k^{(0)}\}$。

②样本分配。对于第t次迭代中的每个样本$\boldsymbol{x}_j$,将其分配到最近的质心所属簇,可表示为

$$C_i^{(t)}=\{\boldsymbol{x}_j \mid i=argmin_l\left\|\boldsymbol{x}_j-\boldsymbol{\mu}_l^{(t)}\right\|^2\} \quad (6)$$

其中,$argmin_l$表示在所有簇编号$l=1,2,\cdots,k$中选出令$\left\|\boldsymbol{x}_j-\boldsymbol{\mu}_l^{(t)}\right\|^2$最小的那一个簇索引。若最小值对应的簇编号是$i$,则样本$\boldsymbol{x}_j$就被分配到第$i$个簇。

③质心更新。根据新的簇划分,重新计算每个簇的质心,其表达式如下:

$$\boldsymbol{\mu}_i^{(t+1)}=\frac{1}{\left|C_i^{(t)}\right|}\sum_{x_j\in C_i^{(t)}}\boldsymbol{x}_j \quad (7)$$

④迭代终止条件。当簇划分不再变化或目标函数J下降幅度低于预设阈值时,算法终止。

考虑到各维度数据对传动链系统响应贡献度的不同,采用式(2)和式(3)对7维原始时序数据进行主成分分析,以各成分方差为空间距离计算权重,其权重值越大表明对聚类距离的影响越大,

最后分别对边界点集和内部点集采用PCA加权的K-means算法进行聚类，其目标函数如下：

$$\min_{C_B,C_I}\Big(\sum_{x_B\in B}\min_{u_j\in C_B}\omega_j'\left\|x_B-\mu_j\right\|^2+\sum_{x_I\in I}\min_{u_k\in C_I}\omega_k'\left\|x_I-\mu_k\right\|^2\Big) \tag{8}$$

$$C_B=\{\mu_1,\mu_2,\cdots,\mu_8\}\qquad C_I=\{\mu_9,\mu_{10},\cdots,\mu_{21}\}$$

式中：x_B、x_I分别为边界点集B和内部点集I中的任一点；C_B为边界点聚类中心集合；C_I为内部点聚类中心集合；ω_j'、ω_k'为PCA导出的权重系数，用以调整各维度在距离计算中的重要性。

K值选取是K-means聚类的关键，常用方法包括手肘法与轮廓系数法[16]。轮廓系数法虽能客观量化簇内凝聚度与簇间分离度，但针对本文1 296 000个7维数据样本，计算成本过高；手肘法计算简便，但误差平方和(SSE)易受簇样本规模干扰。本文综合考虑计算成本与聚类效果，结合手肘法和轮廓系数法优势，通过分析不同簇数量下7维原始时序数据的归一化簇内方差来确定最佳K值，计算公式如下：

$$V_k=\sum_{d=1}^{7}(\omega_d Var(X_{d,k}')) \tag{9}$$

其中，数据维度$d=1,2,\cdots,7$，簇数量$k=15,16,\cdots,25$；$X_{d,k}'$为通过最小最大归一化到[0,1]的原始时序数据；$Var(X_{d,k}')$为归一化原始数据的方差；ω_d为各维度原始数据的PCA权重。

图7所示为不同簇数量的7维原始归一化时序数据方差。从图中可知，当簇数量k为21时方差值最小，表明各簇离散程度最低，聚类效果最佳，因此簇数量选择21。

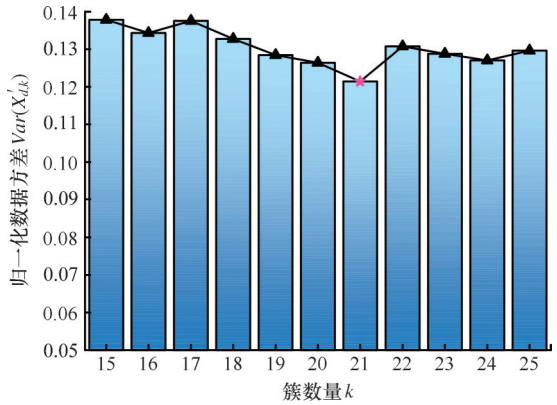


图7　不同簇数量的7维原始归一化时序数据方差

Fig.7　Variance of 7-dimensional normalized raw time-series data with different numbers of clusters

计算每个簇中所有数据点与质心的欧氏距离r_i，选择距离质心最近的原始数据点作为代表点，r_i的表达式如下：

$$r_i=argmin_{x\in S_i}\left\|x-\mu_i\right\|\qquad i=1,2,\cdots,21 \tag{10}$$

式中：S_i为第i个簇包含的原始数据点x的集合。

依次通过包络、聚类将1 296 000组7维原始时序工况简化为21组7维转速-载荷工况(图8)，并将其按输入扭矩进行升序排列，得到包含21个载荷等级的包络抽样载荷谱$S_{env}=\{r_1,r_2,\cdots,r_{21}\}$，如表5所示。

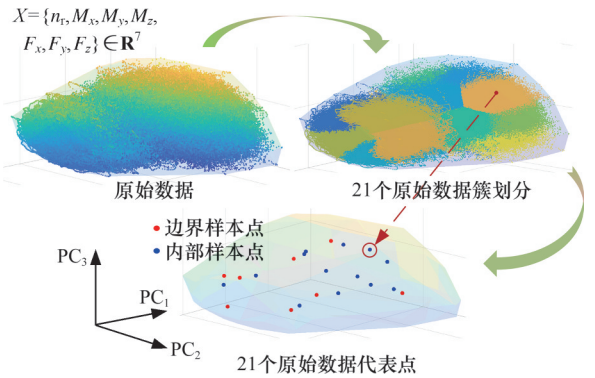


图8　7维原始时序数据简化过程示意图

Fig.8　Schematic illustration of the 7-dimensional raw time-series data simplification process

表5　包络抽样载荷谱的部分数据

Tab.5　Partial data of the envelope sampling load spectrum

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)
L01	4.87	257	−99	1088	293	1854	−55
L02	3.27	251	877	623	343	446	−1303
L03	3.65	232	289	−1055	412	−1487	70
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
L19	7.74	587	897	−603	6416	−1075	−822
L20	7.74	518	−439	927	6515	49	2411
L21	7.40	695	1057	115	6867	−45	−248

1.3.2　LDD载荷谱计算

采用均匀分箱快速计算LDD载荷谱，如图9所示。针对n_r、M_x、M_y、M_z、F_x、F_y、F_z的7维数据(记为$c=1,2,\cdots,7$)，设定分箱数量为N_{bin}，对于第c维载荷的第i个分箱($i=1,2,\cdots,N_{bin}$)，分箱宽度记为$\Delta L^{(c)}=\dfrac{L_{max}^{(c)}-L_{min}^{(c)}}{N_{bin}}$，其中$L_{min}^{(c)}$、$L_{max}^{(c)}$分别为第$c$维载荷的极小值和极大值。先由$L_{edges,i}^{(c)}=L_{min}^{(c)}+(i-1)\Delta L^{(c)}$计算分箱边界，再取分箱边界均值$L_{mid,i}^{(c)}$作为代表载荷，其表达式如下：

$$L_{mid,i}^{(c)}=\frac{L_{edges,i}^{(c)}+L_{edges,i+1}^{(c)}}{2} \tag{11}$$

最终通过均匀抽样得到包含21个载荷等级的LDD载荷谱，部分数据如表6所示。

2　传动链多柔体动力学模型

2.1　坐标系定义

图10所示为传动链坐标系定义，其中$OXYZ$

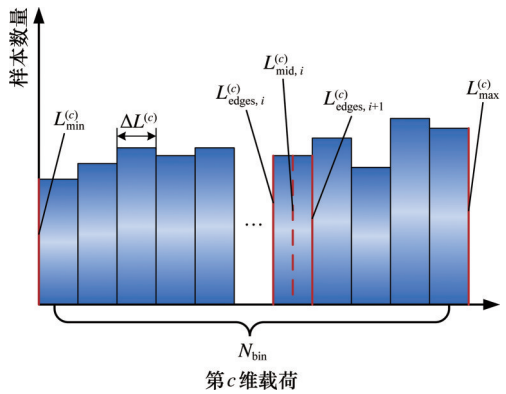


图9 LDD载荷谱计算方法示意图

Fig.9 Schematic illustration of the LDD load spectrum calculation method

表6 LDD载荷谱的部分数据

Tab.6 Partial data of the LDD load spectrum

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)
L01	3.16	97	−1179	−1176	40	8227	−6804
L02	3.46	137	−1060	−1058	436	−7446	−6054
L03	3.76	177	−941	−940	831	−6665	−5305
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
L19	8.44	808	941	926	7085	5677	6539
L20	8.73	848	1060	1044	7481	6459	7289
L21	9.03	888	1179	1162	7877	7240	8038

为全局坐标系，原点位于轮毂中心；$o_m x_m y_m z_m$为主轴坐标系，固定在主轴左端面中心；$o_h x_h y_h z_h$为箱体坐标系，固定在箱体左端面中心；$o_s x_s y_s z_s$为太阳轮局部坐标系，位于太阳轮中心；$o_r x_r y_r z_r$为内齿圈坐标系，固定在内齿圈中心；$o_c x_c y_c z_c$为行星架局部坐标系，位于行星架中心；$o_{bi} x_{bi} y_{bi}$为行星架销轴i局部坐标系，位于行星架销轴中心；$o_{pi} x_{pi} y_{pi} z_{pi}$为行星轮$i$局部坐标系，位于行星轮中心，随着行星架转动。将转速及6自由度风轮载荷施加于主轴左端面中心o_m处。

2.2 滑动轴承建模

图11所示为行星轮滑动轴承几何模型。O_1、o_{pi}分别为轴颈中心和轴瓦中心，D、C分别为轴颈直径和轴承间隙，e为偏心距，ε为偏心率，$\varepsilon = e/C$。

行星轮滑动轴承瞬态平均流量方程为[17]

$$\frac{\partial}{r_b\partial\theta}\left(\phi_\theta\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{r_b\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial\lambda}\left(\phi_\lambda\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p}{\partial\lambda}\right)=6u_s\phi_c\frac{\partial h}{r_b\partial\theta}+6u_s\sigma\frac{\partial\phi_s}{r_b\partial\theta}+12\phi_c\frac{\partial h}{\partial t} \tag{12}$$

式中：r_b、u_s分别为销轴外表面半径和线速度；h、p、η分别为油膜厚度、油膜压力和润滑油黏度；θ、λ分别为轴承周向和轴向坐标；ϕ_θ、ϕ_λ分别为轴承圆周和轴向流量因子；ϕ_c、ϕ_s分别为接触因子和剪切流因子；σ为综合粗糙度。

滑动轴承油膜厚度h由名义油膜厚度、倾斜

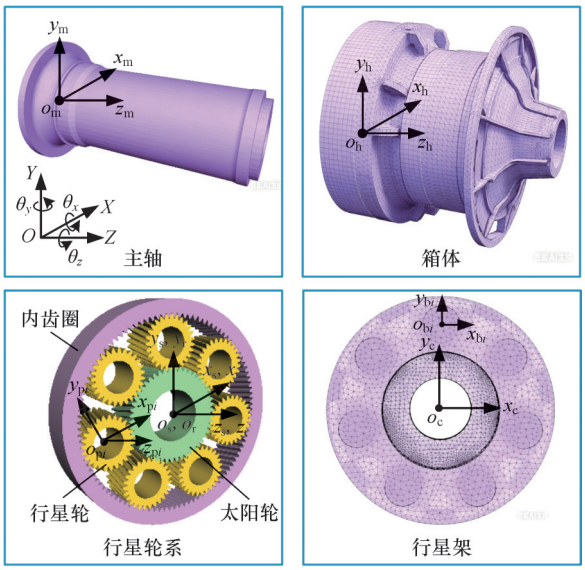


图10 坐标系定义

Fig.10 Coordinate system definition

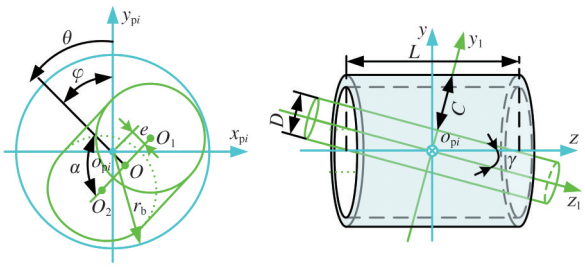


图11 行星轮滑动轴承几何模型

Fig.11 Geometric model of the PGJB

膜厚变化量h_d与轴颈-轴瓦弹性变形膜厚变化量h_p等组成，其表达式如下[18]：

$$h = C + x_0\sin(\theta-\varphi)+y_0\cos(\theta-\varphi)+(L/2-\lambda)\cdot(-\alpha\cos(\theta-\varphi)-\gamma\sin(\theta-\varphi))+h_d+h_p \tag{13}$$

其中，α为轴颈中心连线O_1O_2与Oo_{pi}的夹角，φ为偏位角，γ为轴颈倾斜角，L为轴承宽度，公式推导详见文献[19]。由于本文重点分析不同工况载荷对滑动轴承润滑接触特性的影响，进而甄别运行风险工况，可为风机运行工况优化提供一定参考，因此暂未对滑动轴承进行修形。

采用GW模型[20]计算销轴-行星轮内孔之间的粗糙峰接触压力，具体计算公式见文献[21]。

行星轮滑动轴承销轴与内孔粗糙峰接触会导致润滑界面磨损，影响润滑性能与行星轮系运行稳定性。为方便表征不同工况下的滑动轴承潜在接触风险，本文参考摩擦学中“载荷强度-作用时间”的损伤累积思想[22]，将其定义为

$$R_{ci} = \hat{p}_{\text{cmax}i}\tau_{ci} \qquad i = 1, 2, \cdots, 21 \tag{14}$$

$$\hat{p}_{\text{cmax}i} = p_{\text{cmax}i}/p_{\text{cmax}} \qquad \tau_{ci} = t_{ci}/T_i$$

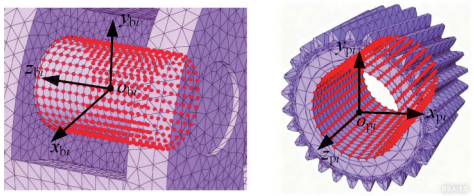
式中：R_{ci}为各工况下行星轮滑动轴承接触风险；$\hat{p}_{\text{cmax}i}$为滑动轴承的量纲一最大接触压力；$p_{\text{cmax}i}$为各工况下滑动轴承的最大接触压力；p_{cmax}为21组工况中所有滑动轴承最

大接触压力的最大值；τ_{ci}为滑动轴承接触时间占比；T_i为各工况下行星架旋转一周所需时间；t_{ci}为各工况下低速级行星架旋转一周时滑动轴承发生粗糙峰接触的时间。

在齿轮动态啮合力和轴承油膜力的共同作用下，滑动轴承易发生弹性变形，对其润滑性能会造成影响。如图12所示，为考虑滑动轴承轴颈-轴瓦界面变形，通过建立有限元模型分别提取轴颈-轴瓦表面节点的柔度矩阵，进而可得到刚度矩阵：

$$\boldsymbol{K}_{bj}\boldsymbol{h}_u=\boldsymbol{F}_{bj} \tag{15}$$

式中：$\boldsymbol{K}_{bj}$为轴颈-轴瓦表面节点的刚度矩阵；$\boldsymbol{h}_u$为表面节点位移；$\boldsymbol{F}_{bj}$为滑动轴承油膜压力等效节点力。



(a)轴颈表面节点　(b)轴瓦表面节点

图12　行星轮滑动轴承轴颈-轴瓦表面节点

Fig.12　PGJB journal-bearing bush surface nodes

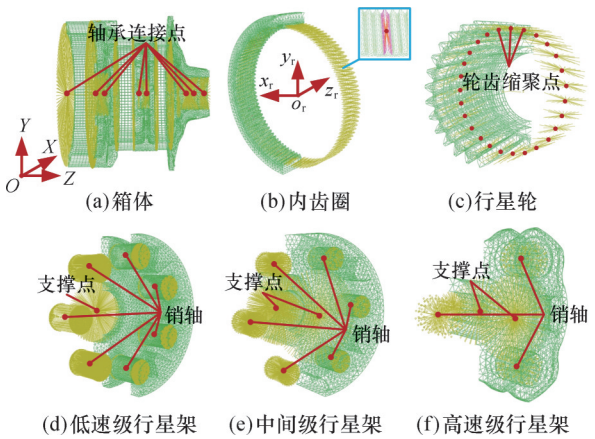
2.3　柔性部件建模

建立箱体、行星架、内齿圈等构件的有限元子结构模型，采用模态综合法进行子结构缩聚，得到构件缩聚后的自由振动方程为

$$M\ddot{s}+Ks=0 \tag{16}$$

式中：M、K分别为构件缩聚后的质量矩阵和刚度矩阵；s为构件缩聚后的位移矢量。

基于传动链拓扑结构，在箱体、内齿圈、行星轮、低速级、中间级、高速级行星架布置主节点，如图13所示。



(a)箱体　(b)内齿圈　(c)行星轮

(d)低速级行星架　(e)中间级行星架　(f)高速级行星架

图13　有限元缩聚模型

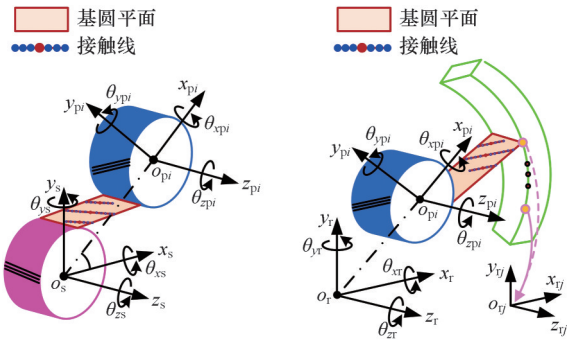
Fig.13　Finite element condensed model

2.4　斜齿轮副建模

图14a和图14b分别为行星轮-太阳轮和行星轮-内齿圈啮合示意图。基于矢量叠加原理，将第i个行星轮、太阳轮、内齿圈中第j个轮齿的振动位移投影至对应齿轮副啮合接触线上的接触点，可得到行星轮与太阳轮、行星轮与内齿圈在第n个接触点处的相对位移δ_{spi_n}、δ_{rpi_n}，这里将其统一记为δ，表达式如下：

$$\delta=[(\boldsymbol{u}_1+\boldsymbol{\theta}_1\times\boldsymbol{r}_1)-(\boldsymbol{u}_2+\boldsymbol{\theta}_2\times\boldsymbol{r}_2)]\boldsymbol{I}_{\perp}+\theta_{zs}R_b-e_k \tag{17}$$

其中，下标1、2分别代表主动轮和从动轮；$\boldsymbol{r}$为齿轮副啮合点的位置矢量；$\boldsymbol{I}_{\perp}$为垂直于接触线的单位矢量；R_b为太阳轮和内齿圈的基圆半径；$\boldsymbol{u}=(x,y,z)^T$为平移位移，$\boldsymbol{\theta}=(\theta_x,\theta_y,\theta_z)^T$为角位移；$\theta_{zs}$为行星架的转角；$e_k$为齿轮啮合副的静态传递误差，由于本文重点关注工况载荷对行星轮滑动轴承润滑接触的影响，此处将静态传递误差设置为0。由式(17)可得到各自啮合副接触线上接触点的啮合刚度矩阵(具体公式推导及符号解释见文献[18])，啮合阻尼矩阵与刚度矩阵类似。



(a)太阳轮-行星轮啮合　(b)内齿圈-行星轮啮合

图14　齿轮啮合示意图

Fig.14　Gear meshing schematic diagram

2.5　行星轮-滑动轴承耦合系统建模

图15为行星轮-销轴连接示意图，将销轴坐标系旋转至行星轮局部坐标系$o_{pi}x_{pi}y_{pi}z_{pi}$，以分析销轴与行星轮的受力关系。斜齿轮啮合产生的行星轮轴向力通常由推力盘平衡，本文重点关注径向滑动轴承的润滑性能，故将推力盘简化为刚度系数为10^{12} N/m的大刚度弹簧支承。结合滑动轴承合力、合弯矩以及行星轮受力平衡条件，推导其六自由度受力方程，具体见文献[18]。

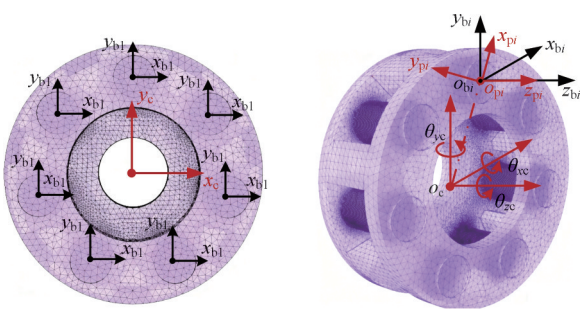


图15　行星轮-行星架销轴示意图

Fig.15　Schematic diagram of the planet gear-planet carrier pin assembly

2.6 传动链多柔体动力学模型

根据主轴、箱体、齿轮副等各构件的局部坐标系，定义系统广义位移矩阵（即列向量）为

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{sys}}=(\boldsymbol{X}_{\mathrm{s}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{p1}}^{\mathrm{T}},\cdots,\boldsymbol{X}_{\mathrm{p7}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{2p1}}^{\mathrm{T}},\cdots,\boldsymbol{X}_{\mathrm{2p6}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{3p1}}^{\mathrm{T}},\cdots,\boldsymbol{X}_{\mathrm{3p3}}^{\mathrm{T}},\cdots,\boldsymbol{X}_{\mathrm{H}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{M}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{h}}^{\mathrm{T}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{G}}^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}} \tag{18}$$

式中：$\boldsymbol{X}_{\mathrm{s}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{c}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{p}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{H}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{M}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{h}}$、$\boldsymbol{X}_{\mathrm{G}}$分别为太阳轮、行星架、内齿圈、行星轮（其中下标p1～p7代表7个第1级行星轮，2p1～2p6代表6个第2级行星轮，3p1～3p3代表3个第3级行星轮）、轮毂、主轴、箱体和发电机广义位移向量。

根据传动链各构件之间的连接关系，结合式（18）中各节点编号，将各构件质量矩阵、刚度矩阵、阻尼矩阵、激振力矩阵进行组装，建立传动链多柔体动力学模型，其表达式如下：

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{sys}}\ddot{\boldsymbol{X}}_{\mathrm{sys}}+\boldsymbol{C}_{\mathrm{sys}}\dot{\boldsymbol{X}}_{\mathrm{sys}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{sys}}\boldsymbol{X}_{\mathrm{sys}}=\boldsymbol{F}_{\mathrm{torque}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{load}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{sys}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{jb}} \tag{19}$$

式中：$\boldsymbol{M}_{\mathrm{sys}}$为系统质量矩阵；$\boldsymbol{K}_{\mathrm{sys}}$为系统刚度矩阵；$\boldsymbol{C}_{\mathrm{sys}}$为系统阻尼矩阵；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{sys}}$为激振力矩阵；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{jb}}$为滑动轴承油膜力与接触力矩阵；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{torque}}$为系统输入扭矩矢量；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{load}}$为系统负载矢量。

3 分析流程

图16所示为传动链动力学模型求解方案，其具体步骤如下：

1）全局载荷获取。通过OpenFAST整机仿真（1.2节）得到轮毂处转矩、弯矩、轴向力等六自由度时序载荷数据。

2）载荷谱计算。基于步骤1）得到的原始时序数据，计算包络抽样载荷谱（1.3.1节）；同样基于步骤1）得到的原始时序数据，计算LDD载荷谱（1.3.2节），用于验证包络抽样载荷谱。

3）传动链建模。通过式（12）～式（15）建立滑动轴承模型（2.2节）；通过式（16）建立各柔性部件模型（2.3节）；通过式（17）建立斜齿轮副啮合模型（2.4节）；通过受力推导建立行星轮-滑动轴承耦合系统模型（2.5节）；通过式（18）和式（19）建立传动链多柔体动力学模型（2.6节）。采用向后微分公式（BDF）求解传动链模型系统响应（时间步长为10^{-4}s，收敛容差为10^{-6}），采用有限差分法求解行星轮滑动轴承模型（时间步长为10^{-6}s，收敛容差为10^{-5}）。

4）载荷谱方法验证。首先，对比包络抽样载荷谱与原始载荷数据分布特性（4.1节）；然后，对比包络抽样载荷谱计算得到的等效载荷与LDD载荷谱的差异（4.2节）；最后，对比包络抽样载荷谱下的系统响应与原始时序载荷的差异（4.3节）。

5）开展滑动轴承风电齿轮箱台架试验。通过开展风电机组传动链台架振动测试来验证传动链动力学模型。

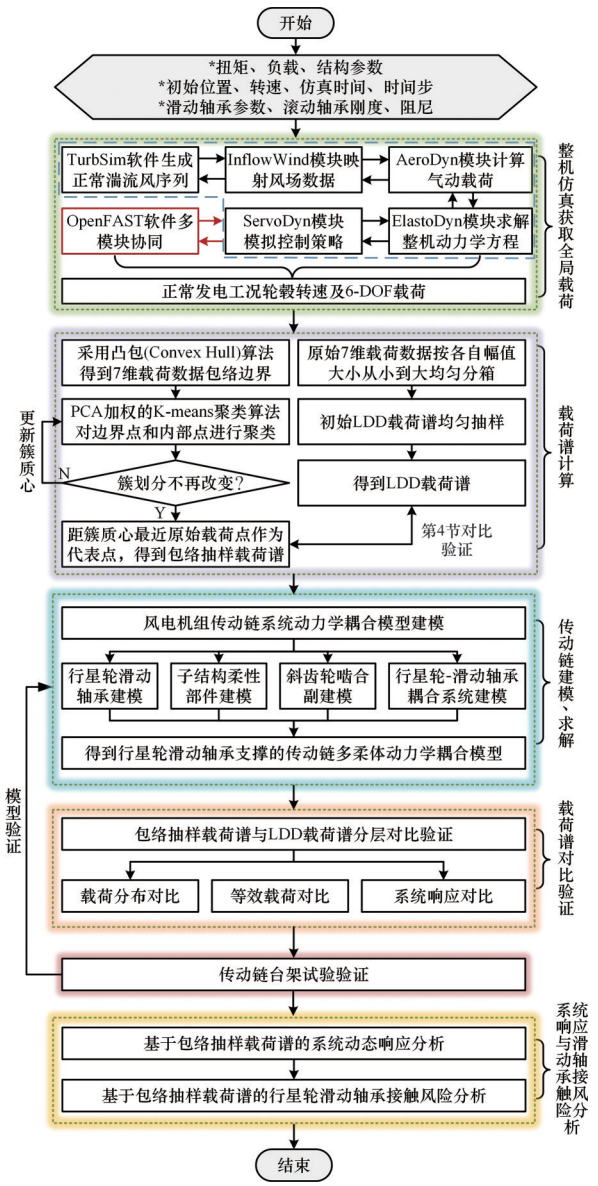


图16 分析流程

Fig.16 Analysis flow

6）系统响应与滑动轴承接触风险分析。基于包络抽样载荷谱开展系统动态响应分析，揭示多工况下系统动态性能及齿轮啮合偏载情况（6.1节）；开展滑动轴承接触风险分析，揭示滑动轴承润滑接触性能及接触风险（6.2节）。

4 载荷谱对比验证

4.1 载荷分布对比

图17所示为包络抽样（ES）载荷谱、LDD载荷谱、原始载荷谱三者之间的概率分布对比。从图中可知，相比于原始载荷谱，包络抽样载荷谱各维度载荷更集中于原始载荷谱高概率分布区域，表明它较为贴合原始载荷谱分布结构，而LDD载荷谱各维度载荷在原始载荷谱极值覆盖范围内均匀分布，虽然覆盖范围广，但未能有效复现原始载荷谱的概率分布特征。

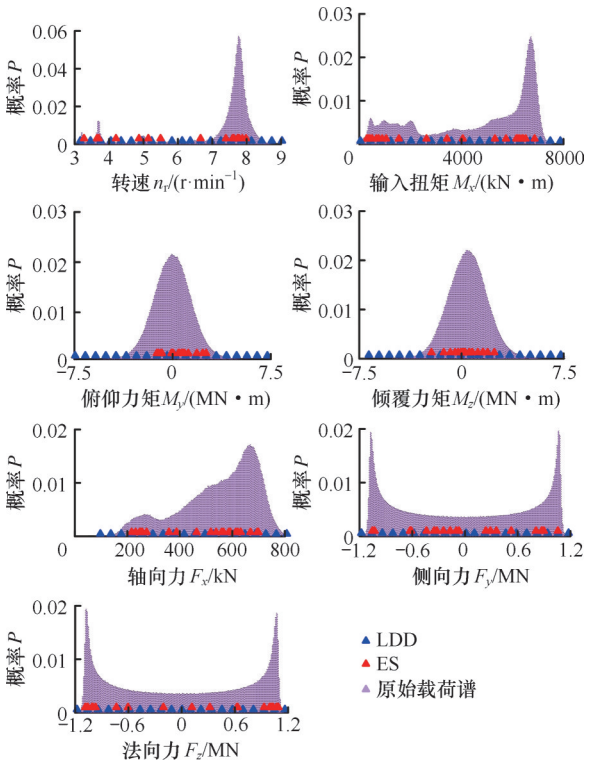


图 17　包络抽样载荷谱与 LDD 载荷谱的载荷分布对比

Fig.17　Load distribution comparison between ES load spectrum and LDD load spectrum

4.2　等效载荷对比

为验证包络抽样载荷谱载荷水平的准确性，分别对包络抽样载荷谱和 LDD 载荷谱计算等效载荷。按照 ISO6336-6 标准中规定的方法进行等效载荷计算，其表达式如下[23]：

$$P_{\mathrm{eq},i}=\left(\frac{\sum_{k=1}^{21}\left|P_{i,k}\right|^{m}c_{i,k}}{\sum_{k=1}^{21}c_{i,k}}\right)^{1/m} \tag{20}$$

式中：$P_{\mathrm{eq},i}$为等效载荷大小；$P_{i,k}$为第 i 个载荷方向的第 k 个载荷等级的载荷大小(i=1,2,…,7；k=1,2,…,21)；m 为 S-N 曲线的反斜率；$c_{i,k}$为载荷的循环次数，$c_{i,k}=n_{i,k}t_{i,k}$，其中 $n_{i,k}$、$t_{i,k}$分别为第 i 个载荷方向的第 k 个载荷等级的载荷的转速和作用时间。

图 18a 和图 18b 所示分别为取反斜率 m 为 5 和 m 为 3～10 时包络抽样载荷谱与 LDD 载荷谱的等效载荷对比。从图中可知，两个载荷谱各维度的等效载荷大小接近，验证了包络抽样载荷谱各维度载荷水平的准确性。

4.3　系统响应对比

为对比包络抽样载荷谱和 LDD 载荷谱对传动链动态响应的影响差异，选取额定工况变风速条件下轮毂处 50 s 时长的原始时序载荷，将其分别进行包络抽样载荷谱和 LDD 载荷谱处理，计算三类输入载荷(原始时序(RL)载荷、包络抽样(ES)载荷谱、LDD 载荷谱)下的传动链齿轮副动

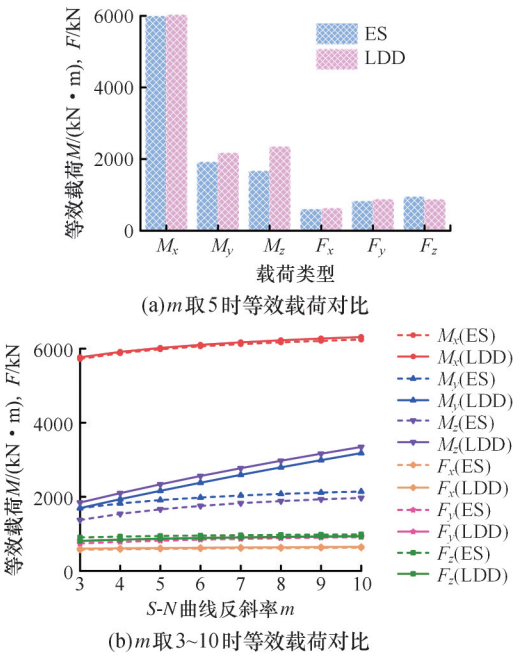


图 18　包络抽样载荷谱与 LDD 载荷谱的等效载荷对比

Fig.18　Equivalent load comparison between ES load spectrum and LDD load spectrum

态啮合力和滑动轴承油膜力，如图 19 所示。从图 19a 和图 19b 中可知，相比于 LDD 载荷谱，包络抽样载荷谱与原始载荷的概率分布更为一致。图 19c 和图 19d 中滑动轴承油膜力对比呈现相似结果，包络抽样载荷谱更贴合原始载荷概率分布特征，与图 17 中载荷分布规律一致。图 19e 和图 19f 所示分别为两种载荷谱与原始时序载荷的累积分布函数对比，可以看出，相比于 LDD 载荷谱，包络抽样载荷谱与原始载荷变化趋势较为一致，能较好地反映系统整体动态行为。

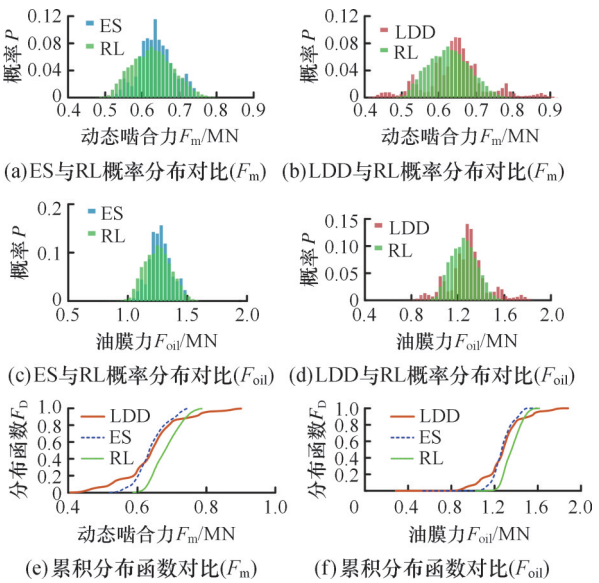


图 19　包络抽样载荷谱与 LDD 载荷谱系统响应对比

Fig.19　System response comparison between ES load spectrum and LDD load spectrum

5 传动链台架试验

为验证应用滑动轴承的风电机组传动链动力学模型，本文开展了6 MW级传动链振动性能全尺寸试验，如图20所示。受限于试验测试技术，滑动轴承油膜参数在试验中难以被直接监测。试验台功率为24 MW，主要由驱动电机、联轴器、负载电机、主/陪试齿轮箱组成。额定工况下，输入扭矩为6.5 MN·m，转速为9.6 r/min。仿真模型与台架试验的结构参数和运行工况相同，并对滑动轴承进行了修形[24]。

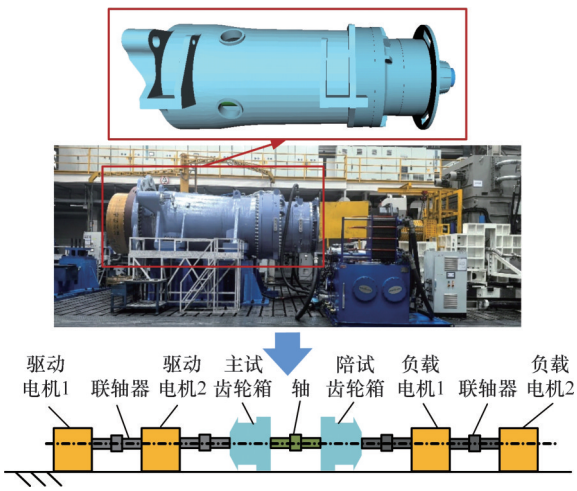
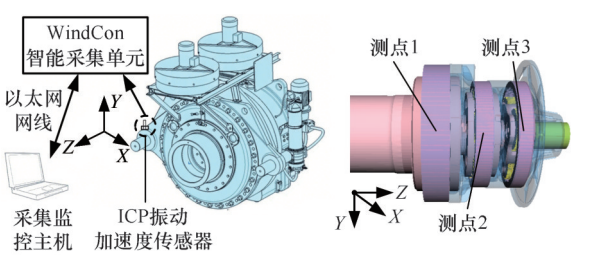


图20 传动链台架试验台

Fig.20 Drivetrain bench test rig

图21a所示为振动在线检测系统，通过在齿轮箱上布置振动加速度传感器，传感器发出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，从而实现对振动信号的实时监控和存储。图21b所示为振动加速度传感器布设位置，其中测点1位于低速级内齿圈表面，检测X方向振动加速度；测点2位于中间级内齿圈表面，检测Y方向振动加速度；测点3位于高速级内齿圈表面，检测X方向振动加速度。采样频率为10 kHz，仿真模型与台架试验的结构参数和运行工况一致。

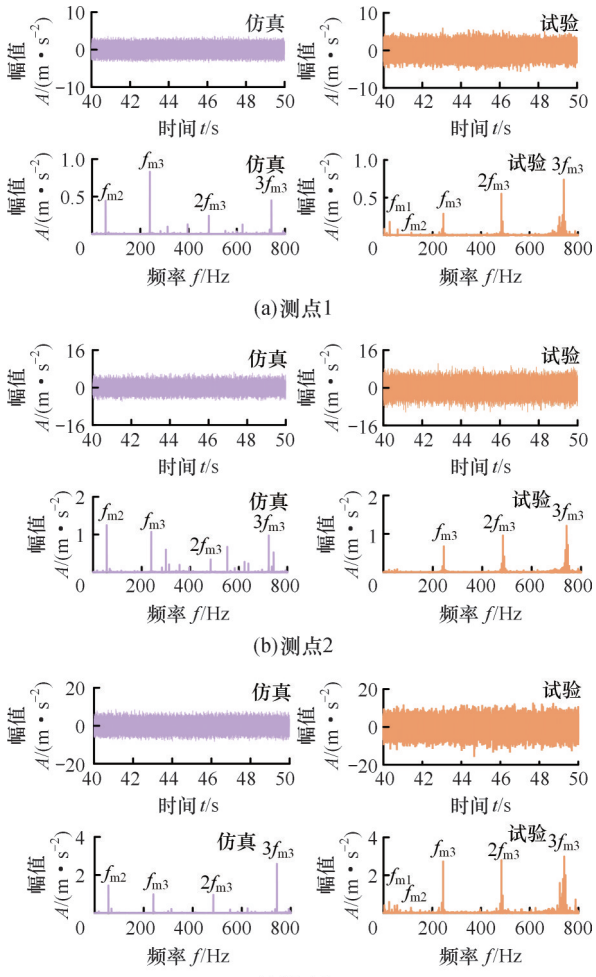


(a)振动在线检测系统 (b)振动加速度传感器布设位置

图21 齿轮箱振动在线检测系统原理

Fig.21 Principle of online vibration detection system for gearbox

图22所示为各测点振动加速度时域、频域结果对比。图22a所示为低速级内齿圈处X方向振动加速度时域、频域对比，图22b所示为中间级内齿圈处Y方向振动加速度时域、频域对比，图22c所示为高速级内齿圈处X方向振动加速度时域、频域对比。从图中可知，各测点处仿真与试验结果时域波动范围大致相同，主要频率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}、$2f_{m3}$、$3f_{m3}$)。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。



(a)测点1

(b)测点2

(c)测点3

图22 各振动测点振动加速度仿真和试验的时域、频域结果对比

Fig.22 Comparison of simulated and experimental time-domain and frequency-domain results of vibration acceleration at various vibration measurement points

采用VDI3884标准中有效值计算公式来计算额定工况下各测点振动加速度的有效值。各测点振动加速度仿真与试验有效值的计算结果及误差如表7所示，可知振动加速度有效值的仿真-试验最大误差为17.07%，对应的最小误差为0.98%，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。

表 7　齿轮箱各测点振动加速度有效值对比

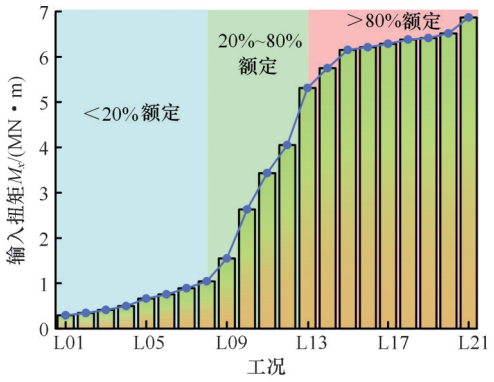
Tab.7　Comparison of RMS vibration acceleration at each measuring point of gearbox

额定工况	振动加速度有效值/(m·s^{-2})		
	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	1.33	2.04	3.03
试验值	1.37	2.46	3.06
误差/%	2.92	17.07	0.98

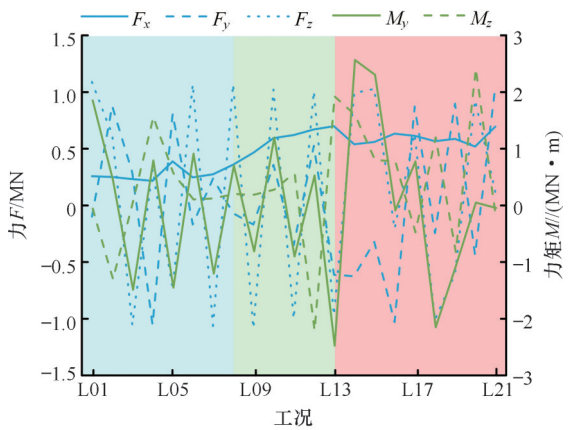
6　结果讨论分析

6.1　系统动态响应

图 23a 所示为包络抽样载荷谱各工况对应的输入扭矩。为便于分析工况变化对系统动态响应的影响，本文将低于 20% 额定输入扭矩设定为低工况区域(L01～L08)，将高于 80% 额定输入扭矩设定为高工况区域(L13～L21)。图 23b 所示为各工况对应的非扭载荷。从图中可知，非扭载荷随工况呈现复杂动态波动，这主要源于风速的随机波动对叶片气动力的持续扰动，以及机组变桨偏航控制过程中桨距角调整、机舱转向带来的受力状态动态变化。基于包络抽样载荷谱，本文还分析了多维随机载荷工况对传动链系统振动响应、齿面偏载程度的影响。



(a)各工况对应输入扭矩



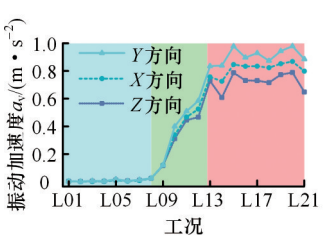
(b)各工况对应非扭载荷

图 23　各工况对应的输入扭矩、非扭载荷

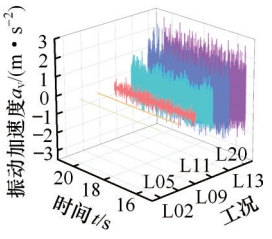
Fig.23　Input torque and non-torsional loads for each operating condition

6.1.1　系统振动响应

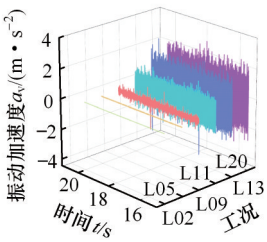
图 24a 所示为 21 组载荷工况对应的传动链低速级内齿圈 X、Y、Z 方向上的振动加速度有效值。在此基础上，从 21 组载荷工况中选取 L02、L05、L09、L11、L13、L20 共 6 组载荷工况(输入扭矩分别为 5%、10%、20%、50%、80%、100% 额定扭矩)，可得到低速级内齿圈 X、Y、Z 方向上的振动加速度时序响应，分别如图 24b～图 24d 所示。可以看出，振动加速度随输入扭矩的增大而增大，当输入扭矩增幅明显时，系统振动显著增强(图 24b～图 24d)。非扭载荷波动会导致振动加速度波动，在高工况区域，振动加速度波动更加明显，这主要是因为高扭矩下传动链部件受载增大，使其弹性变形、啮合状态及边界条件发生改变，导致部件对非扭载荷波动更为敏感，进而加剧了振动加速度波动。结合第 4.3 节中包络抽样载荷谱与原始载荷下系统动态响应趋势的一致性验证，且随着输入扭矩的增大，振动响应先缓慢增加再剧烈增加至稳定，与发电机转速-转矩反馈曲线趋势匹配，进一步表明包络抽样载荷谱可以有效捕获不同工况下的振动特性。



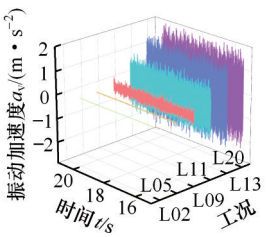
(a)X、Y、Z方向振动加速度有效值



(b)X方向振动加速度时序响应



(c)Y方向振动加速度时序响应



(d)Z方向振动加速度时序响应

图 24　低速级内齿圈 X、Y、Z 方向振动加速度

Fig.24　Vibration acceleration in the X, Y, and Z directions of low-speed stage planetary gear train

6.1.2　齿面载荷分布系数

为探究工况变化对系统齿面载荷分布特性的影响，采用下式计算行星轮系齿面载荷分布系数：

$$K_{H\beta}=\frac{w_{max}}{w_{average}} \tag{21}$$

式中：w_{max}、$w_{average}$分别为齿宽方向上的最大和平均应力值。

图25所示为工况变化对低速级行星轮系齿面载荷分布系数的影响。图26所示为所选部分工况下行星轮系齿面载荷分布，其中R-P、S-P分别表示行星轮-内齿圈、行星轮-太阳轮啮合副。从图中可知，整体上齿面载荷分布系数随输入扭矩增大呈减小趋势，主要是因为输入扭矩的增大会扩大齿轮啮合接触面积，从而缓解偏载。低工况区域下，齿面载荷分布系数波动显著，主要因为输入扭矩较小，非扭随机载荷易使齿面载荷分配失衡；高工况区域下，输入扭矩主导作用增强，齿面受载趋于稳定，非扭载荷影响被削弱，载荷分布系数波动减小(图25)。随着输入扭矩的增大，低速级齿轮动态啮合力显著增大；齿轮啮合的局部脱齿现象同步改善(图26)。综上表明包络抽样载荷谱可有效捕获不同工况下的齿面载荷分布特性。

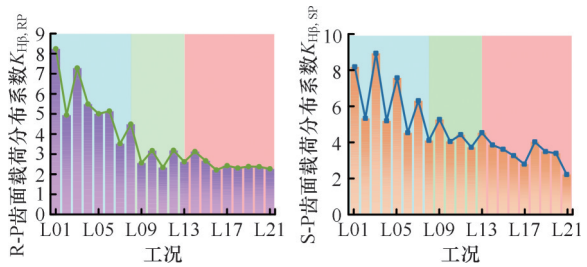


图25 低速级行星轮系齿面载荷分布系数

Fig.25 Gear tooth load distribution coefficient of low-speed stage planetary gear train

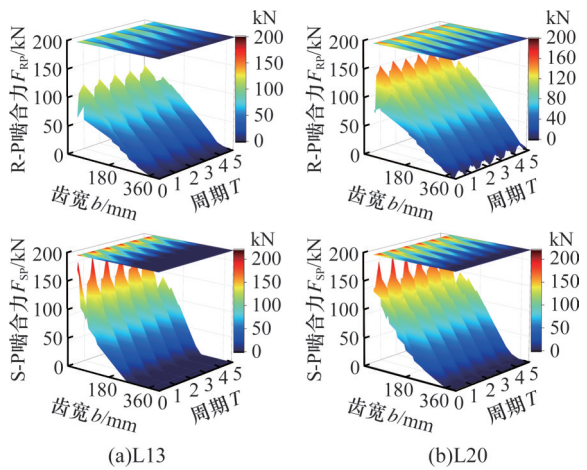


图26 低速级行星轮系齿面载荷分布

Fig.26 Gear tooth load distribution of low-speed stage planetary gear train

6.2 滑动轴承接触风险分析

图27a所示为工况变化对低速级行星轮滑动轴承量纲一最大接触压力、接触时间占比的影响。图27b所示为滑动轴承最大接触压力对应时刻下的最大油膜压力与最小油膜厚度。图28所示为所选部分工况下低速级行星轮滑动轴承的油

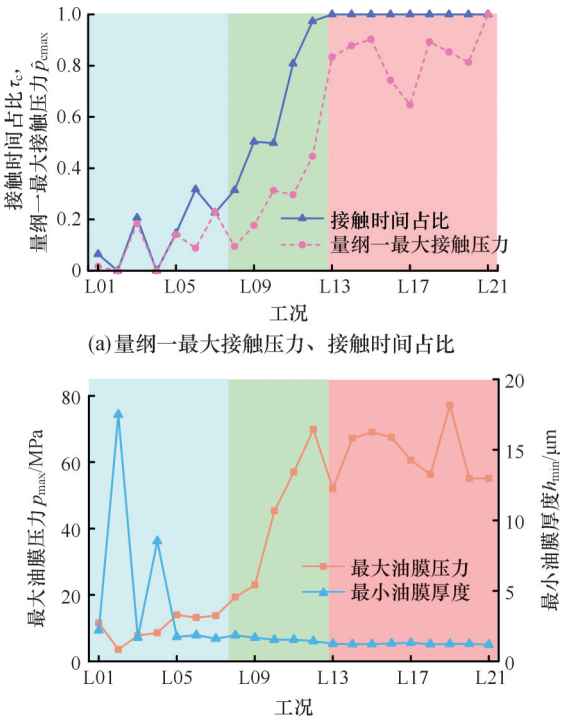


图27 低速级行星轮滑动轴承量纲一最大接触压力、接触时间占比、最大油膜压力、最小油膜厚度

Fig.27 Dimensionless maximum contact pressure, contact time ratio, maximum oil film pressure, and minimum oil film thickness of the 1st stage PGJB

膜压力、接触压力分布。从图中可知，滑动轴承量纲一最大接触压力和接触时间占比主要随输入扭矩的增大而增大，平均接触时间占比达到62.2%，高工况下占比达到100%(图27a)。滑动轴承发生粗糙峰接触时处于混合润滑状态，由油膜压力与接触压力共同承担负载，且油膜压力整体上随输入扭矩的增大而增大(图27b)。当轴颈与轴瓦发生边缘接触时，油膜压力偏载严重，多呈“双峰”分布，主要承载面积减小，润滑状态恶化。随输入

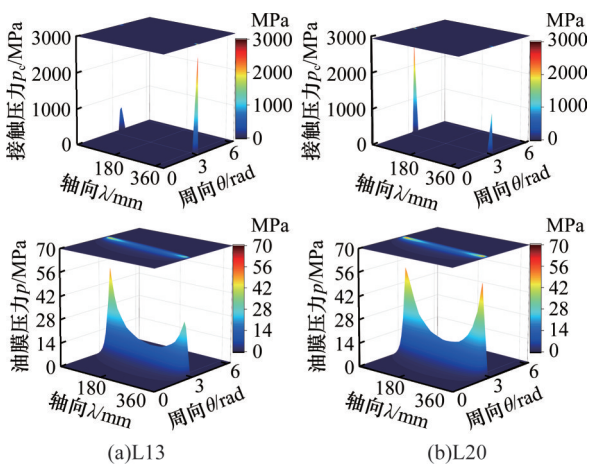


图28 低速级行星轮滑动轴承油膜压力、接触压力分布

Fig.28 Oil film pressure and contact pressure distribution of the 1st stage PGJB

扭矩的增大，油膜压力偏载加剧，主要原因是增大输入扭矩不仅会增大轴向力和齿轮啮合弯矩，还会增大滑动轴承弹性变形和弯矩，从而导致加剧轴颈和轴瓦的不对中情况（图28）。

图29所示为工况变化对滑动轴承接触风险的影响。从图中可知，在低、高工况区域，输入扭矩变化幅度小，滑动轴承接触风险分别稳定维持在较低、较高水平，无明显波动；在中工况区域，滑动轴承接触风险随输入扭矩的增大而大幅增加，反映出输入扭矩对滑动轴承接触风险起主导作用。L15～L17工况下，非扭载荷波动改变了行星轮系啮合状态，使滑动轴承接触压力降低，接触风险显

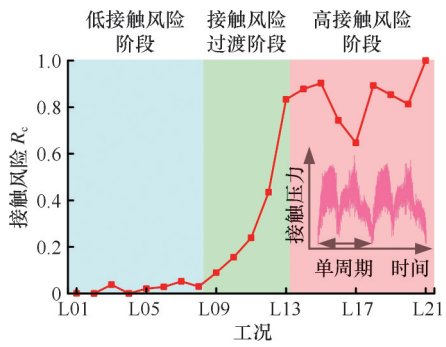


图29　低速级行星轮滑动轴承接触风险三阶段

Fig.29　Three-stage contact risk of the 1st stage PGJB

著下降，表明非扭载荷虽不占主导地位，但可改变滑动轴承润滑接触状态，会对接触风险产生影响。

图30所示为L13～L21高接触风险工况下的载荷组合（各维度载荷归一化至[−1，1]区间）。

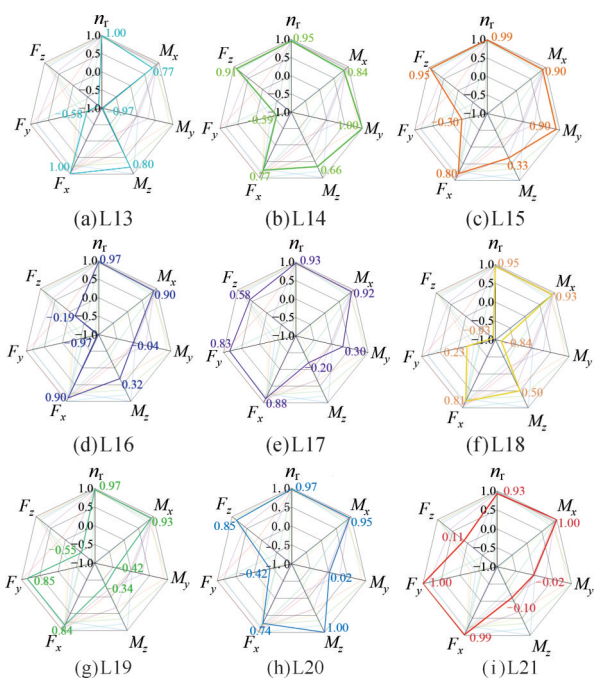


图30　滑动轴承在高接触风险工况下的载荷组合

Fig.30　Load combinations of journal bearing under high-contact-risk conditions

从图中可知，高接触风险工况中仅输入扭矩M_x、转子转速n_r、轴向力载荷F_x处于较高水平，其余载荷无明显变化。这主要原因是在整机发电机电磁转矩控制策略作用下，“风速-输入扭矩、转速”强相关，同时风速变化会显著改变轴向力，使“风速-轴向力”强相关。因此，为简化分析过程，后续重点分析不同的“输入扭矩、转速”组合对行星轮滑动轴承接触风险的影响。

如图31所示，当转速一定时，滑动轴承接触风险随输入扭矩增大而增加；当扭矩一定时，滑动轴承接触风险随转子转速增大而降低。但在较高输入扭矩与转速工况区间，当扭矩一定时，增大转速会增加接触风险，这主要是因为高工况下滑动轴承弹性变形与系统弹性变形较大，此时因转速变化引起的系统振动会影响滑动轴承润滑性能。

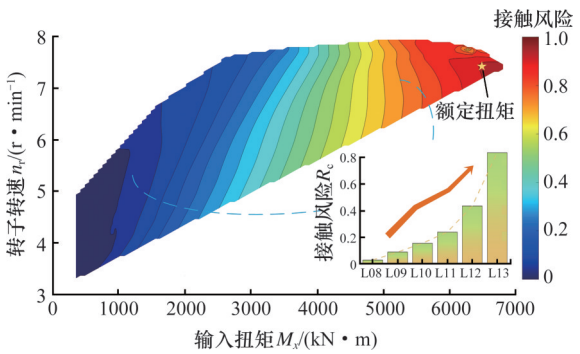


图31　低速级行星轮滑动轴承接触风险图

Fig.31　Contact risk diagram of the 1st stage PGJB

7　结论

以某型6 MW级风电机组传动链为研究对象，建立了计入行星轮滑动轴承支撑的风电机组传动链多柔体动力学模型并通过试验得到验证，提出了一种高效的包络抽样载荷谱计算方法，实现了载荷谱工况数量的大幅压缩，并分析了包络抽样载荷谱下工况变化对行星轮滑动轴承瞬态润滑接触的影响。主要结论如下：

1）提出的包络抽样载荷谱计算方法可以获得与LDD载荷谱等效载荷接近的载荷谱，且载荷分布与系统响应更接近原始载荷。

2）工况变化会显著影响传动链动态响应和滑动轴承接触风险。低工况下非扭载荷会加剧齿面偏载，滑动轴承接触风险较小；高工况下齿面偏载改善，系统振动加剧，滑动轴承接触风险较高。

3）输入扭矩、转速与轴向力之间强相关，均会显著影响滑动轴承润滑状态；当输入扭矩从20%增至80%时滑动轴承接触风险显著上升，当超过

80%时滑动轴承易出现全时段边缘接触。

参考文献：

[1] 朱才朝，张荣华，宋朝省，等. 大功率风机主轴滑动轴承研究现状及发展趋势[J]. 中国机械工程，2024，35(10)：1711-1721.
ZHU Caichao，ZHANG Ronghua，SONG Chaosheng，et al. Research Status and Development Trends of Large Wind Turbine Main Shaft Sliding Bearings[J]. China Mechanical Engineering，2024，35(10)：1711-1721.

[2] FEI Wenjun，TAN Jianjun，LI Hao，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.

[3] ZHANG Chunpeng，WEI Jing，WANG Feiming，et al. Dynamic Model and Load Sharing Performance of Planetary Gear System with Journal Bearing[J]. Mechanism and Machine Theory，2020，151：103898.

[4] TAN Jianjun，LI Hao，TANG Hao，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.

[5] 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.

[6] PARK Y J，LEE G H，SONG J S，et al. Characteristic Analysis of Wind Turbine Gearbox Considering Non-torque Loading[J]. Journal of Mechanical Design，2013，135(4)：044501.

[7] LI Z，TIAN X，WEN B，et al. Dynamic Performance Evaluation of Variable-speed Wind Turbine Transmission System in Non-stationary Conditions[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies，2024，12(3)：3133-3153.

[8] LI Z，WEN B，PENG Z，et al. Dynamic Modeling and Analysis of Wind Turbine Drivetrain Considering the Effects of Non-torque Loads[J]. Applied Mathematical Modelling，2020，83：146-168.

[9] SANDER D E，ALLMAIER H. Starting and Stopping Behavior of Worn Journal Bearings[J]. Tribology International，2018，127：478-488.

[10] SANDER D E，ALLMAIER H，PRIEBSCH H H，et al. Edge Loading and Running-in Wear in Dynamically Loaded Journal Bearings[J]. Tribology International，2015，92：395-403.

[11] BUTTERFIELD S，MUSIAL W，SCOTT G. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development[R]. Golden，CO：National Renewable Energy Laboratory(NREL)，2009.

[12] DOWNING S D，SOCIE D F. Simple Rainflow Counting Algorithms[J]. International Journal of Fatigue，1982，4(1)：31-40.

[13] NEJAD A R，GAO Z，MOAN T. On Long-term Fatigue Damage and Reliability Analysis of Gears under Wind Loads in Offshore Wind Turbine Drivetrains[J]. International Journal of Fatigue，2014，61：116-128.

[14] PREPARATA F P，HONG S J. Convex Hulls of Finite Sets of Points in Two and Three Dimensions[J]. Communications of the ACM，1977，20(2)：87-93.

[15] MCQUEEN J B. Some Methods of Classification and Analysis of Multivariate Observations[C]//5th Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probability. 1967：281-297.

[16] CHARRAD M，GHAZZALI N，BOITEAU V，et al. **NbClust**：an *R* Package for Determining the Relevant Number of Clusters in a Data Set[J]. Journal of Statistical Software，2014，61(6)：1-36.

[17] WU C，ZHENG L. An Average Reynolds Equation Lubrication with a Contact Factor[J]. Journal of Tribology，1989，111(1)：188-191.

[18] GUO Y，KELLER J，LaCAVA W. Planetary Gear Load Sharing of Wind Turbine Drivetrains Subjected to Non-torque Loads[J]. Wind Energy，2015，18(4)：757-768.

[19] 李浩，谭建军，朱才朝，等. 斜齿轮啮合弯矩对风电齿轮箱行星轮滑动轴承瞬态润滑性能影响分析[J]. 中国机械工程，2024，35(6)：1010-1022.
LI Hao，TAN Jianjun，ZHU Caichao，et al. Impact Analysis of Helical Gear Mesh Bending Moment on Planetary Gear Journal Bearings Transient Lubrication Performance in Wind Turbine Gearboxes[J]. China Mechanical Engineering，2024，35(6)：1010-1022.

[20] 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，1966，295：300-319.

[21] LI Hao，ZHU Caichao，TAN Jianjun，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.

[22] PUSTERHOFER M，SUMMER F，GÓDOR I，et al. Cumulative Damage Assessment of Tribological Durability Limits[J]. Wear，2020，456/457：203318.

[23] International Organization for Standardization. Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part 6：Calculation of Service Life under Variable Load：ISO 6336-6：2019[S]. Geneva：ISO/TC 60，Gears，2019.

[24] LI H，TAN J，FEI W，et al. Collaborative Optimization of Meshing and Lubrication for Planetary Gear-journal Bearing Integrated Structure in High Power Density Wind Turbine Drivetrains[J]. Renewable Energy，2025，255：123763.

（编辑　胡佳慧）

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。E-mail：202307131407@stu.cqu.edu.cn。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，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]. 中国机械工程，2026，37(11)：2725-2738.

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]. China Mechanical Engineering，2026，37(11)：2725-2738.