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

谭建军[1*] 廖 波[2] 李 浩[1] 张 豪[1] 朱才朝[1] 杜虹汗[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.中船海装风电有限公司,重庆,401123

摘要:以某型风电齿轮箱行星轮用滑动轴承支撑的行星轮系为研究对象,综合考虑行星轮瞬态变形、齿面承载接触和构件动态位移,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,分析了行星轮瞬态变形对行星轮系动态特性的影响。研究结果表明,在啮合力和油膜力共同作用下,行星轮会发生椭圆状变形,其局部振动响应与齿轮副啮频相关;行星轮瞬态变形能够缓解齿轮副啮合挤压程度,降低振动响应,改善系统均载,但过大的结构柔性会使齿轮副周期性地出现"接触-脱齿-接触"非线性啮合现象,易使齿面出现瞬时峰值载荷,增大疲劳失效风险。

关键词:风电齿轮箱;行星轮系;滑动轴承;行星轮柔性;动态特性
中图分类号:TM614
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.09.016 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Research on the Influence of Transient Planet Gear Deformation on Dynamic Characteristics of Planetary Gear Train System

TAN Jianjun[1*] LIAO Bo[2] LI Hao[1] ZHANG Hao[1] ZHU Caichao[1] DU Honghan[1]
1.State Key Laboratory of Mechanical Transmission for Advanced Equipment, Chongqing University, Chongqing, 400044
2.CSIC(Chongqing) Haizhuang Windpower Equipment Co., Ltd., Chongqing, 401123

Abstract: Focusing on a specific wind turbine gearbox with a planetary gear train supported by journal bearings, a multi-tooth transient 3D contact model was developed considering transient planet gear deformations, tooth surface contact loads, and dynamic component displacements. Taking the gear pair contact and the journal bearing support as interface coordination conditions to couple the components, a rigid-flexible coupled dynamics model of the planetary gear train system was established to analyze the influence of transient planet gear deformation on the dynamic characteristics of the planetary gear train. Results show that the planet gear exhibits elliptical deformation under the combined action of meshing forces and oil film force, with local vibration responses correlating with gear mesh frequencies. Transient planet gear deformation mitigates the tooth contact compression degree of the gear pair, suppresses vibration, and improves load distribution. However, excessive structural flexibility of the planet gear pair periodically causes a nonlinear "contact - loss - contact" meshing phenomenon, leading to transient peak tooth loads and elevating the risk of fatigue failure.

Key words: wind turbine gearbox; planetary gear train system; journal bearing; flexible planet gear; dynamic characteristics

0 引言

行星轮系具有功率密度高、结构紧凑等优点,被广泛应用于风电齿轮箱,其中行星轮常采用滚动轴承支撑。随着风电机组朝大型化发展,功率密度提高与成本控制的矛盾日益突出,部分风电齿轮箱制造商开始采用更具成本优势且结构简单的行星轮滑动轴承支撑方案[1-2]。然而,重载工况下齿轮副啮合力与滑动轴承油膜力的耦合作用易使行星轮产生变形,影响齿轮副啮合乃至系统性能,亟需研究行星轮瞬态变形对行星轮系动态特性的影响规律。

国内外学者对滑动轴承-转子系统的动态特性开展了广泛研究。MAJUMDAR等[3]采用一阶

收稿日期:2025-05-12
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);重庆市科技计划(CSTB2023NSCQ-BSX0015)

时变扰动法计算了滑动轴承线性刚度和阻尼系数。SAYED等[4]和EL-SAYED等[5]分别采用二阶、三阶时变扰动法分析了滑动轴承-转子系统动态特性。YANG等[6]采用有限差分法求解含表面波纹度的雷诺方程建立了非线性油膜力作用的转子系统动力学模型。KUMAR等[7]基于无限长轴承假设建立了刚性转子动力学模型。

滑动轴承在齿轮传动系统中的应用同样广泛。李浩等[8]建立了行星轮-滑动轴承系统瞬态摩擦动力学耦合模型，分析了啮合弯矩对行星轮滑动轴承瞬态润滑性能的影响。ZHANG等[9]研究了销轴误差对行星轮用滑动轴承支撑的行星轮系均载性能的影响，并进一步考虑推力轴承影响，推导了径向推力滑动轴承的耦合刚度-阻尼方程[10]。唐浩等[11]提出计入行星轮-销轴动态偏心量的滑动轴承附加偏心修正力计算方法，提高了建模精度。YANG等[12]考虑滑动轴承偏心率及其刚度-阻尼耦合效应，建立了滑动轴承支撑的人字齿行星轮系动力学模型。YIN等[13]和YANG等[14]采用2自由度刚度-阻尼系数构建了滑动轴承支撑的行星轮系动力学模型。朱雯慧等[15]研究了结构变形对行星轮滑动轴承润滑性能的影响。

重载工况下结构变形会通过改变轴承-轴、轴承-齿轮和齿轮-齿轮界面的接触状态，影响行星轮系动态特性。PARKER等[16]将内齿圈建模为连续弹性体，并将轴承支撑与齿轮啮合简化为线性刚度-阻尼，建立了行星轮系弹性-集中参数混合动力学模型，发现了内齿圈弯曲模态。FAN等[17]和GUAN等[18]分别基于壳理论和Timoshenko梁理论，建立了壳体/梁单元-集中参数混合动力学模型，分析了行星轮系动态特性。KAHRAMAN等[19]采用有限元法建立了行星轮系准静态模型，评估了内齿圈柔性对齿面应力的影响。谭建军等[20]基于Timoshenko梁理论离散传动轴，建立了风电传动链系统动力学模型，分析了系统固有特性。

尽管壳/梁单元理论已广泛应用于行星轮系动力学建模，但在处理复杂几何结构时仍存在精度局限。为此，PORTRON等[21]采用有限元法建立内齿圈柔性体模型，并将轴承支撑与齿轮副啮合简化为刚度-阻尼，建立了行星轮系动力学模型。GUILBERT等[22]将模态综合法引入行星轮系动力学建模，在提高模型精度的同时有效减少了系统自由度。谭建军等[23-24]采用模态综合法建立行星架和内齿圈柔性体模型，并建立了有限元-集中参数混合的行星轮系动力学模型，其中轴承支撑与齿轮副啮合仍简化为线性刚度-阻尼。

综上所述，现有行星轮系动力学模型常将行星轮简化为集中质量刚体并预设啮合刚度，虽然能提高计算效率，但难以满足高功率密度风电齿轮箱薄壁行星轮建模需求。本文以某型风电齿轮箱行星轮用滑动轴承支撑的行星轮系为研究对象，综合考虑行星轮瞬态变形、齿面承载接触和构件动态位移，提出一种多齿瞬态三维接触模型，其中滑动轴承被建模为分布式刚度-阻尼；然后基于子结构缩聚理论、梁单元法和集中参数法建立行星轮系刚柔耦合动力学模型；最后分析行星轮瞬态变形对行星轮系动态特性的影响。

1　滑动轴承支撑的行星轮系结构原理

图1为某型风电齿轮箱低速级行星轮系结构示意图，主要包括行星轮、太阳轮、内齿圈、轴承支撑等。其中，行星轮采用滑动轴承支撑（行星轮内孔作为轴承衬套，行星架销轴作为轴颈），其余部件则由滚动轴承支撑。通过行星轮与销轴的相对运动形成动压油膜，实现对行星轮支撑。表1和表2分别为齿轮和滑动轴承基本参数。

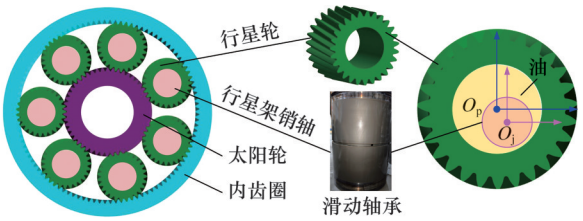


图1　滑动轴承支撑的行星轮系结构

Fig.1　Structure of planetary gear train system with plain bearings

表1　齿轮参数

Tab.1　Gear parameters

	太阳轮	行星轮	内齿圈
齿数	32	29	93
模数/mm	24		
螺旋角/(°)	5		
压力角/(°)	20		
有效齿宽/mm	500	500	500
数量	1	5	1

2　滑动轴承支撑的行星轮系动力学模型

2.1　坐标系定义

图2和图3分别为行星轮系和行星轮的坐标系定义。$OXYZ$为全局坐标系，原点固定于内齿圈(r)中心；$o_r x_r y_r z_r$和$o_s x_s y_s z_s$为全局坐标系，原点分别固定于内齿圈和太阳轮(s)中心；$o_{rfj} x_{rfj} y_{rfj} z_{rfj}$为

表2 滑动轴承参数

Tab.2 Plain bearing parameters

参数	值
半径/mm	150
半径间隙/μm	320
宽度/mm	500
50 ℃润滑油黏度/(Pa·s)	0.175
齿轮材料弹性模量/GPa	210
轴承材料弹性模量/GPa	105
齿轮材料泊松比	0.3
轴承材料泊松比	0.34

局部坐标系，固定于内齿圈第j个轮齿；$o_c x_c y_c z_c$和$o_{pi} x_{pi} y_{pi} z_{pi}$为局部坐标系，原点分别位于行星架(c)和第$i$个行星轮(p)中心；$o_{p,j} x_{p,j} y_{p,j} z_{p,j}$为局部坐标系，固定于行星轮轮缘第$j$个离散节点。

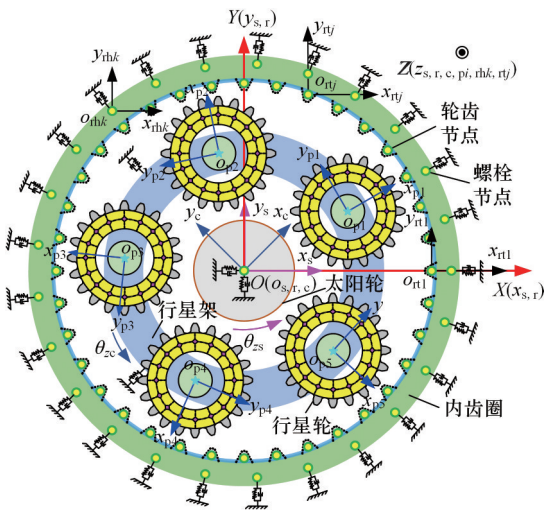


图2 行星轮系坐标系定义

Fig.2 Coordinate system definition of planetary gear train

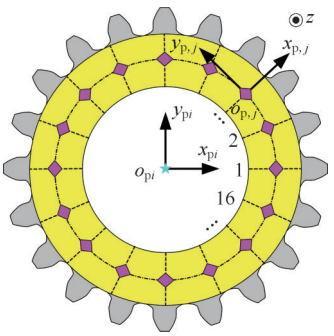
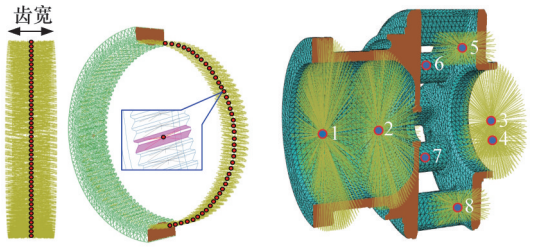


图3 行星轮轮缘离散节点坐标系定义

Fig.3 Coordinate system definition of discrete nodes on planetary gear annulus

2.2 柔性体建模

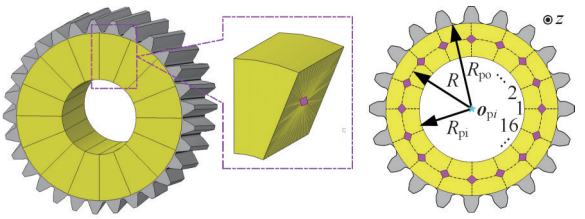
采用有限元子结构缩聚方法对内齿圈、行星架和行星轮进行建模，如图4和图5所示。在各构件关键传力区域布置主节点，如内齿圈主节点设置在啮合和螺栓连接处；行星架主节点设置在扭



(a)内齿圈 (b)行星架

图4 内齿圈与行星架主节点分布

Fig.4 Master node distribution of the ring gear and carrier



(a)主节点与从节点耦合 (b)主节点分布

图5 行星轮主节点分布

Fig.5 Master node distribution of the planetary gear

矩输入、轴承支撑及销轴连接处。将行星轮轮缘沿周向均布分割，并采用有限元缩聚方法将每一个离散轮缘三维结构两侧端面与主节点耦合，如图5所示。图中R_{pi}为内孔半径，R_{po}为齿根圆半径，R为轮缘半径，$R=(R_{pi}+R_{po})/2$。

通过柔性多点约束将主节点与界面从节点连接，采用Craig-Bampton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：

$$M_n\ddot{q}_n+K_nq_n=0 \tag{1}$$

式中：M_n、K_n分别为构件缩聚后的质量和刚度矩阵；q_n为构件缩聚后的位移矢量。

2.3 行星轮瞬态变形对啮合力和油膜力的影响

图6为行星轮受力示意图，主要承受太阳轮-行星轮啮合力F_{spi}、内齿圈-行星轮啮合力F_{rpi}和滑动轴承油膜力F_{JB}。在齿轮副啮合过程中，行星轮瞬态变形会改变轮齿空间位置，影响齿轮副啮合力，同时还会改变其内孔形状，影响滑动轴承油膜力。

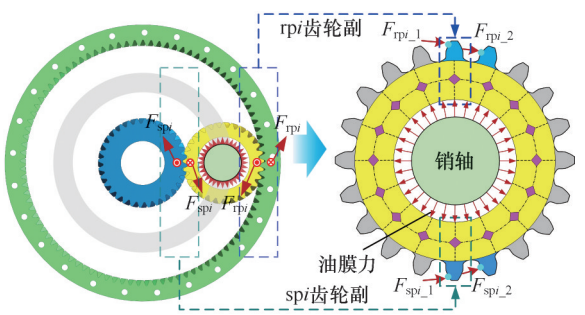


图6 行星轮受力分析

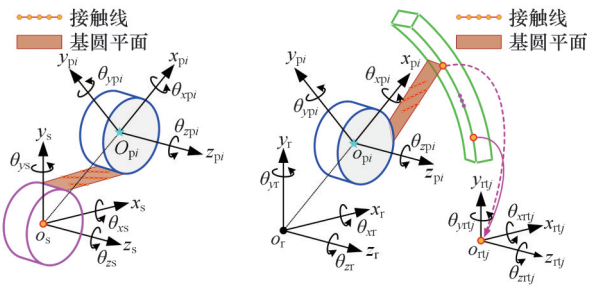
Fig.6 Force analysis of planetary gear

2.3.1　行星轮系多副-多齿-多点啮合

图7为行星轮多副-多齿-多点啮合示意图。通过将第i个行星轮、太阳轮、内齿圈第j个轮齿的振动位移分别投影至各自对应的齿轮副啮合轮齿接触线上的接触点，可得太阳轮-行星轮齿轮副中第l个接触点上的相对位移$\delta_{\mathrm{spi_}l}$、内齿圈-行星轮齿轮副中第l个接触点上的相对位移$\delta_{\mathrm{rpi_}l}$[23]：

$$\left.\begin{aligned}\delta_{\mathrm{spi_}l}=&[(\boldsymbol{u}_{\mathrm{s}}+\boldsymbol{\theta}_{\mathrm{s}}\times\boldsymbol{r}_{\mathrm{spi_s_}l})-(\boldsymbol{u}_{pi}+\boldsymbol{\theta}_{pi}\times\boldsymbol{r}_{\mathrm{spi_pi_}l})]\cdot\\&\boldsymbol{I}_{\mathrm{spi_v}}+\theta_{zc}R_{\mathrm{bs}}-e_{\mathrm{spi}}(M_l)\\\delta_{\mathrm{rpi_}l}=&\{(\boldsymbol{u}_{pi}+\boldsymbol{\theta}_{pi}\times\boldsymbol{r}_{\mathrm{rpi_pi_}l})-[\boldsymbol{u}_{\mathrm{rt}j}+\boldsymbol{\theta}_{\mathrm{rt}j}\times(\boldsymbol{r}_{\mathrm{rpi_rt}j_l}-\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}j})]\}\cdot\\&\boldsymbol{I}_{\mathrm{rpi_v}}+\theta_{zc}R_{\mathrm{br}}-e_{\mathrm{rpi}}(M_l)\end{aligned}\right\}\tag{2}$$

式中：R_{bs}、R_{br}分别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，$\boldsymbol{\theta}=(\theta_x,\theta_y,\theta_z)^{\mathrm{T}}$；$\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}j}$为内齿圈第$j$个轮齿节点在$o_{\mathrm{r}}x_{\mathrm{r}}y_{\mathrm{r}}z_{\mathrm{r}}$中的坐标，$\boldsymbol{X}_{\mathrm{r}j}=(x_{\mathrm{r}j},y_{\mathrm{r}j},z_{\mathrm{r}j})^{\mathrm{T}}$；$e$为静态传递误差，此处将静态传递误差设置为零；下标sp、rp分别表示太阳轮-行星轮齿轮副、内齿圈-行星轮齿轮副，i表示第i个行星轮。更多量符号解释详见文献[23]。



(a)太阳轮-行星轮啮合　　(b)内齿圈-行星轮啮合

图7　行星轮多副-多齿-多点啮合示意图

Fig.7　Schematic diagram of multi-pair - multi-tooth - multi-point meshing of planetary gear

图8所示为行星轮瞬态变形对齿轮副啮合相对位移的影响。假设齿轮副动态啮合力和滑动轴承油膜力等效作用于行星轮轮缘虚拟节点。定义虚拟节点m局部坐标系为$o_{\mathrm{pv},m}x_{\mathrm{pv},m}y_{\mathrm{pv},m}z_{\mathrm{pv},m}$，每个节点考虑6个自由度，其位移向量$\boldsymbol{X}_{\mathrm{pv},m}$为

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{pv},m}=(\underbrace{x_{\mathrm{pv},m},y_{\mathrm{pv},m},z_{\mathrm{pv},m}}_{x_{\mathrm{pv},m}},\underbrace{\theta_{x\mathrm{pv},m},\theta_{y\mathrm{pv},m},\theta_{z\mathrm{pv},m}}_{\theta_{\mathrm{pv},m}})^{\mathrm{T}}\tag{3}$$

基于位移叠加原理，可得行星轮轮缘虚拟节点m变形投影至齿轮副第k条接触线上第l个接触点的相对位移表达式：

$$\delta_{\mathrm{pv},m_lk}(M_l)=(\boldsymbol{x}_{\mathrm{pv},m}+\boldsymbol{\theta}_{\mathrm{pv},m}\times\boldsymbol{r}_{\mathrm{pv},m_lk})\boldsymbol{I}_{\mathrm{v}}\tag{4}$$

$$\boldsymbol{r}_{\mathrm{pv},m_lk}=(x_{\mathrm{pv},m_lk},y_{\mathrm{pv},m_lk},z_{\mathrm{pv},m_lk})^{\mathrm{T}}\tag{5}$$

其中，$\boldsymbol{I}_{\mathrm{v}}$为接触点的法向向量；$\boldsymbol{r}_{\mathrm{pv},m_lk}$为从$\boldsymbol{o}_{\mathrm{pv,m}}$到齿轮副第$k$条接触线上第$l$个接触点$M_l$的位移矢量。

结合式(2)～式(5)，可重新推导考虑行星轮瞬态变形的太阳轮/内齿圈-行星轮齿轮副第k条接触线上第l个接触点M_l的相对位移为

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{\mathrm{spi}}(M_l)=&\delta_{\mathrm{spi}}(M_l)+\delta_{\mathrm{pv},m_lk}(M_l)\\\sigma_{\mathrm{rpi}}(M_l)=&\delta_{\mathrm{rpi}}(M_l)+\delta_{\mathrm{pv},m_lk}(M_l)\end{aligned}\right\}\tag{6}$$

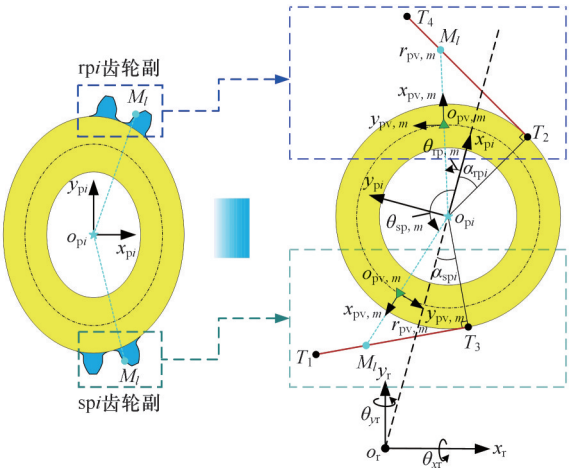


图8　行星轮瞬态变形对齿轮副啮合相对位移的影响

Fig.8　Impact of transient planetary gear deformation on the relative displacement of meshing gear pairs

考虑行星轮系内/外啮合副多齿动态啮合过程，同时计入行星轮瞬态变形对轮齿接触点相对位移的影响，基于准静态的齿轮轮齿承载接触分析，建立了适用于多副-多齿-多点啮合的动态承载接触分析模型，如图9所示。该模型考虑了行星轮瞬态变形、多副-多齿-多点接触力与系统振动位移之间的耦合关系。为了简化动力学建模流程，忽略弹性变形对齿轮副重合度的动态影响，将重合度考虑为定值。当各轮齿接触点静态传递误差已知，且忽略轮齿表面摩擦时，行星轮系多副-多齿-多点的变形协调条件为[23]

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{C}_{\mathrm{bf}}^{\mathrm{sp}}&\\&\boldsymbol{C}_{\mathrm{bf}}^{\mathrm{rp}}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{F}_{\mathrm{sp}}\\\boldsymbol{F}_{\mathrm{rp}}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\boldsymbol{u}_{\mathrm{c,sp}}\\\boldsymbol{u}_{\mathrm{c,rp}}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\boldsymbol{Y}_{\mathrm{sp}}\\\boldsymbol{Y}_{\mathrm{rp}}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{\delta}_{\mathrm{sp}}\\\boldsymbol{\delta}_{\mathrm{rp}}\end{bmatrix}-\begin{bmatrix}\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathrm{sp}}\\\boldsymbol{\varepsilon}_{\mathrm{rp}}\end{bmatrix}\tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{C}_{\mathrm{bf}}$、$\boldsymbol{F}$、$\boldsymbol{u}$、$\boldsymbol{Y}$和$\boldsymbol{\delta}$分别为潜在接触点全局柔度矩阵、载荷向量、接触变形向量、剩余间隙向量和齿轮副相对位移向量(式(6))；$\boldsymbol{\varepsilon}$为潜在接触点初始间隙向量；$\boldsymbol{C}_{\mathrm{bf}}$和$\boldsymbol{u}_{\mathrm{c}}$详见文献[25-26]。

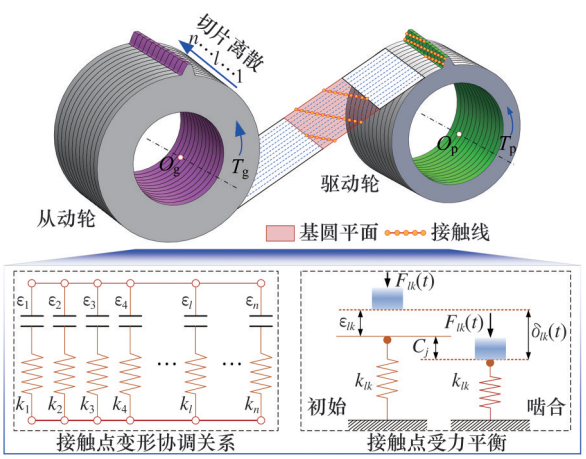


图9　斜齿轮齿面接触示意图

Fig.9　Schematic diagram of the helical gear tooth contact

2.3.2 行星轮滑动轴承

图10为滑动轴承坐标系定义，其油膜厚度主要受行星轮与行星架销轴之间的相对位移影响，可表示为

$$h(\theta,z,t)=c+\underbrace{x(t)\sin\theta-y(t)\cos\theta}_{h_o}+\underbrace{(\frac{l}{2}-z)(\theta_x(t)\cos\theta+\theta_y(t)\sin\theta)}_{h_m} \tag{8}$$

式中：h_o为行星轮与行星架销轴之间的相对平动位移引起的膜厚变化；h_m为行星轮与行星架销轴之间的相对转动位移引起的膜厚变化；c为半径间隙；θ为位置角；z为轴向坐标；t为时间；$x(t)$、$y(t)$分别为销轴相对于行星轮的平动位移；$\theta_x(t)$、$\theta_y(t)$分别为销轴相对于行星轮的转动位移；l为轴承宽度。

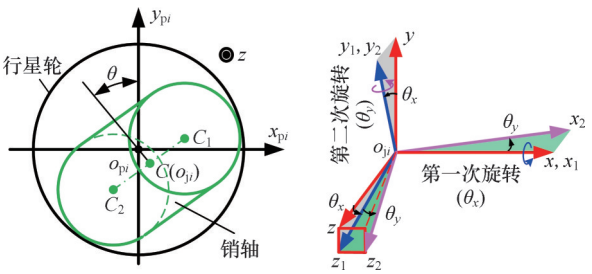


图10 滑动轴承坐标系定义

Fig.10 Coordinate system definition of plain bearing

基于滑动轴承膜厚分布，采用有限差分法求解平均流雷诺方程[27]，计算油膜压力：

$$\frac{\partial}{R_{ji}\partial\theta}(\phi_\theta\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p_h}{R_{ji}\partial\theta})+\frac{\partial}{\partial z}(\phi_z\frac{h^3}{\eta}\frac{\partial p_h}{\partial z})=6u_s\phi_c\frac{\partial h}{R_{ji}\partial\theta}+6u_s\sigma\frac{\partial\phi_s}{R_{ji}\partial\theta}+12\phi_c\frac{\partial h}{\partial t} \tag{9}$$

式中：R_{ji}为滑动轴承半径；η为润滑油黏度；u_s为界面线速度；ϕ_θ、ϕ_z分别为圆周和轴向流量因子；ϕ_s为剪切流因子；ϕ_c为接触因子；σ为综合粗糙度；p_h为油膜压力。

由于斜齿轮啮合刚度波动程度小且大功率风电齿轮箱行星轮数量多，若直接采用非线性油膜力将行星轮与行星架销轴进行耦合，计算成本极高，因此，本文将滑动轴承等效建模为线性刚度-阻尼，并采用线性扰动法求解其刚度和阻尼系数[28]，如下所示：

$$\begin{bmatrix}k_{xx}&k_{xy}&k_{x\theta_x}&k_{x\theta_y}\\k_{yx}&k_{yy}&k_{y\theta_x}&k_{y\theta_y}\\k_{\theta_x x}&k_{\theta_x y}&k_{\theta_x\theta_x}&k_{\theta_x\theta_y}\\k_{\theta_y x}&k_{\theta_y y}&k_{\theta_y\theta_x}&k_{\theta_y\theta_y}\end{bmatrix}=\int_0^{2\pi}\int_0^l\begin{bmatrix}-\sin\theta\\\cos\theta\\(z-\frac{l}{2})\cos\theta\\(z-\frac{l}{2})\sin\theta\end{bmatrix}[\,p_x\quad p_y\quad p_{\theta_x}\quad p_{\theta_y}\,]\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \tag{10}$$

$$\begin{bmatrix}c_{xx}&c_{xy}&c_{x\theta_x}&c_{x\theta_y}\\c_{yx}&c_{yy}&c_{y\theta_x}&c_{y\theta_y}\\c_{\theta_x x}&c_{\theta_x y}&c_{\theta_x\theta_x}&c_{\theta_x\theta_y}\\c_{\theta_y x}&c_{\theta_y y}&c_{\theta_y\theta_x}&c_{\theta_y\theta_y}\end{bmatrix}=\int_0^{2\pi}\int_0^l\begin{bmatrix}-\sin\theta\\\cos\theta\\(z-\frac{l}{2})\cos\theta\\(z-\frac{l}{2})\sin\theta\end{bmatrix}[\,p_{\dot{x}}\quad p_{\dot{y}}\quad p_{\dot{\theta}_x}\quad p_{\dot{\theta}_y}\,]\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \tag{11}$$

2.4 啮合力和油膜力对行星轮瞬态变形的反馈影响

2.4.1 对多副-多齿-多点啮合的反馈影响

图11为行星轮齿面接触力到轮缘虚拟节点的等效转换示意图。当已知齿轮副第k条接触线上第l个接触点的接触力F_{lk}时，基于下式可得到作用在虚拟节点上的力$\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau i_lk}$和力矩$\boldsymbol{M}_{\mathrm{pv},\tau i_lk}$：

$$[\,\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau i_lk}\quad\boldsymbol{M}_{\mathrm{pv},\tau i_lk}\,]^{\mathrm{T}}=[\,\boldsymbol{A}_{\tau i_lk}\boldsymbol{F}_{\tau i_lk}\quad\boldsymbol{r}_{\mathrm{pv},m_lk}\times(\boldsymbol{A}_{\tau i_lk}\boldsymbol{F}_{\tau i_lk})\,]^{\mathrm{T}} \tag{12}$$

式中：下标τ表示sp、rp；$F_{\tau i_lk}$为第k条接触线上第l个接触点的接触力；$\boldsymbol{A}_{\tau i_lk}$为旋转矩阵，目的是将齿面接触力$\boldsymbol{F}_{\tau i_lk}$转换至行星轮轮缘虚拟节点。

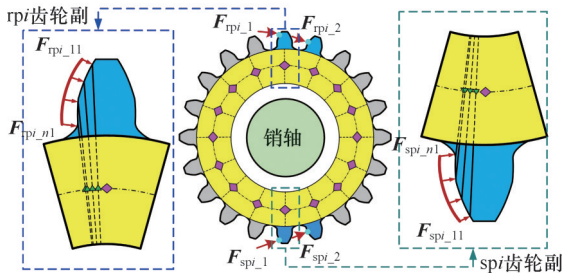


图11 行星轮齿面接触力到轮缘虚拟节点的转换示意图

Fig.11 Transformation schematic diagram of planetary gear tooth surface loads to virtual nodes on planetary gear annulus

需要注意的是，在齿轮副啮合过程中，由于接触线沿齿面连续移动，因此与接触力对应的轮缘虚拟节点并不一定与离散节点重合。

根据式(12)可得，所有的太阳轮/内齿圈-行星轮齿轮副轮齿接触力等效作用在行星轮轮缘虚拟节点上的激振力矩阵，可表示为

$$\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau}=[\,\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau1_1}\ \cdots\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau1_k}\ \cdots\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau1_\mathrm{ceil}(\xi_\tau)}\ \cdots\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau N_{\mathrm{pp}}_1}\ \cdots\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau N_{\mathrm{pp}}_k}\ \cdots\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau N_{\mathrm{pp}}_\mathrm{ceil}(\xi_\tau)}\,]^{\mathrm{T}} \tag{13}$$

$$\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv},\tau i_k}=[\,F_{\tau i_1k}\ \cdots\ F_{\tau i_lk}\ \cdots\ F_{\tau i_nk}\,]^{\mathrm{T}} \tag{14}$$

式中：N_{pp}为轮缘离散节点数量。

当接触点位置已知时，可以直接定位行星轮轮缘虚拟节点的位置，因此为了简化描述，将式(13)中下标“lk”替换为“m”，即$\boldsymbol{F}_{\mathrm{pv}_\tau i_m}$和$\boldsymbol{M}_{\mathrm{pv}_\tau i_m}$。

2.4.2 对滑动轴承的反馈影响

图12为滑动轴承油膜力到行星轮轮缘虚拟

节点的等效转换示意图。油膜力主要作用在行星轮内孔的法向，因此可以快速获得作用在虚拟节点上的径向力 $\boldsymbol{F}_{\mathrm{JB},m}$ 和力矩 $\boldsymbol{M}_{\mathrm{JB},m}$：

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{JB},m}&=[\,F_{x,m}\quad 0\quad 0\,]^{\mathrm{T}}\\ \boldsymbol{M}_{\mathrm{JB},m}&=[\,0\quad M_{y,m}\quad 0\,]^{\mathrm{T}}\end{aligned}\right\}\tag{15}$$

$$F_{x,m}=\sum_{l=1}^{N_l}F_{x,(m,l)}\tag{16}$$

$$M_{y,m}=\sum_{l=1}^{N_l}z_lF_{x,(m,l)}\tag{17}$$

式中：z_l 为滑动轴承沿轴向的节点位置；N_l 为轴向油膜网格数量。

由于在求解油膜力时，其离散的油膜网格数量远大于轮缘离散节点数量，因此与油膜力对应的轮缘虚拟节点并不一定与离散节点重合。

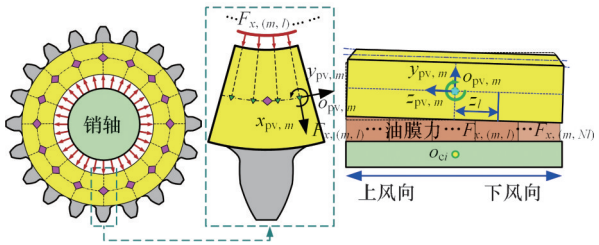


图 12　滑动轴承油膜力到轮缘虚拟节点的转换示意图

Fig.12　Transformation schematic diagram of plain bearing film forces to virtual nodes on planetary gear annulus

2.5　虚拟节点和离散节点之间的转换

2.5.1　作用在行星轮离散节点上的载荷

为了将行星轮轮缘虚拟节点载荷等效分解到相应的离散节点上，引入载荷分布系数，如图 13 所示，可得离散节点载荷表达式为

$$\begin{bmatrix}F_{\mathrm{p},j}\\ F_{\mathrm{p},j+1}\end{bmatrix}=\boldsymbol{N}(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)},\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})F_{\mathrm{pv},m}\tag{18}$$

$$F_{\mathrm{pv},m}=\begin{bmatrix}F_{\mathrm{JB},m}+F_{\mathrm{pv},ri_m}\\ \boldsymbol{M}_{\mathrm{JB},m}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{pv},ri_m}\end{bmatrix}\tag{19}$$

式中：$F_{\mathrm{p},j}$、$F_{\mathrm{p},j+1}$ 分别为作用在轮缘第 j 个和第 $j+1$ 个离散节点上的载荷；$\boldsymbol{N}$ 为载荷分布系数矩阵；$F_{\mathrm{pv},m}$ 为作用在虚拟节点 m 上的载荷，包括油膜力和齿面接触力。

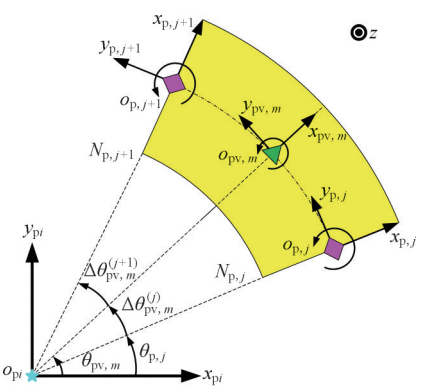


图 13　行星轮轮缘离散节点与虚拟节点的转换关系

Fig.13　Transformation between discrete nodes and virtual nodes on planetary gear annulus

载荷分布系数矩阵 $\boldsymbol{N}$ 可表示为

$$\boldsymbol{N}(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)},\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})=\begin{bmatrix}\boldsymbol{N}_{\mathrm{p},j}(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)},\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)}) & 0\\ 0 & \boldsymbol{N}_{\mathrm{p},j+1}(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)},\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})\end{bmatrix}\tag{20}$$

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{N}_{\mathrm{p},j+1}(\theta_1,\theta_2)&=\mathrm{diag}(\Lambda_{j+1}^{x},\Lambda_{j+1}^{y},\Lambda_{j+1}^{z},\Lambda_{j+1}^{\theta x},\Lambda_{j+1}^{\theta y},\Lambda_{j+1}^{\theta z})\\ \boldsymbol{N}_{\mathrm{p},j}(\theta_1,\theta_2)&=\mathrm{diag}(\Lambda_{j}^{x},\Lambda_{j}^{y},\Lambda_{j}^{z},\Lambda_{j}^{\theta x},\Lambda_{j}^{\theta y},\Lambda_{j}^{\theta z})\end{aligned}\right\}\tag{21}$$

$$\left.\begin{aligned}\Lambda_{j+1}^{x,y,\theta x,\theta y}&=\frac{\sin\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)}}{\sin(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)}+\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})}\\ \Lambda_{j}^{x,y,\theta x,\theta y}&=\cos\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)}-\frac{\sin\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)}}{\sin(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)}+\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})}\cos(\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j+1)}+\theta_{\mathrm{pv},m}^{(j)})\end{aligned}\right\}\tag{22}$$

将所有作用在行星轮轮缘离散节点的载荷相加，可计算行星轮瞬态变形，如下所示：

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{X}_{\mathrm{p},1}\\ \vdots\\ \boldsymbol{X}_{\mathrm{p},j}\\ \vdots\\ \boldsymbol{X}_{\mathrm{p},N_{\mathrm{pn}}}\end{bmatrix}=\boldsymbol{K}_{\mathrm{p}}^{-1}\begin{bmatrix}\sum_{m=1}^{N_1}(\boldsymbol{F}_{\mathrm{p},1})_m\\ \vdots\\ \sum_{m=1}^{N_j}(\boldsymbol{F}_{\mathrm{p},j})_m\\ \vdots\\ \sum_{m=1}^{N_{\mathrm{pn}}}(\boldsymbol{F}_{\mathrm{p},N_{\mathrm{pn}}})_m\end{bmatrix}\tag{23}$$

式中：$\boldsymbol{X}_{\mathrm{p},j}$ 为轮缘第 j 个离散节点的振动位移矢量；$\boldsymbol{K}_{\mathrm{p}}$ 为轮缘所有离散节点的刚度矩阵；N_j 为虚拟节点分解力数量；N_{pn} 为轮缘离散节点数量。

2.5.2　行星轮虚拟节点变形计算

为了建立行星轮瞬态变形与啮合力、油膜力之间的相互作用，需要将行星轮轮缘离散节点变形转换至虚拟节点。本文采用插值方法实现上述转换过程：

$$\boldsymbol{X}_{\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})=\begin{bmatrix}x_{\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\\ y_{\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\\ z_{\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\\ \theta_{x\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\\ \theta_{y\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\\ \theta_{z\mathrm{pv},m}(\theta_{\mathrm{pv},m})\end{bmatrix}=$$

$$f((\theta_{\mathrm{p},1},\boldsymbol{X}_{\mathrm{p},1}),\cdots,(\theta_{\mathrm{p},j},\boldsymbol{X}_{\mathrm{p},j}),\cdots,(\theta_{\mathrm{p},N_{\mathrm{pn}}},\boldsymbol{X}_{\mathrm{p},N_{\mathrm{pn}}}),\theta_{\mathrm{pv},m})\tag{24}$$

其中，$\theta_{\mathrm{pv},m}$ 为与虚拟节点 m 对应的圆周角（图 13）。$f(\cdot)$ 选用三次样条插值[29]。

2.6　行星轮受力平衡方程

采用集中参数法建立行星轮受力平衡方程：

$$\left.\begin{aligned}m_{pi}\ddot{x}_{pi}&=\gamma_{\mathrm{JB}_Fx}+F_{pix_spi}+F_{pix_rpi}\\ m_{pi}\ddot{y}_{pi}&=\gamma_{\mathrm{JB}_Fy}+F_{piy_spi}+F_{piy_rpi}\\ m_{pi}\ddot{z}_{pi}&=-F_{zcpi}+F_{piz_spi}+F_{piz_rpi}\\ I_{xpi}\ddot{\theta}_{xpi}&=\gamma_{\mathrm{JB}_Mx}+M_{pi\theta x_spi}+M_{pi\theta x_rpi}\\ I_{ypi}\ddot{\theta}_{ypi}&=\gamma_{\mathrm{JB}_My}+M_{pi\theta y_spi}+M_{pi\theta y_rpi}\\ I_{zpi}\ddot{\theta}_{zpi}&=M_{pi\theta z_spi}+M_{pi\theta z_rpi}\end{aligned}\right\}\tag{25}$$

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{pi_ti}}&=-\sum_{k=1}^{ceil(\xi_r)}\sum_{l=1}^{n}(F_{\mathrm{ti_}lk}\boldsymbol{V}_{\mathrm{pi_ti_}lk})\\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{pi_ti}}&=(F_{\mathrm{pix_ti}},F_{\mathrm{piy_ti}},F_{\mathrm{piz_ti}},M_{\mathrm{pi\theta x_ti}},M_{\mathrm{pi\theta y_ti}},M_{\mathrm{pi\theta z_ti}})^{\mathrm{T}}\end{aligned}\right\}\tag{26}$$

式中：$\boldsymbol{V}_{\mathrm{pi_ti_}lk}$为第$k$条接触线上第$l$个接触点的接触力在坐标系$o_{\mathrm{pi}}x_{\mathrm{pi}}y_{\mathrm{pi}}z_{\mathrm{pi}}$中的投影。

由式(10)和式(11)可知，滑动轴承刚度和阻尼矩阵通过对扰动压力进行积分而获得，因此油膜力$\boldsymbol{\gamma}_{\mathrm{JB}}$可通过以下两种方法计算。

1)刚性滑动轴承(RPGJB)。如图14a所示，根据式(10)和式(11)可得到总的等效刚度矩阵$\boldsymbol{k}_{\mathrm{oil}}$和阻尼矩阵$\boldsymbol{C}_{\mathrm{oil}}$，油膜力可通过下式计算：

$$\begin{bmatrix}\gamma_{\mathrm{JB}_{Fx}}\\ \gamma_{\mathrm{JB}_{Fy}}\\ \gamma_{\mathrm{JB}_{Mx}}\\ \gamma_{\mathrm{JB}_{My}}\end{bmatrix}=\underbrace{\begin{bmatrix}k_{xx}&k_{xy}&k_{x\theta_x}&k_{x\theta_y}\\ k_{yx}&k_{yy}&k_{y\theta_x}&k_{y\theta_y}\\ k_{\theta_x x}&k_{\theta_x y}&k_{\theta_x\theta_x}&k_{\theta_x\theta_y}\\ k_{\theta_y x}&k_{\theta_y y}&k_{\theta_y\theta_x}&k_{\theta_y\theta_y}\end{bmatrix}}_{\boldsymbol{k}_{\mathrm{oil}}}\underbrace{\begin{bmatrix}\Delta x-e_x\\ \Delta y-e_y\\ \Delta\theta_x-e_{\theta_x}\\ \Delta\theta_y-e_{\theta_y}\end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\Delta}_{\mathrm{oil}}}+$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix}c_{xx}&c_{xy}&c_{x\theta_x}&c_{x\theta_y}\\ c_{yx}&c_{yy}&c_{y\theta_x}&c_{y\theta_y}\\ c_{\theta_x x}&c_{\theta_x y}&c_{\theta_x\theta_x}&c_{\theta_x\theta_y}\\ c_{\theta_y x}&c_{\theta_y y}&c_{\theta_y\theta_x}&c_{\theta_y\theta_y}\end{bmatrix}}_{\boldsymbol{C}_{\mathrm{oil}}}\underbrace{\begin{bmatrix}\Delta\dot{x}-\dot{e}_x\\ \Delta\dot{y}-\dot{e}_y\\ \Delta\dot{\theta}_x-\dot{e}_{\theta_x}\\ \Delta\dot{\theta}_y-\dot{e}_{\theta_y}\end{bmatrix}}_{\dot{\boldsymbol{\Delta}}_{\mathrm{oil}}}\tag{27}$$

2)柔性滑动轴承(FPGJB)。如图14b所示，通过沿宽度方向积分，获得中间截面沿圆周方向第j个节点的分布式法向刚度矩阵$\boldsymbol{k}_{\mathrm{oil_}j}$和法向阻尼矩阵$\boldsymbol{c}_{\mathrm{oil_}j}$；然后根据该节点行星架销轴与行星轮之间的相对位移$\Delta_{\mathrm{oil_}j}$，计算中间截面沿圆周方向第$j$个节点的径向力和力矩；最后沿圆周方向积分，并分别沿x_{pi}轴和y_{pi}轴投影，可得与刚性滑动轴承等效的油膜力，如下所示：

$$\begin{bmatrix}\gamma_{\mathrm{JB_}Fx}\\ \gamma_{\mathrm{JB_}Fy}\\ \gamma_{\mathrm{JB_}Mx}\\ \gamma_{\mathrm{JB_}My}\end{bmatrix}=T(\theta)\int_0^{2\pi}T(\theta)\cdot$$

$$\left(\underbrace{\begin{bmatrix}-q_{11}\sin\theta&-q_{12}\sin\theta&-q_{13}\sin\theta&-q_{14}\sin\theta\\ q_{21}\cos\theta&q_{22}\cos\theta&q_{23}\cos\theta&q_{24}\cos\theta\\ q_{31}\cos\theta&q_{32}\cos\theta&q_{33}\cos\theta&q_{34}\cos\theta\\ q_{41}\sin\theta&q_{42}\sin\theta&q_{43}\sin\theta&q_{44}\sin\theta\end{bmatrix}}_{\boldsymbol{k}_{\mathrm{oil_}j}}\cdot\right.$$

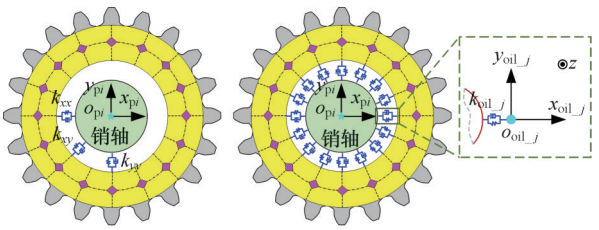
$$\left.\underbrace{\begin{bmatrix}\Delta x_\theta-e_{x_\theta}\\ \Delta y_\theta-e_{y_\theta}\\ \Delta\theta_{x\theta}-e_{\theta_{x\theta}}\\ \Delta\theta_{y\theta}-e_{\theta_{y\theta}}\end{bmatrix}}_{\Delta_{\mathrm{oil_}j}}+\right.$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix}-p_{11}\sin\theta&-p_{12}\sin\theta&-p_{13}\sin\theta&-p_{14}\sin\theta\\ p_{21}\cos\theta&p_{22}\cos\theta&p_{23}\cos\theta&p_{24}\cos\theta\\ p_{31}\cos\theta&p_{32}\cos\theta&p_{33}\cos\theta&p_{34}\cos\theta\\ p_{41}\sin\theta&p_{42}\sin\theta&p_{43}\sin\theta&p_{44}\sin\theta\end{bmatrix}}_{\boldsymbol{c}_{\mathrm{oil_}j}}\cdot$$

$$\left.\begin{bmatrix}\Delta\dot{x}_\theta-\dot{e}_{x_\theta}\\ \Delta\dot{y}_\theta-\dot{e}_{y_\theta}\\ \Delta\dot{\theta}_{x\theta}-\dot{e}_{\theta_{x\theta}}\\ \Delta\dot{\theta}_{y\theta}-\dot{e}_{\theta_{y\theta}}\end{bmatrix}\right)r\mathrm{d}\theta\tag{28}$$

式中：$e_x(e_{\theta_x})$、$e_y(e_{\theta_y})$为行星轮平衡位置；q、p分别为式(10)和式(11)中相应行(或列)元素沿宽度方向积分；$T(\theta)$为从行星轮中间截面沿圆周第j个节点坐标系$o_{\mathrm{oil_}j}x_{\mathrm{oil_}j}y_{\mathrm{oil_}j}z_{\mathrm{oil_}j}$到$x_{\mathrm{pi}}$轴和$y_{\mathrm{pi}}$轴的变换矩阵。

行星轮轴向运动受推力轴承的限制，不是此处研究重点，本文将其简化为1×10^{11}N/m的线性弹簧支撑。



(a)刚性滑动轴承　　(b)柔性滑动轴承

图14　销轴与行星轮之间的等效刚度-阻尼连接示意图

Fig.14　Schematic diagram of the equivalent stiffness-damping connection between carrier pin and planetary gear

2.7　系统模型

根据行星架、内齿圈、行星轮和太阳轴的自由度及其耦合关系，定义系统广义位移矢量[23]为

$$\boldsymbol{X}=[\underbrace{\boldsymbol{X}_{\mathrm{c1}}^{\mathrm{T}}\cdots\boldsymbol{X}_{\mathrm{cN_c}}^{\mathrm{T}}}_{\text{行星架}}\underbrace{\boldsymbol{X}_{\mathrm{r1}}^{\mathrm{T}}\cdots\boldsymbol{X}_{\mathrm{rN_r}}^{\mathrm{T}}}_{\text{内齿圈}}\underbrace{\boldsymbol{X}_{\mathrm{p1}}^{\mathrm{T}}\cdots\boldsymbol{X}_{\mathrm{pN_p}}^{\mathrm{T}}}_{\text{行星轮}}\underbrace{\boldsymbol{X}_{\mathrm{s1}}^{\mathrm{T}}\cdots\boldsymbol{X}_{\mathrm{sN_s}}^{\mathrm{T}}}_{\text{太阳轮轴}}]^{\mathrm{T}}\tag{29}$$

根据式(29)，将所有构件运动方程依序组装成系统方程，其中各构件通过轴承支撑和齿轮啮合进行耦合，建立行星轮系动力学模型：

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{X}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{X}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{X}=\boldsymbol{F}_{\mathrm{m}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{JB}}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{in}}(t)+\boldsymbol{F}_{\mathrm{out}}(t)\tag{30}$$

式中：$\boldsymbol{M}$、$\boldsymbol{K}$和$\boldsymbol{C}$分别为系统质量、刚度和阻尼矩阵；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{m}}$为啮合力向量；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{JB}}$为油膜力向量；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{in}}$为输入扭矩向量；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{out}}$为负载向量。

3　系统模型求解方案

图15为行星轮系动力学模型迭代求解方案，具体步骤如下。

1)初始化。基于初始设计/仿真参数以及行星轮转角，预先确定内齿圈和行星轮参与啮合的轮齿序号和接触线位置；预先计算给定工况下滑动轴承刚度和阻尼矩阵、平衡位置。

2)初始计算。基于各构件初始位移和速度矢量，通过式(6)确定未考虑行星轮瞬态变形时所有潜在接触点的初始相对位移$\delta_{\mathrm{d}t+\Delta t(k)}$。同时，根

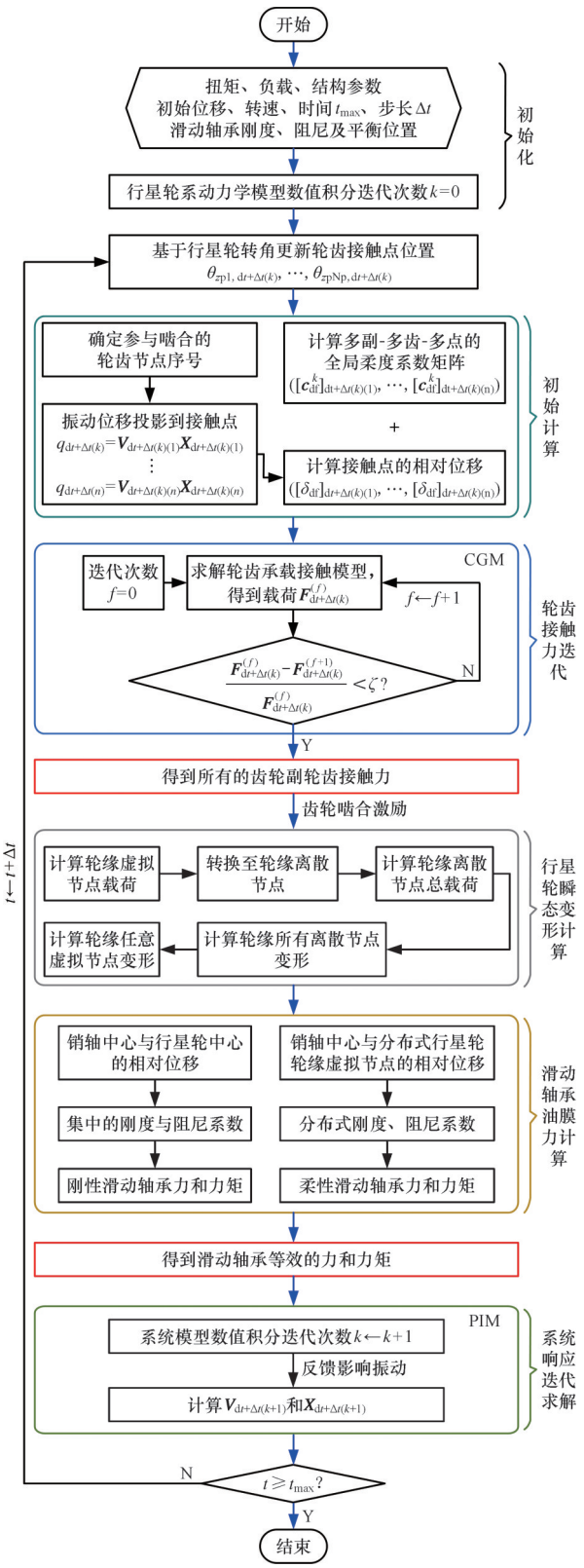


图 15　系统模型求解方案

Fig.15　System model solution scheme

据行星轮转角，计算接触点全局柔度系数矩阵。

3）轮齿接触力迭代。采用共轭梯度法（CGM）[30]求解式（7），识别有效接触点并迭代接触力$F_{\tau i_lk}$，直到接触力为正；当连续迭代步之间的接触力差异小于设定容差时，即接触力收敛[31]。

4）行星轮瞬态变形计算。基于式（12）计算行星轮轮缘虚拟节点的力和力矩，通过式（18）将其分配到对应的离散节点；然后通过式（23）计算轮缘离散节点变形；最后，基于式（24）对虚拟节点变形进行插值，得到轮缘任意位置处变形。

5）滑动轴承油膜力计算。根据行星轮瞬态变形、滑动轴承刚度和阻尼矩阵及其平衡位置，分别采用式（27）和式（28）计算油膜力。

6）系统响应迭代求解。基于步骤3）计算得到的轮齿接触力和步骤5）计算得到的油膜力，采用精细积分法（PIM）[32]求解式（30），得到下一个时间步的振动位移、振动速度和行星轮轮缘离散节点变形。循环迭代步骤2）～步骤6），直到时间终止。PIM仿真步长设定为10^{-6} s，滑动轴承收敛容差设定为$\eta=10^{-5}$，共轭梯度法（CGM）的收敛容差设置为10^{-10}，接触力的收敛容差设为$\zeta=10^{-15}$。

4　结果与讨论

4.1　模型验证

图16所示为行星轮缩聚模型和有限元模型计算结果对比，其中ND为刚性行星轮，FEM为有限元模型，PM为本文模型。在额定工况下（输入扭矩4×10^{6} N·m），直接通过受力分解计算作用在行星轮上的啮合力；然后，在行星轮有限元模型和缩聚模型中，将这些力分别施加到行星轮轮缘离散节点9和节点1上，同时节点2～8直接施加刚度约束（1×10^{12} N/m）。从图中可知，缩聚模型和有限元模型均可以计算得到行星轮椭圆状变形，且两者吻合度较高。行星轮系模型验证见文献[23]。

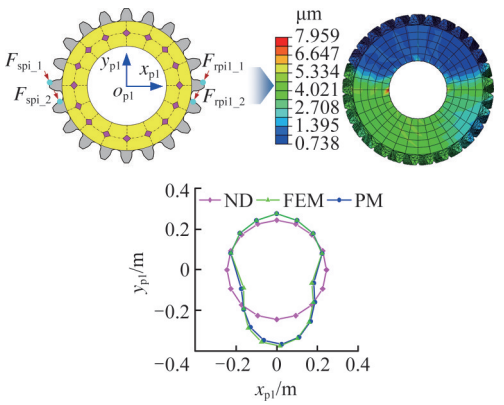


图 16　行星轮瞬态变形对比

Fig.16　Comparisons of transient planetary gear deformation

4.2　系统耦合特性

在额定工况下（输入扭矩4×10^{6} N·m和输入转速2 rad/s），分析了行星轮轮缘离散节点振动

位移，分别如图17和图18所示。如图17a所示，轮缘离散节点1沿$x_{p,1}$轴和$y_{p,1}$轴的振动位移为负，主要原因是内齿圈-行星轮齿轮副动态啮合力在该节点处$x_{p,1}$轴和$y_{p,1}$轴方向上的投影为负值（图3）；同理，太阳轮-行星轮齿轮副动态啮合力在轮缘节点9的$x_{p,9}$轴和$y_{p,9}$轴方向上的投影分别为正、负值，因此该节点处沿$x_{p,9}$轴的振动位移为负，沿$y_{p,9}$轴的振动位移为正（图17b）。如图17c和图17d所示，轮缘离散节点变形的主频率成分清晰，主要为行星架转频f_c、行星轮系啮频f_1和其倍频，说明系统结构柔性变形与外部载荷激励、行星轮系周期啮合密切相关。

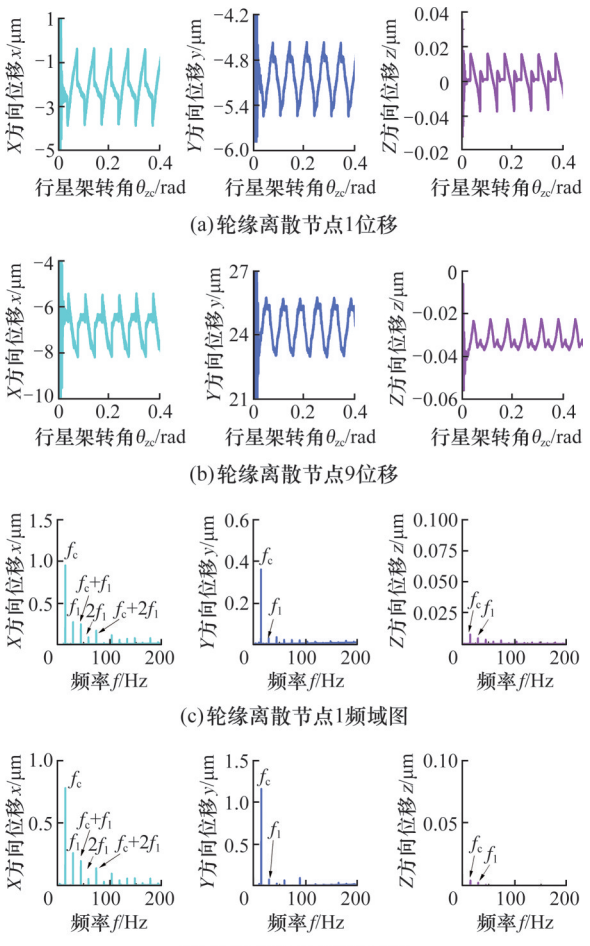


图17 行星轮轮缘离散节点振动位移

Fig.17 Vibration displacement of discrete nodes on planetary gear annulus

从图18中可知，在啮合力综合作用下，行星轮呈现椭圆状变形（图18a），且椭圆长轴呈顺时针方向θ_{max}倾斜。主要原因在于，行星架逆时针旋转时，行星轮相对于销轴顺时针转动，使其油膜压力峰值和法向刚度-阻尼呈顺时针方向倾斜，最终引起变形椭圆长轴偏转。在oyz平面内行星轮瞬态变形朝上风向倾斜（β_{max}）（图18b），这主要是由于系统耦合变形使太阳轮/内齿圈-行星轮齿轮副的齿面载荷偏向于上风向。此外，受齿轮时变啮合刚度、系统变形和相位差等综合因素的影响，行星轮内外啮合副载荷具有差异性，加之滑动轴承沿圆周分布的刚度差异，轮缘离散节点弹性变形形态与图16中的有限元模型计算结果具有差异性。

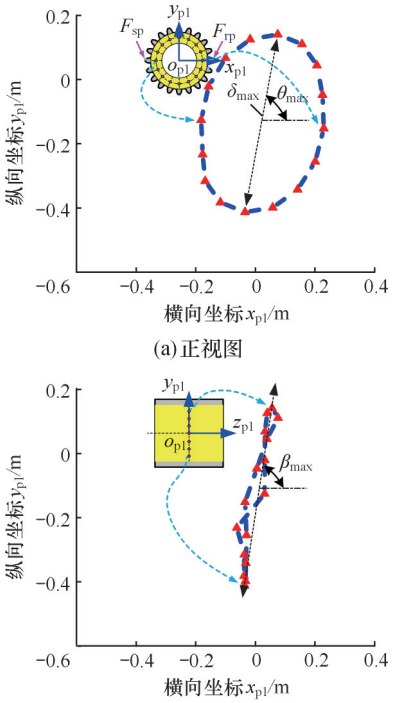


图18 行星轮瞬态变形

Fig.18 Transient planetary gear deformation

图19所示为齿轮啮合位置对行星轮瞬态变形特征的影响。A_1～A_4包含一个完整的内/外啮合周期，A_5为A_1的重复状态。从图中可知，随着啮合位置从A_1到A_4，行星轮变形特征（δ_{max}、β_{max}）发生了显著变化，这主要是由于啮合位置的变化引发了单、双齿交替啮合，改变了作用在行星轮上的动态啮合力和弯矩，进而影响其径向变形。在

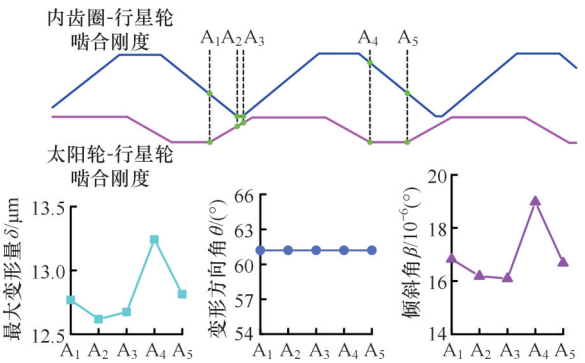
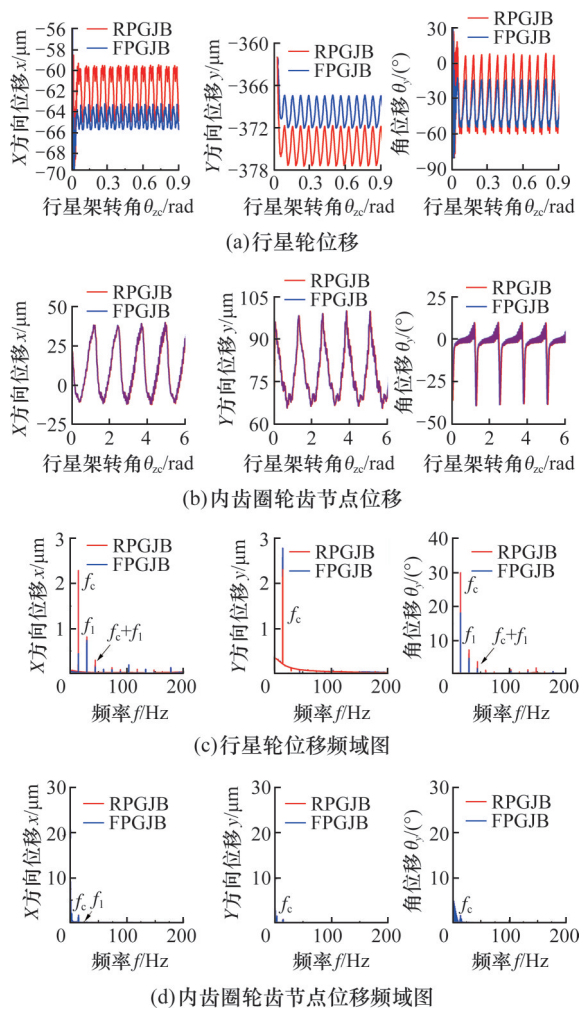


图19 啮合位置对行星轮瞬态变形的影响

Fig.19 Impact of meshing position on transient planetary gear deformation

整个啮合周期内，由于作用在行星轮上的动态啮合力和旋转速度基本保持不变，因此行星轮瞬态变形方向 θ_{max} 未出现明显变化。

图 20 所示为行星轮瞬态变形对其自身振动位移和内齿圈轮齿节点振动位移的影响。如图 20a 所示，行星轮结构柔性降低了其自身振动位移的幅值，这源于结构变形缓解了内/外齿轮副啮合挤压变形的程度，减小了动态啮合力激励。但类似的阻尼效应并未出现在内齿圈轮齿节点的振动位移中，并且在行星架旋转一周时出现 5 个显著的峰/谷值，这主要是由于 5 个行星轮依序与内齿圈轮齿节点啮合，导致其产生了周期性啮合挤压变形。如图 20c 和图 20d 所示，行星轮结构柔性有助于降低啮合力激励，从而降低节点变形的频域振幅。



(a)行星轮位移

(b)内齿圈轮齿节点位移

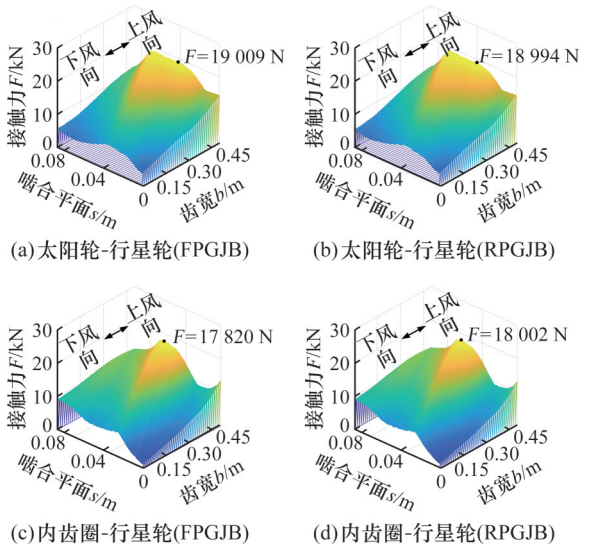
(c)行星轮位移频域图

(d)内齿圈轮齿节点位移频域图

图 20　振动位移

Fig.20　Vibration displacements

图 21 所示为额定工况下齿面载荷分布情况。从图中可知，太阳轮/内齿圈-行星轮齿轮副的齿面载荷偏向于上风向，这是由于受到系统多构件耦合变形的影响[32]。行星轮瞬态变形会加剧太阳轮-行星轮齿轮副啮合偏载程度（图 21a 和图 21b），缓解内齿圈-行星轮齿轮副啮合偏载程度（图 21c 和图 21d）。主要原因在于行星轮在内/外齿轮副啮合力的作用下产生扭转变形，改变齿轮副之间的相对位移。



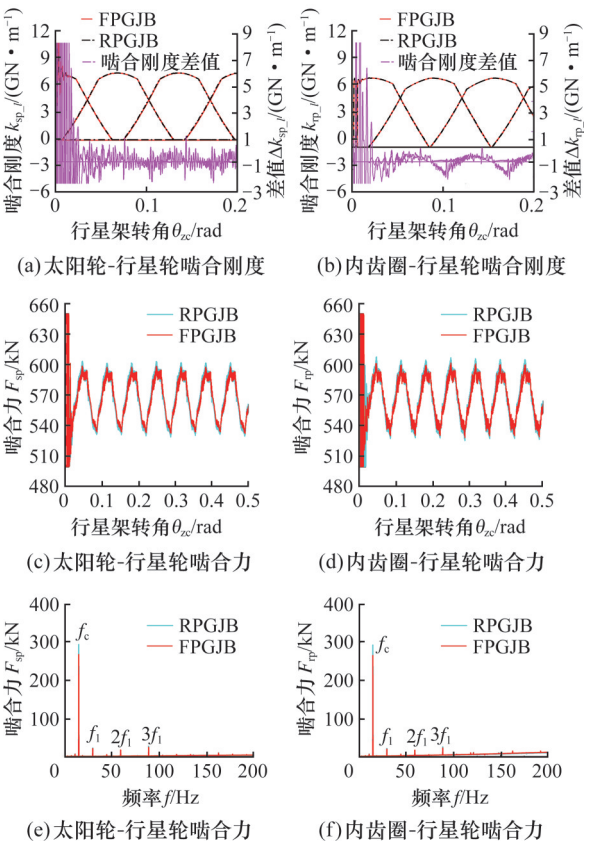
(a)太阳轮-行星轮(FPGJB)　(b)太阳轮-行星轮(RPGJB)

(c)内齿圈-行星轮(FPGJB)　(d)内齿圈-行星轮(RPGJB)

图 21　齿面载荷分布

Fig.21　Tooth surface load distribution

图 22 所示为额定工况下行星轮系动态啮合特性。结合图 17 和图 22 可知，行星轮瞬态变形会通过改变啮合副之间的相对位移来影响轮齿接



(a)太阳轮-行星轮啮合刚度　(b)内齿圈-行星轮啮合刚度

(c)太阳轮-行星轮啮合力　(d)内齿圈-行星轮啮合力

(e)太阳轮-行星轮啮合力　(f)内齿圈-行星轮啮合力

图 22　动态啮合特性

Fig.22　Dynamic meshing characteristics

触刚度。这种影响呈现周期性特征，与齿轮副啮合周期相关。相较于刚性行星轮，柔性结构可有效抑制太阳轮/内齿圈-行星轮齿轮副动态啮合力波动。如图22e和图22f所示，行星轮结构柔性主要影响动态啮合力频域的振幅，主频率成分并无差异。

图23所示为额定工况下行星轮瞬态变形对行星轮系均载性能的影响。从图中可知，行星轮结构柔性会减小均载系数波动，意味着改善系统均载性能，主要原因在于行星轮瞬态变形会降低齿轮副啮合的相对位移，进而降低啮合激励。

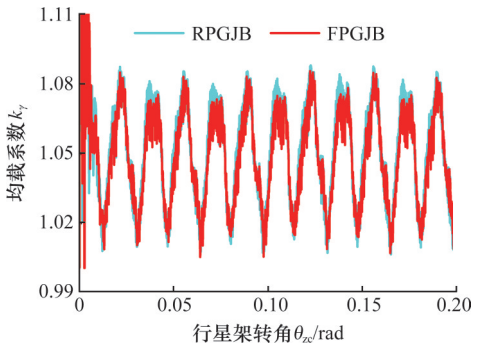


图23 均载系数

Fig.23 Load-sharing coefficient

4.3 结构柔性影响

图24和图25所示分别为行星轮轮缘离散节点1和内齿圈轮齿节点1的振动位移。从图中可知，相较于其他构件，行星轮由于同时受到内/外齿轮副啮合力的作用，对自身结构柔性变化更为敏感；适当降低行星轮结构柔性有助于抑制系统振动，而过大的柔性会加剧系统振动。如图25b所示，过大的柔性会严重影响齿轮副啮合，导致内齿圈轮齿节点振动位移频域产生行星轮系啮频的倍频，从而恶化系统动态特性。

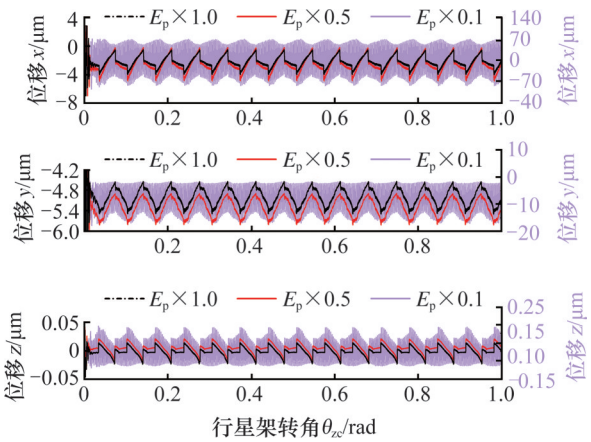


图24 行星轮结构柔性对行星轮轮缘节点振动位移影响

Fig.24 Impact of planetary gear flexibility on vibration displacements of the node on planetar gear annulus

图26所示为行星轮结构柔性对齿面载荷分布的影响。从图中可知，当行星轮结构柔性过大

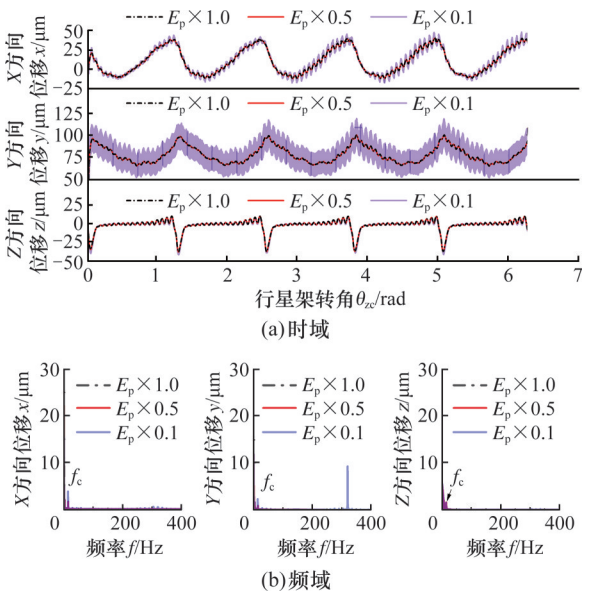


图25 行星轮结构柔性对内齿圈轮齿节点振动位移影响

Fig.25 Impact of planetary gear flexibility on vibration displacements of the node on ring gear tooth

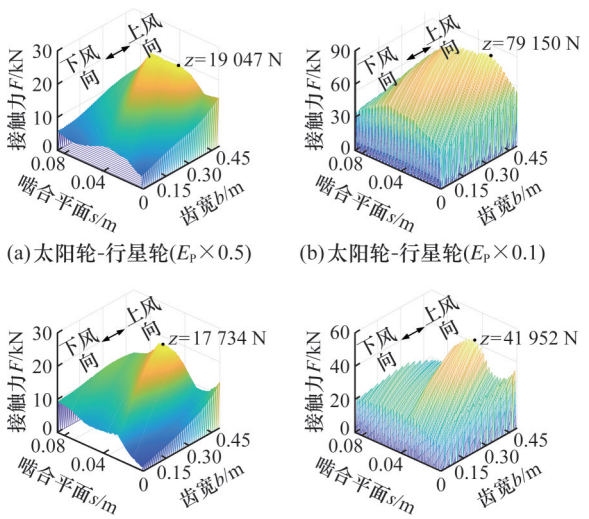


图26 行星轮结构柔性对齿面载荷分布的影响

Fig.26 Impact of planetary gear flexibility on tooth surface load distribution

时，齿轮副会出现“接触—脱齿—接触”非线性啮合现象，导致齿面瞬时载荷激增，易引发早期疲劳损伤。主要原因在于，当行星轮瞬态变形引起的动态传递误差超过其他构件振动或变形引起的动态传递误差时，就会破坏齿轮副正常的连续啮合状态。

图27所示为行星轮结构柔性对行星轮系动态啮合特性的影响。从图中可知，行星轮结构柔性过大会导致动态啮合力和啮合刚度出现显著的非线性行为，容易出现过大的瞬时峰值。

图28所示为额定工况下行星轮结构柔性对系统均载性能的影响。从图28中可知，适当的行星轮结构柔性有助于降低均载系数波动，改善系统载荷分布情况。然而，过大的结构柔性会导致

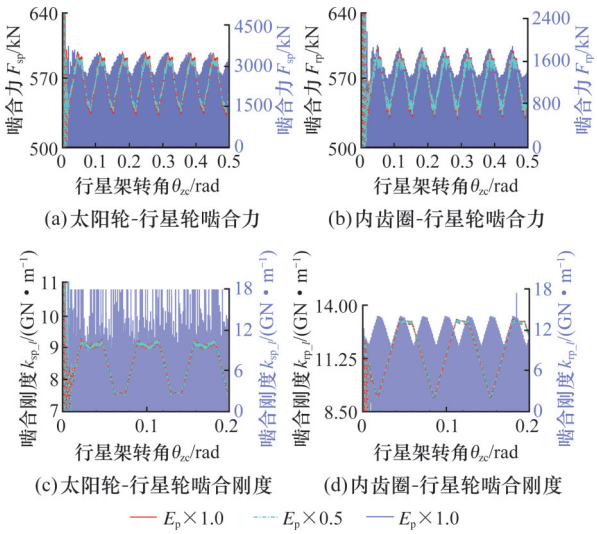


图 27　行星轮柔性对啮合特性的影响

Fig.27　Impact of planetary gear flexibility on gear meshing characteristics

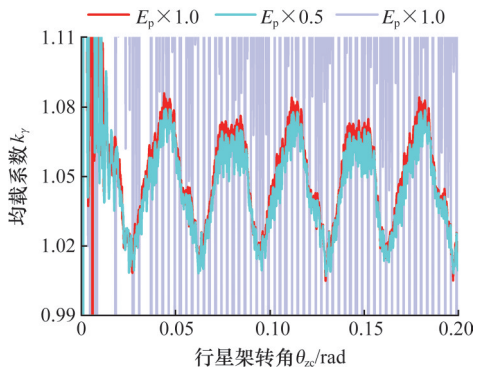


图 28　行星轮结构柔性对均载系数的影响

Fig.28　Impact of planetary gear flexibility on load-sharing coefficient

均载系数出现剧烈波动，主要原因是在齿轮副啮合过程中反复出现“接触—脱齿—接触”非线性啮合现象，加剧了系统振动。

5　结论

以某型风电齿轮箱行星轮用滑动轴承支撑的行星轮系为研究对象，综合考虑行星轮瞬态变形、齿面承载接触和构件动态位移，提出了一种多齿瞬态三维接触模型，并基于子结构缩聚理论、梁单元法和集中参数法，建立了行星轮系刚柔耦合动力学模型，分析了行星轮瞬态变形对行星轮系动态特性的影响。主要结论如下：

1)在内/外齿轮副动态啮合力的作用下，行星轮会产生椭圆状变形和与齿轮副啮频相关的局部振动，并且会随着啮合位置改变而周期性变化。

2)相较于刚性行星轮，结构柔性能够缓解内/外齿轮副啮合挤压程度，降低动态啮合力和系统振动位移的波动，改善均载性能。

3)过大的行星轮结构柔性易使齿轮副周期性地出现“接触—脱齿—接触”非线性啮合现象，导致齿面出现瞬时峰值载荷，增大疲劳失效风险。

参考文献：

[1] 李浩，朱才朝，谭建军，等. 风电机组用滑动轴承研究现状与发展趋势[J]. 太阳能学报，2024，45(5)：77-85.
LI Hao，ZHU Caichao，TAN Jianjun，et al. Research Status and Development Trend of Sliding Bearings in Wind Turbine[J]. Acta Energiae Solaris Sinica，2024，45(5)：77-85.

[2] 朱才朝，周少华，张亚宾，等. 滑动轴承在风电齿轮箱中的应用现状与发展趋势[J]. 风能，2021(9)：38-42.
ZHU Caichao，ZHOU Shaohua，ZHANG Yabin，et al. Application Status and Development Trend of Sliding Bearing in Wind Turbine Gearbox[J]. Wind Energy，2021(9)：38-42.

[3] MAJUMDAR B C，PAI R，HARGREAVES D J. Analysis of Water-lubricated Journal Bearings with Multiple Axial Grooves[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part J：Journal of Engineering Tribology，2004，218(2)：135-146.

[4] SAYED H，EL-SAYED T A. Nonlinear Dynamics and Bifurcation Analysis of Journal Bearings Based on Second Order Stiffness and Damping Coefficients[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics，2022，142：103972.

[5] EL-SAYED T A，SAYED H. Bifurcation Analysis of Rotor/Bearing System Using Third-order Journal Bearing Stiffness and Damping Coefficients[J]. Nonlinear Dynamics，2022，107(1)：123-151.

[6] YANG Jie，ZHU Rupeng，YUE Yanjiong，et al. Nonlinear Analysis of Herringbone Gear Rotor System Based on the Surface Waviness Excitation of Journal Bearing[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering，2022，44(2)：54.

[7] KUMAR C，SARANGI S. Dynamic Response of an Unbalanced Rigid Rotor Bearing System with a Nonlinear Hydrodynamic Force[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics，2018，13(9)：090909.

[8] 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.

[9] 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.

[10] ZHANG Hao，CAO Shiheng，LI Pengyu，et al. Self-excited Vibration Analysis of Gear-bearing System with Multipoint Mesh and Variable Bearing Dynamic Coefficients[J]. Shock and Vibration，2022，2022(1)：4132673.

[11] 唐浩，谭建军，李浩，等. 应用滑动轴承的风电齿轮箱行星轮系动力学建模及解耦方法[J]. 中国机械工程，2024，35(4)：591-601.
TANG Hao，TAN Jianjun，LI Hao，et al. Research on Dynamic Modeling and Decoupling Methods of Planetary Gear Trains in Wind Turbine Gearboxes with Journal Bearings[J]. China Mechanical Engineering，2024，35(4)：

591-601.
[12] YANG Jie, ZHU Rupeng, LEE H P, et al. Experimental and Numerical Dynamic Analysis of Marine Herringbone Planetary Gearbox Supported by Journal Bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2023, 545: 117426.
[13] YIN Minghu, CHEN Guoding, SU Hua. Theoretical and Experimental Studies on Dynamics of Double-helical Gear System Supported by Journal Bearings[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(5): 1687814016646977.
[14] YANG Jie, YUE Yanjiong, ZHU Rupeng, et al. Dynamic Characteristics of Encased Differential Gear Train with Journal Bearing[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020, 2020(1): 2436191.
[15] 朱雯慧，马孝育，倪艳光，等. 考虑弹性变形的风电齿轮箱滑动轴承润滑性能分析[J]. 润滑与密封，2025，50(1)：155-162.
ZHU Wenhui, MA Xiaoyu, NI Yanguang, et al. Hydrodynamics Lubrication Performance Analysis of Journal Bearing in Wind Turbine Gearbox Considering Elastic Deformation[J]. Lubrication Engineering, 2025, 50(1): 155-162.
[16] PARKER R G, WU Xionghua. Vibration Modes of Planetary Gears with Unequally Spaced Planets and an Elastic Ring Gear[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(11): 2265-2275.
[17] FAN Zhixin, ZHU Caichao, SONG Chaosheng. Dynamic Analysis of Planetary Gear Transmission System Considering the Flexibility of Internal Ring Gear[J]. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 2020, 44(3): 695-706.
[18] GUAN Xianlei, TANG Jinyuan, HU Zehua, et al. A New Dynamic Model of Light-weight Spur Gear Transmission System Considering the Elasticity of the Shaft and Gear Body[J]. Mechanism and Machine Theory, 2022, 170: 104689.
[19] KAHRAMAN A, KHARAZI A A, UMRANI M. A Deformable Body Dynamic Analysis of Planetary Gears with Thin Rims[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 262(3): 752-768.
[20] 谭建军，朱才朝，宋朝省，等. 风电机组传动链刚柔耦合动态特性分析[J]. 太阳能学报，2020，41(7)：341-351.
TAN Jianjun, ZHU Caichao, SONG Chaosheng, et al. Dynamic Characteristics Analysis of Wind Turbine Drivetrain with Rigid-flexible Coupling[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(7): 341-351.
[21] PORTRON S, VELEX P, ABOUSLEIMAN V. A Hybrid Model to Study the Effect of Tooth Lead Modifications on the Dynamic Behavior of Double Helical Planetary Gears[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(21/22): 7224-7235.
[22] GUILBERT B, VELEX P, DUREISSEIX D, et al. A Mortar-based Mesh Interface for Hybrid Finite-Element/Lumped-parameter Gear Dynamic Models—Applications to Thin-rimmed Geared Systems[J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 138(12): 123301.
[23] TAN Jianjun, LI Hao, YANG Shuyi, et al. Non-inertial Dynamic Modeling and Gear Mesh Characteristic Analysis of Planetary Gear Train System[J]. Mechanism and Machine Theory, 2024, 203: 105794.
[24] 谭建军，杨书益，李浩，等. 齿面粗糙度对风电齿轮箱行星轮系动力学特性影响[J]. 太阳能学报，2024，45(3)：122-132.
TAN Jianjun, YANG Shuyi, LI Hao, et al. Dynamic Characteristics of Planetary Gear Train in Wind Turbine Gearbox under Influences of Tooth Roughness[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2024, 45(3): 122-132.
[25] CHEN Kangkang, MA Hui, CHE Linyang, et al. Comparison of Meshing Characteristics of Helical Gears with Spalling Fault Using Analytical and Finite-element Methods[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 121: 279-298.
[26] NATALI C, BATTARRA M, DALPIAZ G, et al. A Critical Review on FE-based Methods for Mesh Stiffness Estimation in Spur Gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 161: 104319.
[27] WU Chengwei, ZHENG Linqing. An Average Reynolds Equation for Partial Film Lubrication with a Contact Factor[J]. Journal of Tribology, 1989, 111(1): 188-191.
[28] XU Bo, GUO Hun, WU Xiaofeng, et al. Static and Dynamic Characteristics and Stability Analysis of High-speed Water-lubricated Hydrodynamic Journal Bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2022, 236(4): 701-720.
[29] MCKINLEY S, LEVINE M. Cubic Spline Interpolation[J]. College of the Redwoods, 1998, 45: 1049-1060.
[30] NAZARETH J L. Conjugate Gradient Method[J]. WIREs Computational Statistics, 2009, 1(3): 348-353.
[31] CHANG Lehao, LIU Geng, WU Liyan. A Robust Model for Determining the Mesh Stiffness of Cylindrical Gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 87: 93-114.
[32] ZHONG Wanxie. On Precise Integration Method[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2004, 163(1): 59-78.
[33] 谭建军，李浩，杨书益，等. 重载工况下行星齿轮传动啮合偏载分析[J]. 中国机械工程，2023，34(13)：1513-1524.
TAN Jianjun, LI Hao, YANG Shuyi, et al. Study on Unbalanced Meshing Loads of Planetary Gear Transmission under Heavy-load Conditions[J]. China Mechanical Engineering, 2023, 34(13): 1513-1524.

（编辑 王旻玥）

作者简介：谭建军*（通信作者），男，1991年生，副研究员。主要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：
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]. 中国机械工程，2026，37(9)：2238-2250.
TAN Jianjun, LIAO Bo, LI Hao, et al. Research on the Influence of Transient Planet Gear Deformation on Dynamic Characteristics of Planetary Gear Train System[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(9): 2238-2250.