

文章编号:0254-0096(2019)10-2953-07

风电机组主轴承的刚柔耦合动态响应仿真分析

马德福, 赵荣珍, 应玲君, 唐小斌

(兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050)

摘要: 为揭示多动态参数激励下风电机组主轴承的动态响应, 建立一种主轴承刚柔耦合多体接触动力学仿真模型。该模型考虑轴保持架及内圈空间大范围运动与自身小变形的耦合作用, 等效有油膜存在情况下的径向刚度与阻尼。利用该模型对某 1.5 MW 风电机组主轴承进行仿真分析。仿真中, 对比验证模型的正确性与可靠性, 得到主轴承运转过程中保持架与内圈的应力与应变关系; 确定启动与平稳运行 2 种工况下保持架与内圈的受力危险位置。分析方法和研究结果对风电机组主轴承的选型及结构的优化具有一定的参考价值。

关键词: 风电机组; 动力学仿真; 动态响应; 刚柔耦合; 主轴承

中图分类号: TH212

文献标识码: A

0 引言

风电机组在运转过程中将随风速变化不断启停, 这种工况下的动态外载荷对设备造成的损害较大^[1-3]。主轴承作为低速端传动系统的关键支撑部件, 在承受变载冲击作用下易产生疲劳破坏。因此, 如何准确揭示运转过程中主轴承动态响应特性以及产生疲劳损伤的原因, 对提高风电机组结构设计水平具有重要意义。目前, 有限元法和模态实验法是国内外应用研究主轴承最为广泛的静态或准静态的弹性动力学方法。利用这些方法对风电机组主轴承进行建模分析可确定风电机组主轴承的最大应力和接触力的位置^[4,5]。但这些方法难以处理多体部件间相互耦合的主轴承系统运动学和动力学问题, 如保持架与内圈空间大范围运动与小变形耦合的问题及与滚动物摩擦接触等非线性动态响应问题。而以有限元法和刚柔耦合动力学为基础^[6], 采用刚柔耦合的建模方式可有效地解决上述问题, 并准确地反映考虑多动态参数激励下的主轴承动态响应。

鉴于上述分析, 本研究将依据多体系统动力学理论, 构建风电机组主轴承刚柔耦合多体接触动力学仿真模型。欲利用该模型, 通过仿真计算揭示特定工况下风电机组主轴承各构件的动态响应规律

和发生疲劳损伤的原因。该分析方法和研究结果, 将对风电机组主轴承的选型及其结构性能优化具有一定的参考价值。

1 基本理论与轴承模型的等效

1.1 柔性体理论

刚柔耦合多体系统动力学是多刚体系统动力学被发展和延伸的结果, 其核心特征就是柔性体的变形与整体刚性运动间的相互耦合^[7]。

对于空间中任意方向上柔性体 B_r ($r=1,2,3,\dots,n$) 的运动变形, 可近似分解为图 1 所示的刚性移动—刚性转动—变形运动^[8]。

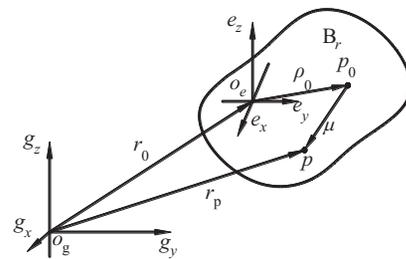


图1 柔性体 B_r 的运动变形图

Fig. 1 Kinematic deformation of the flexible body B_r

图 1 中, 设 $O_g - g_x, g_y, g_z$ 为惯性坐标系; $O_e - e_x, e_y, e_z$ 是用于描述柔性体运动的浮动坐标系, 可相对惯性坐标系进行有限的移动和转动; P_0 为 B_r 上的动

收稿日期: 2017-04-18

基金项目: 国家自然科学基金(51675253; 51165019)

通信作者: 赵荣珍(1960—), 女, 博士、教授, 主要从事旋转机械故障诊断、机械系统动力学方面的研究。zhaorongzhen@lut.cn

点。当柔性体 B_r 产生变形后动点 P_0 移至 P 处; μ 表示 P_0 相对于 P 的变形量,可用式(1)所示的模式坐标描述:

$$\mu = \Phi_p q_f \quad (1)$$

式中, Φ_p ——动点 P 满足里兹基向量所要求的假设变形模式矩阵; q_f ——变形的广义坐标; ρ_0 —— P_0 在 B_k 的相对位置; r_0 ——浮动坐标系 $O_e - e_x e_y e_z$ 相对于惯性坐标系 $O_g - g_x g_y g_z$ 的位置矢量。

根据矢量运算法则可得:

$$r_p = r_0 + A(\rho_0 + \Phi P q_f) \quad (2)$$

式中, A ——浮动坐标系对惯性坐标系的旋转变换矩阵; r_p ——点 P_0 在变形后相对于惯性坐标系 $O_g - g_x g_y g_z$ 的位置矢量。对式(2)求导,可得点 P 的速度矢量及加速度矢量。

1.2 主轴承耦合多体接触模型的等效处理

主轴承各部件间必然存在着相互作用与影响。考虑轴保持架、内圈的柔性变形与整体刚性运动间的相互耦合关系及与滚子之间的接触关系,等效的主轴承非线性刚柔耦合接触模型如图 2 所示。惯性坐标系 $O_g - g_x g_y g_z$ 位于风力机主轴承中心,连体基坐标系 $O_i - i_x i_y i_z$ 位于滚子中心, $O_j - j_x j_y j_z$ 位于保持架上。轴承运转过程中,滚子与保持架、与内圈从相对运动状态到接触变形状态,当约束条件发生变化时,接触系统的运动学失效、系统由约束力约束。轴承各部件间的接触关系可用 Impact 接触力函数定义,其广义形式表现为式(3):

$$F_{\text{impact}} = \begin{cases} 0, & q > q_0 \\ k(q_0 - q)^e - C_{\text{max}} \dot{q} \cdot \text{step}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0), & q \leq q_0 \end{cases} \quad (3)$$

式中, F_{impact} ——碰撞时的接触力; q ——两物体实际距离; q_0 ——两物体碰撞的临界距离; \dot{q} ——两物体间距离随时间的变化率; e ——碰撞指数; d ——接触点法向穿透距离; K ——接触刚度; C ——阻尼因子。

轴承采用油脂润滑,在主轴承运转过程中滚子和内外滚道之间会形成动压油膜。显然,如忽略油膜厚度对轴承的径向接触刚度和阻尼的影响,则无法真实反映滚子与内圈、与保持架间的接触力。因此,需对油脂润滑下的主轴承径向接触刚度、阻尼进行等效考虑。具体的处理方式见图 3。

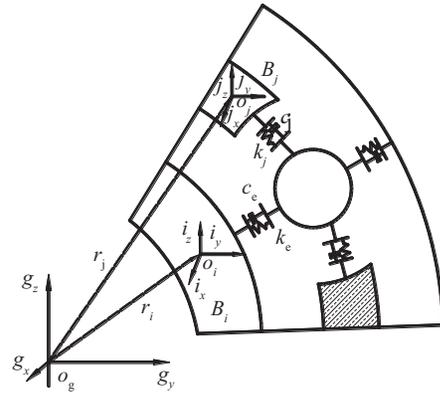


图 2 主轴承的非线性刚柔耦合接触模型

Fig. 2 Nonlinear rigid-flexible coupling contact model of main bearing

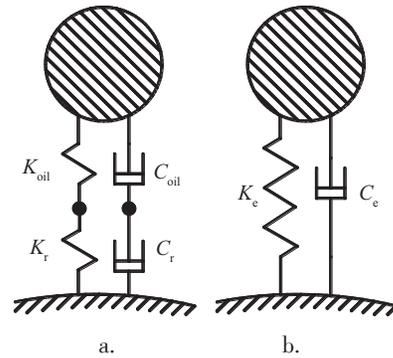


图 3 等效刚度(a)和阻尼模型(b)

Fig. 3 Equivalent stiffness and damping model

图 3 中的径向等效接触刚度 K_e 的计算方法^[9]可采用式(4):

$$K_e = \frac{1}{\frac{1}{K_{\text{oil}}} + \frac{1}{K_r}} = \frac{1}{0.13CF_r^{-0.13} + B \ln F_r + A + B} \quad (4)$$

式中,

$$A = \frac{8.16}{E'Zl} \left[\frac{1}{\pi} \ln 0.39E'Zl(R_1 + r) + 1.15 - 0.5 \ln \frac{8.16rR_2}{E'(R_2 - r)Zl} \right]; \quad B = -6.68 \frac{1}{E'Zl};$$

$$C = 2.65\delta^{0.54} \left(\frac{E}{1 - \mu^2} \right)^{-0.03} \left(\frac{4.08}{Zl \cos \alpha} \right)^{-0.13}.$$

$$\left\{ \left(\frac{\eta_0 \omega l_i \sin \alpha}{2} \right)^{0.7} \left[r + r \left(\frac{r}{R_1 + r} \right)^2 \right]^{0.43} + (\eta_0 \omega l_i \sin \alpha)^{0.7} \left[r - r \left(\frac{r}{R_1 + r} \right)^2 \right]^{0.43} \right\};$$

K_{oil} 、 K_r ——油膜刚度与接触刚度; F_r ——径向载

荷; E' ——综合弹性模量; Z ——滚子数目; l ——滚子有效接触长度; R_1 、 R_2 ——轴承内、外滚道半径; r ——滚子半径; δ ——弹性趋近量; μ ——材料的泊松比; α ——接触角; ω ——角速度; η_0 ——润滑油的动力粘度。

等效阻尼 C_e 的计算方法^[10]如式(5)所示:

$$C_e = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}} = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \quad (5)$$

式中, C_1 、 C_2 ——滚子与内外滚道之间的阻尼,

$$C_1 = \frac{27.4R_{\chi 1}^{1.5} l^{0.805} Z^{0.805} F_r^{0.195}}{\alpha^{0.81} \eta_0^{0.05} n_i^{1.05} r^{0.645} (R_1 + \frac{r}{R_1+r})^{1.05} (1 - \frac{r}{R_1+r})^{1.695} (1 + \frac{r}{R_1+r})^{1.05} E'^{-0.045}},$$

$$C_2 = \frac{27.4R_{\chi 2}^{1.5} l^{0.805} Z^{0.805} F_r^{0.195}}{\alpha^{0.81} \eta_0^{0.05} n_i^{1.05} r^{0.645} (R_1 + \frac{r}{R_1+r})^{1.05} (1 - \frac{r}{R_1+r})^{1.695} (1 + \frac{r}{R_1+r})^{1.05} E'^{-0.045}};$$

r ——滚子半径; R_1 ——内滚道半径; F_r ——径向载荷; E' ——综合弹性模量; Z ——滚子数目; l ——滚子有效接触长度; n_i ——内滚道转速; α ——润滑油粘度系数; R_{χ} ——接触处的当量曲率半径; η_0 ——润滑油动力粘度。

本研究仅关注风电机组传动系统中主轴承的刚柔耦合多体接触动力学仿真建模问题,虚拟样机中模型的建立与所需参数的确定需按照本节所述原理进行。

2 风电机组主轴承刚柔耦合多体接触动力学仿真模型

2.1 主轴承刚柔耦合仿真模型的建立

本研究选取某 1.5 MW 风电机组的主轴承为研究对象。依据第 1 节所述原理,利用虚拟样机技术建立的主轴承刚柔耦合多体接触动力学仿真模型见图 4。图 4 中刚性主轴的动能和轴承内圈、保持架的弹性变形均被考虑。为避免建立的多体系统动力学方程规模大、未知参量多、方程间强关联导致

的建模和求解均困难的问题,在此设计一种将 ANSYS 软件与 ADAMS 软件结合的处理方法,对图 4 进行动态特性模拟仿真。模拟目标是计算获得图 4 中轴承元件的应力与应变关系、实时的振动响应以及受力危险位置。

采用模态分析法在 ANSYS 平台上对保持架与内圈进行柔化处理,并将*.MNF 文件导入 ADAMS 中进行模拟装配。前 6 阶为刚体自由度,系统默认取消,通过仿真计算得到的固有频率见表 1。仿真过程中发现,高阶模态对结果的影响比较小,因此,模态截断设置为 10 阶模态。

表 1 保持架和内圈的固有频率

模态阶数	保持架固有频率/ f/Hz	内圈固有频率/ f/Hz
7	1421.89	5233.26
8	1425.54	5355.15
9	1442.77	5387.23
10	1451.61	5456.66
11	2533.97	5534.67
12	2554.62	5555.39
13	4120.68	7748.25
14	4126.43	7790.49

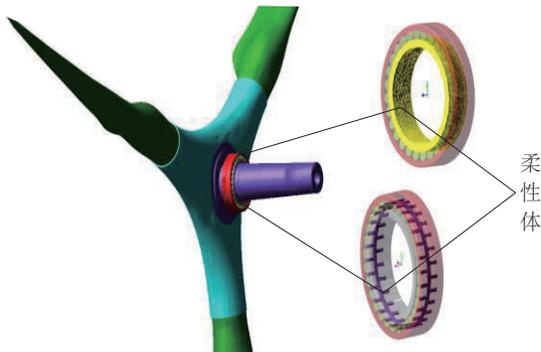
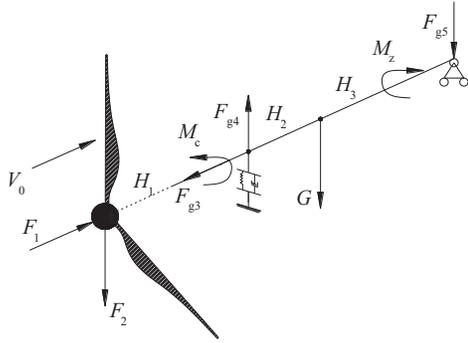


图 4 主轴承刚柔耦合仿真模型

Fig. 4 Rigid-flexible coupling simulation model of main bearing

2.2 轴承受力分析与仿真模型参数的确定

本研究选取的机组为采用三点式支撑结构的水平轴式风电机组。依据轴承与各传动部件之间的相互位置关系,为主传动连系统构建出的等效物理模型如图 5 所示。



注: F_1 —风轮产生的轴向力, N; F_2 —风轮总重力(包括叶片、轮毂), N; F_{g3} —主轴承的轴向力, N; F_{g4} —主轴承径向支反力, N; F_{g5} —末端浮动轴承支反力, N; G —主轴承重力, N; H_1 —轮毂中心到主轴承中心的距离, mm; H_2 —主轴承中心到主轴重心之间的距离, mm; H_3 —主轴中心到浮动端支撑中心的距离, mm。

图5 轴系等效物理模型

Fig. 5 Equivalent physical model of shafting

根据风力机运转时的平衡条件, 可得出式(6)所示的力和力矩平衡方程:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_1 - F_{g3} = 0 \\ \sum F_y = F_2 + G - F_{g4} + F_{g5} = 0 \\ \sum M_{CZ} = F_2 \times H_1 - F_{g5} \times (H_2 + H_3) - G \times H_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

轴承型号为双列调心滚子轴承 230/670CA/W33。其内径为 670 mm、滚子有效长度 69 mm、滚子数目 56 个、 $\alpha = 8^\circ$ 、润滑油粘度 $\eta_0 = 0.002 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ；该轴承的内外圈与滚动体均采用 GCr15 制造, 当量弹性模量 $E = 2.07 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 主传动链的其余参数见表 2。

表2 主轴上各部件的主要参数

Table 2 Parameters of components on the main shaft

参数	数值	参数	数值
单个叶片质量/kg	5393	H_1 /mm	1678
轮毂质量/kg	15000	H_2 /mm	228
主轴质量/kg	7200	H_3 /mm	1782

利用以上数据, 根据式(4)~式(6)以及文献[11]中的方法, 计算得到的额定风载时图 5 模型中主轴承所受的径向力 $F_r = F_{g4} = 632628 \text{ N}$ 、轴向力 $F_a = F_{g3} = 44926 \text{ N}$, 径向等效接触刚度和阻尼分别为 $K_c = 1.866 \text{ N}/\mu\text{m}$ 、 $C_c = 2.35 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{s}/\mu\text{m}$ 。

3 主轴承的动态响应分析

3.1 模型对比验证

根据轴承各部件间的运动学关系, 可得到轴承

零件间的运动学特性。由文献[12]可知: 当滚子在滚道上做纯滚动时, 可推算出滚子自转速度、保持架旋转速度等运动学参数。在风电机组经过 0.5 s 由静止加速至额定转速 15 r/min 时, 仿真值与计算结果的对比情况见表 3。由表 3 可知保持架旋转速度与滚子自转速度的误差分别为 0.07% 与 3.4%。所建模型的运动学仿真结果与理论计算值误差较小, 模型满足运动学特性分析的基本要求。

表3 运动学参数仿真与计算值对比

Table 3 Kinematic parameters of the simulation and calculated value comparison

方法	保持架旋转速度/ $\text{d}\cdot\text{s}^{-1}$	滚子自转速度/ $\text{d}\cdot\text{s}^{-1}$
仿真	40.81	455.00
计算	40.84	471.38

图 6~图 7 为相同工况下主轴承耦合模型的滚子转速与主轴承纯刚体模型的滚子转速时域图。相比纯刚体模型滚子转速, 耦合模型滚子转速的波动较小, 转速更接近于理论计算值。

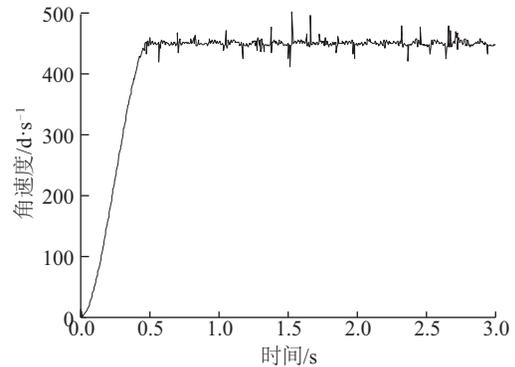


图6 耦合模型滚子转速

Fig. 6 Roller speed of coupling model

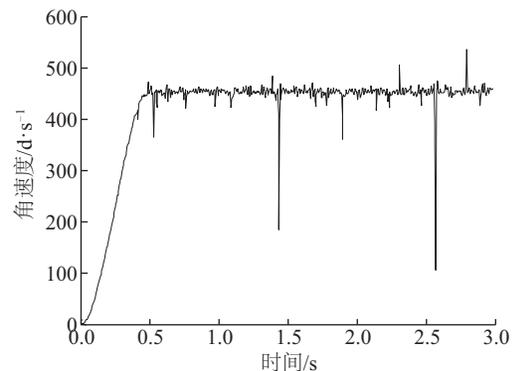


图7 刚体模型滚子转速

Fig. 7 Rigid body model roller speed

以上结论验证了所建主轴承刚柔耦合多体接

触动力学仿真模型的正确性及相比于纯刚体仿真模型的可靠性。

3.2 轴承动态响结果应分析

在启动过程中,风电机组会对主轴承内部元件造成较大的冲击,图 8 为保持架质心的位移曲线。由图 8 可知,耦合模型保持架在启动初期振动幅度大,随着风力机运行达到额定转速,其振动幅度也趋于平稳在 0.05 mm 上下范围内波动。图 9 为耦合模型保持架与滚子间接触力曲线。由图 9 可知在启动初期随着风力机转速的提升,轴承滚子对保持架的冲击力逐渐加大,在 0.3 s 附近达到极限应力 9.823×10^3 N;之后,随着风力机转速趋于稳定滚子对保持架的冲击将会逐渐减小。

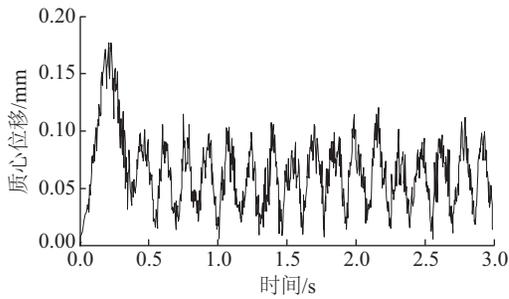


图 8 启动阶段保持架质心轨迹
Fig. 8 Track of the mass center of the cage

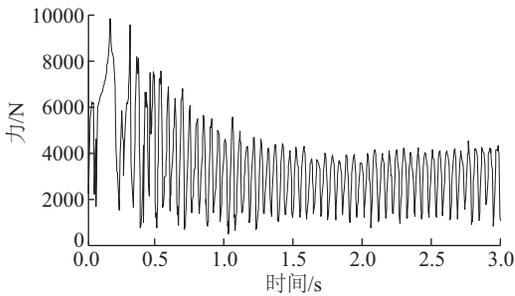


图 9 启动阶段保持架与滚子接触力曲线
Fig. 9 Contact force curve between cage and roller in starting phase

通过有限元软件间的无缝接口宏命令将 ADAMS 软件生成的载荷文件导入 ANSYS 软件中,可得到不同仿真时刻下保持架在动态载荷作用下的应力云图。图 10 为启动阶段保持架的应力云图。由该图可知保持架的最大应力值发生在 0.3 s 时,其值为 59.9 MPa。图 11 为风力机平稳运行时保持架的应力云图。取 1.3 s 时刻的载荷文件进行分析,其最大应力为 22.5 MPa。从图 10 和图 11 中可明显看出风力机运行两阶段保持架的危险位置略有差别,在启动阶段保持架主要受滚子沿圆周方向的

冲击,其受力危险位置发生在保持架兜孔处(如图 10 中 A 所示区域)。稳定运行过程滚子转速趋于稳定,滚子对保持架冲击减弱,但随着滚子的径向窜动会使保持架所受径向冲击加强,导致其受力危险位置转移至保持架外壁两侧(如图 11 中 B 所示区域)。而无论启动初期或是稳定运行阶段,保持架两侧都有明显的受力不均现象。这是由于随着主轴转速增加,轴承所受的轴向力将逐渐加大,主轴重心发生偏移导致轴承远离风轮端会被压紧所致的。

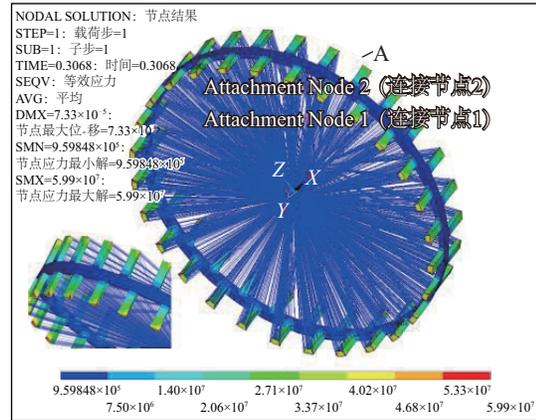


图 10 启动阶段保持架应力云图
Fig. 10 Stress diagram of the cage in the start-up stage

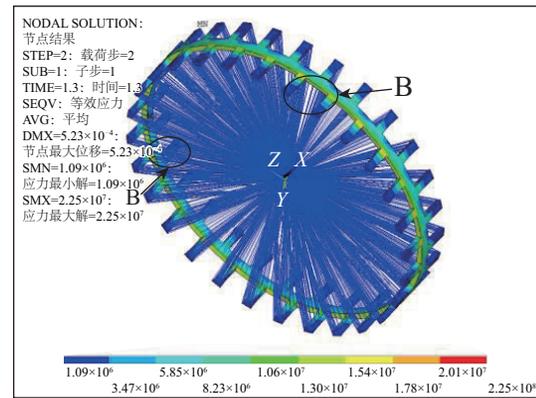


图 11 稳定运行阶段保持架应力云图
Fig. 11 Stress diagram of cage in stable operation stage

图 12 为主轴运转时受力最大的相邻两列滚子与内圈之间的接触力曲线。在风电机组启动初期滚子对内圈冲击较为剧烈,在 0.2 s 附近时接触应力达到最大值 4.574×10^4 N,平均接触应力为 1.077×10^4 N。由于风力机运转时主轴承存在偏载情况,靠近风轮端的一列滚子接触应力要小于远离风轮端一列滚子,其最大接触应力约为 2.942×10^4 N,平均接触应力约为 9.992×10^3 N。

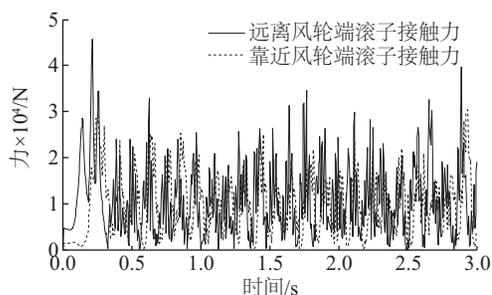


图 12 相邻两列滚子与内圈接触力

Fig. 12 Adjacent two rows of rollers contact force with inner ring

图 13 为滚子与内圈之间接触产生的应力云图。极限应力值发生在 0.2 s 附近,该时刻内圈所受极限应力值为 1.17×10^4 MPa, 受力危险位置发生在靠近滚道边缘处,边缘应力集中现象明显(如图 13 中 C 所示区域)。图 14 为 0.3 s 时内圈沿轴线方向应变云图。应变值为 0.24×10^{-4} m。该时刻以后内圈接触应力变化趋于稳定,但随着轴向力的增加,内圈靠近风轮端滚子与挡边接触力加大,变形较另一侧严重(如图 14 中 D 所示区域)。

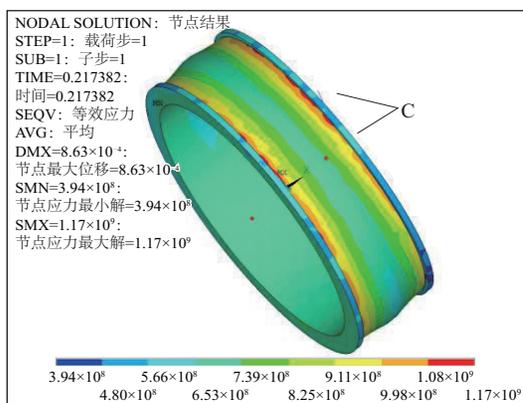


图 13 启动阶段内圈应力云图

Fig. 13 Inner stress nephogram of the starting stage

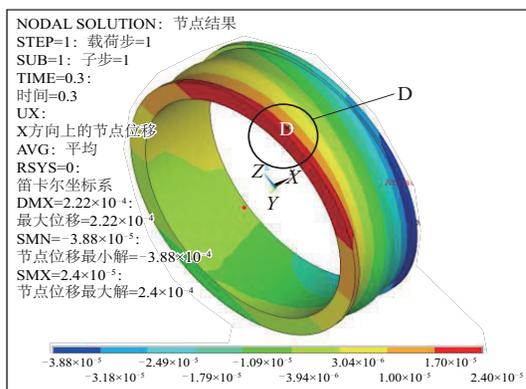


图 14 启动阶段内圈轴向应变云图

Fig. 14 Axial strain nephogram in the starting stage

4 结 论

依据刚柔耦合多体系统动力学理论建立一种风电机组主轴承的刚柔耦合多体接触动力学仿真模型。该模型充分考虑风电机组主轴承保持架与内圈空间大范围运动与自身小变形的耦合作用,并等效了有油膜存在情况下主轴承的径向刚度与阻尼。将该模型用于某 1.5 MW 风电机组主轴承动态响应模拟,仿真过程中对比验证模型的正确性与可靠性。根据仿真结果得到的结论如下:

1) 风电机组启动初期主轴承滚子对保持架沿周向冲击剧烈,保持架受力危险位置发生在兜孔处;平稳运行阶段保持架主要受滚子径向冲击作用,其受力危险位置发生在保持架内外壁,两个阶段保持架都有明显的受力不均。

2) 启动初期滚子对内圈冲击力较大,内圈受力危险位置发生在内滚道边缘附近,边缘应力集中现象明显;相邻两列滚子受力不均,内圈靠近风轮端变形较远离风轮端大,主轴承偏载现象明显。

3) 该研究所得轴承运转中柔性保持架与柔性内圈的应力与应变关系、实时的振动响应及两种工况下的受力危险位置可作为风电机组主轴承的选型及结构优化的参考依据。

[参考文献]

- [1] 任 博. 风电机组主轴轴承寿命预测研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2016.
- [1] Ren Bo. Study on life prediction of wind turbine main shaft bearings [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2016.
- [2] 秦大同, 张福平, 白温毓. 不同工况下风力发电机传动系统动态外载荷计算[J]. 太阳能学报, 2015, 36(1): 6—13.
- [2] Qin Datong, Zhang Fuping, Bai Wenyu. Dynamic loads calculation of the drive-train of the wind turbines in different operation conditions [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2015, 36(1): 6—13.
- [3] 刘 宏, 赵荣珍. 冲击载荷下风电机组传动链的振动响应及控制研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(6): 1579—1586.
- [3] Liu Hong, Zhao Rongzhen. Reserch of vibration response and control method of wind turbine drive train under impact load [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2016, 37(6): 1579—1586.

- [4] Jain S, Hunt H. A dynamic model to predict the occurrence of skidding in wind- turbine bearings [C]. Oxford: IOP Publishing, 2011.
- [5] 尚立龙. 风电机组主轴轴承疲劳寿命分析与数值模拟 [D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
- [5] Shang Lilong. Analysis and numerical simulation of fatigue life of main shaft bearing in wind turbine [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2013.
- [6] 张耀满, 王旭东, 宋华福, 等. 高速高精度机床运动仿真及其进给加速度测量 [J]. 机械研究与应用, 2004, (3): 19—21.
- [6] Zhang Yaoman, Wang Xudong, Song Huafu, et al. Kinematics simulation of high speed and high precision machine tool and feed acceleration measurement [J]. Mechanical Research & Application, 2004, (3): 19—21.
- [7] 姚廷强, 迟毅林, 黄亚宇, 等. 主轴系统刚柔耦合接触动力学仿真分析 [J]. 机械科学与技术, 2007, 26 (11): 1507—1510.
- [7] Yao Tingqiang, Chi Yilin, Huang Yayu, et al. Contact dynamics simulation of rigid and flexible coupled spindle system [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2007, 26 (11): 1507—1510.
- [8] 关 猛. 基于 ADAMS 的高性能轴承动态性能分析 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [8] Guan Meng. Dynamics performance analysis of high performance bearing based on ADAMS [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2014.
- [9] 吴 昊, 王建文, 安 琦. 弹流润滑圆柱滚子轴承径向刚度的计算 [J]. 轴承, 2008, (1): 1—4.
- [9] Wu Hao, Wang Jianwen, An Qi. Calculation of radial stiffness of elastodynamic Cylindrical roller bearing [J]. Bearing, 2008, (1): 1—4.
- [10] 吴 昊, 王建文, 安 琦. 圆柱滚子轴承阻尼的计算方法 [J]. 轴承, 2009, (2): 5—9.
- [10] Wu Hao, Wang Jianwen, An Qi. Calculating method for damping of Cylindrical roller bearings [J]. Bearing, 2009, (2): 5—9.
- [11] Hansen M O L. Aerodynamics of wind turbines [J]. Rotors Loads & Structure James, 2015, 5(2-3): 141—167.
- [12] 刘雅雯. 基于 Adams 的火车滚动轴承仿真分析方法研究 [D]. 北京: 北京邮电大学, 2015.
- [12] Liu Yawen. Simulation analysis mode of rolling bearing based on adams [D]. Beijing: Beijing University of Posts and Telecommunications, 2015.

DYNAMIC RESPONSE ANALYSIS OF RIGID-FLEXIBLE COUPLING OF MAIN BEARING OF WIND TURBINES

Ma Defu, Zhao Rongzhen, Ying Lingjun, Tang Xiaobin

(School of Mechanical and Electronical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to reveal the dynamic response of the main bearing of wind turbine under multi-dynamic parameter excitation, a dynamic simulation model of the main bearing rigid flexible coupling multi-body contact dynamics is established. The model considers the coupling action between the large space movement and its small deformation of bearing cage and inner ring, which is equivalent to the radial stiffness and damping with oil slick existing. The model is used to simulate the main bearing of a 1.5 MW wind turbines, and the correctness and reliability of the model are verified in the simulation, with that the relationship between stress and strain of the cage and the inner ring of the main bearing is obtained in the process of simulation, and the dangerous positions of the cage and inner ring under the two operating conditions is determined. The analysis method and the research results have some reference value to the selection of the main bearing of the wind turbines and the optimization of the structure.

Keywords: wind turbines; dynamic simulation; dynamic response; rigid flexible coupling; main bearing