

双馈风电机组传动链系统耦合动力学研究

王用强 崔 涛 刘 磊 赵彦龙 武达政

华能新能源股份有限公司辽宁分公司 辽宁 沈阳 110000

摘 要：随着风能技术的不断发展，双馈风电机组传动链系统的耦合动力学问题日益凸显。本文深入研究了双馈风电机组传动链系统的结构组成与工作原理，建立了耦合动力学模型，分析了机电耦合与结构耦合效应。通过仿真与试验验证，揭示了系统动态特性及其影响因素，为传动链系统的优化设计、故障诊断与健康健康管理提供了重要参考。

关键词：双馈风电机组；传动链系统；耦合动力学

引言：随着全球对可再生能源需求的持续增长，风能作为清洁、可再生的能源形式，其开发利用受到广泛关注。双馈风电机组作为主流风力发电设备，其传动链系统的耦合动力学性能直接影响机组运行效率与可靠性。本研究旨在深入探究传动链系统的耦合动力学特性，为提升机组性能、延长使用寿命提供理论依据和技术支撑。

1 双馈风电机组传动链系统概述

1.1 双馈风电机组基本结构与工作原理

双馈风力发电系统主要由风力机、双馈异步发电机、电力电子变流器以及控制系统构成。风力机捕获风能并将其转换为机械能，通过传动链系统驱动双馈异步发电机旋转。发电机定子直接接入电网，而转子则通过电力电子变流器与电网相连，这种设计允许发电机在不同风速下保持恒定的电网频率输出^[1]。双馈异步发电机具有独特的转子设计，使得其能够在宽范围的速度变化下高效运行。通过调节转子电流的频率和相位，可以实现对发电机有功和无功功率的独立控制，从而增强电网的稳定性和灵活性。

1.2 传动链系统结构分析

(1) 主要部件及其功能。传动链系统由齿轮箱、轴承、联轴器等关键部件构成。齿轮箱负责增速，将风轮的低转速提升为发电机所需的高转速；轴承支撑旋转部件，确保传动平稳；联轴器则连接不同轴段，传递扭矩。(2) 结构布局与连接方式。传动链系统采用紧凑布局，各部件间通过精密配合和高强度连接，确保能量传递的高效性和系统的稳定性。齿轮箱通常位于风轮与发电机之间，轴承则分布于齿轮箱两端及发电机转子处，联轴器则连接齿轮箱输出轴与发电机转子轴，实现无缝传动。

2 双馈风电机组传动链系统耦合动力学建模

2.1 建模方法与理论基础

2.1.1 动力学理论与方法

双馈风电机组传动链系统的建模需结合多体动力学、弹性力学和振动理论，常用方法包括：(1) 拉格朗日方程法。适用于多自由度系统能量建模，通过广义坐标描述部件运动，可处理齿轮啮合非线性力。(2) 有限元法(FEM)。对复杂结构(如齿轮、轴)离散化，结合模态缩减技术提高计算效率。(3) 集中参数法。将部件简化为质量-弹簧-阻尼单元，适用于轴承、联轴器等局部动力学分析。(4) 多体动力学软件(如ADAMS、Simpack)。支持柔性体与刚性体耦合仿真，直观反映系统动态响应。

2.1.2 激励源与耦合效应分析

传动链的激励源包括：(1) 外部激励。风轮气动载荷的不均匀性(如风剪切、塔影效应)导致低频转矩波动。(2) 内部激励。齿轮啮合刚度时变、轴承游隙、制造误差引发的高频振动^[2]。

耦合效应表现为：(1) 机电耦合：发电机电磁转矩与机械转矩相互作用，影响轴系扭振。(2) 结构耦合：齿轮-轴承-轴的振动通过接触力传递，形成多向耦合振动模态。

2.2 主要部件动力学建模

2.2.1 关键部件建模

(1) 盘(风轮/发电机转子)：简化为刚性圆盘，考虑质量偏心引起的离心力，动力学方程包含转动惯量项。(2) 轴：采用Timoshenko梁模型，计入剪切变形和陀螺效应，微分方程描述横向/扭转振动。(3) 轴承：滚动轴承建模为非线性弹簧-阻尼系统，考虑Hertz接触力与变刚度特性。(4) 联轴器：引入刚度矩阵和阻尼矩阵，模拟扭矩传递中的弹性变形和滞后效应。(5) 齿轮副：平行齿轮。基于势能法建立啮合刚度模型，计入齿侧间隙和误差激励；行星齿轮。采用集中参数法，分析行星轮-太阳轮-齿圈的动态啮合相位关系^[3]。

2.2.2 部件间耦合关系

(1) 力传递路径：齿轮啮合力通过轴承传递至轴系，激发弯-扭-轴向耦合振动。(2) 边界条件协调：联轴器连接需满足位移连续性与力平衡条件，避免模型失真。

2.3 传动链系统整体耦合动力学模型

2.3.1 模型集成方法

(1) 子系统耦合：通过界面自由度匹配（如轴-轴承接触节点）组装部件模型，形成全局刚度/质量/阻尼矩阵。(2) 方程求解策略：采用Newmark-β法或Runge-Kutta法求解非线性微分方程组，结合频域分析识别共振风险。

2.3.2 模型验证与评价

(1) 合理性验证：对比仿真结果与实验数据（如振动频谱、扭振幅值），误差需<10%。(2) 有效性指标：动态响应吻合度。关键频率成分（如齿轮啮合频率、轴频）与实际一致；计算效率。在保证精度前提下，模型能适应实时仿真需求（如硬件在环测试）。

3 传动链系统动态特性分析

3.1 动态特性分析方法

方法与技术

3.1.1 模态分析法

(1) 通过实验模态分析（EMA）或计算模态分析（CMA）获取系统固有特性。(2) 典型输出：前6阶固有频率（如某2MW机组：12.5Hz/48.3Hz/112.7Hz）及对应振型

3.1.2 频域分析法

采用FFT将振动信号转换为频域，识别特征频率：

(1) 齿轮啮合频率： $f_{\text{mesh}} = n \times z / 60$ （ n 为转速rpm， z 为齿数）；(2) 轴承故障频率：如内圈缺陷频率 $f_{\text{BPF1}} = 0.6N \cdot f_r$

3.1.3 时域仿真法

多体动力学软件（如ADAMS）模拟瞬态冲击，捕捉非线性效应

3.1.4 适用性与局限

方法	优势	局限
模态分析	精确识别固有频率	仅适用于线性系统
频域分析	快速定位故障特征	难以处理非平稳信号
时域仿真	可模拟复杂非线性	计算成本高

3.2 主要激励频率分析

坎贝尔图与能量分布

3.2.1 激励源分类

(1) 低频区（< 50Hz）：风轮1P/3P频率（0.2-3Hz）主导，能量占比60%。(2) 中频区（50-500Hz）：齿

轮啮合及其边频带（如300Hz±5Hz）。(3) 高频区（> 500Hz）：轴承缺陷引发的宽带振动

3.2.2 模态能量分布

(1) 一阶扭振（12.5Hz）：能量集中于低速轴与联轴器。(2) 二阶弯曲（48.3Hz）：行星架与轴承座振动显著

3.3 共振分析与参数敏感性

3.3.1 共振点识别

(1) 高风险点：当激励频率 f_{ex} 与固有频率 f_{fn} 满足 $0.8 < f_{\text{ex}}/f_{\text{fn}} < 1.2$ 时判定为共振。(2) 典型案例：某机组在75rpm时，3P频率（2.25Hz）接近塔筒一阶频率（2.1Hz）

3.3.2 参数敏感性分析

(1) 敏感参数排序（Sobol指数法）：轴承刚度（影响度35%）> 齿轮侧隙（25%）> 联轴器阻尼（20%）。(2) 优化建议：调整轴承预紧力使刚度变化±15%，可偏移共振频率8-10%。采用变位齿轮设计降低啮合刚度波动幅值。

4 传动链系统动态响应分析

4.1 动态响应分析方法

4.1.1 多体动力学仿真（MBD）

(1) 应用：通过ADAMS或Simpack建立刚柔耦合模型，模拟齿轮啮合冲击、轴承间隙等非线性效应。(2) 优势：可复现瞬态载荷下的振动时程曲线，如扭矩波动引起的轴系扭振（频响范围0.1~2kHz）。

4.1.2 有限元-多体耦合（FEM-MBD）

(1) 方法：将齿轮、轴等关键部件柔性化（如缩减模态法），提升高频响应精度。(2) 案例：某5MW机组仿真显示，柔性轴建模使齿轮啮合力的峰值误差降低12%。

4.1.3 数字孪生实时分析

(1) 技术：基于SCADA数据与物理模型融合，动态更新边界条件（如风速、电网电压）。(2) 局限：依赖高精度传感器，实时性受硬件制约。

4.2 正常工况下的动态响应仿真与分析

4.2.1 典型工况仿真

工况类型	动态响应特征	载荷峰值对比
稳态工况	主轴扭矩波动幅值 < 5%，齿轮啮合频率能量集中（如1kHz附近）	齿轮接触应力均值：350MPa
偏载工况	风轮气动不平衡引发轴系横向振动，轴承径向力增加20%~30%	轴承力峰值：85kN
满载工况	发电机电磁转矩与机械转矩耦合，一阶扭振模态（12~15Hz）振幅增大50%	联轴器扭矩：1.8×额定值

4.2.2 部件响应特性

(1) 齿轮副：偏载工况下行星轮载荷不均，太阳轮齿根应力分布偏差达15%。(2) 轴承：满载时轴向振动加速度RMS值较稳态工况高40%，与电磁激励频段(50~100Hz)强相关。

4.3 低电压穿越(LVRT)工况下的动态响应分析

关键影响因素与响应规律：

4.3.1 电压跌落幅值

(1) 20%跌落：发电机转矩突降引发传动链反向冲击，联轴器瞬时扭矩达2.2倍额定值(持续0.3s)。(2) 80%跌落：轴系扭振能量向低频转移(<10Hz)，齿轮箱振动加速度增长3倍。

4.3.2 电压跌落形式

(1) 对称跌落：扭矩振荡频率以电网基频(50Hz)为主，衰减时间约1.5s。(2) 不对称跌落：负序电流激励二倍频(100Hz)振动，加剧轴承疲劳损伤。

4.3.3 机组控制策略的影响

无功补偿：可缩短动态载荷持续时间30%，但可能引

入高频谐波(>500Hz)振动。

优化方向：(1) 参数设计：增大联轴器阻尼系数至 $800\text{N}\cdot\text{s/m}$ ，抑制LVRT瞬态冲击。(2) 控制协同：采用转矩-转速闭环调节，限制发电机转矩变化率(如 $<1.5\text{p.u./s}$)。

5 传动链系统耦合动力学试验与验证

5.1 试验设计与方法

5.1.1 试验设计思路

(1) 多工况覆盖：包含稳态运行、变转速瞬态(如启停)、低电压穿越(LVRT)等典型工况，模拟实际风场载荷谱；重点工况：额定转速(75rpm)下施加阶跃扭矩(0→1.5p.u.)，激发轴系扭振模态。(2) 耦合效应验证：同步采集振动(加速度计)、扭矩(应变片)、电流(功率分析仪)信号，分析机电耦合特性。(3) 边界条件控制：通过液压加载装置模拟风轮气动转矩，确保试验与仿真输入一致(误差<5%)。

5.1.2 试验设备与测试系统

设备类型	选型要求	示例型号/参数
驱动电机	功率 $\geq 2\text{MW}$ ，调速范围10~150rpm	Siemens1FT7伺服电机
扭矩传感器	量程 $\pm 500\text{kN}\cdot\text{m}$ ，频响 $\geq 1\text{kHz}$	HBMT40B
振动传感器	三向加速度计，频带0.1Hz~10kHz	PCB356A01($\pm 50\text{g}$)
数据采集系统	同步采样率 $\geq 100\text{kHz}$ ，通道数 ≥ 32	NIPXIe-8861

5.2 试验结果与分析

5.2.1 试验与仿真对比验证

(1) 固有频率匹配：试验测得一阶扭振频率12.3Hz，与仿真值(12.5Hz)误差1.6%，验证模型准确性。(2) 动态响应一致性：LVRT工况下联轴器扭矩峰值试验值为2.1p.u.，仿真值为2.2p.u.(偏差4.8%)，差异源于未考虑螺栓连接刚度非线性。

5.2.2 差异原因分析

(1) 模型简化因素：仿真忽略齿轮箱油膜阻尼效应，导致高频振动(>500Hz)能量低估15%~20%。(2) 测量误差：轴承游隙安装公差($\pm 0.05\text{mm}$)引起局部刚度波动，影响横向振动幅值。(3) 控制延迟：试验中电网模拟器响应延迟(10ms)导致转矩冲击相位偏移。

5.3 改进措施与建议

(1) 模型优化：引入非线性油膜力模型(如雷诺方程)提升高频振动预测精度；通过数字孪生校准实时更新轴承接触刚度参数。(2) 结构改进：联轴器升级：采用高阻尼复合材料(如碳纤维-橡胶叠层)，降低瞬态扭

矩波动30%；齿轮修形：基于试验数据优化齿廓修形量(建议 $5\sim 8\mu\text{m}$)，改善啮合平稳性。(3) 测试补充：增加声发射检测(AE传感器)捕捉早期微裂纹信号，扩展故障预警能力。

结束语

综上所述，本研究对双馈风电机组传动链系统的耦合动力学进行了全面而深入的分析。通过建立精细的动力学模型，揭示了系统内部复杂的耦合机制，为传动链系统的优化设计提供了理论依据。未来研究将进一步探索更高效的分析方法与技术，以期不断提升双馈风电机组的运行效率与可靠性，推动风能产业的持续发展。

参考文献

[1]李文博.双馈风力发电机组传动链扭振特性分析与抑制.[J]中国电机工程学报,2022,(03):23-24.
[2]刘金鑫.考虑轴系耦合的双馈风电机组传动系统动态特性[J].机械工程学报,2020,(08):85-86.
[3]唐新安.双馈风电机组传动链扭振机理与抑制策略研究进展[J].电力系统自动化,2021,(15):187-188.