

风电机组五自由度载荷复现的控制技术

殷秀兴¹, 王成东¹, 王 菁², 林勇刚¹, 王小珺¹, 李 伟¹

(1. 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027; 2. 浙江运达风电股份有限公司, 杭州 310012)

摘 要: 针对风电机组多自由度载荷加载的需要, 提出一种五自由度载荷复现的加载技术方案。将风轮、轮毂等部件等效成为加载盘, 在该盘轴向和径向分别均匀设置 24 个电液加载器。通过一定的加载策略对 24 个加载器进行针对性的控制, 以有效合成并复现五自由度载荷。设计相应的加载控制系统, 提出基于五自由度载荷的加载策略。在此基础上, 提出基于自适应加权模型的加载系统频响函数辨识方法, 经由改进的粒子群算法优化, 以获得高精度的系统频率响应模型。同时, 针对系统加载力时延的特点, 提出频域加载预测控制策略, 以实时修正驱动谱, 实现单频率点载荷谱的精确跟踪。仿真和实验结果验证了加载控制技术的可行性和有效性, 并表明加载控制系统能有效实现高精度的五自由度载荷复现。

关键词: 风电机组; 加载系统; 频率响应; 控制策略

中图分类号: TM619; TH135

文献标识码: A

0 引 言

由于工作环境较为复杂和恶劣^[1], 风电机组在运行过程中通常会受到各种时变载荷或极限载荷(如惯性载荷、空气动力载荷和重力载荷等)的干扰。在这些载荷的作用下, 机组会产生各类故障、失效或疲劳损伤等问题^[2-4], 并因而产生高昂的维护保养费用。因此, 需要在机组量产和安装前, 提前进行机组的载荷适应性测验以提前测试机组的疲劳特性和可靠性等性能指标, 以便及时修正和改进相关设计, 并最大限度提高机组的抗载荷能力和使用寿命。为此需设计机组载荷复现的方案并开发相应的加载装置, 以便在实验室内对机组进行载荷测试。目前常采用背靠背式的电机拖动加载方式来施加风力转矩载荷, 由电动机通过减速箱拖动被试件旋转, 以动态地施加转矩载荷。如 Hansen 公司的 12 MW 电机加载装置^[5,6], Wingery 公司的功率闭环加载装置^[7], 美国国家能源实验室的 2.5 MW 加载装置^[8-10] 和美国 MTS 公司的伺服加载装置^[11]。

国内的风电机组载荷复现方案基本与上述相同, 也采用电机拖动被试件的方式来加载风力转矩载荷。文献[12~14]中的加载装置仅适用于小型机组的载荷加载。文献[15~20]也是采用电功率闭环形式的电机拖动加载方式。然而上述电机拖动加载方式只能对待测机组施加单自由度的风力转矩载荷, 并不能施加机组所受到的其余五自由度载荷, 因而并不能完整而准确复现机组运行的载荷状态, 也很难用于机组可靠性的验证。

鉴于此, 本文提出一种风电机组五自由度载荷复现的加载控制技术方案, 设计加载控制系统并给出加载控制策略, 通过仿真和实验验证加载技术方案及其加载系统的可行性和高效性。不同于上述加载测试装置, 该加载控制系统在基本的轴向风力转矩加载测试的基础上, 能更加高效地实现机组其他五自由度载荷的复现和加载控制。该五自由度加载控制系统具有通用性, 不仅可用于小功率机组的载荷测试, 而且能满足 MW 级机组的全功率载荷测试的需要。因此, 该系统有助于真实再现风电机组运行环境, 有利于实现真正意义上的风电系统的

收稿日期: 2017-02-03

基金项目: 浙江省自然科学基金重点项目(1Z19E050001)

通信作者: 林勇刚(1976—), 男, 博士、教授, 主要从事风力及海流能发电方面的研究。yglin@zju.edu.cn

室内加载测试实验。

1 系统实现原理

1.1 设计原理

如图 1, 将机组的风轮、轮毂等等等效成一加载盘, 并作为加载对象。在加载盘的左右侧面对称各设置 8 个电液加载器, 在径向对称设置 8 个电液加载器, 合计为 24 个加载器。同时, 发电机、增速齿轮箱和相关部件等构成被试件, 用于测试所施加的载荷对其的影响。电动机带动加载盘和被试件旋转, 发电机输出的电能最终回馈到电网, 并构成功率闭环。

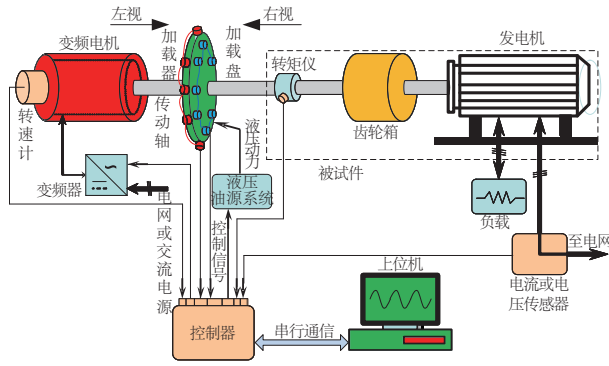


图1 加载系统设计原理

Fig. 1 Design principle of the loding system

上位机通过控制器控制液压油源系统和电液加载作动器按照预定义的五自由度载荷谱对加载盘进行加载并合成五自由度载荷。加载盘上复现出的五自由度载荷通过传动轴对被试件产生影响, 以再现被试件所处的真实载荷状态。通过设置相应的转速计, 转矩仪等传感器可采集并获得载荷测试实验的反馈液压压力等相关的实验数据并在工控机中显示。如图 2, 以机组轮毂质心为原点建立加载坐标系 $x-y-z$ ^[21], 并通过坐标变换方式^[22], 将机组各类动态载荷^[23]映射转换到加载坐标系中并合成, 可获得机组五自由度载荷模型为 F_x 、 F_y 、 F_z 、 M_y 、 M_z 。其中, F_x 、 F_y 、 F_z 表示机组受到的轴向和径向的力载荷, M_y 、 M_z 表示挥舞等的弯矩载荷。这些多自由度载荷可通过实测或软件获得^[24], 并作为需要加载的参考载荷数据。

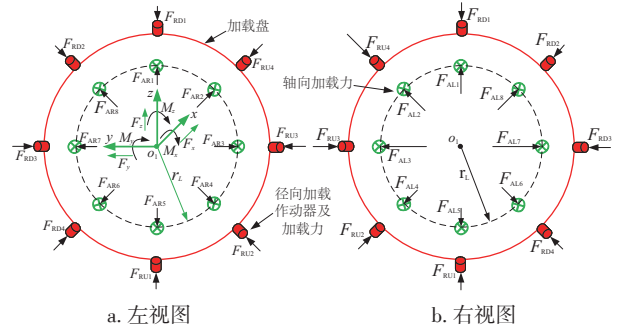


图2 加载盘加载力分析

Fig. 2 Loading analysis of the loading disc

1.2 加载策略

为实现机组的五自由度载荷复现, 首先需从该五自由度载荷分解获得每个电液加载器所需复现的参考加载力。因而, 可将对置的加载器输出力的合力视为单位加载力矢量, 而矢量的符号则确定实际动作的加载器。这样, 共可获得 12 个单位加载力矢量, 5 个约束方程。

如图 2 所示, 定义沿 x 轴右向和左向的单个加载器的轴向参考加载力矢量分别为 F_{ARi} 和 F_{ALi} , 其中 $i=1, \dots, 8$; 定义单个加载器的径向参考加载力矢量分别为 F_{RUj} 和 F_{RDj} , 其中 $j=1, \dots, 4$ 。

定义轴向和径向的单位加载力矢量分别为:

$$F_{Ai} = F_{ARi} - F_{ALi} = \begin{cases} -F_{ALi} (F_{ARi} = 0), & F_{Ai} < 0 \\ F_{ALi} = F_{ARi} = 0, & F_{Ai} = 0 \\ F_{ARi} (F_{ALi} = 0), & F_{Ai} > 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$F_{Rj} = F_{RUj} - F_{RDj} = \begin{cases} -F_{RDj} (F_{RUj} = 0), & F_{Rj} < 0 \\ F_{RDj} = F_{RUj} = 0, & F_{Rj} = 0 \\ F_{RUj} (F_{RDj} = 0), & F_{Rj} > 0 \end{cases} \quad (2)$$

可得到加载力约束方程组为:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ M_y \\ M_z \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^8 F_{Ai} \\ (F_{A1} - F_{A5}) \cdot r_L + \frac{\sqrt{2}}{2} (F_{A2} + F_{A8} - F_{A4} - F_{A6}) \cdot r_L \\ (F_{A3} - F_{A7}) \cdot r_L + \frac{\sqrt{2}}{2} (F_{A2} + F_{A4} - F_{A6} - F_{A8}) \cdot r_L \\ F_{R3} + \frac{\sqrt{2}}{2} (F_{R2} + F_{R4}) \\ F_{R1} + \frac{\sqrt{2}}{2} (F_{R2} - F_{R4}) \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中, r_L ——轴向加载器分布圆的半径。

定义下列列向量如式(4)所示, 联立式(3)和

式(4)可得到矩阵表达式如式(5)所示。式(5)还可写为式(6)的形式。其中,定义 5 行 12 列的矩阵 A 为加载矩阵,如式(7)所示。

$$\mathbf{M} = [F_x, M_y, M_z, F_y, F_z]^T$$

$$\mathbf{F} = [F_{A1}, F_{A2}, F_{A3}, F_{A4}, F_{A5}, F_{A6}, F_{A7}, F_{A8}, F_{R1}, F_{R2}, F_{R3}, F_{R4}]^T \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} F_x \\ M_y \\ M_z \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & -r_L & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & r_L & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & -r_L & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{A1} \\ F_{A2} \\ F_{A3} \\ F_{A4} \\ F_{A5} \\ F_{A6} \\ F_{A7} \\ F_{A8} \\ F_{R1} \\ F_{R2} \\ F_{R3} \\ F_{R4} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\mathbf{M} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{F} \quad (6)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & -r_L & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & r_L & \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & -r_L & -\frac{\sqrt{2}}{2} \cdot r_L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} & 0 & -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

由于矩阵 A 并非方阵,无法获得其逆阵,需按其最小范数及最小二乘解的 Moore-Penrose 伪逆^[25]来求解获得 12 个单位加载力矢量,即:

$$\mathbf{F} = \mathbf{A}^T \cdot (\mathbf{A} \cdot \mathbf{A}^T)^{-1} \cdot \mathbf{M} \quad (8)$$

这样,根据式(1)、式(2)、式(7)和式(8)可快速准确获得单个电液加载器所需的参考加载力信号。

如图 3 所示,五自由度载荷作为加载给定信号输入到加载系统中,并使得电液加载器组动作,经加载力传感器组获得各加载作动器所施加的加载力信号,并经加载力的合成,反馈到输入端与给定信号相比较,二者偏差经加载力分解获得单个加载器的参考加载力。控制器通过闭环控制各加载作动器以准确跟踪和复现其参考加载力矢量,而所有加载器所产生的加载力的合力和合力矩便可构成并复现五自

由度载荷。电液加载作动器可采用电液比例阀闭环控制单出杆液压缸的形式^[6]。

2 系统频响函数辨识

为准确地复现五自由度载荷波形,需了解加载控制系统的工作特性,即需首先辨识系统的频率响应函数。鉴于五自由度载荷矢量在各方向上为正交关系,可将系统视为 5 个独立解耦的单输入单输出的加载通道的组合。这样,可分别辨识每个通道的频响函数,并针对每个通道设计相应的控制算法。目前,频响函数辨识多采用 H_1 或 H_2 模型^[26]。虽然两类模型易于计算,但均为单端干扰模型,对于双端干扰的频响函数为欠估计或过估计,辨识精度不高。

鉴于加载系统的各单输入单输出的加载通道均为双端干扰的特点,提出一种基于自适应加权模型的频响函数辨识方法,该方法加权组合原有的 H_1 、 H_2 模型并以相干函数为辨识精度的评价指标,经过改进的粒子群算法获得最佳加权系数和最优的频响函数。

定义自适应加权模型 H_w 为:

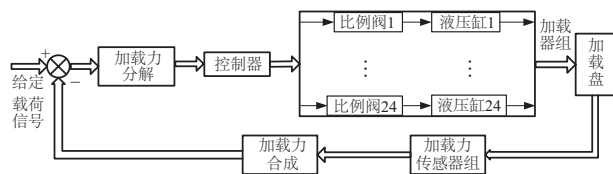


图3 加载系统控制原理

Fig. 3 Control principle of the loading system

$$H_w = aH_1 + bH_2 + c(H_1H_2)^d \quad (9)$$

$$= aG_{xy}/G_{xx} + bG_{yy}/G_{yy} + c(G_{xy}/G_{xx} + G_{yy}/G_{yy})^d$$

式中, $a \sim d$ —— 加权系数, 满足其约束条件 $a+b+c=1$, $0 < a \sim d < 1$; x 、 y —— 输入和输出信号; G_{xx} 、 G_{yy} 、 G_{xy} —— 各通道输入和输出信号的自功率谱密度和互功率谱密度。

重相干函数:

$$\gamma_{xy}^2 = \frac{G_{xy}^2}{G_{xx}G_{yy}}, 0 \leq \gamma_{xy}^2 \leq 1 \quad (10)$$

采用式(10)作为频响函数估计精度的评价指标, 该函数在频域上反映了系统输出对输入的依赖关系, 其值愈大, 说明频响模型精度愈高, 反之则愈低。

采用改进的粒子群算法, 以相干函数的倒数作为精度优化指标, 经过循环优化获得最佳加权系数, 并经平滑处理获得高精度的各通道的频响函数。

如图4所示, 该改进的粒子群算法采用双学习因子和随机权重来优化加权系数, 而两学习因子在优化过程中随迭代次数的增加进行不同步的自我调整。这样, 在优化的初始阶段, 粒子具有较高的自我学习能力和较小的社会学习能力, 全局搜索能力较强。在优化后期, 粒子具有较高的社会学习能力和较小的自我学习能力, 能快速收敛到全局最优解。该辨识算法基于现有频响模型, 仅需优化确定加权系数即可, 易于实现, 避免了繁杂的机理推算, 同时可保证较高辨识精度。

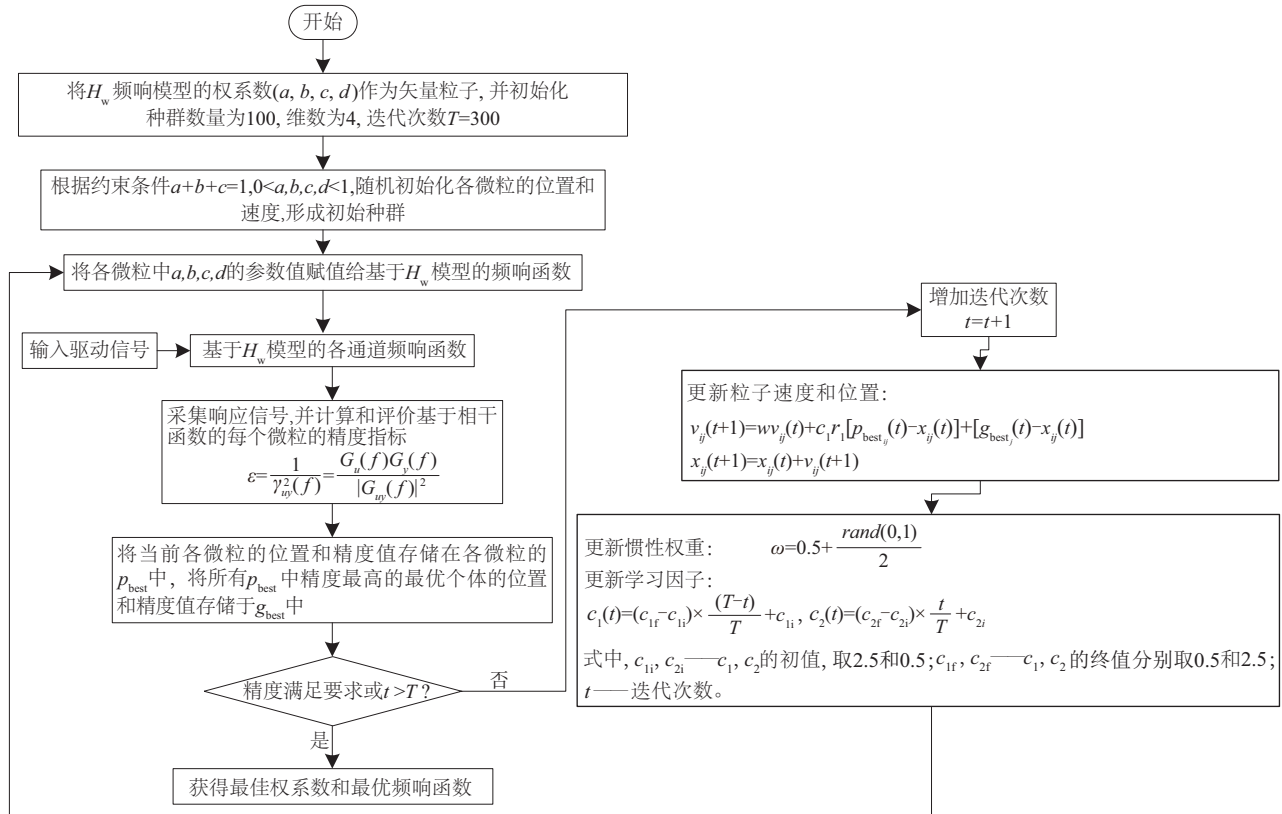


图4 基于改进粒子群算法的系统频响函数辨识流程

Fig. 4 Frequency model identification based on the improved particle swarm optimization method

3 频域加载预测控制策略

因需复现的多自由度载荷波形具有随机特性明显, 变化剧烈, 高频分量较多等特点, 较难通过常规的频域迭代算法^[27]进行实时精确的载荷谱的复

现与控制。为此, 提出一种频域加载预测控制策略。该策略针对加载系统加载力时延的特点, 结合预测和迭代算法, 实时修正驱动谱, 实现单频率点的高精度载荷谱的控制, 跟踪与复现。

加载系统中进行的五自由度载荷的分解与合

成,需占用一定的运算时间,这样会导致实际加载力的响应信号相比于加载输入信号有一定的延迟,即 k 时刻的输入信号 $x[k]$ 应当相应于 $k+m$ 时刻的响应信号 $y[k+m]$,其中 m 为时延单位。据此,可将已辨识的系统 H_w 频响模型作为预测模型,在频域内进行每个频率点的预测控制。

如图 5 所示,该控制策略主要由预处理、频率响应模型、在线校正、FFT/IFFT、预测控制增量生成以及驱动信号的合成等环节构成。其中,预处理环节主要对载荷信号进行滤波和相位平移等运算操作。

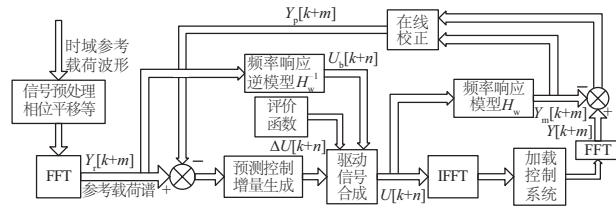


图 5 频域加载预测控制策略

Fig. 5 Frequency domain predictive control strategy

由于参数不确定性,非线性因素以及辨识误差的影响,基于 H_w 频响模型的输出信号与其真实值之间存在一定的频域误差,该误差可表示为:

$$E[k+m] = Y[k+m] - Y_m[k+m] \quad (11)$$

式中, $Y[k+m]$ 、 $Y_m[k+m]$ ——实际输出和辨识模型信号。

采用加权因子 $\alpha(0 < \alpha < 1)$,补偿并校正模型预测输出:

$$Y_p[k+m] = Y_m[k+m] + \alpha \cdot E[k+m] \quad (12)$$

基于该校正的模型输出信号,定义生成的预测控制增量为:

$$\Delta U[k+n] = \frac{Y_r[k+m] - Y_p[k+m]}{H_w} \quad (13)$$

式中, n ——驱动信号步长。

基础驱动信号可由参考载荷谱和基于 H_w 的频响模型获得,即为:

$$U_b[k+n] = Y_r[k+n] / H_w \quad (14)$$

式中, Y_r ——参考载荷谱。

叠加预测控制增量信号和基础驱动信号,获得合成的频域驱动信号为:

$$U[k+n] = U_b[k+n] + \beta \cdot \Delta U[k+n] \quad (15)$$

式中, β ——自适应调整控制量收敛速度的加权因子,该因子可经由在线评价函数通过逻辑判断获得。

定义单频率点载荷谱相对偏差的在线评价函数为:

$$J[k+m] = \left\{ \frac{Y_r[k+m] - Y_p[k+m]}{Y_p[k+m]} \right\}^2 \quad (16)$$

根据该函数和控制精度 ε ,可推知加权因子 β 的自适应调整规则为:1)若 $J[k+m] < \varepsilon$,则 β 相应增大,以加大预测增量控制的作用;2)若 $J[k+m] > \varepsilon$,则说明基础驱动信号可实现较高精度的加载控制,加权因子 β 应相应减小。该加权因子的自适应调整策略可通过模糊逻辑推理系统实现^[28]。

频域加载预测控制策略易于实现,能对单个频率点进行在线实时控制,控制精度较高,克服了常规迭代算法的实时性和精度不高、忽略控制系统延迟以及需整段信号迭代运算并校正偏差等缺点。

4 仿真结果与分析

鉴于 5 个加载通道相互独立且频响函数相似,选取典型的 F_x 通道作为辨识对象。给该通道输入频带为 0.5~250.0 Hz 均匀分布的随机信号,在输入和输出端均加入 1% 的噪声干扰,以再现实际载荷工况,分别采用 H_w 模型和 H_l 模型进行频响函数的辨识和相关函数值的计算。该通道频响函数的幅频特性以及相干函数值的变化曲线分别如图 6、图 7 所示。图 6 表明,基于 H_w 模型的频响函数的幅频特性曲线较为平滑,其幅值略微高于基于 H_l 模型的辨识值,该特点与基于 H_l 模型的估计值为欠估计有关。同时,由于受噪声污染,频响函数的高频分量处的幅值稍有降低。图 7 表明,相比于 H_l 模型估计时的相干函数值, H_w 模型的相干函数的幅值明显提高,各频率点的输入输出的相关性较高,说明辨识的误差明显减小,辨识精度大幅度提高。同时,高频分量处的相干函数幅值下降较快,说明加载控制系统的频响带宽约为 200 Hz,能较好覆盖常见的载荷频宽^[8],完全可满足五自由度载荷复现的需要。

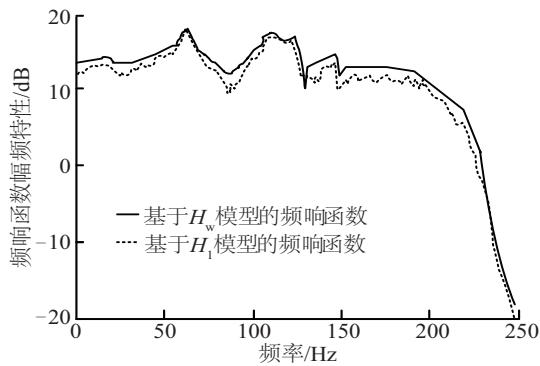


图6 典型通道频响函数辨识结果

Fig. 6 Frequency function of typical channel

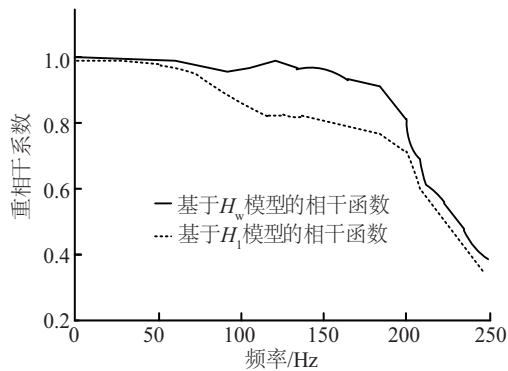


图7 重相干函数计算结果

Fig. 7 Heavy coherence function

5 实验结果与分析

为有效验证所提出的五自由度载荷复现控制技术方案的可行性与合理性,在实验室内搭建 100 kW 风电机组传动链的加载实验台。如图 8 所示,加载实验台主要由五自由度加载装置、液压泵站、被试件、控制器等构成。五自由度加载装置根据图 1 设计,采用加载盘模拟风轮惯量,采用内置的电液加载器模拟机组五自由度载荷。液压泵站输出的具有较高压力及流量的液压油源作为动力源,通过液

压阀集成块直接接入到各电液加载器的液压缸中。被试件主要为待测的齿轮箱和发电机,并可根据需要加以调整。

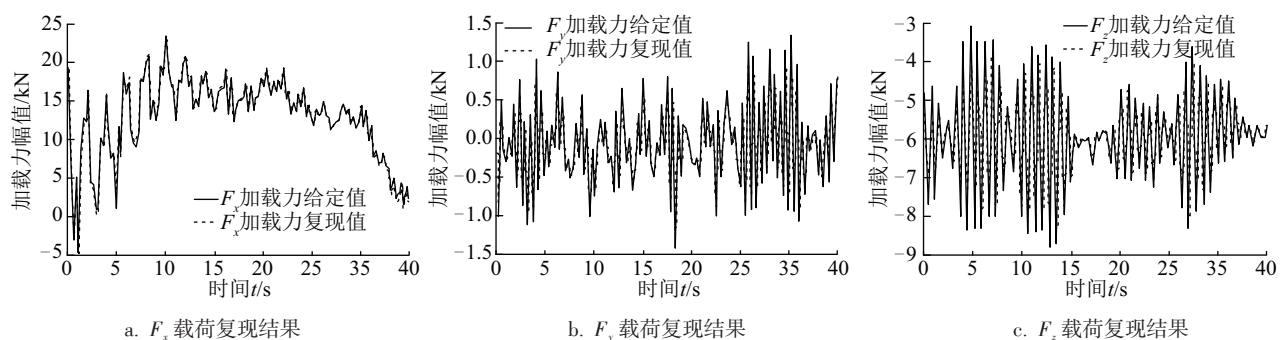


图8 加载试验台

Fig. 8 Loading test bench

上位机主要用于给定载荷谱,实时接收、显示、并存储实验台运行时的各项参数,监视加载系统的正常运行。上位机测控程序采用 LabVIEW 软件编写,采样周期为 500 ms。控制器采用工控机内的 CPU 实现,主要用于接收参考载荷谱,执行加载控制策略,对 5 个加载通道的加载力施行闭环控制,并提供系统运行的安全保护等功能。控制程序基于以上仿真所辨识的加载系统的频响模型及加载控制策略进行编写和调试。其中,根据式(1)~式(8)编写加载力分解和合成的加载策略的程序代码,在上位机的 LabVIEW 软件中编写并调试好代码,并在线循环执行。

图 9 为系统五自由度载荷的加载预测与复现控制的实验结果,包括 3 组加载力曲线与 2 组加载弯矩曲线。据图 9 可知,加载控制系统具有较快的动态响应性能,能快速跟踪并复现给定的五自由度真实载荷,稳态跟踪误差基本保持在 5%之内,载荷复现的效果显著。

a. F_x 载荷复现结果b. F_y 载荷复现结果c. F_z 载荷复现结果

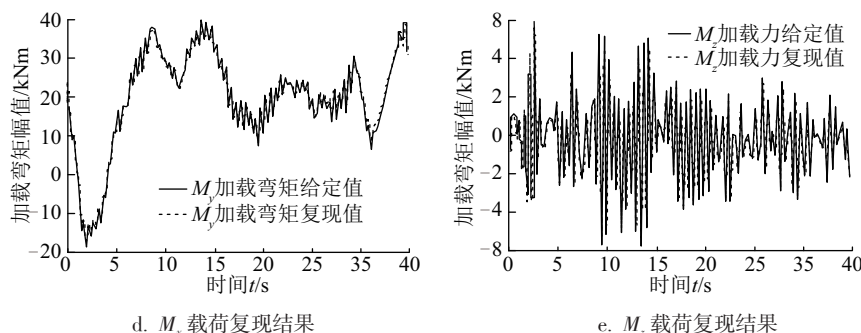


图9 五自由度载荷复现结果

Fig. 9 Reproduction results of the five-degree-of-freedom loads

6 结 论

1)研究风电系统传动链五自由度载荷复现的加载控制技术,设计了加载控制系统,提出加载策略,构成载荷约束方程,以获得确定的加载力矢量。该加载策略的加载力分解与合成准确性高,速度快,实时性好。

2)提出基于 H_w 模型的加载系统频响函数辨识方法,通过加权组合原有的 H_1 和 H_2 模型,并以重相干函数为辨识精度的评价指标,经过改进的粒子群优化算法获得最佳权系数和最优的频响函数。该算法易于实现,并可保证较高辨识精度。

3)针对加载系统加载力时延的特点,提出频域加载预测控制策略,结合预测和迭代控制算法,实时修正驱动谱,实现单个频率点的载荷谱跟踪与精确控制。该控制策略易于实现,能对单个频率点进行在线实时控制,控制精度较高。

参考文献

- [1] Amirat Y, Benbouzid M E H, Al-Ahmar E, et al. A brief status on condition monitoring and fault diagnosis in wind energy conversion systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(9): 2629—2636.
- [2] 戴巨川. 叶片断裂事故条件下直驱式风电机组动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 190—198.
- [2] Dai Juchuan. Dynamic characteristics analyzed of large scale directly-driven wind turbines under blade fracture accident condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2): 190—198.
- [3] Oyague F, Gorman D, Sheng S. NREL gearbox reliability collaborative experimental data overview and

analysis[A]. Wind Power Conference and Exhibition [C], Dallas, Texas, USA, 2010.

- [4] 许明, 田德, 王海宽, 等. 风力发电机组的载荷计算方法概述[J]. 农村牧区机械化, 2009, (2): 6—9.
- [4] Xu Ming, Tian De, Wang Haikuan, et al. Overview of wind turbine load calculation method[J]. Mechanization in Rural & Pastoral Areas, 2009, (2): 6—9.
- [5] Peeters J, Leimann D, Huijskens R, et al. First results of Hansen's 13 MW test facility for wind turbine gearboxes [A]. Proceedings of the European Offshore Wind Conference[C], Stockholm, 2009.
- [6] Helsen J, Vanhollebeke F, De Coninck F, et al. Insights in wind turbine drive train dynamics gathered by validating advanced models on a newly developed 13.2 MW dynamically controlled test-rig[J]. Mechatronics, 2011, 21(4): 737—752.
- [7] Li H, Chen Z. Overview of different wind generator systems and their comparisons[J]. IET Renewable Power Generation, 2008, 2(2): 123—138.
- [8] La Cava W, van Dam J, Wallen R, et al. NREL Gearbox reliability collaborative: Comparing in-field gearbox response to different dynamometer test conditions: Preprint[R]. National Renewable Energy Lab (NREL), Golden, CO (United States), 2011.
- [9] Sheng S, Link H, La Cava W, et al. Wind turbine drivetrain condition monitoring during GRC phase 1 and phase 2 testing [R]. National Renewable Energy Lab (NREL), Golden, CO (United States), 2011.
- [10] Dempsey P J, Sheng S. Investigation of data fusion applied to health monitoring of wind turbine drivetrain components[J]. Wind Energy, 2013, 16(4): 479—489.
- [12] 严伟鑫. 风电传动链非扭矩载荷技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.

- [12] Yan Weixin. Research on the technology of non-torque loading system for wind turbine drivetrain[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.
- [13] 严伟鑫, 周晓军, 罗竹辉, 等. 一种风力发电机组试验台模拟加载装置[P]. 中国: ZL201120095778.7, 2008-10-01.
- [13] Yan Weixin, Zhou Xiaojun, Luo Zhuhui, et al. A wind turbine test rig load simulation utility [P]. China: ZL201120095778.7, 2008-10-01.
- [14] 罗竹辉, 周晓军, 严伟鑫, 等. 风力发电机组试验台模拟加载装置[P]. 中国: ZL201110083684, 2011-08-17.
- [14] Luo Zhuhui, Zhou Xiaojun, Yan Weixin, et al. A load simulation device of wind turbine test rig[P]. China: ZL 201110083684.2, 2011-08-17.
- [15] 杨松. 兆瓦级风力发电机组测试加载试验平台[P]. 中国: ZL201259465, 2009-06-17.
- [15] Yang Song. A test platform of Megawatt wind turbine load test[P]. China: ZL201259465, 2009-06-17.
- [16] 余岳, 叶伟, 唐建平. 风电机组整机全功率测试方法及试验装置[P]. 中国: ZL200910044129.1, 2010-01-20.
- [16] She Yue, Ye Wei, Tang Jianping. A test method and test apparatus of full power wind turbine engine[P]. China: ZL ZL200910044129.1, 2010-01-20.
- [17] 霍连文. 一种新型的兆瓦级风力发电机组试验系统及其试验方法[P]. 中国: ZL201010209749.9, 2010-11-10.
- [17] Huo Lianwen. A new test system and test method of megawatt wind turbine[P]. China: ZL201010209749.9, 2010-11-10.
- [18] 贾大江. 大型永磁直驱风力发电机组仿真测试系统[P]. 中国: ZL 200810200679.3, 2010-03-31.
- [18] Jia Dajiang. A simulation test system of large permanent magnet direct drive wind turbine[P]. China: ZL 200810200679.3, 2010-03-31.
- [19] 苗宏. 风机整机试验台测控系统的研制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [19] Miao Hong. Research and development of measurement and control system for wind turbine test-bed[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [20] 邵云. 基于PAC的风机整机试验台的设计与开发[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [20] Shao Yun. Design and development of testing platform for wind turbine based on PAC [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [21] Burton T, Jenkins N, Sharpe D, et al. Wind energy handbook[M]. New York: John Wiley & Sons, 2011.
- [22] Hansen M O L. Aerodynamics of wind turbines[M]. New York: Routledge, 2013.
- [23] 赵丹平, 徐宝清. 风力机设计理论及方法[M]. 北京: 北京大学出版, 2012.
- [23] Zhao Danpin, Xu Baoqing. Design theory and method of Wind turbine [M]. Beijing: Peking University Press, 2012.
- [24] Molenaar D P, Dijkstra S. State-of-the-art of wind turbine design codes: main features overview for cost-effective generation[J]. Wind Engineering, 1999, 23(5): 295—311.
- [25] Djordjević D S, Dinčić N Č. Reverse order law for the Moore-Penrose inverse[J]. Journal of Mathematical Analysis and Applications, 2010, 361(1): 252—261.
- [26] 肖长志. 地震模拟试验系统控制技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [26] Xiao Changzhi. Research on control technology for earthquake simulation test system [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011.
- [27] 胡毓冬, 周铨, 徐刚. 整车道路模拟试验台的控制算法[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2012, 40(8): 1164—1166.
- [27] Hu Yudong, Zhou Hong, Xu Gang. Control algorithm for the vehicle road simulation test [J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2012, 40(8): 1164—1166.
- [28] 王立新, 王迎军. 模糊系统与模糊控制教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [28] Wang Lixin, Wang Yingjun. A course in fuzzy system and control[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2003.

CONTROL TECHNOLOGY FOR FIVE DEGREE OF FREEDOM LOAD RECURRENCE OF WIND TURBINES

Yin Xiuxing¹, Wang Chengdong¹, Wang Jing², Lin Yonggang¹, Wang Xiaojun¹, Li Wei¹

(1. *State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;*

2. *Zhejiang Windey Co., Ltd., Hangzhou 310012, China*)

Abstract: Aiming at the need of wind turbine multi-degree of freedom load loading, a loading technology scheme of five-degree-of-freedom load recurrence is proposed. The wind wheel and hub etc. components are equivalent to the loading disk, 24 electro-hydraulic loaders are uniformly arranged in the axial direction and the radial direction of the disk, respectively. The targeted control of 24 loaders is performed through a certain loading strategy to compose and recurrence five degree-of-freedom load. The corresponding loading control system is designed and the loading strategy based on five-degree-of-freedom load is proposed. Based on this, the method for frequency response function identification of loading system based on adaptive weighting model is proposed, which is optimized by improved particle swarm algorithm to obtain high-precision system frequency response model. At same time, aiming at the characteristics of system loading force delay, the frequency domain loading prediction control strategy is proposed to correct the driving spectrum in real time and achieve accurate tracking of single frequency point load spectrum. The simulation and experimental results verify the feasibility and effectiveness of the loading control technology scheme, and show that the loading control system can effectively achieve high-precision five-degree-of-freedom load reproduction.

Keywords: wind turbine; loading system; frequency response; control strategy