DOI: 10.3901/JME.2020.08.162

基于风速预测的液压型风力发电机组 并网转速控制研究*

艾 超^{1,2,3} 高 伟¹ 陈立娟⁴ 张亚滨¹ 郭佳伟¹

(1. 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004;

2. 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004;

3. 燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 秦皇岛 066004;

4. 南京工程学院机械工程学院 南京 211167)

摘要: 以垂直轴液压型风力发电机组为研究对象, 主要针对机组的垂直轴风力机特性和高精度并网转速控制展开研究。首先建立风速、垂直轴风力机和液压主传动系统的数学模型, 分析垂直轴风力机的空气动力学特性, 得到垂直轴风力机输出转速周期性波动规律。根据风速预测曲线, 结合垂直轴风力机空气动力学模型, 得到风力机转速特性曲线。然后根据机组的实际并网需求, 提出基于短期风速预测的变量马达排量和比例节流阀协调控制的高精度并网控制策略, 使变量马达转速稳定在 $1\,500\text{ r/min} \pm 6\text{ r/min}$ 满足并网需求。最终利用 Matlab/Simulink 软件对所提出的转速控制策略进行仿真验证, 并考虑真实风速波动情况, 在 30 kVA 液压型风力发电机组半物理模拟试验台上对转速控制策略进行试验验证。所得到的研究成果为垂直轴液压型风力发电机组的广泛应用提供理论指导。

关键词: 风力发电; 垂直轴风力机; 液压传动; 风速预测; 转速控制

中图分类号: TK89

Research on the Speed Control of Hydraulic Wind Turbine Based on Wind Speed Prediction

AI Chao^{1,2,3} GAO Wei¹ CHEN Lijuan⁴ ZHANG Yabin¹ GUO Jiawei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

2. Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science (Yanshan University),
Ministry of Education of China, Qinhuangdao 066004;

3. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control,
Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

4. School of Mechanical Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing 211167)

Abstract: Taking the vertical axis hydraulic wind turbine as the research object, the characteristics of the vertical axis wind turbine and the accurate grid-connected motor speed control are researched. Firstly, the mathematic models of vertical axis wind turbine and hydraulic main drive system are established, the aerodynamic characteristics of the vertical axis wind turbine are analyzed, and the periodic fluctuation regularity of the output speed is obtained for the vertical axis hydraulic wind turbine. According to the input speed characteristics of vertical axis hydraulic wind turbine. The predicted wind speed is used to obtain the prediction curve of the wind turbine speed. Then, according to the grid connection requirements of the wind turbine, the high-precision grid-connected control strategy is proposed to make variable hydraulic motor speed stable at the $1\,500\text{ r/min} \pm 6\text{ r/min}$, based on the wind speed prediction, and the control variables are the swing angle of the variable motor and the opening of the proportional flow valve. Finally, the control method is simulated and validated by the Matlab/simulink platform, and considering the real fluctuation of wind speed, and the speed control strategy is tested on the 30 kVA hydraulic wind turbine semi-physical simulation test bench. The results provide theoretical guidance for the wide application of vertical axis hydraulic wind turbine.

Key words: wind power generation; vertical axis wind turbine; hydraulic transmission; wind speed prediction; speed control

* 国家自然科学基金(51775476)、河北省自然科学基金优秀青年基金(E2018 203388)和河北省高等学校科学技术研究重点(ZD2016114)资助项目。
20190302 收到初稿, 20200102 收到修改稿

0 前言

风能作为一种分布广泛的清洁能源, 受到国内外学者的广泛重视^[1-2]。目前很多学者将柔性的液压传动系统引入风电领域, 取代传统机型中的刚性传动^[3-4]。垂直轴液压型风力发电机组作为一种新型风力发电机组, 采用柔性传动取代传统机型中的刚性传动, 降低了机组的故障率, 提高了机组的电能质量^[5-6]。垂直轴液压型风力发电机组与传统垂直轴风力发电机组一样, 仍需要解决并网发电的问题。

目前国内外学者针对液压型风力发电机组并网转速控制进行了一系列研究。文献[7]针对以变量泵-定量马达为液压主传动系统的垂直轴液压型风力发电机组提出了一种基于模糊 PID 控制的方法, 实现了对定量马达的稳速控制, 并对功率进行了优化。文献[8]针对多级垂直轴液压型风力发电机组, 根据系统流量控制调速阀或变量马达排量实现了稳速机组的控制。文献[9]针对液压型风力发电机组提出了一种节流阀和变量马达排量双变量联合控制的并网转速控制方法, 但是并未考虑波动的风速和风力机特性。文献[10]针对液压型风力发电机组提出了一种比例阀、储能系统和变量马达三者联合的转速控制策略, 并进行了仿真验证, 但是未考虑波动的风速和风力机特性。文献[11]在液压型风力发电机组中引入了储能系统, 提出了考虑储能系统工作压力和液压马达转速的双闭环控制, 用于保持液压马达输出转速恒定, 但是没有进行试验验证。文献[12]采用变量马达排量和比例节流阀开度双变量联合控制, 实现液压型风力发电机组的并网转速高精度控制, 但比例节流阀位于高压腔和低压腔之间, 导致并网转速控制过程中, 会出现高压油流入低压腔的现象, 进一步增加了液压泵的工作负荷。文献[13]针对储能式液压型风力发电机组, 引入了蓄能器以抑制由于波动的风速带来的液压系统的压力波动, 实现速度控制, 但是当风机转速过高时, 系统流量仍会溢出。文献[14]针对液压泵-马达转速控制系统, 提出了一种基于系统压力反馈的减速补偿控制方法, 实现了系统的高精度控制。但是泵端的载荷是采用变频电机模拟的, 在泵端的速度随机变化下, 没有考虑液压马达的速度控制问题。文献[15]针对液压马达的速度控制, 通过检测风力机的速度和变量马达的速度来进行补偿, 同时结合模糊控制方法, 实现了转速控制系统良好的动态特性, 但是在随机波动风的扰动下, 系统需要始终处于调整状态, 以便与电网平滑连接。文献[16]提出了一种自适应模

糊滑模控制方法用于液压耦合驱动系统的速度控制。文献[17]提出了一种双回路速度控制方案, 将电机转速保持在同步转速, 以产生恒定频率的电力, 而不考虑中风速和负载功率的变化, 但是仅进行了模拟验证, 没有相关试验验证。

虽然上述针对液压型风力发电机组的转速控制均未考虑风速波动性和随机性以及风力机气动转矩波动性对液压马达转速控制系统的影响, 但是上述控制方法为本文的研究提供了一定的参考性。由于风力机作为能量转换过程中非常重要的环节之一, 风力机直接与定量泵相连, 风力机气动转矩的波动特性对机组并网转速控制产生很大影响, 同时也会进一步降低机组传动链的可靠性。因此, 本文拟结合风速预测、风力机气动转矩特性, 研究垂直轴液压型风力发电机组并网转速高精度控制策略, 以实现机组平稳并网、降低机组传动链载荷的目标。

1 垂直轴液压型风力发电机组模型

1.1 垂直轴液压型风力发电机组工作原理

垂直轴液压型风力发电机组工作原理简图^[18]如图 1 所示。随机波动的风驱动垂直轴风力机转动, 将风能转换为机械能。定量泵与风力机同轴相连, 风力机驱动定量泵同轴转动, 将机械能转换为液压能。定量泵输出高压油, 驱动变量马达转动, 同步发电机与变量马达同轴相连, 驱动同步发电机以 $1\,500\text{ r/min} \pm 6\text{ r/min}$ 的转速转动, 将液压能转换为电能, 实现并网发电。

图 1 垂直轴液压型风力发电机组工作原理简图

垂直轴液压型风力发电机组的并网发电控制原理为风力机完成启动后, 通过比例节流阀抑制主传动系统的周期性波动, 同时结合控制变量马达排量实现风电机组在任意风速下的高精度并网转速控

制,当机组完成并网后,比例节流阀会切出系统,即比例节流阀处于阀口全开状态,以降低液压系统的能量损失。

1.2 风速预测模型

采用 ARIMA 预测模型对风速进行提前一步的预测,相应的预测结果如图 2 所示。

图 2 预测结果

采用上述预测方法得到的误差统计结果如表 1 所示。

表 1 风速预测模型误差统计表

名称	数值
方均根误差	0.24
平均百分比误差	0.18
平均绝对百分比误差	3.15

由表 1 可知,采用 ARIMA 预测模型对风速进行预测,平均百分比误差为仅为 0.18,因此该模型的预测精度较高,能够机组并网转速控制系统对风速预测精度的需求。

为进一步分析该方法的预测效果,基于该预测模型进行了提前多步的预测,相应预测效果如图 3 所示。

图 3 多步预测效果

由图 3 可知,风速预测的精度与预测的时间有关,即随着预测时间的增长预测精度会明显下降,但是总体的预测趋势是正确的。最大的预测误差达到了 0.65 m/s,相应的预测误差结果如表 2 所示。

液压型风力发电机组并网转速控制需要对短期风速进行预测,采用该方法是满足控制需求的。

表 2 多步预测误差统计

名称	数值
方均根误差	0.44
平均绝对误差	0.41
最大百分比误差	9.5

1.3 风力机模型

采用双致动盘多流管模型^[19]描述风力机在风中的状态,该模型可有效分析垂直轴风力机的气动特性,该模型将各流管风分为两部分,一部分位于上风区,另一部分位于下风区,通过计算可得上风区平均转矩系数为

$$\bar{C}_{Q1} = \frac{NcH}{2\pi S} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} C_T \left(\frac{W}{V_{\infty}} \right)^2 d\theta \quad (1)$$

上风区域功率系数为

$$C_{P1} = \frac{R\omega}{V_{\infty}} \bar{C}_{Q1} \quad (2)$$

可得下风区域平均转矩系数为

$$\bar{C}_{Q2} = \frac{NcH}{2\pi S} \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} C_T' \left(\frac{W'}{V_{\infty}} \right)^2 d\theta \quad (3)$$

下风区域功率系数为

$$C_{P2} = \frac{R\omega}{V_{\infty}} \bar{C}_{Q2} \quad (4)$$

式中 N ——叶片数目;

c ——叶片弦长;

H ——转子半高;

S ——转子扫掠面积;

C_T ——上风区叶片截面切向力系数;

W ——上风区域相对入流速度;

V_{∞} ——来流速度;

R ——垂直轴风力机叶轮半径;

W' ——下风区域相对入流速度;

C_T' ——下风区叶片截面切向力系数。

则垂直轴风力机的总体平均功率系数

$$C_P = C_{P1} + C_{P2} \quad (5)$$

根据上述模型,在 Simulink 软件中用 S 函数编写计算程序,可得到不同叶尖速比下的输出转矩曲线如图 4 所示。本文所采用的垂直轴风力机参数如表 3 所示。

由图 4 可知,风力机完成转动一周的过程中,气动转矩波动了 4 次,出现该现象的原因是所研究的垂直轴风力机是 4 个叶片形式的。因此针对该垂

直轴风力机, 风力机运转时, 风力机的气动转矩波动频率是风力机转速波动频率的 4 倍。在低叶尖速比和高叶尖速比情况下, 风力机的气动转矩波动情况更为剧烈。

图 4 垂直轴风力机输出转矩

表 3 垂直轴风力机参数表

名称	数值
风力机叶片直径/m	11.5
风力机叶片弦长/m	1.4
风力机叶片翼型	NACA0018
风力机转动惯量/(kg · m ²)	18 625.2

由于本文所研究的垂直轴液压型风力发电机组构型中, 将垂直轴风力机与定量泵同轴相连, 当风力机的气动转矩出现波动必然会引起液压主传动系统转速的波动, 因此为实现垂直轴液压型风力发电机组并网转速高精度控制, 必须要考虑风力机气动转矩的波动情况。

1.4 液压系统模型

1.4.1 定量泵模型

定量泵的流量方程为

$$q_p = D_p \omega_p - C_{ip} p_{h1} \quad (6)$$

式中 D_p ——定量泵的排量;

ω_p ——定量泵的转速;

C_{ip} ——定量泵的内泄漏系数;

C_{ep} ——定量泵的外泄漏系数;

p_{h1} ——定量泵与比例节流阀之间高压压力。

定量泵的输出转矩为

$$T_p = D_p p_{h1} \quad (7)$$

定量泵的力矩平衡方程为

$$T_w - T_p = J_p \frac{d\omega_p}{dt} + B_p \omega_p \quad (8)$$

式中 T_w ——垂直轴风力机气动转矩;

$T_w = f(v_{wind}, \lambda)$;

J_p ——折算到定量泵上的总转动惯量;

B_p ——量泵的黏性阻尼系数。

由式(7)、(8)可得定量泵的状态方程为

$$\dot{\omega}_p = \frac{1}{J_p} (T_w - D_p p_{h1} - B_p \omega_p) \quad (9)$$

1.4.2 比例节流阀模型

液压主传动系统中的比例节流阀数学模型采用线性化后的模型, 比例节流阀的输出流量可表示为

$$q_b = K_q x_v - K_c (p_{h1} - p_{h2}) \quad (10)$$

式中 K_q ——比例节流阀在零开口时的流量增益;

K_c ——比例节流阀的流量-压力系数;

x_v ——比例节流阀的阀口开度。

1.4.3 液压管路模型

由于油液的压缩产生的流量为

$$q_c = \frac{V}{\beta_e} \frac{dp_h}{dt} \quad (11)$$

式中 V ——主传动系统高压管路的油液容积;

β_e ——油液的体积弹性模量;

q_c ——由于油液压缩产生的流量。

由式(11)可得系统压力的状态方程为

$$\dot{p}_h = \frac{V}{\beta_e} q_c \quad (12)$$

1.4.4 变量马达模型

变量马达的排量为

$$D_m = K_m \gamma \quad (13)$$

式中 D_m ——变量马达排量;

K_m ——变量马达排量梯度;

γ ——变量马达摆角。

变量马达的输入流量为

$$q_m = D_m \omega_m + C_{im} p_{h2} \quad (14)$$

式中 q_m ——变量马达流量;

ω_m ——变量马达转速;

C_{im} ——变量马达内泄系数;

C_{em} ——变量马达外泄系数。

变量马达的输出转矩为

$$T_m = D_m p_{h2} \quad (15)$$

变量马达的力矩平衡方程为

$$T_m - T_L = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m \quad (16)$$

式中 T_m ——变量马达输出转矩;

T_L ——变量马达负载转矩;

J_m ——变量马达的转动惯量;

B_m ——变量马达的阻尼系数。

由式(15)、(16)可得变量马达的状态方程为

$$\dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} (K_m \gamma p_{h2} - B_m \omega_m - T_L) \quad (17)$$

1.4.5 液压系统整体模型

由于比例节流阀位于定量泵和变量马达之间, 将定量泵和变量马达之间的高压容腔分为两部分, 定量泵到比例节流阀之间容腔体积为 V_1 , 容腔内由于油液压缩产生的流量为 $q_{c1} = q_p - q_b$, 比例节流阀到变量马达之间容腔体积为 V_2 , 容腔内由于油液压缩产生的流量为 $q_{c2} = q_b - q_m$ 。

所以液压系统的状态方程为

$$\begin{cases} \dot{\omega}_p = \frac{1}{J_p}(T_w - D_p p_{h1} - B_p \omega_p) \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m}(K_m \gamma p_{h2} - T_L - B_m \omega_m) \\ \dot{p}_{h1} = \frac{\beta_e}{V_1}(D_p \omega_p - C_t p_{h1} - K_q X_v + K_c(p_{h1} - p_{h2})) \\ \dot{p}_{h2} = \frac{\beta_e}{V_2}(K_q X_v - K_c(p_{h1} - p_{h2}) - K_m \gamma \omega_m - C_{im} p_{h2}) \end{cases} \quad (18)$$

2 系统线性化和并网转速控制

2.1 控制输出

系统的控制输出为定量泵输出功率和变量马达入口压力, 故

$$y = \begin{cases} h_1(x) = D_p \omega_p p_{h1} = D_p x_1 x_2 \\ h_2(x) = p_{h2} = x_3 \end{cases} \quad (19)$$

2.2 系统相对阶

联立式(18), 利用李导数相关定义^[20], 可知

$$\begin{cases} L_{g_1} L_f^0 h_1(x) = -K_u \frac{\beta_e}{V_{01}} D_p x_1 \\ L_{g_2} L_f^0 h_2(x) = -\frac{K_{m1} \beta_e \omega_{m1}}{V_{02}} \end{cases} \quad (20)$$

由式(20)可知, 系统的相对阶为 $r = \{1, 1\}$, 相对阶 $r < 4$, 系统可局部状态线性化, 因此采用输入-输出线性化, 结合零动态设计方法, 求解并网转速控制系统的控制律, 并根据系统控制需求选择两个内部动态, 验证控制系统零动态稳定性^[20]。

2.3 零动态设计

2.3.1 坐标变换

本文选择的两个零动态分别为 $\eta_3(x) = x_1$, $\eta_4(x) = x_4$ 。选择定量泵转速与变量马达转速为系统的内部动态, 希望在定量泵输出功率与变量马达入口压力两个外部动态稳定的情况下, 定量泵转速与变量马达转速也可以稳定。则在 z 坐标系下, 系统为

$$\begin{cases} z_1 = \varphi_1(x) = h_1(x) = D_p x_1 x_2 \\ z_2 = \varphi_2(x) = h_2(x) = x_3 \\ z_3 = \eta_3(x) = x_1 \\ z_4 = \eta_4(x) = x_4 \end{cases} \quad (21)$$

选择坐标变换后, 需要验证所选择的坐标变换形式是否合格, 即矢量函数在 $x = x_0$ 处的雅可比矩阵是否是非奇异的。矢量函数 $\phi(x)$ 为

$$\phi(x) = \begin{pmatrix} z_1(x) & z_2(x) & z_3(x) & z_4(x) \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} \varphi_1(x) & \varphi_2(x) & \eta_1(x) & \eta_2(x) \end{pmatrix}^T$$

结合式(21), 可得雅可比矩阵为

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \begin{pmatrix} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_2} & \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_3} & \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_4} \\ \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_1} & \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_2} & \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_3} & \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_4} \\ \frac{\partial \eta_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \eta_1}{\partial x_2} & \frac{\partial \eta_1}{\partial x_3} & \frac{\partial \eta_1}{\partial x_4} \\ \frac{\partial \eta_2}{\partial x_1} & \frac{\partial \eta_2}{\partial x_2} & \frac{\partial \eta_2}{\partial x_3} & \frac{\partial \eta_2}{\partial x_4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_p x_2 & D_p x_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T \quad (22)$$

由式(22)可知, 雅可比矩阵在 $x = x_0$ 处非奇异, 所以选择的坐标变换形式是合格的。

由式(21)可知, 系统由 z 坐标系到 x 坐标系下的逆映射 $x = \phi^{-1}(z)$, 具体表示形式为

$$\begin{cases} x_1 = z_3 \\ x_2 = \frac{z_1}{D_p z_3} \\ x_3 = z_2 \\ x_4 = z_4 \end{cases} \quad (23)$$

所以系统在 z 坐标系下变为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = D_p \frac{z_1}{D_p z_3} \left(-\frac{B_p}{J_p} z_3 - \frac{D_p}{J_p} \frac{z_1}{D_p z_3} + \frac{1}{J_p} T_w(z_3, v) \right) + D_p z_3 \left(\frac{D_p \beta_e}{V_{01}} z_3 - \frac{C_{t1} \beta_e}{V_{01}} \frac{z_1}{D_p z_3} \right) - \frac{K_u \beta_e D_p z_3}{V_{01}} u_1 \\ \dot{z}_2 = \frac{K_u \beta_e}{V_{02}} u_1 - \frac{C_{t2} \beta_e}{V_{02}} z_2 - \frac{K_{m1} \beta_e}{V_{02}} z_4 u_2 \\ \dot{z}_3 = -\frac{B_p}{J_p} z_3 - \frac{D_p}{J_p} \frac{z_1}{D_p z_3} + \frac{1}{J_p} T_w(z_3, v) \\ \dot{z}_4 = -\frac{B_{m1}}{J_{m1}} z_4 + \frac{K_{m1} z_2}{J_{m1}} u_2 - \frac{1}{J_{m1}} T_L \end{cases} \quad (24)$$

可得在新的坐标系下系统的输出可表示为

$$y = \begin{cases} h_1(x) = z_1 \\ h_2(x) = z_2 \end{cases} \quad (25)$$

2.3.2 零动态稳定性验证

令式(24)中此时的外部状态都为 0, 且处于稳定状态, 功率和压力的变化率都为 0, 即 $z_1 = z_2 = 0$

$\dot{z}_1 = \dot{z}_2 = 0$, 此时 $u_1 = D_p z_3 / K_u$, $u_2 = K_u u_1 / K_{m1} z_4$, 验证内部动态定量泵转速与变量马达转速 z_3 、 z_4 是否稳定。此时式(24)变为

$$\begin{cases} \dot{z}_3 = -\frac{B_p}{J_p} z_3 + \frac{1}{J_p} T_w(z_3, v) \\ \dot{z}_4 = -\frac{B_{m1}}{J_{m1}} z_4 - \frac{1}{J_{m1}} T_L \end{cases} \quad (26)$$

由式(26)可得, 内部动态定量泵转速与变量马达转速 z_3 、 z_4 是渐近稳定, 且与控制量 u_1 、 u_2 无关, 因此系统零动态稳定, 可以进行控制律求解。

2.3.3 构造伪线性系统

令式(24)中前两个式子分别为 v_{11} 和 v_{22} , 与输出相关的状态变为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = v_{11} \\ \dot{z}_2 = v_{22} \end{cases} \quad (27)$$

由式(25)、(27)可知此时定量泵输出功率和变量马达入口压力与人为构造的两个输入 v_{11} 、 v_{22} 是线性相关的。此时系统的控制输入在 $\mathbf{x}$ 坐标系下可表示为

$$\begin{cases} u_1 = \frac{V_1}{K_u \beta_e D_p x_1} \left(D_p x_2 \left(-\frac{B_p}{J_p} x_1 - \frac{D_p}{J_p} x_2 + \frac{1}{J_p} T_w(x_1, v) \right) + D_p x_1 \left(\frac{D_p \beta_e}{V_{01}} x_1 - \frac{C_{t1} \beta_e}{V_{01}} x_2 \right) - v_{11} \right) \\ u_2 = \frac{K_u u_1 - C_{t2} x_3 - \frac{V_{02}}{\beta_e} v_{22}}{K_{m1} x_4} \end{cases} \quad (28)$$

2.4 输出参考设计

由式(25)、(28)可知系统的输出和人为构造的输入是线性相关的。此时需要确定泵输出功率与变量马达入口压力和定量泵转速与变量马达转速之间的关系。

2.4.1 定量泵输出功率规划

为实现在任意风速下风力机转速较为平稳, 同时可通过控制定量泵输出功率追踪给定功率, 实现定量泵转速在任意风速下与最佳功率对应的最佳定量泵转速一致, 需要对定量泵参数输出功率进行规划。故希望系统进行跟踪控制, 参考值的给定为

$$y_{1d} = K_p \bar{\omega}_{ps}^3 = K_p x_1^3 \quad (29)$$

2.4.2 变量马达入口压力规划

为实现变量马达入口压力到达参考压力值时可保证变量马达转速稳定处于 $1500 \text{ r/min} \pm 6 \text{ r/min}$ 范围内。其中, 变量马达入口压力给定值按照李雅普诺夫能量函数稳定性确定。

变量马达的动能函数为

$$E = \frac{1}{2} J_{m1} \omega_{m1}^2 \quad (30)$$

李雅普诺夫能量函数为

$$\begin{aligned} \dot{E} &= \omega_{m1} \dot{\omega}_{m1} = \\ &-B_{m1} \omega_{m1}^2 + p_{h2} D_{m1} \omega_{m1} - T_L \omega_{m1} \end{aligned} \quad (31)$$

设计变量马达转速参考值为

$$y_{2d} = p_{h2d} = \frac{B_{m1} \omega_{md} + T_L}{D_{m1}} \quad (32)$$

2.5 控制律设计

定义跟踪误差为

$$e = y_d - y \quad (33)$$

新的控制输入为

$$\begin{cases} v_1 = \dot{y}_{1d} + k_{11} e_1 + k_{12} \int e_1 dt \\ v_2 = \dot{y}_{2d} + k_{21} e_2 + k_{22} \int e_2 dt \end{cases} \quad (34)$$

式中, k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} 的值是按系统的控制要求(稳定性、快速性、准确性)整定的, 前提是确保控制系统是稳定的, 即控制系统的所有极点均在负半平面上。联合式(28)与式(34)可得系统最终的控制律, 如式(35)所示

$$\begin{cases} U_E = \frac{D_p \omega_p - C_{t1} p_{h1} + \frac{V_{01}}{\beta_e D_p \omega_p} (D_p p_{h1} \dot{\omega}_p - v_1)}{K_u} \\ \gamma = \frac{K_u U_E - C_{t2} p_{h2} - \frac{V_{02}}{\beta_e} v_2}{K_{m1} \omega_{m1}} \end{cases} \quad (35)$$

在风力机驱动下, 定量泵与风力机以同一转速旋转, 由于风力机气动转矩不平稳导致转速波动, 且风力机的平均转速也会发生变化, 则定量泵的平均转速为

$$\bar{\omega}_{pst}(i) = \frac{\sum_{i=i-k}^{i+k} \omega(i)}{k+1} \quad (36)$$

式中 $\omega(i)$ ——第 i 时刻的风力机转速(rad/s);

$\bar{\omega}_{pst}(i)$ ——风力机平均转速(rad/s)。

由式(36)可知, 风力机的平均转速不仅和风力机当前的转速 $\omega(i)$ 有关, 而且和 $i+k$ 时刻的转速 $\omega(i+k)$ 有关。风力机 $i+k$ 时刻的转速可根据风速预测模型并结合风力机的模型计算得到。

因此式(35)可描述为

$$\begin{cases} U_E = \frac{D_p \bar{\omega}_{ps} - C_{t1} p_{h1} + \frac{V_{01}}{\beta_e D_p \bar{\omega}_{pst}} (D_p p_{h1} \dot{\bar{\omega}}_{pst} - v_1)}{K_u} \\ \gamma = \frac{K_u U_E - C_{t2} p_{h2} - \frac{V_{02}}{\beta_e} v_2}{K_{m1} \omega_{m1}} \end{cases} \quad (37)$$

由式(37)可知,最终比例节流阀和变量马达排量的控制信号与系统的当前状态、下一时刻的状态以及新构造的控制输入均相关,具体到试验系统中是利用压力传感器、转速传感器等得到所需要的高压压力和定量泵转速等状态,不能用传感器得到的状态可用状态观测器人为构造送入控制器中,其中定量泵的下一时刻的转速是结合风速预测模型和风力机模型计算得到的,所得到的控制信号最终值送入控制系统实现跟踪控制,

最终实现自然风速下的变量马达转速高精度控制。

3 并网转速仿真研究

基于 Simulink 软件,建立垂直轴液压型机组并网转速控制仿真平台,具体如图 5 所示,验证机组在恒定风速、阶跃风速和自然波动风速下的变量马达转速控制效果。

图5 机组并网转速控制仿真平台

3.1 平稳风速下仿真分析

为验证本文所提出方法的有效性,在 3 m/s 平稳风速下,分析液压型风力发电机组定量泵转速、系统高压压力和变量马达转速的变化,具体如图 6 所示。

图6 平稳风速下风力机转速特性

由图 6b 可知,在平稳风速下,定量泵转速会存在波动,若定量泵排量较大的条件下,也会对系统平稳转速带来周期性干扰。由图 6c 和图 6d 可知,仅通过控制变量马达排量,系统高压压力会出现 0.3 MPa 幅值波动,变量马达转速会出现 3 r/min 左右的波动,通过将比例节流阀和变量马达相结合,压力波动大幅降低,仅为 0.1 MPa 左右。主要原因是由风力机气动转矩波动对变量马达转速有影响,由图 6d 可知,由风力机气动转矩波动引起的变量马达转速值约为 4 r/min,由于比例节流阀具有阻尼的作用,故引入比例节流阀之后,变量马达转速波动值明显下降,仅为 0.8 r/min,满足电网对风电机组的并网要求。

3.2 阶跃风速下仿真分析

机组在第 5 s 发生的 3~4 m/s 的阶跃风速下,液压型风力发电机组定量泵转速、系统高压压力和变量马达转速发生如图 7 所示的变化。

由图 7 可知,在图 7a 所示的阶跃风速下,定量泵转速经过 7 s 左右达到稳定值,且存在波动,若

仅通过控制变量马达的排量, 变量马达转速和系统的高压压力在 10 s 左右产生响应, 系统高压压力最终稳定在 6 MPa 左右, 变量马达转速稳定在 1 500 r/min 左右, 且仍会存在较低频率的波动趋势。采用比例节流阀和变量马达双变量联合控制, 系统高压压力波动幅值明显降低, 马达转速的波动值仅有 0.5 r/min 左右, 系统的转速平稳性较好。

图 7 阶跃风速下风力机转速特性

3.3 随机风速下仿真分析

机组在 3~4 m/s 的波动风速下, 液压型风力发电机组定量泵转速、系统高压压力和变量马达转速的变化如图 8 所示。

图 8 随机风速下风力机转速特性

由图 8 可知, 在图 8a 所示的随机风速下, 定量泵转速出现了低频波动的现象, 若仅通过控制变量马达的排量, 高频压力波动的幅值约在 0.1 MPa 左右, 高频转速波动幅值约为 5 r/min; 采用比例节流阀和变量马达双变量联合控制后, 系统的压力波动

幅值仅为 0.02 MPa 左右, 变量马达转速高频波动大幅降低, 只有 2 r/min, 因此在采用节流阀控制后可以有效降低马达转速的周期性波动, 且马达转速的低频波动幅值约为 4.5 r/min, 均在风电机组并网要求的转速范围内。

4 并网转速试验研究

基于如图 9 所示的 30 kVA 液压型风力发电机组半物理仿真试验平台, 对所提出的并网转速控制策略进行试验研究。

图 9 30 kVA 液压型风力发电机组半物理仿真试验平台

4.1 平稳风速下并网转速试验研究

为验证上述理论和仿真结果, 基于如图 9 所示的试验平台, 观察变量马达转速、高压压力在 3 m/s 的平稳风速下的响应曲线, 具体如图 10 所示。

图 10 平稳风速下并网转速控制响应曲线

由图 10 可知, 仅在变量马达转速控制下, 变量马达转速波动范围在 ± 5 r/min 左右, 系统压力波动范围为 0.2 MPa 左右, 引入节流阀之后, 变量马达转速波动降为 2 r/min, 系统压力波动为 0.1 MPa 左右, 有效地验证了本文所提出的并网转速控制的有效性。

4.2 阶跃风速下并网转速试验研究

在图 7a 中所示的阶跃风速下, 基于上述试验平台, 观察机组变量马达转速和系统高压压力响应情况, 具体如图 11 所示。

图 11 阶跃风速下并网转控制响应特性曲线

由图 11 可知, 在仅采用变量马达排量控制时, 会在 17 s 出现 7 r/min 的波动峰值, 转速波动范围为 ± 6 r/min, 当加入比例节流阀控制后转速波动明显降低仅为 ± 1.5 r/min。在仅采用变量马达排量控制时压力波动范围为 0.3 MPa 左右, 在加入节流阀控制后系统压力波动幅度明显降低, 为 0.15 MPa 左右。

4.3 随机风速下并网转速试验研究

在图 8a 中所示的随机风速下, 基于如图 9 所示的试验平台, 观察机组变量马达转速和系统高压压力响应情况, 具体如图 12 所示。

图 12 随机风速下并网转控制响应特性曲线

由图 12 可知, 仅在变量马达转速控制下, 变量马达的转速波动范围为 25 r/min, 已经不能满足发电机并网转速需求, 同时系统压力波动范围为 0.25 MPa, 引入比例节流阀后, 系统压力波动范围为 0.2 MPa 左右, 变量马达转速波动维持在 ± 2 r/min 以内, 远远小于并网转速要求的 ± 6 r/min。进一步验证了本文所提出的并网转速控制策略的有效性。

5 结论

(1) 分析得到了 4 叶片垂直轴风力机在不同叶尖速比下的输出转矩特性曲线, 得到了风力机气动转矩波动频率与风力机转速以及叶片数量的对应关系, 并分析了风力机的转速周期性波动特性。

(2) 针对液压型风力发电机组的并网转速控制问题, 基于风速预测, 以变量马达排量和比例节流阀开口度为控制变量, 采用反馈线性化控制方法, 最终实现了机组在任意风速下的高精度并网转速控制。

参 考 文 献

- [1] 张庆阳, 郭家康. 世界风能强国发展风电的经验与对策[J]. 中外能源, 2015, 20(6): 25-34.
ZHANG Qingyang, GUO Jiakang. Major wind power using countries' experience and countermeasures in developing wind energy[J]. Sino-Global Energy, 2015, 20(6): 25-34.
- [2] 侯建朝, 谭忠富, 谢品杰, 等. 世界风能资源开发现状和政策分析及对我国的启示[J]. 中国电力, 2008, 41(9): 65-68.
HOU Jianchao, TAN Zhongfu, XIE Pinjie, et al. Inspiration by analyzing situation and policy of overseas wind energy development[J]. Electric Power, 2008, 41(9): 65-68.
- [3] VAEZI M, ASGHARIFARD A, IZADIAN A. Control of hydraulic wind power transfer system under wind and load disturbances[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2018, 54(4): 3596-3603.
- [4] JIANG Z, YANG L, GAO Z, et al. Numerical simulation of a wind turbine with a hydraulic transmission system[J]. Energy Procedia, 2014, 53: 44-55.
- [5] 艾超, 张亚滨, 陈汉超, 等. 液压型风力发电机组低电压穿越分层控制研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(24): 96-105.
AI Chao, ZHANG Yabin, CHEN Hanchao, et al. Hydraulic wind turbine low voltage ride through hierarchical control[J].

- Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(24): 96-105.
- [6] CAI Maolin, WANG Yixuan, JIAO Zongxia, et al. Review of fluid and control technology of hydraulic wind turbines[J]. Frontiers of Mechanical Engineering, 2017, 12(3): 312-320.
- [7] 王兵兵. 液压传动型垂直轴风力机的仿真与实验研究[D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2016.
- WANG Bingbing. Simulation and experimental study of hydraulic transmission vertical axis wind turbine[D]. Beijing: North China Electric Power University(Beijing), 2016.
- [8] 张立军, 张明明, 胡义娥. 垂直轴风力发电机液压传动与控制关键技术研究[J]. 机床与液压, 2016, 44(2): 82-83.
- ZHANG Lijun, ZHANG Mingming, HU Yie. Study on key technologies of hydraulic drive and control for vertical-axis wind-driven generator[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(2): 82-83.
- [9] 艾超, 刘艳娇, 孔祥东, 等. 液压型风力发电机组并网转速双变量控制研究[J]. 太阳能学报, 2016, 37(1): 208-215.
- AI Chao, LIU Yanjiao, KONG Xiangdong, et al. Research on double variables method for grid-connection speed control of hydraulic type wind turbine[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2016, 37(1): 208-215.
- [10] LIU Z G, YANG G L, WEI L J. Variable speed and constant frequency control of hydraulic wind turbine with energy storage system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(8): 1-10.
- [11] IZADIAN A, HAMZEHLIOU S, DELDAR M, et al. A hydraulic wind power transfer system: Operation and modeling[J]. IEEE Transactions on Sustainable Energy, 2014, 5(2): 457-465.
- [12] CHAPPLE P, NISS M O K. A method and system for connecting a wind turbine system to an electric grid: EP, EP2481915A1[P]. 2012-08-01.
- [13] DO H T, DANG T D, TRUONG H V A. Maximum power point tracking and output power control on pressure coupling wind energy conversion system[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2018, 65(2): 1316-1324.
- [14] PENG T H, YUE N G. Speed loss compensation experiment study in variable-speed pump-control-motor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 175-181.
- [15] 张宏, 张高峰, 熊子奇, 等. 液压传动型风能发电装置的马达速度特性[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2012, 31(4): 536-539.
- ZHANG Hong, ZHANG Gaofeng, XIONG Ziqi, et al. Velocity control of hydraulic motor in hydraulic wind turbines[J]. Journal of Liaoning Technical University, 2012, 31(4): 536-539.
- [16] HO T H, AHN K K. Speed control of a hydraulic pressure coupling drive using an adaptive fuzzy sliding-mode control[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2012, 17(5): 976-986.
- [17] WEI L J, LIU Z G, ZHAO Y Y, et al. Modeling and control of a 600 kW closed hydraulic wind turbine with an energy storage system[J]. Applied Sciences, 2018, 8(8): 1-18.
- [18] 孔祥东, 艾超, 王静. 液压型风力发电机组主传动控制系统综述[J]. 液压与气动, 2013(1): 1-7.
- KONG Xiangdong, AI Chao, WANG Jing. A summary on the control system of hydrostatic drive train for wind turbines[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(1): 1-7.
- [19] PARASCHIVOIU I. Wind turbine design with emphasis on Darrieus concept[M]. Montreal: Polytechnic International Press, 2002.
- [20] WANG Jiuhe. Advanced nonlinear control theory and its application[M]. Beijing: Beijing Science Press, 2012.

作者简介: 艾超(通信作者), 男, 1982 年出生, 博士, 副教授, 博士研究生导师。主要研究方向为流体传动与控制及液压型风力发电机组。
E-mail: aichao@ysu.edu.cn
高伟, 男, 1990 年出生, 博士研究生。主要研究方向为流体传动与控制。
E-mail: gaowei2018@njit.edu.cn