

## 反馈线性化在液压型风力发电机组功率追踪中的应用

艾超<sup>1,2</sup>, 陈立娟<sup>3</sup>, 孔祥东<sup>1,2†</sup>, 李昊<sup>4</sup>, 陈文婷<sup>3</sup>

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

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

3. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004; 4. 燕山大学 车辆与能源学院, 河北 秦皇岛 066004)

**摘要:** 以液压型风力发电机组为研究对象, 为使功率追踪的过程平稳, 研究机组的最佳功率追踪控制方法. 本文利用反馈线性化方法解决系统非线性问题, 以液压系统压力为控制输出, 设计最佳功率追踪控制器, 并提出一种反馈线性化方法的工程应用解决方案, 即结合传统PID控制解决反馈线性化工程应用中依赖模型参数精度的问题. 依托30kVA液压型风力发电机组半物理仿真实验台进行仿真和实验研究, 验证了该方法的可行性, 为机组进一步研究奠定理论与实验基础.

**关键词:** 反馈线性化; 压力控制; 最佳功率追踪; 风力发电; 液压传动; 工程实现

中图分类号: TK83 文献标识码: A

## Application of feedback linearization method in power point tracking of hydraulic wind turbine

AI Chao<sup>1,2</sup>, CHEN Li-juan<sup>3</sup>, KONG Xiang-dong<sup>1,2†</sup>, LI Hao<sup>4</sup>, CHEN Wen-ting<sup>3</sup>

(1. Hebei Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control Lab, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066004, China;

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

3. College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066004, China;

4. College of Vehicles and Energy, Yanshan University, Qinhuangdao Hebei 066004, China)

**Abstract:** The hydraulic wind turbine is taken as the research object, and the maximum power point tracking method is studied to make the power tracking process stable. The feedback linearization method is used to solve the nonlinear problem in this paper. With the pressure of hydraulic transmission as output, the controller of maximum pressure point tracking is designed, and the solution of feedback linearization, which is combined with the traditional PID control to solve the problem of depending on the model parameters, is proposed for engineering application. The simulation and experimental studies are carried out on the 30 kVA hydraulic semi-physical simulation platform, thus the feasibility of the method is verified, and it lays a theoretical and experimental foundation for the further research on hydraulic wind turbine.

**Key words:** feedback linearization; pressure control; maximum power point tracking; wind power generation; hydraulic transmission; engineering realization

### 1 引言(Introduction)

目前风力发电机组主传动系统主要是采用齿轮箱传动和发电机直接传动的方案, 但这两种传统的传动方案存在成本高和故障率高等不足, 为降低风机成本, 提高风机可靠性, 寻找新的传动系统替代现有传动系统显得十分必要. 液压型风力发电机组作为新型机型, 凭借液压传动系统的诸多优点, 成为未来风力发电可

选择的机型之一<sup>[1-2]</sup>.

最佳功率追踪控制方法是风力发电机组实现最大程度捕获风能的直接方法, 是风电机组的一项关键技术<sup>[3]</sup>, 液压型风力发电机组和传统机型一样也要解决这一关键问题.

针对液压型风力发电机组的功率追踪控制问题, 国内外学者展开了一系列研究. 德国亚琛工业大学在

收稿日期: 2015-06-10; 录用日期: 2016-03-21.

†通信作者. E-mail: xdkong@ysu.edu.cn; Tel.: +86 335-8051166.

本文责任编辑: 邹云.

国家自然科学基金项目(51405423, 51375422), 燕山大学青年教师自主研究计划课题(13LGB005)资助.

Supported by National Natural Science Foundation of China (51405423, 51375422) and Independent Research Program of Young Teachers in Yanshan University (13LGB005).

1 MW半物理仿真实验平台基础上,得出系统以风力机最佳转速为控制目标进行功率追踪控制时系统具有负调特性,最终利用系统压力控制进行功率追踪<sup>[4]</sup>,但没有给出压力控制系统能稳定的理论支撑;文献[5]针对定量泵-变量马达作为主传动系统的风力发电机组,采用变步长的方法进行最佳功率追踪;文献[6]针对变量泵-变量马达作为主传动系统的风力发电机组,利用双变量控制,即控制变量泵和变量马达的排量,探索机组的功率追踪方法。

由于液压型风力发电机组采用定量泵-变量马达闭式液压传动系统作为主传动系统,模型中存在相乘非线性,故需寻找一种方法将系统线性化。

定量泵-变量马达液压主传动系统经研究表明属于仿射非线性系统,反馈线性化方法适用于这类系统的解耦,目前这类系统在工程上占有重要比重,在有源滤波器、同步补偿器、光伏逆变器、传统风力发电机组上<sup>[7-8]</sup>都有应用.其中将反馈线性化应用于伺服气缸能量优化控制上,实现能源效率提高的同时也保证了跟踪精度<sup>[9]</sup>;将反馈线性化应用于海上风力发电机组高风速下调节机组功率捕获能力,明显减小了功率波动<sup>[10]</sup>。

本文针对主传动系统为定量泵-变量马达的液压型风力发电机组,提出一种以系统压力为输出的最佳功率追踪控制方法,将反馈线性化方法与传统的PID控制方法相结合,得到最佳压力追踪控制器,成功应用于30 kVA液压型风力发电机组半物理仿真实验平台,验证最佳压力追踪控制的稳定性,实现最佳功率追踪。

## 2 液压型风力发电机组最佳功率追踪原理 (The principle of maximum power point tracking in hydraulic wind turbine)

### 2.1 液压型机组的工作原理(The working principle of hydraulic turbine)

液压型风力发电机组<sup>[11]</sup>的原理如图1所示。

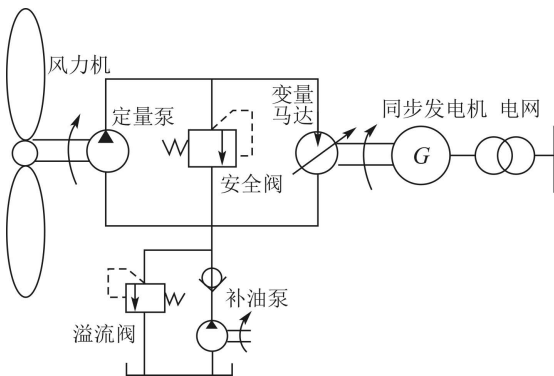


图1 液压型风力发电机组基本原理图

Fig. 1 The basic principle diagram of hydraulic wind turbine

液压型风力发电机组主要由风力机、定量泵-变量

马达闭式液压传动系统和励磁同步发电机组成.定量泵与风力机刚性相联,变量马达与同步发电机刚性相联,风力机旋转使得定量泵出口高压油到变量马达入口,驱动同步发电机旋转实现机组并网,并网后向电网输入有功功率,实现发电。

### 2.2 液压型机组最佳功率追踪原理(The working principle of maximum power point tracking in hydraulic wind turbine)

由空气动力学原理可知风力机输出功率和气动转矩<sup>[12]</sup>为

$$P_r = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v^3 C_P(\lambda, \beta), \quad (1)$$

$$T_r = \frac{P_r}{\omega_r} = \frac{\rho \pi R^2 v^3 C_P(\lambda, \beta)}{2 \omega_r}, \quad (2)$$

其中:  $P_r$ 为风力机输出功率;  $\rho$ 为空气密度;  $R$ 为风力机半径;  $C_P(\lambda, \beta)$ 为风能利用系数;  $\lambda$ 为叶尖速比,  $\lambda = \frac{\omega_r R}{v}$ ;  $\beta$ 为桨距角;  $v$ 为风速;  $T_r$ 为风力机气动转矩;  $\omega_r$ 为风力机转速。

由式(1)可得风力机功率特性曲线如图2所示,在任一风速下,风力机输出功率与风力机转速(定量泵转速)相关,风力机转速达到某一特定值时,机组输出最大功率。

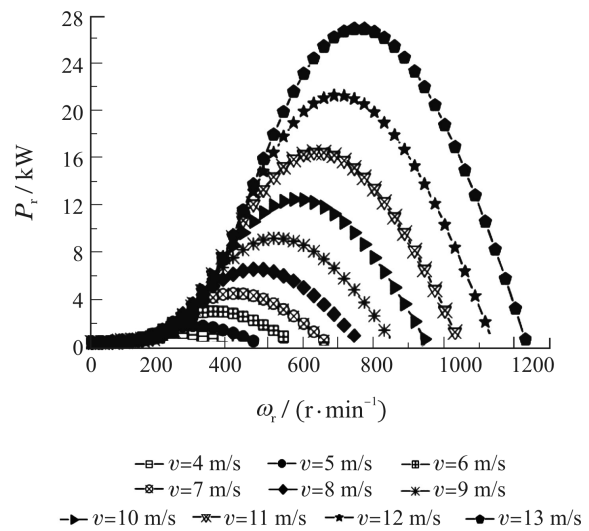


图2 风力机特性曲线

Fig. 2 The curve of wind turbine characteristic

在某一特定风速  $v$  下,风力机输出最大功率<sup>[13]</sup>为

$$P_r = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v^3 C_{Pmax}, \quad (3)$$

其中: 最大风能利用系数  $C_{Pmax}$  对应最佳叶尖速比  $\lambda_{max}$ ,  $\lambda_{max} = \frac{R \omega_{ropt}}{v}$ , 且风力机翼型确定后,这两个值是定值。

由式(2)可得如图3所示的风力机转矩特性曲线  $T_r - \omega_r$ 。

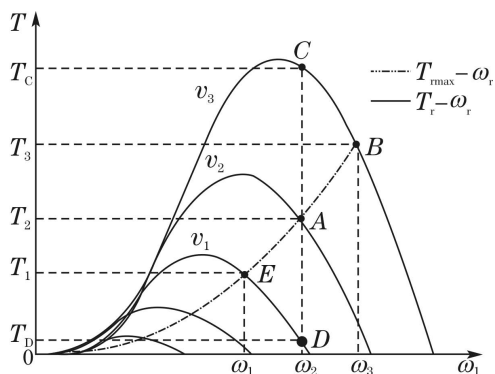


图3 最佳转矩追踪过程图

Fig. 3 The maximum torque point tracking

结合叶尖速比的定义可得风力机输出最优转矩为

$$T_{rmax} = \frac{\rho\pi R^5 \omega_r^2 C_{Pmax}}{2\lambda_{max}} \quad (4)$$

由式(4)可得最优转矩曲线是如图3所示的 $T_{rmax} - \omega_r$ 曲线。

液压系统转矩可控制在 $T - \omega_r$ 平面上任意一点, 风力机转矩与液压系统转矩决定风力机的加速度如式(5)所示

$$T_r - T_p = J_p \frac{d\omega_p}{dt} + B_p \omega_p, \quad (5)$$

其中:  $T_p$ 为定量泵转矩;  $J_p$ 为定量泵转动惯量;  $B_p$ 为定量泵阻尼系数;  $\omega_p$ 为定量泵转速, 且 $\omega_p = \omega_r$ 。

若控制液压系统转矩 $T_p$ 在 $T_r - \omega_{ropt}$ 上运动, 风速变化时, 系统进行最佳转矩追踪, 具体追踪过程如图3所示. 以风速增大为例, 设此时风速为 $v_2$ , 当风速由 $v_2$ 增大到 $v_3$ 时, 风力机的转速不会发生突变, 但风力机输出转矩发生变化, 与液压系统当前转矩存在差值即 $T_c - T_2$ , 使风力机加速运动. 液压系统转矩 $T_p$ 沿 $T_r - \omega_{ropt}$ 曲线由A运动到B, 风力机的输出转矩会沿 $T_r - \omega_r$ 曲线由C运动到B, 风力机转速会由 $\omega_2$ 加速到 $\omega_3$ , 风力机输出转矩与液压系统转矩再次重合于B. 系统重新达到平衡, 此时即完成了风速由 $v_2$ 增大为 $v_3$ 时的最佳功率追踪过程。

液压系统转矩为

$$T_p = D_p P_{h1} / \eta_{mech,p}, \quad (6)$$

其中:  $D_p$ 为定量泵排量;  $P_{h1}$ 为定量泵进出口压力差;  $\eta_{mech,p}$ 为定量泵机械效率, 一般认为在0.9左右。

由式(6)可知, 控制液压系统转矩实际是通过控制液压系统压力完成的. 因此控制压力 $P_h$ 使其满足 $P_h = \frac{T_{rmax}\eta}{D_p} = K_p \omega_p^2$ , 既可完成功率追踪过程, 其中

$$K_p \text{为最佳压力系数, } K_p = \frac{C_{pmax}\rho\pi R^5 \eta}{2\lambda_{max}^3 D_p}.$$

通过上述分析可知, 通过控制系统的压力(定量泵转矩)来实现最佳功率追踪, 并且系统最终稳定在最佳

功率点(最佳压力点)。

### 3 并网风力发电机组数学模型(The mathematical model of grid connected hydraulic wind turbine)

#### 3.1 定量泵的数学模型(The mathematical model of fixed displacement pump)

定量泵的流量连续性方程为

$$Q_p = D_p \omega_p - C_{t1} p_{h1}, \quad (7)$$

其中:  $Q_p$ 为定量泵流量;  $C_{t1}$ 为定量泵泄漏系数. 由式(5)和(6)可得定量泵转速的状态方程为

$$\dot{\omega}_p = \frac{B_p}{J_p} \omega_p - \frac{D_p}{\eta_{mech,p} J_p} p_{h1} + \frac{1}{J_p} T_r(\omega_p, v). \quad (8)$$

#### 3.2 变量马达的数学模型(The mathematical model of variable motor)

变量马达流量连续性方程为

$$Q_m = D_m \omega_m + C_{t2} p_{h2}. \quad (9)$$

变量马达的排量方程为

$$D_m = K_m \gamma. \quad (10)$$

变量马达的输入转矩方程为

$$T_m = D_m p_{h2} \eta_{mech,m}. \quad (11)$$

变量马达的力矩平衡方程为

$$T_m - T_L = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + B_m \omega_m, \quad (12)$$

其中:  $Q_m$ 为变量马达流量;  $D_m$ 为变量马达排量;  $\omega_m$ 为变量马达转速;  $C_{t2}$ 为变量马达泄漏系数;  $p_{h2}$ 为变量马达进出口压力差;  $K_m$ 为变量马达排量梯度;  $\gamma$ 为变量马达摆角(0-1);  $T_m$ 为变量马达负载转矩;  $J_m$ 为变量马达转动惯量;  $B_m$ 为变量马达阻尼系数;  $T_m$ 为变量马达产生总转矩;  $\eta_{mech,m}$ 为变量马达机械效率。

联立式(10)-(12)可得变量马达的转速的状态方程为

$$\dot{\omega}_m = \frac{K_m \eta_{mech,m}}{J_m} p_{h2} \gamma - \frac{B_m}{J_m} \omega_m - \frac{T_L}{J_m}. \quad (13)$$

#### 3.3 液压软管的数学模型(The mathematical model of hydraulic hose)

管路模型采用集中参数法, 软管中由于油液压缩产生的流量方程为

$$Q_c = \frac{V}{\beta_e} \frac{dp_h}{dt}, \quad (14)$$

其中:  $V$ 为压力影响效应的油液体积;  $\beta_e$ 为油液体积弹性模量;  $p_h$ 为液压系统高压腔软管中油液压力;  $Q_c$ 为油液可压缩性导致的流量。

由式(14)可得

$$\dot{p}_h = \frac{\beta_e}{V} Q_c. \quad (15)$$

由式(7)和式(9)联立可得由于油液压缩产生的流量为

$$Q_c = Q_p - Q_m = D_p \omega_p - C_t p_h - D_m \omega_m, \quad (16)$$

其中  $C_t = C_{t1} + C_{t2}$ . 联立式(15)和式(16)可得系统压力的状态方程为

$$\dot{p}_h = \frac{D_p \beta_e}{V} \omega_p - \frac{C_t \beta_e}{V} p_h - \frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V} \gamma. \quad (17)$$

### 3.4 系统仿射非线性数学模型(Affine nonlinear mathematical model of the system)

在建立主传动系统状态空间模型过程中需要做如下假设:

- 1) 由于风轮与定量泵直接相连认为风轮转速与定量泵转速相同, 即  $\omega_r = \omega_p$ ;
- 2) 建模过程中认为定量泵、变量马达的机械效率为定值;
- 3) 液压系统中的连接管道尽可能短, 忽略管道中压力损失;
- 4) 定量泵和变量马达的泄漏系数、粘性阻尼系数和油液体积弹性模量为定值;
- 5) 不考虑补油系统, 认为低压侧压力为0, 定量泵和变量马达的进出口压差和高压侧压力相等, 即  $p_{h1} = p_{h2} = p_h$ ;
- 6) 风力机并网后变量马达被电网拖住转速  $\omega_m = 1500 \text{ r/min}$ , 此时变量马达不再作为系统的状态变量.

液压型风力发电机组并网后, 定量泵输出流量直接到变量马达. 故由式(8)和式(17)可得系统的状态空间模型为

$$\begin{cases} \dot{\omega}_p = \frac{B_p}{J_p} \omega_p - \frac{D_p}{\eta_{\text{mech},p} J_p} p_h + \frac{1}{J_p} T_r(\omega_p, v), \\ \dot{p}_h = \frac{D_p \beta_e}{V} \omega_p - \frac{C_t \beta_e}{V} p_h - \frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V} \gamma. \end{cases} \quad (18)$$

定义状态变量  $x_1 = \omega_p$ ;  $x_2 = p_h$ , 系统的控制输入为  $u = \gamma$ . 为便于理论推导, 假设  $\eta_{\text{mech},p} = 1$ , 故系统的状态空间表达式可写为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{B_p}{J_p} x_1 - \frac{D_p}{J_p} x_2 + \frac{1}{J_p} T_r(x_1, v), \\ \dot{x}_2 = \frac{D_p \beta_e}{V} x_1 - \frac{C_t \beta_e}{V} x_2 - \frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V} u. \end{cases} \quad (19)$$

将上式所示的状态空间写成仿射非线性模式为

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u, \quad (20)$$

其中:

$$x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}, \quad g_x = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V} \end{bmatrix},$$

$$f_x = \begin{cases} -\frac{B_p}{J_p} x_1 - \frac{D_p}{J_p} x_2 + \frac{1}{J_p} T_r(x_1, v), \\ \frac{D_p \beta_e}{V} x_1 - \frac{C_t \beta_e}{V} x_2. \end{cases}$$

## 4 基于反馈线性化的最佳压力追踪的理论分析(The theory analysis of optimal pressure tracking based on feedback linearization)

### 4.1 以系统高压压力为输出的最佳压力追踪控制器(Optimum pressure output tracking controller with the output of the system high pressure)

选择系统的控制输出为液压系统高压腔压力, 则系统的输出为

$$y = h_x = x_2 = p_h. \quad (21)$$

系统的相对阶为

$$L_g L_f^0 h_x = -\frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V}. \quad (22)$$

由式(22)可知, 系统的相对阶为1, 因此当以压力为输出进行控制时, 系统不能完全线性化, 选取  $\varphi_2(x) = x_1$ , 则  $L_g \varphi_2(x) = 0$ .

故雅克比矩阵为

$$J_\varphi = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \neq 0. \quad (23)$$

由式(23)可知该雅克比矩阵是非奇异的. 故所选的坐标变换是一个局部微分同胚. 利用式(23)对系统进行坐标变换.

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = L_f h(\Phi^{-1}(z)) + L_g h(\Phi^{-1}(z))u, \\ \dot{z}_2 = L_f \varphi_2(\Phi^{-1}(z)) + L_g \varphi_2(\Phi^{-1}(z))u, \end{cases} \quad (24)$$

其中  $z_1$  和  $z_2$  为进行坐标变换之后的坐标.

系统输出为

$$y = z_1. \quad (25)$$

由式(24)和式(25)可知, 系统最终可表示为

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = \frac{D_p \beta_e}{V} z_2 - \frac{C_t \beta_e}{V} z_1 - \frac{K_m \beta_e \omega_{md}}{V} u, \\ \dot{z}_2 = -\frac{B_p}{J_p} z_2 - \frac{D_p}{J_p} z_1 + \frac{1}{J_p} T_r(z_2, v), \\ y = z_1. \end{cases} \quad (26)$$

令  $z_1 = \dot{z}_1 = 0$ , 系统零动态表达式为

$$\dot{z}_2 = -\frac{B_p}{J_p} z_2 + \frac{1}{J_p} T_r(z_2, v). \quad (27)$$

系统零动态是渐近稳定的, 故整个系统状态反馈是能镇定的<sup>[14]</sup>. 即所选择的坐标变换是合格的, 可以做进一步的控制.

令  $z_1 = \varepsilon$ , 式(26)中第1个式子线性化可得

$$u = -\frac{D_P}{K_m \omega_{md}} z_2 - \frac{C_t}{K_m \beta_e \omega_{md}} z_1 - \frac{V}{K_m \beta_e \omega_{md}} \varepsilon. \quad (28)$$

系统以压力为输出控制目标, 输出的参考值为

$$y_d = K_P \omega_P^2. \quad (29)$$

利用有界跟踪原理确定跟踪偏差为

$$e = y - y_d. \quad (30)$$

做跟踪控制时, 考虑工程化因素令

$$\dot{e} = k_1 e + k_2 \int edt.$$

结合式  $z_1 = \varepsilon$ , 做跟踪控制设计如下:

$$\varepsilon = \dot{y}_d + k_1 e + k_2 \int edt. \quad (31)$$

将式(28)所有的状态变量转换到原坐标系下, 得系统的最终控制器为

$$\gamma = -\frac{D_P}{K_m \omega_{md}} \omega_P - \frac{C_t}{K_m \beta_e \omega_{md}} p_h - \frac{V}{K_m \beta_e \omega_{md}} \varepsilon = \frac{D_P \omega_P - C_t p_h - \frac{V}{\beta_e} \varepsilon}{K_m \omega_{md}}. \quad (32)$$

由式(32)可知, 理论最佳压力追踪控制器是将定量泵输出流量、系统泄漏流量和压力变化引起油液压缩产生的流量通过代数运算最终转换成马达的摆角. 式(32)中的  $\varepsilon$  满足等式  $\varepsilon = \dot{y} = \dot{p}_h$ , 即对  $p_h$  和  $\dot{p}_h$  的变化率都进行有效控制, 系统压力变化较平稳, 由式(5)和式(6)可知, 系统压力直接影响风力机加速度, 系统压力变化平稳, 风力机加速度变化就平稳, 故风力机转速平稳变化.

#### 4.2 反馈线性化工程应用的理论分析(The theory analysis of the feedback linearization engineering application)

由式(32)可知, 理论最佳压力追踪控制器中包含泄漏系数和系统粘性阻尼系数, 最终系统压力的控制

精度依赖于这两个参数, 而系统的粘性阻尼系数是软参量不是定值, 泄漏系数又与系统的工作状态相关. 在实际应用中很难保证控制精度, 故需要对理论控制器进行简化, 使其实现工程化. 下面就理论控制器的工程实现问题进行阐述.

1) 实验系统并网之后, 可认为系统的泄漏流量为定值.

2) 将最佳压力追踪控制器中的  $\frac{V}{\beta_e}$  导致的流量误差折算到PID控制器中, 实现对系统流量的精确控制.

通过以上简化分析, 联立式(31)和式(32), 故所示的理论控制器可简写为

$$\gamma = \frac{D_P \omega_P - C_t p_h - (k_{11} e + k_{12} \int edt)}{K_m \omega_{md}}. \quad (33)$$

理论控制器应用在工程中时, 由于软参量在工程实际中无法实时测试, 且传感器检测数据存在一定的延时, 导致控制器无法对系统实现实时控制. 而式(33)所描述的控制器第3项包含时变的软参量, 将这些软参量的变化折合到  $k_{11}$  和  $k_{12}$  上, 可结合PID控制, 调节PID控制器的比例系数和积分系数, 即通过调节  $k_{11}$  和  $k_{12}$  的值来补偿软参量的时变性对控制器控制精度的影响, 进而实现由反馈线性化方法所得控制器的工程实现.

### 5 仿真与实验研究(Simulation and experimental research)

为验证基于反馈线性化理论设计的非线性控制器的正确性和准确性, 利用MATLAB/Simulink建立数学仿真模型, 给定阶跃风速, 观察系统各状态变量的动静态特性, 仿真模型如图4所示.

液压型风力发电机组模拟实验系统整体框图如图5所示. 仿真和实验参数如表1所示. 30 kVA 液压型风力发电机组半物理仿真实验平台主要由风力机模拟系统、液压传动系统、并网发电系统和控制系统4部分构成.

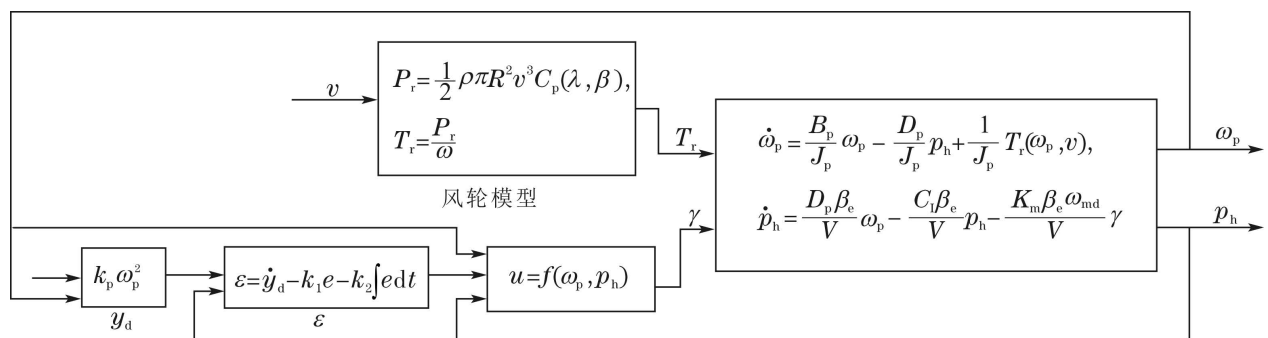


图 4 以压力为输出的功率追踪仿真模型

Fig. 4 The simulation mode of maximum power point tracking with pressure as output

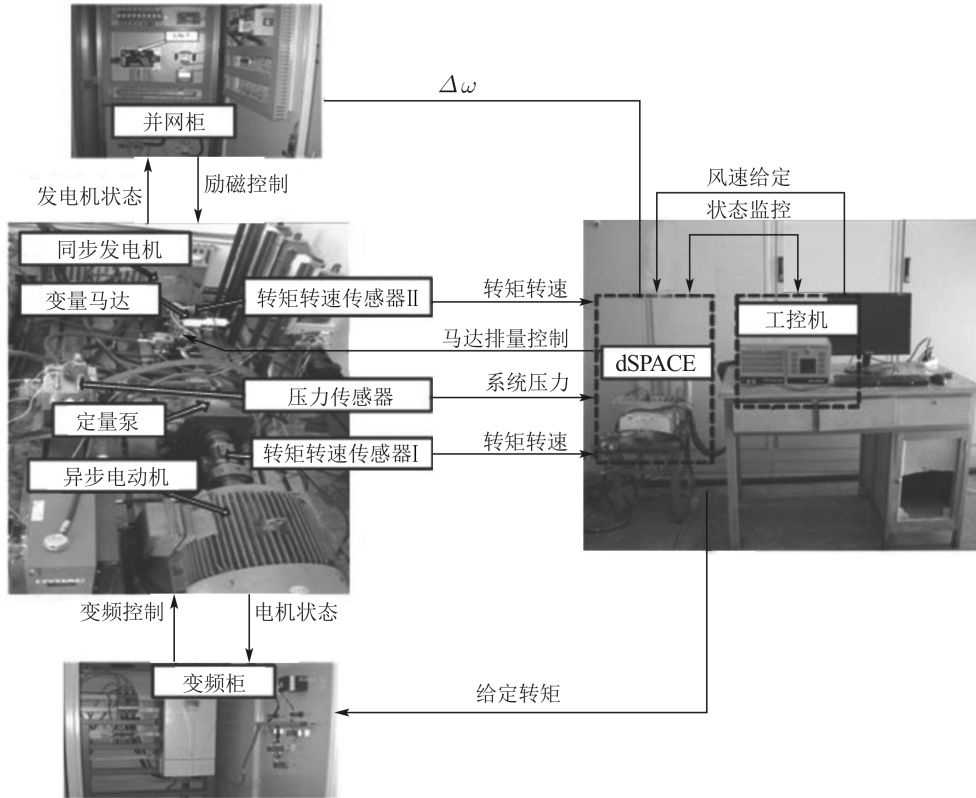


图5 30kVA半物理仿真实验平台结构图

Fig. 5 The structure diagram of 30 kVA semi-physical simulation platform

表1 实验平台液压传动系统参数表

Table 1 Parameters of hydraulic drive system for experimental platform

序号	参数符号	参数名称	参数值	单位
1	$B_P$	定量泵的阻尼系数	0.4	$N \cdot m \cdot s/rad$
2	$D_P$	定量泵的排量	$1 \times 10^{-5}$	$m^3/rad$
3	$J_P$	定量泵的转动惯量	400	$kg/m^3$
4	$K_m$	变量马达的排量梯度	$5.366 \times 10^{-6}$	$m^3/rad$
5	$B_m$	变量马达的阻尼系数	0.0345	$N \cdot m \cdot s/rad$
6	$J_m$	变量马达的转动惯量	0.462	$kg/m^3$
7	$\beta_e$	油液体积弹性模量	$743 \times 10^6$	pa
8	$C_t$	定量泵和变量马达泄漏系数之和	$6.28 \times 10^{-12}$	$m^3/s \cdot Pa$
9	$V$	压力影响效应的油液体积	$2.8 \times 10^{-3}$	$m^3$
10	$P$	风力机输出最大功率	24	kW
11	$R$	风力机半径	7.48	m
12	$C_{pmax}$	最大风能利用系数	0.4496	
13	$\lambda_{pmax}$	最佳叶尖速比	22.77	

在7 m/s~9 m/s的阶跃风速下,系统跟踪相应风速下的最佳压力时的响应特性曲线如图6所示。

通过上述3组实验-仿真结果可知,采用反馈线性化方法,以系统压力作为控制输出,当风速变化时,系统能够稳定并精确地追踪给定的压力期望值,当系统追踪到相应风速下的最佳压力时,系统也达到最佳功率点。且在追踪过程中,系统的各状态变化较为平稳。与以风力机最佳转速为控制输出和以

液压系统功率为控制输出的最佳功率追踪方法<sup>[15]</sup>相比,控制系统各状态的动静态响应特性较好,并且响应时间相对以功率为控制输出的最佳功率追踪方法短一些。

同时,由图6可以看出,在风速变化时,系统实际的发电功率与仿真和风力机输入功率并没有重合,主要是系统效率的影响使得风力机输入功率有一部分损失而无法转换成电能所致。

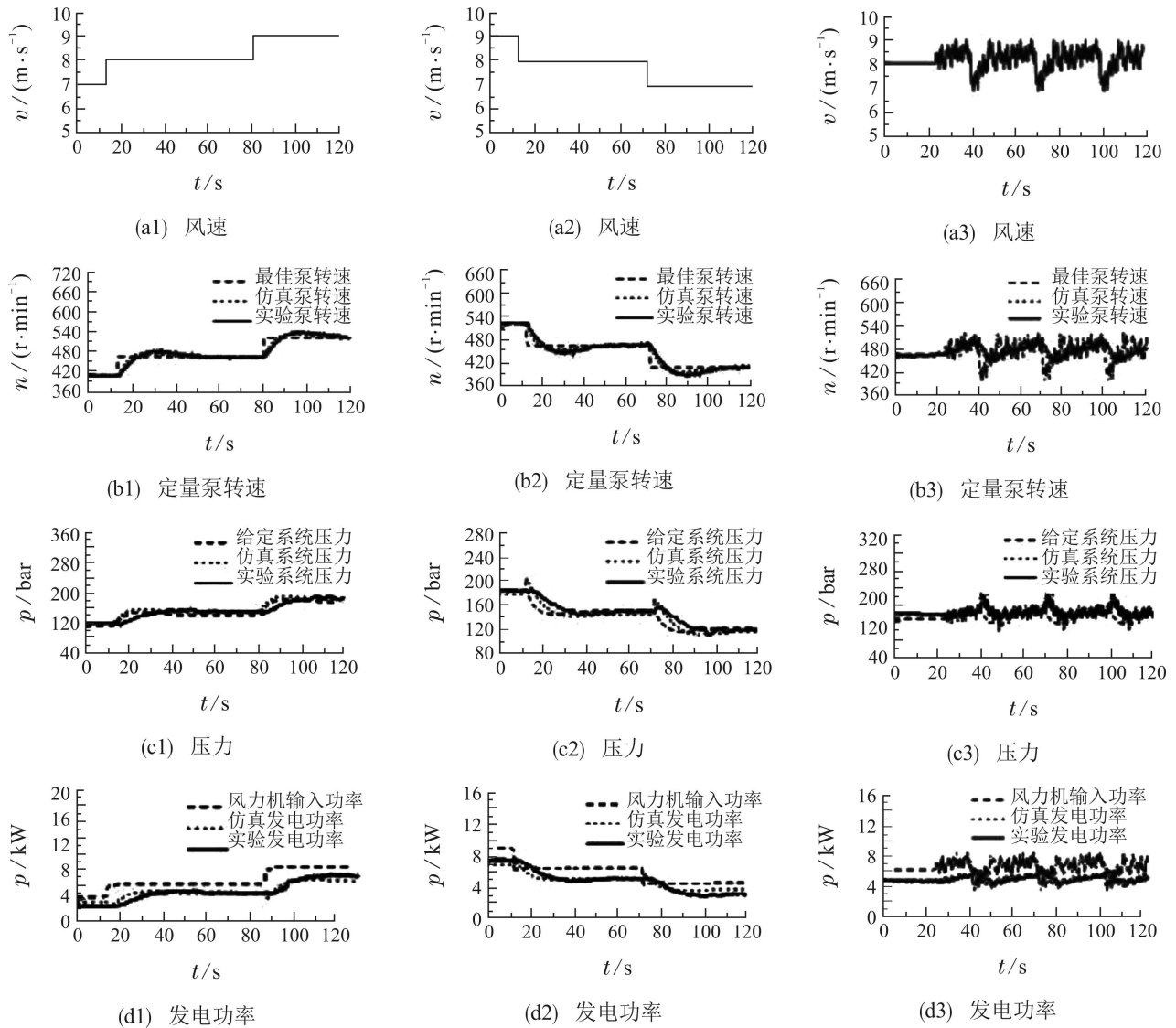


图 6 液压型风力发电机组基本原理图

Fig. 6 The basic principle diagram of hydraulic wind turbine

## 6 结论(Conclusions)

针对液压型风力发电机组的最佳功率追踪的控制问题, 首先, 进行理论分析, 以系统压力为输出, 得到最佳压力追踪控制器, 并给出压力控制系统能够稳定的理论支撑. 其次, 以理论最佳压力追踪控制器为基础, 提供一种反馈线性化所得的控制器工程实现的可行方案. 最终, 以 30 kVA 液压型风力发电机组半物理仿真实验平台为基础, 进行仿真与实验研究, 验证了理论分析的准确性.

## 参考文献(References):

[1] DIEPEVEEN N F B. *On fluid power transmission for offshore wind turbines* [D]. The Netherlands: Delft University Technology dissertation, 2013.

[2] AI Chao, YE Zhuangzhuang, KONG Xiangdong, et al. Pressure control characteristics of main transmission system of hydraulic transmission wind energy conversion system [J]. *China Mechanical Engineering*, 2012, 10(3): 325 – 331.

(艾超, 叶壮壮, 孔祥东, 等. 液压型风力发电机组主传动系统压力控制特性研究 [J]. *中国机械工程*, 2012, 26(6): 729 – 732.)

[3] MA Weidong. Maximum power point tracking for wind turbine [J]. *Voltage Apparatus*, 2012, 48(7): 57 – 65.

(马卫东. 风力发电机组最大功率追踪 [J]. *高压电器*, 2012, 48(7): 57 – 65.)

[4] SCHMITZ J, VUKOVIC M, MURRENHOFF H. Hydrostatic transmission for wind turbine-an old concept, new dynamics [C] // *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control*. Sarasota: FPMC, 2013: 1 – 8.

[5] AI Chao, KONG Xiangdong, YAN Guishan, et al. Control on maximum power point tracking of hydraulic wind turbine [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2015, 35(2): 126 – 133.

(艾超, 孔祥东, 闫桂山, 等. 液压型风力发电机组最优功率追踪控制方法研究 [J]. *动力工程学报*, 2015, 35(2): 126 – 133.)

[6] LIN Yonggang, WANG Xiancheng, WANG Jing, et al. Vscf control research of off-grid wind turbine based on hydraulic transmission [J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2014, 35(10): 1965 – 1970.

(林勇刚, 王贤成, 王菁, 等. 基于液压传动的离网型风力机“变速恒频”控制研究 [J]. *太阳能学报*, 2014, 35(10): 1965 – 1970.)

- [7] YANG Junhua, ZHENG Jianhua, YANG Mengli, et al. Feedback linearization control of constant output power for variable pitch wind turbine [J]. *Control Theory & Applications*, 2012, 29(10): 1365 – 1370.  
(杨俊华, 郑俭华, 杨梦丽, 等. 变桨距风力发电机组恒功率反馈线性化控制 [J]. 控制理论与应用, 2012, 29(10): 1365 – 1370.)
- [8] WANG Wei, CHEN Qi, JI Zhicheng. Feedback linearization control of PMSG-based wind power generation system [J]. *Journal of System Simulation*, 2010, 22(6): 1397 – 1401.  
(王伟, 陈奇, 纪志成. 基于反馈线性化PMSG风力发电系统控制 [J]. 系统仿真学报, 2010, 22(6): 1397 – 1401.)
- [9] WANG J H, GORDON T. Energy optimal control of servo-pneumatic cylinders through nonlinear static feedback linearization [J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012, 134(5): 1 – 11.
- [10] BAGHERIEH O, HEDRICK K, HOROWITZ R. Nonlinear control of floating offshore wind turbines using input/output feedback linearization and sliding control [C] // *Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference*. San Antonio: ASME, 2014: 1 – 10.
- [11] AI Chao. *Research on speed control and power control of hydraulic type wind turbine* [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2012.  
(艾超. 液压型风力发电机组转速控制和功率控制研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2012.)
- [12] JIANG Z H, YU X W. Modeling and control of an integrated wind power generation and energy storage system [C] // *Power & Energy Society General Meeting*. Calgary, AB, Canada: IEEE, 2009: 1 – 8.
- [13] GRID H S. *Integration of Wind Energy Conversion Systems* [M]. Second Edition. Translated by WADDINGTON R. UK: Member of the Institute of Translation and Interpreting, 2002: 43 – 44.
- [14] ISIDORI A. The zero dynamics of a nonlinear system: from the origin to the latest progresses of a long successful story [J]. *European Journal of Control*, 2013, 19(5): 369 – 378.
- [15] AI Chao, CHEN Wenting, KONG Xiangdong, et al. Maximum power point tracking control of hydraulic type wind turbine based on feedback linearization [J]. *Control Theory & Applications*, 2015, 32(6): 778 – 786.  
(艾超, 陈文婷, 孔祥东, 等. 基于反馈线性化的液压型风力发电机组最佳功率追踪控制 [J]. 控制理论与应用, 2015, 32(6): 778 – 786.)

### 作者简介:

艾超 (1982–), 男, 硕士生导师, 讲师, 博士, 研究方向为流体传动与控制, E-mail: aichao@ysu.edu.cn;

陈立娟 (1989–), 女, 硕士研究生, 研究方向为流体传动与控制, E-mail: 1240048195@qq.com;

孔祥东 (1959–), 男, 燕山大学副校长, 教授, 博士研究生导师, 研究方向为流体传动与控制, E-mail: xdkong@ysu.edu.cn;

李昊 (1977–), 男, 副教授, 硕士生导师, 博士, 研究方向为车辆流体传动与控制、智能车辆、人工智能, E-mail: lihao@ysu.edu.cn;

陈文婷 (1990–), 女, 硕士研究生, 研究方向为流体传动与控制, E-mail: 709066627@qq.com.