

피치제어형 풍력발전시스템의 출력제어

임종환[#], 허중철^{*}

Power Control of a Pitch-controlled Wind Power System

Jong-Hwan Lim[#], Jong-Chul Huh^{*}

ABSTRACT

The paper presents a power control algorithm for a full pitch-controlled wind power system. The design of a pitch controller, in general, is performed by linearizing the torque in the vicinity of a operating point assuming the tip speed ratio is constant. For power control, however, the tip speed ratio is no longer a constant. In this study, a reference pitch model is derived in terms of a wind speed, angular velocity, and pitch angle. The reference pitch model is used to design a controller without linearizing the non-linear torque model of the blade. The validity of the algorithm is demonstrated with the results produced through sets of simulation.

Key Words : Wind power system(풍력발전시스템), Pitch control(피치제어), Power control(출력제어), Reference pitch model(기준피치모델)

1. 서론

풍력발전시스템은 피치제어형과 스톱 제어형으로 구분되는데, 스톱 제어형은 일정 풍속이상에서 회전익에 스톱이 발생되게 설계된 것으로서 제어 메커니즘이 간단하고 고장률이 적은 반면에 출력의 편차가 발생하는 단점이 있다^{1,2}. 반면에 피치제어형은 일반적으로 유압시스템을 이용하여 회전익의 피치각을 변화시켜 발생하는 토크를 제어하는 방식으로 시스템의 복잡성이 있기는 하지만 제어 성능이 좋아 널리 이용되고 있는 방식이다.

피치제어형 풍력발전시스템의 제어 단계는 먼저 정지상태에서 풍속이 증가하여 시동풍속에 이르

면 회전익이 회전하기 시작하여 정격 회전수에 이르기까지 속도 제어를 수행한다. 정격회전수에 이르면 발전을 시작하고 이때부터는 출력제어 단계로 들어간다¹. 정격출력 상태에서는 풍속 변화에 따른 급격한 출력변화로 인해 발생하는 과부하로부터 시스템을 보호하기 위해 일정출력을 유지하도록 피치를 제어한다. 풍속이 더욱 증가하여 정격출력 상태를 넘어가면 발전을 중단하고 다시 속도제어 단계로 들어가서 정격 회전수가 유지 되도록 제어하며, 풍속이 더욱 증가하면 시스템을 정지시킨다.

풍력발전 시스템의 회전익에서 발생하는 토크는 풍속, 회전속도, 그리고 피치각에 대해 심한 비선형성을 보이는데, 출력제어는 동작점이라 불리는

“” 2002년 10월 21일 접수

교신저자, 제주대학교 생산공학과

Email jhlim@cheju.ac.kr Tel. (064) 754-3712

* 제주대학교 기계공학과

일정한 풍속, 회전속도, 그리고 피치각 범위 내에서 수행되므로 이 부근에서 선형화하여 선형제어 이론을 적용하거나^{3,4} 풍속에 따라 동작점을 변화시켜 선형화하여 "gain schedule" 기법을 사용하는 것이 대부분이다⁵. 이 방법들의 공통점은 출력제어에서 회전속도는 일정하다는 가정 하에 토크를 단지 풍속과 피치각의 함수로만 고려하는 것이다.

풍력시스템에는 주로 동기발전기와 유도발전기가 이용된다. 동기발전기는 원하는 전압을 쉽게 얻을 수 있고 전압 변동이 작은 장점이 있으나 계통 선과의 주파수 및 위상의 동기화 과정이 어렵고 손실이 발생한다는 단점을 가지고 있다. 반면에 유도형 발전기는 주파수의 제어가 가능하며 다른 발전 시스템과의 동기화 과정이 용이하고, 가격과 유지 측면에서 장점을 가지고 있다. 그러나 운전시 무효 전력이 필요해 전압변동이 크다는 점과 독립 운전시 전압 및 주파수의 제어가 어렵다는 단점이 있으나 최근 유도형 발전기에 대한 제어 기술이 발전함에 따라 이러한 문제가 많이 극복되었다⁶.

본 연구에서는 풍속, 피치각 뿐만 아니라 회전 속도까지 고려한 풍력발전시스템의 출력제어 알고리즘을 제안한다. 피치가변형 회전익과 유압시스템, 그리고 유도형 발전기로 구성된 시스템에 대해 회전익의 공역학적 모델을 미지로 두고 현재 피치각, 풍속, 그리고 속도 오차에 따른 기준 피치각을 도출하는 방법을 개발하였다. 또한 이를 이용하여 시스템의 출력을 제어하는 방법을 제안하고 시뮬레이션을 통해 제어 성능을 분석한다.

2. 시스템 모델링

2.1 회전익의 공역학적 모델

Fig. 1은 회전익에 작용하는 속도와 힘, 그리고 모멘트를 도시한 것으로, 피치각이 θ 인 날개단면에 기준한 속도 삼각형이다. 그림에서 α 는 양각, Ω 는 회전익의 각속도, L 과 D 는 양력과 항력, 그리고 a 와 a' 은 각각 축 방향 바람속도의 간섭계수와 반경방향 간섭계수이다.

Glauert 이론⁷에 의하면 출력계수 C_p 는 다음과 같이 표현된다.

$$C_p = \frac{8}{\lambda_R} \int_0^{\lambda_R} a' (1-a)^2 \lambda^3 d\lambda \quad (1)$$

식(1)에서 λ_R 은 주속비, 그리고 λ 는 국부 주속비를 나타내며, 각각 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_R = \frac{R\Omega}{V_0}, \quad \lambda = \frac{r\Omega}{V_0} \quad (2)$$

여기서 R 은 회전익의 반경, r 은 회전익 중심으로부터의 거리, V_0 는 풍속이다. a 와 a' 은 피치각의 함수이며 따라서 출력계수는 풍속, 각속도, 그리고 피치각의 함수가 된다.

따라서 회전익에서 발생하는 토크 Q 는 식(1)을 이용해서 다음과 같이 구해진다.

$$Q = \frac{1}{2\Omega} \rho V_0^3 A C_p \quad (3)$$

여기서 ρ 는 공기 밀도, A 는 회전익의 회전 단면적을 나타낸다.

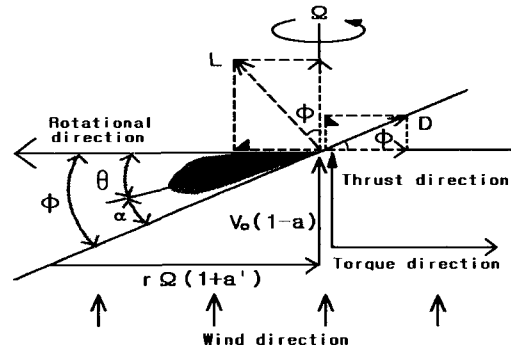
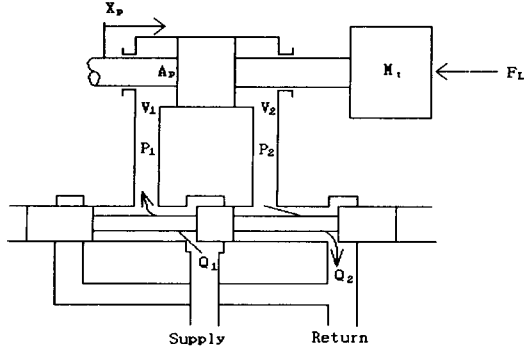


Fig. 1 Relative flow velocities and elemental forces

2.2 유압계통 모델

Fig. 2는 풍력발전시스템에 사용되는 비례전자 방향 제어 밸브의 내부 구조를 나타낸 것이다. 이 시스템을 동작 점 부근에서 선형화 하여 입력전압과 피스톤 변위에 대한 관계를 구하면 다음과 같다^{8,9}.

$$x_p = \frac{\frac{K_a}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 \beta_e K_{ce}} s\right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (4)$$



Q_1, Q_2 : flow rate, P_1, P_2 : pressure,
 V_1, V_2 : volume, $P_L = P_1 - P_2$, M_1 : piston mass,
 A_p : area of the piston, $Q_L = (Q_1 + Q_2)/2$

Fig. 2 Hydraulic propositional valve

여기서, V_d 는 입력전압, V_1 는 챔버의 총체적, β_c 는 압축계수이다. 또한, K_{cc} 는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_j = const.}$, K_q 는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L = const.}$, ω_h 는 $\sqrt{\frac{4\beta_c A_p^2}{V_1 M_1}}$, δ_h 는 유압 감쇠비로서 $\frac{K_{cc}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_c M_1}{V_1}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_1}{\beta_c M_1}}$ 로 정의된다. 식(4)에서 F_L 은 외부에서 가해지는 부하로서 바람에 의해 발생하는 회전축 방향 힘에 의한 외력이다.

2.3 유도발전기 모델링

유도기에서 슬립(s_p)은 동기속도 ω_s 와 발전기 회전자의 기계 각속도 ω_E 의 비로 다음 식과 같이 표현된다.

$$s_p = \frac{\omega_s - \omega_E}{\omega_s} \quad (5)$$

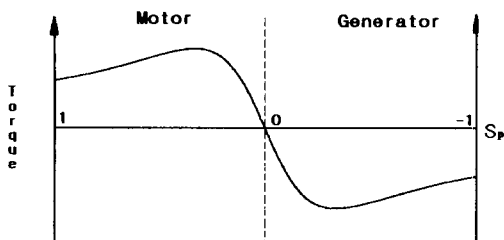


Fig. 3 Characteristics of torque and slip for an induction machine

Fig. 3은 유도기의 슬립과 토크의 특성관계를 나타내며, $1 > s_p > 0$ 일 때는 모터로서, $-1 < s_p < 0$ 일 때는 전류가 발생하여 발전기로서의 역할을 한다.

유도기의 동특성은 시변계수를 가지는 미분방정식으로 표현되는데, d-q 좌표계와 동기좌표계의 변환을 통하여 모델링하게 된다. 유도 전동기의 동기좌표 등가회로는 Fig.4와 같으며 전압방정식은 정지좌표와 동기좌표의 변환에 의해 다음과 같이 표현 된다¹⁰.

$$V_{ds}^e = (R_s + pL_s) i_{ds}^e - \omega L_s i_{qs}^e + pL_m i_{ds}^e - \omega L_m i_{qs}^e \quad (6)$$

$$V_{qs}^e = \omega L_s i_{ds}^e + (R_s + pL_s) i_{qs}^e + \omega L_m i_{ds}^e + pL_m i_{qs}^e \quad (7)$$

$$V_{dr}^e = pL_m i_{ds}^e - (\omega - \omega_r) L_m i_{qs}^e + (R_r + pL_r) i_{dr}^e - (\omega - \omega_r) L_r i_{qr}^e \quad (8)$$

$$V_{qr}^e = (\omega - \omega_r) L_m i_{ds}^e + pL_m i_{qs}^e + (\omega - \omega_r) L_r i_{dr}^e + (R_r + pL_r) i_{qr}^e \quad (9)$$

여기서 p 는 유도기의 극수, ω_r 은 전기적 각속도, $L_s = L_{ls} + L_m$, $L_r = L_{lr} + L_m$ 을 나타낸다. 따라서 위의 식들은 다음과 같이 다시 표현된다.

$$\begin{bmatrix} V_{ds}^e \\ V_{qs}^e \\ V_{dr}^e \\ V_{qr}^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} p + \begin{bmatrix} 0 & -\omega L_s & 0 & -\omega L_m \\ \omega L_s & 0 & \omega L_m & 0 \\ 0 & -u L_m & 0 & -u L_r \\ u L_m & 0 & u L_r & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ds}^e \\ i_{qs}^e \\ i_{dr}^e \\ i_{qr}^e \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서, $u = \omega - \omega_r$ 이다. 또한 유도형 발전기의 출력 P_E 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_E = \frac{3}{2} \omega_r L_m (i_{qs}^e i_{dr}^e - i_{qr}^e i_{ds}^e) \quad (11)$$

전기적 각속도 $\omega_r = p/2 \cdot \omega_E$ 이므로 식(10)은 다음과 같이 표현된다.

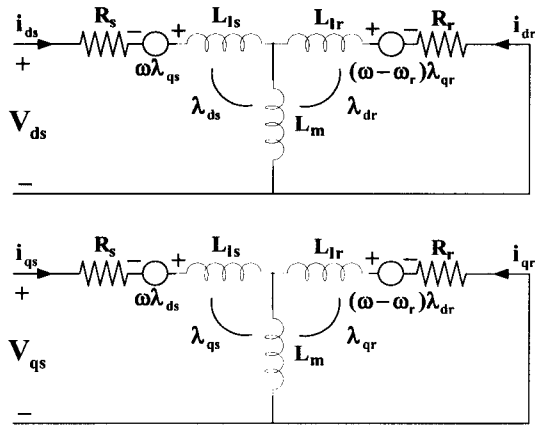


Fig. 4 Equivalent circuit representation of an induction machine in the synchronous rotating reference frame

$$P_E = \frac{3p}{4} L_m \omega_E (i_{qs} i_{dr} - i_{qr} i_{ds}) \quad (12)$$

또한 발전기 토크는 전력에 ω_E 을 나눈 값이므로 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_E = \frac{3p}{4} L_m (i_{qs} i_{dr} - i_{qr} i_{ds}) \quad (13)$$

2.4 동력 전달부 모델링

Fig. 5는 풍력발전 시스템을 간략화 하여 나타낸 것으로 Q와 T는 토크, 그리고 N은 기어 잇수이다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어 축의 회전중심은 모두 동일한 선상에 있으므로 이들의 관성모멘트들의 합을 J_1 로 나타내었으며, 중동부 기어 축과 발전기 축의 관성모멘트들은 J_2 로 나

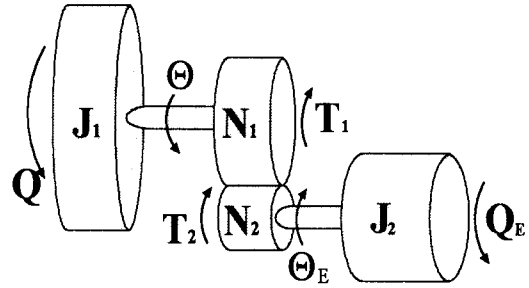


Fig. 5 Wind turbine system

타내었다.

이와 같은 동력 전달부의 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{J_1}{K} \ddot{\theta}_E + K J_2 \ddot{\theta}_E = Q - K Q_E \quad (14)$$

여기서 K는 기어비로서 N_1/N_2 이다.

3. 제어기 설계

3.1 유압 제어기 설계

식(4)에서 F_L 은 풍차날개에 축 방향으로 발생하는 힘에 의한 것으로 Glauert 이론에 의하면 상당히 복잡한 비선형이다. 그러나 유압자동기의 경우 풍력시스템에 비해 그 응답이 상당히 빠르고 전달함수를 구할 수 있기 때문에 이 F_L 을 외란으로 간주하여 전체 시스템의 응답보다 빠른 시간 내에 외란의 영향을 사라지도록 제어기를 설계하고자 한다.

Fig. 6은 PID제어기를 부착한 유압시스템의 블록선도이다. 그림에서 K_x 는 피치각과 유압피스톤의 변위 관계를 나타내는 비례상수이며, F_L 은 회

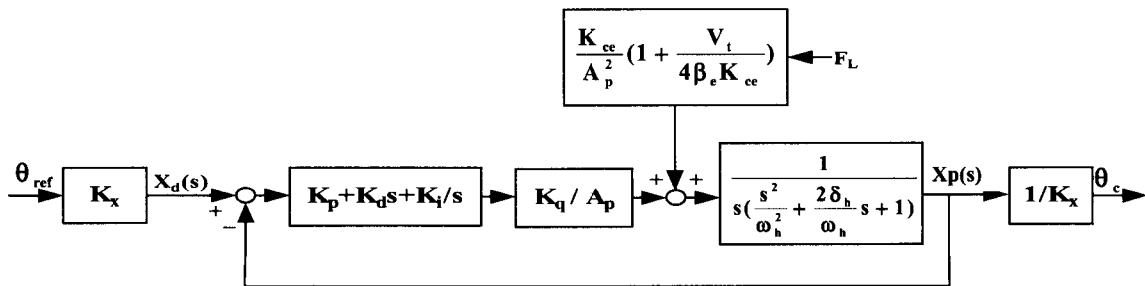


Fig. 6 Block diagram of the hydraulic control system

Table 1 Physical parameters and their values of the hydraulic control system

symbols	values	units
Ap	4.42	cm ²
Mt	7.83	kg
Vt	34.29	cm ³
Bp	0.1	[N · cm · s]
Kce	0.0685	(cm ³ /s)/(N/cm ²)
Kq	16.6	(cm ³ /s)/V
βe	1.4×10 ⁴	kg/cm ²

전익의 축 방향 힘으로서 외란으로 간주한 다음, Table 1과 같은 Osung Taiyo사 유압실린더의 실제 물성치를 적용하고 설계의 편이를 위하여 우세극 개념에 의해 식(4)를 2차식으로 근사화 하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(s)}{V_d(s)} = \frac{232.56}{s^2 + 59.3s + 232.56} \quad (15)$$

근사화된 식은 원래 모델과 비교할 때 단위 계단 입력에 대하여 1% 정도의 오차를 갖는다. 식(15)를 이용하여 기준 변위 입력 X_d와 출력 변위 X_p에 대한 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{232(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s^3 + (232 K_D + 59) s^2 + 2321 K_P s + 232 K_I} \quad (16)$$

풍력시스템에 비해 빠른 유압시스템의 응답을 얻기 위해 단위 계단응답 조건을 t_r≤0.2, t_s≤0.5, M_p≤0.2로 설정하고 극배치법을 이용하여 이득을 조정된 결과 PID제어기의 각 계수들을 K_p=39.233, K_i=510.03, K_d=0.4995를 얻었으며, Fig. 7에 그 결과를 나타내었다. 그림에서 오버슈

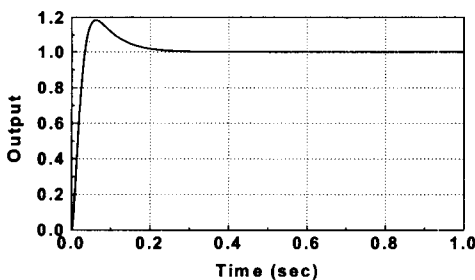


Fig. 7 Unit step response of the hydraulic system

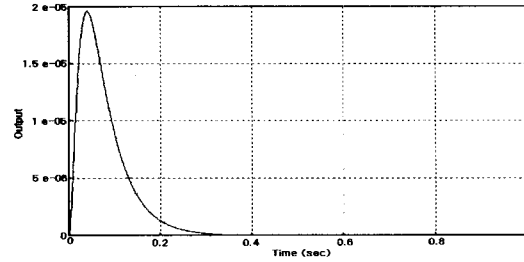


Fig. 8 Response of the hydraulic system to a unit step disturbance

트는 18% 정도이고, 정착 시간은 약 0.2초이다. 또한 Fig. 8은 이 시스템에 단위 계단 외란(F_i=1)이 작용했을 때의 응답으로서 그림에 나타난 바와 같이 그 영향이 아주 작고 0.2초 이내에 외란의 영향이 사라짐을 알 수 있다.

3.2 출력 제어기설계

3.2.1 기준 피치각 모델

출력제어에 있어서 기준입력은 출력이지만 실제 제어가 되는 것은 피치각이므로 출력오차 신호로부터의 기준 피치각을 계산하는 모델이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 단순화된 토오크 모델을 이용하여 다음과 같이 기준 피치각 모델을 도출하였다.

먼저 토오크 계수를 주속비와 피치각의 함수로 정의하고 정격출력시 동작점에서 주속비와 피치각을 각각 λ₀, θ₀로 하여 선형화 하면 다음과 같다.

$$C_p = C_p(\lambda_0, \theta_0) + M_0(\lambda - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0) \quad (17)$$

여기서, $M_0 = \frac{\partial C_p}{\partial \lambda} \Big|_{\lambda_0, \theta_0}$, $M_1 = \frac{\partial C_p}{\partial \theta} \Big|_{\lambda_0, \theta_0}$ 이며, 각각 출력 계수 곡선에서 구할 수 있다. 다음으로 현재의 풍속, 회전수, 주속비, 그리고 피치각을 각각 V_c, ω_c, λ_c, θ_c라 할 때 발생하는 출력은 다음과 같다.

$$P_c = \{ C_{p0} + M_0(\lambda_c - \lambda_0) + M_1(\theta_c - \theta_0) \} \times \frac{1}{2} B \rho A V_c^3 \quad (18)$$

여기서, ρ는 공기밀도, B는 날개 개수, A는 회전

면의 단면적이다. 또한 현재 상태(V_c, ω_c, λ_c)에서 기준 출력이 되기 위해 필요한 피치각을 θ 라 할 때 발생하는 출력은 다음과 같다.

$$P = \{C_{p0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o)\} \times \frac{1}{2} B \rho A V_c^3 \quad (19)$$

식(19)에서 식(18)을 빼고 θ 를 기준 출력이 발생하기 위한 피치각 θ_{ref} 로 정의하면 다음과 같은 출력과 피치각 사이의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\theta_{ref} = \theta_c + \frac{2}{M_1 B \rho A V_c^3} \Delta P \quad (20)$$

3.2.2 제어 알고리즘

Fig. 9는 풍력발전시스템의 정격 출력을 유지하기 위한 출력제어시스템 블록선도를 나타낸다. 그림에서 제어기에 입력된 출력 오차는 PID제어기에 입력되어 기준 피치각 모델을 통하여 기준 피치각인 θ_{ref} 로 계산되어 유압제어기에 입력이 되며 유압 시스템을 거쳐 실제 피치각인 θ 로 출력된다.

회전의 모델에서는 Glauert 이론에 의해, 입력된 피치각과 풍속, 그리고 현재의 각속도에 따라 회전익의 토크 Q 가 계산되고, 이것이 증속기를 통하여 시스템을 회전시킨다. 시스템의 회전속도가 동기속도 이상이 되면 발전기에 회전속도가 입력된다. 발전기 모델에서는 입력된 회전속도에 따라 식(10)을 이용하여 전류가 계산되고 이 전류를 이용하여 P_E 와 Q_E 가 구해지며, 발전기 출력 T_E 는 다시 입력 측으로 피드백 되어 기준출력과 오차를 제어기에 입력함으로써 정격 출력상태를 유지할 수

있도록 제어된다.

4. 결과 및 고찰

제어시스템의 성능을 분석하기 위해 정격풍속 10m/s, 발전기의 정격출력이 1500W인 시스템을 설정하였다. 회전익은 NACA 4415계열을 가정하였으며 시스템의 물성치는 Table 2와 같다.

Fig. 9에서 회전의 공역학적 모델과 발전기 모델은 선형화 하지 않고 원래의 비선형 모델을 그대로 이용하고 있으므로 이론적인 방법으로 최적 제어기를 설계할 수는 없다. 따라서 게인 튜닝 방법을 이용하여 PID이득을 조절한 결과 $K_p=0.1$, $K_d=0.0011$, $K_i=0.0001$ 를 얻었다.

Fig. 10은 정격풍속을 10m/s, 정격출력 1500W 일 때 시스템의 단위계단 응답으로서 최대 오버슈트는 8.9%(134W), 정상상태오차는 0.02% 이내에서 분포하였으며 발전기의 회전수는 정상 상태에서 200.6(rad/sec)이었다.

실제의 자연환경에서 풍력발전 시스템의 제어 환경은 풍속의 변화가 심하므로 발전기를 동기속도 이상의 속도에서 회전시킬 수 있는 범위의 풍속에서 삼각함수 형태의 풍속을 입력한 경우의 응답을 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11의 경우 출력은 정상 상태에서 사인파 형태와 비슷한 오차가 발생하고 있으나 오차의 범위는 2%미만으로서 실제 풍속이 1초 단위로 심하게 변하지 않는다는 점을 고려하면 사인파의 풍속에서도 안정된 출력을 유지하고 있다고 사료된다.

이상과 같이 풍속의 변화에 따른 풍력발전 시스템의 출력제어를 시뮬레이션 한 결과 정격풍속 이상의 변화하는 풍속에서도 시스템의 출력오차를 제

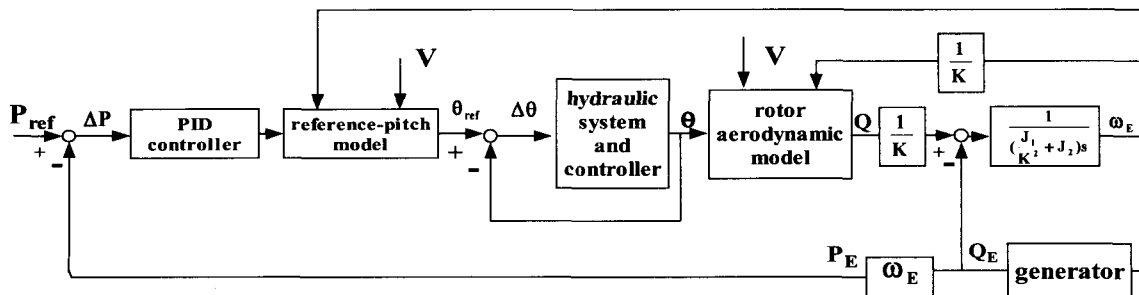


Fig. 9 Block diagram of the power control system (V : wind speed)

Table 2 Physical parameters

symbols	values	units
blade length	1500	mm
tip chord	184.5	mm
root chord	337.7	mm
taper ratio	0.6	
$J_{eq}(=J_1/K^2 + J_2)$	0.1	$Kg \cdot m^2$
b	0.013	$N \cdot S$
gear ratio	5	
B	2	
ρ	1.2	Kg/m^3
K_x	0.164	mm/degree

여기의 이득조정에 의해 쉽게 일정범위내로 안정적으로 유지시킬 수 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 풍력발전 시스템의 각 부를 수학적으로 모델링 하는 방법 및 출력 제어 알고리즘을 제안하였다. 출력제어에서는 기존의 방법들이 비선형 모델을 선형화 하여 제어기를 설계하는 반면에 본 연구에서는 선형화에 따른 시스템의 오차를 최소화하기 위해 회전익과 발전기의 원래 모델을 그대로 이용하고 출력 오차에 따른 기준 피치각 모델을 도출하여 제어기를 설계하였다.

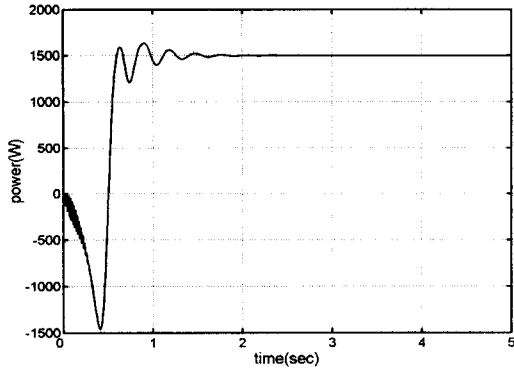
이 방법은 비록 해석적으로 최적 제어기를 설계하기에는 적합하지 않으나 복잡하고 불확실성이 많이 존재하는 시스템 모델링이 불필요하기 때문에 쉽게 제어기를 설계할 수 있는 장점이 있다. 제안된 알고리즘을 시뮬레이션으로 검증한 결과 정격풍속 이상의 풍속과 급격히 변화하는 풍속에 대해서도 원하는 오차범위내로 정격출력이 유지되어 충분한 안정성을 가지고 있음이 확인되었다. 향후 연구 방향은 이와 같은 출력제어 방법을 속도제어 알고리즘과 통합하여 실제 소형 풍력시스템에 적용하여 그 타당성을 검증하는 것이다.

후 기

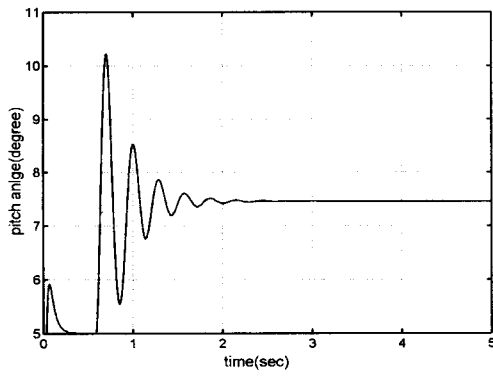
본 연구는 에너지자원 기술개발 지원센터의 2001년도 에너지기술개발 학술진흥사업의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

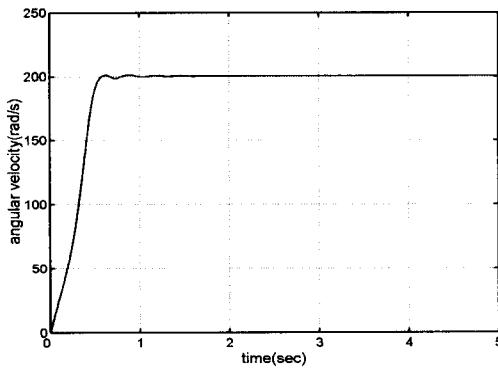
1. 허종철, 임종환, 제주도내 풍력단지 성능모니터링 및 평가연구, 제주도, 2002.5
2. Viterna, L., Corrigan, R., "Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines," DOE/NASA Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, Cleveland, Ohio, 1966.
3. Estanqueiro, A., Ferreira, J., Saraiva, J., "WECS Unsteady Power Output Simulation, Wind Energy : Technology and Implementation," Amsterdam EWEC, pp. 618-622, 1991.
4. Novak, P., Ekelund, T., Jovik, I., Schmidtbauer, B., "Modeling and Control of variable-speed Wind turbine Drive System Dynamics," IEEE control systems, Vol. 15, No. 4, pp. 28-38, 1995.
5. Leith, D., Leithead, W., "Appropriate realization of gain-scheduled controllers with application to wind turbine regulation," International Journal of Control, Vol. 65, No. 2, pp. 223-248, 1996.
6. 이춘식, 김광호, 소형 수평축풍차 및 풍력발전시스템 개발에 관한 연구, 한국전력공사기술연구원, KRC-89G-T09, 1990.
7. David M., Wind Turbine Engineering Design, Van Nostrand Reinhold Company, 1988.
8. Herbert E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc, pp. 145-150, 1967.
9. 임종환, 부성환, 허종철, 김건훈, "수평축 풍력발전기의 모델링 및 속도제어," 한국태양에너지학회 논문집, 제20권, 제1호, pp. 1-9, 2000.
10. 기초전력공학공동연구소, 하계교육강좌, pp. 3-13, 2000.



(a) power

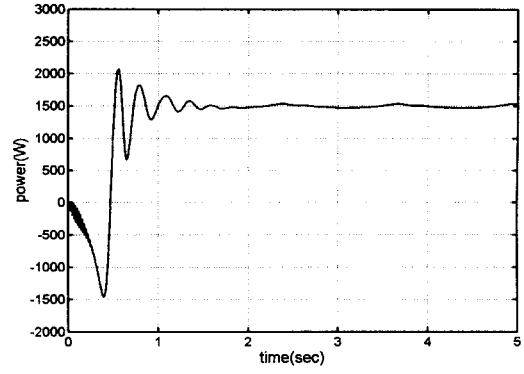


(b) pitch angle

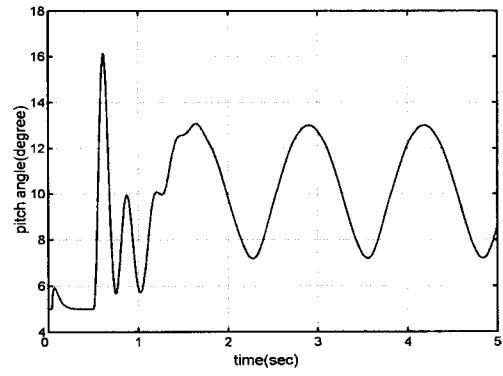


(c) angular velocity

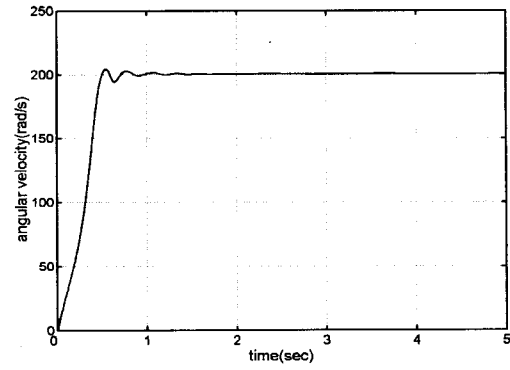
Fig. 10 Step response ($V=10\text{m/s}$)



(a) power



(b) pitch angle



(c) angular velocity

Fig. 11 System response when $V=10+\sin t(\text{m/s})$