

기준 피치각 모델에 의한 풍력발전 시스템의 속도제어

최민호* · 임중환** · 허종철**

Speed Control of a Wind Turbine System Based on The Model of Reference Pitch Angle

Min-Ho Choi*, Jong-Hwan Lim** and Jong-Chul Huh**

ABSTRACT

The paper presents a speed control algorithm for a full pitch-controlled wind turbine system. The design of a controller, in general, is performed by linearizing the torque in the vicinity of a operating point assuming the tip speed ratio is constant. For speed control, however, the tip speed ratio is no longer a constant, so that linearization of the torque in terms of a wind speed and pitch angle is impossible. In this study, a reference pitch model is derived in terms of a wind speed, angular velocity, and pitch angle, which makes it possible 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 experiments.

Key Words : Wind turbine system, Pitch control, Power control

1. 서론

대체 에너지원 중 기술적인 완성도와 실용성 측면에서 풍력발전 시스템은 타 에너지원에 비해 우위에 서있다. 미국을 비롯한 유럽 각 국 등 많은 나라에서 600~750KW급 풍력발전기를 상용화함은 물론 상당량의 전력 생산을 목적으로 계통선에 연계하여 실용화하여 대규모 전력생산 및 첨단 기술의 개발을 통한 경제성 제고와 신뢰성 향상에 주력하고 있는 실정이다.

다. 반면 우리나라에서는 현재 자체 개발 진행도는 상당히 미약한 편이며 전국적으로 몇몇 곳에 외국에서 수입된 풍력발전시스템을 이용하여 국내 입지 여건을 시험 중에 있으며, 여러 연구기관에서 자체 개발 및 수출을 목표로 하여 연구가 진행되어지고 있다¹⁾.

Fig. 1은 능동제어 방식을 채택한 풍력발전 시스템의 제어 방식을 나타낸다²⁾. 먼저 정지 상태에서 풍속이 증가하여 시동 풍속에 이르면 회전익이 회전하기 시작하여 정격회전수(발전시작 회전수)에 이르기까지 속도제어를 수행한다. 정격회전수에 이르면 발전을 시작하고 이때부터는 출력 제어 단계로 들어간다. 정격출력 상태에서는 바람의 요동에 따라 급격한 출력 변화로 발생하는 과부하로부터 시스템을 보호하기 위

* A-Mec

** 제주대학교 기계·에너지·생산공학부, 첨단기술연구소
Faculty of Mechanical, Energy & Production eng., Research
Institute of Advanced Technology, Cheju Nat'l Univ.

해 일정 출력을 유지하도록 피치를 제어한다. 풍속이 더욱 증가하여 정격출력 상태를 넘어가면 발전을 중단하고 다시 회전수 제어 단계로 들어가서 정격회전수가 유지되도록 제어를 하거나 계속해서 풍속이 증가하면 시스템을 정지시킨다.

풍력발전 시스템의 회전익에서 발생하는 토크는 풍속, 회전속도, 그리고 피치각에 대해 심한 비선형성을 보이는데, 출력제어는 동작점이라 불리는 일정한 풍속, 회전속도, 그리고 피치각 범위 내에서 수행되므로 이 동작점 부근에서 선형화 하여 선형제어 이론을 적용하거나,^{3,4)} 풍속에 따라서 동작점을 변화시켜 선형화 하여 "gain schedule" 기법을 사용하는 것이 대부분이다⁷⁾. 이와 같은 방법들의 공통점은 출력제어 단계에서 회전속도는 일정하다는 가정 하에 토크를 단지 풍속과 피치각의 함수로만 고려하는 것이다.

그러나 속도제어는 Fig. 1에서 보여지는 바와 같이 풍속범위 및 회전속도 범위가 넓기 때문에 토크는 풍속과 피치각 뿐만 아니라 회전속도의 함수가 된다. 또한 일정한 동작점을 잡기 어려워 전체 시스템을 선형화 하여 제어 시스템을 설계한다는 것은 무리이다.

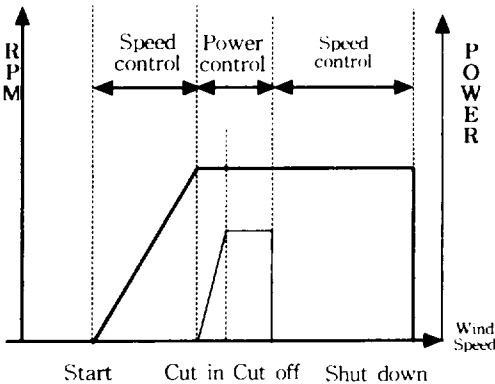


Fig. 1. Control strategy of a wind turbin system.

따라서 본 연구에서는 비선형 모델을 미지 시스템으로 두고 풍속과 속도 오차에 따른 기준 피치각 모델을 이용하여 속도를 제어하는 방법을 제안한다.

또한 모형시스템을 제작하여 다양한 풍속과 회전수에 대해 제안된 알고리즘의 유용성을 실험을 통하여 증명한다.

II. 시스템 모델링

풍력발전 시스템은 회전익, 증속기, 발전부 그리고 피치를 가변하기 위한 유압부로 구성되는데 각부의 모델은 참고문헌^{6,8)}에 상세히 기술되어 있으며 여기서는 그 결과를 간략히 소개한다.

2.1 회전익의 토포크 모델

회전자에서 발생하는 토크 계수(C_q)는 Glauert⁹⁾ 이론에 의하여 다음과 같이 날개의 각속도와 주속비(λ)와 피치각(θ)의 함수가 된다.

$$C_q = \frac{1}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda \, d\lambda \quad (1)$$

여기서 a 는 축방향 간섭계수, C_T 는 회전방향 힘성분, θ 는 날개의 회전 방향과 바람의 상대속도 방향이 이루는 각, σ_r 은 국부 회전면적비($-\frac{\pi r}{BC}$), λ_R 과 λ 는 날개의 회전속도와 풍속의 비로 정의되는 무차원 수로서 주속비(Tip Speed Ratio:TSR)라 하며 다음과 같다.

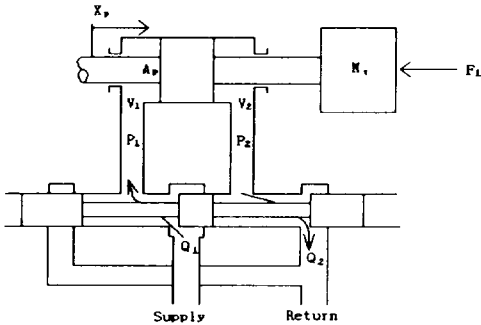
$$\lambda_R = \frac{R\omega}{V}, \quad \lambda = \frac{r\omega}{V} \quad (2)$$

2.2 유압계통 모델

실제 풍차의 회전익은 수 십 미터가 되므로 피치각을 변경시키는데 큰 힘이 요구되므로 유압제어 방식을 이용한다. 일반적으로 비례 전자 방향 제어 밸브의 입력 전압과 출력 유량 사이의 관계는 1차 지연 요소로 표시되지만, 비례 전자 방향 제어 밸브의 응답은 시스템의 응답에 비해서 매우 빠르기 때문에 응답의 지연을 무시하고 동작점 부근에서 선형화하면 입력 전압과 피스톤 변위에 대한 관계는 다음과 같이 얻어진다⁷⁾.

$$x_p = \frac{\frac{K_v}{A_p} V_j - \frac{K_{ce}}{A_p} \left(1 + \frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s\right) F_i}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3)$$

여기서, V_d 는 입력전압, V_i 는 챔버의 총체적, β_e 는 압축계수, K_{ce} 는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_e=const}$, K_q 는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L=const}$ 를 나타내며, 고유진동수 ω_h 는 $\sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_i M_i}}$ 로 정의되며, δ_h 는 유압감쇠비로 정의된다. 또한 F_L 은 외부에서 가해지는 부하로서 바람에 의해 발생하는 회전익의 축방향 힘에 의한 외력이다.



Q : flow rate. P : pressure. V : volume.
 $P_L = P_1 - P_2$
 M_i : piston mass. A_p : area of the piston
 $Q_L = (Q_1 + Q_2)/2$

Fig. 2. Hydraulic propositional Valve.

2.3 동력전달부 모델링

Fig. 3은 풍력발전 시스템을 간략화 한 그림으로서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 관성모멘트들의 합은 J_1 , 종동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은 J_2 로 나타내었다. 단 증속된 기어축의

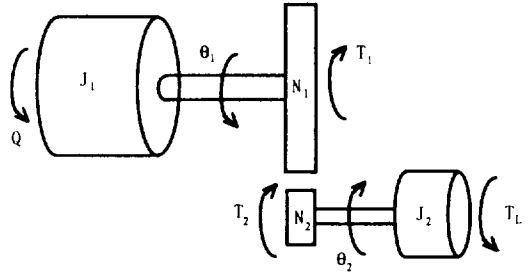


Fig. 3. Schematic diagram of a wind generator system.

관성모멘트는 종동부 기어의 관성모멘트와 발전기의 관성모멘트에 비해 매우 작으므로 무시하고 θ_2 로 전체 시스템을 표현하면 다음과 같다⁸⁻⁹⁾.

$$J_{eq}\ddot{\theta}_2 + b\dot{\theta}_2 = \frac{Q}{n} \tag{4}$$

윗 식에서 J_{eq} 는 $J_1 + n^2 J_2$ 이며, n 는 기어비 ($\frac{N_1}{N_2}$)를 나타내며 b 는 감쇠계수이다.

III. 제어기 설계

2절에서 도출된 각 요소의 모델을 이용하여 Fig. 4와 같은 제어 시스템을 구성하였다. 기준입력은 정격회전수(ω_{ref})이며 실제 회전수와의 오차는 PID로 구성된 속도제어기를 통하여 기준 피치가 모델로 입력된다. 기준 피치가 모델은 속도오차와 요구되는 회전익의 피치가 관계를 연결하는 모델로서 속도오차로부터 필요한 피차(θ_{ref})을 출력한다.

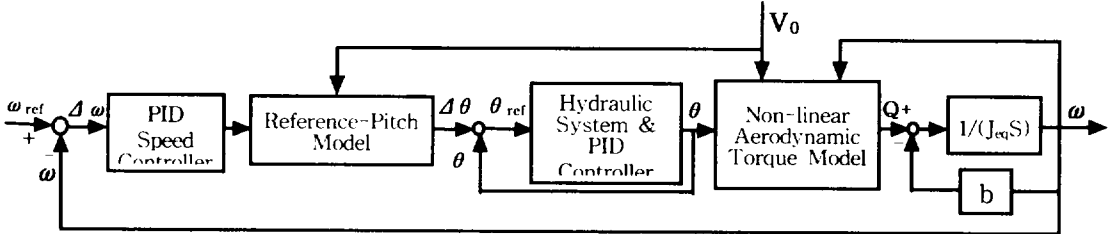


Fig. 4. Block diagram of the pitch control system.

3.1 기준 피치각 모델

회전익의 공역학적 모델을 선형화 하지 않는 경우 전체적으로 모델이 없는 미지 시스템이 된다. 이때 실제 제어가 되는 것은 피치각이므로 현재의 풍속, 회전수 오차, 그리고 피치각에 따른 유압제어 시스템의 입력인 기준피치각 관계를 나타내는 모델이 필요하다. 토크는 풍속, 각속도 및 피치각의 함수로서, $C_q = f(\lambda, \theta)$ 로 정의하고 임의의 동작점에서 주속비와 피치각을 각각 $\lambda_o (= R \frac{Q_o}{V_o})$, θ_o 로 하고 선형화 하면 다음과 같다.

$$C_q = C_{qo}(\lambda_o, \theta_o) + M_o(\lambda - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o) \quad (5)$$

여기서, $M_o = \frac{\partial C_q}{\partial \lambda} \Big|_{\lambda_o, \theta_o}$, $M_1 = \frac{\partial C_q}{\partial \theta} \Big|_{\lambda_o, \theta_o}$ 이다. M_o 와 M_1 은 피치각이 일정할 때 즉, $\theta = \theta_o$ 일 때 λ 의 변화에 따른 C_q 와 주속비가 일정 즉, $\lambda = \lambda_o$ 일 때 θ 의 변화에 따른 C_q 의 변화율을 의미한다. 또한 각속도 변화에 따른 정상상태에서의 토크 증분은 식(4)를 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta Q = bn \Delta \omega \quad (6)$$

다음으로 현재의 풍속, 회전수, 주속비, 그리고 피치각을 각각 V_c , ω_c , λ_c , θ_c 라 할 때 발생하는 토크(Q_c)는 식(1)과(5)로부터,

$$Q_c = (C_{qo} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta_c - \theta_o)) \times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \quad (7)$$

가 된다. 또한 현재 상태(V_c , ω_c , λ_c)에서 기준 회전수(ω_{ref})가 되기 위해 필요한 피치각을 θ 라할 때 발

생하는 토크(Q)는,

$$Q = (C_{qo} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o)) \times \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2 \quad (8)$$

로 표현할 수 있다. 이제 식(8)에서 식(7)을 빼면 다음과 같은 토크-피치각 관계식을 얻을 수 있다.

$$\Delta \theta = \frac{1}{M_1 \frac{1}{2} B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta Q \quad (9)$$

여기서, $\Delta \theta = \theta - \theta_c$, $\Delta Q = Q - Q_c$ 를 나타낸다.

이제 식(6)을 식(9)에 대입하면 회전수 오차로부터 필요한 피치각의 변화량이 계산되고 이것으로부터 다음과 같이 기준 피치각(θ_{ref})이 계산된다.

$$\theta_{ref} - \theta_c = \frac{2bn}{M_1 B \rho \pi R^3 V_c^2} \Delta \omega \quad (10)$$

3.2 유압제어기 설계

식(3)에서 F_L 은 풍차날개에 발생한 축방향으로 발생하는 힘에 의한 것으로서 이것 역시 Glauert 이론에 의하면 상당히 복잡한 비선형이다. 따라서 본 연구에서는 이 F_L 을 외란으로 간주하여 전체 시스템의 응답보다 빠른 시간 내에 이 외란의 영향이 사라지도록 제어기를 설계하고자 한다.

Fig. 5는 PID 제어기를 부착한 유압시스템의 블록 선도이다. K_x 는 피치각과 유압피스톤의 변위의 관계를 나타내는 비례상수이다. F_L 을 외란으로 간주하여 무시하며 표 1과 같은 Osung Taiyo사 유압실린더의 실제 물성치를 대입하고 설계의 편이를 위하여 (3)식

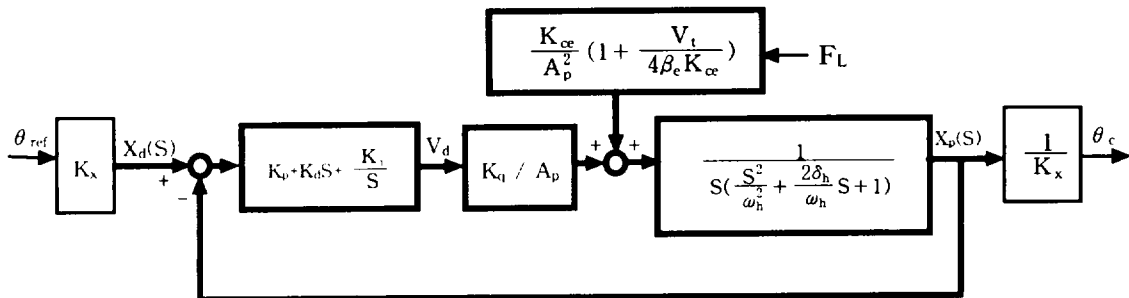


Fig. 5. Block diagram of the hydraulic control system.

을 2차로 근사화 하여 X_d 와 출력 변위 X_p 에 대한 전달함수를 구하면 다음 식과 같다⁷⁾.

$$\frac{X_{d(s)}}{X_{d(s)}} = \frac{232.61(K_p S^2 + K_S + K_i)}{S^3 + (232.61 K_p + 59.32) S^2 + 232.61 K_S + 232.61 K_i} \quad (11)$$

Table 1. Physical values of the hydraulic system

Symbol	Value
Ap	4.25 (cm)
Mt	7.97 (kg)
Vt	35.03 (cm)
βe	1.4X104 (kg/cm)
Kce	0.08 (cm/s)/(N/cm)
Kq	16.60 (cm/s)/V

IV. 결과 및 고찰

이상과 같이 설계된 제어시스템의 성능을 분석하기 위하여 정격 풍속은 11m/s, 15m/s 그리고 random. 정격속도는 증속된 발전기부를 기준으로 500rpm, 900rpm으로 설정하여 실험을 실시하였다. 대상 시스템은 실험실용 모형시스템으로서 표 2에 나타난 바와 같은 물성치를 가지며 표 3은 익형의 제원을 나타낸다. 풍력발전 시스템이 가동되기 이전에는 날개의 회전을 정지시키기 위해 피치각을 90°로 유지하다가 시동초기에는 큰 토오크를 발생시켜 주기 위해 피치각을 17°까지 낮추어 회전수가 어느 정도 증가된 다음 피치제어 단계로 들어가도록 설계하였다. Fig. 6은 풍속 11m/s, RPM이 500일 때의 결과이며, 이때의 최대 오버슈트는 22%, 정상상태 오차는 8%이다. Fig. 7은 풍속 11m/s, RPM이 900일 때의 결과이며, 이때의 최대 오버슈트는 6% 정상상태 오차는 2% 범위에서 분포한다. Fig. 8은 풍속 15m/s, RPM이 500일 때이며, 이때의 최대오버슈트는 67%, 정상상태 오차는 6% 범위에서 분포하며 Fig. 9는 풍속을 random, RPM을 500으로 지정하여 돌풍, 완만, 급격한 증감을 주어 실제 상황에서의 시스템의 RPM과 pitch angle의 변화에 대하여 실험한 결과이며, 돌풍시 최고 20%의 정상상태

Table 2. Physical parameters of a wind turbine system

Symbol	Value
Jeq	0.095 (Kg · m ²)
b	0.02(N · S)
n(=M1/M2)	6
B	2
ρ	1.2 (Kg/m ³)
Kx	0.164 (mm/degree)

Table 3. Resources of blade

Items	Resources
Blade section	NACA 4415
Tip chord	20 mm
Root chord	100 mm
Length	460 mm
Hub Length	70 mm
Taper Ratio	0.55

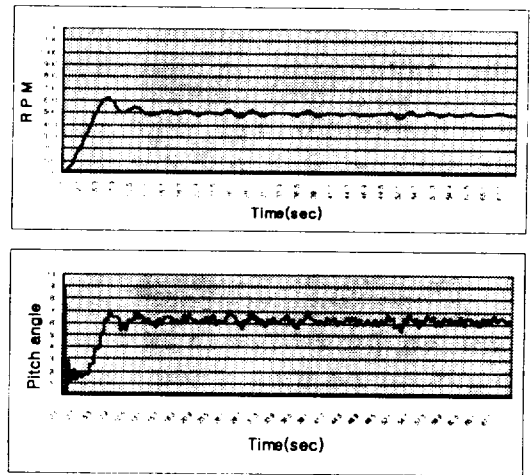


Fig. 6. V=11m/s, RPM=500.

오차를 보이고 있으나 그 외의 변화에 대해서는 우수한 성능을 보여주고 있다. 그리고 전체적으로 살펴보면 RPM이 낮을수록, 그리고 풍속이 높을수록 over shut 값은 높으며, 풍속이 낮고 RPM이 빠를수록 정상상태 도달 시간은 짧게 나타났으며, 정상상태 오차는 풍속에 큰 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

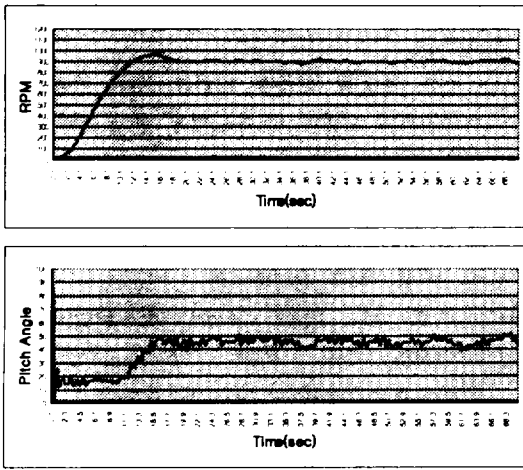


Fig. 7. $V=11\text{m/s}$. $\text{RPM}=900$.

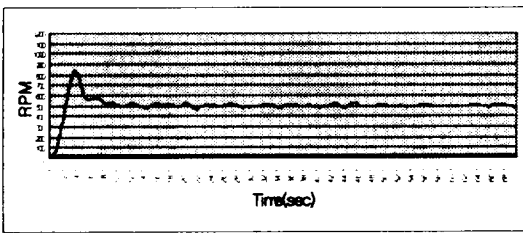


Fig. 8. $V=15\text{m/s}$. $\text{RPM}=500$.

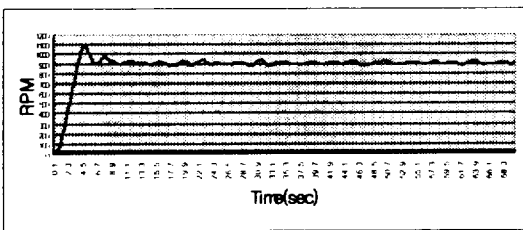


Fig. 9. $V=15\text{m/s}$. $\text{RPM}=900$.

V. 결론

본 연구에서는 수평축 피치제어형 풍력발전시스템의 회전수 제어 알고리즘을 제안하고 실험으로 그 성능을 검증하였다. 유압작동기에 있어서 회전익에서 발생하는 축방향 힘에 의한 외력을 외란으로 간주하여 제어를 설계하였으며 회전수 오차에 따른 기준

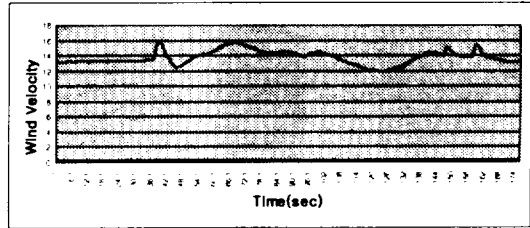
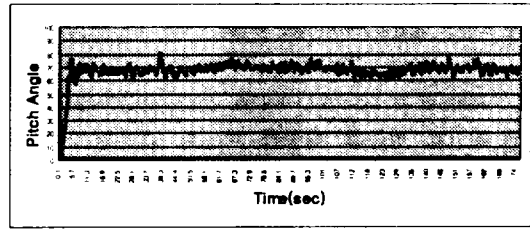
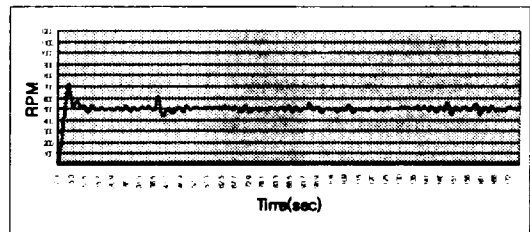


Fig. 10. $V=\text{random}$. $\text{RPM}=500$.

피치각 모델을 제안하고 이를 바탕으로 제어알고리즘을 도출하였고 실험으로 그 성능을 검증한 결과 심한 풍속의 변화에도 양호한 응답을 얻을 수 있다는 것을 확인하였다. 이와 같은 제어방법의 특징은 비선형이 심한 시스템을 선형화 하여 복잡하게 제어를 설계할 필요 없이 단순히 익형에서 발생하는 토크 및 추력을 미지로 간주하여 쉽게 제어를 설계할 수 있다는 것이다.

참고문헌

- 1) 김건훈 외, 1996. 중형급 풍력발전시스템 운영기술 개발. 전력연구원. KRC-95Y-T24.
- 2) 최민호, 2000. 피치가변형 풍력발전 시스템의 출력 제어에 관한 연구. 석사학위논문, 제주대학교.
- 3) Estanqueiro, A. I., Ferreira J. M., Gil Saraiva, J. A., 1991. WECS Unsteady Power Output Simulation. Wind Energy : Technology and

- Implementation. Amsterdam EWEC '91. pp.618-622.
- 4) Novak. P., Ekelund. T., Jovik. I., and Schmidtbauer. B., 1995. *Modeling and Control of variable - speed Wind - turbine Drive - System Dynamics*. IEEE control systems, vol.15. No4. pp.28 - 38.
- 5) Leith. J.D., Leithead. W.E., 1997. *Implementation of Wind Turbine Controllers*, International Journal of Control, Vol.66. No.3. pp.349-380.
- 6) 최민호, 임종환, 허종철, 이동현, 김건훈, 2000. 풍력발전기의 모델링 및 피치제어 시뮬레이션, 제주대학교 산업기술연구소 논문집, 제11권, 제1호, pp.7-14.
- 7) 임종환, 부성환, 허종철, 김건훈, 2000. 수평축 풍력발전기의 모델링 및 속도제어, 한국 태양에너지 학회, Vol.20, No.1, pp.1-9.
- 8) 임종환, 허종철, 2001. 피치제어형 풍력발전 시스템의 속도제어, 제어·자동화 시스템 공학 논문지, 제7권, 제2호, pp.109-116.
- 9) David. M., Eggle Stomn & Forrest. S., Stoddard., 1987. *Wind Turbine Engineering Design*, Van Nostrand Reinhold Company Inc.