

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 20, No. 1, 2000

수평축 풍력발전기의 모델링 및 속도제어

임종환*, 부성환**, 허종철*, 김건훈***

* 제주대학교 기계에너지생산공학부

** 제주대학교 대학원

*** 한국에너지기술연구소

Modeling and Speed Control of a Horizontal Axis Wind Generator

J. H. Lim**, S. H. Boo*, J. C. Huh**, K. H. Kim***

* *Graduate School, Cheju National University*

** *Faculty of Mechanical Energy and Production Engineering, Cheju National University*

*** *Korea Institute of Energy Research*

ABSTRACT

Wind turbine system converts wind energy into electric energy. Since the velocity of wind is random in nature, control of the angular velocity of the blade is necessary in order to generate high quality electric power. The control of a blade can be divided into a stall regulation and a pitch control types. The stall regulation type which is based on the characteristics of an aerodynamic stall of the blades is simple and cheap, but it suffers from fluctuation of the resulting power. On the contrary, pitch control type is based on the fact that the torque of the blade can be changed by varying the pitch angle of the blade. It is mechanically and mathematically complicated, but the control performance is better than that of the stall regulation type. This paper suggests a method of deriving a mathematical modeling of the wind turbine system, and develops a speed

control algorithm by pitch control. The validity of the algorithm is demonstrated with the results produced through sets of simulation.

1. 서론

풍력발전 시스템이란 바람의 운동에너지를 이용하여 실용화 할 수 있는 전기적인 에너지로 변환시켜 주는 기기를 말한다. 다른 자연에너지 이용 시스템에서도 마찬가지로이지만 풍력발전 시스템의 경우에도 그 시스템 자체가 자연의 기상현상과 밀접한 관계를 가지고 있기 때문에 국외에서 개발된 풍력발전 시스템을 도입하여 사용하는 것은 그 신뢰성 면에서 문제가 있다는 것이 과거의 여러 연구 결과들이 잘 보여주고 있다.¹⁻³⁾ 또한 소형 풍력발전 시스템은 단위 Kw당 생산 단가가 높아 경제성이 떨어져 전력 공급이 곤란한 지역에 단독 발전용으로 쓰이는 정도이다.⁴⁾ 반면에 중·대형으로 갈수록 단위 회전 면적당의 생산성이 향상되며 관리유지비가 떨어져 단위 Kw당 생산 단가가 낮아져 기존의 발전 시스템과의 경쟁이 가능해진다.

풍력발전 시스템의 회전자는 바람의 운동에너지에 의해 토크를 발생시키는데 이 토크는 바람의 변화에 의해 큰 영향을 받는다. 대개 바람은 속도나 방향에 대해서 큰 요동을 가지고 있으므로 여기서 발생하는 토크도 또한 일정하지 않다. 정상적인 날씨조건 하에서는 바람의 출력이 상대적으로 작는데 반하여 강풍시에는 정상치보다 그 출력이 수백배에 이른다. 그러므로 변화하는 바람에 대하여 일정한 토크 혹은 일정한 출력을 얻기 위하여 회전익의 속도제어가 필수적이다.

회전익의 회전수 제어는 스톨제어 방식과 피치제어방식으로 나눌 수 있다. 스톨제어는 수동제어 방식으로 익형을 일정 풍속이상에서 스톨이 발생하게 제작하여 스톨 발생 이상의 풍속에서는 실

속이 일어나 회전수가 제어되는 방식으로 원리 및 구조가 단순하지만 정격출력 상태에서 출력에 요동이 발생하는 단점이 있다. 이에 반하여 피치제어 방식은 바람의 속도에 따라 회전익의 피치각을 변화시켜 줌으로써 발생하는 토크를 조절하여 회전수를 제어하는 방식으로 정격출력 상태에서 그 성능이 스톨방식보다 양호하다.

이와 같은 피치제어 방식을 이용하기 위해서는 회전익의 공기역학적 모델로부터 바람의 속도, 회전자의 회전속도 및 피치각에 따른 토크를 도출해야 하며, 풍력발전 시스템을 구성하고 있는 구성요소들의 동특성을 파악하고, 전체 시스템의 운동을 모사해 주는 운동 방정식을 이끌어 내어야 한다. 또한 제어 알고리즘을 도출해 내기 위하여 시뮬레이션을 통한 다양한 입력에 대한 시스템의 거동을 파악하여 피치제어의 영향과 가능성을 분석하고자 한다.

2. 시스템 모델링

풍력발전 시스템을 구성하고 있는 부분은 크게 풍력 시스템을 지지하고 있는 철탑, 전기를 발생시키는 발전부, 회전익의 피치각을 움직여 주는 제어부, 바람의 운동량 변화를 일으켜 축 동력을 얻는 날개부, 그리고 축동력을 발전부로 전달 및 증속시키는 동력전달부 등으로 구성되어 있다.

2.1 회전익 모델

그림 1은 피치각이 θ 인 날개단면에 기준을 두고 속도 삼각형으로 V_0 는 풍속, α 는 양각, a 는 축 방향 간섭계수, a' 은 와류 간섭계수를 나타낸다. 또한 W 는 수직인 두 방향의 상대속도를 합

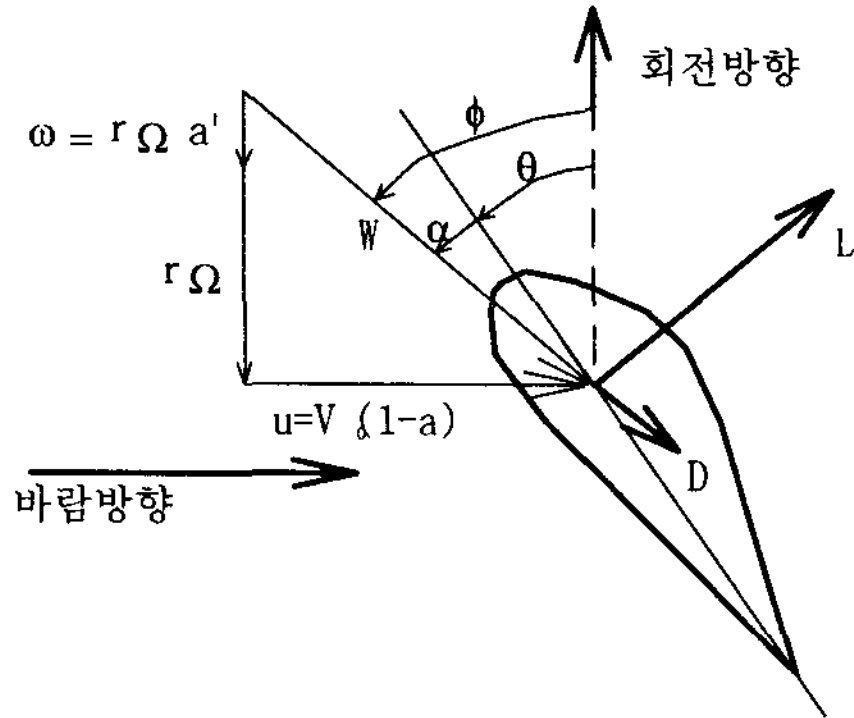


Fig. 1. Relative flow velocities

성한 속도로 회전면에 대해서 ϕ 만큼 경사진 것을 보여주고 있다. 회전면에서의 풍속은 일정하다고 가정하면 양각 α 와 미소양력 dL 과 미소항력 dD 는 각각 식 (1)과 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$dL = BcC_L \frac{1}{2} \rho W^2 dr \quad (1)$$

$$dD = BcC_D \frac{1}{2} \rho W^2 dr \quad (2)$$

여기서, B는 날개 개수, c는 코드 길이, C_L 은 양력계수, C_D 는 항력계수를 나타낸다.

그림 1로부터 회전익 요소에 작용하는 회전면에 대한 접선 방향의 힘, 즉 토크를 발생시키는 날개 회전방향의 힘 C_t 는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_t = dL \sin \phi - dD \cos \phi \quad (3)$$

그러므로 회전익 전체에 작용하는 공기역학적인 모멘트는 식 (4)와 같다⁵⁾.

$$Q = \frac{1}{2} \rho B \int_0^R W^2 c C_t \cos \phi r dr \quad (4)$$

식(4)에서 R은 회전익의 반경, r은 회전익의 국

Table 1. Resources of a blade

Items	Resources
Blade section(tip/root)	NACA 4415 - 4424
Tip chord	34.19 mm
Root chord	17.07 mm
Length(span direction)	350 mm
Taper Ratio	0.5
Twist angle	16.6°

부 반경, ρ 는 공기밀도이며, a, a' 및 ϕ 는 Glauert의 와류이론으로 구한다. 날개의 구체적인 설계 제원은 표 1에 나타내었다.

2.2 유압계통 모델

실제 풍력발전 시스템의 회전익은 수십 미터가 되므로 피치각을 변경시키는데 큰 힘이 요구된다. 이를 위해서는 제어 정밀도가 우수하고 작은 전력으로 큰 힘의 제어가 가능한 유압제어 방식이 가장 적합하다.

그림 2는 풍력발전시스템에 사용되는 비례전자 방향 제어밸브의 내부 구조도를 나타낸 것이다. 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 유량은 다음과 같이 얻어진다.⁶⁾

$$Q_1 = K_q V_d - 2K_c P_1 \quad (5)$$

$$Q_2 = K_q V_d + 2K_c P_2 \quad (6)$$

여기서, Q_1 , Q_2 는 유압 모터 입·출구부 유량, P_1 , P_2 는 유압 모터 입·출구부 압력, K_q 는 밸브의 유량계인, K_c 는 유량-압력계수 그리고 V_d 는 밸브의 입력전압이다. 식(5)와 식(6)을 조합하면 다음과

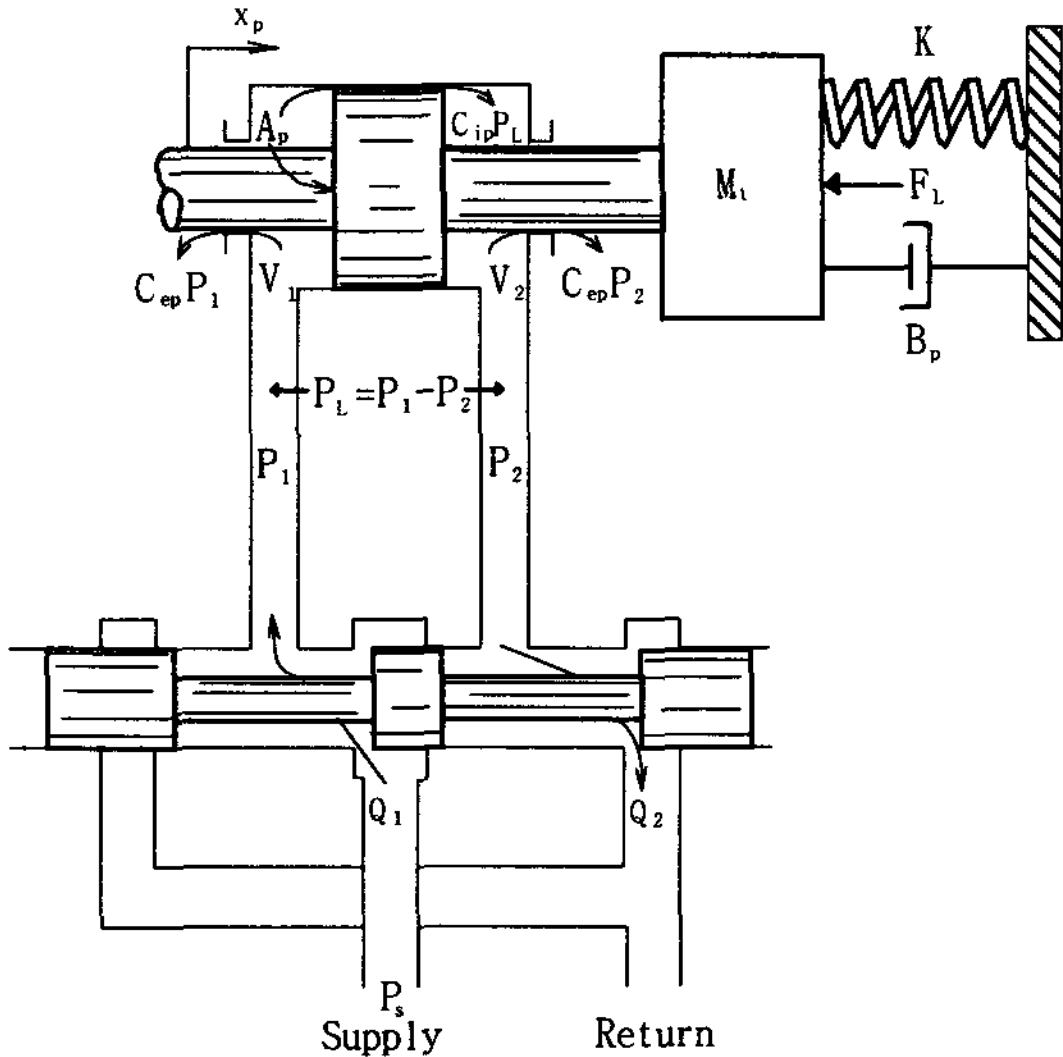


Fig. 2. Valve-piston combination.

같다.

$$Q_L = K_q V_d - K_c P_L \quad (7)$$

여기서 $P_L = P_1 - P_2$, $Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$ 이다. 유입되는 유량과 피스톤 변위 사이의 관계식을 라플라스 영역에서 표현하면,

$$Q_L = A_p s X_p + C_{ip} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \quad (8)$$

식(8)에서 $C_{ip} = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$ 로서 피스톤의 전체 누설계수이며, C_{ip} 는 내부누설계수, C_{ep} 는 외부누설계수, X_p 는 중립점에서 밸브의 이동거리, A_p 는 피스톤의 단면적, V_t 는 챔버내의 총유량, β_e 는 기름의 압축계수이다.

실린더내에 유입된 유체에 의한 힘과 부하, 그리고 피스톤의 변위에 대한 관계식은 라플라스 영역에서 표현하면 다음과 같다.

$$A_p P_L = M_t X_p s^2 + B_p X_p s + K X_p + F_L \quad (9)$$

여기서 M_t 는 피스톤의 전질량, K 는 부하의 스프링계수, F_L 은 피스톤에 작용하는 부하, B_p 는 피스톤과 부하의 점성댐핑계수이다.

결국 위의 식 (7)과 (8), (9)식을 조합하여 정리하면 피스톤 변위 x_p 는 다음과 같다.

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right) F_L}{\frac{s^3}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}\right) s + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \quad (10)$$

여기서, K_{ce} 는 전유량 압력계수, 고유진동수 ω_h 는 $\sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t M_t}}$ (rad/sec)로 정의되며, 유압 댐핑비 δ_h

는 $\frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$ (무차원)로 정의된다. 밸브-피스톤의 조합이 동력 출력기구라면, 스프링 부하는 무시되고, $\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2}$ 은 대개 1보다 매우 작다. 이러한 조건에서 식 (10)은 아래 식 (11)으로 표현할 수 있다.

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s\right) F_L}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (11)$$

식 (10)에 포함된 상수 가운데 M_t , V_t 는 설계 사양으로부터 구하였고, K_c 와 K_q 는 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_d=const.}$ 와 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L=const.}$ 의 의미를 가지고 있으므로 본 시스템의 정상상태 특성실험으로 구하였으며, C_{ip} 와 C_{ep} 는 K_c 에 비하여 매우 작으므로 무시하였다.

2.3 동력전달부 모델링

그림 3(a)는 풍력발전 시스템의 도안이다. 이들 중 회전익은 하나의 외팔보로 간주하여 시스템의 간략화 한 도안을 그림 3(b)와 같이 나타내었다.

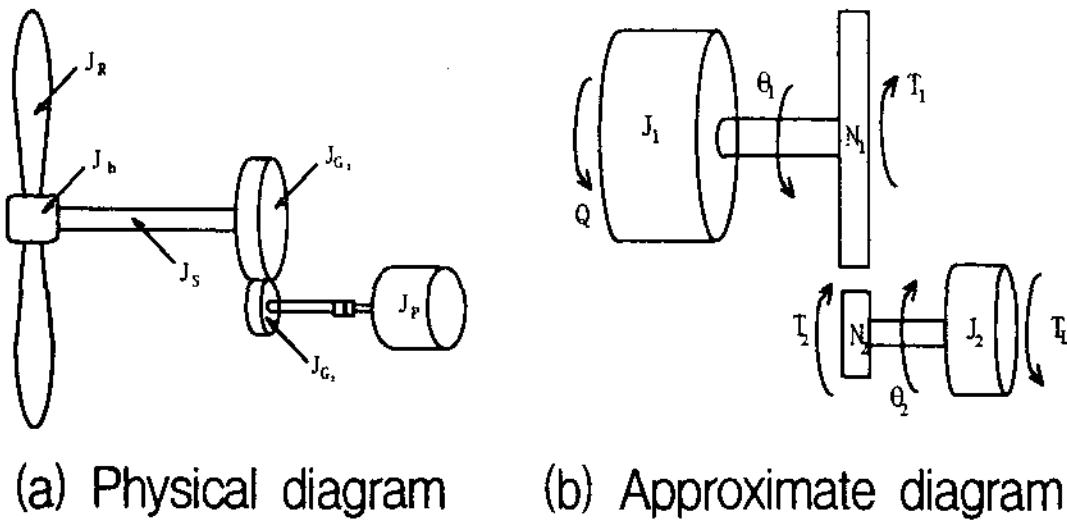


Fig. 3. Design of wind generator system

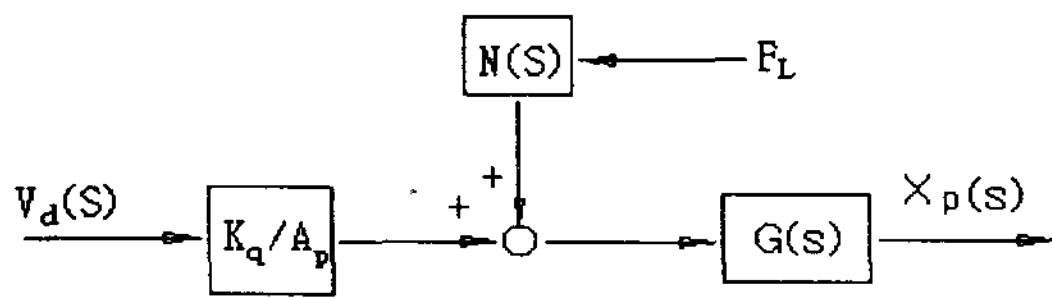


Fig. 4. Block diagram of a hydraulic unit

여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 회전중심은 모두 동일한 선상에 있으므로 이들의 관성모멘트들의 합은 J_1 으로 나타낼 수 있다. 종동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은 위와 마찬가지로 J_2 로 나타내었다. 단 증속된 기어축의 관성 모멘트는 종동부 기어의 관성모멘트와 발전기의 관성모멘트에 비해 매우 작으므로 무시하였다. 각 기어열의 운동 방정식은 아래 식들로 나타낼 수 있다.

$$J_1 \theta_1'' + b \theta_1' + T_1 = Q \quad (12)$$

$$J_2 \theta_2'' + T_L = T_2 \quad (13)$$

여기서 Q 는 회전익에 발생한 토크, b 는 감쇄계수, 그리고 T_L 은 부하 토크이다.

속도제어시는 발전기와 연결되지 않으므로 부하 토크 T_L 을 무시할 수 있으며, 또한 주동과 종동기어의 행한 일은 같고 이송된 회전길이는 같기 때문에 식 (12), (13)은 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$J_{eq} \theta_2'' + b \theta_2' = Q/n \quad (14)$$

여기서 J_{eq} 는 $J_1 + (\frac{N_1}{N_2})^2 J_2$ 이며, n 은 기어비를 나타낸다.

3. 제어기 설계

3.1 유압계통 모델의 근사화

그림 4는 유압시스템의 블록선도로써 입력은 솔레노이드 밸브에 인가해 주고자 하는 입력전압 $V_d(s)$ 이고, 출력은 실제로 움직인 실린더의 변위 $X_p(s)$ 이다. V_d 는 입력전압이고, $G(S)$ 는 식 (11)의 분모부분이며, F_L 은 회전익에 발생하는 축방향 힘으로 유압실린더에 외력으로 작용하는 것으로서 유압시스템의 외란으로 가정한다. 또한 $N(S)$ 는 $-\frac{K_{ce}}{A_p^2} (1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S)$ 을 의미한다. 유압작동기의 설계 제원은 표 2에 나타내었으며 이 상수값들을 식(11)에 대입하고 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(S)}{V_d(S)} = \frac{14992.94}{S^3 + 111.8 S^2 + 4081.9S + 14992.9} \quad (15)$$

식 (15)에 표현된 것과 같이 기준입력에 대한 개루프 전달함수의 특성 방정식은 3차이다. 제어기를 설계하는데 있어 3차식 보다는 2차식이 제어기 설계가 용이함으로 식(15)를 주요극 개념을 도입하여 2차식으로 근사화 하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(S)}{V_d(S)} = \frac{4052.1}{S^2 + 8.1 S + 4052.1} \quad (16)$$

그림 5는 실제 시스템과 근사화 하여 표현한 시스템의 단위계단응답을 보여주고 있다. 실선은 실제 시스템의 단위계단응답이고, 점선은 근사화한 단위계단응답이다. 두 응답의 오차범위는 5% 미만이므로 2차 시스템으로의 근사화는 타당하다

고 사료된다.

3.2 유압제어기 설계

그림 6은 PID 제어기를 사용한 유압작동부의

Table. 2. Physical parameters and their values of the hydraulic control system

Symbol	Value
A_p	4.42 cm^2
M_t	7.83 kg
V_t	34.29 cm^3
B_p	0.1 N-cm-s
K_{ce}	0.0685 $(\text{cm}^3/\text{s})/(\text{N}/\text{cm}^2)$
K_q	16.6 $(\text{cm}^3/\text{s})/\text{V}$
β_e	$1.4 \times 10^4 \text{ kg}/\text{cm}^2$
F_L	1.00 N

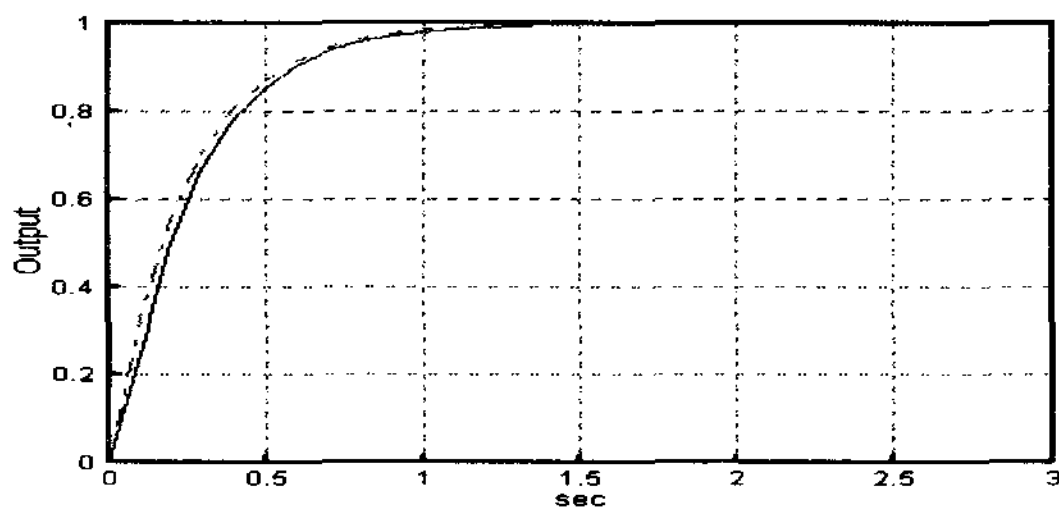


Fig. 5. Comparison between unit step response of the original system and unit step response of the approximate system

외란에 대한 출력의 전달함수와 기준입력에 대한 블록선도이며, 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{X_p(S)}{F_L} = \frac{1102.91S}{S^3 + 1102.91(0.00734 + 3.673K_D)S^2 + 4052.1KS + 4052.1K_I} \quad (17)$$

$$\frac{X_p(S)}{V_d(S)} = \frac{3.673 \times 1102.91(K_D S^2 + KS + K_I)}{S^3 + 1102.91(3.673K_D + 0.00734)S^2 + 4052.1KS + 4052.1K_I} \quad (18)$$

식 (17)과 식 (18)에서 외란에 의한 단위계단응답 조건을 $t_r \leq 0.1$, $t_s \leq 1$, $M_p < 0.1$ 으로 하고 기준 입력에 의한 단위계단응답의 조건을 $t_r \leq 0.2$, $t_s \leq 2$, $M_p < 0.2$ 로 하여 게인 조정을 한 결과 $K_d = 0.0217$, $K_p = 0.6577$, 그리고 $K_i = 394.88$ 을 얻었다. 그림 7은 위의 게인들을 사용한 제어기의 유압시스템에 기준입력이 0 일 때 실린더 출력단에서의 부하인 단위계단형태의 외란이 작용하였을 때의 시스템응답특성이다. 외란에 의한 출력은 최대 피크치가 0.0012, 외란에 의한 응답은 0.2초 이내에 소멸되고 있다.

그림 8은 동일한 게인을 사용하였을 때 기준 입력에 대한 시스템의 단위계단응답특성을 나타낸다. 오버슈트는 16%정도이고, 정정 시간은 약 0.1초이다. 외란에 의한 응답은 정상상태의 응답의 약 1.2%밖에 미치지 못하므로 이 영향은 무시 가능한 것으로 사료된다.

시스템 변수(parameter)의 변화와 예상치 못한 외란이 시스템에 작용하기 때문에 위에서 설계한

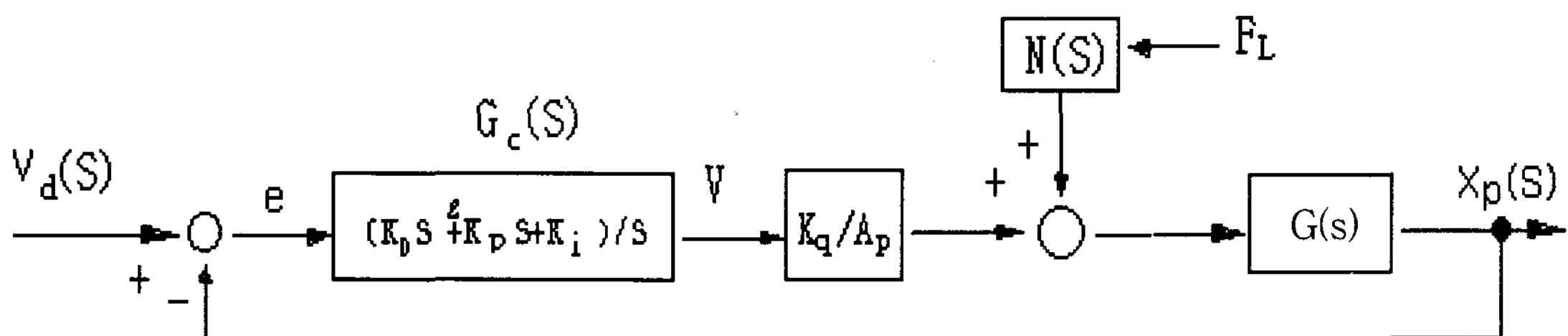


Fig. 6. Block diagram of the hydraulic actuator and controller

제어기를 부착한 시스템의 상대안정성을 살펴볼 필요가 있다.

외란에 의한 시스템의 전달함수인 식 (17)에서 가장 변화가 심한 것이 풍속의 변화에 의해 발생하는 실린더 출력부분에서의 외란이며 이에 대한

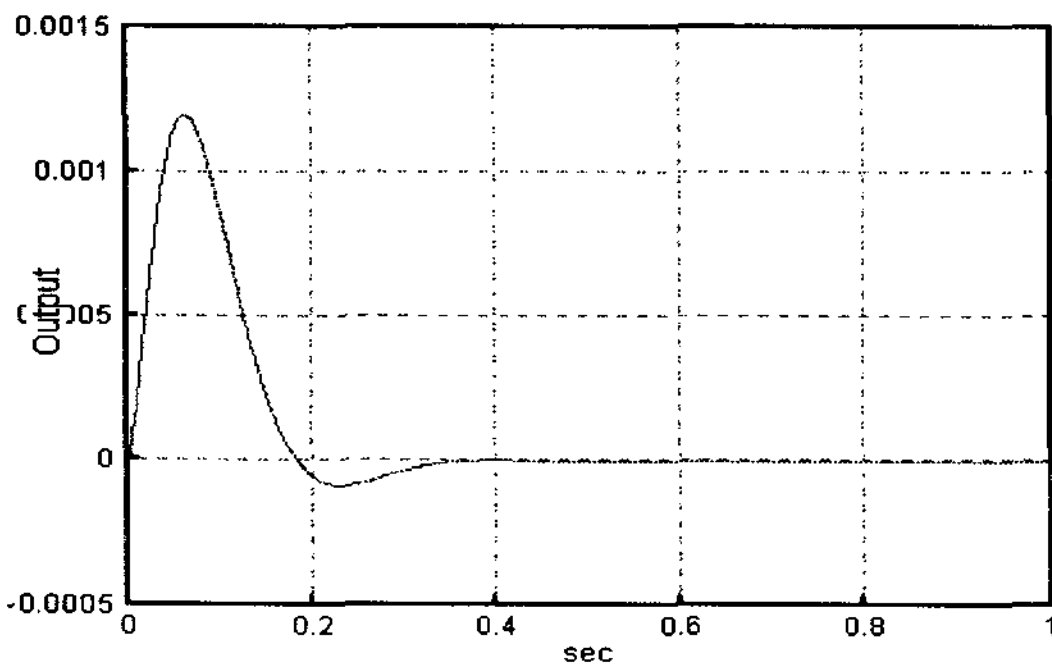


Fig. 7. System response from disturbance with the PID controller

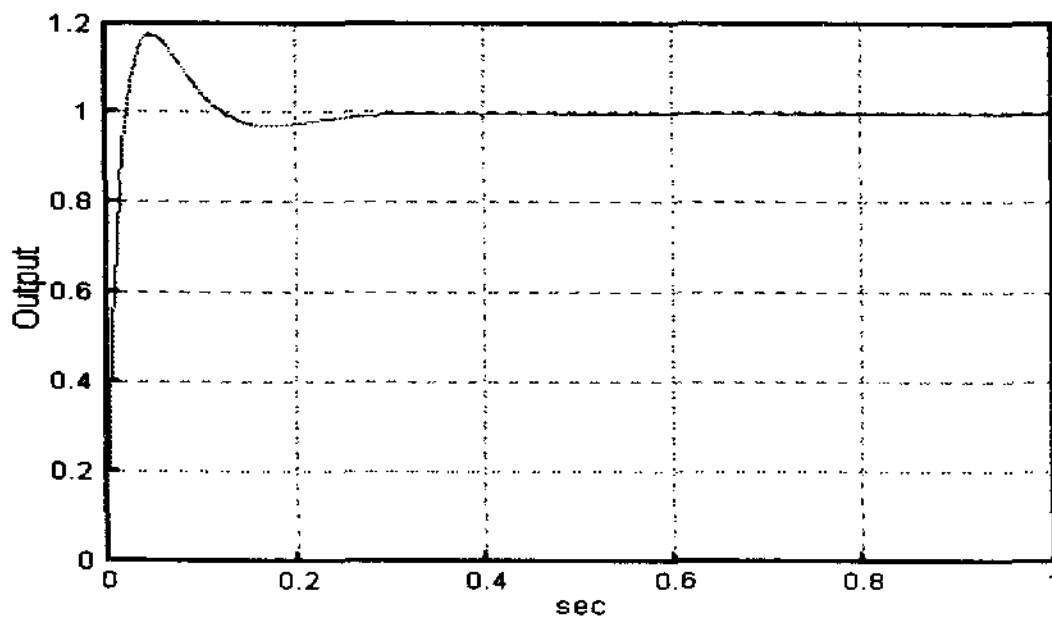


Fig. 8. Unit step response from reference input of system with the PID controller

시스템의 보드선도는 그림 9와 같다. 이득여유는 89.27[dB]이고 위상여유는 89.09° 로서 충분한 상대안정도가 보장된다고 사료된다.

3.3 회전수제어기 설계

그림 10은 전체적인 제어시스템의 블록선도를 나타낸다. 정격회전수가 입력되면 현재의 회전수와 오차가 PID 제어기로 입력되고 여기서 유압작동기의 입력전압 V_d 가 출력된다. 유압작동기와 제어기는 그림 6과 같이 구성되며 피스톤의 변위가 직접적으로 피치각을 변화시킨다. 공력학 모델은 변화된 피치각, 현재의 풍속, 그리고 회전수에 대해 blade에 발생하는 토크를 Glauert

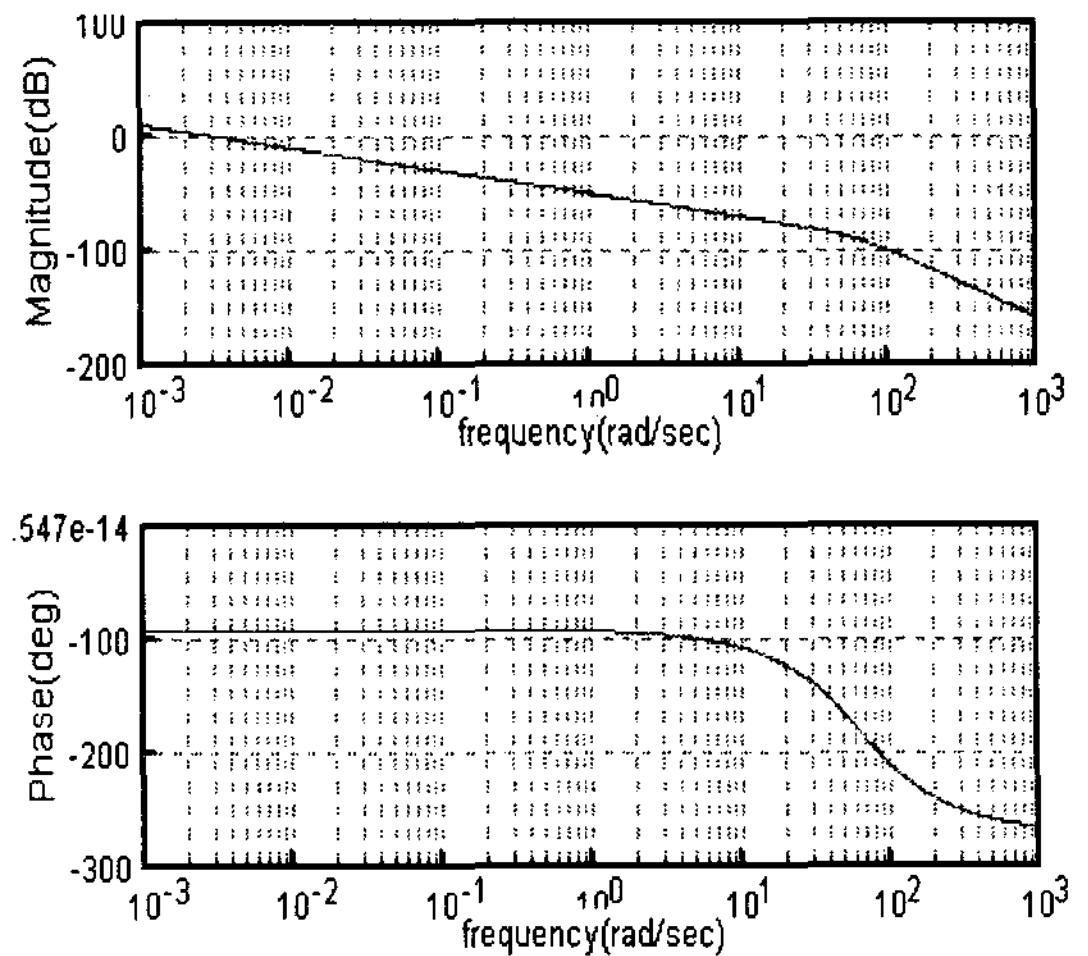


Fig. 9. Bode plot of the system

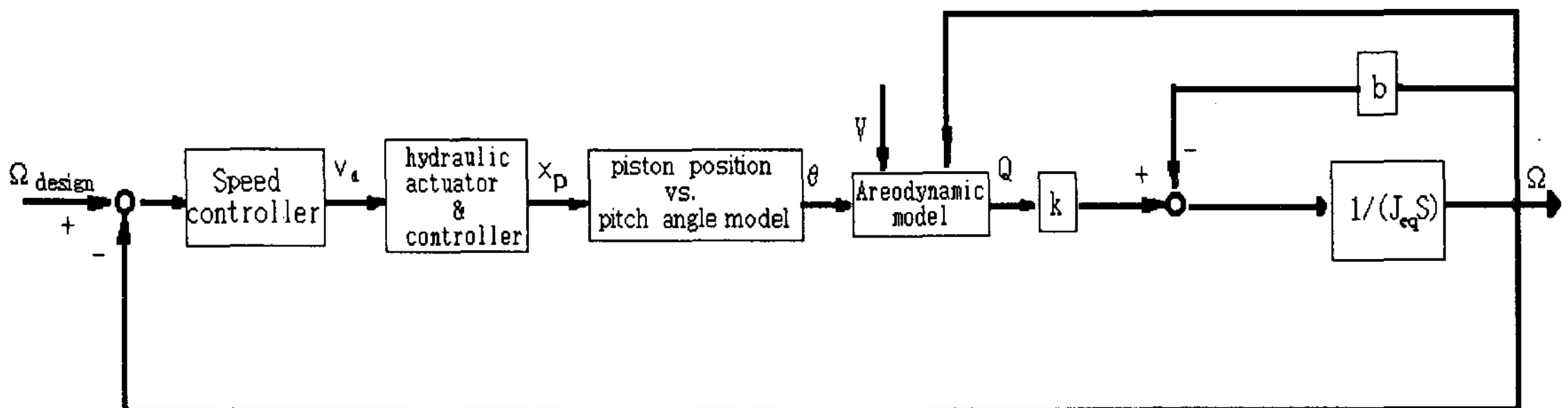


Fig. 10. Block diagram of pitch control system

이론에 의해서 구하게 된다. 회전익에 발생하는 토크는 식 (19)와 같이 정의되는 주속비(λ)와 피치각(θ)의 함수로서 비선형이기 때문에 설정된 동작점(λ_0, θ_0) 부근에서 선형화된 피치각-토크 모델을 도출하여 이것으로부터 회전수 제어기를 설계하는 것이 일반적이다.

$$\lambda = \frac{R\Omega}{V} \quad (19)$$

그러나 실제 풍속은 그 변화폭이 아주 크기 때문에 주속비가 동작점에서 크게 벗어나는 경우가 많아 동작점 부근에서 선형화 된 모델이 실제 시스템과 크게 달라지는 문제가 발생한다. 따라서 본 연구에서는 Glauert이론에 의한 토크 모델을 그대로 이용함으로써 실제 시스템에 좀 더 근접한 거동이 모사되게 하였다. 그러나 Glauert이론에 의한 토크 모델은 비선형일 뿐만 아니라 수치 해석적인 반복 계산이 필요하기 때문에 제어기 설계에 직접적으로 이용 할 수가 없다. 따라서 모델이 주어지지 않은 경우에 유용한 ziegler-Nichols 계수조정 방법을 이용하여 PID 제어기를 설계한 결과 $T_d = 0.2$, $k=1$ 그리고 $T_i = 100$ 을 얻었다.

4. 시뮬레이션 결과

앞장에서 제안한 제어 알고리즘과 설계한 제어기를 기초로 하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그림 11은 정격풍속을 10m/s, 정격회전수 145rad/s일 때 시스템의 단위계단 응답으로서 초기에 피치각이 5°로 유지하다가 회전수가 140rad/s일 때 피치각이 16°까지 증가하였다가 회전수가 정격회전수 범위 내에 이르렀을 때 피치각은 14°로 유지되면서 정격회전수가 유지되는 것을 알 수 있다. 그림 12는 시스템이 정격회전수에 이른 후

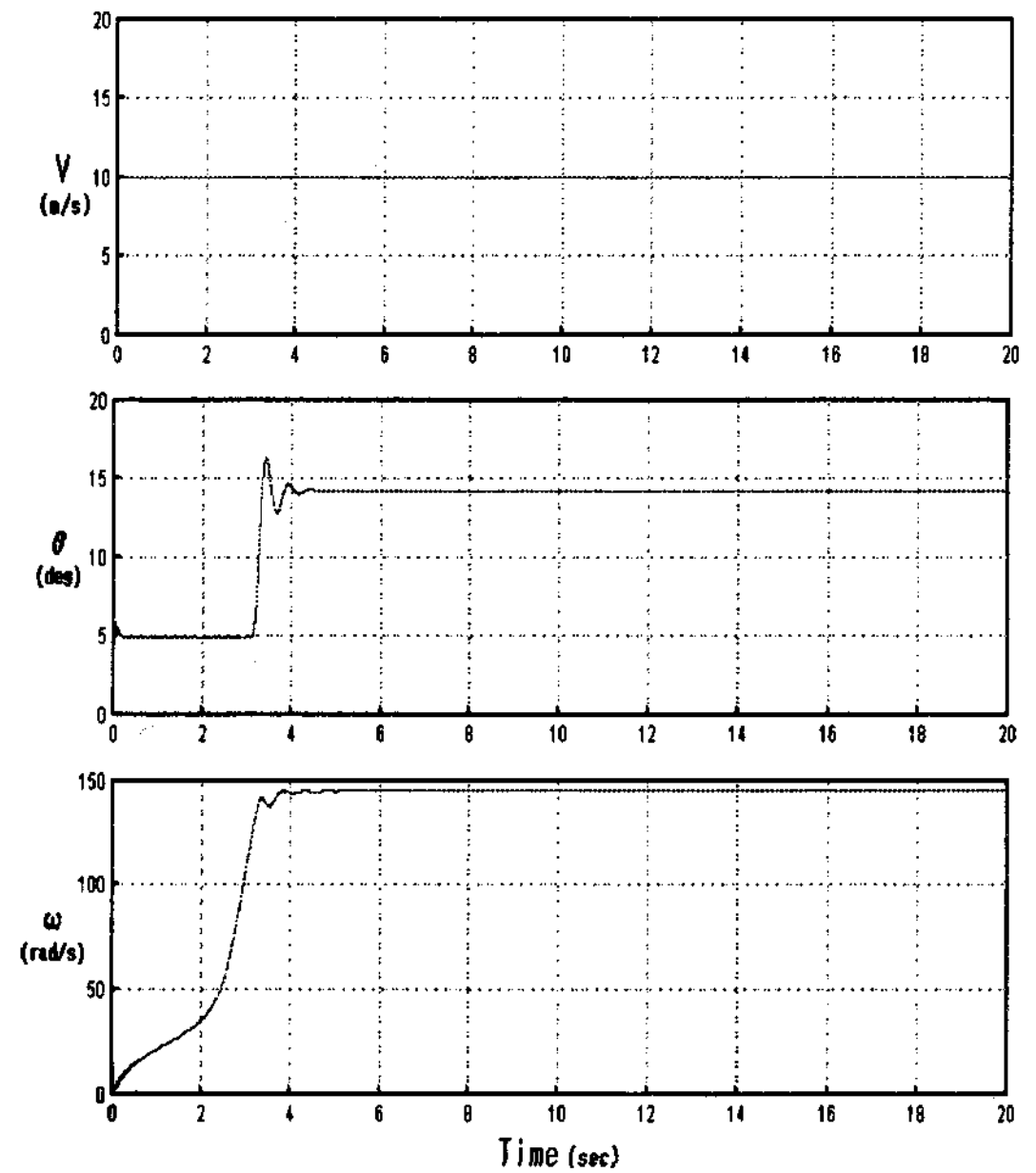


Fig. 11. Step response of the system

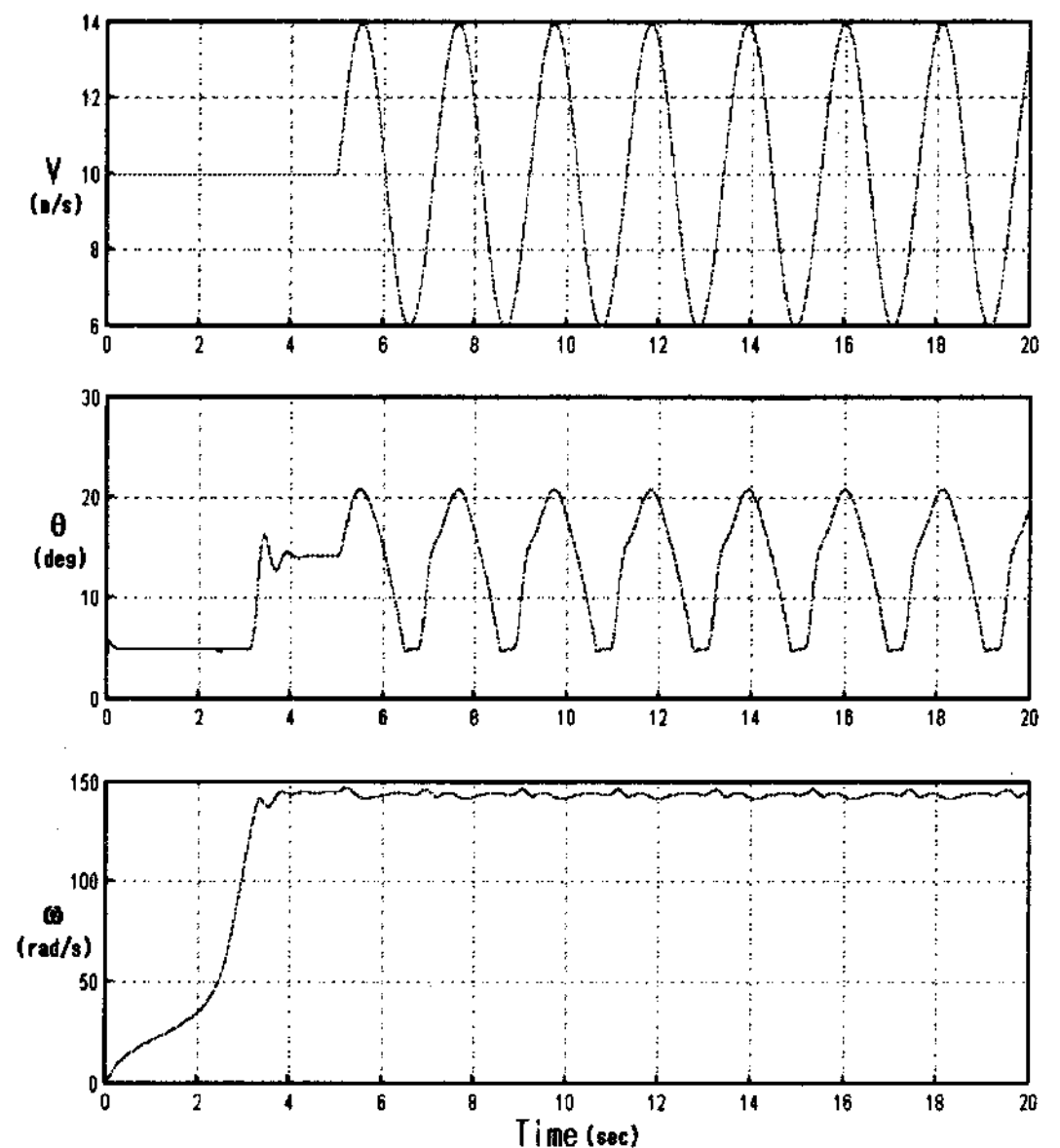


Fig. 12. Sinusoidal response of the system

풍속이 사인파 형태로 변하는 경우 시스템의 출력을 나타낸 것으로 정격풍속 이하에서는 피치각을 0°로 유지하고 정격풍속 이상에서는 피치각을

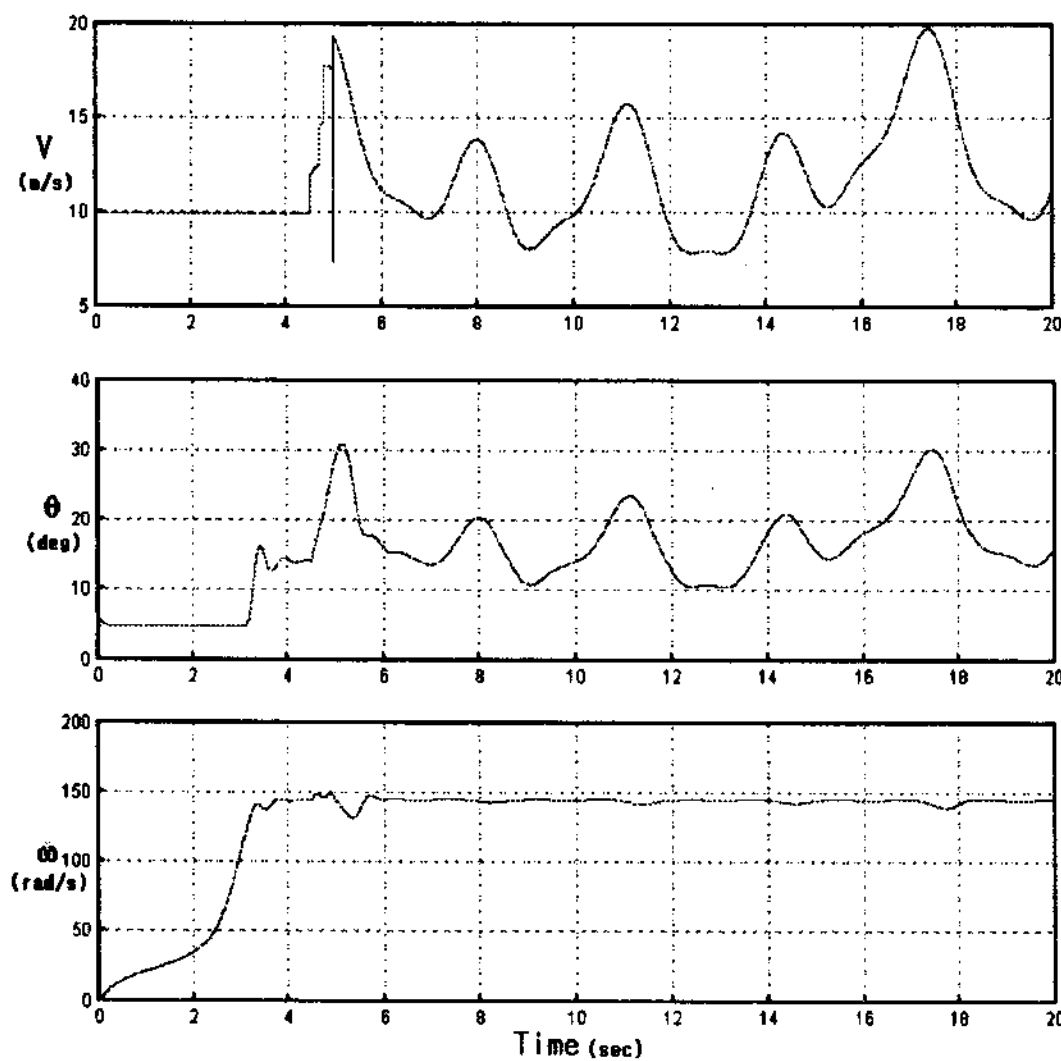


Fig. 13. System response for various wind speed

풍속에 따라 변화하면서 $5\sim 17^\circ$ 사이에서 주기적인 변화를 보이고 있으며, 회전수는 정격회전수의 $\pm 2\text{rad/s}$ 범위 내에서 주기적인 변화로 유지됨을 알 수 있다. 그림 13은 정격회전수에 이른 후 풍속을 여러 가지 정현파의 합성에 따른 시스템의 응답 특성을 나타낸 것이다. 이 경우 5초 부근에서 풍속이 급변함에 따라 피치각이 급속히 증가됨으로 회전수가 갑자기 하강하였으나 그 이후 정격회전수의 $\pm 5\text{rad/s}$ 범위에서 안정적으로 유지됨을 알 수 있다. 이상과 같이 풍속의 변화에 따른 회전익의 속도제어를 위한 피치제어를 시뮬레이션 한 결과 정격풍속 이상의 풍속에서도 시스템의 출력은 오차 범위가 $\pm 5\text{rad/s}$ 범위 내로서 안정적으로 유지함을 알 수 있다. 따라서 제안된 모델과 제어알고리즘은 실제 풍력발전 시스템의 속도제어에 응용이 가능하리라 사료된다.

5. 결 론

본 논문에서는 비선형이 심한 풍력발전 시스템

에 대해 피치제어를 통한 회전수 제어 알고리즘을 제안하였다. 이를 위해 시스템을 구성하고 있는 각 구성요소를 모델링 하였으며 이것을 기초로 하여 전체시스템의 모델을 제안하였다. 또한 회전익에 발생하는 축방향 힘을 유압 작동기에 작용하는 외란으로 간주한 모델을 제안하고, 이에 근거한 피치제어 알고리즘을 제안하였으며 시뮬레이션을 통하여 그 가능성을 분석하였다.

후 기

본 연구는 에너지 자원 기술개발 지원센터의 1998년도 에너지 기술개발 학술 진흥 사업의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분의 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 이정오 외, "풍력 이용에 관한 종합연구," 과학기술처, STF-74-2, 1975.
2. 이정오 외, "풍력발전 개발연구," 과학기술처, STF-76-2, 1977.
3. 남준우 외, "제주도 중산간 지대의 전화 및 지하수 양수용 풍력 발전기의 개발연구," 한국과학기술 연구소, BS J-772-2, 1976
4. 이춘식, 김광호, "소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구," 한국전력공사기술연구원, 1990, pp.154~156.
5. David M. Egglestomn & Forrest S. Stoddard, "Wind Turbine Engineering Design," Van Nostrand Reinhold Company Inc. 1987, pp.19~20.
6. Herbert E. Merrit, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, Inc, 1967, pp.145~150.