

碩士學位論文

풍력 발전 시스템의 피치제어에 관한 연구



濟州大學校 大學院

제주대학교 중앙도서관
機械工學科
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

夫 性 煥

1999年 12月

풍력 발전 시스템의 피치제어에 관한 연구

指導教授 林 鐘 煥

夫 性 煥

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

1999 年 12 月

夫性煥의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 김계성 
委 員 임종환 
委 員 許鐘哲 

濟州大學校 大學院

1999 年 12 月

**A Study on the Pitch Control of a Wind Generator
System**

Sung-Hwan Boo

(Supervised by professor Jong-Hwan Lim)

**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF
THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF MASTER
OF ENGINEERING**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY**

1999 . 12 .

목 차

NOMENCLATURE

SUMMARY	1
I. 서 론	3
II. 시스템 모델링	6
1. 각 구성 요소별 모델	6
1.1 회전익의 공역학적 모델	6
1.2 단순화 토오크 모델	12
1.3 기어모델	15
2. 유압계통모델	16
3. 시스템의 운동방정식	21
III. 제어기 설계	24
1. 유압제어기 설계	24
2. 속도제어기설계	31
2.1 속도-피치각 모델	31
2.2 제어알고리즘	33
IV. 시뮬레이션 결과	36
V. 결 론	40
참 고 문 헌	

NOMENCLATURE

〈Part of wind turbine〉

- A : Rotor swept area perpendicular to free stream
R : Blade tip radius
r : Local blade radius
 V_0 : Free-stream wind velocity
W : Relative wind velocity at blade
a : Axial interference factor
a' : Angular interference factor
B : Number of blades
c : Chord length
L : Lift force
D : Drag force
 C_D : Drag coefficient
 C_L : Lift coefficient
Q : Rotor torque
 C_q : Torque coefficient
 C_p : Power coefficient
h : Distance of hub from the yawing axis
I : Moment of inertia
b : Damping ratio
k : Gear ratio
 J_{G1} : Moment of inertia of driving gear



- J_{G2} : Moment of inertia of driven gear
 J_h : Moment of inertia of hub
 J_P : Moment of inertia of generator
 J_R : Moment of inertia of rotor
 J_S : Moment of inertia of main shaft
 N_1 : Number of driving gear teeth
 N_2 : Number of driven gear teeth
 Q_E : Generator torque

Greek

- θ : Angle of pitch
 α : Angle of attack
 ϕ : Angle of relative wind from rotor plane
 ρ : Air density
 Ω : Rotor angular velocity
 σ_r : Local solidity ($\frac{Bc}{\pi r}$)
 λ : Local tip speed ratio
 λ_R : Rotor tip speed ratio
 λ_o : λ at operating point
 θ_o : Pitch angle at operating point
 θ_{ref} : Reference pitch angle
 θ_1 : Rotated angle of driving shaft
 θ_2 : Rotated angle of driven shaft

ω_{ref} : Reference angular velocity

ω_c : Current angular velocity

ω_s : Rated angular velocity

<Part of hydraulic system>

A_p : Area of piston

B_p : Viscous damping coefficient of piston and load

C_{ep} : External leakage coefficient of piston

C_{ip} : Internal or cross-port leakage coefficient of piston

C_{tp} : Total leakage coefficient of piston

F_g : Force generated or developed by piston

F_L : External load on piston

K : Load spring constant

K_{ce} : Total flow-pressure coefficient

K_q : Flow gain of proportional valve

M_t : Total mass of piston

P_L : Load pressure

Q_L : Load flow

V_{01} : Initial volume of forward chamber

V_{02} : Initial volume of return chamber

V_1 : Volume of forward chamber

V_2 : Volume of return chamber

V_t : Total volume of fluid under compression in both chambers

V_d : Input voltage of solenoid valve

X_p Displacement of piston

β_e : Effective bulk modulus

ω_h : Natural frequency

δ_h : Damping ratio



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

SUMMARY

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 needed in order to generate high quality electric power. The control of a blade can be divided into a stall regulation and a pitch control methods. The stall regulation method which uses an aerodynamic stall is simple and cheap, but it suffers from fluctuation of the resulting power. On the contrary, pitch control method 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 method.



Torque generated by the blade of a wind turbine is, however, a non-linear function of the wind velocity, the angular velocity of the rotor and the pitch angle. Glauert's theory for propellers, though widely used, is not suited to simulate the performance under variable wind speed and pitch angle. Furthermore, the numerical iteration procedure of the theory restricts the applicability of a real time control of the wind turbine.

This thesis suggests a method of deriving the mathematical modeling of the wind turbine system, and a new method of modeling the torque that can be used in a real time control. Based on Glauert's theory, the power coefficient curve is estimated. In the vicinity of the operating point on the

curve, a linearized model is extracted in terms of the wind velocity, the angular velocity and the pitch angle. A pitch control algorithm is, then, developed using the torque model. The validity of the algorithm is demonstrated with the results produced through sets of simulation.



I. 서론

대체에너지원중에서 그 이용기술이 가장 널리 실용화되었으며 경제성 있는 에너지원으로 각광을 받고 있는 풍력에너지는 석탄, 석유등과 같은 화석연료의 지역적 편중성과 자원매장량의 한계에 대처할 수 있는 미래에너지원일 뿐만 아니라 GR, TR, WTO등과 같은 세계화추세와 지구온난화 방지를 위한 국제 여건 변화에 능동적으로 대처할 수 있을 것으로 전망된다[1]. 최근들어 미국을 비롯하여 유럽 각국 등 많은 나라에서 600~750kW급 풍력발전기를 상용화함은 물론이 시스템을 전력생산의 주력 기종으로 하여 전력 계통선에 연계하여 실용화하면서 대규모 운전 및 첨단기술의 개발을 통한 경제성 제고와 신뢰성 향상에 주력하고 있는 실정이다.

국내에서는 1970년대 풍력발전에 대한 기술개발 노력이 시작된 이후부터 1982년에는 5kW급 풍력발전기 국산화에 성공하였다[2]. 1988년 대체에너지 개발 촉진법의 제정을 시발로 기술개발을 본격적으로 추진하여 1989년부터는 계통선 연계용 20kW급 소형풍력발전시스템의 국산화개발을 시도하였으며[3,4], 수직축 다리우스 풍력시스템에 관한 연구도 수행되었다[5]. 특히 제주도는 태양에너지, 풍력등 신 재생에너지 기술 적용이 가장 적합한 지역으로서, 1994년 월령에 시범 단지를 조성하여 외산 30kW급 1기, 100kW급 1기를 설치되어 실증운전 중에 있으며, 1999년말 현재 구좌읍 행원리에 225kW급 1기, 600kW급 4기가 설치되어 한국전력 계통선에 전력을 공급하여 6.2GWh를 발전하였다[6,7]

풍력발전 시스템의 회전익은 바람의 운동에너지에 의해 토크를 발생시키는데 회전익에 의해 생성되는 토크는 풍속의 제곱에 비례하므로 바람의 속도

변화에 의해 큰 영향을 받는다. 대개 바람은 속도나 방향이 크게 변하므로 여기서 발생하는 토크도 또한 일정하지 않다. 그러므로 변화하는 바람에 대해서 좋은 출력성능을 유지시키기 위해서는 회전익의 속도 제어가 필수적이라 할 수 있다[8].

회전익의 회전수 제어는 스톨(stall)제어 방식과, 피치제어 방식으로 나눌 수 있다[9]. 스톨제어는 일정 풍속 이상에서 스톨이 발생하겠끔 익형을 제작하여 스톨 발생 이상의 풍속에서는 실속이 일어나 회전수가 제어되는 방식으로 원리 및 구조가 단순하지만 정격출력 상태에서 출력에 요동이 발생하는 단점이 있다. 이에 반하여 피치제어 방식은 정격풍속이전의 풍속일 때 회전익을 최대 양력이 발생하도록 피치각을 유지하다가 정격풍속 이상의 풍속에 대해서는 회전익의 피치각을 변화시켜 일정 회전수를 유지하도록 제어하는 방식으로서 기계적인 복잡성은 있으나 제어 성능이 양호하기 때문에 풍력발전시스템의 제어방식으로 널리 이용되고 있다. 회전익 피치제어에는 다시 날개의 전 부분의 피치각을 변경시키는 full-span pitch control 방식과 날개의 끝 부분만을 변경시키는 partial-span pitch control 방식으로 나눌 수 있다. 이러한 피치제어는 회전익의 피치각을 변화시킴으로서 발생하는 토크를 조절하여 변화하는 풍속에 대하여 풍력발전시스템의 회전수를 일정하게 유지시키는 방법이다.

회전익에 발생하는 토크는 풍속과 회전익의 각속도, 그리고 피치각의 함수로서 비선형이며, 일반적으로 Glauert[10]의 프로펠러 이론을 적용하여 해석적으로 구할 수 있다. 그러나 이 방법은 반복계산이 필요한 것으로서 실시간 제어에 이용하기 어렵다는 단점이 있다. Estanqueiro[11]는 토크를 회전익의 각속도와 풍속의 함수로 정의하며 Glauert 이론을 단순화하는 방법을 제시하였으며, Novak[12]은 주속비, 즉 풍속과 각속도의 함수로 하여 단순화하는 방법을 제시하였다. 그러나 두 방법 모두 변화하는 피치각을 고려하지 못한 단점이 있다.

본 논문에서는 유압시스템을 피치 조절작동기로 하고 full-span pitch 제어방식을 채택한 풍력발전시스템의 회전수제어 알고리즘을 제안한다. 이를 위해서 풍력발전 시스템을 구성하고 있는 구성요소들의 모델링을 통한 동특성을 파악하고, 전체 시스템의 운동을 묘사해 주는 운동 방정식을 유도한다. 또한 실시간 제어를 위해 회전익에 발생하는 토오크를 풍속과 각속도 뿐만 아니라 피치각도 고려한 단순화된 토오크 모델을 도출하여 풍속에 따라 일정 회전수 유지하기 위한 기준 피치각을 계산하는 방법을 제시한다. 이와 같은 모델을 이용하여 적절한 회전수 제어 알고리즘을 도출해 내고 시뮬레이션을 통하여 다양한 입력에 대한 제어 성능을 분석한다.



II. 시스템 모델링

불규칙한 성질을 가진 바람을 이용하는 풍력 시스템은 변화하는 바람에 따라 정상운전을 할 수 있도록 각각의 제어 장치에 의해서 날개의 회전수, 피치각 그리고 yawing 제어를 받게 된다. 따라서 정상운전 조건이 아닌 상황에서 주위 조건의 변화에 따른 풍차의 각 구성요소에 대한 운전상태 변화를 얻기 위해서는 풍력 시스템을 구성하고 있는 구성요소들에 대한 동적 해석이 요구된다. 본 장에서는 각 구성요소별 모델을 통해 전체 시스템의 수학적 모델을 유도한다.

1. 각 구성 요소별 모델

풍력발전 시스템을 구성하고 있는 부분은 크게 풍력발전 시스템을 지지하고 있는 철탑, 바람의 운동량의 변화를 일으켜 축 동력을 얻는 날개부, 회전익의 피치각을 움직여 주는 제어부, 그리고 전기를 발생시키는 발전부등이다.

1.1 회전익의 공역학적 모델

회전익의 공력계산을 위한 공기역학적 모델은 여러 가지가 있으나 일반적으로 가장 널리 사용되는 방법인 Glauert 이론을 사용하였다. 이 이론은 날개단면의 형상, 크기, 단면변화에 대한 출력변화 등을 계산할 수 있으므로 풍력발전 시스템의 출력특성을 해석할 수 있다.

익형의 성능은 최대양력계수, 양항비, 실속각 등으로 대표된다. 풍력발전 시스템의 운전영역은 풍속으로 약4~20m/s로서 그 범위가 크기 때문에 양력계수의

변화폭도 커지게 되어 넓은 범위의 양력계수에 대하여 양항비가 큰 익형이 바람직하므로 본 연구에서는 NACA 4415를 기본 익형으로 선택하였다. Table. 1은 날개의 제원을 나타내고, 양각에 따른 양력계수의 변화는 Fig. 1에 나타내었다 [13]. 또한 양력과 항력은 다음과 같이 정의된다.

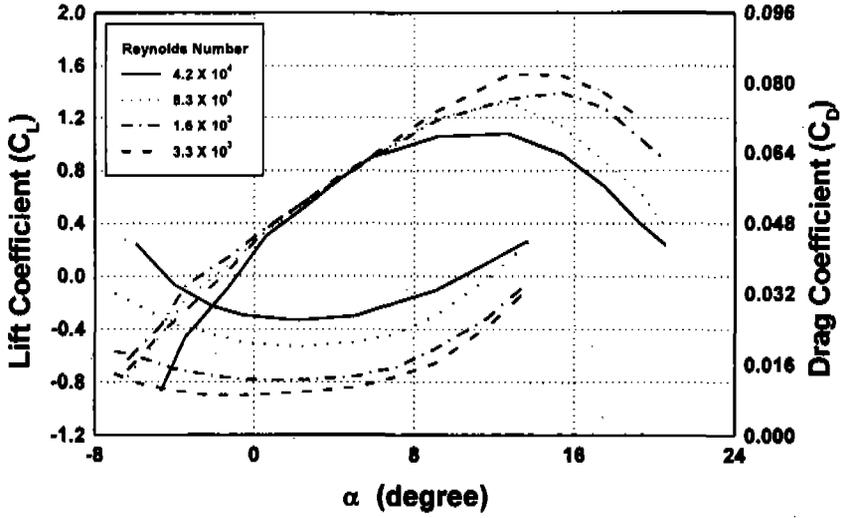
$$L = C_L \frac{1}{2} \rho V_0^2 A \quad (1)$$

$$D = C_D \frac{1}{2} \rho V_0^2 A \quad (2)$$

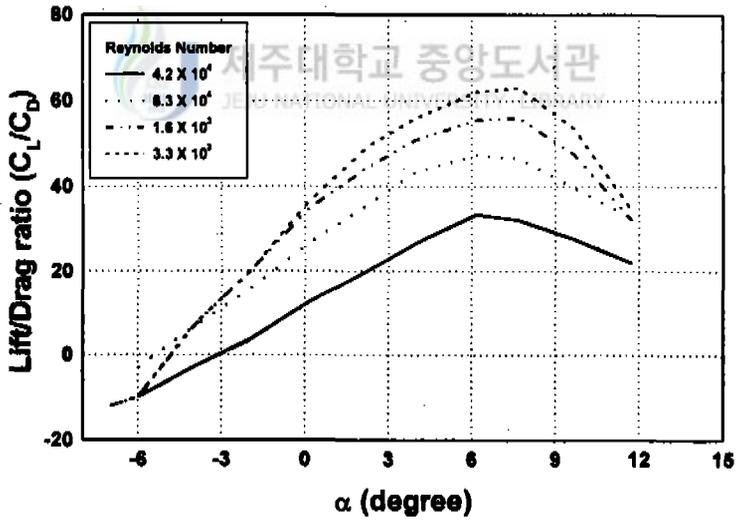
Fig. 2는 회전익에 작용하는 속도와 힘 그리고 모멘트를 도시화 한 것으로 피치각이 θ 인 날개단면에 기준을 두고 상대좌표를 사용한 속도 삼각형이다.

Table. 1 Resources of blade

Items	Resources
Blade section	NACA 4415
Tip chord	43.05 [mm]
Root chord	78.8 [mm]
Length(span direction)	350.4 [mm]
Hub Length	70 [mm]
Taper Ratio	0.55
Twist angle	0°



(a) Angle of attack vs. lift and drag coefficient



(b) Angle of attack vs. Lift/Drag ratio

Fig. 1 Airfoil characteristics of NACA 4415

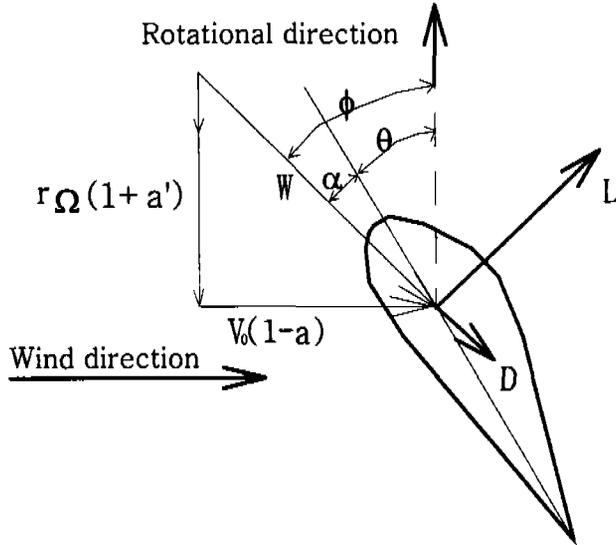


Fig. 2 Relative flow velocities and elemental forces

회전면에서의 풍속은 일정하다고 가정하면 날개를 회전시키는 회전방향 힘 성분은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_T = C_L \sin \phi - C_D \cos \phi \quad (3)$$

여기서,

$$\phi = \tan^{-1} \frac{V_0(1-a)}{r\Omega(1+a')} = \alpha + \theta$$

이다.

식(3)에서 a 와 a' 은 수치 해석적인 반복계산으로 구해진다. 따라서, 회전의 에 발생하는 토크는 날개의 미소요소에 작용하는 토크를 적분하여 식(4)와 같이 구할 수 있다.

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

여기서, 공기밀도 ρ 는 표준 대기의 밀도 (1.2 kg/m^3)로 사용하였다.

무차원 변수인 주속비(Rotor tip speed ratio)와 국부주속비(Local tip speed ratio)는 식(5)와 같이 정의된다.

$$\lambda_R = \frac{R\Omega}{V_0}, \quad \lambda = \frac{r\Omega}{V_0} \quad (5)$$

식(4)에 식(5)를 대입하여 정리하면 다음식을 얻는다.

$$Q = \frac{1}{2} \rho \pi \frac{V_0^2 R^3}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda d\lambda \quad (6)$$

회전자에서 발생하는 토오크 계수는 토오크 계수의 정의와 식(6)으로부터 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_q &= \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 R A} \\ &= \frac{1}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda d\lambda \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)에 식(5)를 대입하면 회전익에 발생하는 출력계수는 식(8)와 같이 나타내었다.

$$C_p = \lambda C_q = \frac{Q Q}{\frac{1}{2} \rho V_0^3 A} \quad (8)$$

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

식(7)과 식(8)에 나타난 바와 같이 토오크 계수와 출력계수는 주속비와 피치각의 함수가 된다. Fig. 3과 Fig. 4는 본 연구에서 이용한 날개에 대한 토오크 계수와 출력계수를 식(7)과 식(8)을 이용하여 구한 곡선들을 나타낸다.

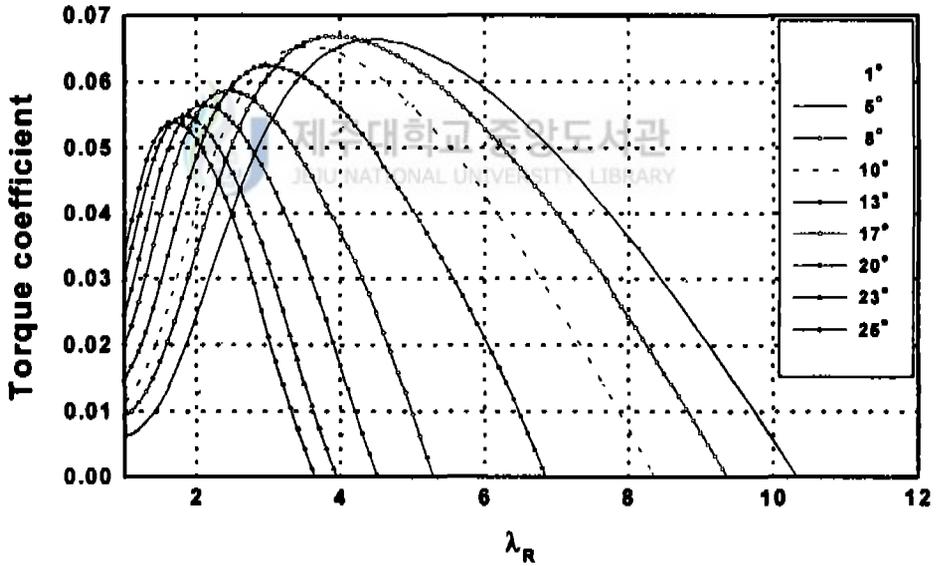


Fig. 3 Torque coefficient according to various λ_R and θ

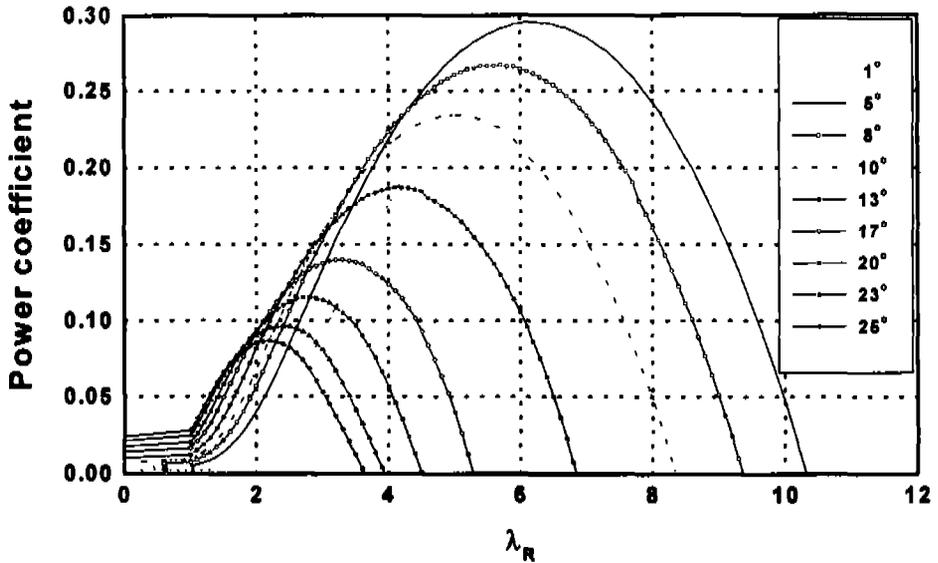


Fig. 4 Power coefficient according to various λ_R and θ

1.2 단순화된 토오크 모델



식(6)을 이용해 토오크를 구하기 위해서는 a 와 a' 을 먼저 구해야하며 이 값들은 수치해석적인 반복계산이 필요하므로 제어기 설계시에 플랜트 모델로 직접적으로 이용할 수가 있다. 이와 같은 단점을 극복하기 위해 Estanqueiro[11]는 토오크를 회전익의 각속도와 바람의 속도 함수로 정의하고 Glauert이론에 의한 토오크 곡선을 단순화하는 방법을 제시했다. 또한 Novak[12]은 토오크 계수를 단지 주속비 즉, 풍속과 각속도의 함수로 단순화하여 토오크를 모델링 하는 방법을 제안했다. 그러나 발생하는 토오크는 각속도와 바람속도 뿐만 아니라 피치각의 함수가 되므로 피치변화에 대한 토오크 변화를 고려하지 못한 단점이 있다.

본 연구에서는 토오크에 영향을 주는 풍속, 각속도 및 피치각을 모두 고려한 토오크 모델을 도출하고자 한다. 먼저 토오크 계수를 다음과 같이 주속비와 피치

각의 함수로 정의한다. 즉,

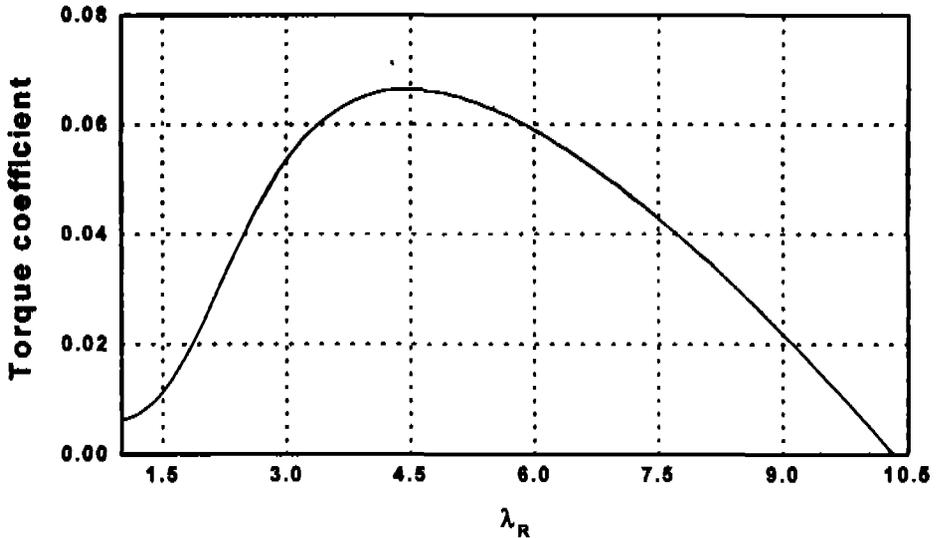
$$C_q = f(\lambda, \theta) \quad (9)$$

다음으로 정격출력시 동작점에서 주속비와 피치각을 각각 λ_0, θ_0 로 하고 식(9)를 동작점에서 선형화 하면 다음과 같다.

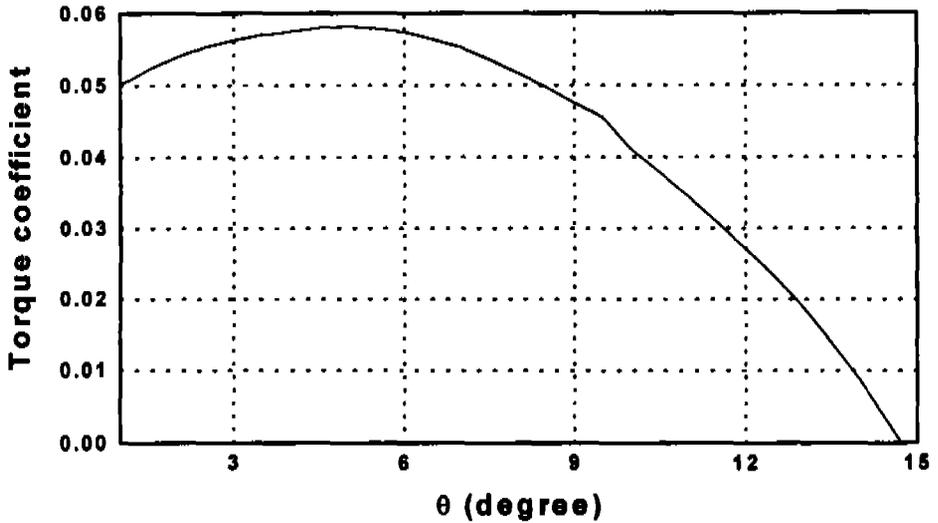
$$C_q = C_q(\lambda_0, \theta_0) + M_0(\lambda - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0) \quad (10)$$

여기서, $M_0 = \frac{\partial C_q}{\partial \lambda} \Big|_{\lambda_0, \theta_0}$, $M_1 = \frac{\partial C_q}{\partial \theta} \Big|_{\lambda_0, \theta_0}$ 이다.

M_0 와 M_1 은 각각 피치각 일정 즉, $\theta = \theta_0$ 일 때 λ 의 변화에 따른 토오크 계수곡선과 주속비가 일정 즉, $\lambda = \lambda_0$ 일 때 θ 의 변화에 따른 토오크 계수곡선에서 구할 수 있으며, Fig. 5의 (a), (b)에 각각의 곡선을 나타내었다.



(a) For fixed pitch angle ($\theta_0=5^\circ$)



(b) For fixed tip speed ratio ($\lambda_0=6.1$)

Fig. 5 Torque coefficients in the vicinity of the operating point

식(10)과 식(8)로부터 토크를 구하면 다음과 같다.

$$Q = \frac{\rho A V_0^2 R C_q(\lambda, \theta)}{2} \quad (11)$$

Fig. 5의 곡선들을 다항식으로 적합화하고 설정된 동작점의 값들을 대입하여 M_0 , M_1 을 구한 다음 식(11)을 이용하여 토크를 구할 수 있다.

일반적으로 출력 계수곡선에서 최대 출력이 발생하는 지점을 정격 출력시 동작점으로 하므로 본 연구에서는 Fig. 4의 출력 계수곡선에서 정격출력시 풍속을 10m/s, 각속도를 145rad/s, 피치각을 5° 그리고 주속비를 6.1로 하여 동작점을 설정하였다. Fig. 6은 피치각이 5° 인 동작점에서의 주속비에 따른 출력 계수곡선과 토크 계수곡선을 나타낸다.

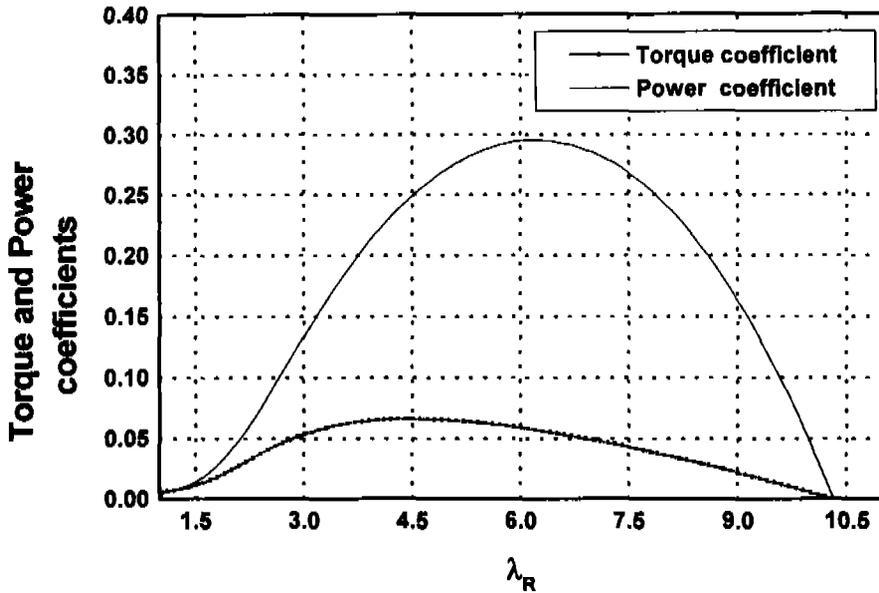


Fig. 6 Torque and power coefficients according to rotor tip speed ratios when $\theta = 5^\circ$



1.3 기어모델

증속기의 기어비를 $k:1$ 로 하였다면 회전익에 의해서 발생된 회전수는 증속기에 의해 k 배 증속되고, 증속된 회전수는 발전기의 입력부분이 된다. 증속된 축의 토크는 식(12)와 같이 표현된다[8].

$$T_2 = \frac{N_2}{N_1} T_1 = \frac{1}{k} T_1 \quad (12)$$

위 식에서 기어 효율은 무시하였다.

2. 유압계통 모델

회전익에 의하여 발생하는 공기역학적 토크는 풍속과 피치각 그리고 주속비의 함수로 주어진다. 시동초기에 큰 토크를 발생하기 위해 피치각이 고정되어 있다가 회전수가 어느정도 증가된 다음에는 피치제어가 작동하여 일정한 출력을 유지시킨다. 일반적으로 피치각은 시동풍속에서부터 정격풍속이 될 때까지는 5° 를 유지하고, 60m/s이상의 강풍에서 안전하기 위하여 공회전시 60° 로 한다[3]. 실제 풍차의 회전익은 수십미터가 되므로 피치각을 변경시키는데 큰 힘이 요구된다. 이를 위해서는 제어 정밀도가 우수하고 작은 전력으로 큰 힘의 제어가 가능한 유압제어 방식이 가장 적합하다.

Fig. 7은 풍력발전 시스템에서 피치제어에 주로 사용되는 유압기기내의 비례전자 방향 제어 밸브의 내부 구조도를 나타낸다. 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 구해진다[14].

$$Q_1 = K_q V_d - 2K_c P_1 \quad (13)$$

$$Q_2 = K_q V_d + 2K_c P_2 \quad (14)$$

여기서, Q_1 , Q_2 는 유압 모터 입·출구부 유량이며, P_1 , P_2 는 유압 모터 입·출구부 압력이다. 식(13)과 식(14)를 조합하면 식(15)와 같다.

$$Q_L = K_q V_d - K_c P_L \quad (15)$$

여기서, P_L 은 $P_1 - P_2$ 이다.

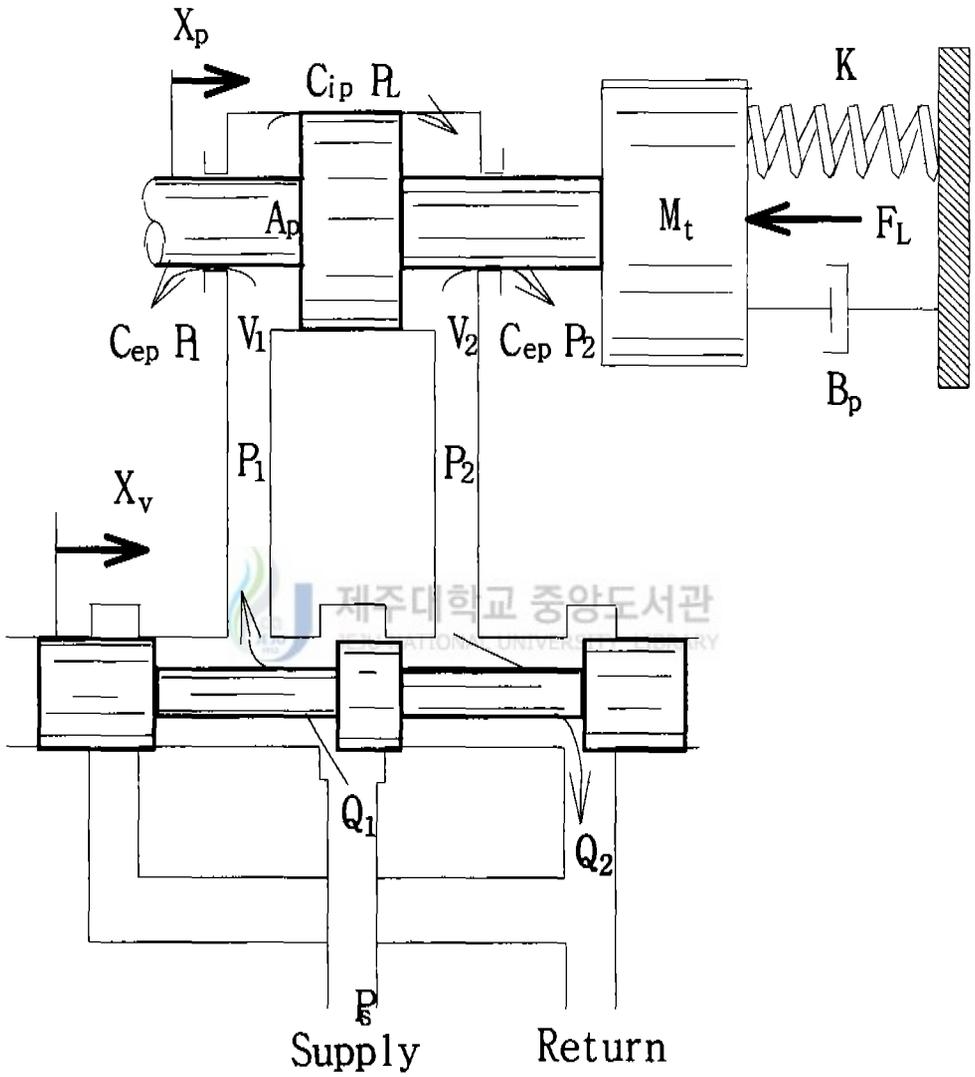


Fig. 7 Valve-piston combination

입구측 피스톤 챔버의 체적과 출구측 피스톤 챔버의 체적은 다음식들로 나타낼 수 있다.

$$V_1 = V_{01} + A_p X_p \quad (16)$$

$$V_2 = V_{02} - A_p X_p \quad (17)$$

또한 입구측 챔버의 체적과 출구측 챔버의 체적의 합은 일정하며 피스톤의 위치와는 무관하므로 식(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_t = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \quad (18)$$

유압 피스톤의 입·출구측 챔버에 연속 방정식을 세우면 다음과 같이 표현된다.

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (19)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (20)$$

식(18), 식(19)와 식(20)을 조합하면 다음과 같은 유입되는 유량과 피스톤 변위 사이의 관계식을 도출할 수 있다.

$$Q_L = A_p S X_p + C_{ip} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} S P_L \quad (21)$$

여기서, $C_{ip} = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2}$ 이다.

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

$$F_g = A_p P_L = M_p S^2 X_p + B_p S X_p + K X_p + F_L \quad (22)$$

결국 위의 식(15)와 식(21), 그리고 식(22)를 조합하여 정리하면 식(23)과 같이 나타내어진다.

$$x_p = \frac{\frac{K_a}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 \beta_e K_{ce}} S\right) F_L}{\frac{S^3}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4 \beta_e A_p^2}\right) S + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \quad (23)$$

여기서, 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 $\frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e M_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M_t}}$ 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(23)에 포함된 상수

가운데 M_t , V_t 는 설계사양으로부터 구하였고, K_c 와 K_a 는 각각 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_e = const.}$

와 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L = const.}$ 의 의미를 가지고 있으므로 정상상태 특성실험으로 구하

였으며, C_{ip} 와 C_{ep} 는 K_c 에 비하여 매우 작으므로 무시하였다. 또한 A_p 는 유압장치 제작사로부터 제시된 값을 사용하였으며, β_e 는 석유계 작동유[23]에 대하여 일반적으로 알려져 있는 값을 사용하였다. 이들 상수 값들은 Table. 2에

나타내었다. 이와 같은 조건하에서 식(23)을 다시 표현하면 다음과 같다.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 \beta_e K_{ce}} S \right) F_L}{S \left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S + 1 \right)} \quad (24)$$

또한, 위의 계수들을 이용해서 ω_h 와 δ_h 를 구하면 63.89[rad/s]와 0.875가 된다.

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	[(cm ³ /s)/(N/cm ²)]
K_q	16.6	[(cm ³ /s)/V]
β_e	1.4×10^4	[kg/cm ²]
F_L	1.00	[N]

3. 시스템의 운동방정식

입력변수에 대한 풍력발전 시스템의 출력에 관한 운동방정식을 도출하기 위해 앞장의 구성 요소별 모델을 기초로 하여 전체 시스템의 운동방정식을 유도한다.

Fig. 8은 풍력발전 시스템의 구성도로서 Fig. 8(a)에서 회전익을 하나의 외팔보로 간주하여 시스템의 간략화한 도안을 Fig. 8(b)와 같이 나타내었다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 회전중심은 모두 동일한 선상에 있으므로 이들의 관성모멘트들의 합은 J_1 으로 나타내었으며, 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 식(25)과 식(26)로 나타낼 수 있다.

$$J_1 \theta_1'' + b \theta_1' + T_1 = Q \quad (25)$$

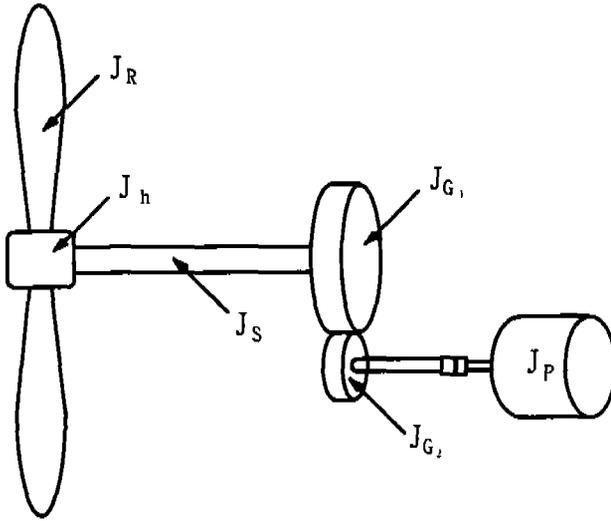
$$J_2 \theta_2'' + Q_E = T_2 \quad (26)$$

주동·종동 기어의 행한 일은 같고, 이송된 회전길이는 같기 때문에 부하 토크를 무시하여 위 식들을 정리하면 전체 시스템의 운동방정식은 식(27)과 같이 나타낼 수 있다.

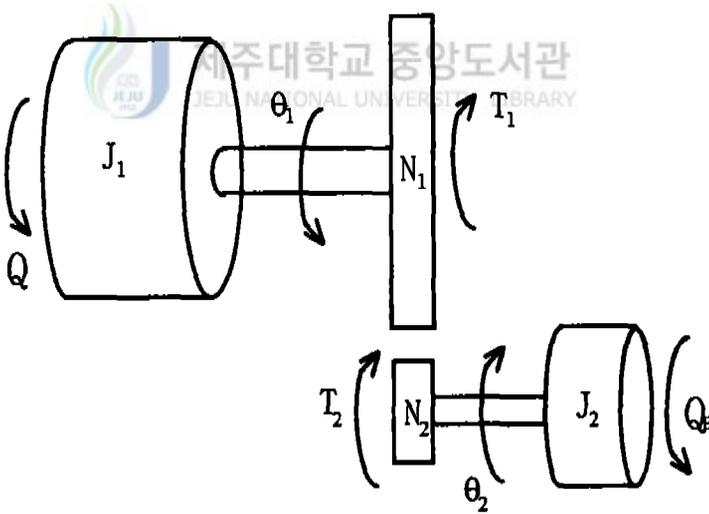
$$J_{eq} \theta_2'' + b \theta_2' = kQ \quad (27)$$

여기서, J_{eq} 는 $J_1 + \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 J_2$ 이다.

식(27)에 사용된 물성치들은 풍력발전 시스템 설계시 설계사양을 기준으로 정하였으며, 이들의 물성치들은 Table. 3에 나타내었다.



(a) Schematic diagram



(b) Approximate diagram

Fig. 8 Wind turbine system

Table. 3 Physical parameters and their values of the wind generator system

Symbol	Value
J_R	2.454×10^{-4} [kg.m ²]
J_S	2.753×10^{-4} [kg.m ²]
J_h	79×10^{-4} [kg.m ²]
J_{G1}	4.804×10^{-4} [kg.m ²]
J_{G2}	4.804×10^{-8} [kg.m ²]
J_P	0.4 [kg.m ²]
J_1	7.282×10^{-3} [kg.m ²]
J_2	4.804×10^{-8} [kg.m ²]
J_{eq}	0.004 [kg.m ²]
k	6
N_1	72
N_2	12

Ⅲ. 제어기 설계

1. 유압 제어기 설계

Fig. 9는 유압시스템의 블록선도로서 제어기 설계를 하기 이전에 유압 제어기의 동특성을 살펴 볼 수 있다. 입력은 솔레노이드 밸브에 인가해 주고자 하는 입력전압(V_d)과, 실린더 출력측에 작용하는 외란에 의한 힘(F_L)이다. 출력은 실제로 움직인 실린더의 변위인 $I(S)$ 이고, $G_3(S)$ 는 식(24)의 분모부분이다. F_L 은 식(22)에서와 같이 피스톤 출구에서의 외란에 의한 힘이고, $N(S)$ 는 $-\frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{cw}} S\right)$ 을 나타낸다.

Fig. 9에서 외란에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식(28)과 같고, 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식(29)와 같다.

$$\frac{I(S)}{F_L} = \frac{14.28}{S^3 + 111.8 S^2 + 4082.6S + 15319.08} \quad (28)$$

$$\frac{I(S)}{V_d(S)} = \frac{15319.08}{S^3 + 111.8 S^2 + 4082.6S + 15319.08} \quad (29)$$

Fig. 10과 Fig. 11은 각 입력에 대한 단위 계단 응답으로 시스템의 특성을 파악할 수 있다. 외란에 의한 단위 계단응답은 기준입력에서의 정상상태 응답의 26.7%에 미치고 있으며 기준입력에 대한 단위 계단응답의 상승시간은 약 0.7초이다.

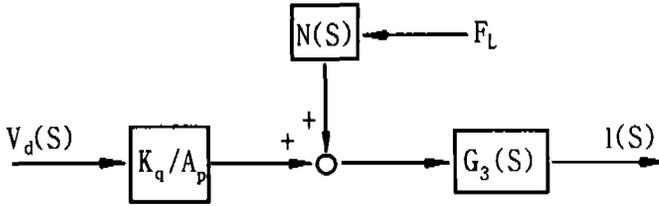


Fig. 9 Block diagram of hydraulic unit



Fig. 10 Unit step response from disturbance under open loop control

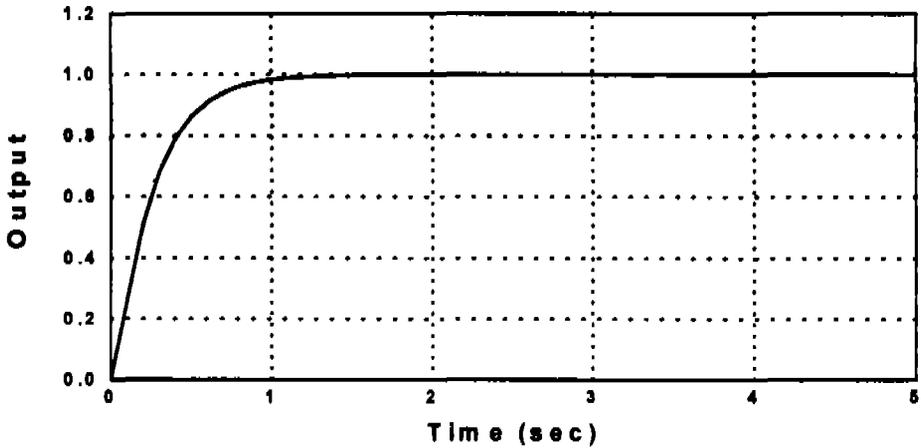


Fig. 11 Unit step response from reference input under open loop control

식(24)에 표현된 것과 같이 기준입력에 대한 개루프 전달함수의 특성 방정식은 3차식으로 나타나는데 제어기를 설계하는데 있어서 3차보다는 2차 시스템이 훨씬 간편하므로 식(24)을 2차 시스템으로 근사화하면 식(30)과 같은 전달함수로 근사화 시킬 수 있다.

$$\frac{I(S)}{V_d(S)} = \frac{232.61}{S^2 + 59.32 S + 232.61} \quad (30)$$

Fig. 12는 실제 시스템과 근사화한 시스템의 단위계단응답을 보여주고 있다. 실선은 실제 시스템의 단위계단응답이고, 점선은 근사화한 단위계단응답이다. 두 응답의 오차범위는 약 4%미만이므로 2차 시스템으로의 근사화는 타당하다고 사료된다

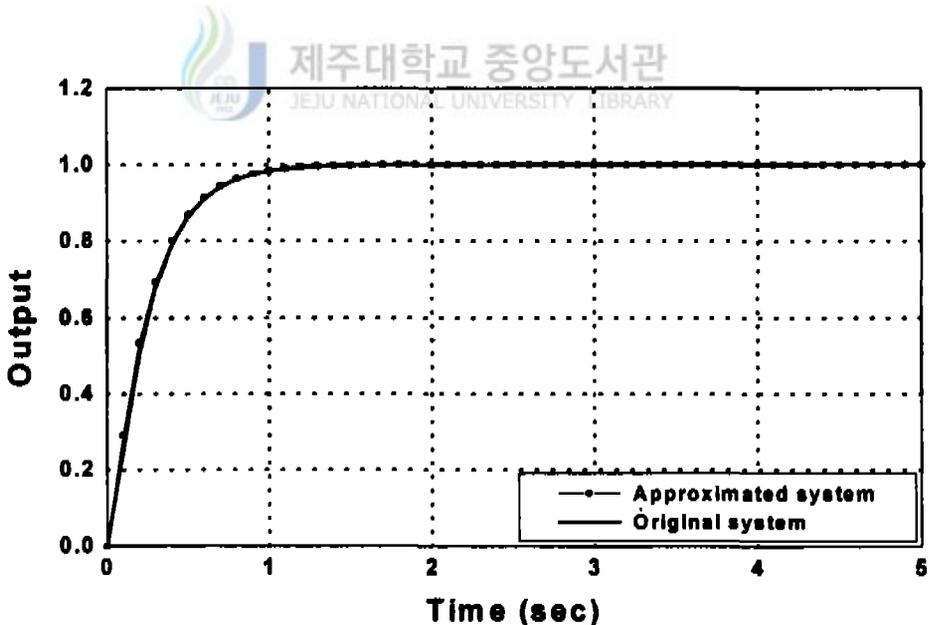


Fig. 12 Comparison between unit step response of original system and that of approximate system

외란과 기준입력에 의한 단위 계단응답 조건은 상승시간, 정착시간 그리고 최대 오버슈트가 모두 작아야 하므로 본 연구에서는 단위계단응답조건을 $t_r < 0.2$, $t_s < 2$, $M_p < 0.2$ 로 하여 PID제어기를 설계하였다 이와 같은 조건으로 이득을 결정 한 결과 $K_d=0.4995$, $K=39.233$, 그리고 $K_i=510.03$ 을 얻었다.

PID 제어기를 사용하였을 경우 유압부분의 블록 선도를 도시하면 Fig. 13과 같다. 그림에서 외란에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식(31)과 같고, 기준입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 식(32)와 같다.

$$\frac{K(S)}{F_L} = \frac{0.0035S}{S^3 + (59.32 + 232.61K_D) S^2 + 232.61KS + 232.61 K_i} \quad (31)$$

$$\frac{I(S)}{I_d(S)} = \frac{232.61(K_D S^2 + KS + K_i)}{S^3 + (232.61 K_D + 59.32) S^2 + 232.61KS + 232.61 K_i} \quad (32)$$

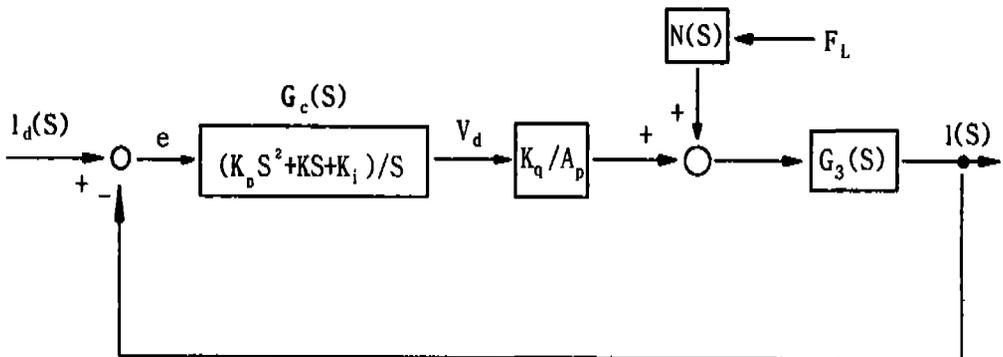


Fig. 13 Block diagram of hydraulic unit with PID Controller

Fig. 14는 위의 계인들을 사용한 유압제어시스템에 단위계단 형태의 외란이 작용하였을 때의 출력이다. 외란에 의한 출력은 최대 오버슈트가 0.000019이고, 응답은 0.2초 이내에 소멸되고 있다.

Fig. 15는 동일한 계인을 사용하였을 때 기준 입력에 대한 시스템의 단위계단 응답을 나타내고 있다. 오버슈트량은 0.185정도이고, 정착 시간은 약 0.2초이다. 외란에 의한 단위계단응답은 정상상태의 단위계단응답의 1% 에도 미치지 못하여 이 영향은 무시하여도 된다.

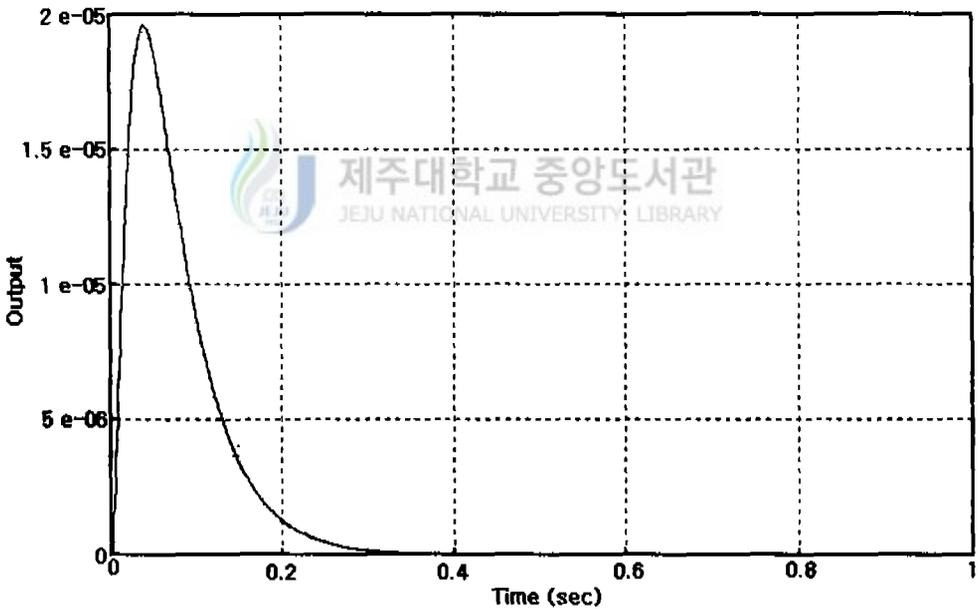


Fig. 14 System response from unit step disturbance

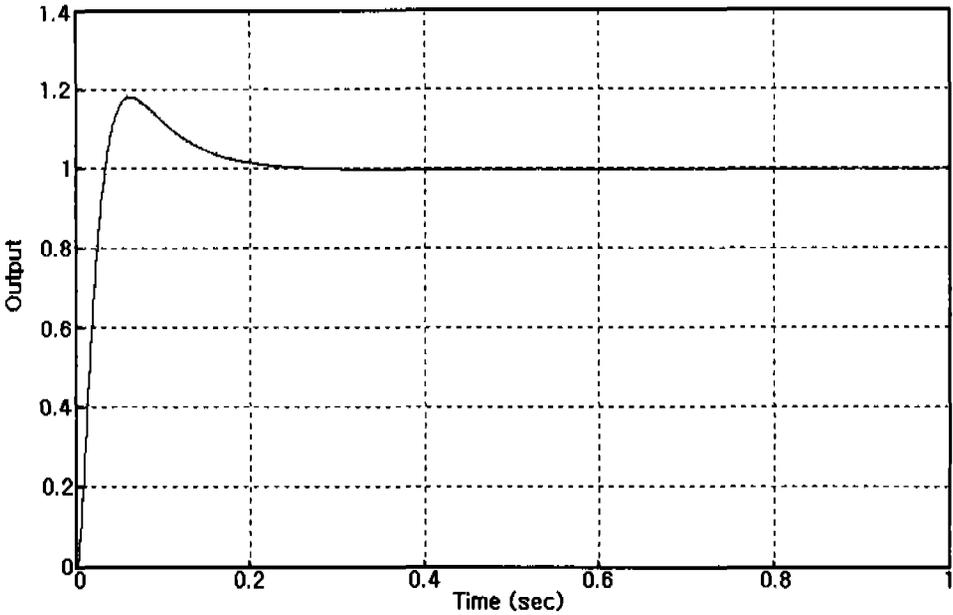


Fig. 15 Unit step response from reference input

실제 시스템에 있어서는 앞에서 설정한 시스템 변수(parameter)가 변화될 수 있으며, 예상치 못한 외란이 작용할 수 있기 때문에 위에서 설계한 제어시스템의 상대안정성을 살펴볼 필요가 있다. 본 연구에서는 시스템의 상대 안정도 판단을 위하여 보드선도를 이용하였다.

외란에 의한 시스템의 전달함수인 식(31)에서 가장 변화가 심한 것으로 예상되는 것은 풍속의 변화에 의해 발생하는 실린더 출력부분에서의 외란이므로 외란 F_L 에 대하여 보드선도를 그린 결과 Fig. 16과 같이 나타났다. 그림에서 이득여유는 90.12dB, 그리고 위상여유는 89.99° 정도이므로 이 시스템은 외란에 대하여 충분히 안정하다고 사료된다. 또한 기준입력에 대한 시스템의 전달함수인 식(32)에 대한 보드선도는 Fig. 20과 같다. 이 시스템의 위상여유는 82.02° 이고 이득여유는 무한대가 되므로 어떤 입력전압이 시스템에 인가되어도 시스템은 안정하다.

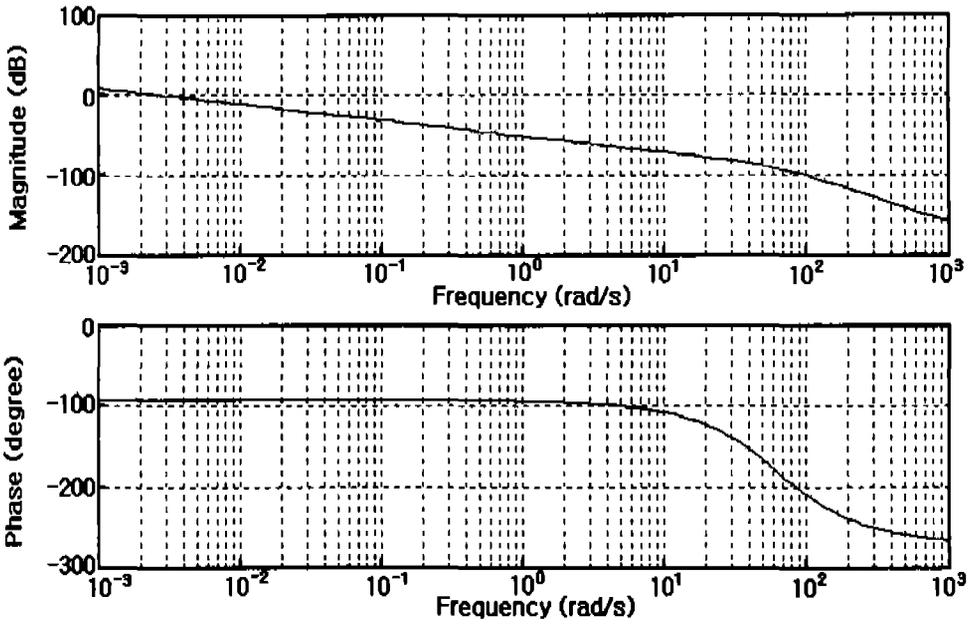


Fig. 16 Bode plot of system for disturbance

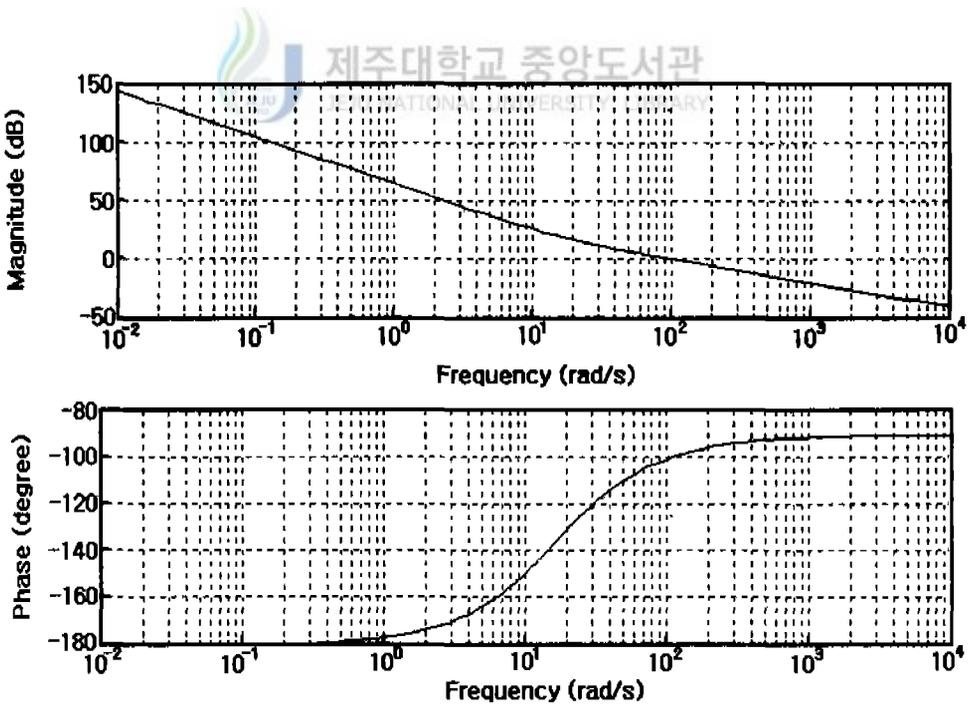


Fig. 17 Bode plot of system for reference input

2. 속도제어기설계

제어기 설계는 시스템의 입력부에 불안정한 입력이 가해졌을 지라도 시스템이 원하는 목적의 출력을 낼 수 있도록 하기 위하여 필요하다. 주어지는 기준입력은 정격회전수이며 실제 회전수와와의 차이를 속도제어기에 입력된다 이 때 입력된 값은 회전수와 피치각 관계의 모델을 통하여 피치각의 변화량으로 출력되고 현재의 피치각과의 차이에 따른 기준 피치각이 계산되어 유압제어기로 입력되어지면 유압제어기는 입력된 값을 따라 실린더의 피스톤을 작동시켜 피치각을 제어하여 토오크를 조절함으로써 회전수가 제어된다.

2.1 속도 - 피치각 모델

속도제어에 있어서 기준입력은 회전수이나 실제 제어가 되는 것은 피치각 이므로 회전수오차 신호로부터의 기준 피치각을 계산하는 모델이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 단순화된 토오크 모델을 이용하여 다음과 같이 기준 피치각 모델을 도출하였다.

우선 각속도 오차에 따른 토오크 증분은 정상상태에서 $\ddot{\theta}$ 는 0 이므로 식 (27)의 관계를 이용하면 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta Q = \frac{b}{k} \Delta \omega \quad (33)$$

다음으로 토오크-피치각 모델은 식(10)과 식(11)를 이용하여 다음과 같이 유도할 수 있다. 즉, 현재의 풍속, 회전수, 주속비, 그리고 피치각을 각각 V_c , ω_c , λ_c , θ_c 라 할 때 발생하는 토오크는 다음식과 같다.

$$Q_c = \{ C_{q0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta_c - \theta_o) \} \times \frac{1}{2} B\rho\pi R^3 V_c^2 \quad (34)$$

또한 현재 상태(V_c, ω_c, λ_c)에서 기준 회전수가 되기 위해 필요한 피치각을 θ 라할 때 발생하는 토크는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \{ C_{q0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o) \} \times \frac{1}{2} B\rho\pi R^3 V_c^2 \quad (35)$$

식(35)에서 식(34)을 빼면 다음과 같은 토크-피치각 관계식을 얻을 수 있다.

$$\Delta\theta = \frac{1}{M_1 \frac{1}{2} B\rho\pi R^3 V_c^2} \Delta Q \quad (36)$$

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

따라서 식(33)과 식(36)을 정리하면 회전수 오차로부터 필요한 피치각의 변화량이 계산되어지므로 기준 피치각은 식(37)과 같이 계산된다.

$$\theta_{ref} = \theta_c + \frac{2b}{kM_1 B\rho\pi R^3 V_c^2} \Delta\omega \quad (37)$$

2.2 제어 알고리즘

Fig. 9는 풍력발전 시스템의 정격 회전수를 유지하기 위한 회전수 제어시스템의 블록선도를 나타낸다.

그림에서 제어기에 입력된 속도오차(회전수 오차)는 제어기와 속도-피치각 모델을 통하여 기준 피치각인 θ_{ref} 로 계산되어진다. 이 θ_{ref} 는 다시 유압제어기의 입력이 되며 유압시스템을 거쳐 실제 피치각인 θ 로 출력된다. 회전익 모델에서는 Glauert이론에 의해 입력된 피치각과 풍속, 그리고 현재의 각속도에 따른 회전익의 토크를 계산하고, 이 토크가 풍력발전 시스템의 입력되어 거기에 따른 각속도 ω 가 최종 출력된다. 이 각속도는 다시 입력 쪽으로 되먹임되어 ω_{ref} 와의 차가 속도제어기에 입력된다. Fig. 19는 이와 같은 제어 알고리즘의 순서도를 나타낸다.



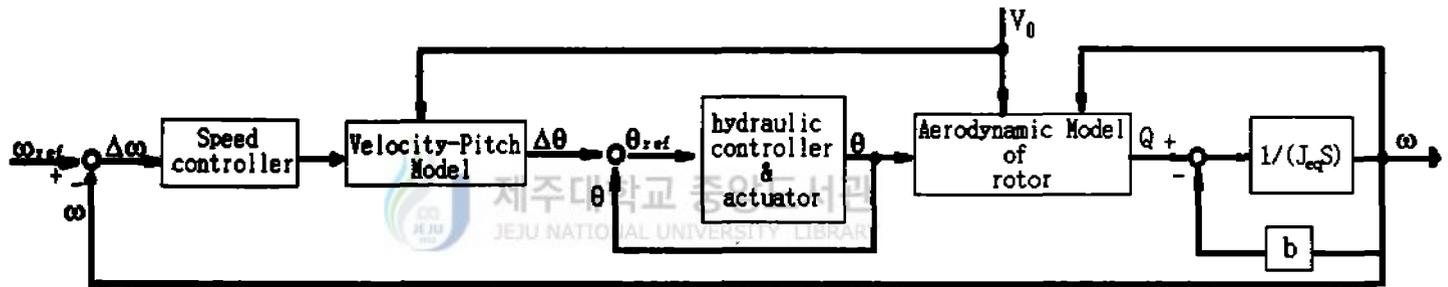


Fig. 18 Block diagram of the pitch control system

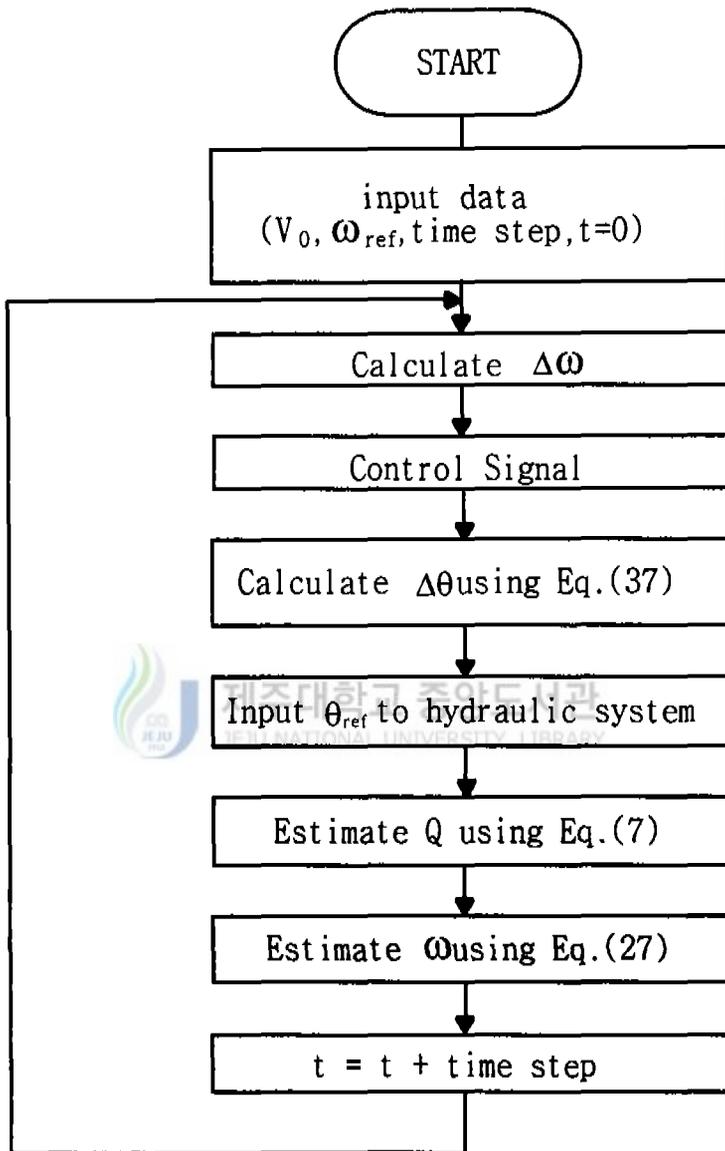


Fig. 19 Flow chart for speed control of wind generator system

IV. 시뮬레이션 결과

이상과 같이 제안된 모델과 제어 알고리즘의 타당성을 시뮬레이션을 통하여 검증하였다. 먼저 Fig. 18의 속도제어기 부분은 Ziegler-nichols 계수조정 방법을 이용하여 $T_d = 0.2$, $k=1$ 그리고 $T_i = 100$ 으로 정하였으며, 시동초기에는 큰 토크를 발생시켜 주기 위해 피치각을 5° 로 일정하게 유지하다가 회전수가 어느 정도 증가된 다음 피치제어 단계로 들어가도록 설계하였다.

Fig. 20은 정격풍속을 10m/s , 정격회전수 145rad/s 일 때 시스템의 단위계단 응답으로서 초기에 피치각이 5° 로 유지하다가 회전수가 113rad/s 일 때 피치각이 16° 까지 증가하였다가 회전수가 정격 회전수 범위 내에 이르렀을 때 피치각은 14° 로 유지되면서 정격 회전수가 유지되는 것을 알 수 있다.

Fig. 21은 시스템이 정격회전수에 이른 후 풍속이 사인파 형태로 변하는 경우 시스템의 출력을 나타낸 것으로 피치각이 최대 18° 까지 증가하였다가 $10\sim 17^\circ$ 사이에서 주기적인 변화를 보이고 있으며, 회전수는 148rad/s 까지 증가하였다가 정격회전수의 $\pm 2\text{rad/s}$ 범위 내에서 주기적인 변화로 유지됨을 알 수 있다.

Fig. 22는 정격회전수에 이른 후 풍속을 여러가지 정현파의 합성에 따른 시스템의 응답 특성을 나타낸 것이다. 이 경우 5초 부근에서 풍속이 급변함에 따라 피치각이 급속히 증가됨으로 회전수가 갑자기 하강하였으나 그 이후 주기적인 변화를 보이면서 유지됨을 알 수 있다.

이상과 같이 풍속의 변화에 따른 회전익의 속도제어를 위한 피치제어를 시뮬레이션 한 결과 정격풍속 이상의 풍속에서도 시스템의 출력은 오차 범위가 $\pm 3\text{rad/s}$ 범위 내로서 안정적으로 유지함을 알 수 있다. 따라서 제안된 모델과 제어 알고리즘은 실제 풍력발전 시스템의 속도제어에 응용이 가능하리라 사료된다.

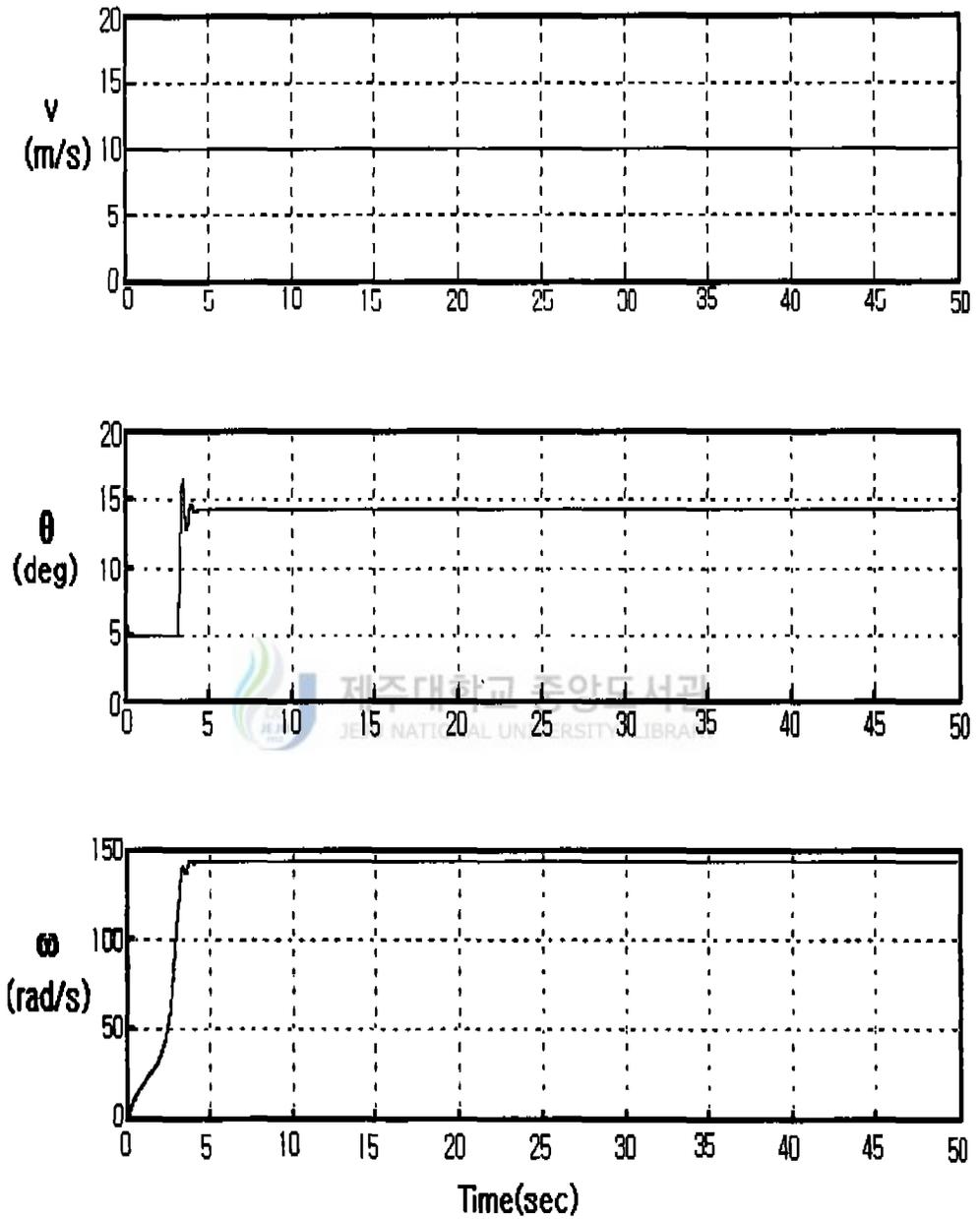


Fig. 20 Step response of the system

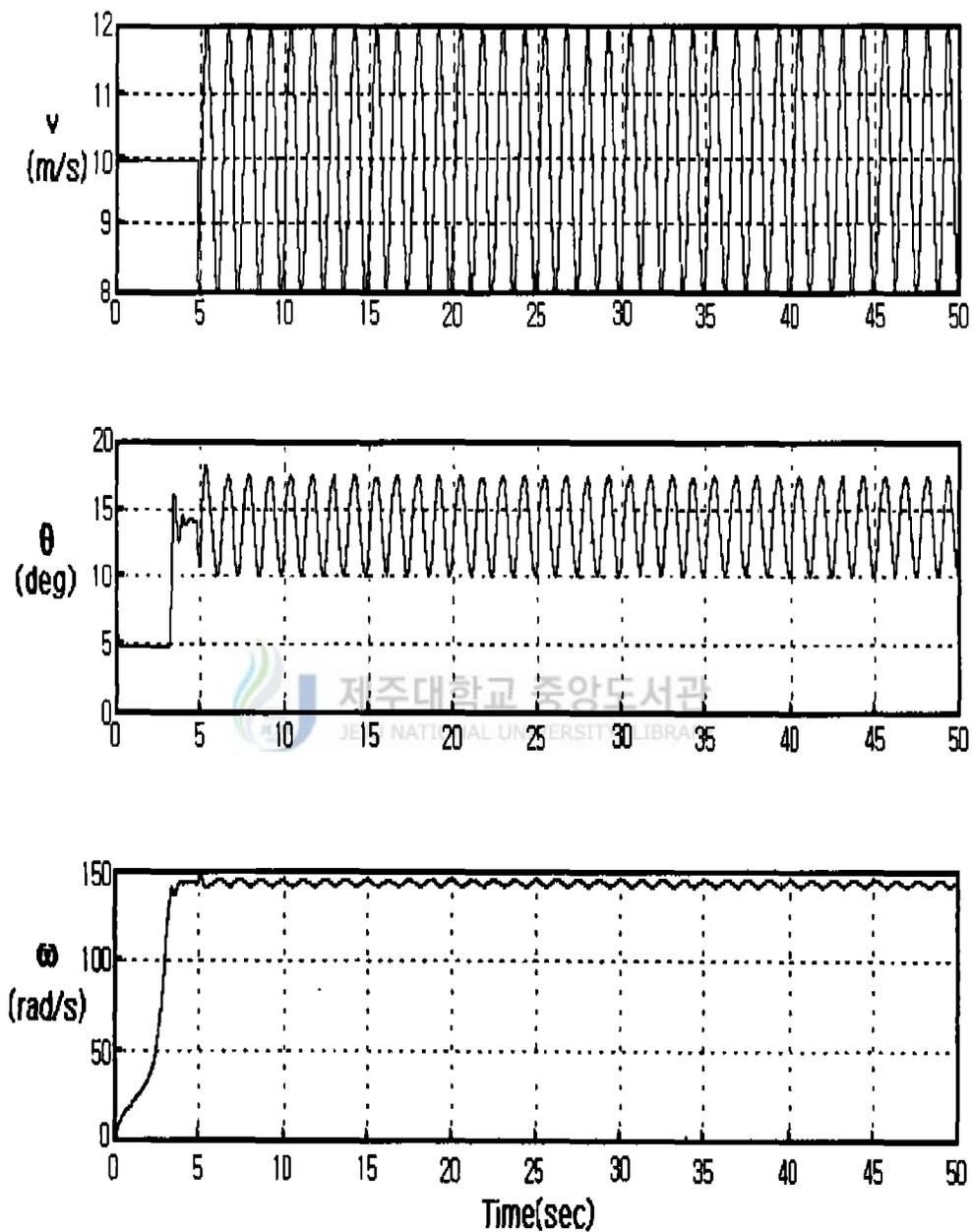


Fig. 21 System response when $V=(10+2\text{sint})$ m/s

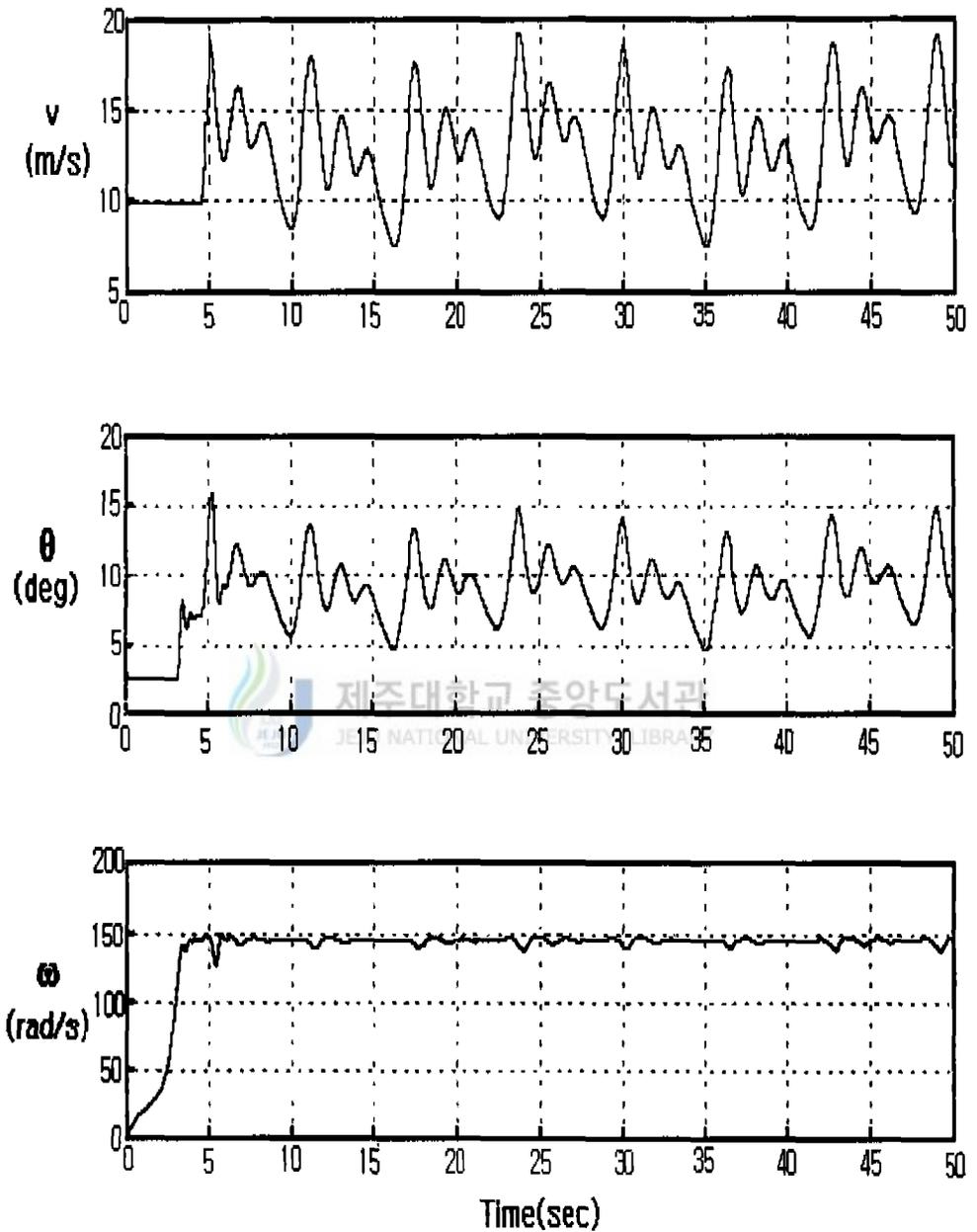


Fig. 22 System response for various wind speed

V. 결 론

본 논문에서는 입력변수가 많은 풍력발전 시스템의 회전익의 피치제어 알고리즘을 제안하였다. 이를 위해 시스템을 구성하고 있는 각 구성요소별 모델을 기초로 하여 전체시스템의 모델을 유도하였으며, 시스템의 안정과 피치제어의 영향을 극대화시키기 위하여 회전수 제어 알고리즘을 제안하였고, 시뮬레이션을 통하여 그 유용성을 검증하였다.

본 논문의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 유압자동기의 제어알고리즘 있어서의 회전익에 발생하는 축방향의 힘을 외란으로 처리하는 방법을 제시하였으며, 정격 회전수를 유지하는데 있어서 외란에 대한 영향을 극소화시킬 수 있음을 확인하였다.
2. 풍력발전 시스템의 회전수를 실시간으로 제어하기 위해 풍속, 각속도 및 피치각을 고려한 단순화된 토크 모델을 도출하였다.
3. 풍력발전 시스템의 회전수 제어알고리즘에서 회전수 오차에 따른 기준 피치각을 구하기 위해 회전수 오차와 피치각의 관계를 모델을 도출하였으며 이를 이용하여 회전수 제어알고리즘을 제안하였다.
4. 제안된 유압제어 방식과 피치제어 알고리즘을 이용하여 시뮬레이션으로 검증한 결과 정격풍속 이상의 풍속과 변화하는 풍속에 대해서도 정격회전수에서 $\pm 3\text{rad/s}$ 이내에 유지함을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] 박경호 외, 1995, 풍력발전 유망지역의 풍력자원정밀조사(I), 한국에너지기술 연구소, KIER-951129.
- [2] 이춘식, 김광호, 1990. 12, 소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구, 한국전력공사기술연구원, KRC-89G-T09.
- [3] 이춘식, 김광호, 1992. 6, 소형 수평축 풍차 및 풍력발전 시스템 개발에 관한 연구, 한국전력공사기술연구원, KRC-89G-T09.
- [4] 김건훈 외, 1997. 8, 중형급 풍력발전 시스템 운영기술 개발, 전력연구원, TM.95YT24.97.646.
- [5] 신동열, 김건훈 외, 1987, 소형 풍력발전 기술개발, 한국동력자원연구소, KE-87-3.
- [6] 허종철 외, 1998, 제주도내 풍력발전단지 종합건설 계획수립에 관한 연구, 제주도.
- [7] 부성환, 임종환, 허종철 외, 1999, "풍력발전 시스템의 회전각 피치제어에 관한 연구", '99 제2회 에너지기술 학술진흥사업 Workshop논문집, pp.10-15.
- [8] 강상수, 1997, 풍력발전 시스템의 피치제어 시뮬레이션, 제주대학교 석사학위 논문.
- [9] Viterna, L. A. and Corrigan, R. D., 1966, "Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines", DOE/NASA Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, Cleveland, Ohio.
- [10] David M. Eggle stonn and Forrest S. Stoddard, 1987, Wind Turbine

Engineering Design, Van Nostrand Reinhold Company Inc.

- [11] A. I. Estanqueiro, J. M. Ferreira de Jesus, J. A. Gil Saraiva, 1991, "WECS Unsteady Power Output Simulation," Wind Energy : Technology and Implementation, Amsterdam EWEC '91, pp. 618-622.
- [12] P. Novak, T. Ekelund, I. Jovik., and B. Schmidtbauer, 1995, "Modeling and Control of variable - speed Wind - turbine Drive - System Dynamics," IEEE control systems, Vol. 15, No. 4, pp. 28-38.
- [13] Abbott, I, H and Von Doenhoff, A, E, July, 1949, "Theory of Wing Sections, Including a Smmary of Airfoil Data", Newyork: Dover Publications Inc.
- [14] Herbert E. Merrit, 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons Inc.
- [15] Golding, E.W. and Harris, R.I., 1977, "The Generation of Electricity by Wind Power" , E. and F.N. Spon Ltd., London.
- [16] M. Hashidate, 1988, "Investigation of Rotor Speed Control of Horizontal Axis Type Wind Turbine" , Asian and Pacific Area Wind Energy Conference, 1-4 August 1988, Shanghai China, pp. 118-123.
- [17] H. Bindner and P. H. Madsen, March 1993, "Active Pitch Control : The Controllers Influence on Performance and Loads of a Wind Turbine",European Community Wind Energy Conference, pp. 481-484.
- [18] R. T. Griffiths, 1977, "The effect of aerofoil characteristics on windmill performance" , Aeronautical Journal. pp. 322-326.
- [19] T. G. van Engelen, March 1993, "A case study on an easy definable operating high speed control and safety system" , European Community

Wind Energy Conference.

- [20] 김현득 외, 1977, 유압공학 핸드북, 대광서림.
- [21] 권욱현, 1996, CEMTool을 활용한 실용 자동제어, 청문각.
- [22] 부성환, 임종환, 허종철, 강승균, 이동현, 1999, “ 풍력발전 시스템의 회전의 피치제어 시스템 개발 연구”, ‘99 춘계 태양에너지 학술회의 논문집, pp. 265-272.
- [23] 부성환, 임종환, 강승균, 허종철, 이동현, 1999, “ 풍력발전 모델링 및 피치제어 시뮬레이션”, ‘99 한국 자동제어 학술회의 논문집, C-231-235.
- [24] 임종환, 강상수, 허종철, 강승균, 1999, “ 풍력발전 시스템의 피치제어 시뮬레이션”, ‘99 춘계 동력기계공학회 학술회의 논문집, pp. 292~297.



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

감사의 글

2년 동안 저를 성심껏 지도해 주신 임종환 교수님께 감사를 드리오며, 저의 논문에 세심한 주의로 지도하여 주신 김귀식 교수님, 조경호 교수님, 허종철 교수님 그리고 저에게 항상 맑은 미소와 따뜻한 조언으로 대하여 주신 권기린 교수님, 현명택 교수님께도 감사드립니다. 또한 한 가족과 같이 옆에서 저를 도와 주신 강승균 선배님, 이동원 대학원생, 양경부 선배님, 오명범 선배님, 홍용의 학우에게도 감사를 드리며 앞으로 자동제어 실험실을 이끌어 갈 강병수, 최민호 학우, 학과 실험실에서 생활하시는 대학원생들에게도 깊은 감사를 드립니다.

끝으로 이 논문이 있기까지 변함없는 관심과 무엇이든 열심히 해 보라는 말씀을 해 주시던 부모님, 힘이 들 때면 항상 제게 자신감을 심어 주신 형님 내외분, 서귀포에서 곳곳이 저를 지켜보시는 큰 누님 내외분, 서울에 계시지만 옆에 계신 것과 같은 마음으로 저를 성원해 주신 작은 누님 내외분에게 감사의 마음을 전하며, 아울러 만난 지 4년 동안 제가 군대 갔다오고 바로 대학원 생활을 하면서도 싫은 내색하지 않고 제 옆에서 힘이 되어 준 영숙에게도 진심 어린 마음으로 감사하며 이 소중한 기쁨을 함께 나누고 싶습니다.

1999. 12.

부 성 환 드림