

碩士學位論文

피치가변형 풍력 발전 시스템의
출력제어에 관한 연구



濟州大學校 大學院
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

機械工學科

崔 敏 浩

110.465

2000年 12月

피치가변형 풍력 발전 시스템의 출력제어에 관한 연구

指導教授 林 鍾 桓

崔 敏 浩

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함



崔敏浩의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 許 鐘 哲 印
委 員 김민우 印
委 員 이동환 印

濟州大學校 大學院

2000年 12月

A Study on the Power Control of a Variable Pitch Wind Turbine System

Min-Ho Choi

(Supervised by Professor Jong-Hwan Lim)



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

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

December 2000

목 차

NOMENCLATURE

SUMMARY	1
I. 서 론	2
II. 시스템 모델링 및 운동방정식	4
1. 각 구성 요소별 모델	4
1) 회전익의 공역학적 모델	4
2) 유압계통 모델	7
3) 유도형 발전기 모델	12
4) 시스템의 운동방정식	17
III. 제어기 설계	19
1. 유압제어기 설계	19
2. 출력제어기설계	22
1) 기준 피치각 모델	22
2) 제어 알고리즘 및 전체구성도	25
IV. 시뮬레이션 결과	28
V. 결 론	33
참 고 문 헌	

NOMENCLATURE

A	: Rotor swept area perpendicular to free stream
A_p	: Area of piston
a	: Axial interference factor
a'	: Angular interference factor
B	: Number of blades
B_p	: Viscous damping coefficient of piston and load
b	: Damping ratio
c	: Chord length
C_D	: Drag coefficient
C_{ep}	: External leakage coefficient of piston
C_{ip}	: Internal or cross-port leakage coefficient of piston
C_L	: Lift coefficient
C_p	: Power coefficient
C_q	: Torque coefficient
C_{tp}	: Total leakage coefficient of piston
D	: Drag force
F_g	: Force generated or developed by piston
F_L	: External load on piston
h	: Distance of hub from the yawing axis
I	: Moment of inertia
J_{G1}	: Moment of inertia of driving gear
J_{G2}	: Moment of inertia of driven gear
J_h	: Moment of inertia of hub
J_m	: Rotor inertia in $kg \cdot m^2$
J_P	: Moment of inertia of generator
J_R	: Moment of inertia of rotor

J_s	: Moment of inertia of main shaft
K	: Load spring constant
k	: Gear ratio
K_{ce}	: Total flow-pressure coefficient
K_q	: Flow gain of proportional valve
L	: Lift force
L_{ls}	: Stator leakage inductance
L_{lr}	: Rotor leakage inductance
L_m	: Mutual inductance
M_t	: Total mass of piston
N_1	: Number of driving gear teeth
N_2	: Number of driven gear teeth
N_{KG}	: Speed of rotation at pull-out in generator
N_{NG}	: Rated speed of rotation in generator
N_{KM}	: Speed of rotation at pull-out in motor
N_{NM}	: Rated speed of rotation in motor
P_L	: Load pressure
Q	: Rotor torque
Q_E	: Generator torque
Q_L	: Load flow
R	: Blade tip radius
r	: Local blade radius
T_{KM}	: Pull-out torque in motor
T_{NM}	: Rated torque in motor
T_{NG}	: Rated torque in generator
T_{KG}	: Pull-out torque in generator
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_d	: Input voltage of solenoid valve
V_t	: Total volume of fluid under compression in both chambers
V_0	: Free-stream wind velocity
W	: Relative wind velocity at blade
X_p	: Displacement of piston
α	: Angle of attack
β_e	: Effective bulk modulus
δ_h	: Damping ratio
θ	: Angle of pitch
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
λ	: Local tip speed ratio
λ_R	: Rotor tip speed ratio
λ_o	: λ at operating point
ρ	: Air density
σ_r	: Local solidity ($\frac{Bc}{\pi r}$)
ϕ	: Angle of relative wind from rotor plane
Ω	: Angular velocity of the blade
ω_c	: Current angular velocity
ω_s	: Rated angular velocity
ω_h	: Natural frequency of the hydraulic system
ω_e	: Synchronous angular velocity of the generator
ω_{rm}	: Angular velocity of the generator

SUMMARY

Wind turbine system converts wind energy into electric energy. Since the velocity of wind is random in nature, control of the angular velocity and the power of the system is inevitable in order to generate a high quality electric power.

Conventional control systems are designed by linearizing the torque in the vicinity of the operating point assuming the tip speed ratio is constant, or by using a gain scheduling method according to the wind velocity. The power of the wind generator system is the function of angular velocity, torque of the blade which is the function of the tip speed ratio and pitch angle. As a result, power is a non-linear function of pitch angle as well as and a tip speed ratio. Furthermore, the tip speed ratio is not constant because the wind velocity is random in nature.

This thesis presents a method of modeling the wind turbine system and an induction generator. Besides, assumed that there are the variable pitch type of the wind turbine system, and hydraulic actuator for changing the pitch angle. Every detail of modeling for each component is given. The thesis also suggests a new concept of a power control system. Instead of linearizing the torque of a blade, a reference pitch model is driven in terms of wind velocity, angular velocity and pitch angle, and power error. Then the power control system is designed by using the reference pitch model. Simulation results show that the approach can work well in the situation of variable wind speed.

I. 서론

풍력에너지는 대체에너지 자원 중에서 그 이용 기술이 가장 널리 실용화되어 있으며 경제성 있는 에너지원으로 각광 받고 있으나 현재 국내의 개발 기술력은 미진한 상태이며 대체에너지 개발 차원에서 시급한 사안으로 대두되고 있다.

풍력발전 시스템의 전체적인 제어방식을 나타내는 Fig. 1은 능동제어 방식을 채택한 제어 방식을 나타내고 있다. 먼저 정지상태에서 풍속이 증가하여 시동풍속에 이르면 회전익이 회전하기 시작하여 정격회전수(발전 시작 회전수)에 이르기까지 속도 제어를 수행한다. 정격회전수에 이르면 발전을 시작하고 이때부터는 출력제어 단계로 들어간다. 정격출력 상태에서는 바람의 요동에 따라 급격한 출력 변화로 발생하는 과부하로부터 시스템을 보호하기 위해 일정 출력을 유지하도록 피치를 제어한다. 풍속이 더욱 증가하여 정격출력 상태를 넘어가면 발전을 중단하고 다시 속도제어 단계로 들어가서 정격회전수가 유지되도록 제어를 하거나 계속해서 풍속이 증가하면 시스템을 정지시킨다.

회전익의 출력 제어는 스톨(stall)제어 방식과, 피치제어 방식으로 나눌 수 있다 (Viterna 등 1996). 이중 피치제어 방식은 정격풍속 이전의 풍속일 때 최대 양력이

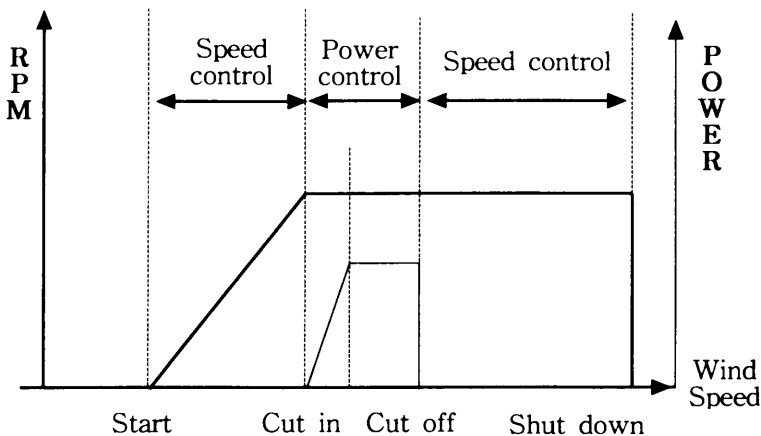


Fig. 1 Control strategy of a wind turbine system

발생하도록 회전익의 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.

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 선형화하여 선형제어 이론을 적용하거나(Estanqueiro 등 1991, Novak 등 1995) 풍속에 따라서 동작점을 변화시켜 선형화 하여 “gain schedule” 기법을 사용하는 것이 대부분이다(Leith 등 1996). 이와 같은 방법들의 공통점은 출력제어 단계에서 회전속도는 일정하다는 가정하에 토크를 단지 풍속과 피치각의 함수로만 고려하는 것이다.

기계적인 에너지를 전기적인 에너지로 변환시켜주는 발전기는 자기여자 능력을 확보할 수 있는 동기발전기와 유도발전기로 나눌 수 있는데, 동기발전기는 원하는 전압을 쉽게 얻을 수 있고, 운전시 무효전력을 필요로 하지 않기 때문에 전압 변동이 작다는 장점을 가지고 있으나 계통선과의 동기화 과정이 어렵고, 주파수 및 위상의 동기화 과정에서 손실이 발생한다는 단점을 가지고 있다. 유도형 발전기는 회전자 회로 및 변환기를 이용한 주파수의 제어가 가능하며, 다른 발전시스템과의 동기화 과정이 용이하고, 비용과 유지가 용이한 장점을 가지고 있다. 하지만 운전시 많은 무효전력이 필요하므로 전압변동이 크다는 점과 독립 운전시 전압 주파수의 제어가 어렵다는 단점이 지적되었으나 최근 유도형 발전기에 대한 제어 기술이 발전함에 따라 전압과 주파수의 제어에 관한 어려움이 많이 극복되었다(이춘식과 김광호, 1990). 따라서 본 논문에서는 역률로 인한 에너지 손실은 있으나 구조가 간단하며 계통선에 연계가 용이한 유도형 발전기를 채택하였고, 신속한 제어가 가능한 유압시스템을 피치 조절작동기로 하고, full-span pitch 제어방식을 채택하여 전체 시스템을 모델링하였다. 또한 회전익의 공역학적 모델을 미지 시스템으로 두고 풍속과 속도 오차에 따른 기준 피치각 모델을 이용하여 속도를 제어하는 방법을 제안하고, 시뮬레이션을 통해 구성 시스템의 입력에 대한 제어 성능을 분석했다.

II. 시스템 모델링 및 운동방정식

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 모델이 요구되며, 본 장에서는 각 구성요소별 모델을 통해 전체 시스템의 수학적 모델을 유도한다.

1. 각 구성 요소별 모델



풍력발전 시스템은 크게 풍력발전 시스템을 지지하고 있는 철탑, 바람의 운동량의 변화를 일으켜 축 동력을 얻는 날개부, 회전익의 피치각을 움직여 주는 제어부, 그리고 전기를 발생시키는 발전부 등으로 구성된다.

1) 회전익의 공역학적 모델

회전익의 공력계산을 위한 공기역학적 모델은 여러 가지가 있으나 일반적으로 가장 널리 사용되는 방법인 Glauert 이론(David 등 1987)을 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 선택하였으며, Table 1은 날개의 제원을 나타낸다. 또한 양력과 항력의 비는 다음과 같이 나타낸다.

Table 1 Resources of blade

Items	Resources
Blade section	NACA 4415
Tip chord	184.5 [mm]
Root chord	337.7 [mm]
Length(span direction)	1500 [mm]
Hub Length	300 [mm]
Taper Ratio	0.55
Twist angle	0°

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

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

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

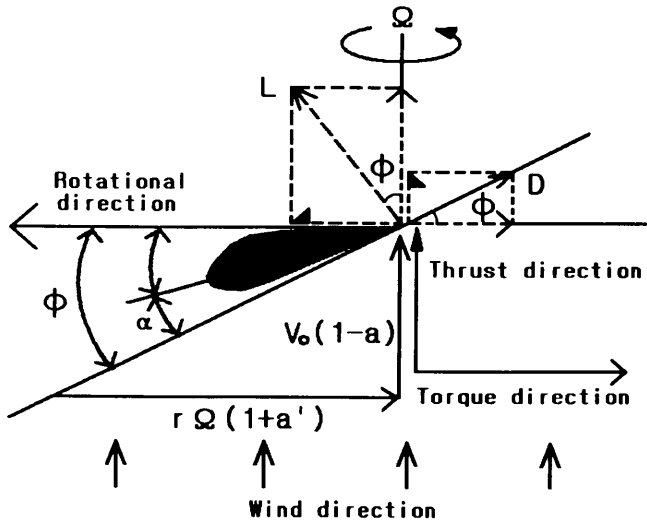


Fig. 2 Relative flow velocities and elemental forces


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, C_L 과 C_D 는 각각 L 과 D 방향의 양력과 항력계수이다. 또한 ϕ 는 다음과 같다.

$$\phi = \tan^{-1} \frac{V_0(1-a)}{r\Omega(1+a')} = \alpha + \theta \quad (4)$$

식(4)에서 a 와 a' 은 각각 축방향 바람속도의 간섭계수와 반경방향 간섭계수로서 수치 해석적인 반복계산으로 구해진다. 따라서, 회전익에 발생하는 토크는 날개의 미소요소에 작용하는 토크를 적분하여 다음과 같이 구할 수 있다.



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

$$Q = \int_0^R \frac{1}{2} \rho B c W^2 C_T r dr \quad (5)$$

여기서, ρ 는 공기밀도, R 은 회전익의 반경, B 는 날개개수, 그리고 c 는 코드길이이다.

회전익의 특성을 나타내는 무차원 변수인 주속비(Rotor tip speed ratio)와 국부주속비(Local tip speed ratio)는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_R = \frac{R\Omega}{V_0}, \quad \lambda = \frac{r\Omega}{V_0} \quad (6)$$

식(5)와 식(6)을 이용하여 C_q 를 표현하면 다음과 같다.

$$C_q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 R A}$$

$$= \frac{1}{\lambda_R^3} \int_0^{\lambda_R} \sigma_r \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_T \lambda \, d\lambda \quad (7)$$

여기서 A 는 회전면의 면적을 나타낸다. 식(7)에 식(5)을 대입하면 회전익에 발생하는 출력계수는 다음 식과 같다.

$$C_p = \frac{Q \Omega}{\frac{1}{2} \rho V_0^3 A} = \frac{8}{\lambda_R} \int_0^{\lambda_R} a' (1-a)^2 \lambda^3 \, d\lambda \quad (8)$$

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.

2) 유압계통 모델

Fig. 5는 풍력발전 시스템에서 피치제어에 주로 사용되는 유압기기 내의 비례 전자 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(Hebert, 1967).

$$Q_1 = K_q V_d - 2K_c P_1 \quad (9)$$

$$Q_2 = K_q V_d + 2K_c P_2 \quad (10)$$

여기서, Q_1, Q_2 는 유압모터 입·출구부 유량이며, P_1, P_2 는 유압모터 입·출구부 압력이다. 식(9)와 식(10)을 조합하면 다음 식과 같고, P_L 은 $P_1 - P_2$ 이다..

$$Q_L = K_q V_d - K_c P_L \quad (11)$$

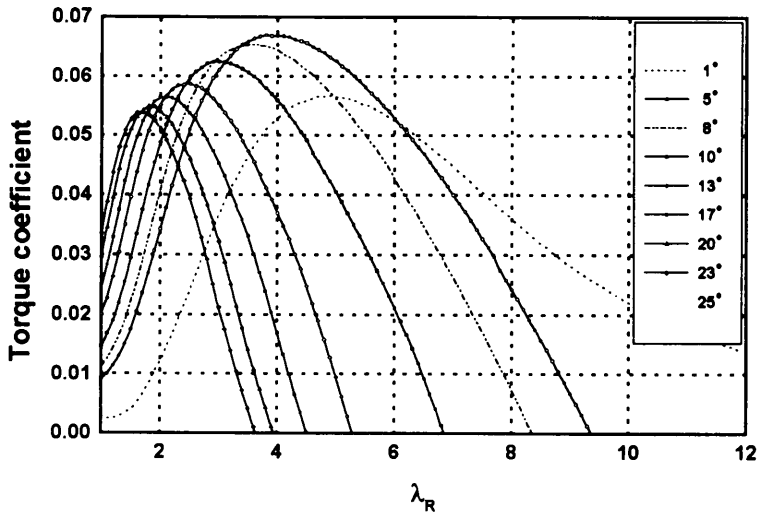


Fig. 3 Torque coefficient according to various tip speed ratio(λ_R)

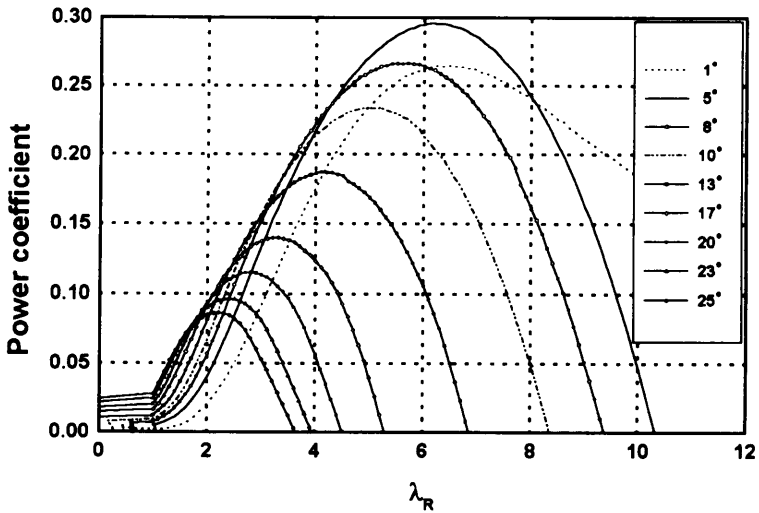


Fig. 4 Power coefficient according to various tip speed ratio(λ_R)

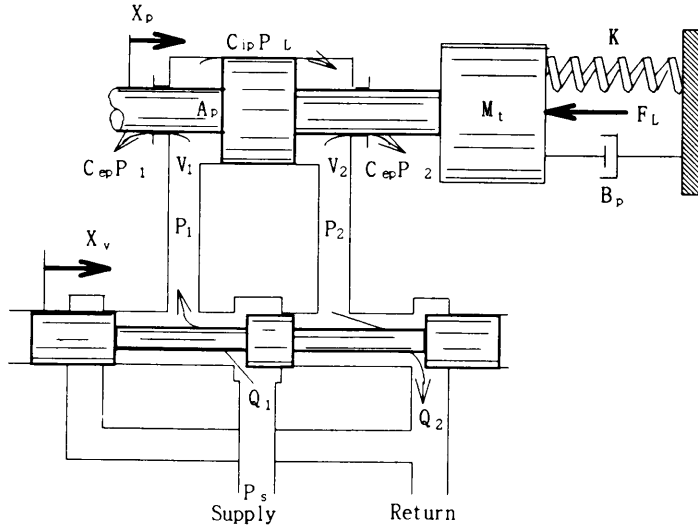


Fig. 5 Diagram of a valve-piston system

입구측 피스톤 챔버의 체적과 출구측 피스톤 챔버의 체적은 다음 식들로 나타낼 수 있다.

$$V_1 = V_{01} + A_p X_p \quad (12)$$

$$V_2 = V_{02} - A_p X_p \quad (13)$$

또한 입구측 챔버의 체적과 출구측 챔버의 체적의 합은 일정하며 피스톤의 위치와는 무관하므로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_t = V_{01} + V_{02} = 2V_0 \quad (14)$$

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

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (15)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep} \cdot P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (16)$$

식(14), 식(15)와 식(26)을 조합하면 다음과 같은 유입되는 유량과 피스톤 변위 사이의 관계식을 도출할 수 있다.

$$Q_L = A_p S X_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} S P_L \quad (17)$$

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

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

$$F_g = A_p P_L = M_t S^2 X_p + B_p S X_p + K X_p + F_L \quad (18)$$

결국 위의 식(11)과 식(17), 그리고 식(18)을 조합하여 정리하면 다음 식과 같이 나타내어진다.

$$X_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} S\right) F_L}{\frac{S^3}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2}\right) S + \frac{K_{ce} K}{A_p^2}} \quad (19)$$

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(19)에 포함된 상수 가운데 M_t , V_t 는 설계사양으로부터 구하였고, K_c 와 K_q 는 각각 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right)_{v_d=const.}$ 와 $\left(\frac{\partial Q_L}{\partial v_d}\right)_{P_L=const.}$ 의 의미를 가지고 있으므로 정상상태 특성실

험으로 구하였으며, 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 작동유에 대하여 일반적으로 알려져 있는 값을 사용하였다. 이들 상수 값들은 Table 2에 나타내었다(김현득 등 1977).

이와 같은 조건하에서 식(19)를 다시 표현하면 다음과 같다.

$$x_p = \frac{\frac{K_q}{A_p} V_d - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4 \beta_e K_{ce}} S\right) F_L}{S \left(-\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} S + 1 \right)} \quad (20)$$

또한 위의 계수들을 이용해서 고유진동수와 댐핑비를 구하면 63.89[rad/s]와 0.875가 된다.

Table 2 Physical parameters and their values of the hydraulic system

Symbol	Value
A_p	4.42 [cm ²]
M_t	7.83 [kg]
V_t	34.3 [cm ³]
B_p	0.10 [N-cm-s]
K_{ce}	0.068 [(cm ³ /s)/(N/cm ²)]
K_q	16.6 [(cm ³ /s)/V]
β_e	1.40 × 10 ⁴ [kg/cm ²]
F_L	1.00 [N]

3) 유도형 발전기 모델

회전익에 의하여 변환된 기계적 에너지를 전기적 에너지로 변환시켜 주는 장치인 발전기에는 일반적으로 동기기와 유도기 형태의 것을 사용한다. 본 논문에서는 동기식 발전기에 비해 타 발전시스템과의 동기화 과정이 용이하고, 구조가 간단하여 가격이 싸고 보수가 용이하며 계통선 연계시 동기 발전기와 같이 정밀한 제어를 필요로 하지 않는 유도발전기를 채택하여 모델링을 하였다.

유도기에서 슬립 s 는 동기속도 ω_e 와 회전자의 기계각속도 ω_m 의 비로 다음 식과 같이 표현된다.

$$s = \frac{\omega_e - \omega_m}{\omega_e} \quad (21)$$

Fig. 6은 유도기의 슬립과 토크의 특성관계를 나타내며, $1 > \text{slip} > 0$ 일때는 회전자의 속도가 동기속도보다 작을 때를 나타내며 유도기는 모터의 특성을 가진다. 또한 $-1 < \text{slip} < 0$ 일 때는 회전자의 속도는 동기속도보다 빠른 상태이며 회전자에서는 전류가 발생하여 발전기로서의 역할을 하게 된다(Siegfried Heier, 1998).

유도기의 동특성은 고정자와 회전자의 상호결합 때문에 전동기가 정지하고 있는 경우를 제외하고는 시변계수를 가지는 복잡한 미분방정식으로 표현된다. 따라서 기준좌표계 이론을 적용하여 d-q좌표계와 동기좌표계로의 변환을 통하여 모델링 하게 된다.

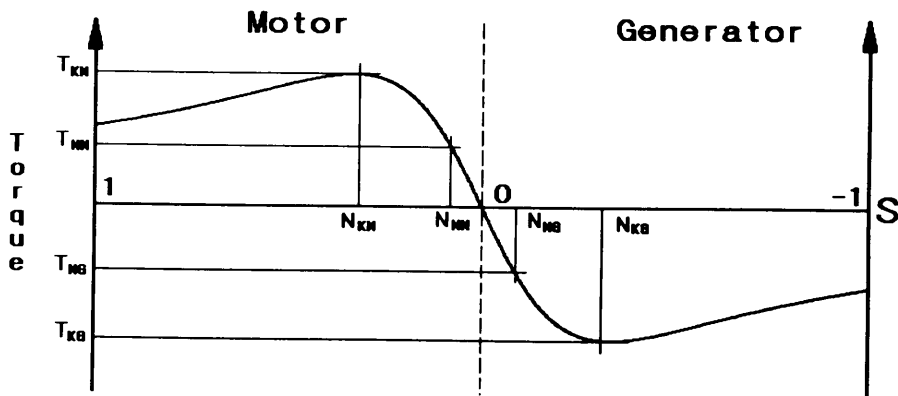


Fig. 6 Characteristics torque and slip of an induction machine

상당 1개의 코일과 전체 6개의 도체를 갖는 3상 유도전동기는 Fig. 7과 같다. 여기서, 상전류의 방향에 양으로 디자인된 도체를 A,B,C, 상전류의 방향에 음으로 디자인된 도체를 A', B', C'로 가정한다. 고정자 코일 AA', BB', CC'안으로 전류 i_{as} , i_{bs} , i_{cs} 는 자계 공간벡터 f_{as} , f_{bs} , f_{cs} 를 발생한다.

f_s^s 벡터가 고정자 기준 프레임에서 회전하기전의 상태를 가정하면 Fig. 8과 같게된다. 여기서, d축을 실수축으로 가정하고, q축을 허수축으로 가정하여 f_s^s 를 표현하면 다음 식과 같게 된다.

$$f_s^s = f_s e^{j\theta_s} = f_{ds}^s + j f_{qs}^s \quad (22)$$

회전 mmf(magnetic motive force) 벡터 f_s^s 는 다음 식과 같이 표현 될 수 있다.

$$f_s^s = f_{as} e^{j0} + f_{as} e^{j-120} + f_{as} e^{j120} \quad (23)$$

또한 공간 벡터 개념은 전류, 전압, 자속과 같은 다른 성분으로 확장될 수 있다.

$$V_s^s = V_{as} e^{j0} + V_{as} e^{j-120} + V_{as} e^{j120} \quad (24)$$

$$\lambda_s^s = \lambda_{as} e^{j0} + \lambda_{as} e^{j-120} + \lambda_{as} e^{j120} \quad (25)$$

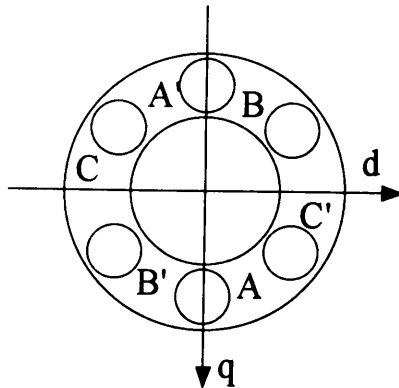


Fig. 7 3 phase 2 pole stator

식(23)의 고정자 mmf를 상전류 i_{as} , i_{bs} , i_{cs} 로 대체하고 오일러 공식과 i_s^s 의 i_{ds}^s , i_{qs}^s 를 채용하여 실제의 상전류의 순시값을 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 i_s^s &= i_{as} [\cos(\theta) - j \cdot \sin(\theta)] + i_{bs} [\cos(\theta - 120) + j \cdot \sin(\theta - 120)] \\
 &\quad + i_{cs} [\cos(\theta + 120) + j \cdot \sin(\theta + 120)] \\
 &= i_{as} - \frac{1}{2} i_{bs} - \frac{1}{2} i_{cs} + j \left(\frac{\sqrt{3}}{2} i_{bs} - \frac{\sqrt{3}}{2} i_{cs} \right) = i_{ds}^s + i_{qs}^s \quad (26)
 \end{aligned}$$

여기서 $i_{as} + i_{bs} + i_{cs} = 0$ 을 도입하면 다음 식과 같이 정지 좌표계로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} i_{ds}^s \\ i_{qs}^s \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2}{3} & -\frac{1}{3} & -\frac{1}{3} \\ 0 & \frac{1}{\sqrt{3}} & -\frac{1}{\sqrt{3}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{as} \\ i_{bs} \\ i_{cs} \end{bmatrix} \quad (27)$$

f_s^s 가 $\omega t = 60^\circ$ 만큼 회전하였다고 가정하고 f_s^s 에 따라 회전하는 f_{ds}^e 와 f_{qs}^e 가 있다고 가정하면 $f_{ds}^e = f_{ds}^s e^{j\alpha t}$ 로 나타낼 수 있다. 마찬가지로 V_s^s , i_s^s , λ_s^s 각각 동기 좌표계로 표현이 가능하다.

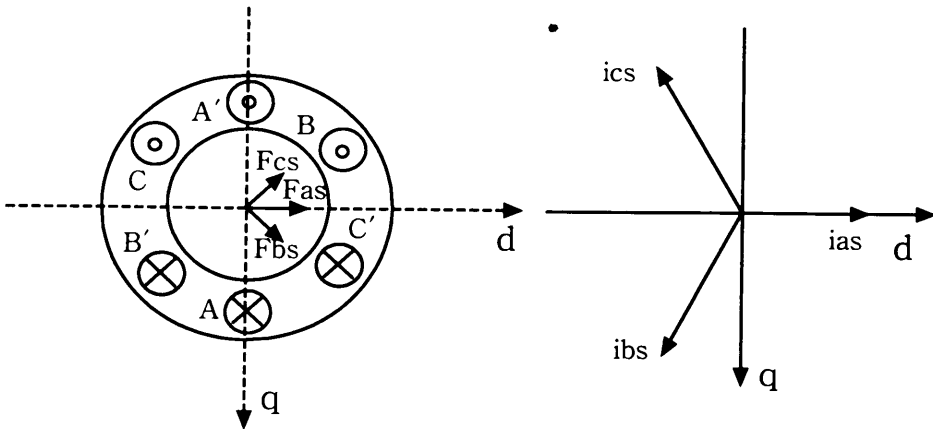


Fig. 8 Stator mmf vectors

식(24)를 dq성분으로 분리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_{ds}^e + jV_{qs}^e &= (V_{ds}^e + jV_{qs}^e)[\cos(-\omega t) + j\sin(-\omega t)] \\ &= V_{ds}^s \cos(\omega t) + V_{qs}^s \sin(\omega t) + j[-V_{ds}^s \sin(\omega t) + V_{qs}^s \cos(\omega t)] \end{aligned} \quad (28)$$

정지좌표의 동기좌표 변환식은 식(29)와 같으며, 동기좌표의 정지좌표 변환식은 식(30)과 같다.

$$\begin{bmatrix} V_{ds}^e \\ V_{qs}^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & \sin(\omega t) \\ -\sin(\omega t) & \cos(\omega t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{ds}^s \\ V_{qs}^s \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\begin{bmatrix} V_{ds}^s \\ V_{qs}^s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega t) & -\sin(\omega t) \\ \sin(\omega t) & \cos(\omega t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{ds}^e \\ V_{qs}^e \end{bmatrix} \quad (30)$$

유도전동기의 동기좌표 등가회로는 Fig. 9와 같으며 전압방정식은 식(31)과 식(32)와 같은 방식의 정지좌표와 동기좌표의 변환에 의해 식(33)과 식(34)로 나타낼 수 있다(기초전력공학공동연구소, 2000). 여기서 $L_s=L_{ls}+L_m$, $L_r=L_{lr}+L_m$ 을 나타낸다.

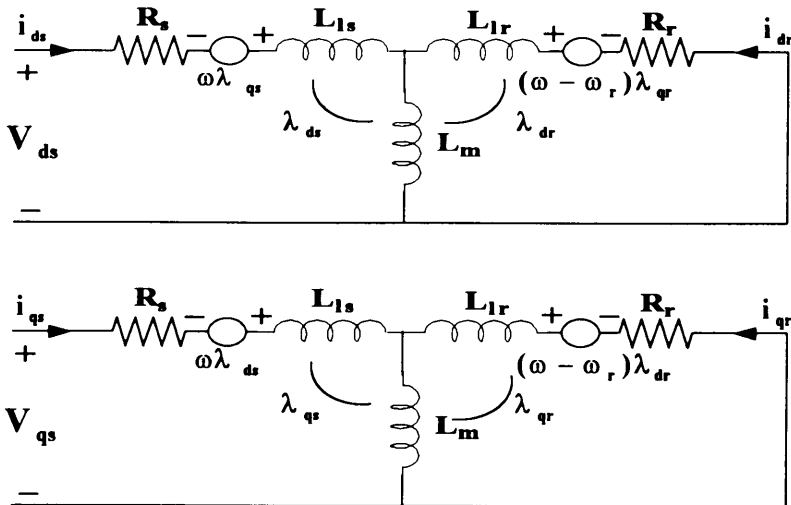


Fig. 9 Equivalent circuit representation of an induction machine in the synchronous rotating reference frame

$$V_{ds}^e = (R_s + pL_s) i_{ds}^e - \omega L_s i_{qs}^e + pL_m i_{ds}^e - \omega L_m i_{qs}^e \quad (31)$$

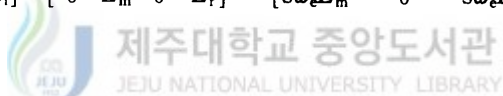
$$V_{qs}^e = \omega L_s i_{ds}^e + (R_s + pL_s) i_{qs}^e + \omega L_m i_{ds}^e + pL_m i_{qs}^e \quad (32)$$

$$V_{dr}^e = pL_m i_{ds}^e - (\omega - \omega_r) L_m i_{qs}^e + (R_r + pL_r) i_{dr}^e - (\omega - \omega_r) L_r i_{qr}^e \quad (33)$$

$$V_{qr}^e = (\omega - \omega_r) L_m i_{ds}^e + pL_m i_{qs}^e + (\omega - \omega_r) L_r i_{dr}^e + (R_r + pL_r) i_{qr}^e \quad (34)$$

따라서 위의 식들은 다음 식과 같은 상태방정식으로 표현된다.

$$\begin{bmatrix} V_{ds}^e \\ V_{qs}^e \\ V_{dr}^e \\ V_{qr}^e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} p + \begin{bmatrix} 0 & -\omega_e L_s & 0 & -\omega_e L_m \\ \omega_e L_s & 0 & \omega_e L_m & 0 \\ 0 & -s\omega_e L_m & 0 & -s\omega_e L_r \\ s\omega_e L_m & 0 & s\omega_e L_r & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{ds}^e \\ i_{qs}^e \\ i_{dr}^e \\ i_{qr}^e \end{bmatrix} \quad (35)$$



유도형 발전기의 입력 및 출력은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{3}{2} \omega_r L_m (i_{qs} i_{dr} - i_{qr} i_{ds}) \quad (36)$$

여기서 $\omega_r = \frac{p}{2} \omega_m$ 이므로 식(36)은 다음 식과 같이 표현된다.

$$P = \frac{3}{2} \frac{p}{2} L_m \omega_m (i_{qs} i_{dr} - i_{qr} i_{ds}) \quad (37)$$

발전기 토크는 전력에 기계적 각속도를 나눈 값이므로 다음 식과 같다.

$$Q_E = \frac{3}{2} \frac{p}{2} L_m (i_{qs} i_{dr} - i_{qr} i_{ds}) \quad (38)$$

또한 속도방정식은 다음 식과 같은 미분방정식의 형태로 나타낸다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \omega_r &= \left(\frac{P}{2J_m}\right)T_e - \left(\frac{P}{2J_m}\right)T_L - \left(\frac{B_m}{J_m}\right)\omega_r \\ &= \frac{3}{2}\left(\frac{P}{2}\right)\left(\frac{P}{2}\right)\frac{L_m}{J_m}(i_{qs}i_{dr} - i_{qr}i_{ds}) - \left(\frac{P}{2J_m}\right)T_L - \left(\frac{B_m}{J_m}\right)\omega_r \end{aligned} \quad (39)$$

4) 시스템의 운동방정식

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

Fig. 10은 풍력발전 시스템의 구성도로서 Fig. 10(a)에서 회전익을 하나의 외팔보로 간주하여 시스템의 간략화 한 도안을 Fig. 10(b)와 같이 나타내었다. 여기서 회전익, 주축, 허브, 그리고 구동부 기어축의 회전중심은 모두 동일한 선상에 있으므로 이들의 관성모멘트들의 합은 식(40)과 같이 J_1 으로 나타내었으며, 종동부 기어축과 발전기 축의 관성모멘트들은 위와 마찬가지로 식(41)과 같이 J_2 로 나타내었다. 단 증속된 기어축의 관성 모멘트는 종동부 기어의 관성모멘트와 발전기의 관성모멘트에 비해 매우 작으므로 무시하였다.

$$J_1 = J_R + J_{g1} + J_{s1} \quad (40)$$

$$J_2 = J_{g2} + J_{s2} + J_E \quad (41)$$

축의 강성이 크기 때문에 비틀림에 의한 영향을 무시하고, 감쇄계수 또한 작으므로 각 기어열의 운동 방정식은 식(42)와 식(43)으로 나타낼 수 있다.

$$J_1 \ddot{\theta} = Q - T_1 \quad (42)$$

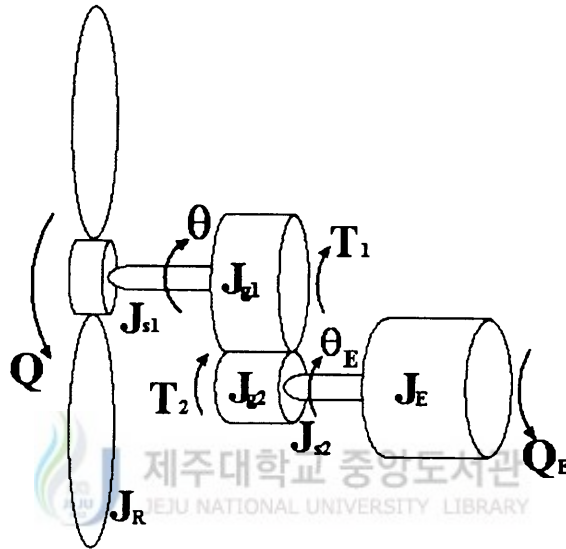
$$J_2 \ddot{\theta}_E = T_2 - Q_E \quad (43)$$

주동·종동 기어의 행한 일은 같고 이송된 회전길이는 같기 때문에 부하 토크는 무시한다. 여기서 $K = \frac{N_1}{N_2}$ 이라 하면 전체 시스템의 운동방정식은 다음 식

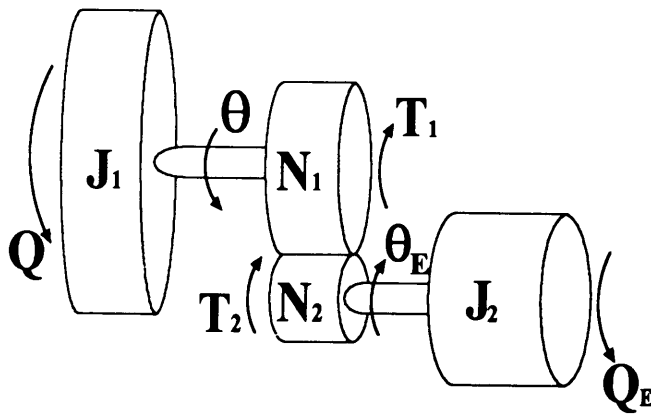
과 같다.

$$\frac{J_1}{K^2} \ddot{\theta}_E + J_2 \ddot{\theta}_E = \frac{Q}{K} - Q_E \quad (44)$$

여기서 $\dot{\theta}_E = \omega_m$ 이다.



(a) Schematic diagram



(b) Approximate diagram

Fig. 10 Wind turbine system

III. 제어기 설계

일반적인 풍력발전 시스템의 에너지 변환과 제어부는 풍속과 각속도의 정보를 받아들여 정격 회전수와 토크를 얻을 수 있도록 회전익의 피치각을 제어하는 피치 제어부와 회전자로부터의 에너지를 발전기로 전달하고 발전기가 정격상태의 회전수를 유지할 수 있도록 증속하여 주는 동력전달 장치부가 있고, 변환된 기계적 에너지를 전기적 에너지로 변환하여 주는 장치인 발전부 등이 있다. 따라서 전체 시스템의 제어를 위해서는 회전익의 피치각을 제어할 수 있도록 유압제어의 설계와 회전익의 속도를 제어하여 출력을 제어할 수 있도록 컨트롤하는 출력 제어기의 설계가 필요하다(Siegfried, 1998).

1. 유압 제어기 설계

식(20)에서 F_L 은 풍차날개에 발생한 축방향으로 발생하는 힘에 의한 것으로서 이것 역시 Glauert 이론(David 등 1987)에 의하면 상당히 복잡한 비선형이다. 그러나 유압작동기의 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 영향이 사라지도록 제어기를 설계하고자 한다. Fig. 11은

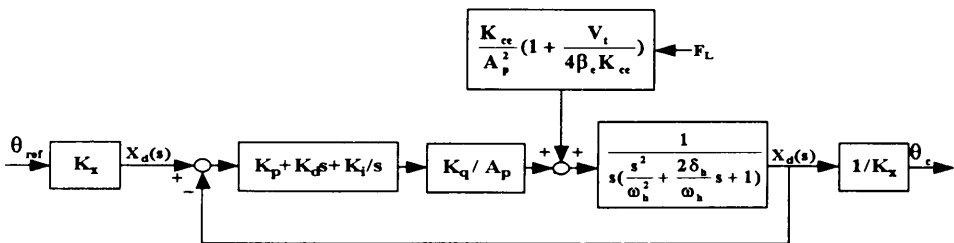


Fig. 11 Block diagram of the hydraulic control system

PID 제어를 부착한 유압시스템의 블록선도이다.

K_x 는 피치각과 유압피스톤의 변위의 관계를 나타내는 비례상수이다. F_L 을 외란으로 간주하여 무시하며 유압실린더의 실제 물성치를 대입하고 설계의 편이를 위하여 식(20)을 2차로 근사화하여 입력전압에 대한 피스톤의 변위를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{X_p(s)}{V_d(s)} = \frac{232.56}{s^2 + 59.3s + 232.56} \quad (45)$$

따라서 기준 변위 입력 X_d 와 출력 변위 X_p 에 대한 전달함수는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{X_p(s)}{X_d(s)} = \frac{232(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s^3 + (232 K_D + 59) s^2 + 2321 K_P s + 232 K_I} \quad (46)$$

풍력시스템에 비해 빠른 유압시스템의 응답을 얻기 위해 단위 계단응답 조건을 $t_r \leq 0.2$, $t_s \leq 0.5$, $M_p \leq 0.2$ 로 하여 극배치법을 이용하여 이득을 조정한 결과 PID제어기의 각 계수들을 $K_p = 39.233$, $K_i = 510.03$, $K_d = 0.4995$ 를 얻었으며, Fig. 12에 그 결과를 나타내었다. 그림에서 오버슈트는 0.185정도이고, 정착 시간은 약 0.2초이다.

Fig 13은 이 시스템에 단위 계단 외란이 작용했을 때의 응답으로서 최대 크기가 0.0013 정도이고 0.2초 이내에 외란의 영향이 사라짐을 알 수 있다. 또한 예상치 못한 외란 F_L 에 대한 시스템의 상대 안정도를 알아보기 위하여 외란에 대한 보드선도를 구한 결과 Fig. 14와 같았다. 그림에서 이득여유는 86db, 위상여유는 89도 정도로서 충분한 상대안정도가 보장된다고 사료된다.

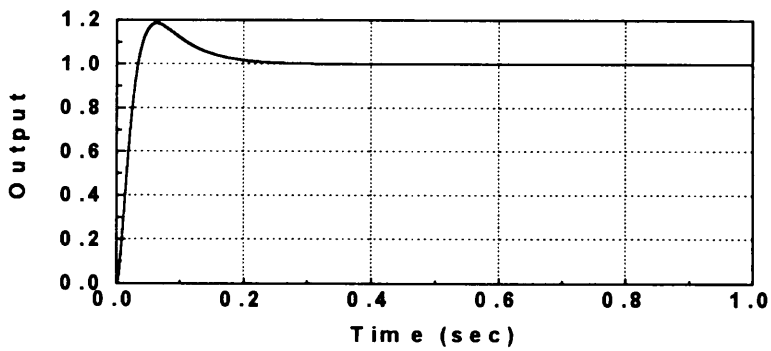


Fig. 12 Unit step response of the hydraulic system

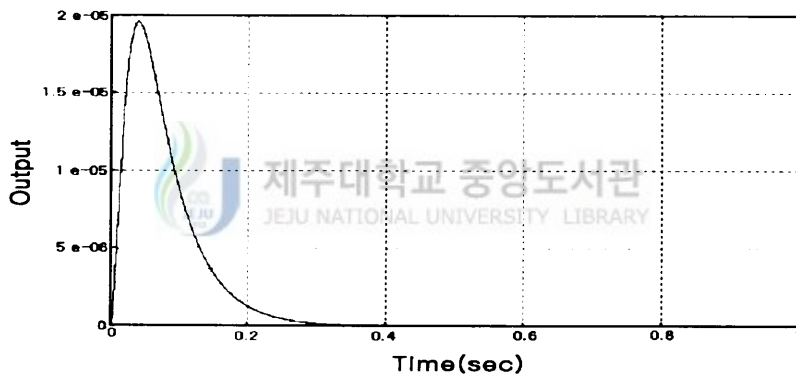


Fig. 13 Response of the hydraulic system to a unit step disturbance

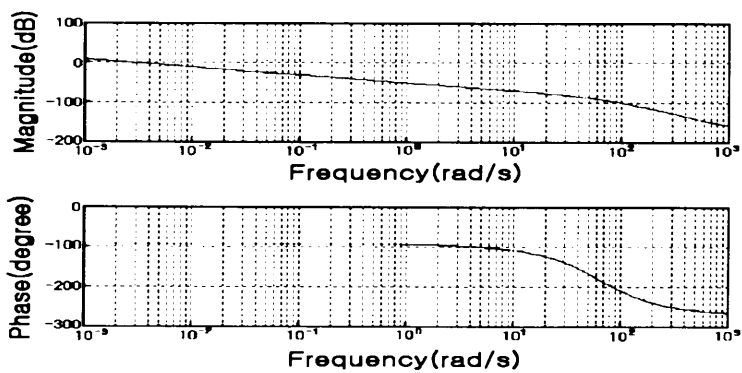


Fig. 14 Bode plot of system from disturbance

2. 출력 제어기설계

제어기 설계는 시스템의 입력부에 불안정한 입력이 가해졌을 지라도 시스템이 원하는 목적의 출력을 낼 수 있도록 하기 위하여 필요하다. 주어지는 기준 입력은 정격출력이며 실제 출력과의 차이를 출력제어기에 입력된다. 이때 입력된 값은 출력과 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 토오크 및 회전수를 조절함으로써 발전기의 출력 전력이 제어된다.

1) 기준 피치각 모델

출력제어에 있어서 기준입력은 출력값이나 실제 제어가 되는 것은 피치각이므로 출력오차 신호로부터의 기준 피치각을 계산하는 모델이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 단순화된 출력 계수 모델을 이용하여 다음과 같이 기준 피치각 모델을 도출하였다. 먼저 출력 계수를 다음과 같이 주속비와 피치각의 함수로 정의한다. 즉,

$$C_p = f(\lambda, \theta) \quad (47)$$

다음으로 정격출력시 동작점에서 주속비와 피치각을 각각 λ_0 , θ_0 로 하고 식 (47)을 동작점에서 선형화 하면 다음과 같다.

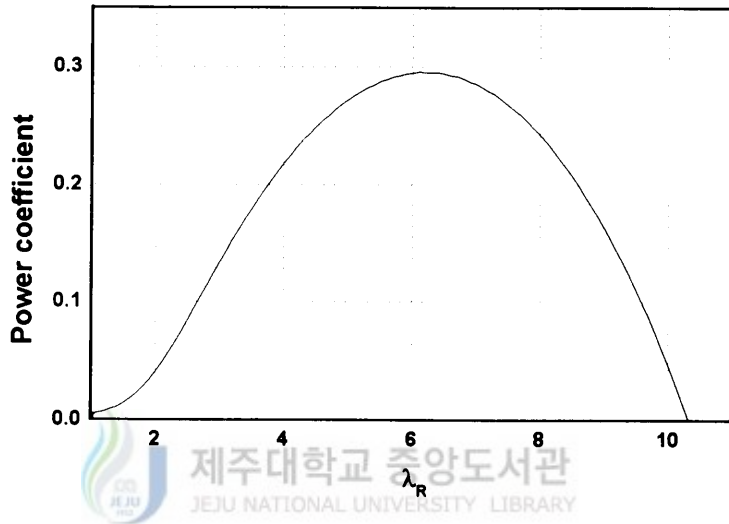
$$C_p = C_p(\lambda_0, \theta_0) + M_0(\lambda - \lambda_0) + M_1(\theta - \theta_0) \quad (48)$$

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

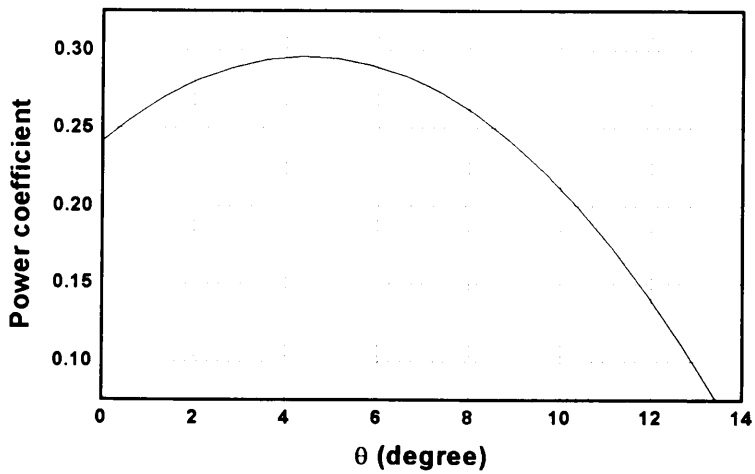
M_0 와 M_1 은 각각 피치각 일정 즉, $\theta = \theta_0$ 일 때 λ 의 변화에 따른 출력 계수곡선과 주속비가 일정 즉, $\lambda = \lambda_0$ 일 때 θ 의 변화에 따른 출력 계수 곡선에서 구할 수 있으며, Fig. 15의 (a), (b)에 각각의 곡선을 나타내었다. 식(47)과 식(48)로부

터 출력을 구하면 다음과 같다.

$$P = \frac{\rho A V_0^3 C_p(\lambda, \theta)}{2} \quad (49)$$



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



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

Fig. 15 Power coefficients in the vicinity of the operating point

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. 16은 피치각이 5°인 동작점에서의 주속비에 따른 출력 계수곡선과 토오크 계수곡선을 나타낸다.

다음으로 토오크-피치각 모델은 식(48)과 식(49)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 출력은 다음 식과 같다.

$$P_c = \{C_{p0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta_c - \theta_o)\} \times \frac{1}{2} B \rho A V_c^3 \quad (50)$$

여기서 C_{p0} 는 $C_p(\lambda_o, \theta_o)$ 를 나타낸다.

또한 현재 상태(V_c , ω_c , λ_c)에서 기준 출력이 되기 위해 필요한 피치각을 θ 라 할 때 발생하는 출력은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \{C_{p0} + M_o(\lambda_c - \lambda_o) + M_1(\theta - \theta_o)\} \times \frac{1}{2} B \rho A V_c^3 \quad (51)$$

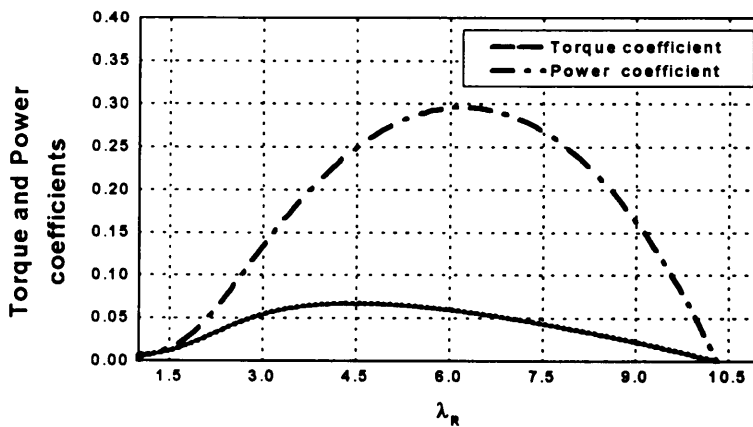


Fig. 16 Torque and power coefficients according to rotor tip speed ratios ($\theta = 5^\circ$)

식(51)에서 식(50)을 빼면 다음과 같은 출력-피치각 관계식을 얻을 수 있다.

$$\Delta\theta = \frac{1}{M_1 \frac{1}{2} B \rho A V_c^3} \Delta P \quad (52)$$

여기서, $\Delta\theta = \theta - \theta_c$, $\Delta P = P - P_c$ 를 나타낸다.

따라서 식(52)를 정리하면 출력 오차에 따른 기준피치각 θ_{ref} 는 다음 식과 같이 계산된다.

$$\theta_{ref} = \theta_c + \frac{2}{M_1 B \rho A V_c^3} \Delta P \quad (53)$$

2) 제어 알고리즘 및 전체 구성도

Fig. 17은 풍력발전 시스템의 정격 출력을 유지하기 위한 출력 제어시스템의 블록선도를 나타낸다. 그림에서 제어기에 입력된 출력 오차는 PID제어기에 입력되어 기준 피치각 모델을 통하여 기준 피치각인 θ_{ref} 로 계산되어 유압제어기에 입력이 되며 유압시스템을 거쳐 실제 피치각인 θ 로 출력된다. 회전의 모델에서는 Glauert이론에 의해, 입력된 피치각과 풍속, 그리고 현재의 각속도에 따라 회전의 토크가 계산되고, 이 값이 증속기를 통하여 동기속도 이상으로 회전하면 풍력발전 시스템에 회전속도가 입력되어 발전기는 출력을 발생하며, 다시 입력측으로 피드백 되어 기준출력과의 오차를 제어기에 입력함으로써 정격 출력상태를 유지할 수 있도록 제어된다.

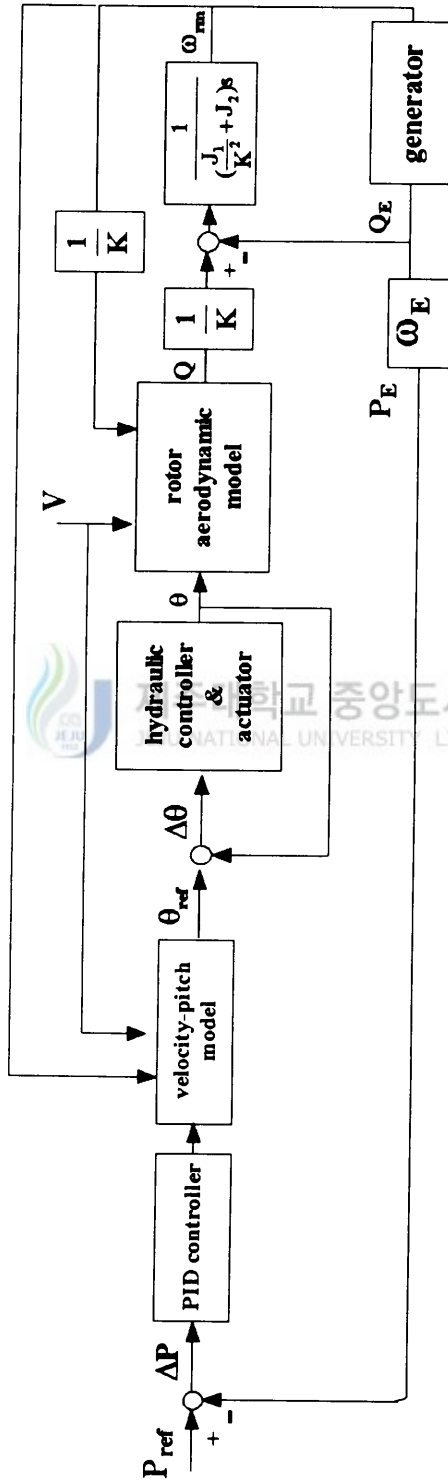


Fig. 17 Block diagram of the power controller

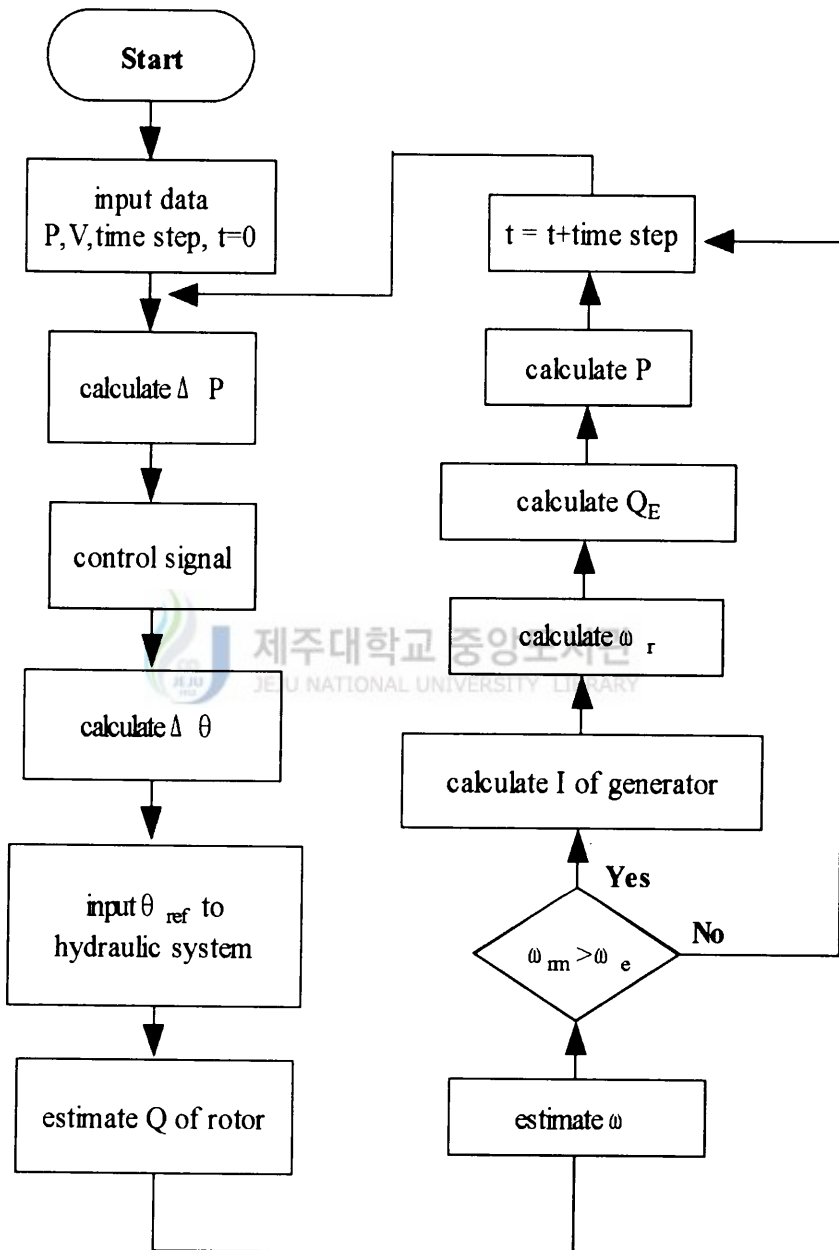


Fig. 18 Flow chart for power control of wind generator system

IV. 시뮬레이션 결과

이상과 같이 설계된 제어시스템의 성능을 분석하기 위해 다양한 풍속에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 기준입력은 정격풍속을 10m/s로 하여 이때 회전익의 최대 출력과 발전기의 정격출력을 고려하여 1500W로 설정하였다. 또한 시스템의 물성치는 Table 3과 같으며 정격풍속에서 오버슈트의 최소화와 정상상태 도달시간의 단축을 위해 PID이득을 조절한 결과 $K_p=0.1$, $K_d=0.0011$, $K_i=0.0001$ 를 얻었다.

Table 3 Physical parameters of a wind turbine system

Symbol	Value
$\frac{J_1}{K^2} + J_2$	0.1 (kg · m ²)
b	0.013(N · s)
$K(= \frac{N_1}{N_2})$	5
B	2
ρ	1.225 (kg/m ³)
K_x	0.164×10^{-5} (m/deg.)

Fig. 19는 정격풍속을 10m/s, 정격출력 1500W일 때 시스템의 단위계단 응답으로서 최대 오버슈트는 8.9%(134W), 정상상태오차는 0.02% 이내에서 분포하였으며 발전기의 회전수는 정상상태에서 200.6(rad/sec)이었다. 실제의 자연환경에서 풍력발전 시스템의 제어 환경은 풍속의 변화가 심하므로 이러한 조건을 고려한 시뮬레이션은 필수적이라 할 수 있다. 따라서 발전기를 동기속도 이상의 속도에서 회전시킬 수 있는 범위의 풍속에서 삼각함수 형태와 랜덤하게 변하는 경우의 풍속을 조건으로 설정하였고, 이때의 응답을 Fig. 20, Fig. 21에서 나타내었다. Fig. 20의 경우 출력은 정상상태에서 사인파 형태와 비슷한 오차가 발생하고 있으나 오차의 범위는 2%미만으로서 실제 풍속은 1초 단위로 심하게 변하지 않는

다는 점을 고려하면 사인파의 풍속에서도 안정된 출력을 유지하고 있다고 사료된다.

Fig. 21은 풍속이 초당 2회 이상의 급격한 변화가 이루어지는 악조건상의 풍속을 모사한 경우이다. 이때의 풍속의 분포는 최대 12m/s에서 최소 9.8m/s까지 분포하며 기준입력은 1500W로 설정이 되어있다. 정상상태에서의 오차는 2.2%(최대 33W) 이내에서 분포하며 발전기의 회전속도는 200.6-200.7rad/s 사이에서 분포하고 있으며 풍속의 변화가 심한 점을 감안하면 양호한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.

이상과 같이 풍속의 변화에 따른 풍력발전 시스템의 출력제어를 시뮬레이션한 결과 정격풍속 이상의 풍속에서도 시스템의 출력은 오차 범위가 $\pm 2.2\%$ 범위 내로서 안정적으로 유지함을 알 수 있다.



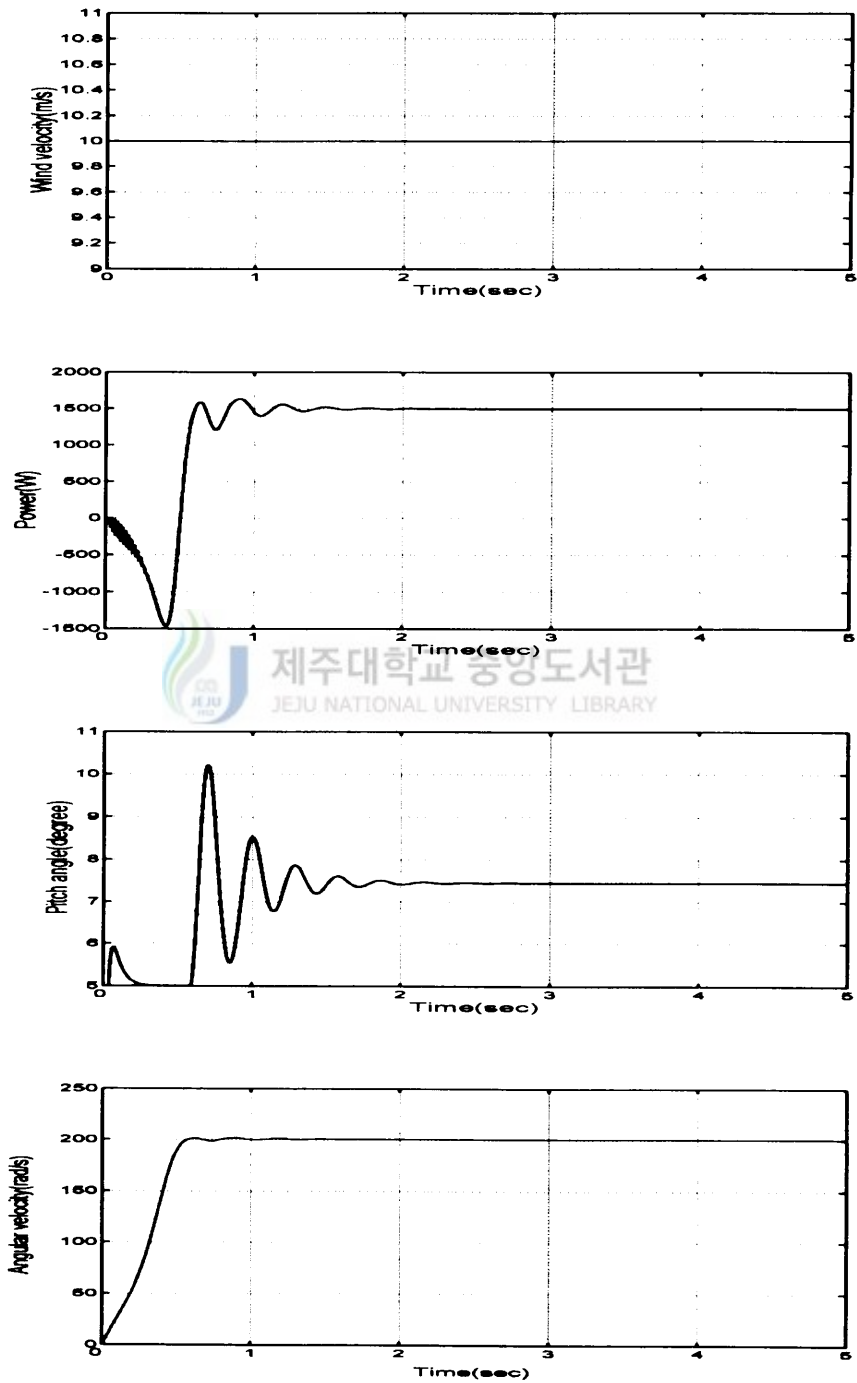


Fig. 19 System response($V=10\text{m/s}$)

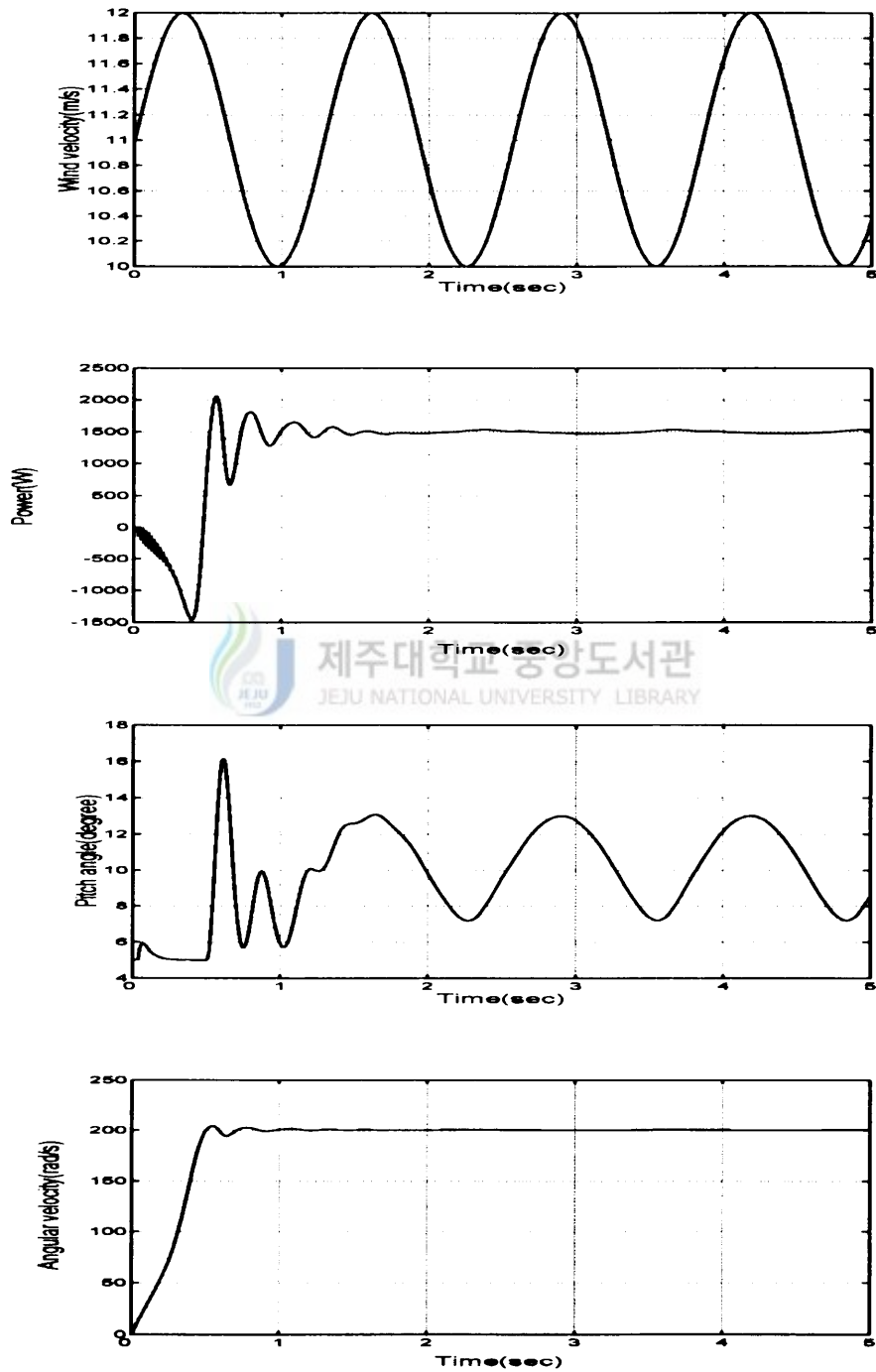


Fig. 20 System response($V=(10+\sin t)$ m/s)

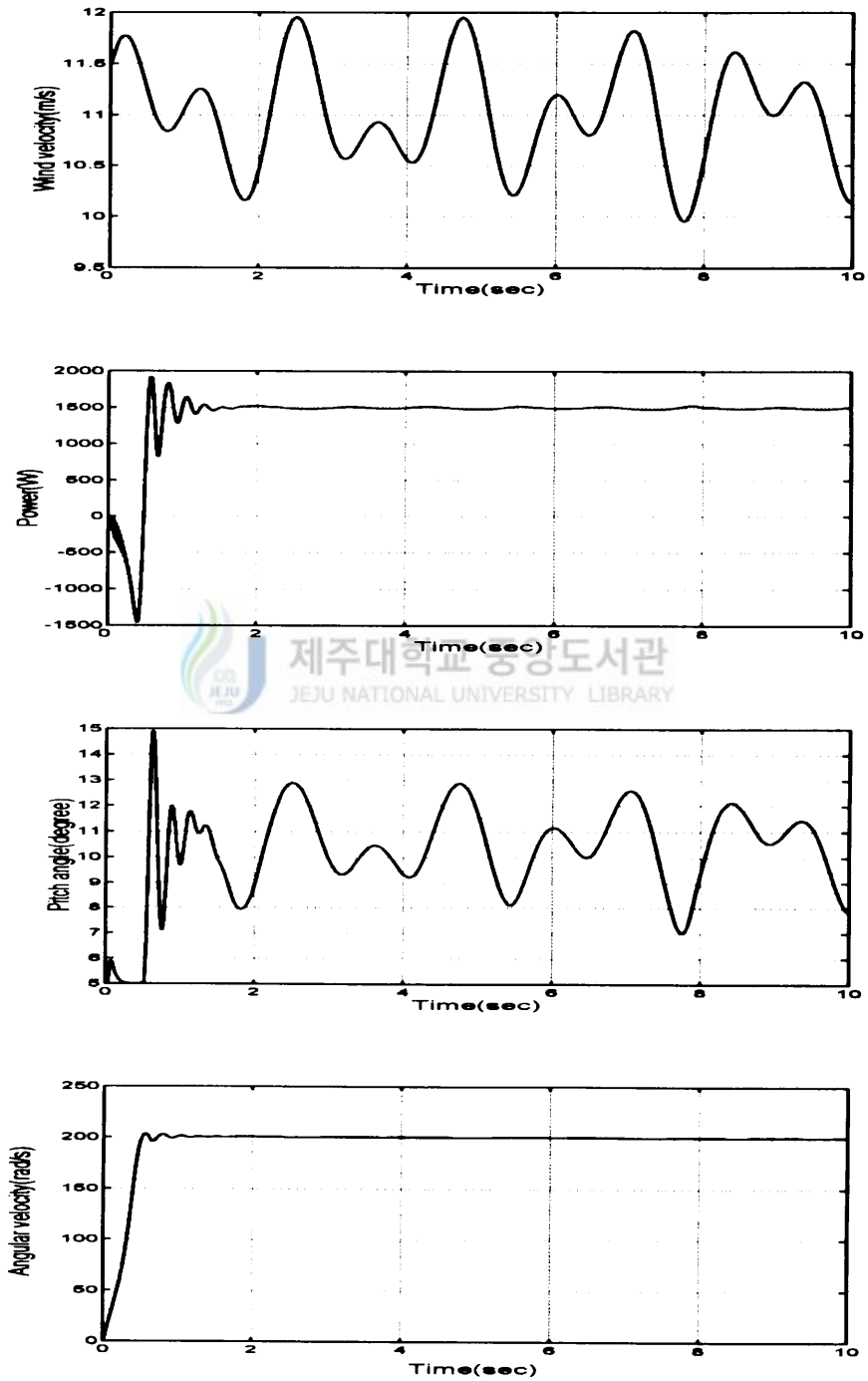


Fig. 21 System response(V=random)

V. 결 론

자연상태에서의 풍속은 특성상 시간에 대한 변화의 폭과 범위가 상당히 불규칙한 경향을 가지고 있다. 이로 인해 회전익을 이용해 발전시스템을 구동하기 위해서는 피치제어를 통한 회전속도와 발생 토크의 제어가 필수적이다. 본 연구에서는 풍력발전 시스템의 출력제어 알고리즘에서 출력 오차에 따른 기준 피치각을 구하기 위해, 일반적으로 회전익에서 발생하는 토크를 풍속과 각속도, 그리고 피치각에 대한 심한 비선형으로서 일반적으로 동작점 부근에서 선형화 하여 제어를 설계하는 방법 대신 각 구성 요소별 모델을 기초로 전체 시스템의 모델을 유도하여, 출력 오차에 따른 기준 피치각 모델을 제안하고, 이를 바탕으로 제어 알고리즘을 도출하여 시뮬레이션으로 그 성능을 검증하였다.

발전기는 구조가 간단하여, 보수와 유지가 용이하고 타 발전시스템과 연계하여 사용하기 용이한 발전시스템을 구상하는 것을 목표로 유도형 발전기 채택하여 그 특성을 세밀하게 모델링하여 모사 하였다. 또한 출력을 실시간으로 제어하기 위해 풍속, 각속도 및 피치각을 고려한 단순화된 출력 모델을 도출하였다. 이를 바탕으로 풍력발전 시스템의 출력 제어알고리즘에서 출력 오차에 따른 기준 피치각을 구하기 위해 회전수와 피치각의 관계 모델을 도출, 출력 제어알고리즘을 제안하였다.

끝으로 제안된 유압제어 방식과 출력제어 알고리즘을 이용하여 시뮬레이션으로 검증한 결과 정격풍속 이상의 풍속과 급격히 변화하는 풍속에 대해서도 정격 출력에서 $\pm 2.2\%$ 이내에 유지되어 충분한 안정성을 가지고 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- Abbott, I. H. and Von Doenhoff, A. E., July, 1949, "Theory of Wing Sections, Including a Summary of Airfoil Data", Newyork: Dover Publications Inc.
- Bindner, H. and Madsen, P. H., March 1993, "Active Pitch Control : The Controllers Influence on Performance and Loads of a Wind Turbine", European Community Wind Energy Conference, pp. 481-484.
- 부성환, 임종환, 허종철 외, 1999, "풍력발전 시스템의 회전익 피치제어에 관한 연구", '99 제2회 에너지기술 학술진흥사업 Workshop논문집, pp.10-15.
- David, M. Eggle stomn and Forrest, S. Stoddard, 1987, Wind Turbine Engineering Design, Van Nostrand Reinhold Company Inc.
- Estanqueiro, A. I., Ferreira de Jesus, J. M., Gil Saraiva, J. A., 1991, "WECS Unsteady Power Output Simulation," Wind Energy : Technology and Implementation, Amsterdam EWEC '91, pp. 618-622.
- Hashidate, M, 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.
- Herbert, E. Merrit, 1967, Hydraulic Control Systems, John Wiley and Sons Inc.
- 허종철 외, 1998, 제주도내 풍력발전단지 종합건설 계획수립에 관한연구, 제주도.
- Golding, E. W. and Harris, R. I., 1977, "The Generation of Electricity by Wind Power" , E. and F.N. Spon Ltd., London.
- Griffiths, R. T., 1977, "The effect of aerofoil characteristics on windmill performance", Aeronautical Journal. pp. 322-326.
- 강상수, 1997, 풍력발전시스템의 피치제어 시뮬레이션, 제주대학교 석사학위논문.
- 기초전력공학공동연구소, 2000, 하계교육강좌, pp. 3-2-3-13.
- 김광호, 이춘식, 1992. 6, 소형 수평축풍차 및 풍력발전시스템 개발에 관한 연구, 한국전력공사기술연구원, KRC-89G-T09.

- 김현득 외, 1977, 유압공학 핸드북, 대광서림.
- 권육현, 1996, CEMTool을 활용한 실용 자동제어, 청문각.
- 이춘식, 김광호, 1990. 12, 소형 수평축풍차 및 풍력발전시스템 개발에 관한 연구, 한국전력공사기술연구원, KRC-89G-T09.
- 임중환, 강상수, 허종철, 강승균, 1999, “ 풍력발전시스템의 피치제어 시뮬레이션”, '99 춘계 동력기계공학회 학술회의 논문집, pp. 292~297.
- Novak, P., Ekelund, T., Jovik, I., and Schmidbauer, B., 1995, “Modeling and Control of variable - speed Wind - turbine Drive - System Dynamics,” IEEE control systems, Vol. 15, No. 4, pp. 28-38.
- 박경호 외, 1995, 풍력발전 유망지역의 풍력자원 정밀조사(I), 한국에너지기술연구소, KIER-951129.
- Siegfried Heier, 1998, “Grid Integration of Wind Energy Conversion System”, John Wiley & Sons Ltd, pp. 17-19, 120-121.
- 신동열, 김건훈 외, 1987, 소형 풍력발전 기술개발, 한국동력자원연구소, KE-87-3.
- van Engelen, T. G., March 1993, “A case study on an easy definable operating high speed control and safety system”, European Community Wind Energy Conference.
- 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.

감사의 글

2년이란 시간 내내 곁에 자리잡은 창문 밖에는 눈을 대신한 비가 내리고 있습니다. 맑고 평화로운 하늘보다는 쉼 없는 변화를 느끼게 하는 흐린 하늘이 좋았습니다. 어차피 편한 삶이 지루하다면 아름다움으로 바라 볼 수 있게 된 행운을 저기 말없이 조용한 창문이 일깨워주었습니다.

언제나 고마움의 말을 전해드리고 싶었던 임종환 교수님, 스승님으로서, 때로는 형님의 모습으로서 모자람이 많았던 저를 끝까지 보듬어 주신 은혜, 제자로서의 도리를 다하는 모습으로 보답하고 싶습니다.

올바른 교육자로서의 모습을 보여주신 고장권 교수님, 따뜻한 격려의 말을 아끼지 않으셨던 권기린 교수님, 미국에 계시기에 직접 뵙 수는 없지만 편안하게 제자를 대해주셨던 김귀식 교수님, 보잘 것 없는 논문에 깊은 관심을 보여주시고 칭찬을 아끼지 않으셨던 허종철 교수님, 안으로 밖으로 많은 도움을 주시는 털털한 웃음이 매력적인 현명택 교수님, 학부생 시절부터 많은 가르침과 관심을 가져 주신 정동원 교수님, 연구하는 모습이 아름다운 조경호 교수님, 언제나 밝은 미소로 제자를 대해주시는 최경현 교수님께 고개 숙여 감사를 드립니다.

대학원 생활 내내 동기로서 부대끼며 동고동락을 한 병수, 실험실 만형으로서 믿음직한 모습으로 후배들을 돌봐주신 승균이형, 딸의 재롱에 행복에 겨운 성환이형, 후배로서 때로는 친구로서 많은걸 같이했던 상철이, 노력하는 모습이 보기 좋은 승용이, 도전의식이 강한 기범이, 바쁜 와중에도 항상 웃으며 많은 도움을 주었던 경부형, 그리고 훈기형, 상용이, 유체역학 실험실의 상필이형, 창수형, 윤석이, 승현이, 열전달 실험실의 동원이형, 양훈이형, 혁진이, 석우, 재료역학 실험실의 명범이형, 용이형, 소성가공 실험실의 형일이형, 열공학 실험실의 남훈이 모두 학업에서 혹은 사회에서 좋은 성과를 얻을 수 있길 바랍니다.

그리고 항상 배고프지 않느냐고, 주린 배를 채워주었던 좋은 친구 행수와 강호, 성남, 창진, 정현, 회종이, 형제로서의 깊은 사랑을 베풀어준 누나와 말썽꾸러기지만 언제나 귀여운 동생 민범이에게 보답 할 수 있는 기회가 있길 바랍니다.

언제나 묵묵히 아들의 모습을 지켜봐 주신 아버님과 어머님. 고생스러운 삶 속에서도 안스러운 눈빛으로 모든 걸 베풀어주신 은혜가 있기에 지금 이 자리까지 올 수 있었던 것 같습니다. 이 논문이 자그마한 결실을 맺을 수 있다면 누구보다도 부모님의 몫이라고 생각합니다. 끝으로 언제나 가슴속에 남아있을 연인 미숙이에게 그 동안의 삶의 일부를 전하고 싶습니다.

창문너머로 어렵듯이 많은 사람들의 얼굴이 스쳐가지만 이내 새로운 시간들의 변화가 다가옴을 느낍니다. 또다시 다가오는 벽찬 미래엔 지금보다 더욱 나은 모습으로 삶을 살아가는 모습을 보여드리도록 하겠습니다.

새해를 맞이하는 어느날.

