

비례제어밸브를 이용한 유압모터 부하계의 마찰토크 해석

Friction Torque Analysis of a Hydraulic Motor-Load System using Proportional Control Valve

유환신*, 박형배**

Hwan-Shin Yu*, Hyung-Bae Park**

요 약

본 논문에서는 유압 비례 제어 밸브로 구동되는 유압모터 부하계에 존재하는 정지마찰토크와 점성마찰토크를 해석하였다. 이에 기초실험으로 유압시스템의 에너지인 압력과 유량에 대한 특성실험을 수행하였고, 공압 브레이크 시스템을 이용하여 브레이크 압력의 변화를 인가하여 마찰토크의 변화를 실험하였다. 비선형마찰과 선형마찰에 대한 해석은 유압 시스템의 마찰특성에 대하여 수행하였다.

Abstract

In this paper, The static friction torque and viscous friction torque including hydraulic motor-load system driven by hydraulic proportional control valve analysis. The basic experimental was performed toward characteristic in pressure and flow rate in hydraulic system energy. The variable of friction torque was experiment on brake pressure variable using pneumatic brake system. The analysis of nonlinear friction and linear friction was performed toward friction characteristic of hydraulic system.

Key words : 정지마찰토크(static friction torque), 점성마찰토크(viscous friction torque), 유압모터 부하계 (hydraulic motor-load system), 비선형 마찰(nonlinear friction), 선형 마찰(linear friction)

I. 서 론

유압모터-부하계는 큰 출력토크와 외력에 대한 강인성을 가지고, 실시간 응답특성이 빠른 장점이 있다. 이러한 유압모터-부하계 시스템을 이용한 제어에는 각변위 제어, 각속도 제어, 각가속도 제어, 그리고 토크 제어로 나눌 수 있다. 응용분야로는 안테나, 레이더, 포신의 추적 제어, 공작 기계의 이송 제어, 그리고 연속 경로 제어용 로봇 등 광범위한 분야에서 응용되고 있다.

이에 대한 해외 연구로서 Konishi[1]는 적응 제어 기법을 이용한 공압 모터의 각속도 제어에 관하여 연구하였다. Maeda[2]는 고속 유압 터보 모터에 관한 각속도 제어에 대하여 연구하였다. Konami[3]는 전기 유압 서보시스템의 개선된 동적 특성에 관하여 연구하였다. 그리고 Tanaka[4]는 정용량형 유압 펌프가 장착된 에너지 고정형의 전기유압 서보시스템의 각속도 제어에 관하여 연구하였다.

국내의 연구 동향으로는 Sung[5]은 모델 기준 적응 제어에 의한 전기 유압 서보시스템의 속도 제어에 관

* 호원대학교 자동차기계조선공학부(Howon University)

** 경기공업대학 자동차과(Kyonggi institute of technology)

· 제1저자(First Author): 유환신

· 교신저자(Corresponding Author): 박형배

· 투고일자 : 2010년 9월 14일

· 심사(수정)일자 : 2010년 9월 15일 (수정일자 : 2010년 10월 25일)

· 게재일자 : 2010년 10월 30일

하여 연구하였다. Lee[6]는 고속 전자밸브 PWM (Pulse Width Modulation) 제어에 의한 유압 구동식 선박용 축 발전장치의 정속 제어에 관하여 연구하였다.

본 연구에서는 유압 비례 제어 밸브로 구동되는 유압 모터·질량 부하·마찰 부하 시스템을 제어대상 플랜트로 설정하고, 이 시스템에 대한 수학적 모델링을 한 후에 시뮬레이션과 실험으로 정특성과 동특성을 파악하고 시스템의 안정성에 대하여 검증하였다. 제어기로는 비례미분적분 제어기를 이용하였고, 유압 모터의 속도 제어에 대한 연구를 수행하고자 한다. 유압모터의 속도를 측정하기 위하여 유압 모터 부하계의 축 끝단에 Tachometer Generator를 설치하였고 흡입구와 토출구의 압력을 측정하기 위하여 각각에 압력센서를 부착하였다. 제어기인 컴퓨터와 플랜트인 유압서보 시스템과의 인터페이스는 데이터 획득 보드를 이용하였다.

II. 유압모터-부하계의 동역학적 모델링

2-1 유압모터-부하계의 구성요소

유압모터-부하계의 구성은 유압원, 유압 비례제어 밸브, 유압모터, 그리고 부하계(Load system)로 Fig. 1 과 같이 구성되어 있으며, 에너지 전달체계는 원동기를 통한 기계적인 에너지가 유압시스템을 통하여 다시 기계적인 에너지로 만들어진다. 본 논문의 시뮬레이션 모델은 각각의 요소들에 대한 기본적인 방정식들을 기초로 하여 구성하였고, 유압모터 변위 제어시스템의 구성요소들을 단일 시스템 요소(lumped system components)로 나누어 설계하였다.

2-2 기어 펌프

유압펌프는 유압시스템 구성에서 주요소로서 기계적인 에너지를 유체의 압력에너지로 변환하는 장치이다. 본 논문에서는 기어펌프를 사용하였고, 유압펌프에서 발생하는 압력은 릴리프 밸브에 세팅된 압력으로 일정하다고 생각하고 모델링하였다.

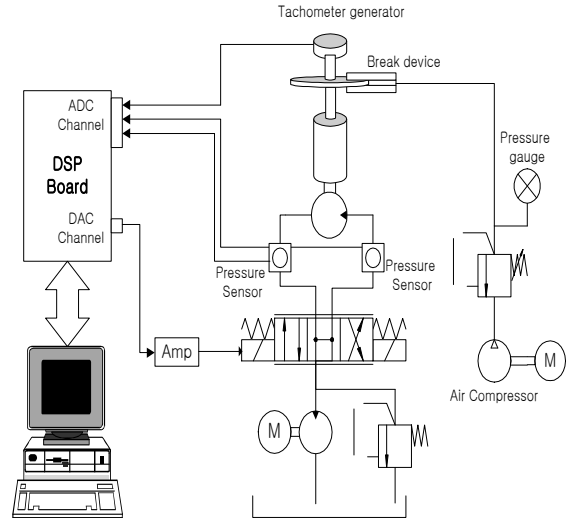


그림 1. 유압비례제어시스템의 계략도
Fig. 1 A schematic diagram of the hydraulic proportional speed control system

2-3 유압 비례제어 밸브

유압비례 제어밸브의 유량특성은 전류와 전압의 관계로서 나타낼 수 있다. 다음과 같은 베르누이 방정식에 의하여 구할 수 있다.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (1)$$

여기에서 $V_1 \ll V_2$, P_1 은 P_2 보다 크다고 가정하여 전개하면 다음과 같이 유도된다.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (2)$$

식(2)를 연속 방정식에 대입하여 유량과 압력의 관계식으로 유도하면 다음과 같다.

$$Q = A V = A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (3)$$

여기에서 면적(A)는 비례제어밸브에서 입력전류에 따르는 스펴의 비례적인 열림 상태로 고려하여 식을 전개하면 다음과 같다.

$$Q = C_q w(u+x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_2} \quad (4)$$

식(4)를 입력전류에 따르는 관계식으로 다시 정리하면 다음과 같이 유도된다.

$$Q = K_f v_e \sqrt{P_1 - P_2} \quad (5)$$

본 논문에서 모델링에 사용되는 관계식으로 식(5)를 정리하면 다음과 같이 표현된다. 비례 방향 제어 밸브의 동적 모델링은 앞에서 전개된 식(5)에 의하여 다음과 같이 유량관계식을 정리할 수 있다.

$$Q_1 = K_f v_e \sqrt{P_s - P_1} \quad (6)$$

$$Q_2 = K_f v_e \sqrt{P_2} \quad (7)$$

식(6)과 식(7)을 스프링의 움직임과 동일하게 공급된 전류를 사용하여 다음과 같이 방정식을 sign 함수를 사용하여 정리할 수 있다.

$$Q_1 = Z_1 K_f v_e \sqrt{|P_s - P_1|} \text{sign}(P_s - P_1) \quad (8)$$

$$Q_2 = Z_2 K_f v_e \sqrt{|P_2 - P_e|} \text{sign}(P_2 - P_e) \quad (9)$$

2-4 라인 관로 모델링

유압 회로에서 일반적인 연속방정식을 이용한 경우에 다음과 같은 기초방정식을 도입한다.

$$\rho_i Q_i - \rho_0 Q_0 = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (10)$$

여기에서 Q_i 는 입력유량이고, Q_0 는 출력유량이다. 그리고 일정한 밀도(ρ)라고 가정하면 다음과 같이 표현된다.

$$Q_i - Q_0 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (11)$$

식(11)의 상태방정식을 밀도/체적 특성과 체적탄성 단순화된 정의를 통합하면 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\beta_e} \quad (12)$$

여기에서 P 는 압력이고, β_e 는 유체의 효과적인 체적탄성계수이다. 식(11)와 (12)에 조합으로 유도된 연속방정식인 식(13)을 구할 수 있다.

$$Q_i - Q_0 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt} \quad (13)$$

식(13)은 시스템 분석에 요구되는 연속방정식이며, 입력유량과 출력유량의 차이는 정상상태 이론으로부터 다음과 같은 두 가지 구성요소에 의하여 얻을 수 있다.

경계 변형 구간 $:\frac{dV}{dt}$ (14)

유체 압축성 구간 $:\frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt}$ (15)

식(15)을 유압 시스템의 라인에 적용하여 유량과 압력의 관계식으로 모델링하면 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$Q_1 = D_m \omega + \frac{V_a}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (16)$$

$$Q_2 = D_m \omega - \frac{V_b}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (17)$$

연속방정식에 의하여 유도된 식(16)과 식(17)을 유도 하였다.

2-5 기어모터의 모델링

본 논문에서는 기어모터를 사용하였다. 뉴턴의 제 2 법칙을 적용하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$D_m (P_1 - P_2) = J_m \frac{d\omega}{dt} + B_v \omega + T_f \quad (18)$$

여기에서 D_m 은 기어모터의 일회전당 토출량 (Displacement), J_m 은 관성모멘트, B_v 는 점성마찰 계수, 그리고 T_f 는 비선형 마찰토크이다.

2-6 유압 시스템의 마찰토크 모델링

식(18)에서 점성마찰과 비선형 마찰토크인 정지마찰과 쿨롱마찰은 Fig.2와 같이 도시되며 식(19)와 같이 표현할 수 있다.

$$T_f(t) = T_s(t) h(t) j(t) + T_c(t) i(t) \quad (19)$$

여기에서 T_s 는 각속도가 0일 때 나타나게 되는 정지마찰토크이고, T_c 는 속도가 0이 아닐 때 나타나게 되는 쿨롱 마찰토크이다.

그리고 $h(t)$, $j(t)$, $i(t)$ 는 각속도와 입력의 범위에 따라 다음과 같이 정의된다.

$$h(t) = \begin{cases} 1 & \text{if } \omega(t) \geq 0 \\ -1 & \text{if } \omega(t) < 0 \end{cases}$$

$$j(t) = \begin{cases} 1 & \text{if } \omega(t) = 0 \\ 0 & \text{if } \omega(t) \neq 0 \end{cases}$$

$$i(t) = \begin{cases} 1 & \text{if } \omega(t) > 0 \\ 0 & \text{if } \omega(t) = 0 \\ -1 & \text{if } \omega(t) < 0 \end{cases}$$

III. 실험 결과

3-1 시스템 특성파악을 위한 기초 실험

유압모터-부하계의 마찰토크해석을 위한 시스템의 파라미터는 Table.1과 같다. 마찰토크 해석을 위하

여 유압모터에 공압식 브레이크를 설치하여 공압의 변화에 의한 브레이크력의 변화를 주어 마찰토크 변화에 대하여 실험하였다.

마찰토크 분석을 위한 기초실험으로 시스템 압력의 변화에 따른 비례제어밸브의 유량변화를 측정하였다. Fig.3과 같이 압력의 상승에 따른 토출유량의 변화를 알 수 있었고, 실제 유압서보 시스템의 에너지를 형성하는 압력과 유량에 대한 변화를 해석하였다.

Fig.4와 같이 유압비례제어 시스템의 마찰토크를 해석하기 위하여 브레이크 압력의 변화에 따른 구동토크와 마찰토크를 실험하였다. 유압모터의 장착된 브레이크 장치의 브레이크력의 변화에 따른 마찰토크의 실험결과는 브레이크력의 증가에 따라 마찰토크의 상승함을 검증하였다.

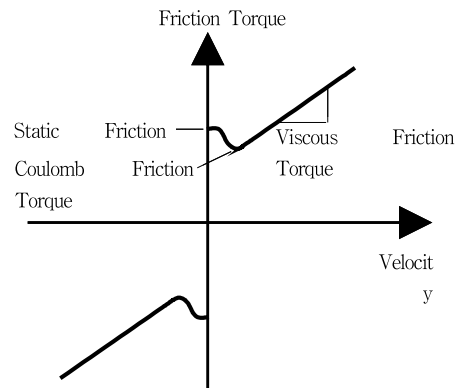


그림 2. 마찰모델
Fig. 2 Friction model

표 1. 유압 요소의 특성
Table.1 Specifications of hydraulic components

Components	Specifications
Hydraulic Pump	$Q_{max} = 14 \text{ l/min}$, $P_{max} = 160 \text{ bar}$
Relief Valve	$P_{max} = 160 \text{ bar}$, $P_{set} = 60 \text{ bar}$
Filter	Mesh size ($5 \mu\text{m}$)
Tachometer Generator	Voltage = $-10 \sim 10 \text{ V}$
Controller	Computer (IBM PC Pentium III)

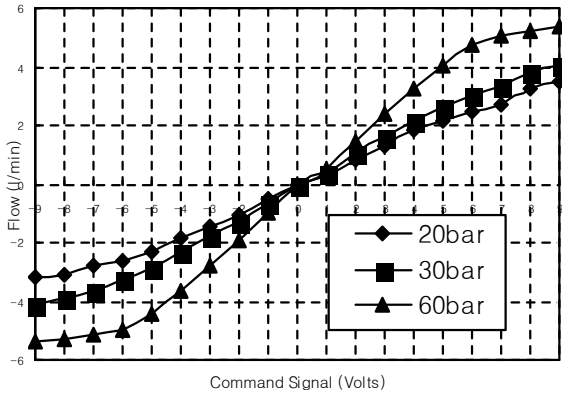
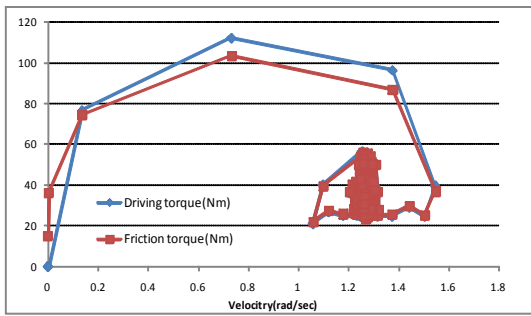
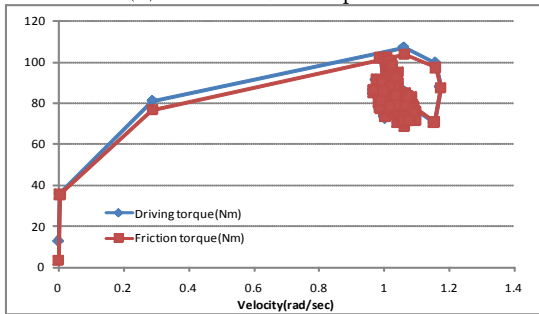


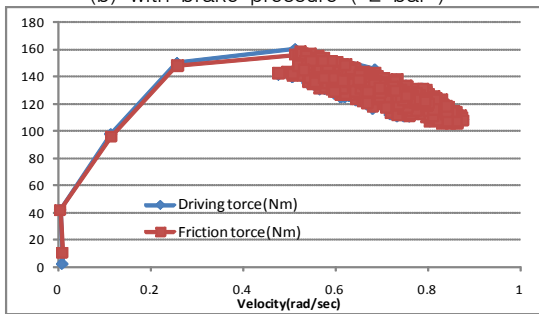
그림 3. 입력 전압에 따른 유량
Fig.3 Flow versus input voltage



(a) 브레이크 압력이 없을 때
(a) without brake pressure

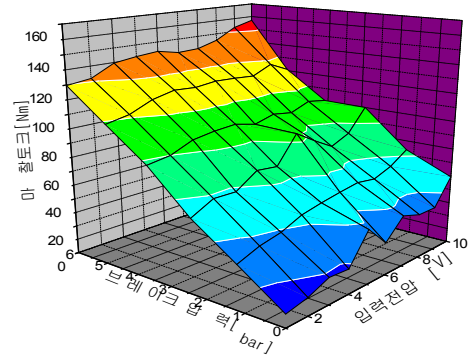


(b) 브레이크 압력이 2 bar 일 때
(b) with brake pressure (2 bar)

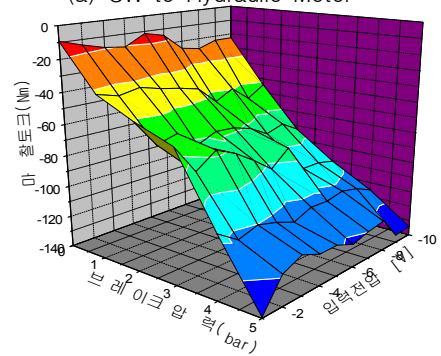


(b) 브레이크 압력이 5 bar 일 때
(b) with brake pressure (5bar)

그림 4. 속도에 따른 구동과 마찰토크
Fig.4 Driving and Friction torque Flow versus velocity.



(a)유압 모터 정회전시
(a) CW to Hydraulic Motor



(a) 유압모터 역회전시
(a) CCW to Hydraulic Motor

그림 5. 입력전압과 브레이크 압력에 따른 마찰토크
Fig.5 Friction torque Flow versus input voltage and brake pressure.

3-2 유압시스템의 마찰토크 특성 실험

마찰토크의 특성을 분석한 결과는 속도가 제로부분에서 비선형마찰인 정지마찰과 쿨롱마찰을 알 수 있었고, 선형마찰특성인 점성마찰토크를 속도의 변화에 따라 점차적으로 상승함을 증명하였다.

유압 모터의 마찰토크 실험결과를 브레이크 압력과 입력전압, 그리고 마찰토크 분석한 결과 Fig.5와 같이 마찰토크는 브레이크력과 입력전압의 변화에 따라 마찰특성을 실험하였다.

실제적으로 마찰특성을 분석한 결과는 입력전압의 변화에 따라 점차적으로 마찰토크가 상승하였고, 공압 브레이크를 이용하여 유압시스템에 브레이크 압력을 인가하면 점진적으로 마찰토크가 상승함을 실험을 통하여 증명되었다.

실험으로 구한 마찰토크 특성실험을 이용하여 유압시스템 입력파형을 사인파를 인가하여 실험한 결과 브레이크 압력의 변화에 따라 응답특성이 떨어

짐을 알 수 있었고, Fig.2에서 고찰한 이론적인 마찰 특성 곡선과 동일하게 실험을 통한 마찰특성 곡성도 Fig.6과 같이 마찰토크 특성의 궤적을 구하였다

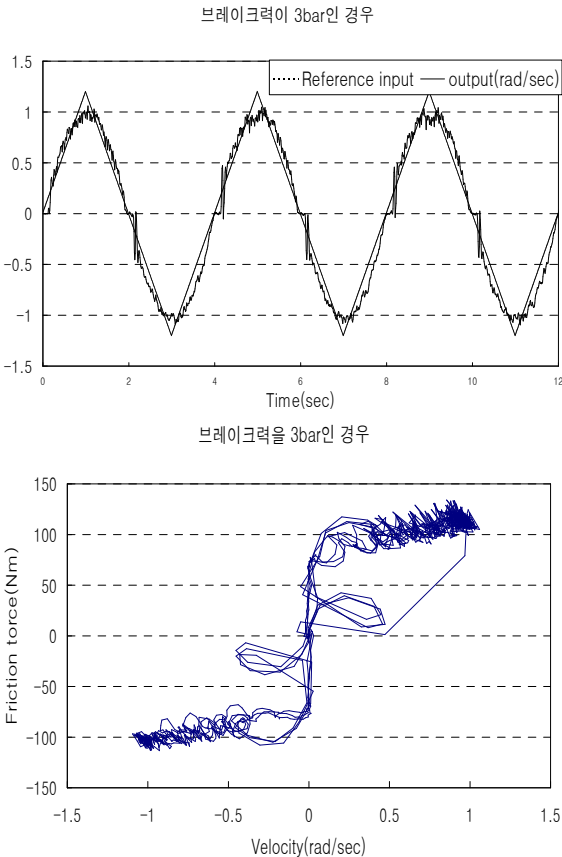


그림 6. 속도와 입력삼각파에 따른 마찰토크
Fig.6 Friction torque versus velocity and input triangle wave.

IV. 결 론

본 논문은 공압 브레이크 시스템을 이용하여 공압의 변화에 따라 브레이크력을 변화하였다. 그리고 비례제어밸브를 이용한 유압모터 시스템에서 마찰토크 실험을 수행하였고, 실제적으로 브레이크력의 변화에 따른 마찰토크에 대한 실험을 통하여 해석하였다.

이에 기초실험으로 유압시스템의 에너지인 압력과 유량에 대한 특성을 분석하기 위해 시스템의 압력의 변화에 따른 토출유량 특성실험을 하여 유체에너지에 대한 파라미터 변화를 분석하였다.

마찰토크에 대한 정확한 궤적을 해석하기 위해서 유압모터에 장착된 공압 브레이크 시스템을 이용하여 브레이크 압력의 변화를 인가하여 실험한 결과로 마찰토크의 변화를 알 수 있었다. 그리고 입력전압과

브레이크 압력의 변화에 따른 마찰토크도 분석하였다.

그 실험결과는 비선형마찰토크인 정지마찰과 쿨롱마찰, 그리고 선형마찰토크인 점성마찰토크에 대하여 알 수 있었다.

브레이크 압력의 변화와 입력전압의 증가에 따라 마찰토크를 측정된 결과는 점차적으로 증가함을 알 수 있었고, 속도가 제로상태에서 정지마찰이 가속초입에서는 쿨롱마찰이 속도가 증가하는 경우에는 점성마찰이 발생함을 알 수 있었다.

앞의 실험을 통하여 얻은 결과를 이용하여 사인파를 입력으로 마찰토크를 분석한 결과는 실험에서 구한 비선형마찰과 선형마찰의 궤적이 잘 분석됨을 알 수 있었다.

이 마찰특성을 제어기 설계 시에 적용하여 구성한다면 비선형 마찰특성 보상에 매우 중요한 파라미터로 적용될 것이다.

향후에는 유압시스템의 비선형특성에 대한 보상방법에 대한 연구를 지속적으로 추진하려고 한다.

감사의 글

본 연구는 2010년도 호원대학교 교내 학술연구비에 의해 조성된 연구로서, 관계부처에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- [1] 相良・大川, *日本機械學會論文集*, 59卷 565号, 1993 pp.2707-2711.
- [2] Canudas de Wit. C., K. J. Åström and K. Braun, Adaptive Friction Compensation in DC-Motor Drives, *IEEE J.Robotics and Automation*, Vol. RA-3, No.6, 1987 pp.681-685.
- [3] Min-Chio Kung & Baxter F. Womack, *Discrete Time Adaptive Control of Linear Systems with Preload Nonlinearity*, *Automatica*, 1984 pp.477-479.
- [4] Landau, I. D. and Lozano, R., 1981, *Unification and Evaluation of Discrete Time Explicit Model Reference Adaptive Design*, *Automatica*, Vol. 17, No. 4. pp.593 ~611.

[5] Goodwin. G. C. and K. S. Sin, Adaptive Filtering Prediction and Control, *Prentice-Hall*, 1984.

[6] John Watton, Fluid Power Systems, Prentice Hall, 1989.

[7] Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Willy & Sons, INC., 1967.

유 환 신 (劉桓臣)



1993년 2월: 동국대학교
전자공학(공학사)
2001년 2월: 국민대학교
자동차공학(공학석사)
2006년 2월: 국민대학교
자동차공학(공학박사)
관심분야 : car electronics

박 형 배(朴亨培)



1993년 2월: 서울산업대학교
기계공학과(공학사)
1996년 2월: 홍익대학교
기계공학(공학석사)
2003년 8월: 홍익대학교
기계공학(공학박사)
관심분야 : 유공압 시스템 제어