

# 터보과급기가 부착된 디젤엔진의 모듈화된 시뮬레이션 모델

## A Modular Simulation Model for Turbocharged Diesel Engines

강 동 헌, 홍 금 식, 이 교 일

(Dong-Hun Kang, Keum-Shik Hong and Kyo-Il Lee)

**Abstract** : A modular programming approach for simulation/control of turbocharged diesel engines is investigated. The MATLAB/SIMULINK, which provides easy construction of various control modules and handy retrieval of objects, is adopted as a programming environment. The mathematical models for diesel engines are utilized from the literature. The object-oriented modules, which represent mechanical parts or theoretical algorithms for engines, are easily transferable to other application programs in the same environment. The simulation model is applied to a 4 strokes diesel engine. Details of the block diagrams of example modules are demonstrated. Finally, a PI controller and a sliding mode controller are applied to the simulator constructed for a typical turbocharged diesel engine.

**Keywords** : diesel engine, control, object-oriented model, MATLAB/SIMULINK, modular programming, turbocharger

### I. 서론

디젤엔진은 가솔린엔진의 lean burn 엔진보다 10% 정도 향상된 열효율을 가지고 있고, 연료자체의 인화점이 높아 화재의 위험이 적다. 또한, 완전연소에 가까운 연소를 하고, 압축비가 높아 고출력이 가능하다는 장점을 가지고 있다. 그러나, 배기가스, 소음 등과 같은 지속되는 공해문제로 말미암아 가솔린엔진에 비하여 그 사용이 활발하지 못한 바, 원료를 전적으로 수입해야 하는 우리나라의 입장에서는 디젤엔진에 대한 보다 적극적인 연구가 필요하다 하겠다. 이미 구미 각국에서는 디젤엔진의 보다 정교한 제어를 통하여 강화되어 가는 배기가스 및 소음 규제를 만족해 가고 있다.

자동차 회사에서는 엔진제어기(현재는 색인(look-up) 테이블이 많이 사용됨)의 개발을 동력계를 통하여 얻은 엔진데이터를 기초로 실차시험을 통하여 완성한다. 그러나, 이러한 방법은 많은 시간과 비용을 필요로 할 뿐만 아니라 특정의 엔진에만 적용되는 제한적인 의미가 있다. 따라서, 다른 종류의 엔진 혹은 엔진의 일부만 바뀌었을 경우에도 새로운 정보를 가지고 처음부터 다시 시험을 해야하는 단점이 있다. 따라서 엔진을 구성하는 요소들의 특성을 파악하여 전체 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 분석하고, 부분적으로 새로운 모델이 개발되었을 때 쉽게 변경된 시스템에 맞는 엔진제어시스템을 개발할 수 있는 방법이 필요하다 하겠다.

터보과급기가 부착된 디젤엔진은 그 수학적 모델이 매우 복잡하고 비선형이다. 개발된 엔진제어기의 제어특성을 시뮬레이션하기 위해 일반적인 프로그래밍 언어(예,

C, FORTRAN 등)를 사용할 경우 관련된 신호의 흐름을 전체적으로 파악하기가 어렵다. 또한, 엔진의 제원이 바뀌거나 제어기의 구조가 바뀔 시에 제3자에 의한 프로그램의 수정은 더욱 어렵다. 이러한 단점을 보완하고자 모듈화 방식의 시뮬레이션 프로그램이 차량시스템에 점차적으로 도입되고 있다[1].

모듈화방식은 시뮬레이션 프로그램의 구성시 전체시스템을 여러개의 부시스템으로 나누고 각 부시스템을 여러개의 모듈(module)로 세분화한 후, 각 모듈들의 입출력 신호들을 상호 연결하여 전체 시스템을 완성하는 방식으로 완성된 모듈을 쉽게 재 사용할 수 있다. 더 나아가, 차량시스템의 다른 부분 즉, 변속기, 현가시스템, 차량동력학 등의 모듈이 별도로 완성되었을 시에도 쉽게 조합하여 보다 큰 시스템으로 확장할 수 있는 장점을 가지고 있다.

본 논문에서는 터보과급기가 부착된 디젤엔진의 비선형 수학적 모델을 기반으로 그래픽 인터페이스와 모듈화 기법을 지원하는 MATLAB/SIMULINK(미국, The MathWorks, Inc.)(11)를 이용하여 엔진시스템의 제원이 바뀌거나 다른 부시스템이 추가될 때 그에 따른 수정이 용이한 시뮬레이션 모델을 구현하고자 한다. 개발된 모델을 사용함으로써 엔진의 동특성을 시뮬레이션 하거나 엔진 ECU(Electronic Control Unit)의 설계에 있어 많은 시간과 비용을 줄일 수 있다.

본 논문의 특징은 다음과 같다. 본 논문에서는 디젤엔진 제어시스템을 구성하는 요소들을 여러개의 모듈들로 세분화하고 세분화된 모듈들을 완성하여, 그 입출력 관계를 규명함으로써 전체시스템을 완성한다. 또한, 완성된 모듈들은 객체 혹은 부시스템으로써 쉽게 다른 블록 혹은 다른 시스템으로 옮겨질 수 있기 때문에, 프로그램의 수정이 매우 용이하며 부분적인 시스템의 수정이 전체시스템이 특성에 어떠한 영향을 미치는가가 쉽게 파악될 수 있다.

접수일자 : 1997. 9. 20., 수정완료 : 1998. 9. 2.

강동헌 : 부산대학교 대학원 지능기계공학과

홍금식 : 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

이교일 : 서울대학교 기계항공공학부

\*본 연구는 1997년도 교육부 학술연구조성비 (기계공학 ME97-D-05)에 의하여 연구되었습니다.

본 논문에서 제안하는 시뮬레이션 기법은 엔진부품 및 해석방법에 대한 다양한 모듈들이 구축되고 이들이 database화 되어 필요시 쉽게 조합하여 시뮬레이션 할 수 있을 때 그 효과는 더욱 커지게 된다. 또한, 차량전체 시스템의 시뮬레이션/제어를 시도할 때 차량의 다른 부분 즉, 변속기, 현가장치, 그리고 차량동역학 등의 모듈이 별도로 완성될 때 이들을 쉽게 종합할 수 있다. 또 다른 응용분야는 dSPACE (독일: The dSPACE GmbH)[10] 환경에서 실시간 시뮬레이션 및 hardware-in-the loop 시뮬레이션을 시도할 때 본 논문의 시뮬레이션 모델이 직접적으로 활용될 수 있다.

본 논문의 II장에서는 엔진시스템을 여러개의 모듈들로 세분화하고 입출력 관계를 규명하여 전체시스템을 완성한다. III장에서는 구현한 시뮬레이션 모델을 이용하여 PI 제어기와 비선형 제어기법인 sliding mode 제어를 설계하고 IV장에서는 제어기와 함께 시뮬레이션한 결과를 가지고 모델의 성능을 각 부모듈별로 고찰해 본다. 마지막으로 V장에서 본 논문의 결론과 향후 연구과제를 제시한다.

II. 디젤엔진모듈

디젤엔진은 같은 제작사에서 동일한 분사방식으로 만들어진 엔진이라도 그 연소실의 안지름 및 행정의 크기에 따라 토크특성 및 배기가스 성분이 크게 차이가 날 수 있다. 본 논문에서는 디젤엔진에서 동력이 발생하는 일련의 과정을 분석하여 엔진이나 해석방법에 있어서 달리할 수 있는 부분을 시뮬레이션 모델상에서 객체(object)로 지정하고, 이들에 대한 다양한 내용을 database로 구축함으로써, 부품을 교환한다거나 해석방법을 바꿀 때 그 성능변화를 쉽게 예측하는데 사용할 수 있는 시뮬레이션 모델을 기술하고자 한다.

본 논문에서는 준정적방식(quasi-steady) 모델[3,5,7,8,9]과 filling and emptying 모델 [5,7,8]이 조합된 mean torque production model [7,8]을 구현하면서 그 과정을

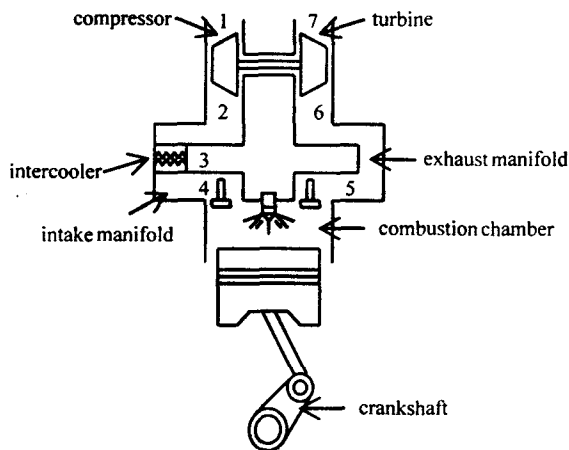


그림 1. 디젤엔진의 구성도.  
Fig. 1. Schematic diagram of a typical turbocharged diesel engine.

자세히 설명하기로 한다. 이 모델은 여러 개의 실험적인 대수방정식과 일차 미분방정식으로 구성되어 있으며, 비교적 간단하면서도 전체 시스템을 잘 나타낼 수 있다. 또한, 대기관내의 동역학, 과정지연등과 같은 비선형 엔진특성을 잘 묘사하고 있으며, 실시간 구현이 가능한 장점을 가지고 있다.

터보과급기가 부착된 디젤엔진의 주요 구성요소는 그림 1과 같다. 압축기와 터빈으로 구성된 터보과급기, 인터쿨러, 흡입다기관, 연소 및 토크생성부인 연소실과 크랭크축, 배기다기관 등으로 구성되어 있다. MATLAB/SIMULINK로 구현한 디젤엔진의 전체블록선도는 그림 2와 같다.

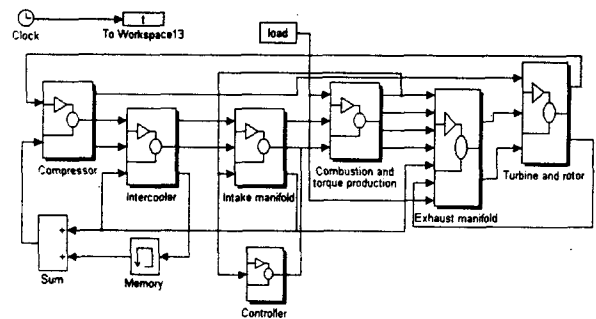


그림 2. 디젤엔진 및 제어시스템의 블록선도.  
Fig. 2. Block diagram of a diesel engine control system.

1. 압축기

과급기는 방출되는 배기가스의 배기 에너지의 일부를 이용하여 터빈을 구동하고 같은 축에 연결된 압축기를 구동하여 흡입공기의 충전효율을 높이는 장치로서, 엔진의 출력 및 회전력의 증대, 연료 소비를 향상과 착화지연을 짧게 하는 특성을 가지고 있다. 그러므로 이러한 과급기의 성능과 엔진자체의 성능이 잘 조화되어야 최적의 엔진성능을 낼 수 있다.

압축기 모델은 정상상태의 성능선도를 통한 준정적방식 모델링 방법을 적용한다. 정상상태의 압축기의 성능은 정적성능곡선의 형태로 이용할 수 있으며 그림 3과 그림 4에서와 같이 터보과급기의 회전속도( $N_{tc}$ )와 압축기 전후의 압력비( $P_2/P_1$ )가 주어지면 압축기를 통과하는 공기유량( $\dot{m}_c$ )과 압축기의 효율( $\eta_c$ )을 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_c \sqrt{T_1}}{P_1} = f_1 \left( \frac{P_2}{P_1}, \frac{N_{tc}}{\sqrt{T_1}} \right) \quad (1)$$

$$\eta_c = f_2 \left( \frac{P_2}{P_1}, \frac{N_{tc}}{\sqrt{T_1}} \right) \quad (2)$$

여기서,  $\dot{m}_c \sqrt{T_1}/P_1$ 은 수정된 압축기 유량이며,  $N_{tc}/\sqrt{T_1}$ 은 수정된 압축기 회전수이다[5,8]. 본 논문에서는 압축기의 정적성능곡선을 색인테이블의 형태로 만들어 이용하며, 압축기의 내부블록선도는 그림 5와 같다. 압축기의 출구온도( $T_2$ )는 압축기효율관계식으로부터 다음의 (3)과 같이 표현된다[5].

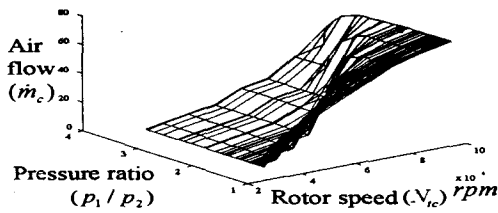


그림 3. 압축기 유량선도.  
Fig. 3. Compressor mass flow diagram.

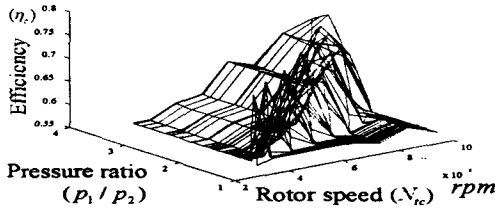


그림 4. 압축기 효율선도.  
Fig. 4. Compressor efficiency diagram.

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \quad (3)$$

여기서,  $\gamma$  는 비열비이다. 또한, 압축기의 토크 ( $T_c$ )는 엔탈피효율 관계로부터 (4)와 같이 유도된다[2,4,5, 7-9].

$$T_c = \frac{30 \dot{m}_c C_{pa}}{\pi N_c} (T_2 - T_1) \quad (4)$$

여기서,  $T_c$ 는 압축기 토크이고,  $\dot{m}_c$ 는 압축기 통과유량이며,  $C_{pa}$ 는 공기의 정압비열이다. 따라서, 다양한 제품의 압축기에 대한 그림 3 및 그림 4와 같은 공기유량선도와 효율선도를 database하여 놓는다면 쉽게 조합하여 시뮬레이션 할 수 있다.

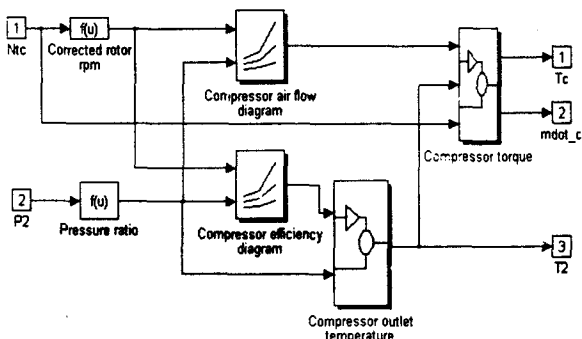


그림 5. 압축기 모듈의 블록선도.  
Fig. 5. Block diagram of a compressor module.

2. 인터쿨러

인터쿨러는 압축기를 통해 압축된 흡입공기가 흡입다기관 상에서 온도상승으로 인하여 공기밀도가 낮아지는 것을 방지하기 위해 설치한 냉각장치로써, 엔진의 출력을 증가시키고 또한 노크현상을 방지할 수 있다. 인터쿨러의 영향은 인터쿨러 효율( $\epsilon$ )과 압력손실( $\Delta P$ )로 나타낼 수 있다. 인터쿨러 효율은 열 교환기의 최대 냉각 온도차에 대한 인터쿨러 통과후 흡입공기의 온도강하비이

고, 압력손실은 인터쿨러 통과전 압력에 대한 압력강하비이다. 인터쿨러 모듈의 내부구조는 그림 6과 같다. 인터쿨러 모듈은 압축기 통과유량( $\dot{m}_3$ )으로부터 압력강하( $\Delta P$ )를 계산하고, 출구온도( $T_3$ )는 효율의 정의로부터 유도되어진 (6)으로부터 구해진다[2,4].

$$\Delta P = K \frac{\dot{m}_3^2}{\rho_3} \quad (5)$$

$$T_3 = T_2(1 - \epsilon) + \epsilon \cdot T_w \quad (6)$$

여기서,  $K$  는 관마찰 계수이고,  $\rho_3$  는 공기의 밀도이며,  $T_w$  는 냉각수 온도이다. 본 논문에서는  $\epsilon = 0.8$ 로 둔다. 압축기출구 압력( $P_2$ )은 인터쿨러에서의 압력강하( $\Delta P$ )와 흡입다기관내 압력( $P_4$ )의 합으로 다음과 같이 표현된다[5,8,9].

$$P_2 = P_4 + \Delta P \quad (7)$$

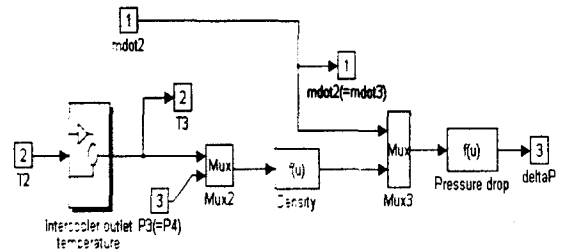


그림 6. 인터쿨러 모듈의 블록선도.  
Fig. 6. Block diagram of an intercooler module.

3. 흡입다기관

흡입다기관은 압축기에 의해 압축된 흡입공기를 각 실린더로 공급하는 일종의 관로서, filling and emptying 모델링 방법을 적용한다. 흡입다기관 모듈의 상세도는 그림 7과 같다.

흡입다기관의 모델은 이상기체 방정식에 대한 시간미분을 취하고 열역학 제1법칙을 적용하여 (8)과 같이 흡입다기관 압력( $P_{im}$ )에 관한 1차 미분방정식을 유도할 수 있으며[4,5,8], 이상기체의 상태방정식 (9)로부터 흡입다기관의 온도( $T_4$ )를 구할 수 있다[4,8]. 흡입다기관내에서는 온도변화는 작다고 보아 열전달현상은 고려하지 않는다.

$$\frac{dP_{im}}{dt} = \frac{\gamma R}{V_{im}} \left\{ \dot{m}_c T_3 - \sum \dot{m}_4 T_4 \right\} \quad (8)$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot V_{im}}{R \cdot m_{im}} \quad (9)$$

여기서,  $\sum \dot{m}_4$  = 각 엔진실린더에 유입되는 공기유량의 합,  $V_{im}$  = 흡입다기관 체적,  $T_4$  = 흡입다기관 온도,  $R$  = 이상기체 상수, 그리고  $m_{im}$  = 흡입다기관 내의 공기 질량이다. 1개의 실린더에 대한 흡입공기의 질량유동률( $\dot{m}_4$ )은 1사이클당 실린더에 흡입되는 공기질량으로부터 체적효율( $\eta_v$ ), 밀도( $\rho$ ), 엔진회전수( $N_e$ )의 함수로 유도된다[2,4].

$$\dot{m}_4 = \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot V_d \cdot N_e}{120}, \quad \rho = \frac{P_4}{RT_4} \quad (10)$$

여기서,  $V_d$  = 행정체적이고, 체적효율은 4행정 사이클 엔진에 대해서는 0.98로 둔다[5]. 그림 7의 가변이송지연 블록에 사용된 관계식은 흡입밸브가 닫히고 난 후 연료가 분사되기까지의 지연시간으로 엔진회전수에 대한 함수로 표현된다.

$$\text{delay } 1 = \frac{113}{30} \times \frac{1}{N_e} \quad (11)$$

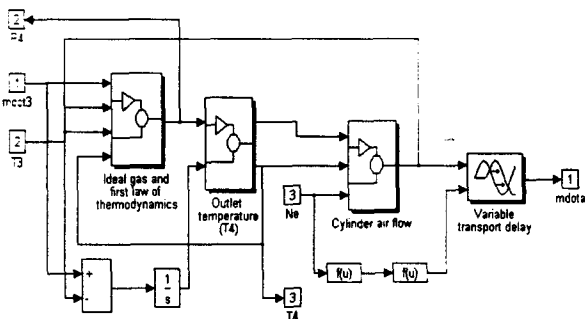


그림 7. 흡입다기관 모듈의 블록선도.  
Fig. 7. Block diagram of an intake manifold module.

4. 연소, 토크발생 및 크랭크축 회전모델

엔진토크발생 및 회전축에 대한 블록선도는 그림 8과 같다. 디젤엔진의 토크발생에서 도시평균토크( $T_i$ )는 (12)와 같이 도시효율( $\eta_i$ )과 연료량( $m_f$ ), 연료의 저발열량( $Q_{LHV}$ )과의 곱으로 나타낼 수 있다[2,4,8,12]. 도시효율은 (13)에서와 같이 엔진회전수와 당량비와의 함수로써 실험적인 효율곡선으로부터 구할 수 있다[7,8].

$$T_i = m_f \cdot Q_{LHV} \cdot \eta_i \quad (12)$$

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2)(1 - k_1 \phi^k) \quad (13)$$

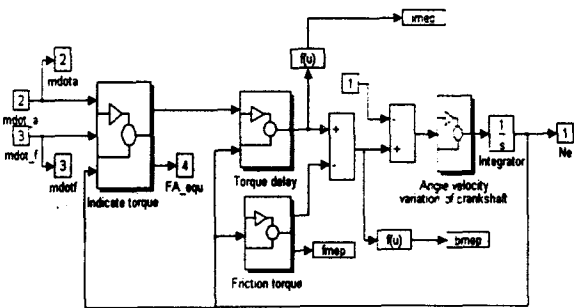


그림 8. 엔진토크 발생부 모듈의 블록선도.  
Fig. 8. Block diagram of an engine torque production module.

여기서  $\phi = (F/A)_{actual}/f_s$ ,  $(F/A)_{actual} = \dot{m}_f/\dot{m}_a$  이고,  $a_1 \sim a_3$  및  $k_1, k_2$  는 실험을 통하여 구해야 하는 상수이다. 모델링 시험으로부터 디젤엔진의 전체 마찰손실은 (14)와 같이 마찰평균유효압력( $f_{mep}$ )의 형태로 나타낼

수 있으며[4,8], 마찰토크( $T_f$ )는 다음의 (15)와 같이 표시된다[4,8,12].

$$f_{mep} = c_1 + \frac{48N_e}{1000} + 0.4S_p^2 \quad (14)$$

$$T_f = \frac{f_{mep} \cdot V_d \cdot 1000}{6.28\eta_R} \quad (15)$$

여기서,  $S_p = L \times N_e / 30$  즉, 평균피스톤 속도,  $\eta_R$  = 동력행정에 대한 크랭크 회전수(4행정의 경우=2),  $c_1$ 은 DI 디젤엔진에서는 75(kpa)로 둔다[1]. 엔진 크랭크축의 회전모델은 시간지연( $\tau_i$ )을 가진 도시토크, 마찰토크, 부하토크와 뉴턴 제2법칙으로부터 다음의 (16)과 같이 묘사된다[9].

$$\frac{dN_e}{dt} = \frac{T_i(t - \tau_i) - T_f - T_{load}}{I_e} \quad (16)$$

여기서,  $I_e$  = 크랭크축의 회전관성모멘트,  $T_{load}$  = 외란 토크이다.

도시토크는 사이클 지연에 따른 시간지연을 가지며, 평균토크 발생지연( $\tau_i$ )은 주로 연료-공기 혼합, 실린더 내의 압력변화, 점화 지연에 기인한 것이며, 연료분사시기로부터 평균토크발생까지의 시간 즉, 연료가 연소하여 실제 폭발압력이 실린더의 상하 왕복운동으로 전환되기까지의 시간이다.

5. 배기다기관

배기다기관의 모델 또한 흡입다기관과 같이 열전달을 고려한 filling and emptying 모델링 방법을 적용한다. 이것은 배기 시스템의 열전달이 촉매에 의한 배출물 형성과 터보과급기의 성능 및 엔진 냉각조건에 많은 영향을 미치게 된다. 배기다기관 모듈의 블록선도는 그림 9와 같다.

배기다기관의 모델링에서 총배기유량은 실린더로 흡입된 공기유량과 공급된 연료유량과의 합으로 나타난다. 연소후 배기밸브를 통해 빠져 나온 배기가스의 온도는 흡입다기관에서의 행정에 따른 시간지연(IVC에서 EVO

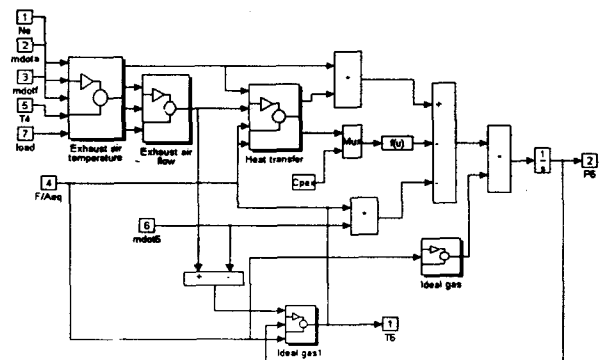


그림 9. 배기다기관 모듈의 블록선도.  
Fig. 9. Block diagram of an exhaust manifold module.

까지의 시간지연을 가진 공기온도( $T_4$ )와 연소후 엔진의 동적온도상승( $\Delta T_{Edyna}$ )과의 합으로 나타난다[5,8]. 정상상태에서 엔진온도 상승에 대한 관계식은 실험을 통해

비교적 정확하게 구해질 수 있다. 또한, 과도상태 하에서의 동적 온도상승은 (18)과 같이 표현된다.  $\Delta T_M$  은 배기가스 에너지, 또는 공연비의 함수이고,  $\tau_{em}$  은 배기다기관의 시정수로서 배기다기관의 크기와 배열에 따른 함수이다.

$$T_5 = T_4(t - \tau_3) + \Delta T_{Edyna} \quad (17)$$

$$\Delta T_{Edyna} = \Delta T_E - \Delta T_M \cdot e^{-t/\tau_{em}} \quad (18)$$

배기다기관의 온도와 압력에 대한 관계는 (19)-(20) 같이 표현될 수 있다. 이상기체방정식에 대한 시간미분을 취하고 열역학 제1법칙을 적용하여 (19)와 같이 배기다기관 압력( $P_6$ )에 관한 1차 미분방정식을 유도할 수 있으며, 이상기체의 상태방정식으로 (20)과 같이 배기다기관의 온도( $T_6$ )를 구할 수 있다[4,8].

$$\dot{P}_6 = \frac{\gamma_e R_e}{V_{em}} \left\{ -\frac{\dot{Q}}{C_{pe}} + \dot{m}_5 T_5 - \dot{m}_6 T_6 \right\} \quad (19)$$

$$T_6 = \frac{P_6 \cdot V_{em}}{m_{em} \cdot R_e} \quad (20)$$

여기서,  $\gamma_e$  = 비열비,  $V_{em}$  = 배기다기관의 체적,  $m_{em}$  = 배기다기관 내의 공기질량이다. 배기다기관의 압력은 터빈 입구압력 즉, 과급기의 동력원으로 사용된다.

배기다기관의 대류열전달 효과는 Nusselt-Reynolds 수에 기초를 두고 (21a)와 같이 유도될 수 있다[4,8,13].

$$\dot{Q} = ht \cdot A \cdot (T_6 - T_{wall}) \quad (21a)$$

$$h_{wall} = \frac{\dot{Q}}{m_{wall} C_{pwall}} \quad (21b)$$

Reynolds 수에서 연소생성물에 대한 점성계수는 온도와 연료공기상사비( $\phi$ )의 함수로서 나타내어 질 수 있다 [4,8]. 시뮬레이션에서 배기가스에 대한 정압비열은 상수 값을 사용하였으며, 가스상수는 이론연료공기비와 연료 공기상사비의 함수로 사용한다.

$$ht = \frac{k \cdot Nu_d}{D}$$

$$Nu_d = 0.0483 \cdot Re_d^{0.783}$$

$$Re_d = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D}$$

$$\mu = \frac{\mu_{air}}{1 + 0.027\phi} \quad (22)$$

6. 터빈

터빈모델은 압축기모델과 유사하게 터빈성능선도를 사용하여 준정적방식 모델링 방법을 적용한다. 정상상태의 터빈자료는 정적성능곡선의 형태로 이용할 수 있으며, 그림 10과 그림 11에서와 같이 터보과급기의 속도( $N_{ic}$ )와 터빈 전후의 압력비( $P_7/P_6$ )가 주어지면 터빈의 공기유량( $\dot{m}_t$ )과 효율( $\eta_t$ )을 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_t \sqrt{T_6}}{P_6} = f_3 \left( \frac{P_7}{P_6}, \frac{N_{ic}}{\sqrt{T_6}} \right) \quad (23)$$

$$\eta_t = f_4 \left( \frac{P_7}{P_6}, \frac{N_{ic}}{\sqrt{T_6}} \right) \quad (24)$$

여기서,  $\dot{m}_t \sqrt{T_6}/P_6$  은 수정된 터빈유량이며,  $N_{ic}/\sqrt{T_6}$  는 수정된 터빈 회전수이다[5,8]. 여기서도 역시 압축기와 마찬가지로 터빈의 정적성능곡선을 색인테이블의 형태로

만들어 이용한다. 터빈토크발생에 대한 내부블록선도는 그림 12와 같다. 터빈토크( $T_t$ )는 엔탈피 관계로부터 (26)과 같이 표현된다.

$$T_6 - T_7 = T_6 \eta_t \left\{ 1 - \left( \frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right\} \quad (25)$$

$$T_t = \frac{30 \dot{m}_6 C_{pe}}{\pi N_{ic}} (T_6 - T_7) \quad (26)$$

압축기의 경우와 마찬가지로 터빈에 대해서도 그림 10과 그림 11과 같은 가스유량선도와 효율선도에 대한 database를 구축해 놓고 시뮬레이션 하면 편리하다.

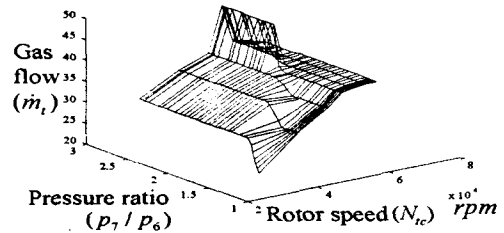


그림 10. 터빈 유량선도.

Fig. 10. Turbine mass flow diagram.

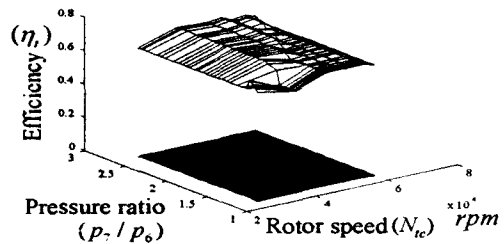


그림 11. 터빈 효율선도.

Fig. 11. Turbine efficiency diagram.

7. 과급기 로터의 회전모델

터보과급기 로터의 회전모델은 압축기, 터빈의 토크와 뉴턴 제2법칙을 적용하여 다음의 (27)과 같은 운동방정식으로 표현된다[9]. 로터모듈의 블록선도는 그림 13과 같다.

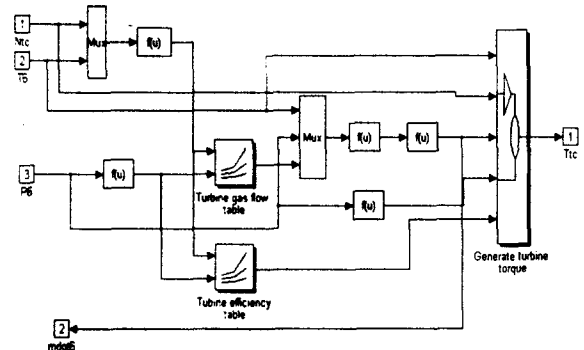


그림 12. 터빈모듈의 블록선도.

Fig. 12. Block diagram of a turbine module.

$$\frac{dN_{tc}}{dt} = \frac{T_t - T_c}{I_{tc}} \quad (27)$$

여기서,  $I_{tc}$  = 터보과급기 로터의 회전관성모멘트이다.

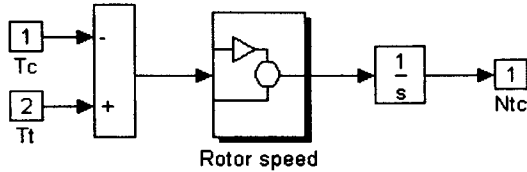


그림 13. 로터회전 모듈에 대한 블록선도.

Fig. 13. Block diagram of a turbocharger rotor module.

III. 제어기 모듈

디젤엔진은 차량이나 선박, 발전기 등에 다양한 용도로 사용되며, 외란도 여러 가지의 형태로 들어올 수 있다. 그 중 엔진회전수에 있어서 계단형태의 외란이 가장 대표적인 외란이다. 이러한 외란에 대해 강인성을 가지는 제어기를 설계하기 위해서는 엔진의 회전수를 되먹임하여, 연료량을 제어입력으로 한 엔진의 속도저하와 갑작스러운 공연비의 변화로 발생하는 연료의 불완전연소와 그로 인한 매연발생을 감소시키는 제어기를 설계하여야 한다.

본 장에서는 구현한 시뮬레이션 모델을 이용하여 PI제어기와 비선형 제어기법인 sliding mode 제어기를 설계한다.

1. PI 제어기

PI 제어기에서는 엔진의 회전수를 되먹임하여 운전자가 원하는 엔진회전수(기준입력)와 비교하여 외란입력에 대한 정상상태의 오차를 제거시킬 수 있는 제어기이다. PI 제어기의 제어법칙은

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f0} + k_p(N_d - N) + k_i \int_0^t (N_d - N)dt \quad (28)$$

이다. 여기서,  $\dot{m}_{f0}$ =평균 연료유량,  $N_d$ =원하는 엔진회전수,  $k_p, k_i$ =PI 제어기의 게인값이다. PI 제어기의 게인값은 극배치나 여러 고전적인 제어방법에 의해서 간단하게 결정될 수 있다. PI 제어기 모듈의 블록선도는 그림 14a와 같다.

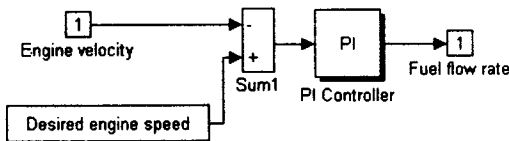


그림 14a. PI제어기 모듈의 블록선도.

Fig. 14a. Block diagram of a PI controller module.

2. Sliding mode 제어기

Sliding mode 제어[6]에서도 엔진회전수를 되먹임하고 정상상태에서 외란을 극복하여 엔진회전수를 일정하게 유지하는 제어기를 설계한다.  $\omega$ 를 실제 엔진 각속도,

$\omega_d$ 를 원하는 엔진 각속도로 하고, 엔진각속도의 오차를  $\tilde{\omega}$ 로 정의한다.

$$\tilde{\omega} = \omega - \omega_d \quad (29a)$$

적분을 포함하는 다음의 sliding surface를 잡는다.

$$S = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right) \int_0^t \tilde{\omega} dt = \dot{\tilde{\omega}} + \lambda \int_0^t \tilde{\omega} dt \quad (29b)$$

Sliding condition을

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 \leq -\eta |S| \quad (29c)$$

라 하고, 이 sliding condition이 만족되는 sliding gain 값  $k$  결정한다.

$$\dot{S} = \dot{\omega} - \dot{\omega}_d + \lambda \tilde{\omega} = -k \text{sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right) \quad (29d)$$

라 하고 (29d)와 (16)으로부터  $T_i$ 를 구한다.

$$T_i = T_f + T_{load} + \int \left[ \dot{\omega}_d - \lambda \tilde{\omega} - k \text{sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right) \right] dt \quad (29e)$$

여기서,  $T_i$ 는 (12), (13)으로부터 다음과 같이 확장될 수 있다.

$$T_i = \Phi Q_{LHV} (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2) (1 - k_1 \Phi^{k_2}) \frac{\dot{m}_{af_s}}{\omega} \quad (29f)$$

(29e)와 (29f)를 같이 두면

$$\Phi Q_{LHV} (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2) (1 - k_1 \Phi^{k_2}) \frac{\dot{m}_{af_s}}{\omega} = T_f + T_{load} + \int \left[ \dot{\omega}_d - \lambda \tilde{\omega} - k \text{sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right) \right] dt \quad (29g)$$

가 유도되며, 여기서 당량비는 엔진스피드, 마찰토크, 부하토크, 그리고 공기유량에 의해 결정된다. 이 당량비로부터  $\dot{m}_f = \Phi \dot{m}_{af_s}$ 에 의해 제어입력인 연료량을 결정한다. Sliding mode제어기의 블록선도는 그림 14b와 같다.

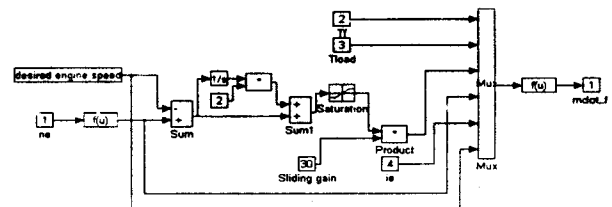


그림 14b. Sliding mode 제어기 모듈의 블록선도.

Fig. 14b. Block diagram of a sliding mode controller module.

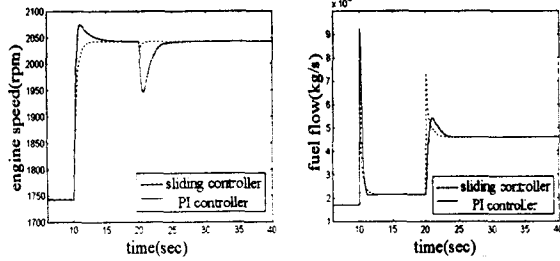
IV. 시뮬레이션

시뮬레이션에 사용된 엔진은 4행정 직접분사식 디젤엔진(제작사: 대우중공업, 모델명: DE12TI)으로서 총배기량 3000 cc, 출력 340ps/2100rpm인 기관이다. 각 부모들들을 파악한후 그림 2와 같이 입출력 신호선으로 연결하였다. 기준입력인 엔진의 회전수를 정상상태인 1740rpm에서 시간이 10초일 때 2040rpm으로 증가시키고, 시간이 20초일 때 외란토크를 420Nm의 외란토크를 가하여 보았다. 엔진의 회전수를 되먹임하고 PI제어기와 sliding mode제어기를 적용하여 연료량을 제어입력으로 40초간 시뮬레이션하여 PI제어기와 sliding mode제어기에 대한 시스템의 응답특성을 비교해보고 시뮬레이션시 각 부모들의 성

능을 평가하기 위하여 엔진 성능 응답특성, 터보차저 응답특성, 흡기 및 배기관특성으로 분류하여 성능을 확인해 보았다.

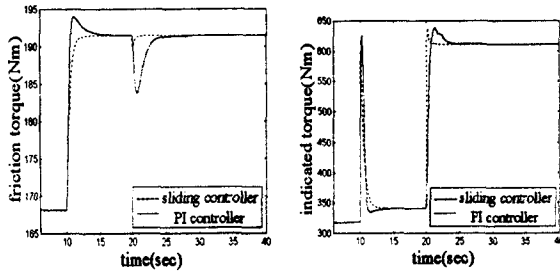
1. 엔진 성능 응답특성

그림 15는 각 스텝 입력에 대해서 PI 제어기와 sliding mode제어기에 의한 엔진의 중요 파라미터값들의 응답특



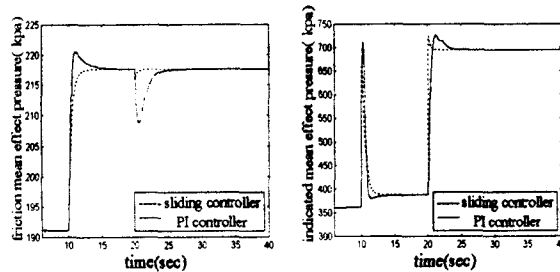
(a) 엔진회전수

(b) 연료유량



(c) 엔진 마찰토크

(d) 엔진 도시토크

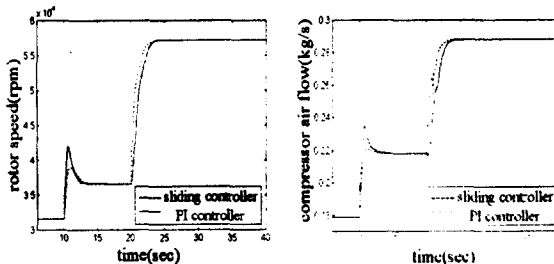


(e) 마찰평균유효압력

(f) 도시평균유효압력

그림 15. 스텝입력에 대한 엔진의 응답특성.

Fig. 15. Engine characteristics for a step input.



(a) 터보과급기 회전수

(b) 압축기통과유량

그림 16. 스텝 입력에 대한 터보과급기 응답특성.

Fig. 16. Turbocharger characteristics for a step input.

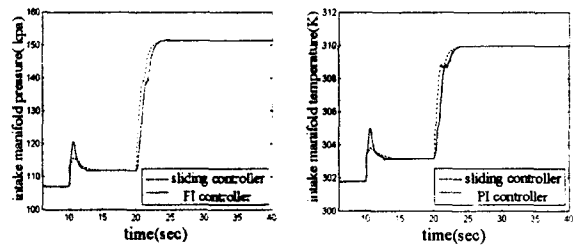
성을 나타내는 선도들이다. 엔진 스피드가 증가하고 외란이 증가함에 따라 원하는 엔진 스피드를 유지하기 위하여 연료량이 증가하고, 엔진의 도시토크, 마찰토크, 제동토크가 증가하며 제어기에 의해 원하는 엔진 스피드에서 안정화됨을 볼 수 있다. 참고로 비선형 제어인 sliding mode 제어기가 더 나은 성능을 보임을 확인할 수 있다.

2. 터보과급기의 응답특성

그림 16은 각 스텝입력에 대해서 PI 제어기와 sliding mode제어기에 의한 터보과급기의 응답특성을 나타내는 선도들이다. 이미 앞에서도 언급했듯이 과급기는 실린더로 공급되는 공기의 밀도를 높여서 기관의 출력 성능을 개선시킬 수 있는 장치이다. 그림 16, 17을 살펴보면 엔진 스피드가 증가함에 따라 배출되는 배기가스의 압력이 증가하여 과급기의 로터속도가 증가함을 볼 수 있다. 또한, 로터속도가 증가함에 따라 압축기 통과유량이 증가하여 원하는 엔진성능을 만족시키고 있다.

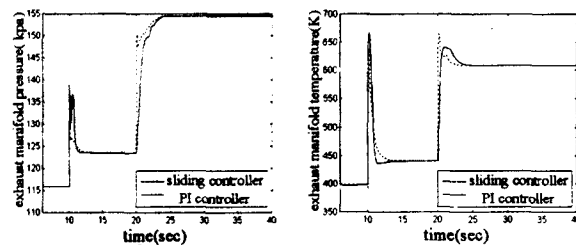
3. 흡/배기관 응답 특성

그림 17은 각 스텝 입력에 대한 흡/배기관의 응답특성을 나타내는 선도들이다. 앞에서도 살펴보았듯이 엔진 스피드가 증가하여도 흡입다기관 내에서의 온도변화는 미소하며 배기다기관의 압력과 온도는 급격하게 변함을 볼 수 있다.



(a) 흡입다기관 압력

(b) 흡입다기관 온도



(c) 배기다기관 압력

(d) 배기다기관 온도

그림 17. 스텝 입력에 대한 흡/배기관 응답특성.

Fig. 17. Intake/exhaust manifold characteristics for a step input.

V. 결론

마이크로컴퓨터 기술과 고성능 프로세서의 급속한 발달로 인하여 ECU를 기반으로 한 전자제어기술이 디젤엔진에도 확대되고 있다. 이는 엔진의 성능향상은 물론배

기가스 규제를 극복할 수 있어 최근 디젤엔진 전자제어에 관한 연구가 더욱 더 활발해지고 있다. 그러나 다양한 제어기법들을 적용해보기 위해서는 무엇보다 먼저 손쉬운 시뮬레이션을 위한 모델이 개발되어야 한다. 본 논문에서는 그래픽 인터페이스와 모듈화 환경을 제공하는 MATLAB/SIMULINK를 이용하여 디젤엔진의 모듈화된 시뮬레이션 모델을 구축하였다. 기존의 디젤엔진의 시뮬레이션용 모델은 프로그램 하나에 전체 시스템 즉, 연소실, 배기다기관, 과급기 등의 부품들이 모두 포함되어있어 부품이 하나 바뀔때마다 전체 프로그램을 다시 구성해야하는 어려움이 있다. 그러나, 이러한 모듈화된 시뮬레이션 모델은 각 부품을 database화 시켜서 부시스템이 바뀔때마다 간단히 그 부시스템에 해당하는 모듈만 바꾸어서 시뮬레이션 할 수 있는 장점을 가지고 있다. 그리고, 엔진모듈을 바탕으로 디젤엔진의 핵심이라 할 수 있는 분사시스템의 모듈을 비롯한 변속기, 현가장치 및 차량동력학 등에 대한 모듈들과 쉽게 조합하여 보다 큰 시스템을 구축할 수 있다. 또한, 개발된 엔진모듈을 가지고 각 스텝 입력(외란입력 및 엔진회전수의 변화)에 대해 비선형 제어기법인 sliding mode제어기와 PI제어기를 적용하여 디젤엔진의 성능향상과 각 모듈의 응답특성을 살펴보고 구현한 엔진모델의 성능을 확인할 수 있었다.

향후연구과제는 구현한 엔진모델과 다른 부모모델(연료 분사장치, 자동변속기 등)을 추가하여 전차량 시스템의 통합제어기를 설계하는 방안을 강구하는 것이다.

알림 : 본 논문의 논지를 분명히 하기 위하여 세심하게 지적하여 주신 세분의 심사위원께 진심으로 감사드립니다.

참고문헌

[1] 양경진, 홍금식, 이교일, "가솔린 엔진/자동변속기 시스템의 객체지향형 모델," 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제4권, 제4호, pp. 534-542, 1998.  
 [2] 이성렬, 내연기관, 보성각, 1994.  
 [3] C. I. Rackmil, P. N. Blumberg, D. A. Becker, R.

R. Schuller and D. C. Garvey, "A dynamic model of a locomotive diesel engine and electrohydraulic governor," *ASME Trans., J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 110, no. 3, pp. 405 - 414, 1988.  
 [4] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGrawHill, 1988.  
 [5] J. H. Horlock and D. E. Winerbone, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Volume II*, Clarendon Press, 1986.  
 [6] J.-J. E. Slotine and W. Li, *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.  
 [7] J. -P. Jenson, A. F. Kristensen, S. C. Sorenson and N. Houbak, "Mean value modelling of a small turbocharged diesel engine," *SAE Paper*, no. 910070, 1991.  
 [8] M. Kao and J. J. Moskwa, "Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation," *ASME Trans., J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 117, no. 1, pp. 20 - 30, 1995.  
 [9] N. Wastson, "Dynamic turbocharged diesel engine simulator for electronic control system," *ASME Transactions, J. of Dynamic Systems Measurement, and Control*, vol. 106, no. 1, pp. 27 - 45, 1984.  
 [10] The dSPACE GmbH, *Digital Signal Processing and Control Engineering*, 1994.  
 [11] The MathWorks, Inc., *Using Simulink*, 1997.  
 [12] W. Wu and M. Ross, "Modeling of direct injection diesel engine fuel consumption," *SAE Paper*, no. 971142, 1997.  
 [13] Y. Miyairi, "Computer simulation of an LHR DI diesel engine" *SAE Paper*, no. 880187, 1988.



강 동 현

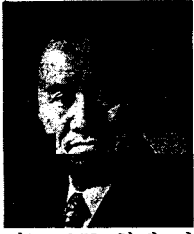
1972년 11월 26일생. 1991/2-1998/2 동아대학교 기계공학과 (공학사). 1998년-현재 부산대학원 석사과정 재학중. 관심분야는 차량시스템의 비선형제어, 적응제어.



홍 금 식

1957년 8월 25일생. 1975/3-1979/2 서울대학교 기계설계학과 (공학사). 1985/8-1987/1 Columbia University (New York) 기계공학과(공학석사). 1990/6-1991/1 University of Illinois at Urbana-Champaign (UIUC) 응용수학과(이학석사). 1987/1-1991/8 UIUC 기계공학과(공학박사). 1991/8-1992/8 UIUC 기계공학과 Postdoctoral Fellow. 1979-1982 군복무(포병). 1982- 1985 대우중공업(인천) 기술연구소 근무. 1993년-현재 부산대학교 공과대학 조교수. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포계수시스템의 제어.



**이 교 일**

1942년 7월 6일생. 1966년 서울대학교 공과대학 기계공학과 (공학사). 1967-1971 Technische Hochschule Aachen(공학석사). 1971-1978 Technische Hochschule Aachen(공학박사). 1978-현재 서울대학교 기계설계학과 조교수, 부교수, 교수. 1994-1996 서울대학교 공학연구소 소장. 1996 대한기계학회 회장. 1996-1998 서울대학교 기계항공공학부 학부장. 주관심분야는 유공압제어, 생산공학, 생산자동화.