동적특성을 고려한 디젤엔진 흡배기 시스템의 상태추정 모델

이 주 원¹⁾ · 박 영 섭²⁾ · 선 우 명 호^{*3)}현대자동차 기술엔진성능시험팀¹⁾ · 한양대학교 대학원 자동차공학과²⁾ · 한양대학교 미래자동차공학과³⁾Air System Modeling for State Estimation of a Diesel Engine
with Consideration of Dynamic CharacteristicsJoowon Lee¹⁾ · Yeongseop Park²⁾ · Myoungho Sunwoo^{*3)}¹⁾Gasoline Engine Performance Test Team, Hyundai Motor Company, 150 Hyundaiyeonguso-ro, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea²⁾Department of Automotive Engineering, Graduate School, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea³⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 20 June 2013 / Revised 13 October 2013 / Accepted 17 January 2014)

Abstract : Model based control methods are widely used to improve the control performance of diesel engine air systems because the control results of the air system significantly affect the emission level and drivability. However, the model based control algorithm requires a lot of unmeasurable states which are hard to be measured in a mass production engine. In this study, an air system model of the diesel engine is proposed to estimate 11 unmeasurable states using only sensors equipped in a mass production engine. In order to improve the estimation performance in the transient condition, dynamic characteristics of the air system are analyzed and implemented as discrete filters. Turbine and compressor efficiency models are also proposed to overcome a limitation of the constant or look-up table based efficiency values. The proposed air system model was validated in steady state and transient conditions by real-time engine experiments. The maximum error of the estimation for 11 physical states was 11.7%.

Key words : Air system model(흡배기 시스템 모델), Engine modeling(엔진 모델링), Diesel engine(디젤엔진), State estimation(상태추정)

Nomenclature

c	: specific heat, kJ/kg · K	p_r	: pressure ratio, -
M	: mass, kg	Q_{LHV}	: lower heating value, kJ/kg · K
$\hat{M}$	: estimated mass, kg	$\dot{Q}$	: derivative of heat, kJ/s
N_e	: engine rotational speed, rpm	R	: ideal gas constant, kJ/kg · K
P	: pressure, kPa	T	: temperature, K
$\hat{P}$	: estimated pressure, kPa	$\hat{T}$	: estimated temperature, K
$\dot{P}$	: derivative of pressure, kPa/s	t_s	: sampling time, s
P_{wr}	: power, kW	u	: valve position, %
		V	: volume, m ³
		W	: mass flow rate, kg/s
		$\hat{W}$	: estimated mass flow rate, kg/s

*Corresponding author, E-mail: msunwoo@hanyang.ac.kr

η	: efficiency, -
$\hat{\eta}$	: estimated efficiency, -
κ	: specific heat ratio, -
τ	: time constant, s

Subscripts

air	: fresh air
amb	: ambient
c	: coolant
comp	: compressor
comp_ds	: compressor downstream
cyl	: cylinder
ec	: EGR cooler
egr	: exhaust gas recirculation (EGR)
exh	: exhaust manifold
ic_ds	: intercooler downstream
inj	: injection
int	: intake manifold
is	: isentropic
turb	: turbine
turb_ds	: turbine downstream
vol	: volumetric

1. 서 론

승용 디젤엔진의 환경규제 만족과 운전성능 향상에 대한 요구는 날로 증가되어 왔으며, 이를 해결하기 위한 연구 또한 꾸준히 진행되어왔다. 배기 가스 재순환(EGR, exhaust gas recirculation) 시스템을 적용하여 디젤엔진의 질소산화물(NOx, nitrogen oxides) 배출량을 현저히 저감하였고,^{1,2)} 가변 형상 터보차저(VGT, variable geometry turbocharger)를 이용하여 저속 운전 영역에서의 빠른 응답성과 고속 운전 영역에서의 높은 출력을 확보할 수 있게 되었다.³⁾

디젤엔진의 배기 및 운전성능에 직접적인 영향을 미치는 EGR과 VGT 시스템은 다중 입/출력(MIMO, multi-input multi-output) 비선형 특성을 나타내므로 정밀 제어에 많은 어려움이 따른다.³⁾ 이러한 비선형 MIMO 시스템 특성을 극복하기 위한 방법 중 하나로 모델기반 제어에 대한 연구가 활발히 진행 중이며, 모델기반 제어를 위한 여러 가지 모델링 기법들

이 연구되어왔다.⁴⁻⁸⁾

Continuous time domain에서 모델기반 제어를 설계하기 위하여 사이클 단위로 발생하는 이산적(discrete) 엔진 거동을 연속적으로 근사화한 평균값 모델(mean value model)이 널리 이용되고 있다. 다양한 선행연구에서 디젤엔진 흡배기 시스템의 평균값 모델이 제시되었으며, 그 중 많은 이론들이 현재까지도 널리 사용 된다.⁹⁻¹³⁾ 그러나 대부분의 선행 연구에서는 동적 특성을 고려하지 않아 과도 운전 구간에서 모델의 추정 성능이 떨어지는 한계가 있다. 모델기반 VGT 제어에 필요한 터빈과 컴프레서 효율의 경우 상수로 가정하거나 터보차저 제조사에서 제공하는 효율 맵(efficiency map)으로부터 도출하였다. 하지만 터빈과 컴프레서 효율을 상수로 가정할 경우 엔진 운전조건에 따라 변화하는 VGT 운전 특성을 반영하기 어렵고, 효율 맵을 이용 할 경우 터빈 속도 측정을 위한 추가적인 센서가 필요하다.

이 연구에서는 디젤 엔진 흡배기 시스템의 동적 특성을 반영한 흡배기 시스템 상태추정 모델을 제시하였다. 이 연구에서 제안한 모델은 준정적(quasi-steady)방법과 filling and empty방법을 적용하였다.⁷⁾ 모델에 필요한 모든 입력은 양산엔진에 장착된 센서의 측정값이나 모델에 의한 추정값을 사용하여 추가적인 센서 없이 상태추정 알고리즘을 구현하였다. 또한 상대적으로 응답속도가 느린 온도 상태량들의 시상수를 반영함으로써 과도구간에서의 상태 추정 성능을 향상시켰다. 뿐만 아니라 운전조건에 따라 변화하는 VGT의 특성을 반영하기 위한 터빈과 컴프레서 효율 모델을 제안하였다.

2. 흡배기 시스템 모델

2.1 연구모델 엔진

이 연구를 위해 사용한 엔진은 EGR, VGT, 커먼레일 시스템 등이 장착된 2.2리터 4기통 승용 디젤엔진이다.⁶⁾ 연구모델 엔진의 흡배기 시스템 구조는 Fig. 1에 도시하였다. 전자식 EGR 밸브와 VGT를 이용하여 EGR 가스 유량과 과급압력을 제어한다. 연구모델 엔진에는 MAP (manifold absolute pressure), MAF (mass air flow), 인터쿨러 후단 온도, 냉각수 온도, DPF 차압 계측을 위한 센서가 장착되어 있다.

2.2 흡배기 시스템 평균값 모델

이 연구에서 제안한 흡배기 시스템 모델의 구조는 Fig. 2에서와 같이 흡기 다기관, 실린더, EGR, 배기 다기관, VGT의 5가지 하위 시스템으로 구분되어 있으며, 총 4개의 물리 모델과 7개의 실험 모델(empirical model)로 구성되어 있다. 모델에 필요한 입력 중 연구모델 엔진에서 측정이 불가능한 상태량은 다른 모델의 추정값을 이용하였다. 이 연구에서 제안한 흡배기 시스템 모델은 quasi-steady와 filling and empty 방법을 이용하는 평균값 모델(mean-value model) 형태로 제안하였으며, 선형 혹은 비선형 다항식이나 1차 미분 방정식으로 이루어져 있다.

Fig. 1 Air system diagram of the target diesel engine⁹⁾

2.2.1 흡기 다기관 모델

공기와 EGR가스로 구성되어 있는 흡기 다기관내 가스 질량은 식 (1)과 같은 실험 모델로 표현된다. 흡기 다기관 가스 질량 모델은 가스 질량에 영향을 미치는 과급압력, 흡기유량, 엔진속도를 입력으로 하는 2차 다항식으로 나타내어진다.

$$\hat{M}_{int} = f\left(P_{int}, \frac{W_{air}}{N_e}\right) \quad (1)$$

흡기 다기관 온도는 이상기체 상태방정식을 이용하여 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 모델에 필요한 과급압력은 MAP 센서 측정값을, 흡기 다기관 내 가스 질량은 흡기 다기관 가스 질량 모델에서 추정값을 사용한다.

$$\hat{T}_{int} = \frac{P_{int} V_{int}}{\hat{M}_{int} R} \quad (2)$$

2.2.2 실린더 유입가스 모델

실린더 체적 효율은 speed-density 방법을 이용하여 식 (3)으로 표현된다. 체적 효율 모델은 식 (3)을 이용하여 식 (4)와 같이 엔진속도와 과급압력에 대한 2차 다항식 형태의 실험 모델로 모사할 수 있다. 실험식 도출 시 체적 효율만으로는 입력 상태량들과의 상관관계를 이끌어 내기 어렵기 때문에 체적

Fig. 2 Block diagram of the air system model

효율에 흡기 압력을 곱한 형태로 모델을 도출하였다.¹⁴⁾

$$\eta_{vol} = \frac{120W_{cyl}T_{int}}{V_d N_e P_{int}} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \hat{\eta}_{vol} P_{int} &= f(N_e, P_{int}) \\ \rightarrow \hat{\eta}_{vol} &= f(N_e, P_{int}) / P_{int} \end{aligned} \quad (4)$$

실린더 내로 유입되는 가스 질량유량 역시 speed-density 방법을 이용하여 식 (5)와 같이 정리할 수 있다. 질량유량 모델에 필요한 흡기 다기관 온도 및 체적효율은 앞서 소개한 모델에서 추정된 값을 사용한다.

$$\hat{W}_{cyl} = \frac{V_d}{120\hat{T}_{int}} N_e P_{int} \hat{\eta}_{vol} \quad (5)$$

2.2.3 EGR 모델

EGR 질량유량은 식 (6)과 같은 제어 체적 내의 열량 보존에 관한 energy balance 식으로부터 식 (7)과 같이 모델링 하였다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{int} &= \dot{Q}_{air} + \dot{Q}_{egr} - \dot{Q}_{cyl} \\ Q_x &= c_v M_x T_x \end{aligned} \quad (6)$$

$$\hat{W}_{egr} = \frac{1}{\hat{T}_{egr}} \left(\frac{\dot{P}_{int} V_{int}}{R\kappa} - W_{air} T_{ic\_ds} + \hat{W}_{cyl} \hat{T}_{int} \right) \quad (7)$$

EGR 가스 온도 모델은 식 (8)의 EGR 쿨러 효율식을 이용하여 도출하였다. EGR 쿨러 효율은 EGR 가스 질량유량에 대한 1차 다항식으로 모사하고, 식 (8)을 EGR 온도에 대하여 정리하면 식 (9)와 같은 EGR 가스 온도 모델을 얻을 수 있다.

$$\eta_{ec} = f(W_{egr}) = \frac{T_{exh} - T_{egr}}{T_{exh} - T_c} \quad (8)$$

$$\hat{T}_{egr} = \hat{T}_{exh} \left(1 - f(\hat{W}_{egr}) \right) + f(\hat{W}_{egr}) T_c \quad (9)$$

2.2.4 배기 다기관 모델

배기 다기관 압력 모델은 식 (10)에 표현된 터빈

노즐에 대한 오리피스 식으로부터 유도된다. p_r 은 터빈 양단의 압력비, A 는 터빈 노즐에 대한 유효면적을 의미한다. 식 (10)으로부터 식 (11)과 같은 배기 압력의 실험식을 도출할 수 있다. 그러나 식 (11)에 표현된 실험식의 경우 비선형적인 입출력 관계를 보이기 때문에 파라미터 도출에 어려움이 있다.¹⁴⁾ 이러한 문제를 해결하고자 식 (11)의 입출력 변수에 대한 좌표 변환을 통하여 식 (12)와 같은 2차 다항식의 실험식 형태로 변환하였다.¹⁵⁾

$$W_{turb} = A \frac{P_{exh}}{\sqrt{RT_{exh}}} \left\{ p_r^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(1 - p_r^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} \right)} \right\} \quad (10)$$

$$\hat{P}_{exh} = \frac{\hat{W}_{turb} \sqrt{\hat{T}_{exh}}}{f\left(\frac{\hat{P}_{exh}}{P_{turb\_ds}}, u_{vgt}\right)} \quad (11)$$

$$\hat{P}_{exh} = P_{turb\_ds} \cdot f\left(\frac{\hat{W}_{turb} \sqrt{\hat{T}_{exh}}}{P_{turb\_ds}}, u_{vgt}\right) \quad (12)$$

배기가스 온도는 식 (13)과 같이 흡기가스 온도와 연소에 의한 온도 변화의 합으로 나타낼 수 있다. 연소에 의한 온도 변화는 저위 발열량, 연료 분사량, 엔진 회전 속도, 실린더 가스 질량을 이용하여 표현한다. 연료 분사량과 엔진 회전 속도의 영향은 1차 다항식으로 근사한다.

$$\hat{T}_{exh} = \hat{T}_{int} + \frac{Q_{LHV} f(W_{inj}, N_e)}{c_p (\hat{W}_{cyl} + W_{inj})} \quad (13)$$

2.2.5 VGT 모델

터빈을 통과하는 가스의 질량유량은 연속 방정식 (continuity equation)을 이용하여 식 (14)와 같이 모델링 하였다.

$$\hat{W}_{turb} = \hat{W}_{cyl} + W_{inj} - \hat{W}_{egr} \quad (14)$$

کمپ레셔 효율은 등엔트로피 효율로부터 유도된다(Appendix. 1). 식 (15)는 양산엔진에서 측정이 어려운 입력을 포함하기 때문에 식 (15)로부터 계산된

이론값을 이용하여 식 (16)의 2차 다항식 실험 모델을 이용하여 컴프레서 효율을 추정한다.

$$\eta_{comp,ref} = \frac{\left(\frac{P_{int}}{P_{amb}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{comp\_ds}}{T_{amb}} - 1} \quad (15)$$

$$\hat{\eta}_{comp} = f\left(\frac{P_{int}}{P_{amb}}, W_{comp}\right) \quad (16)$$

터빈 효율은 컴프레서와 터빈 파워를 이용하여 계산한다(Appendix. 2). 식 (17)을 통해 계산된 터빈 효율의 이론값을 이용하여 식 (18)과 같은 터빈 효율 실험모델의 파라미터를 도출하였다.

$$\eta_{turb,ref} = \frac{Pwr_{turb}}{c_p W_{air} \hat{T}_{exh} \left(1 - \left(\frac{P_{amb}}{\hat{P}_{exh}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (17)$$

$$\cong \frac{Pwr_{comp}}{c_p W_{air} \hat{T}_{exh} \left(1 - \left(\frac{P_{amb}}{\hat{P}_{exh}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$

$$\hat{\eta}_{turb} = f\left(\frac{P_{amb}}{P_{exh}}, \frac{W_{turb}}{u_{vgt}/u_{vgt,max}}\right) \quad (18)$$

2.3 Offline 시뮬레이션을 통한 정상상태 추정 성능 검증

정상상태 실험 데이터를 이용한 offline 시뮬레이션을 통하여 모델의 추정성능을 검증하였다. Offline 검증을 위한 운전구간은 Fig. 3과 같으며, 엔진속도와 연료 분사량 변화에 대한 9가지 조건에서 추정성능을 확인하였다. 총 11개 모델에 대한 검증 결과는 Fig. 4에서 확인할 수 있다. 11개 모델 중 정상상태 오차가 가장 크게 나타난 모델은 EGR 가스 질량유량 모델로 최대 오차 24%를 보였다. EGR 가스 질량유량을 제외한 나머지 모델의 최대 오차는 배기 압력 모델에서 발생한 7.8%이다. EGR 가스 질량유량

Fig. 3 Engine operating condition for offline simulation of the air system model

은 참값의 크기가 작기 때문에 백분율 오차가 상대적으로 크지만, 절대값 최대 오차는 1.08 g/s로 EGR 율로 환산한 경우 참값과 추정값은 3.27%의 차이를 보인다.

3. 동적 보정 (Dynamic Correction)

디젤엔진 흡배기 시스템의 온도는 압력이나 질량 유량 등 다른 물리량들에 비하여 상대적으로 느린 응답 특성을 나타낸다. 이 연구에 사용된 엔진의 경우 흡기 대기관 온도의 시상수는 실험 결과 최대 10 초 정도로 압력 상태량에 비해 수십배 느린 동적 특성을 보인다. 따라서 온도 상태량의 동적 특성을 고려하지 않으면 과도구간 상태추정 성능을 확보하는데 한계가 있다.

이 논문에서 제안하는 흡배기 시스템 모델은 흡기, 배기, EGR 가스 등 3가지 온도를 추정한다. 온도 변화의 동적 특성 분석을 위하여 연료 분사량 및 EGR 밸브 개도량의 step-change 실험을 하였고, 엔진속도에 의한 영향을 분석하기 위하여 엔진속도 변화에 따른 실험결과를 수집하였다. 시상수 분석 결과는 Table 1에 정리되어 있으며, 각 온도 모델의 시상수는 엔진속도를 입력으로 하는 look-up table 형태로 구현하였다.

온도 거동의 시상수 반응을 위한 동적 보정항은 식 (19)와 같은 이산 필터이며, 동적 보정항의 효과는 offline 시뮬레이션으로 확인하였다. 알고리즘 구현 시 정의한 sampling time은 10ms이다.

$$y[n] = y[n-1] + (1-p)(x[n] - y[n-1]) \quad (19)$$

$$\text{where } p = \frac{\tau}{\tau + t_s}$$

Fig. 4 Offline simulation results of the air system model using the steady state experimental data

Table 1 Time constants of three temperature states with respect to the engine speed (unit: [s])

	τ of T_{int}	τ of T_{egr}	τ of T_{exh}
1000 [rpm]	9.82	9.50	2.45
1250 [rpm]	9.53	8.91	2.26
1500 [rpm]	9.23	8.72	2.02
1750 [rpm]	8.56	8.47	1.80
2000 [rpm]	8.19	7.69	1.43
2250 [rpm]	8.01	6.83	1.32

Fig. 5 Dynamic correction result of the exhaust manifold temperature model

배기온도에 지배적인 영향을 미치는 연료 분사량을 변경하여 배기온도 모델 동적 보정항의 성능을 검증하였고, 그 결과는 Fig. 5와 같다. 흡기 및 EGR 가스 온도 모델 동적 보정항의 검증에는 EGR 밸브 개도량 변화에 따른 실험데이터를 이용하였으며, 검증 결과는 Fig. 6과 같다.

동적 보정항의 검증 결과 이산 필터를 이용한 동적 보정항은 실제 온도 변화의 특성을 반영할 수 있으며, 이를 통하여 과도구간 추정 성능을 향상시킬 수 있다.

4. 실험 환경

실험 검증을 위하여 EGR과 VGT 시스템이 장착된 4기통 2.2L 승용 디젤엔진이 사용되었다. 엔진 실험 환경은 Fig. 7과 같이 엔진속도 및 부하를 제어할 수 있는 엔진 동력계 제어시스템, 그리고 실시간 캘리브레이션 및 데이터 획득을 위한 인터페이스 장비 및 소프트웨어 툴 등으로 구성되어있다. 또한 흡

Fig. 6 Dynamic correction results of the intake manifold and EGR gas temperature models

배기 시스템의 모델링 및 검증에 위한 별도의 데이터 획득(DAQ, data acquisition) 시스템을 구축하였으며, 총 11개의 압력 센서와 14개의 온도 센서를 설치하였다.

이 연구에서 제안한 흡배기 시스템 모델은 연구용 소프트웨어 플랫폼(AUTOSAR-Lite)을 이용하여 구현하였으며,^{15,16)} 32-bit 프로세서를 내장한 엔진 제어시스템(EMS, engine management system)에 탑재하여 실시간 엔진 동력계 실험을 수행하였다.

5. 실험 결과

이 연구에서 제안한 흡배기 시스템 모델의 상태

Fig. 8 Target diesel engine and DAQ systems

추정 성능 검증을 위한 실험 조건은 Fig. 9와 같다. 엔진속도를 1500, 1750, 2000rpm으로 변경하면서 각 엔진속도에 대한 연료 분사량은 15, 20, 25mg/str로 증가하였다. 이때 EGR 및 VGT 밸브 개도량은 EMS에 내장되어 있는 흡배기 시스템 제어알고리즘에 의하여 Fig. 9의 3, 4번째 열에 도시된 바와 같이 제어되었다. 흡배기 시스템 모델의 상태추정 알고리즘에 필요한 측정값은 양산엔진에 장착되어있는 센서만을 이용하였다. 또한, 흡배기 시스템 모델의 성능 검증을 위하여 모델의 추정값과 함께 DAQ 시스템에 의한 측정치를 실시간으로 획득하였다. 실험 결과는 Fig. 10과 Fig. 11에서 확인할 수 있다. 그 그래프 상에 Reference로 표시된 선은 DAQ 시스템을 이용하여 측정되었거나 측정값을 이용하여 계산된 값을 의미한다. 11개 모델에 대한 실험 결과를 질량, 압력, 온도, 질량 유량, 효율 등의 5 가지 물리량으로 분류하여 정상상태 최대 오차를 분석하였고, Table 2에서 오차 분석 결과를 확인할 수 있다. 11개 모델에

Fig. 7 Engine experimental environment

Fig. 9 Operating conditions of the engine experiment

대한 정상상태 및 과도구간 검증 결과 컴프레서 효율에서 11.7%의 정상상태 최대 오차를 보였으며, 온도 모델 동적 보정 알고리즘이 실제 온도 변화 특성을 반영하는 것을 확인할 수 있었다.

6. 결 론

디젤엔진 흡배기 시스템의 모델기반 제어에는 양산엔진에서 측정이 어려운 여러 가지 물리량에 대한 정보가 필요하다. 이러한 물리량들의 추정을 위하여 모델을 이용한 상태추정 방법이 연구되어왔다. 모델의 상태추정 성능은 모델 기반 제어 성능에 직접적인 영향을 미치므로 실제 흡배기시스템의 거동을 정확히 추정할 수 있는 모델이 필요하다.

이 연구에서는 과도구간의 상태추정 성능을 향상시키고, 다양한 운전조건에서 VGT의 운전 특성을 고려할 수 있는 디젤엔진 흡배기 시스템 상태추정 모델을 제안하였다. 이 연구에서 제안한 흡배기 시스템 모델에 대하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 양산엔진에 장착되어 있는 센서만을 이용하여 양산엔진에서 측정이 어려운 11개 물리량에 대한 상태추정 모델을 제시하였다.

Fig. 10 Real time engine experimental results of the air system model (I)

Fig. 11 Real time engine experimental results of the air system model (II)

Table 2 Steady state errors of the air system model

Models	Maximum error [%]
Mass	1.0 (Intake manifold)
Pressure	5.0 (Exhaust manifold)
Temperature	6.5 (Exhaust manifold)
Mass flow rate	10.5 (EGR)
Efficiency	11.7 (Compressor)

- 2) 상대적으로 느린 동적 특성을 나타내는 온도 상태량의 시상수를 반영함으로써 과도구간 상태 추정 성능을 향상시켰다.
- 3) 터빈과 컴프레서 효율의 실험 모델을 제안하여 엔진 운전조건에 따라 변화하는 VGT의 운전 특성을 나타낼 수 있다.
- 4) 정상상태 및 과도구간 추정성능은 엔진 실험을 통하여 검증하였으며, 정상상태의 경우 최대 오차 11.7%의 추정 성능을 확인하였다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부 산업원천기술개발사업(No. 10039673 and No. 10042633)과 에너지자원기술개발사업(2006ETR11P091C), 그리고 2011년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원(No. 2011-0017495) 등을 받아 수행된 연구이다.

References

- 1) G. H. Abd-alla, "Using Exhaust Gas Recirculation in Internal Combustion Engines: A Review," Elsevier, Vol.43, No.8, pp.1027-1042, 2002.
- 2) M. Zheng, G. T. Reader and J. G. Hawley, "Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation-A Review on Advanced and Novel Concepts," Energy Conversion and Management, Vol.45, No.6, pp.883-900, 2004.
- 3) M. Jung, Mean-value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine, Ph. D. Dissertation, University of Cambridge, Cambridge, 2003.
- 4) C. H. Onder and L. Guzzella, Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine System, Springer, Berlin, 2004.
- 5) Y. Park, B. Oh, M. Lee and M. Sunwoo, "Development of Turbine Mass Flow Rate Model for Variable Geometry Turbocharger using Artificial Neural Network," KSME-B, Vol.34, No.8, pp.783-790, 2010.
- 6) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
- 7) O. Grondin, R. Stobart, H. Chafouk and J. Maquet, "Modelling the Compression Ignition

- Engine for Control: Review and Future Trends,” SAE 2004-01-0423, 2004.
- 8) L. E. Johan Wahlström, Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR Capturing Sign Reversal and Non-minimum Phase Behaviors, Department of Electrical Engineering, Linköpings Universitet, Linköping, 2009.
  - 9) J. W. L. Eriksson and M. Klein, “Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification,” Automotive Model Predictive Control, LNCIS, Vol.402, pp.53-71, 2010.
  - 10) L. Guzzella, M. Ammann, N. P. Fekete and A. H. Glattfelder, “Model-based Control of the VGT and EGR in a Turbocharged Common-rail Diesel Engine: Theory and Passenger Car Implementation,” SAE, Vol.12, No.3, pp.527-538, 2003.
  - 11) M. Kao and J. J. Moskwa, “Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.117, No.1, pp.20-30, 1995.
  - 12) J. Sun, “Modeling and Control of Automotive Powertrain System: A Tutorial,” American Control Conference Proceedings, pp.3271-3283, 2005.
  - 13) E. Hendricks, A. Chevalier, M. Jensen, S. C. Sorenson, D. Trumphy and J. Asik, “Modelling of the Intake Manifold Filling Dynamics,” SAE 960037, 1996.
  - 14) Y. Y. Wang and I. Haskara, “Exhaust Pressure Estimation and Its Application to Detection and Isolation of Turbocharger System Faults for Internal Combustion Engines,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.134, No.2, 2012.
  - 15) I. Park, W. Lee and M. Sunwoo, “Application Software Modeling and Integration Methodology using AUTOSAR-ready Light Software Architecture,” Transactions of KSAE, Vol.20, No.6, pp.117-125, 2012.
  - 16) K. Lee, I. Park, M. Sunwoo and W. Lee, “AUTOSAR-ready Light Software Architecture for automotive embedded control systems,” Transactions of KSAE, Vol.21, No.1, pp.68-77, 2013.

Appendix. 1

$$\eta = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (A1)$$

where, h_1 : 입력단 비엔탈피
 h_2 : 출력단 비엔탈피
 $h_{2,is}$: 등엔트로피 조건에서의 비엔탈피

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad (A2)$$

$$\eta_{comp} = \frac{T_{comp\_ds,is} - T_{amb}}{T_{comp\_ds} - T_{amb}} \quad (A3)$$

$$\frac{T_{comp\_ds,is}}{T_{amb}} = \left(\frac{P_{comp\_ds}}{P_{amb}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (A4)$$

Appendix. 2

$$\begin{aligned} Pwr_{comp} &= W_{air} (h_{comp\_ds} - h_{amb}) \\ &= W_{air} c_p (T_{comp\_ds} - T_{amb}) \end{aligned} \quad (A5)$$

$$T_{comp\_ds} = T_{amb} + \frac{T_{amb}}{\hat{\eta}_{comp}} \left(\left(\frac{P_{int}}{P_{amb}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (A6)$$

$$Pwr_{comp} = W_{air} c_p \frac{T_{amb}}{\hat{\eta}_{comp}} \left(\left(\frac{P_{int}}{P_{amb}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (A7)$$

$$Pwr_{turb} = W_{turb} c_p \hat{T}_{exh} \hat{\eta}_{turb} \left(1 - \left(\frac{P_{amb}}{\hat{P}_{exh}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (A8)$$