

## 과급압력, 배압, 분사 시기 및 분사량에 따른 복합 방식 배기 재순환 시스템 적용 디젤 엔진의 최적화에 대한 연구

박 정 수<sup>1)</sup> · 이 교 승<sup>\*2)</sup> · 송 순 호<sup>3)</sup> · 전 광 민<sup>3)</sup>

연세대학교 기계공학과 대학원<sup>1)</sup> · 경기공업대학 자동차과<sup>2)</sup> · 연세대학교 기계공학과<sup>3)</sup>

### Optimization of Diesel Engine Performance with Dual Loop EGR considering Boost Pressure, Back Pressure, Start of Injection and Injection Mass

Jungsoo Park<sup>1)</sup> · Kyo Seung Lee<sup>\*2)</sup> · Soonho Song<sup>3)</sup> · Kwang Min Chun<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

<sup>2)</sup>Department of Automotive Engineering, Kyonggi Institute of Technology, Gyeonggi 429-792, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received 29 January 2010 / Accepted 23 February 2010)

**Abstract** : Exhaust gas recirculation (EGR) is an emission control technology allowing significant NOx emission reduction from light-and heavy duty diesel engines. The future EGR type, dual loop EGR, combining features of high pressure loop EGR and low pressure loop EGR, was developed and optimized by using a commercial engine simulation program, GT-POWER. Some variables were selected to control dual loop EGR system such as VGT (Variable Geometry Turbocharger) performance, especially turbo speed, flap valve opening diameter at the exhaust tail pipe, and EGR valve opening diameter. Applying the dual loop EGR system in the light-duty diesel engine might cause some problems, such as decrease of engine performance and increase of brake specific fuel consumption (BSFC). So proper EGR rate (or mass flow) control would be needed because there are trade-offs of two types of the EGR (HPL and LPL) features. In this study, a diesel engine under dual loop EGR system was optimized by using design of experiment (DoE). Some dominant variables were determined which had effects on torque, BSFC, NOx, and EGR rate. As a result, optimization was performed to compensate the torque and BSFC by controlling start of injection (SOI), injection mass and EGR valves, etc.

**Key words** : Back pressure(배압), Diesel engine(디젤엔진), Dual loop EGR(복합 방식 배기 재순환), DeNOx(질소산화물 저감), Design of experiment(실험계획법), Optimization(최적화)

#### Nomenclature

ATDC : after top dead center, degree  
BMEP : brace mean effective pressure, bar  
BSNOx : brake specific nitric oxides, g/kW-h  
BSFC : brake specific fuel consumption, g/kW-h  
BVD : back pressure valve diameter, mm

CA : crank angle, degree  
CO<sub>2</sub> : carbon dioxide  
DoE : design of experiment  
ECU : electronic control unit  
EGR : exhaust gas recirculation  
HPL : high pressure loop  
LPL : low pressure loop  
NOx : nitric oxides

\*Corresponding author, E-mail: leeks@kinst.ac.kr

SOI : start of injection, degree  
 TC RPM : turbocharger rpm, rpm  
 VGT : variable geometry turbocharg

### 1. 서론

디젤 기관은 높은 열효율, 고출력 및 내구성 등의 부분에서 타 기관에 비해 우수하기 때문에 상용차를 비롯하여 여러 동력원으로 다양한 분야에서 사용되고 있다. 하지만 최근 대기 오염 문제와 관련하여 배출가스에 대한 규제가 강화됨에 따라 오염 물질 발생을 저감시키려는 지속적인 연구가 진행되고 있다. 특히, 엔진 내 유일한 선 처리 기술인 배기가스 재순환(Exhaust Gas Recirculation, EGR) 기술은 우수한 NO<sub>x</sub>(질소산화물) 저감 효율을 보이고, 후처리 기술과 비교하여 엔진 경량화 및 경제적 측면에서 크게 기여하는바, 중요한 기술로 인식되고 있다.

배기가스 재순환 방식은 NO<sub>x</sub> 저감을 위한 가장 쉽고 효과적인 방법이다. 이는 신기와 배출가스가 섞여서 실린더 내부로 유입됨으로 인해 실린더 내부로 들어오는 기체의 산소 농도가 낮아져서 질소산화물의 발생이 억제된다. 또한 배출가스의 이산화탄소나 수분 성분 등의 불활성 가스가 신기의 일부를 대체하여 신기와 혼합되어 유입되므로 혼합기의 열용량이 커지는 효과를 가져 온다. 이 때문에 연소가스의 온도 상승이 억제되고 공기의 과잉를 낮추어 주기 때문에 열에 의한 질소산화물 생성을 억제하여 전체 질소산화물 발생량이 감소된다.<sup>1-3)</sup>

배기가스 재순환 방식은 크게 초기 압력과 적용 위치에 따라 고압 방식 EGR(High Pressure Loop EGR)과 저압 방식 EGR(Low Pressure Loop EGR)로 분류할 수 있다.

고압 방식 EGR(Fig. 1(a))은 터빈 전단의 고압의 배출 가스를 컴프레서 후단에 유입시키는 방법이다. 이에 배출 가스가 실린더 내로 유입되는 반응 속도가 빠르지만 만일 터빈 전단의 압력이 컴프레서 후단의 압력보다 작을 경우, 흡입되는 배기가스 재순환이 거의 없다는 단점을 안고 있다. 이에 터보차저와 인터쿨러가 장착된 엔진의 경우, 저압의 배기측에서 고압의 흡기부로 배출가스를 재순환시키기 위한 장치가 요구된다. 반면, 저압 방식 EGR의 경

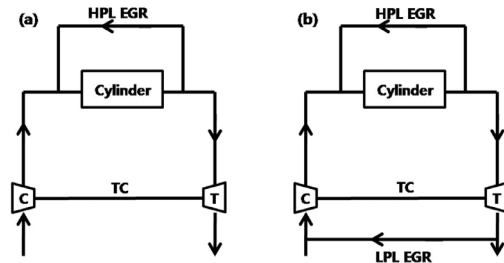


Fig. 1 Schematic diagrams of (a) HPL and (b) dual loop EGR system (C : compressor ; T : turbine ; TC : turbocharger)

우, 터빈을 지난 저압의 배출 가스를 흡기의 컴프레서 전단에서 유입함으로써 쉽게 배기가스 재순환율을 높일 수 있고, 컴프레서를 지나 실린더로 유입되므로 EGR과 신기가 효율적으로 섞일 수 있다. 하지만 실린더 내로 유입되는 반응 속도가 느려서 저/중속 구간에서는 고압 방식 EGR 보다 EGR율이 저하되는 단점이 있다.

EGR의 최적화는 다양한 엔진 변수 간의 상호 작용을 고려해야 하므로, 수치 해석을 통한 연구가 활발히 진행되고 있다. 실험 계획법을 통하여 엔진 독립 변수와 중속 변수간의 관계를 검증하거나, Matlab/simulink를 이용하여 엔진 컨트롤과 연계하는 등 수치해석의 영역이 점차 확대되고 있다.<sup>4,5)</sup>

최근 향후 배출가스 규제에 대응하여 고압 방식과 저압 방식의 장점을 결합한 복합 방식 EGR 시스템(Fig. 1(b))이 대두되고 있다. 복합 방식 EGR 시스템 하에서는 고압방식 혹은 저압방식 EGR을 단독으로 사용할 때 보다 최적화를 위하여 고려되어야 할 변수 및 이들 상호간의 영향에 따른 경우의 수가 많아 실험을 통한 검증 수를 줄일 수 있는 수치 해석적 연구가 필수적이다.

복합 방식 EGR의 경우에는 고압방식과 저압방식 EGR의 효율에 최적화된 터보차저의 성능 확보가 필수적이다. 또한 재순환 되는 배기의 유입에 의한 연소 성능, 열 방출을 변화 등에 대한 고찰이 필요하다.<sup>6-8,13)</sup>

본 연구에서는 상용 엔진 해석 프로그램인GT-POWER를 이용하여 복합 방식 EGR 장착 3L 디젤 엔진을 모델링하고, 정상 상태에서 다빈도 영역의 엔진 성능, 연비, EGR율, 질소산화물 배출량 등 상호 영향을 실험 계획법(DoE, Design of Experiment)

을 이용하여 최적화 하고자 한다. 또한, 복합 방식 EGR 장착에 따른 성능 및 연비 저하를 보상하기 위하여 실험을 통하여 제시된 엔진 독립 변수의 수치를 보정하여, 최종적으로 성능 및 연비 저하를 최소화하고 차기 배기 규제에 대응한 질소산화물 저감율을 보이는 엔진 독립 변수를 파악 하고자 한다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 엔진 제원

Table 1에 엔진 제원을 나타내었다. 수치 해석의 대상이 된 엔진은 3L, 6기통 디젤 엔진으로 커먼 레일 인젝션 시스템 및 가변 형상 터보차저(VGT)가 장착되었으며, 고압 방식 EGR을 사용하였다.

Table 1 Engine specification

Item	Specifications
Engine volume	3 liter
Type	vee, 6-cyl.
Bore	84mm
Stroke	89mm
Compression ratio	17.3
Max. torque@rpm	240PS@3800rpm
Max. power@rpm	450N-m@1720~3500rpm

### 2.2 상용 엔진 해석 프로그램, GT-POWER

본 연구에서는 상용 엔진 해석 프로그램인 GT-POWER를 이용하여 엔진 모델링을 하였다. GT-POWER는 1D 시뮬레이션이 가능한 상용 코드로서 엔진 운전 사이클 모사가 가능하다. 연소 모델로는 디젤 분무 모델을 이용하였다. 디젤 분무 모델은 Fig. 2와 같이 분사된 연료를 축방향과 반지름 방향으로 패키지화하여 각각의 패키지 단위로 연료의 침투율과 공기의 유입률 및 연료와 공기의 혼합을 통한 기화율과 실린더 내 열 방출율을 계산하는 방식이다.<sup>9-11)</sup> 최종적으로 열 방출율과 연소 생성물을

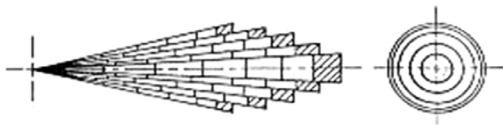


Fig. 2 Divided package of fuel spray(axial / radial direction)

계산하며, NOx의 경우, Zeldovich mechanism을 통한 계산을 수행한다.<sup>11,12)</sup>

### 2.3 엔진 모델

Fig. 3은 완성된 엔진 모델이다. 컴프레서 맵과 터빈 맵을 입력 변수로 하여 과급 압력과 배압 및 신기의 유입량을 결정하였고, 연료 분사량, 분사압, 분사시기 및 EGR 밸브 개도량 등을 입력 변수로 하여 성능, EGR율, BSNOx 결과를 구하였다. Fig. 3은 기본 고압방식 EGR 모델에 저압방식 EGR을 추가하여 완성된 엔진 모델이다. 실험 데이터는 완성차 업체로부터 제공된 emission test 결과 중, 다빈도 영역에서의 정상상태 실험 결과를 기초로 하였다. Table 2에 선택된 운전 조건을 나타내었다.

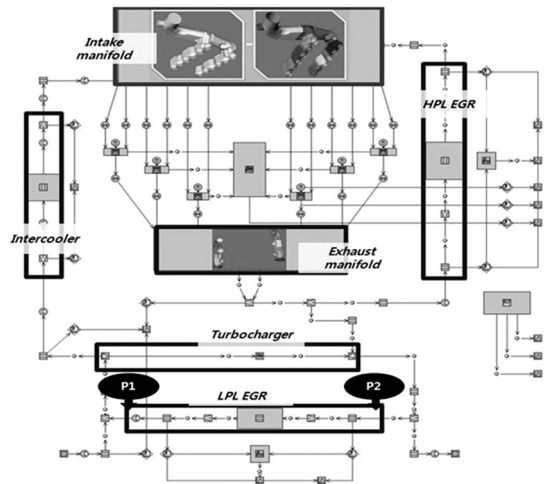


Fig. 3 Engine model for dual loop EGR system

Table 2 Engine operating conditions

Case no.	Engine speed (rpm)	BMEP (bar)	Boost pressure (bar)
1	852	2.94	1.04
2	1273	2.07	1.05
3	1344	4.75	1.14
4	1493	6.57	1.27
5	1674	7.34	1.38

### 2.4 수치해석

1차적으로 모델의 신뢰도를 확보하기 위하여, 실제 고압방식 EGR 장착 엔진의 실험 데이터와 고압

방식 EGR 모델의 비교를 통하여 신뢰도를 확인하였다.

복합방식 EGR 시스템의 최적화를 위하여, 고압 방식 EGR 모델에 저압방식 EGR 라인과 배압 밸브를 추가적으로 모델링함으로써, 복합방식 EGR 시스템을 모사하였다.

고압방식 EGR 모델에 기반하여 저압방식 EGR이 추가 장착된 복합방식 EGR 시스템 해석을 위한 기준으로 일정 과급 압력 조건에서 수치해석을 시작하였다. 이는 복합방식 EGR에 있어서 과급 압력의 결정을 통한 공기량의 유입량 결정이 매우 중요한 변수이기 때문이다.<sup>6,8)</sup> 실험계획법을 통하여 일정 과급 압력의 조건에서 저압방식 EGR의 밸브 개도량을 결정하였다. 이 때, 독립 변수로서 EGR 밸브 개도량 및 터보차저의 성능(터보차저의 스피드 및 터빈 랙(rack) 개도량)을 선정하였다. 터보차저의 스피드와 터빈 랙 개도량은 컴프레서 터빈 맵에 근거하여 프로그램에서 제공하는 컨트롤러에 의하여 Table 2의 목표 과급 압력에 맞추어 조절하였으며, 토크와 연비의 저하를 최소화하는 포인트를 선정하여 복합방식 EGR 시스템의 변수값을 결정하였다.

또한, 수치해석을 통하여 결정된 고압방식 EGR의 밸브 개도량과 저압방식 EGR의 밸브 개도량이 고정된 상태에서 배압 밸브 개도량에 따른 EGR율의 분배 특성 및 질소산화물 배출의 경향을 분석하였다.

최종적으로 일정 과급 조건에서 결정된 EGR 밸브 개도량과 배압 밸브의 개도량 변화에 따른 영향에 근거하여, 각 case 별로 질소산화물 저감 효율이 최대치에 해당하는 포인트에서 배압 밸브 개도량을 결정한 후, 저하된 토크와 연비를 보상하기 위한 최적화를 수행하였다. 이 때의 독립 변수로서 연료 분사량과 분사 시기를 선정하여 분석을 실시하였다. 지배 변수로서 선정된 독립 변수들의 변화 범위는 Table 3에 나타내었다.<sup>4,13)</sup>

Table 3 Control factors and levels for optimization of the dual loop EGR system

Control factor		min.	max.
EGR valve	HPL	-30%	base
	LPL	-30%	base
Injection mass		base	+3%
SoI		-3 CA adv.	base

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 신뢰도 검증

모델의 신뢰도를 확보하기 위하여, 실제 고압방식 EGR 장착 엔진의 실험 데이터와 고압방식 EGR 모델의 비교를 통하여 신뢰도를 확인하였다. 토크의 경우, 연료의 보조 및 주요 분사 시기와 과급압력에 영향을 미치는 터보차저 스피드의 조절을 통하여 결정하였고, EGR율은 EGR 밸브의 조절을 통하여 결정하였다. 공기유입율과 연료 분사량에 따라 질소산화물의 배출값이 계산되었다. 본 변수들의 조절은 디젤 분무 연소모델을 통한 수치해석에 있어 일반적으로 사용되며, (A7) Fig. 4에서 볼 수 있듯, ±3%의 오차 범위 내에서 모델의 신뢰도를 확인하였다.

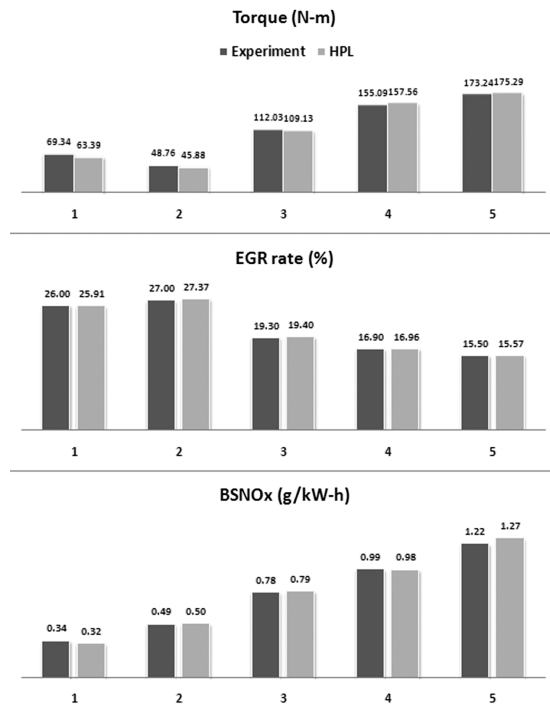


Fig. 4 Comparison between experiment data and simulation results of HPL EGR system (Torque / EGR rate / BSNOx)

#### 3.2 복합방식 EGR 시뮬레이션 결과

일정 과급압력 조건에서의 실험 계획법을 통하여 복합방식 EGR 시스템 해석을 수행한 후, 배압 밸브

의 조절을 통한 배압에 따른 EGR율의 분배 특성을 확인하였다. 마지막으로 성능과 연비 저하를 보상하기 위하여, 연료의 분사량과 분사 시기를 변수로 하여 최적화를 수행하였다.

### 3.2.1 실험 계획법을 통한 일정 과급 압력조건에서의 복합방식 EGR 해석

저압방식 EGR 밸브와 배압 밸브의 개도량 결정을 위하여, 일정 과급 압력 조건에서 복합방식 EGR의 수치 해석을 수행하였다. 과급 압력 조건은 Table 2의 대상 엔진의 실험 결과를 바탕으로 하였다. 터보차저의 성능과 저압방식 EGR 밸브 개도량 및 배압 밸브는 고압방식 EGR 모델에 사용된 중요 변수(실험을 통하여 제시된 연료 분사량, 분사압력, 엔진 제원 및 형상, (A6))와 고압방식 EGR 밸브 개도량이 고정된 상태의 일정 과급 압력을 중속 변수 값으로 하여 결정하였다.

Fig. 5는 고압방식 EGR 과 복합방식 EGR 모델의 결과로서, 실린더 압력과 열 방출율의 비교이며, 대표적으로 case 4를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이, 고압방식 EGR과 비교하여 복합방식 EGR이 장

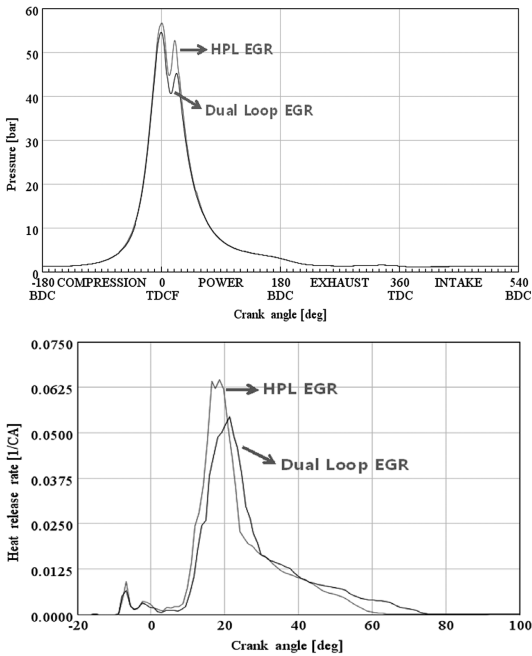


Fig. 5 Cylinder pressure and heat release rate of HPL EGR and dual loop EGR under constant boost pressure in case 4

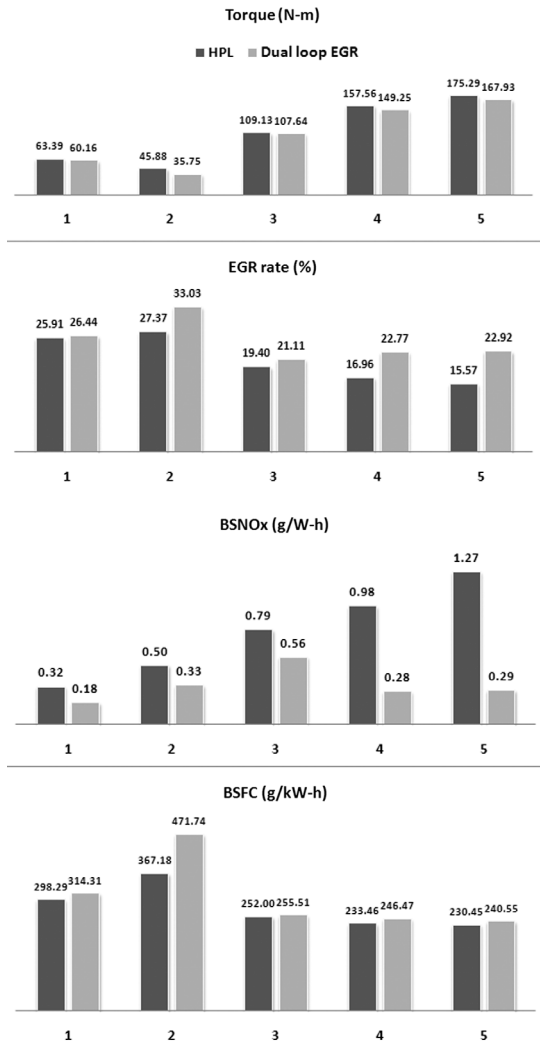


Fig. 6 Simulation results comparison between HPL and Dual Loop EGR model (Torque / EGR rate / BSNOx / BSFC)

작되었을 때, 실린더 압력과 열 방출율이 감소함을 알 수 있다. 감소된 실린더 압력은 출력의 저하를 야기시키며, 감소된 열 방출율은 질소산화물 저감 효과로 나타난다. Fig. 6은 고압방식 EGR 모델과 일정 과급 조건에서의 복합방식 EGR 모델의 토크, EGR율, NOx량, 연비에 대한 비교 결과이다.

토크와 연비의 저하를 최소화하는 포인트에서의 수치해석 결과로서, 고압방식 EGR 모델과 비교하여 평균 7%의 토크 저하 및 평균 8%의 연비 손실을 보였다. 토크의 경우, 최소 2% (case 3), 최대 20%

(case 2)의 저하를 보였다. 연비의 경우, 최소 2% (case 3), 최대 25% (case 2)의 손실을 보였다. 질소산화물 배출에 있어서는 평균 50%의 저감율을 보였다. 특히, 최소 30% (case 3), 최대 80% (case 5)의 저감율을 보였다.

### 3.2.2 일정 과급압력 조건에서 배압에 따른 성능 및 질소산화물 배출 특성

Fig. 7~11에 배압 밸브의 개도량 변화에 따른 해당 운전 영역에서의 전체 EGR율 및 고압방식 EGR과 저압방식 EGR의 분배율, 그리고 질소산화물의 변화 추세를 나타내었다. 개도량은 밸브 직경의 40%~90% 범위에서 개도하였다.

일반적으로 저속/저부하의 영역에서는 반응성이 좋은 고압방식 EGR이 EGR율에 영향을 크게 미치며, 반대로 고속/고부하의 영역에서는 저압방식 EGR이 큰 영향을 미친다. 복합방식 EGR 시스템의 수치 해석 결과, 배압 밸브의 개도량의 증가로 인한 배압의 감소로 모든 조건에서 EGR율이 감소하는 경향성을 보였으나, 그에 따른 고압방식 EGR과 저압방식 EGR율의 분배 경향에 있어서는 운전 영역 별로 다른 양상을 보였다.

반면, 상대적으로 고속 고부하 영역인 case 3, case 4, case 5의 경우, 전체 EGR율이 저압방식 EGR율의 영향을 많이 받으며, EGR율의 감소로 인한 NOx 증가 형태가 저압방식 EGR율이 감소하는 경향을 따라 증가하는 양상을 보였다. 특히, case 3의 경우, case 2와 반대로 고압방식 EGR의 영향이 수반되어 배압 밸브의 전체 개도 구간에 걸쳐, 특히, 40~60%

개도 구간에서 경향성을 벗어나는 양상을 보였다. 이에 최적화 시에 고압방식 EGR 밸브 개도량이 추가적인 지배변수로 고려되었다.

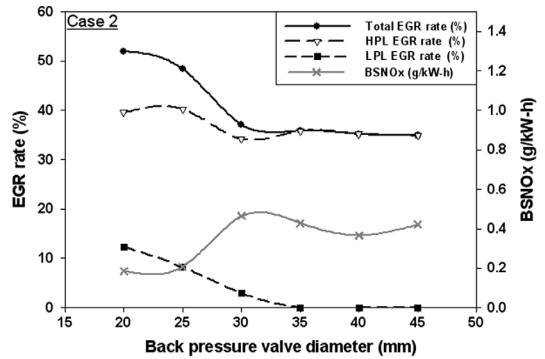


Fig. 8 EGR distribution rate and BSNOx with back pressure valve diameter variation : case 2

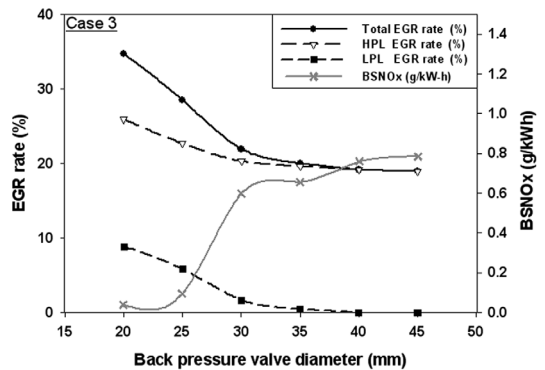


Fig. 9 EGR distribution rate and BSNOx with back pressure valve diameter variation : case 3

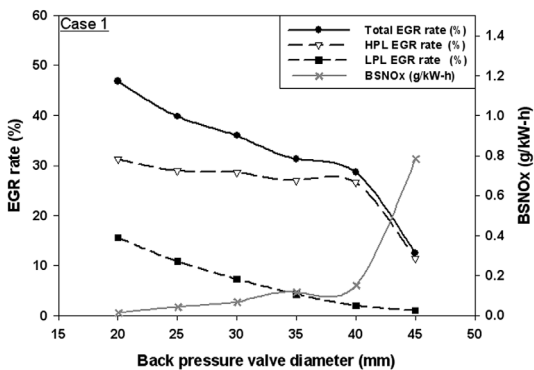


Fig. 7 EGR distribution rate and BSNOx with back pressure valve diameter variation : case 1

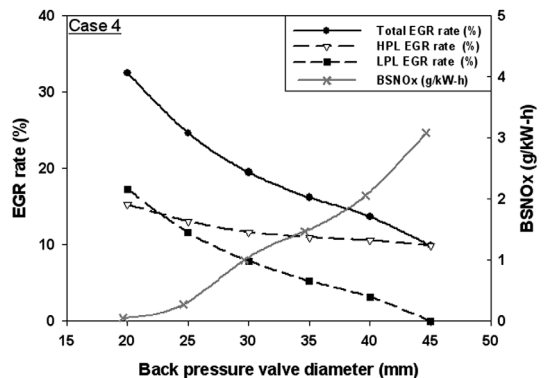


Fig. 10 EGR distribution rate and BSNOx with back pressure valve diameter variation : case 4

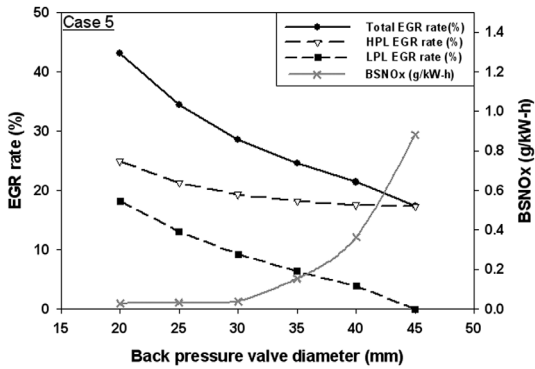


Fig. 11 EGR distribution rate and BSNOx with back pressure valve diameter variation : case 5

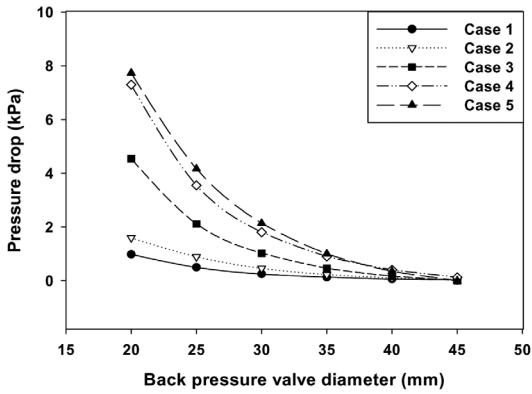


Fig. 12 Pressure drop of LPL EGR with back pressure valve diameter variation

Fig. 12는 배압 밸브 개도량에 따른 저압방식 EGR의 전단과 후단의 압력 강하를 나타낸다. Case 1에서 case 5로 갈수록, 저압방식 EGR의 압력 강하가 커지며, 이에 따라 저압방식 EGR율에 미치는 영향이 커진다.

### 3.2.3 연료 분사시기와 분사량 및 EGR 밸브 개도량에 따른 최적화

컨트롤 변수의 수를 최소화하기 위해 배압 밸브 개도량에 따른 결과에 근거하여 질소산화물 저감율이 최대에 해당하는 포인트인 배압 밸브 40% 개도량(Fig. 7~11의 BVD 20mm 포인트)을 기준 해석점으로 선정하였다. 토크와 연비의 보상을 위한 연료 분사 시기의 전각, 분사량의 증가 및 EGR 밸브의 개도를 조절하여 최적화를 실시하였다. EGR 밸브는 각 케이스 별로 고압방식 EGR과 저압방식 EGR 중,

Table 4 Control results of start of injection, injection mass and EGR valve opening rate at BVD 40% opening point

Case No.	1	2	3	4	5
Sol	4adv.	3adv.	3adv.	5adv.	5adv.
Injection mass	+3%	+2%	-	-	+3%
EGR valve	HPL	20% close	25% close	-	-
	LPL	-	-	10% close	20% close

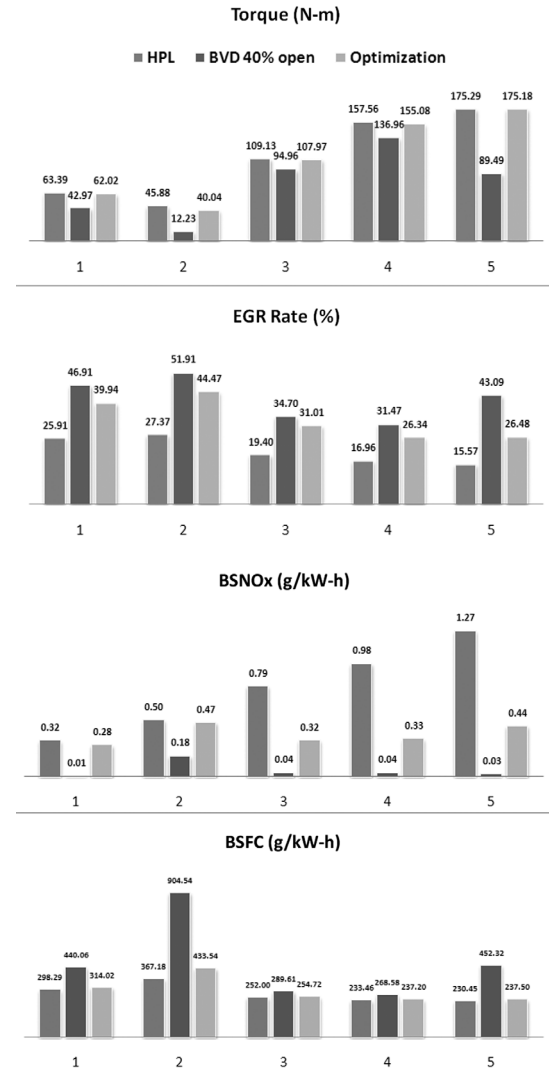


Fig. 13 Simulation results comparison between HPL, BD 40% opening point and optimization point (Torque / EGR rate / BSNOx / BSFC)

지배적인 영향을 미치는 EGR 밸브만 고려하여 조절하였다. 조절범위는 Table 3에 나타내었으며, (A11) Table 4에 최적화 포인트에서의 분사 시기, 분사량 및 EGR 밸브 개도량을 나타내었다.

Fig. 13은 고압방식 EGR 모델 및 질소산화물 저감 효율이 최대인 배압 밸브의 40% 개방 포인트에서의 복합방식 EGR과 분사량, 분사 시기 및 EGR 밸브 개도량 변화를 통한 복합방식 EGR의 최종 최적화 후의 결과 비교이다. (A12) 우선, 고압방식 EGR 모델과 배압 밸브의 40% 개방 포인트에서의 복합방식 EGR 모델을 비교해보면, (A12) NOx는 고압방식 EGR 모델과 비교하여 질소산화물 저감 효율이 최대인 점에서 EGR율의 현저한 증가로 평균 90%의 저감 효율을 보였으나, 토크는 평균 40%, 연비는 평균 30%의 손실을 보였다. 이에 분사량의 증가, 분사 시기의 진각 및 EGR 밸브 개도량을 감소시킴으로서, 최종적으로 최적화된 복합 방식 EGR 모델은 (A12) 고압방식 EGR 모델과 동일 수준까지 토크와 연비를 향상시켰다. 최적화된 모델은 신뢰도가 확인된 고압방식 EGR 모델과 비교하여 토크 및 연비에 손실 이 거의 없이 EGR율의 변화를 통해 평균 40%의 질소산화물 저감 효율을 보였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 복합방식 EGR 장착 디젤 엔진의 성능 최적화를 위하여, 수치해석을 통한 변수 선정 및 그에 따른 영향을 살펴보았으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 실험 결과를 바탕으로 엔진 모델을 구성한 결과,  $\pm 3\%$ 의 오차 범위에서 고압방식 EGR 모델의 신뢰도를 확인하였다.
- 2) 복합방식 EGR 모델을 구성 후, 저압방식 EGR 밸브 개도량을 결정하기 위하여, 일정 과급 조건 하에서 수치 해석을 하였다. 고압방식 EGR 모델과 비교하여 평균 7%의 토크 저하 및 평균 8%의 연비 손실을 보였다. 특히, 토크의 경우, 최소 2% (case 3), 최대 20% (case 2)의 저하를 보였다. 연비의 경우, 최소 2% (case 3), 최대 25% (case 2)의 손실을 보였다. 질소산화물 배출에 있어서는 평균 50%의 저감율을 보였다. 특히, 최소 30% (case

3), 최대 80% (case 5)의 저감율을 보였다.

- 3) 고압방식 EGR과 저압방식 EGR 시스템의 EGR율, 전체 EGR율 및 질소산화물 배출 특성을 파악하기 각 운전 조건 별로 배압 밸브의 개도량에 따른 영향을 살펴 보았다. 상대적으로 저속 저부하 영역인 case 1, 2의 경우, 전체 EGR율 및 질소산화물 배출 경향이 고압방식 EGR율의 경향을 따랐으며, 상대적으로 고속 고부하 영역인 case 3, 4, 5의 경우, 저압방식 EGR율의 경향을 따랐다.
- 4) 배압 밸브 개도량에 따른 결과를 통하여, 질소산화물 저감 효율이 최대로 나타나는 40% 개도량 지점에서 EGR 밸브의 개도량 감소 및 분사 시기의 진각, 그리고 분사량을 증가시킴으로서, 토크와 연비의 보상을 하였다. 최적화된 모델은 신뢰도가 확인된 고압방식 EGR 모델과 비교하여 동일 수준의 토크 및 연비를 달성하였으며, EGR율의 변화를 통해 평균 40%의 질소산화물 저감 효율을 달성하였다.

#### 후 기

본 연구는 2007년 지식 경제부 주관 중기거점사업에 의해 지원되었으며 저자 일동은 관계 기관에 감사드립니다.

#### References

- 1) N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao and Z. Hu, "Effects of EGR on Heat Release in Diesel Combustion," SAE 980184, 1998.
- 2) A. Mailboom, X. Tauzia and J.-F. Hétet, Experimental Study of Various Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions of an Automotive Direct Injection Diesel Engine, Energy, Vol.33, pp.22-24, 2008.
- 3) M. Zheng, G. T. Reader and J. G. Hawley, "Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation - A Review on Advanced and Novel Concepts," Energy Conversion & Management, Vol.45, pp.883-900, 2004.
- 4) S. J. Lee, K. S. Lee, S. H. Song and K. M. Chun, "Low Pressure Loop EGR System Analysis Using Simulation and Experimental



- Investigation in Heavy-Duty Diesel Engine,”  
Int. J. Automotive Technology, Vol.7, No.6,  
pp.659-666, 2006.
- 5) J. H. Jun, S. Song, K. M. Chun and K. S. Lee,  
“Comparison of NO<sub>x</sub> Level and BSFC for HPL  
EGR and LPL EGR System of Heavy-Duty  
Diesel Engine,” SAE 2007-01-3451, 2007.
  - 6) V. Mueller, R. Christmann, S. Muenz and V.  
Gheorghiu, “System Structure and Controller  
Concept for an Advanced Turbocharger/EGR  
System for a Turbocharged Passenger Car  
Diesel Engine,” SAE 2005-01-3888, 2005.
  - 7) K. Cho, M. Han, R. M. Wagner and C. S.  
Sluder, “Mixed-Source EGR for Enabling High  
Efficiency Clean Combustion Mode in a Light-  
Duty Diesel Engine,” SAE 2008010645, 2008.
  - 8) R. Czarnowski, V. Joergl, O. Weber, J. Shutty  
and P. Keller, “Can Future Emissions Limits be  
Met with a Hybrid EGR System Alone?,” Diesel  
Engine-Efficiency and Emissions Research  
(DEER) Conference, 2008.
  - 9) H. Hiroyasu, T. Kadota and M. Arai, “Develop-  
ment and Use of a Spray Combustion Modeling  
to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollu-  
tant Emissions(Part 1 Combustion Modeling),”  
The Japan Society of Mechanical Engineers,  
Vol.26, No.214, pp.569-575, 1983.
  - 10) T. Yoshizaki, K. Nishida and H. Hiroyasu,  
“Approach to Low NO<sub>x</sub> and Smoke Emission  
Engines by Using Phenomenological Simula-  
tion,” SAE 930612, 1993.
  - 11) D. Jung and D. N. Assanis, “Multi-Zone DI  
Diesel Spray Combustion Model for Cycle  
Simulation Studies of Engine Performance and  
Emissions,” SAE 2001-01-1246, 2001.
  - 12) G. A. Lavoie, J. B. Heywood and J. C. Keck,  
“Experimental and Theoretical Investigation of  
Nitric Oxide Formation in Internal Combustion  
Engines,” Combustion Science and Technology  
Vol.1, pp.313-326, 1970.
  - 13) J. Park, K. S. Lee, K. M. Chun and S. Song,  
Asia Pacific Automotive Engineering Confer-  
ence 15(APAC 15) Proceedings, APAC 15-356,  
2009.