Transactions of KSAE, Vol. 15, No. 2, pp.65-73 (2007)

Copyright Ⓒ 2007 KSAE
1225-6382/2007/086-10

EGR관 형상이 가변형상 과급기를 장착한 디젤엔진의 EGR 특성에 미치는 영향

정 수 진*·정 재 우·강 정 호·강 우

자동차부품연구원 첨단동력/IT 종합연구센터

The Effect of EGR Pipe Configuration on EGR Characteristics of Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger

Soo-Jin Jeong* · Jae-Woo Chung · Jeong-Ho Kang · Woo Kang

Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea
(Received 7 June 2006 / Accepted 25 September 2006)

Abstract : The use of an Exhaust Gas Recirculation(EGR) for a diesel engine with variable geometry turbocharger (VGT) has confronted how to obtain the amount of EGR for NOx reduction requirement at wide operating range and less side effect. Through a combined effort of modeling(wave action simulation) and experiment, an investigation into the effect of EGR area ratio and pipe length on EGR characteristics of common rail diesel engine with VGT has been performed. For accurate computation, calibration of constants involved in empirical and semi-empirical correlations has been performed at a specific operating point, before of its use for engine simulation. From the results of this study, it was found that EGR rate is sharply increased with increasing EGR area ratio until area ratio of 0.3. However, the effect of EGR area ratio on EGR rate is negligible beyond this criteria. This study also investigates the effect of EGR pipe length on a EGR amount and pulsating flow characteristics at EGR junction. The results showed that the longer EGR pipe length, the lower EGR amount was achieved due to the flow loss resulting in lower amplitude of pressure wave.

Key words : Exhaust gas recirculation(EGR: 배기가스재순환), Variable geometry turbo-charger(VGT: 가변형상 과급기), Wave action(압력파 거동), Thermodynamic engine model(열역학적 엔진모델)

1. 서 론

차세대 디젤엔진 개발에 있어서 가장 중요한 구성품은 VGT(Variable Geometry Turbocharger)와 EGR이다. 예혼합압축착화(HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition) 엔진과 같이 저공해 저연비 엔진을 개발하기 위해서는 이 두가지 구성품에 대한 최적제어가 절실한 상황이다. HCCI엔진은 NOx 생성물의 억제를 위하여 연소온도를 억제하여야 하므로 EGR을 사용한 혼합기의 희석이 필요하게 되며 이에 따른 출력의 저하를 막기 위하여 많은 양의 공기를 흡입하여야 하므로 과급기 사용이 불가피하다. 특히 EGR의 제어는 공연비, 유입가스의 온도, 잔류가스량에 직접적인 영향을 미치므로 차세대 디젤엔진의 연소제어를 위하여 매우 중요한 설계항목이라 할 수 있다. 과급기를 사용한 디젤엔진에 고압 EGR 루프(A high pressure EGR loop)를 적용하였을 경우 가장 큰 문제는 저속에서 과급압보다 배압이 작아 EGR이 형성되지 않는다는 점이다. 이는 저속 저부하 영역에서 배기가스 중 산소의 농도가 높은데 반해 CO_2의 농도가 낮은 많은 양의 EGR이 필요

*Corresponding author, E-mail: sjjeong@katech.re.kr

한 상황을 고려할 때 차세대 디젤엔진에 있어서 해결해야할 중요한 문제임에 틀림이 없다. 이러한 문제를 해결할 수 있는 효과적인 방법이 가변형상과급기의 적용이다.[1] 저속, 저부하 영역에서 과급기 입구의 노즐을 이용하여 배기가스를 교축시키면 배압은 증가하고 과급압은 감소하여 효과적으로 EGR을 적용할 수 있다. 그러나 설계상 어려운 점은 이 운전조건에서 배기가스의 맥동이 강하게 발생하므로 흡배기계의 설계에 있어서 압력파 상호간의 간섭이 EGR관 유입 연결부와 VGT 유입부에서 발생하지 않도록 설계하는 것이다. 또한 VGT의 설치위치에 따라 엔진의 튜닝 포인트가 변화하므로 이에 따른 배기계의 형상변화를 VGT의 성능곡선 및 체적에 따라 미리 고려해야 한다.[2] 이를 위해서는 흡배기계의 각 구성요소를 열역학적으로 모델링하여야 할 뿐만 아니라 각 요소들을 연결하는 배기관의 비정상적 유동특성 또한 고려하여야 한다. 이러한 해석방법을 1차원적 압력파 거동해석(wave action simulation)이라고 부르고 있으며 VGT 및 EGR이 엔진의 출력에 미치는 영향과 배기 매니홀드 및 이음부의 형상에 따른 VGT 성능 과 EGR 특성을 분석할 수 있으므로 초기 레이아웃 설계에 매우 유용하게 사용되어질 수 있다.

본 연구에서는 우선, 압력파 거동해석 모델을 VGT와 EGR을 장착한 4기통 커먼레일 디젤엔진에 적용하여 엔진의 성능 및 흡배기계의 유동특성 예측성능을 실험적으로 검증하였다. 검증된 해석모델을 이용하여 저속 저부하 영역에서 EGR 관과 흡기관과의 유효면적비가 유입 신기의 유량 및 EGR율, 그리고 펌핑 평균유효압력에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 EGR 파이프의 길이가 EGR량과 EGR 이음부에서의 비정상 맥동유동 특성에 미치는 영향에 대한 분석을 수행하였다. 본 연구의 결과는 요구되는 EGR율을 확보하기 위한 최적의 흡기관 및 EGR 관, 그리고 EGR 밸브의 직경 설계를 위한 기초설계 자료로 사용되어질 수 있을 것이다.

2. 해석모델 및 실험

2.1 수치적 모델링

2.1.1 연소모델

차세대디젤엔진과 같은 커먼레일 디젤엔진은 저부하에서 파일럿인젝션을 이용하는 특징이 있으며 이러한 분사특징을 해석하기 위해서 그동안 많은 연구가 진행되어져 왔다. 그러나 3차원적 모델은 많은 계산시간과 수많은 화학반응에 대한 정보가 필요하므로 초기 흡배기 레이아웃 설계에 적용하기에 많은 어려움이 있다. 따라서 최근들어 기존의 열역학적 연소모델인 Wiebe 함수를 사용하여 HCCI 엔진 및 커먼레일 엔진의 연소현상을 성공적으로 예측한 연구가 보고되어 있다.[3,4] Kumer[4]등은 double Wiebe 함수를 이용하여 각 함수에 들어가는 연소효율 파라메터인 a와 연소속도를 결정짓는 형상계수,m을 15,00rpm 저부하 영역에서 최적화하여 열발생율을 성공적으로 예측하였다고 보고하였다.

본 연구에서는 Table 1에 나타낸 것과 같은 VGT 및 EGR을 사용하는 최신 커먼레일 DOHC 디젤엔진을 대상으로 Wiebe 연소모델을 사용하여 1,000～4,000rpm의 운전영역과 30～100% 부하영역에서 연소압력과 출력 예측성능을 검증하였다.

Table 1 Specifications of diesel engine

항 목	제 원	항 목	제 원
Bore(mm)	83	Compression ratio	17.7
Stroke(mm)	92	배기량(cc)	1998
Max. intake valve lift (mm)	7.86	Power(PS/rpm)	111/4000
Max. exhaust valve lift (mm)	8.25	Torque(kg · m/rpm)	25.5/2000

2.1.2 유동해석모델

본 연구에서는 흡배기관 내의 비정상적 가스의 유동을 1차원적으로 고려한 유한체적법을 사용하여 계산하였다. 흡배기계는 엔진의 복잡한 여러 장치들과 연결되어 있으므로 관 양단에 연결되어있는 여러 장치들을 모델링 하여야 한다. 본 연구에서는 실린더를 가스교환 시는 열역학적 개방계로 간주하였다. 터보 과급기는 압력비와 질량유량의 함수로서 속도와 등엔트로피 효율을 나타내는 터빈과 압축기의 성능선도(map)를 이용하여 열역학적으로 모델링하였다.[5,6] 본 연구에서 사용된 과급기 모델

링 방법은 고정자 및 회전자 영역을 노즐로 모델링하고 가운데 영역을 실제 과급기 체적에 상당하는 공간을 설정하는 방법이다.[6] 그 밖의 다른 장치들에 대한 모델링방법은 참고문헌[6,7]에 상세히 설명되어 있다. 본 연구에서는 위와 같은 해석기법을 각 배기 시스템에 적용하기 위하여 AVL에서 개발한 상용프로그램인 Boost code[7]를 사용하였다.

2.2 해석 대상

Fig. 1은 본 연구의 대상 엔진의 실험 개략도를 나타내었으며 그림에 표시된 "P,T" 표기는 압력과 온도를 측정한 측정위치를 나타낸다. Fig. 2는 엔진 및 흡배기계를 열역학적으로 모델링 한 결과를 나타내었다. 흡배기계를 구성하는 각 요소 중 압력강하가 발생하는 중간냉각기, air cleaner, EGR 밸브, DOC, 소음기, EGR 냉각기 등을 계산하기 위해 필요한 유량계수와 압력강하치는 실 운전조건에서 실측한 데이터를 사용하였다. 대상 엔진이 DOHC이므로 각 흡배기 밸브와 연결된 흡배기 포트를 각각 모델링하여 이음부로 처리하였다. 이러한 모델링은 본 대상 엔진과 같이 흡기포트의 경우 한쪽은 강한 스월을 얻기 위해 짧고 나선형으로 설계되어 있고 다른 한쪽은 긴 직선형 포트로 설계되어 있는 경우, 보다 정확한 계산 결과를 보장한다.

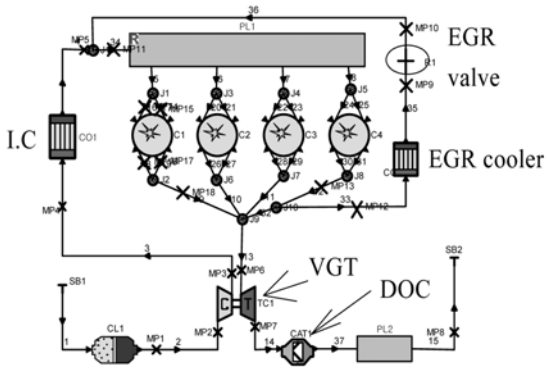

Fig. 2 Layout of the engine computational model

2.3 실험적 검증

본 연구에서 사용된 Wave action 모델은 흡배기관을 1차원으로 고려하고 흡배기계 구성품을 0차원으로 모델링하였으므로 많은 실험계수들과 경험식을 사용한다. 따라서 이 모델을 사용하기 전에 임의의 운전조건과 엔진에 대한 보정과 검증이 필요하다.[8,9,12,14,15] 따라서 본 연구에서는 부분부하에서 전부하에 이르기까지 넓은 운전조건하에서 해석모델을 검증하였다.

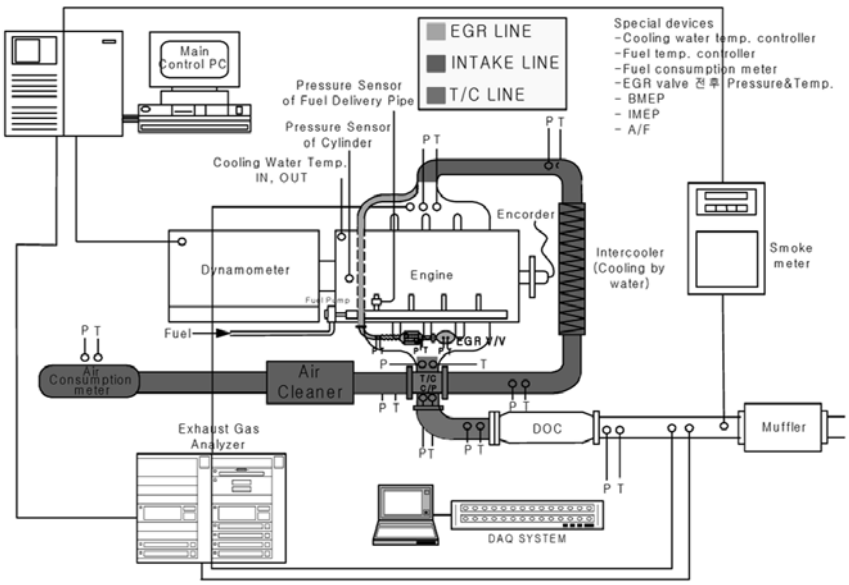

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 3은 3,500rpm 전부하의 경우의 실린더 내의 압력을 실험과 해석값을 비교하여 나타낸 것이다. 보정된 Wiebe 모델을 사용하여 매우 정확히 예측하고 있다. Fig. 4는 전부하에서 1,000-4,000rpm의 운전영역에서 각 회전수별 터빈의 입구의 사이클 평균된 온도와 압력을 실험과 비교하여 나타내었다. 해석값이 매우 높은 예측정확도를 보이고 있다.

Fig. 5에는 엔진의 BMEP를 실험과 비교하여 나타내었다. 해석결과는 최대 오차 10.5% 이내의 매우 정확한 예측정확도를 보이고 있다.

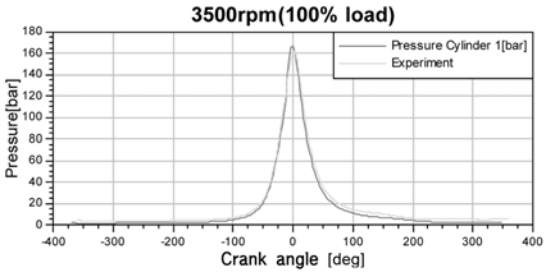

Fig. 3 Comparison of experimental and computational results

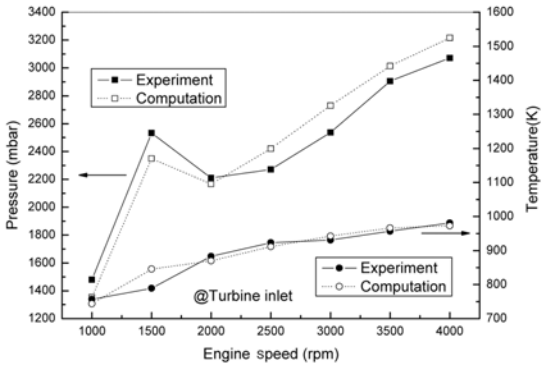

Fig. 4 Cycle averaged pressure and temperature at turbine inlet

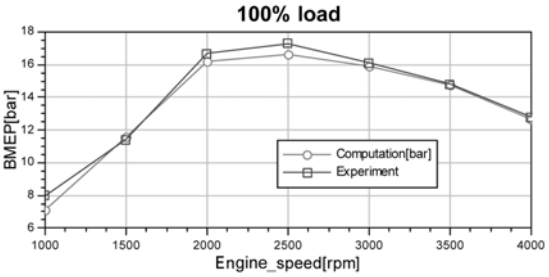

Fig. 5 Comparison of BMEP with Experimental data

Fig. 6에는 각 rpm 별로 흡기 다지관 플레넘에서 측정한 부스트압을 실험결과와 비교하여 나타내었다. 해석결과는 매우 정확하게 실험결과를 예측하고 있으며 따라서 본 연구에서 사용한 해석 모델의 보정이 성공적으로 이루어졌음을 확인할 수 있다.

VGT 및 EGR을 장착한 디젤엔진의 경우 전부하 영역은 부스트압이 터빈쪽 배기압보다 높아 배기효율 및 성능에 무리가 없지만 문제가 되는 것은 부분부하영역이다. 이 영역에서는 부스트압과 배기압의 차이가 미미한 상황에서 EGR 밸브가 작동하고 VGT 전단에서의 압력 맥동이 심하여 흡배기계 초기 레이아웃 설계 시 최적제어를 위한 정확도 높은 흡배기 유동해석이 요구된다.

따라서 본 연구에서는 1,500rpm 다양한 부분부하(30%, 40%, 50%, 60%) 영역에서의 엔진의 출력 및 유동 예측정확도를 상세히 검증하였다.

Fig. 7에 50%부하의 실린더 내의 압력을 실험값과 계산값을 비교하여 나타내었다. 연소모델인 Wiebe 함수의 형상계수값은 전부하에서 보정된 값을 그대로 적용하였다. 검증결과는 그림에서 볼 수 있듯이 압력선도 형상을 잘 모사하여 주고 있다.

Fig.8에는 1,000rpm 30%부하에서의 흡기매니홀

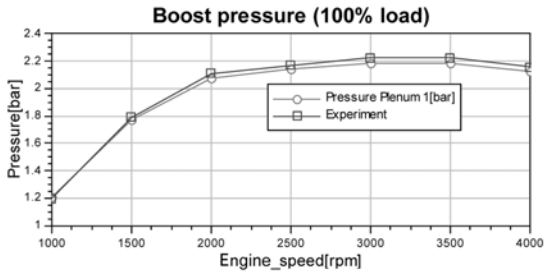

Fig. 6 Comparison of Boost pressure with Experimental data

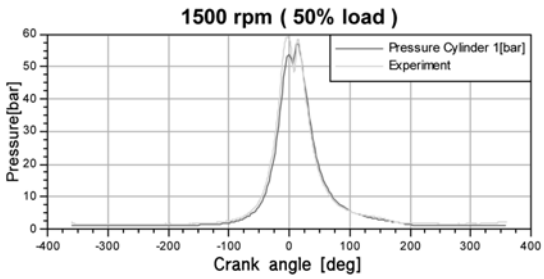

Fig. 7 Comparison of in-cylinder pressure at partial load

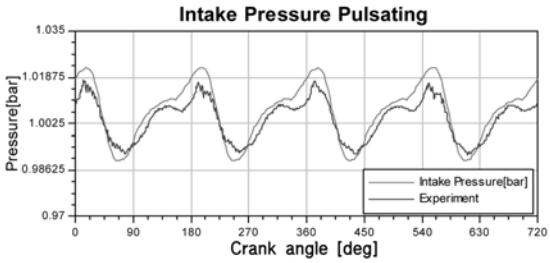

Fig. 8 Comparison of intake pressure between cal. and exp

드에서의 압력파형을 실험값과 검증한 결과이다. 정량적 정성적으로 모두 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 적용한 1차원 유동해석기법을 사용하여 차세대 디젤엔진의 흡배기계를 성공적으로 예측할 수 있음을 알 수 있으며 이를 활용하여 초기 흡배기레이아웃을 효과적으로 최적화 시킬 수 있을 것이다.

3. 연구내용

3.1 EGR 연결관과 흡기관의 유효면적비

본 연구에서는 앞에서 설명한 보정된 유동해석모델을 사용하여 Fig. 2에서와 같이 EGR 연결관의 단면적(MP10)과 EGR 밸브의 연결관과 이음부로 연결되어 있는 흡기관의 단면적(MP5)비(이하: EGR 면적비)가 EGR 특성 및 흡배기효율, 그리고 터빈 및 압축기 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였다.

EGR 면적비는 각 운전조건에서의 최대 목표 EGR의 가능 여부를 결정짓는 매우 중요한 설계인자이나 최근에 들어서야 소수의 연구가 진행되는데 그치고 있다.[8,9,10,13)]

본 연구에서 EGR 계산은 아래식을 사용하였다.

$$EGR\% = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} \times 100(\%) \quad (1)$$

여기서 $a_{dom}(\lambda)$은 재순환된 배기가스의 유량이고 $a_{dom}(\lambda)$는 엔진에 의해 흡입되는 공기의 유량이다.

본 연구의 대상인 EGR 연결관의 단면적은 최적 EGR 밸브시트의 크기를 경정할 수 있는 중요한 공학적 의미를 지니고 있다. 본 연구에서는 흡입관의 직경은 50mm로 고정하였으며 EGR관의 직경을 변

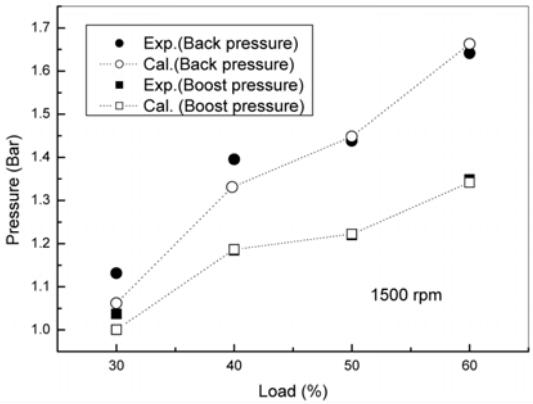

Fig. 9 Comparison of back pressure and boost pressure with experimental data

경하여 EGR 면적비를 변경하였다. 엔진의 운전조건은 많은 EGR이 적용되는 1500rpm으로 설정하였으며 이때 고려한 부하는 30, 50, 60%이다. EGR 밸브의 개도는 모든 경우에 대해서 WOT로 설정하였다. 먼저 해석을 수행하기 전에 모델을 재검증하기 위하여 각 부하별 부스트압과 배압을 실험과 비교하여 Fig. 9에 나타내었다.

그림에서 볼 수 있듯이 해석결과는 실험결과와 잘 일치하고 있어 본 해석모델의 신뢰도는 보장할 수 있을 것으로 사료된다. 전 부하영역에서 배압이 부스트압보다 높으므로 EGR을 적용하여 해석하는 데는 무리가 없다.

Fig. 10에 EGR 면적비의 변화가 엔진으로 유입되는 흡입유량에 미치는 영향에 대하여 나타냈다. 그림에서 볼 수 있듯이 면적비가 증가할수록 흡입공

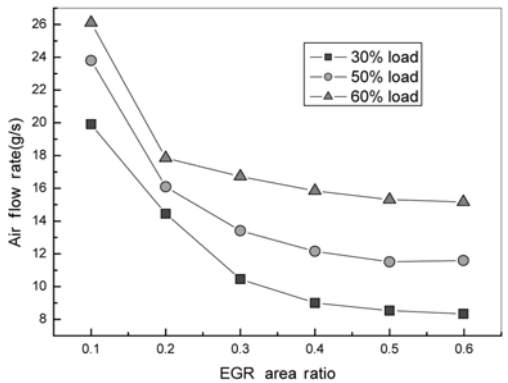

Fig. 10 The effect of EGR area ratio on air flow rate

기유량은 점차 감소하고 있으며 최대 60%의 유량감소를 나타내고 있다. 이러한 감소폭은 고부하에서 두드러진다. 그러나 전체적으로 면적비 0.2 이상에서는 EGR 면적비 증가에 따른 흡입공기유량 감소폭이 급격히 둔화되고 있음을 알 수 있다.

이는 고부하에서는 과급압이 높아져 흡기유량 관성이 증가하므로 EGR가스의 유입으로 인한 유입공기량의 감소폭이 작아지기 때문이다. 그러므로 EGR 면적비 변화에 따른 흡입유량의 변동폭이 감소한다. 그러나 저부하 영역에서는 30% 부하의 경우에서 볼 수 있듯이 배압과 과급압의 차이가 감소하여 EGR 면적비 변화에 따른 흡입유량의 변동폭이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 11은 EGR 이음부를 통과하여 흡기관으로 유입되는 EGR 가스의 유속과 흡기관을 통과하는 신기의 유속비를 EGR면적비의 변화에 따라 각 부하별로 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이, EGR 면적비 0.2까지는 유속비가 급속히 증가하나 이후에는 EGR 면적비가 증가할수록 단면적 증가로 인한 EGR 연결관에서의 속도저하로 인하여 속도비의 급속한 감소를 확인 할 수 있다. 이는 면적비 0.2 이하에서는 EGR 관의 단면적 증가에 따라 유입공기 유량은 감소하고 EGR 가스 유량은 증가하나 면적비 0.2를 초과하는 영역에서는 유입유량의 감소폭보다 EGR가스의 유량감소폭이 더 크기 때문이다. 그러나 30%하중의 경우는 면적비 0.2～0.3부근에서 속도비의 변동폭이 미미한데 이는 이 영역에서 EGR 관 단면적 증가에 따른 EGR가스 유량감소에 비해 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 면적비 0.2～0.3의 영역에서 유입공기유량이 급격하게 감소하기 때문이다.

본 연구의 결과로부터, EGR 연결관의 단면적변화는 결국 흡기관으로 유입되는 유속에 영향을 주며 이는 EGR 연결관에서 흡기관으로의 유체의 추진력에 영향을 주게된다. 따라서 임의의 운전조건에서 EGR 면적비의 변화에 따른 EGR 특성은 흡기관에서 엔진으로 흐르는 유체의 추력(推力: Thrust force)과 EGR밸브를 통과한 유체의 추력의 비로써 결정되어질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 추력비를 아래의 식으로 정의하였다.

$$\text{Thrust force ratio} = \frac{Q_{egr}/Q_{air}}{C_{egr}/C_{air}} \quad (2)$$

각 부하별, EGR 면적비에 대한 추력비 변화를 Fig. 12에 나타내었다.

여기서 Q는 유량(kg/s)을 나타내고 C는 유속(m/s)을 나타낸다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 30%, 50% 부하의 경우는 EGR 면적비가 0.3까지는 면적비 증가에 따라 급격하게 EGR 연결관을 통과하는 유체의 추력이 증가함을 볼 수 있으며 60% 부하에서는 0.2까지의 영역에서 급격한 추력증가를 볼 수 있다. 이 면적비 영역에서는 면적비를 증가시킴으로써 많은 양의 배기가스를 흡기관에 투입시킬 수 있다. 그러나 이 면적비 영역을 넘어서게 되면 흡기관을 통과하는 신기의 유량과 유속이 높아져 추력이 증가한다. 그러나 EGR 연결관의 유속은 저하되므로 단면적을 증가시킴에 따라 재순환가스의 추력은 급속하게 약화되므로 추력비의 급격한 감소를 가져온다.

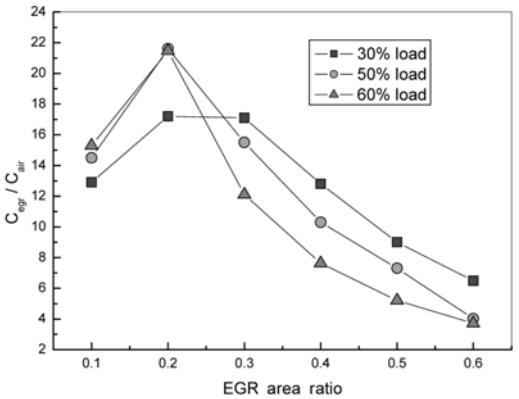

Fig. 11 The effect of EGR area ratio on velocity ratio

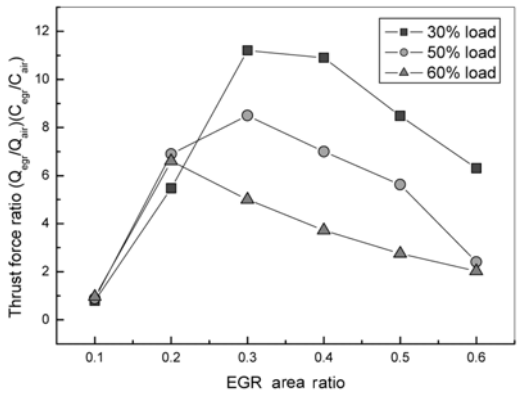

Fig. 12 The effect of EGR area ratio on thrust force ratio

이는 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 30%, 50% 부하의 경우는 면적비 증가에 따라 흡입유량이 면적비 0.3까지는 급격하게 감소하는데 반해 60% 부하의 경우는 면적비 0.2 이후의 흡입유량의 변동이 미미하고 Fig. 10에서 볼 수 있었듯이 면적비 0.2 이후의 EGR 연결관 통과유량이 급격하게 저하되기 때문이다. 그러므로 EGR 면적비가 0.2-0.3 이상 넘어가게 되면 EGR 연결관 단면적 증가에 따른 EGR량의 증가 효과는 급격히 감소된다.

Fig. 13에 면적비가 EGR율에 미치는 영향을 각 부하별로 나타내었다. 면적비가 증가하면 신기에 투입되는 재순환가스가 증가하여 EGR율이 증가하는 경향을 보이고 있다. 그러나 고부하 영역으로 갈수록 면적비 증가에 따른 EGR율 증가폭은 감소하고 있으며 그 이유는 Fig. 12에서 나타내었듯이 상대적으로 강한 흡기관 유동의 추력으로 인하여 재순환 가스가 매우 높은 유동저항을 받기 때문이다. 본 그림에서 주목할 것은 모든 부하의 경우에서 면적비 증가에 따른 EGR율 증가폭이 0.3을 정점으로 급격히 둔화되고 있다는 점이다.

Fig. 14는 EGR 면적비가 펌핑평균유효압력(PMEP)에 미치는 영향에 대하여 나타낸 것이다. 이 결과는 Fig. 9의 결과와 많은 연관성을 가지고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이, 면적비 0.3 까지는 면적비가 증가할수록 PMEP가 급격히 감소한다. 이 이유는 Fig. 10에서 볼 수 있었듯이 면적비 증가에 따라 흡입되는 공기량이 급격히 감소했기 때문이다. 그러나 0.3이상에서는 PMEP의 변동폭이 급격히 감소하는데 이는 유입되는 유량의 변동이 미미하기 때문이다.

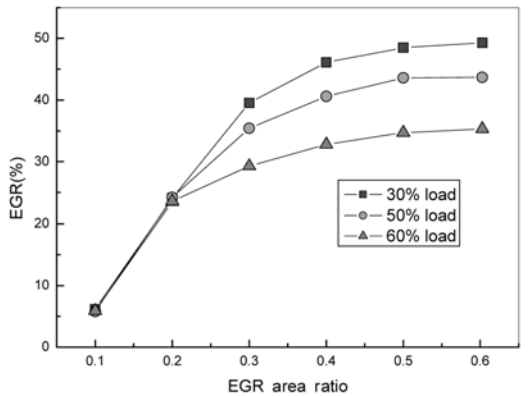

Fig. 13 The effect of EGR area ratio on EGR ratio

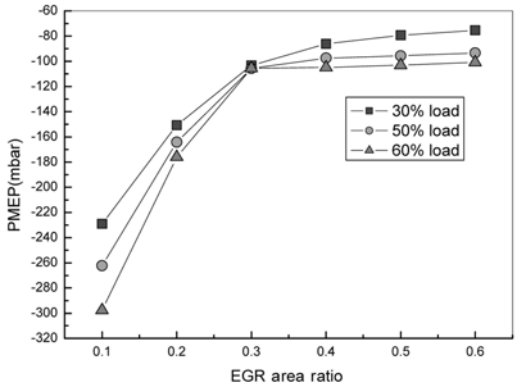

Fig. 14 The effect of EGR area ratio on PMEP

3.2 EGR 연결관의 길이 영향

EGR 연결관의 길이의 변화가 EGR율과 EGR 연결부의 유동특성에 미치는 영향을 연구하기 위하여 본 연구에서는 EGR 면적비가 40%이고 1500rpm의 40%, 50% 부분부하의 경우에 EGR 연결관의 길이를 340mm～540mm의 범위에서 변경시켰다. Fig.15에는 EGR 연결관의 길이가 470mm이고 1,500rpm, 40% 부하에서 EGR 연결관과 흡입관의 이음부에서의 질량유량의 맥동특성을 나타내었다.

Fig. 15에서 주목해야 할 것은 EGR 이음부로 들어오는 흡기의 유량은 정상류와 역류 구간이 반복적으로 발생한다는 것이다. 따라서 이러한 신기의 흐름에 재순환가스를 최대한 많이 유입시키기 위해서는 흡입되는 신기의 역류구간에 최대 재순환 유량이 투입되어져야 한다. 그림에서 볼 수 있듯이 EGR 연결관에서 EGR 이음부로 투입되는 유량도

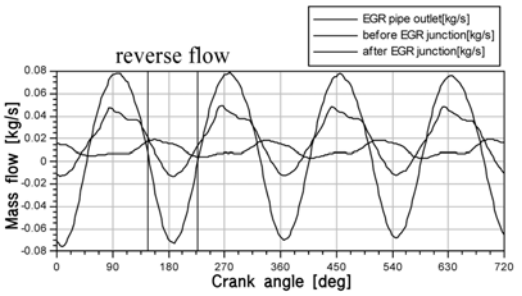

Fig. 15 Pulsating flow characteristics at EGR junction

주기적인 맥동 특성을 보이고 있으며 유량의 최대치가 도달하는 구간에 흡기유량은 역류구간에 해당하므로 이 시기에 많은 재순환 유동의 유입이 일어나게 되며 이 두 유동은 이음부에서 혼합되어 EGR 이음부 후미로 흐르게 된다.

Fig. 16은 1,500rpm 40, 50%의 부하에서 EGR 연결관의 길이 변화에 따른 EGR율을 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이, 관의 길이가 증가할수록 EGR율이 감소하고 있음을 알 수 있으며 50% 부하의 경우가 더욱 급격한 감소를 나타내고 있다. 이는 Fig. 14에서 설명하였듯이, 관의 길이가 증가할수록 마찰손실에 의하여 EGR 연결관 출구에서의 유량 맥동의 파고가 감쇄되어 흡입신기의 유량맥동의 역류구간에서 투입되어져야 할 재순환가스의 유량이 저하되기 때문이다.

Fig. 17에 연결부 길이가 540mm인 경우와 340mm인 경우에 연결관 출구에서의 질량유량의 맥동특성을 나타낸 것이다. 연결부 길이가 긴 540mm인 경우의 파고가 마찰손실로 인하여 짧은 연결관 보다 낮

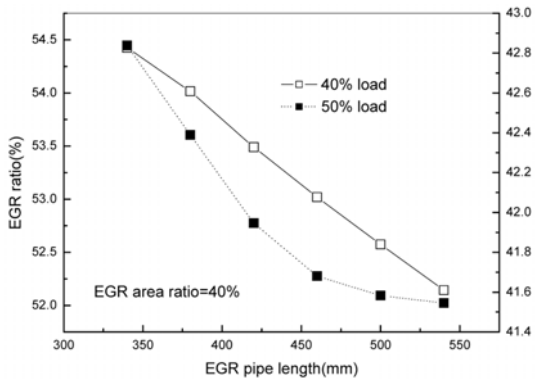

Fig. 16 The effect of EGR pipe length on EGR rate

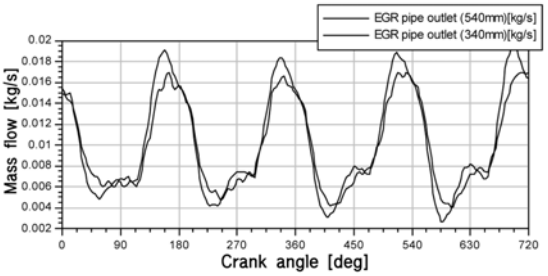

Fig. 17 The effect of EGR pipe length on mass flow pulsating

게 형성되어져 있음을 알 수 있다. 본 논문의 결과로부터 EGR량을 증가시키기 위해서는 유입 신기의 유량맥동의 역류구간에서 EGR 연결관으로부터 보다 높은 파고의 재순환 유량맥동이 도달해야 한다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구를 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 1차원 압력파 거동해석모델과 열역학적 연소모델을 4기통 차세대 디젤엔진의 흡배기 시스템에 적용하여 엔진 성능 및 흡배기 유동특성을 예측하여 실험과 검증한 결과 높은 예측 정확도를 확인할 수 있었다.
2) 실험적으로 검증된 유동해석모델을 사용하여 EGR 연결관의 단면적과 흡기관의 면적비가 EGR 특성 및 흡배기유동특성에 미치는 영향에 대하여 연구하여 1500rpm의 경우, 30%, 50% 부하의 경우는 EGR 면적비가 0.3까지는 면적비 증가에 따라 급격하게 EGR 연결관 유체의 추력이 증가함을 볼 수 있으며 60% 부하에서는 0.2까지의 영역에서 급격한 추력증가를 볼 수 있었다. 그러나 이후 영역에서는 EGR 연결관을 통과하는 유체의 추력은 급격하게 감소하였다.
3) EGR 면적비가 펌핑평균유효압력(PMEP)에 미치는 영향에 대하여 연구한 결과, 0.3 이하에서는 PMEP가 급격히 감소하며 0.3이상에서는 PMEP의 변동폭이 미미함을 알 수 있었다.
4) EGR 연결관의 길이가 EGR율에 미치는 영향을 해석한 결과, 관의 길이가 길어질수록 EGR율은 저하됨을 알 수 있었으며 관의 길이는 유입 신기의 유량맥동의 역류기간 중 높은 파고의 재순환 유량 맥동이 도달하도록 설정되어져야 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 '핵심기반기술개발사업'의 지원으로 수행되었으며 관계기관에 감사드립니다.

References

1) 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.
2) Jeong, S.-J., Chung, J.-W., Kang, W. and Kim, W.-S., "A Study on the Effect of Exhaust System Configuration on Scavenging Characteristic of a Four-Cylinder Turbocharged Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.14, No.3, pp.35-43, 2006.
3) N. Cesario, C. Muscio, M. Farina, P. Amato and M. Lavorgna, "Modeling the Rate of Heat Release in Common Rail Diesel Engine: A Soft Computing Approach," SAE 2004-01-2967, 2004.
4) R. Kumar, G. T. Reader and M. Zheng, "A Preliminary Study of Ignition Consistency and Heat Release Analysis for a Common-Rail Diesel Engine," SAE 2004-01-0932, 2004.
5) R. S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines," Vol.I, Oxford University Press, Oxford, 1982.
6) F. Payri, J. Benajes and M. Meyes, "Modelling of Supercharger Turbines in Internal Combustion Engines," Int. J. Mech. Sci., Vol.38, Nos.8-9, pp.853-869, 1996.
7) Boost Users' Guide Ver. 4.0.4, AVL, 2004.
8) V. Mahieu, O. Berten, B. Leduc, L. D. Keyser and X. Jacquet, "EGR Interfaces: Modeling to Experimental Data Comparison," SAE 82695, 1998.
9) E. Mattarelli, G. M. Bianchi and D. Ivaldi, "Experimental and Numerical Investigation on the EGR System of a New Automotive Diesel Engine," SAE 2000-01-0224, 2000.
10) K. Deng, O. Masahiko and S. Nobuhisa, "EGR Simulation of a Turbocharged Diesel Engine -EGR Control using CCS and Exhaust Manifold Pulsations," JSAE Annual Congress (Autumn) Proceedings, No.950390, 1995.
11) H. Koichi, "A Study on HCCI Gasoline Engine Supercharged by Exhaust Blow Down Pressure (2nd Report)," JSAE Annual Congress (Spring) Proceedings, No.20065045, 2006.
12) D. Mackey, L. Foley, C. McCartan, P. McEntee, R. Fleck and G. P. Blair, "Simulation of a 1.9 Liter Direct Injection Turbocharged Diesel Engine at Part Load," SAE 2003-01-1065, 2003.
13) R. M. Siewert, R. B. Krieger, M. S. Huebler, P. C. Baruah and B. Khalighi, "Modifying an Intake Manifold to Improve Cylinder-to-Cylinder EGR Distribution in a DI Diesel Engine Using Combined CFD and Engine Experiments," SAE 2001-01-3685.
14) L. L. C. Silva, "Simulation of the Thermodynamic Processes in Diesel Cycle Internal Combustion Engine," SAE 931899, 1993.
15) D. Gurney, "The Design of Turbocharged Engines Using 1D Simulation," SAE 2001-01-0576, 2001.