

2단 터보과급기 장착 승용디젤엔진에서 EGR 배열 방식이 EGR율에 미치는 영향에 대한 시뮬레이션

정진은^{1*}, 노호종², 정재우³

¹한국기술교육대학교 기계정보공학부, ²서한워너터보시스템 기술연구소, ³자동차부품연구원 그린동력연구센터

Simulation of the Effect of EGR Configuration on EGR Rate in a Passenger Diesel Engine with Two-Stage Turbocharger

Jin-Eun Chung^{1*}, Ho-Jong Roh² and Jaewoo Chung³

¹School of Mechanical Engineering, Korea Univ. of Technology and Education

²SeohanWarner Turbo Systems, ³Green Powertrain R&D Center, KATECH

요약 본 논문에서는 승용디젤엔진에서 유해배출물을 저감시키는 동시에 고연비를 달성하기 위하여 2단 터보과급기와 EGR 장치를 장착한 디젤엔진에 대하여 EGR 배열 방식이 EGR율에 미치는 영향을 분석하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 위하여 AMESim을 사용하였고 엔진 부품을 위하여 IFP Engine Library를 사용하였다. 고압, 저압, 반저압의 3가지 배열 방식이 고려되었다. 일반적으로 많이 사용되는 고압 방식과 저압 방식의 EGR 배열이 공연비 21에서 각각 6.4%, 10.0%의 EGR율을 보인 반면, 두 방식의 혼합형인 반저압 EGR 배열 방식의 EGR율은 18.0%의 값을 보였다. 따라서 2단 터보과급기와 EGR 장치를 장착한 엔진 설계시 엔진 성능과 유해배출물 발생량의 관점에서 반저압 방식 EGR 시스템이 적절함을 보였다.

Abstract In this study, the simulations were carried out to show the effect of the EGR configuration in a passenger diesel engine with 2-stage turbocharger on the EGR rate. The AMESim and IFP Engine Library were used to make the program for the simulation. Three EGR configurations, HPL(high pressure loop), LPL(low pressure loop), and SLPL(semi low pressure loop), were considered. The EGR rate in the HPL and LPL EGR routes were 6.4% and 10.0% respectively but the rate in SLPL route was 18.0% and their air/fuel ratio for all three cases was 21. Therefore the SLPL EGR configuration may be positively considered in the design of the passenger diesel engine with 2-stage turbocharger.

Key Words : Two-Stage Turbocharger, EGR Rate, Semi Low Pressure Loop EGR Configuration

1. 서론

자동차에 대한 연구는 사회적 현상과 더불어 발전하여 최근에는 연비, 환경 및 안전의 세 방향으로 발전하고 있다. 1980년대 후반부터 전 세계적으로 환경에 관한 관심이 높아지면서 대기오염에 대한 개선 방안이 범세계적으로 논의되고 연구되었으며, 대기오염의 주범 중 하나인 자동차의 배기가스에 대한 규제가 미국과 유럽을 비롯한 세계 각국에서 본격적으로 실시되었다. 또한 1992년 채택된 지구변화협약 이후 이산화탄소(CO₂)를 규제하는 방

안이 활발하게 논의되어 EU에서는 2012년부터 신규 승용차의 CO₂ 배출을 130g/km로 제한할 예정이다. 이에 따라 현존하는 가장 합리적인 방안이 연비가 우수한 디젤엔진을 근간으로 하여 배기가스 재순환장치(EGR), DPF(Diesel Particulate Filter) 등 다양한 후처리 장치를 부착하여 유해 배출물을 최소화하고, 터보과급기를 사용하여 엔진 다운사이징(down-sizing)을 실현하는 것이다 [1]. 따라서 유해 배출물 규제를 만족함과 동시에, 연비를 향상시켜 CO₂ 배출량 규제를 충족시킬 수 있다. 이때 저부하 영역에서 연비를 극대화하기 위하여 배기가스 재순

*교신저자 : 정진은(jechung@kut.ac.kr)

접수일 10년 10월 08일

수정일 (1차 10년 10월 20일, 2차 10년 11월 09일)

게재확정일 10년 11월 19일

환율을 높이는 것이 요구된다[2].

본 연구에서는 AMESim과 IFP Engine Library[3]를 이용하여 2단 터보과급기와 배기가스 재순환장치를 장착한 승용 디젤엔진에 대한 시뮬레이션을 실시하여 여러 가지 배기가스 재순환 형태가 최대 배기가스 재순환율과 이에 미치는 인자에 대한 영향을 파악하여 2단 터보시스템과 배기가스 재순환 장치를 부착한 시스템에 대한 기본적인 설계 자료를 제공하고자 한다.

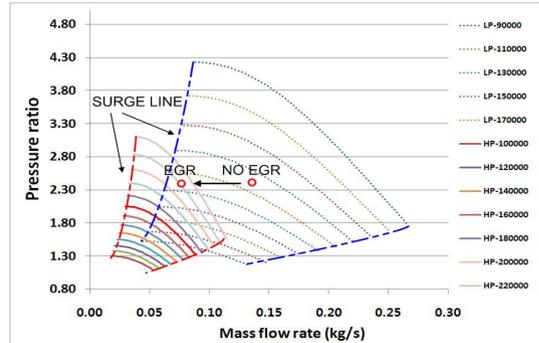
2. 터보과급기와 배기가스 재순환

2.1 2단 터보과급기

터보과급기는 고온·고압의 배기가스를 이용하여 흡입되는 공기를 압축하므로 실린더에 많은 공기를 공급하고, 이에 따라 더 많은 연료를 공급하여 엔진 출력을 증대하는 목적으로 사용된다. 이러한 터보과급기는 WG(waste gate) 터보과급기, 가변(variable geometry) 터보과급기, 2단(two-stage) 터보과급기[4] 등으로 발전되어 왔다.

터보과급기의 사용은 동력을 증대시키는 매우 유용한 방법이지만, 엔진의 과도 운전시 터보 랙(turbo lag)이 발생하거나 유량이 적어지는 영역에서 서지(surge) 현상이 일어나는 단점을 가지고 있다. 따라서 이러한 단점을 보완하기 위하여 2단 터보과급기에 대한 관심이 급증하고 있다. 특히 유해배출가스 NOx를 감소시키고 연비를 향상시키기 위해 배기가스 재순환장치를 부착한 시스템에서 저부하 운전시 많은 양의 배기가스 재순환이 필요한 상황에서 서지의 위험성이 높아지므로 2단 터보과급기는 큰 효과를 기대할 수 있다.

2단 터보과급기는 고압 터빈/압축기와 저압 터빈/압축기로 구성된다. 그림 1은 2단 터보과급기의 압축기 성능 곡선을 보여주고 있다. 좌측 하단의 1점 쇄선으로 표시된 것이 고압 압축기의 작동 선도이고 중앙부의 2점 쇄선이 저압 압축기의 작동 선도이다. 어떤 운전 상태에서 배기가스가 재순환되면 압축기 유동곡선에서 아래로 떨어지는 것이 아니고 압력비가 거의 일정한 상태에서 압축기를 지나는 공기 유량이 줄어들어 서지 영역으로 다가가면서 작동을 한다. 이 때문에 배기가스 재순환율을 계속 증가시킬 수 없고 압축기가 정상적인 작동을 할 수 있는 영역 안에서 배기가스 재순환율이 제한된다. 그러나 2단 터보 과급 시스템을 사용할 경우 그림 1에서와 같이 안전한 작동영역이 확장되어 좀 더 높은 배기가스 재순환율 상태에서 안전하게 운전될 수 있을 것으로 기대된다.



[그림 1] 2단 터보과급기 압축기 성능 선도상의 서지 라인

2.2 공연비와 배기가스 재순환율의 제한

디젤기관에서는 공연비가 충분히 희박한 경우에 PM(Particulate Matters) 발생량이 작다. 그러나 공연비가 상대적으로 농후한 영역에서 작동하면 PM 발생량이 증가하는데 대략 19~21 사이에서 급격하게 증가하는 특징이 있다[5]. 이것은 배기가스 재순환율을 제한하는 원인이 된다. 그 이유는 배기가스를 재순환하게 되면 흡입되는 공기량이 줄어들게 되고 이에 따라 공연비가 점점 농후하게 되기 때문이다.

배기가스 재순환율은 다음과 같이 정의된다.

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

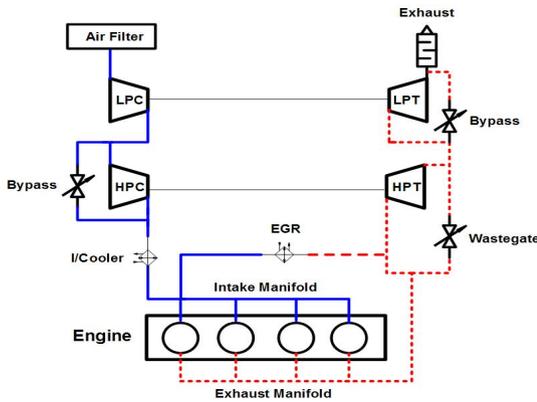
where \dot{m}_{egr} : exhaust gas recirculation mass flow (kg/s)

\dot{m}_{air} : fresh air mass flow (kg/s)

배기가스 재순환율은 배기가스 재순환 시스템 형태, 엔진 운전 조건 등에 따라 바뀌기 때문에 배기가스 재순환율은 제한을 가질 수 밖에 없다. 이러한 제한 인자는 터보과급기의 서지 한계, 공연비, 터빈 에너지 등이다.

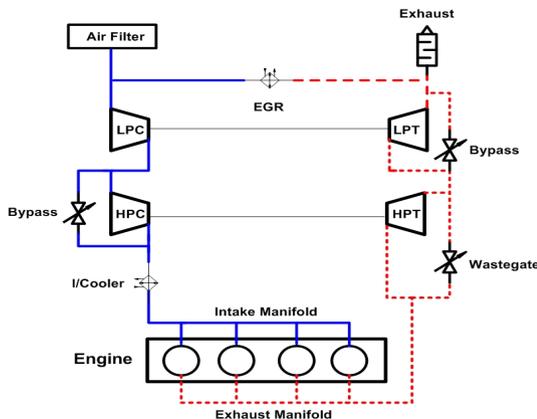
2.3 배기가스 재순환 형태

일반적으로 사용되는 배기가스 재순환 방식은 크게 두 가지 있다. 첫 번째는 배기 매니폴드에서 흡기 매니폴드로 연결되는 고압(HPL, High Pressure Loop) 배기가스 재순환 방식이고, 두 번째는 터빈을 지나서 배기가스 재순환 파이프가 연결되어 압축기 입구로 연결되는 저압(LPL, Low Pressure Loop) 배기가스 재순환 방식이다[6]. 또 다른 방식은 위의 두가지 방식을 절충한 반저압(SLPL, Semi Low Pressure Loop) 배기가스 재순환 방식이다.



[그림 2] 고압 방식 배기가스 재순환 장치 배열의 개략도

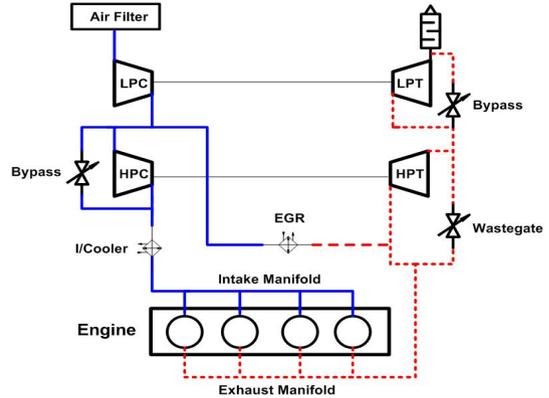
그림 2은 고압 방식(HPL) 배기가스 재순환 장치와 결합된 2단 터보과급기 시스템을 보여주고 있다. 엔진에 가깝게 위치한 터보과급기는 저속 저부하 영역에서 작동하는 고압 터보과급기이며 크기는 상대적으로 작다. 또 다른 과급기는 고속 고부하 영역에서 작동하는 저압 터보과급기이며 크기는 상대적으로 크다. 압축된 공기를 냉각하기 위하여 고압 압축기 다음에 냉각기를 배치한다. 그리고 EGR 밸브가 고압 터빈 전단과 고압 압축기 후단에 위치한다. 이 방식은 배기가스가 압축기로 들어가지 않아 로터의 부식이나 오염을 초래하지 않는다. 하지만 EGR 배관 경로의 입구와 출구의 압력차가 크지 않아 재순환되는 배기가스의 양이 제한된다.



[그림 3] 저압 방식 배기가스 재순환 장치 배열의 개략도

그림 3은 저압 방식(LPL) 배기가스 재순환 장치와 결합된 2단 터보과급기 시스템의 개략도이다. 이 방식은 EGR 밸브가 저압 터빈 후단과 저압 압축기 전단 사이에 위치한다. 따라서 터보과급기는 모든 배기가스를 이용할

수 있어 고압 방식에 비해 터빈 출력을 높일 수 있다. 그러나 배기압이 낮아충분한 EGR 량을 얻기 어렵다. 따라서 저압 터빈과 소음기 사이에 조절 밸브를 장착하여 밸브 개도에 따라 배기압을 조절하므로 EGR 량을 증가시킬 수 있다.



[그림 4] 반저압 방식 배기가스 재순환 장치 배열의 개략도

그림 4는 반저압 방식(SLPL) 배기가스 재순환 장치와 결합된 2단 터보과급기 시스템의 개략도이다. 이 방식은 고압 터빈 전단과 저압 압축기와 고압 압축기 사이에 EGR 밸브가 위치한다. 이 방식은 EGR 배관 경로의 입구와 출구의 압력차가 커서 상대적으로 배기가스 재순환율이 높다. 하지만 고온의 배기가스가 압축기로 들어가므로 로터의 부식이나 손상을 초래할 위험이 있다.

3. 시스템 모델링

본 연구에서는 Image 사의 AMESim을 바탕으로 엔진에 대하여 IFP Engine Library를 이용하여 배기가스 재순환 장치가 있는 2단 터보과급기 시스템을 모델링하였다.

3.1 엔진

[표 1] 디젤 엔진 제원

Type	Diesel
Number of cylinder	4 in-line
Bore * Stroke (mm)	83*92
Displacement (cc)	1,990
Compression ratio	17.7
Fuel system	Common Rail Direct Injection

본 시뮬레이션에서 사용된 엔진 사양은 표 1에 나타나 있다. 직렬 4기통, 배기량 1,990cc 이며 압축비 17.7:1이다.

3.2 압축기 및 터빈 제한

2단 터보과급기를 모델링하기 위해 고압과 저압 측의 압축기 로터의 직경과 터빈 블레이드 직경에 대한 자료가 요구된다. 이를 위하여 다음과 같은 해석에 근거하여 직경을 결정하였다.

터보과급기의 회전속도는 기계적 및 공기 역학적 관점에서 제한되며 이를 마하수(Mach number)를 표현할 수 있다. 본 연구에서는 승용 디젤 엔진용 과급기를 고려하여 최고 마하수 1.4, 최저 마하수 0.7을 설정한다[7].

압축기의 마하수의 계산에는 과급기의 회전속도와 압축기 로터 팁의 지름만 사용되므로, 기타 측정자료 없이 계산이 가능하다. 로터 팁의 회전속도 U_c 와 흡기 마하수 M 의 관계식은 다음과 같다.

$$U_c = \frac{\pi}{60} \cdot D_c \cdot N_{tc} \quad (2)$$

D_c : 압축기 로터 지름 (m)

N_{tc} : 로터 회전속도 (rpm)

$$M = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{in}}} \quad (3)$$

γ : 공기 비열비

R : 공기 기체상수 (J/kgK)

T_{in} : 흡기온도(K)

터빈 블레이드 회전 속도 U_t 를 Spouting 속도 c_o 로 나눈 속도비는 다음 식과 같다.

$$\frac{U_t}{c_o} = \frac{\pi D_t N_{tc} / 60}{\sqrt{2 C_p T_{01} (1 - (P_{out} / P_{in})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})}} \quad (4)$$

D_t : 터빈 블레이드 지름 (m)

N_{tc} : 로터 회전속도 (rpm)

C_p : 정압비열 (J/kgK)

P_{out} : 터빈 출구 압력 (Pa)

P_{in} : 터빈 입구 압력 (Pa)

T_{01} : 터빈 입구 온도 (K)

γ : 연소가스 비열비

여기서 p_{out}/p_{in} 은 터빈 팽창 압력비의 역수이며, 일반적인 자동차용 터보과급기에서 팽창 압력비는 1.1에서 4.5 근방에 이른다. 블레이드 속도비는 최고 속도에서 0.58, 최저 속도에서 0.78로 설정한다.

압축기에 들어가는 공기는 20 °C로 가정하고 터빈에 들어가는 연소가스는 600 °C로 가정하여 산출된 2단 터보과급기의 고압 및 저압 압축기와 터빈의 제한은 표 2와 같다.

[표 2] 2단 터보과급기 제한

	High Pressure	Low Pressure
Type	Centrifugal	Centrifugal
Minimum Speed (rpm)	120,000	90,000
Maximum Speed (rpm)	240,000	180,000
Compressor Rotor Dia. (mm)	44.0	52.0
Turbine Blade Dia. (mm)	34.0	40.0

3.3 모델링

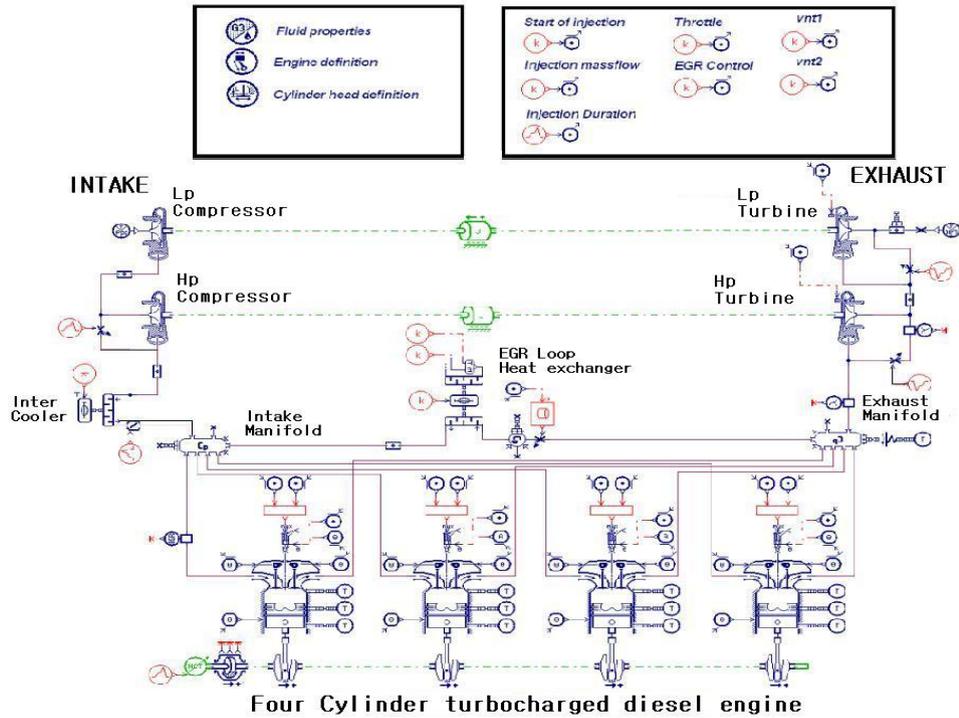
그림 5는 AMESim과 IFP Engine Library를 이용하여 구성된 2단 터보과급기와 배기가스 재순환장치가 부착된 디젤 엔진에 대한 모델링이다. 4개의 실린더, 연료분사 인젝터, 흡기 매니폴드, 배기 매니폴드, EGR 밸브, 고압 (Hp) 압축기(Compressor)와 터빈(Turbine), 저압(Lp) 압축기와 터빈, 인터쿨러(Inter Cooler) 등으로 구성되어 있다.

여기서 2단 터보과급기의 저압과 고압 측의 압축기 로터의 직경과 터빈 블레이드 직경은 표 2에서 표기된 값을 사용하였고, 이에 따라 압축기 및 터빈 성능을 예측하였다.

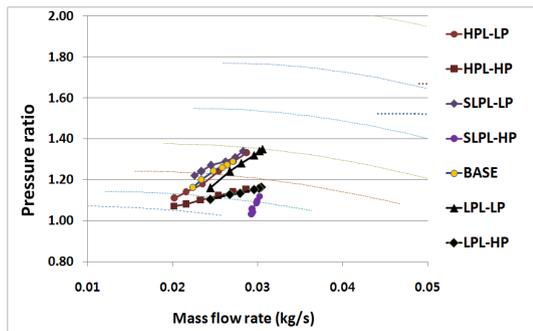
4. 시뮬레이션

2단 터보과급기를 장착한 엔진에서 EGR 형태가 EGR 율과 공연비에 미치는 영향을 파악하기 위하여 시뮬레이션을 실시하였다. 고려된 배기가스 재순환 형태는 고압 (HPL) 방식, 저압(LPL) 방식 및 반저압(SLPL) 방식의 3가지 배열이다.

결과를 비교하기 위하여 일반적으로 많이 사용되고 있는 1단 터보과급기와 고압 배기가스 재순환장치가 결합된 시스템에 대한 시뮬레이션도 수행하였다.



[그림 5] 2단 터보과급기 장착 디젤 엔진의 시뮬레이션 모델



[그림 6] EGR 시스템이 있는 터보과급기 압축기의 성능 곡선

그림 6에서 그림 9는 회전수를 2,000 rpm으로 고정된 상태에서 EGR 밸브 듀티를 10%에서 35%까지 5%씩 증가시키며 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 제동평균유효 압력은 약 8 bar 이며 공급한 연료량은 동일하다. 여기서 BASE는 1단 터보과급기에 HPL 방식의 EGR를 장착한 엔진이며 HPL, SLPL, LPL은 2단 터보과급기에 HPL, SLPL, LPL 배열 방식의 EGR를 장착한 엔진이다.

그림 6은 1단 터보과급기와 2단 터보과급기에서 압축기의 작동상태를 압축기의 유동 곡선 상에 나타낸 것이다. 여기서 HPL-HP는 2단 터보과급기에 고압방식의

EGR을 장착한 엔진에서 고압축 압축기의 유동 곡선을 나타내며, HPL-LP는 같은 엔진에서 저압축 압축기의 유동 곡선을 나타낸다. 만약 1단 터보과급기만 사용하였다면 압축기의 작동상태가 배기가스 재순환 비율이 높아 질수록 서지 한계로 다가가거나 넘어서는 것을 볼 수 있다. 서지 영역에서의 압축기의 작동은 압축기의 로터의 파손을 초래할 수 있어 실제로 운전이 불가능하다. 하지만 2단 터보과급기를 사용함으로써 서지 한계를 왼쪽으로 확장시켜 모든 시뮬레이션 조건이 서지 한계 영역 안에서 작동하는 것을 알 수 있다.

그림 7은 EGR 밸브 듀티비와 EGR율의 관계를 보이고 있다. EGR 밸브 듀티비가 증가함에 따라 밸브를 지나 는 유동면적이 증가하고, 이에 따라 EGR율이 증가함을 보이고 있다. 그러나 동일한 유동면적인 경우에도 밸브 전후의 압력 조건이 EGR 배열에 따라 달라짐을 알 수 있다. 또한 밸브 듀티 35%에서 EGR율은 HPL의 경우 22.4%, SLPL의 경우 22.6%, LPL의 경우 18.4%, Base의 경우 15.9%를 보이고 있어 동일한 밸브 듀티에서 고압 방식과 반저압 방식의 EGR율이 높음을 보이고 있다.

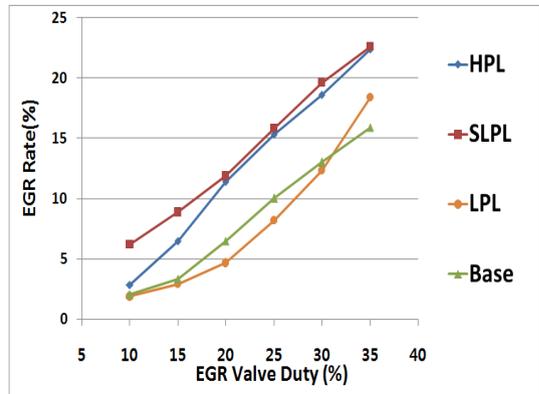
그림 8은 위와 동일한 조건에서 공연비와 EGR율의 관계를 나타낸 것이다. 공급되는 연료량이 일정하므로 전반적으로 EGR율이 증가함에 따라 공연비가 낮아지는 일반

적인 경향을 보이고 있으나 구체적인 값에는 EGR 배열 방식에 따라 상당한 차이를 보이고 있다. 고압(HPL) 방식은 최대 공연비 23을 보이고 EGR율이 증가함에 따라 급격하게 감소한다. 저압(LPL) 방식도 최대 공연비 24.6을 보이고 유사하게 급격하게 감소하는 경향을 보인다. 반면에 반저압(SLPL) 방식은 최대 공연비는 24에서 EGR율이 증가함에 따라 서서히 감소하는 경향을 보인다.

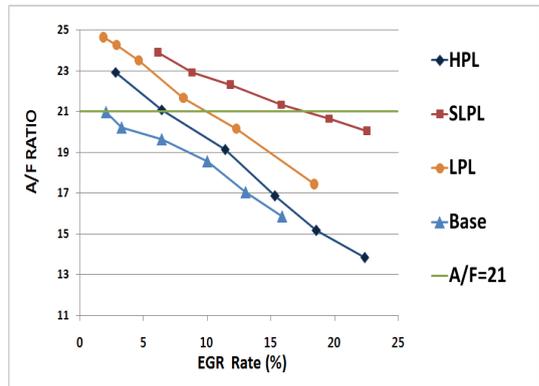
일반적으로 디젤엔진에서 발생하는 PM (Particulate Matters)을 살펴보면 공연비가 감소함에 따라 PM 발생량이 증가하는데 공연비 21을 기점으로 급격하게 증가한다 [5]. 그러므로 공연비 21 이상을 유지하면서 획득할 수 있는 최대 EGR율은 디젤엔진의 저부하 성능에서 중요하다. 따라서 공연비 21에서의 EGR율은 디젤엔진의 성능을 예측하는데 중요한 인자이다.

표 3은 그림 8의 결과를 정리하여 공연비가 21일 때 각 EGR 배열 방식에 따른 EGR율을 보여주고 있다. 1단 터보과급기와 고압 방식 EGR을 장착한 경우(Base Configuration) 2.0%, 2단 터보과급기와 고압 방식 EGR을 장착한 경우(HPL Configuration) 6.4%, 2단 터보과급기와 저압 방식 EGR을 장착한 경우(LPL Configuration) 10.0%, 그리고 2단 터보과급기와 반저압 방식 EGR을 장착한 경우(SLPL Configuration) 18.0%를 보이고 있다. 이러한 결과는 고압 또는 저압 방식의 EGR 배열보다는 반저압 방식의 EGR 배열이 동일 조건에서 높은 EGR율을 이용할 수 있다는 의미이며, 따라서 PM 생성을 억제하면서 질소산화물 발생을 최소화하고 연비를 향상시킬 수 있음을 나타내고 있다.

그림 9는 EGR율과 제동평균유효압력(bmep)의 관계를 보여주고 있다. 고압(Base와 HPL) 방식의 EGR 시스템을 장착한 경우 EGR율이 증가함에 따라 터보과급기의 터빈을 지나는 유량이 감소함에 따라 압축기의 출력이 감소하고 이에 따라 엔진 출력, 즉 제동평균유효압력이 감소함을 보이고 있다. EGR율 2.8%에서 bmep 7.52 bar를 얻었으나 EGR율 22.7%에서 bmep 2.59 bar로 1/3 수준으로 떨어졌다. 그리고 저압(LPL) 방식의 EGR 시스템을 장착한 경우 배압이 증가하므로 엔진의 출력이 감소하고, 이에 따라 제동평균유효압력이 낮아짐을 보이고 있다. 그러나 반저압(SLPL) 방식의 EGR 시스템을 장착한 경우, EGR율 6.2%에서 bmep 7.83 bar를 얻었으며 EGR율 22.6%에서 7.67 bar를 보여 2%만의 손실을 보이고 있다. 이러한 이유는 배압의 증가에 의한 손실이 상대적으로 적어 엔진 출력의 손실이 상당히 적은 것으로 사료된다.



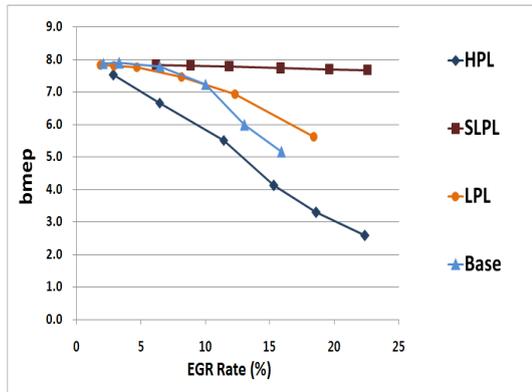
[그림 7] 4가지 EGR 배열에서 공연비와 EGR 밸브 듀티



[그림 8] 4가지 EGR 배열에서 EGR율이 공연비에 미치는 영향

[표 3] 4가지 EGR 배열에서 공연비 21에서의 EGR 율

TYPE	EGR ratio	A/F
Base Configuration (1-Stage Turbocharger + HPL EGR)	2.0%	21
HPL Configuration (2-Stage Turbocharger + HPL EGR)	6.4%	21
SLPL Configuration (2-Stage Turbocharger + SLPL EGR)	18.0%	21
LPL Configuration (2-Stage Turbocharger + LPL EGR)	10.0%	21



[그림 9] 4가지 EGR 배열에서 EGR율이 제동평균유효압력에 미치는 영향

이상의 결과를 정리하여 보면, 일반적으로 많이 사용되는 1단 터보과급기와 고압 방식 EGR 시스템을 장착한 엔진(Base Configuration)에서 EGR율이 증가함에 따라 공연비도 급격하게 감소하며 제동평균유효압력도 감소하는 경향을 보이고 있다. 또한 공연비 21에서의 EGR율은 2.0%로 극히 제한된 값을 보이고 있다. 2단 터보과급기와 고압 방식 EGR 시스템을 장착한 엔진에서는 Base Configuration과 유사한 경향을 보이며 EGR율이 증가함에 따라 제동평균유효압력이 급격하게 감소하고 있으며, 공연비 21에서의 EGR율은 6.40%로 제한된 값을 보이고 있다. 2단 터보과급기와 저압 방식 EGR 시스템을 장착한 엔진에서도 Base Configuration과 유사한 경향을 보이며 공연비 21에서의 EGR율은 10.0%의 값을 보이고 있다. 반면에 2단 터보과급기와 반저압 방식 EGR 시스템을 장착한 엔진에서는 EGR 밸브 개도에 따라 EGR 증가도 우수한 경향을 보이며 제동평균유효압력의 손실도 상대적으로 적은 상태에서 높은 공연비를 보이고 있다.

따라서 엔진 성능을 높이고 유해 배기배출물을 최소화하기 위하여 2단 터보과급기를 사용하는 디젤엔진에서 적절한 배기가스 재순환장치의 배열은 반저압 방식이다.

5. 결론

2단 터보과급기와 배기가스 재순환 장치를 장착한 승용 디젤엔진에 대한 시뮬레이션을 수행하고 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 2단 터보과급기는 1단 터보과급기에 비해 압축기의 서지 한계를 확장시키므로 안정된 운전이 가능하다.

- 2) 2단 터보과급기와 배기가스 재순환장치가 결합된 시스템에서 고압 방식과 저압 방식의 EGR 배열은 공연비 21에서 EGR율이 각각 6.4%와 10.0%을 보이며 제동평균유효압력이 급격히 감소하나, 반저압 방식의 EGR 배열은 상대적으로 높은 EGR율 18.0%를 보이고 있으며 제동평균유효압력의 손실도 적어, 유해배출물을 저감시키는 동시에 고연비를 달성하는데 효과적인 배기가스 재순환 방식이다

참고문헌

- [1] Sylvan Saulnier et al, "Computational Study of Diesel Engine Downsizing using Two-Stage Turbocharging", SAE paper No. 2004-01-0929, 2004
- [2] Yoshihiro Hotta, Minaji Inayoshi, Kiyomi Nakakita, Kazuhiro Akihama, Kazuhisa Inagaki, and Ichiro Sakata, "Reduction of exhaust emission from HSDI Diesel engine with increasing charging efficiency, EGR rate and injection pressure(First report)", JSAE 2006 Spring Conference, Paper No. 20065262, 2006
- [3] IFP-Engine Library, Version 4.3, Imagine, 2005
- [4] R. S. Benson and J. G. Svetnicka, "Two-Stage Turbocharging of Diesel Engines : A Matching Procedure and an Experimental Investigation", SAE Paper 740740, 1974.
- [5] J. Chung, J. Kang, H. Lee, N. Kim, and D. Jeong, "Experimental Investigation on the 2- Stage VGT and EGR Application Characteristics on a Diesel Engine," KSAE09-A0058, 2009
- [6] S. Langridge and H. Fessler, "Strategies for High EGR Rates in a Diesel Engine", SAE Paper 2002-01-0961, 2002.
- [7] Seok Jae, Yoo and Wing Fai, Ng, "Influences of Mach Number and Flow Incidence on Aerodynamic Losses of Steam Turbine Blade", KSME, 2000

정 진 은(Jin-Eun Chung)

[정회원]



- 1980년 2월 : 서울대학교 공과대학 기계공학과 (공학사)
- 1990년 8월 : 서울대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1982년 3월 ~ 1991년 2월 : 한국과학기술연구원 연구원
- 1992년 3월 ~ 현재 : 한국기술교육대학교 기계정보공학부 교수

<관심분야>

열유체 시스템, 동력장치, 시스템 신뢰성

노 호 중(Ho-Jong Roh)

[정회원]



- 2008년 2월 : 한국기술교육대학교 기계공학과 (공학사)
- 2010년 2월 : 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과 (석사과정 수료)
- 2010년 4월 ~ 현재 : 서한위너 터보시스템즈 기술연구소 테스트 엔지니어

<관심분야>

열유체 시스템, 시스템 제어, 동력장치

정 재 우(Jaewoo Chung)

[정회원]



- 1996년 2월 : 한양대학교 대학원 기계공학과 (공학석사)
- 2001년 2월 : 한양대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 2003년 3월 ~ 현재 : 자동차부품연구원 선임연구원

<관심분야>

열유체 시스템, 모델기반 calibration, 동력장치, 대체연료