한국자동차공학회논문집 제 10 권 제 4 호, pp.51-59

직분식 디젤엔진에서 EGR이 연소특성 및 배출가스에 미치는 영향에 대한 시뮬레이션 연구

Engine Cycle Simulation for the Effects of EGR on Combustion and Emissions in a DI Diesel Engine

함 윤 영*, 전 광 민**
Yun Young Ham, Kwang Min Chun

ABSTRACT

In this study, cycle simulation was performed to investigate the effect of EGR on combustion characteristics and emissions including NO and soot using a two-zone model in a DI diesel engine. The NO formation was well predicted for different EGR rate and temperature using a two-zone model. The oxygen in the inlet charge was replaced by CO_2 and H_2O with EGR. The reduction in the inlet charge oxygen resulted in very large reduction in NO level at the same inlet charge temperature. The effect of EGR was to reduce the burned gas temperature. When EGR was increased from 0% to 15%, the peak flame temperature was decreased by 50℃ and it caused about 57% NO reduction. EGR caused increase of the overall inlet charge temperature which offset some of benefit of lower flame temperature resulting from O_2 displacement. Cooling the EGR was confirmed to provide additional benefits by lowering NO emission. It also reduced soot emission.

주요기술용어 : DI diesel engine(직분식 디젤엔진), EGR(배출가스재순환), Cycle simulation(사이클시뮬레이션), NOx(질소산화물)

1. 서 론

디젤엔진은 열효율이 높고 연료소모율이 적어 지구온난화 현상을 유발하는 이산화탄소(CO_2) 배출량이 가솔린엔진에 비해 적고, 최근 보다 정교한 전자제어 연료분사시스템과 터보차저, 인터쿨러, EGR 등과 같은 기술개발을 통해 엔진성능 과 연비의 향상, 그리고 배출가스가 크게 저감되어 서유럽을 중심으로 그 수요가 점점 증가하고 있는 추세이다.

디젤엔진의 배출가스는 주로 질소산화물(NOx)과 입자상물질(PM, particulate matters)인데 일반적으로 NOx 저감기술은 PM의 증가를 초래하고, 반대로 PM 저감기술은 NOx의 증가를 유발하기 때문에 두 성분을 동시에 줄이는 것이 디젤엔진개발에서 해결해야 할 주요 문제이다. 디젤엔진에서 EGR의 적용은 NOx 저감을 위한 가장 효과적인 방법의 하나로서 이미 여러 연구들을 통해 NOx 저감 메카니즘이 규명되어졌는데 주요 원리는 배출가스가 흡기매니폴드로 재순

* 회원, 우석대학교 자동차공학과
** 회원, 연세대학교 기계공학과

환될 때 배출가스의 CO_2와 H_2O 등과 같은 불활성가스가 흡입공기의 일부로 치환되어 흡입산소량이 감소하는 희석효과(dilution effect)와 흡입공기보다 상대적으로 비열이 높은 CO_2와 H_2O의 공급으로 열용량이 증대되어 연소온도를 저감시키는 열효과(thermal effect)이다. 반면에 고온에서 CO_2의 해리는 산소원자를 제공하여 Zeldovich 메카니즘을 통해 NOx의 생성을 증가시키게 되며 고온의 배출가스 재순환으로 흡기의 온도가 증가되어 연소온도가 상승함으로 인해 희석효과와 열효과로 얻어지는 NOx 저감 효과가 상쇄되는 영향등도 연구되어 왔다.[1-5]

디젤엔진에서 EGR의 효과를 연구하는데 있어 수치적 방법은 실험적 방법에 비해 시간과 비용이 절감될 뿐만 아니라 실험적으로 구현하기 어려운 운전조건에서의 연소특성을 예측하는 것이 가능하다.[6] 특히 2영역모델은 단일영역모델에 비해 연소실내의 온도와 압력에 민감한 NO나 soot 등 배출가스의 발생을 예측하는데 적합하며 계산시간도 길지 않은 장점이 있다.[7-9]

본 연구에서는 2.9L 디젤엔진을 대상으로 2영역모델을 통한 엔진 사이클 시뮬레이션을 통해 EGR이 연소특성 및 NO, soot의 배출가스에 미치는 영향을 조사하였고, 이를 대상엔진의 실험을 통해 실험값과 비교하였다.

2. 본 론

2.1 모델의 구성

2.1.1 기본 방정식

본 연구는 Assanis[6]가 과급디젤엔진에 대해 수행한 수치해석연구를 기본으로 하였다. 모델의 기본방정식은 개방시스템에 대한 질량보존방정식과 에너지 보존방정식이며 연료질량에 대한 보존방정식은 공연비 변화에 따른 미분방정식의 형태로서, 그리고 에너지 보존방정식은 온도변화에 대한 미분방정식의 형태로 표시된다.

4행정 디젤 사이클에서 각 과정에 대한 상기 보존 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

(a) 흡기과정

$$\dot{m} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \tag{1}$$

$$\dot{F} = \frac{\dot{m}_i}{m}(F_i - F) - \frac{\dot{m}_e}{m}(F_e - F) \tag{2}$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A}\left[\frac{\dot{m}}{m}\left(1 - \frac{h}{B}\right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B}\dot{\Phi} + \frac{1}{Bm}(\dot{m}_i h_i - \dot{m}_e h_e - \dot{Q}_W)\right] \tag{3}$$

(b) 압축과정

$$\dot{m} = 0 \tag{4}$$

$$\dot{F} = 0 \tag{5}$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A}\left[-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{Q}_W}{Bm}\right] \tag{6}$$

(c) 연소과정

$$\dot{m} = \dot{m}_f \tag{7}$$

$$\dot{F} = \frac{\dot{m}_f}{m}(1 - F) \tag{8}$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A}\left[-\frac{\dot{m}_f}{m}\left(1 - \frac{h}{B}\right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B}\dot{\Phi} + \frac{1}{Bm}(\dot{m}_f h_f - \dot{Q}_W)\right] \tag{9}$$

(d) 배기과정

$$\dot{m} = -\dot{m}_e \tag{10}$$

$$\dot{F} = -\frac{\dot{m}_e}{m}(F_e - F) \tag{11}$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A}\left[\frac{\dot{m}_f}{m}\left(1 - \frac{h}{B}\right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B}\dot{\Phi} + \frac{1}{Bm}(-\dot{m}_e h_e - \dot{Q}_W)\right] \tag{12}$$

여기서, A, B, C는 다음 식으로 표현된다.

$$A = c_p + \frac{B}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial T}$$

$$B = \frac{1}{\partial \rho / \partial p}(1 - \rho c_T)$$

$$C = c_\phi + \frac{B}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial \Phi}$$

본 연구에서는 연소영역을 기연영역과 미연영역으로 나누어 각 영역에서의 연소가스온도를 구하였다.[8]

2.1.2 가스교환과정

가스교환과정중 흡, 배기밸브를 통한 유동을 1차원 준정상상태, 압축성유동으로 가정하며, 흡기매니폴드와 배기포트는 압력값을 알고 있는 검사체적으로 처리한다. 질량유동은 다음과 같이 나타낸다.[1]

$$\dot{m} = c_d A \frac{p_o}{RT_o}\sqrt{\gamma RT_o}\left\{\frac{2}{\gamma-1}\left[\left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{(\gamma+1)/\gamma}\right]\right\}^{1/2} \quad (13)$$

2.1.3 연소모델

질량연소율($\dot{M}_t(\tau)$)은 예혼합 질량연소율($\dot{M}_p(\tau)$)과 혼합조절 질량연소율($\dot{M}_d(\tau)$)의 합으로 Watson[10]이 제안한 다음 실험관계식으로 계산하였다.

$$\dot{M}_t(\tau) = \beta \dot{M}_p(\tau) + (1-\beta)\dot{M}_d(\tau) \quad (14)$$

$$\dot{M}_p(\tau) = C_{p1} C_{p2} \tau^{C_{p2}-1}(1-\tau^{C_{p1}})^{C_{p2}-1} \quad (15)$$

$$\dot{M}_d(\tau) = C_{d1} C_{d2} \tau^{C_{d2}-1}\exp(-C_{d1}\tau^{C_{d2}}) \quad (16)$$

$$\beta = 1 - a\frac{\Phi_{ove}^{\ b}}{ID^c} \quad (17)$$

여기에서, β는 분사된 총연료질량에 대한 예혼합연소된 연료질량의 비를 의미하며 상수 a, b, c는 연소압력을 실험값과 맞추는데 적절한 상수로 사용되는데 본 연구에서는 $a = 0.926$, $b = 0.37$, $c = 0.26$을 사용하였다.

2.1.4 열전달모델

디젤엔진의 열전달은 실린더내 난류유동에 의한 실린더벽으로의 강제대류열전달($\dot{Q}_c$)과 화염 및 burning soot 입자로부터의 복사열전달($\dot{Q}_r$)의 합으로 표현된다.

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r \quad (18)$$

여기서 대류열전달계수는 정상상태 난류 관류유동에 대한 Reynols-Nusselt수 상관관계식을 사용하여 구하게 되며 열전달모델에서 요구되는 특성속도(V)와 특성길이(L)를 구하기 위해 Mansouri[11]와 Poulos등[12]이 제안한 zero dimensional energy cascade 난류모델을 사용하였다.

2.1.5 마찰모델

제동유효압력은 도시유효압력으로부터 마찰유효압력을 제하여야 한다. 본 연구에서는 Millington과 Hartles[13]가 제안한 마찰손실 관계식을 사용하였다.

$$F = A + 7.0N/1000 + 1.5(V_p/1000)^2 \quad (19)$$

여기서, A= 압축비-4

V_p= mean piston speed

2.1.6 NO 생성모델

NO의 생성은 확장 Zeldovich mechanism에 기초하여 모델링하였다. 반응식은 다음과 같다.[8]

$$N_2 + O \underset{}{\overset{K_1}{\Longleftrightarrow}} N + NO \quad (20)$$

$$N + O_2 \underset{}{\overset{K_2}{\Longleftrightarrow}} NO + O \quad (21)$$

$$N + OH \underset{}{\overset{K_3}{\Longleftrightarrow}} NO + H \quad (22)$$

여기서,

$$K_1 = 7.6 \times 10^{13}\exp(-38000/T)$$

$$K_2 = 1.5 \times 10^{9}\exp(-19500/T)$$

$$K_3 = 4.1 \times 10^{13}$$

기연영역에서의 NO 생성률은 다음과 같다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 M_{NO} R_1 (1 - \alpha^2)}{\rho_a (1 + K\alpha)} \quad (23)$$

2.1.7 Soot 모델

본 연구에서 soot의 발생은 Hiroyasu[14] 가 개발한 단순한 soot 모델을 사용하였는데, soot의 발생량은 soot 생성률과 산화율의 차로써 계산되며, 반응식은 다음과 같다.

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{form}}{dt} - \frac{dm_{oxid}}{dt} \quad (24)$$

$$\frac{dm_{form}}{dt} = A_f m_{fg} P^{0.5} \exp(-\frac{E_f}{RT}) \quad (25)$$

$$\frac{dm_{oxid}}{dt} = A_c m_{soot} \frac{P_{O_2}}{P} P^{1.8} \exp(-\frac{E_o}{RT}) \quad (26)$$

2.2 실험 및 엔진제원

본 연구의 대상 엔진은 터보챠저/인터쿨러가 있는 2902cc 직렬 4기통 DOHC 직접분사식 디젤 엔진으로, HPL(high pressure loop) EGR 시스템이 적용되었고, 사양은 Table 1 에 제시되었다. 실험 데이터는 2000rpm, load 75%조건에서 EGR율을 0%, 5%, 10%, 15%로 변화시켰고, 또한 cooled EGR의 영향을 조사하기 위하여 각 조건에서 EGR의 온도를 35℃와 70℃ 냉각하여 취득한 기본 성능 및 NOx, PM의 측정 데이터를 참조하였다.[16]

Table 1 Engine specification

Item	Specification
Combustion system	Direct injection
Induction type	Turbo charger/ Intercooler
Displacement volume	2902cc
Bore × Stroke	97.1 × 98 (mm)
Compression ratio	17.5
Water temperature	85℃
Valve timing	TIVO : BTDC 26° TIVC : ABDC 50° TEVO : BBDC 50° TEVC : ATDC 10°

3. 결과 및 고찰

3.1 실험결과와 계산결과의 비교

Fig. 1은 2000 rpm, 75% load조건에서 측정한 연소실압력을 시뮬레이션을 통한 계산값과 비교한 것으로 비교적 잘 맞음을 알 수 있다. Fig. 2는 동일 운전조건에서 EGR률 변화에 따른 제동유효압력(BMEP)을 계산하여 실험값과 비교한 것으로 비교적 잘 일치하며, EGR률 증가에 따라 성능이 약간 감소하는 것을 알 수 있다.

3.2 EGR률에 따른 O_2 질량분율과 흡입 charge의 온도변화

EGR은 배출가스의 일부를 흡기 manifold로 재순환시켜 흡입공기와 혼합함으로써 NOx를 저감시키는 방법이다. EGR률은 실린더로 들어오는

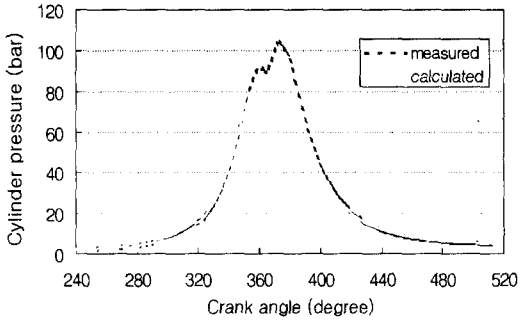

Fig. 1 Comparison of measured and calculated cylinder pressure at 2000rpm, 75% load, no EGR

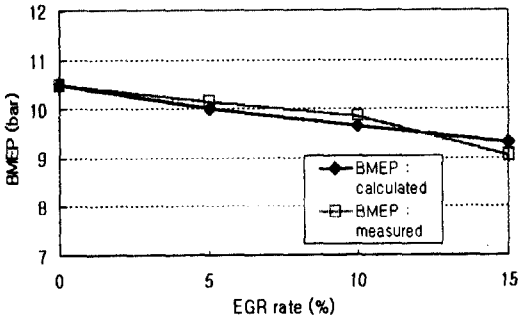

Fig. 2 Comparison of measured and calculated BMEP for various EGR rate at 2000rpm, 75% load

전체 흡입 charge의 질량에 대한 재순환되는 배출가스의 질량비로 정의된다.

$$EGR(\%) = \left(\frac{m_{EGR}}{m_{air} + m_{EGR}} \right) \times 100 \quad (27)$$

EGR 적용시 흡입 charge중 O_2의 일부는 주로 CO_2와 H_2O로 대치되어 감소하게 되는데 Fig. 3은 그러한 희석효과(dilution effect)를 나타낸 그림으로 EGR이 없을 때 O_2의 질량분율 23%에서 EGR률이 30%일 때 질량분율이 18.6%로 EGR률 증가에 따라 선형적으로 감소함 을 알 수 있고, 상대적으로 CO_2와 H_2O의 질량분율은 증가함을 알 수 있다. 또한 EGR률에 따라 흡입 charge중 O_2 1몰에 대한 N_2의 몰수는 Fig. 4와 같이 증가하는데 EGR이 없는 경우 N_2 3.773 몰에서 EGR 30%의 경우 N_2 4.736 몰로 증가하게 된다. 이와 같은 희석효과는 화염온도를 낮추며, 이로 인해 NOx의 생성이 저감된다.

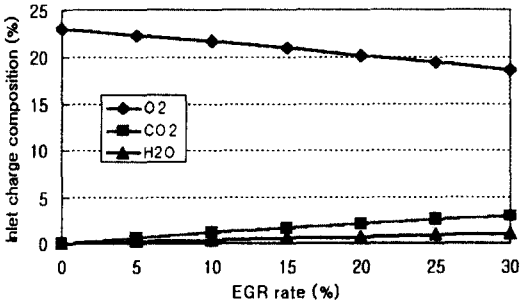

Fig. 3 Inlet charge composition(mass % of O_2, CO_2, H_2O) according to EGR rate

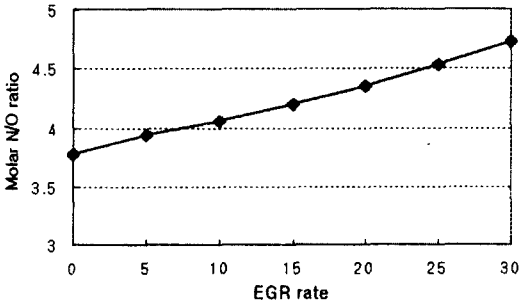

Fig. 4 Molar N/O ratio according to EGR rate

흡기 manifold로 공급되는 EGR은 통상 흡입공기의 온도보다 고온이며 서로 혼합이 되면 흡입 charge의 온도가 증가하게 된다. 흡입 charge의 온도는 간단한 열평형관계를 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{air+EGR} = \frac{(C_p m T)_{air} + (C_p m T)_{EGR}}{(C_p m)_{air} + (C_p m)_{EGR}} \quad (28)$$

Fig. 5는 터보챠저와 인터쿨러를 거친 흡입공기의 온도가 55℃일 때 흡기매니폴드로의 EGR 공급을 EGR률과 EGR온도를 각각 변화시키면서 흡입 charge의 온도변화를 상기 식 (28)으로 계산한 결과이다. EGR률과 EGR온도가 증가할수록 흡입 charge의 온도가 증가함을 알 수 있는데, EGR온도가 흡입공기보다 230℃정도 높을때 EGR률 5%, 10%, 15%에 대해 각각 11℃, 22℃, 34℃정도의 흡입 charge 온도상승을 보인다. EGR의 적용에 따른 흡입 charge 온도의 상승은 희석효과로 얻어지는 NOx 저감 효과를 상쇄시키며 또한 흡입공기의 밀도저하로 체적효율도 감소하게 된다.

3.3 EGR률에 따른 연소온도 및 NO, Soot의 변화

NO의 발생은 2000K이상의 고온이 형성되는 화염영역에서 일어나며 이러한 화염온도나 농

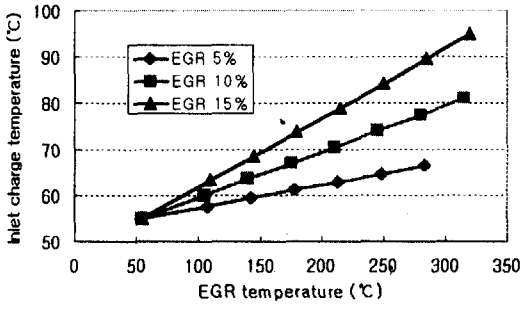

Fig. 5 Effect of EGR rate and temperature on inlet charge temperature

도를 직접 측정하는 것은 매우 어렵다. 본 연구에서는 NO의 예측을 비교적 정확하게 하기 위하여

확장 Zeldovich 메카니즘과 2영역 모델을 이용하여 기연영역의 온도를 계산하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 EGR 적용시 연소과정동안 미연영역과 기연영역의 온도를 2영역모델을 이용하여 계산 한 값들이다. 미연영역은 벽면으로의 열전달과 부피변화만을 고려하여 온도를 계산하는데 크랭크각도 400도 까지는 온도가 증가하다가 그후 피스톤의 하강으로 인한 연소실 팽창과 벽면으로의 열전달로 인해 온도가 감소한다. EGR률이 증가하게 되면 고온의 배출가스의 영향으로 흡입 charge의 온도가 상승하며 따라서 연소실내의 미연영역온도도 증가하게 된다. 기연영역은 연소초기 예혼합연소로 인해 온도가 급격히 증가하여 2400℃~2500℃ 까지 올라간 후 확산연소기간으로 접어들면서 온도가 감소한다. EGR률이 증가함에 따라서는 희석효과등으로 인해 연소온도가 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 EGR률의 증가에 따른 최대 연소가스온도 변화와 평균 공연비를 나타낸 것이다. EGR이 없는 경우 2485℃에서 EGR률 15% 적용시 2436℃로 약 50℃ 정도 최대 연소가스온도가 낮아짐을 알 수 있다. 그리고 EGR률이 증가하게 되면 EGR이 차지하는 질량분과 EGR 온도로 인한 공기밀도의 저하로 흡입공기의 질량은 감소하게 되므로 동일한 연료량이 공급될 때 평균 공연비는 감소하여 EGR이 없는 경우에 비해서 농후하게 되는데 EGR이 없는 경우 23:1에서 EGR률 15%일 때 19:1 정도로 변화한다. Fig. 9는 EGR률에 따른 NO의 변화를 크랭크각도에 따라 구한 것이다. NO는 기연영역의 온도가 높은 연소 초기에 대부분 배출되는 것을 알 수 있고, EGR률이 증가하면 연소온도가 감소하므로 NO가 저감되는 것을 알 수 있다. 즉, EGR이 없는 경우에 비해서 EGR 15% 적용시 최대 연소가스온도 약 50℃의 저감으로 NO는 약

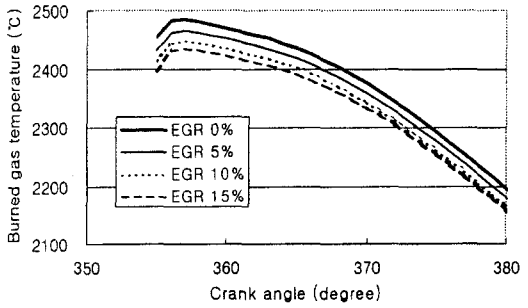

Fig. 6 Burned gas temperature for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

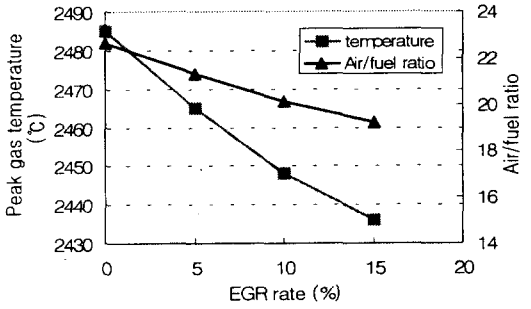

Fig. 8 peak gas temperature and air/fuel ratio for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

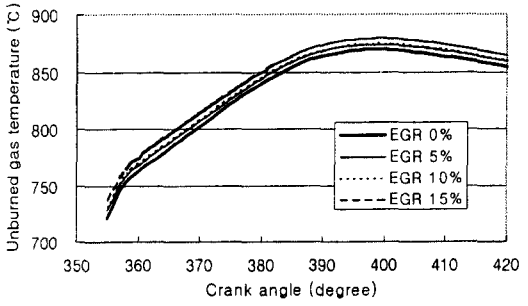

Fig. 7 Unburned gas temperature for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

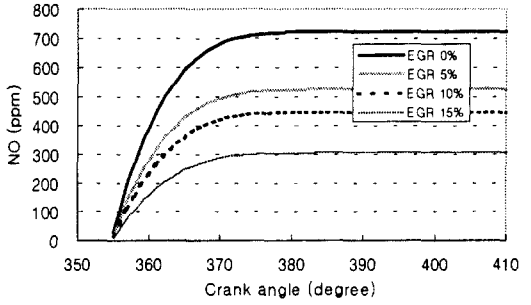

Fig. 9 NO formation for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

57% 저감되는 효과를 보인다. Fig. 10은 EGR률에 따른 soot의 변화를 나타낸 것으로 EGR률의 증가에 따라 soot가 증가함을 알 수 있으며, 결국 EGR에 대한 NO와 soot는 상호간에 상반되는 특성이 있음을 확인할 수 있다.

3.4 cooled EGR 효과

EGR은 보통 흡입공기보다 상당히 고온이기 때문에 흡입 charge의 온도를 증가시킨다. 이는 연소온도를 증가시켜 NO 생성을 증가시키므로 EGR 효과인 증가된 비열이나 O_2 농도 저감으로 얻어지는 화염온도 저감 효과를 상쇄시킨다. 또한 EGR에 의해 높아진 흡입 charge의 온도는 체적효율을 감소시키는 효과가 있다. 따라서, NO의 저감을 위해서는 EGR의 온도를 냉각시키는 방법이 필요하다. Fig. 11은 공급되는 EGR을 냉각하여 온도를 흡입공기온도와 같을 때까지 저감시켰을 때 EGR률에 따른 NO의 변화를 나타낸 것으로 실험값은 각 EGR률에서 EGR온도를 35℃, 70℃저감시킬때의 NOx 결과이다. 참고로 EGR온도변화에 따른 흡입 charge의 온도는 Fig. 5에 나타낸 것과 같다. 일반적으로 NO는 NOx의 약 90%정도로 이를 고려하더라도 계산결과는 실험값과 비교적 잘 맞는 것을 알 수 있다. 동일한 EGR률에서 EGR온도를 냉각시키게 되면 흡입 charge의 온도저감효과로 인해 연소온도가 내려가므로 NO의 생성은 감소하게 되는데 EGR온도를 흡입공기온도인 55℃까지 냉각시킬 때 EGR률 5%, 10%, 15% 적용시 NOx의 감소율은 각각 35%, 63%, 79%로써 EGR률이 클수록 그 효과는 커짐을 알 수 있다. Fig. 12는 EGR률에 상관없이 흡입 charge 온도를 55℃와 67℃로 동일하게 유지하여 온도효과(temperature effect)를 배제한 상태에서 EGR률에 따른 NO의 저감효과를 나타낸 것으로 온도효과가 있는 일반적인 경우에

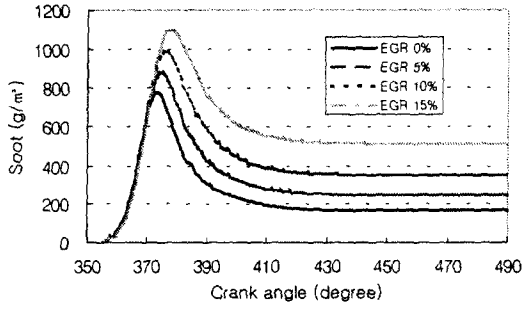

Fig. 10 Soot production for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

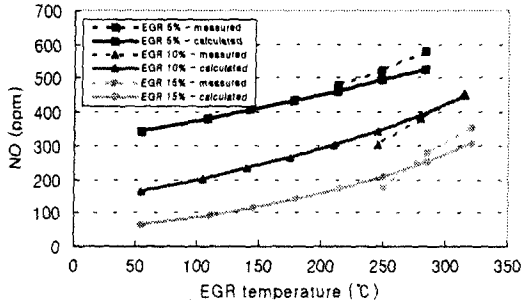

Fig. 11 Effect of cooled EGR on NO for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

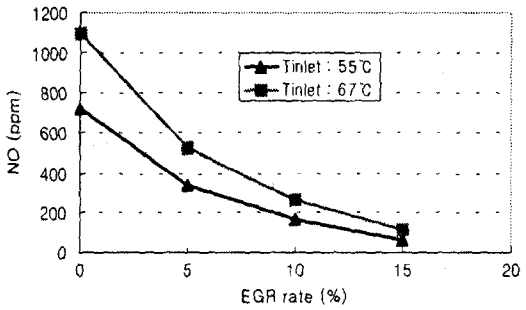

Fig. 12 Effect of EGR rate on NO at the same inlet charge temperature at 2000rpm, 75% load

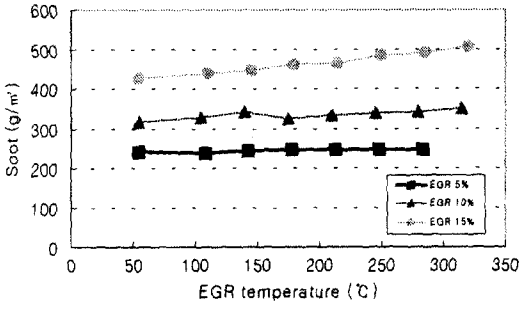

Fig. 13 Effect of cooled EGR on Soot production for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

비해 EGR에 의한 NO 저감효과가 큼을 알 수 있는데 EGR률 5% 적용시에 NO는 절반수준으로 감소함을 보인다.

Fig. 13은 cooled EGR이 soot에 미치는 영향을 나타낸 것으로 EGR온도가 냉각됨에 따라 다소 soot의 생성이 저감되는 경향이 있으나 그 효과는 NO에 비해서 크지 않음을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 EGR을 냉각시켜 공급시키게 되면 NO 저감에 큰 효과가 있으며, Soot에 대해서도 미미하지만 저감효과가 있음을 알 수 있다. Fig. 14는 hot EGR에 대하여 EGR률 변화에 따른 NO와 Soot의 변화를 실험값과 비교한 것이다. 실험에서는 NOx와 PM을 측정하였다.

EGR률 증가에 따라 NO는 감소하는 경향을 보이며 EGR 15%적용시 약 400 ppm(58%) 감소효과를 나타내며, 실험값과 계산값이 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다. 반면에 soot는 EGR률 증가에 따라 증가하는 경향을 보인다.

흡입공기의 온도를 대기온도 근처로 냉각시키는 방법은 일반적인 NOx 저감 대책중의 하나이다. EGR이 없는 조건에서 흡입공기의 변화는 가스의 조성에 영향을 미치지 않으면서 압축온도와 연소온도를 변화시킨다. Fig. 15는 EGR을 적용하지 않은 경우 단순히 흡기온도의 냉각에 따른 NO의 감소효과를 계산을 통해 구한 결과이다. 흡기온도를 55℃에서 35℃로 냉각시킬 때 약 400 ppm 정도의 NO 저감효과를 예측한다. 이러

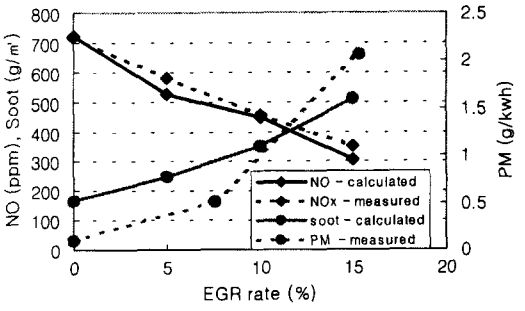

Fig. 14 NO and Soot relation for different EGR rate at 2000rpm, 75% load

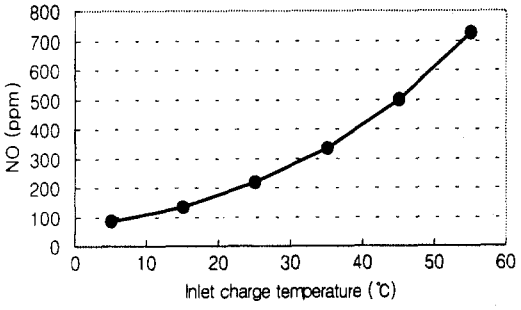

Fig. 15 Effect of inlet air temperature on NO at 2000rpm, 75% load, no EGR

한 냉각효과(chilling effect)는 hot EGR을 15% 공급했을 경우와 비슷한 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 2902cc 직분식 디젤엔진을 대상으로 하여 EGR률 및 EGR온도에 따른 연소및 배출가스 특성을 해석하기 위하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) EGR률과 EGR가스온도에 따른 NO의 변화를 2영역 모델을 사용하여 비교적 정확하게 예측할 수 있었다.

2) EGR 적용시 흡기중 O_2 질량분율이 CO_2와 H_2O로 대치되어 감소하였다. 흡기의 온도를 균일하게 유지하여 온도효과를 배제시킨 경우, EGR률 5% 이상 적용시 NO는 절반 이하로 감소하였다.

3) EGR률이 증가할수록 최대화염온도는 감소하는데, EGR 0%에서 15%로 증가시킨 경우 최대화염온도는 50℃정도 낮아지며, NO는 약 57% 감소하였다.

4) EGR률과 EGR가스온도가 증가할수록 흡기의 온도는 증가하였으며, 동일한 EGR률에서 EGR가스를 냉각시키면 흡기의 온도저감효과로 연소온도가 내려가 NO의 생성이 감소하였다. soot의 경우도 EGR가스 냉각으로 다소 저감되나 NO의 저감효과에 비해 미미한 수준이다.

후 기

이 논문은 2001년도 우석대학교 학술연구비에 의하여 연구되었으며, 연소압력측정등 실험에 도움을 준 연세대학교 내연기관연구실의 이재욱, 남동우께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc. New York, 1988.
2) N. Ladommatos, "The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-Injection Diesel Engine," SAE 960840, 1996.
3) N. Ladommatos, "The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions-Part 1 : Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen," SAE 961165, 1996.
4) S. Ropke, "NOx Formation in Diesel Engines for Various Fuels and Intake Gases," SAE 950213, 1995.
5) T. Chikahisa, "Analysis of NO Formation Characteristics and Control Concepts in Diesel Engines from NO Reaction-Kinetic Considerations," SAE 950215, 1995.
6) D. N. Assanis, "A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel System for Studies of Low-Heat-Rejection Engine Performance," Ph. D Thesis, 1985.
7) 이교승, "직접분사식 NA 디젤엔진의 사이클 시뮬레이션-I," 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.12-28, 1999.
8) 김철환, "2영역 모델을 이용한 EGR사용 직접분사식 디젤엔진의 NOx 생성예측,"대한기계학회논문집, 제24권 제3호, pp.390-401, 2000.
9) M. Ishida, "Combustion Analysis by Two-Zone Model in a DI Diesel Engine," COMODIA 94, pp.309-314, 1994.
10) N. Watson, M. S. Janata, Turbo-charging the International Combustion Engine, John Wiley & Sons, New York, 1982.
11) S. H. Mansouri, "Divided-Chamber Diesel Engines, Part 1: A Cycle Simulation which Predicts Performance and Emissions," SAE 820273, 1982.
12) S. G. Poulos, J. B. Heywood, "The Effect of Chamber Geometry on SI Engine Combustion Rate - A Modeling Study," M.I.T. Dept. of Mech. Engr., S.M. Thesis, 1982.
13) B. W. Millington, E. R. Hartles, "Friction Loss in Diesel Engines," SAE 680590, 1968.
14) H. Hiroyasu, "Model for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines," SAE 760129, 1976.
15) G. D. Lee, "A PC-Based Model for Predicting NOx Reductions in Diesel Engines," SAE 962060, 1996.
16) 노승민, 직접분사식 디젤엔진에서 배기재순환율과 온도가 NOx와 PM저감에 미치는 영향에 관한 실험적 연구, 연세대학교 기계공학과 석사학위 논문, 2001.