

엔진 사이클 시뮬레이션에 의한 직분식 디젤기관의 NO 배출물에 미치는 흡기충전 조건의 영향에 관한 연구

함 윤 영*

A Study on Effect of Intake Charging Conditions upon NO Emissions in a DI Diesel Engine Using Engine Cycle Simulation

Y-Y Ham*

Key words : DI Diesel Engine(직분식 디젤기관), EGR(배출가스재순환), NOx(질소산화물),
Cycle Simulation(사이클 시뮬레이션), Oxygen Concentration(산소농도)

Abstract

In this study, a cycle simulation using a two-zone model is carried out to investigate the effect of intake charging conditions such as oxygen concentration, temperature and pressure on NO emissions in a DI diesel engine. The model is validated against measurements in terms of cylinder pressure, torque, BSFC and NOx emissions with 2902 cc DI diesel engine. Calculated results can be summarized as follows. The oxygen concentration in the intake charge is decreased with increasing of EGR rate and equivalence ratio. As the intake oxygen concentration is reduced, the combustion pressure and the burned gas temperature decrease and, as a result, NO formation decreases. Also, the results show that as the intake pressure increases and the intake temperature decreases, NO emissions are effectively reduced.

1. 서 론

디젤기관은 가솔린기관에 비해 열효율이 높아 지구온난화 현상을 유발하는 이산화탄소(CO₂)의 배출량이 적으며, 최근 커먼레일(common-rail) 시스템, EGR 등의 기술개발을 통해 유해 배출가스 또한 크게 저감되어 그 수요가 점점 증가하고 있는 추세이다. 그러나 최근 날로 심각해지는 환경오염

문제와 이에 대한 강화된 배출가스 규제에 의해 디젤기관의 기술개발은 기관으로부터 배출되는 오염물질을 저감시키는데 기술적 역량이 보다 더 집중되고 있다.

디젤기관의 유해 배출가스는 주로 질소산화물(NOx)과 입자상물질(PM, particulate matters)인데, 질소산화물은 질소와 산소가 고온영역에서 존재할 때 생성되며, 연소온도가 높을수록 더 많이

* 우석대학교 자동차공학과

생성된다. 따라서 질소산화물을 저감시키기 위해서는 연소온도를 낮추는 것이 필요한데, 일반적으로 연료분사시기 지연(injection timing retard), 다중연료분사(multiple injection), 흡기 냉각(charge air chilling), 물 공급(water injection), 배출가스재순환(EGR) 등 다양한 방법이 개발되고 있다.^{11) 12)} 이 중에서 EGR 적용이 질소산화물 저감에 많이 사용되는 방법인데, 주요 원리는 배출가스가 흡기관으로 재순환될 때 배출가스의 CO₂, H₂O 등의 불활성가스가 흡입공기의 일부로 대체되어 흡기의 산소농도가 감소하는 희석효과(dilution effect)때문인 것으로 알려져 있다. 그러나 EGR 적용은 공기과잉률이 적으면 매연 발생이 급증하기 때문에, 공기과잉률이 높은 부분부하에 한정된다. 따라서 저부하 운전빈도가 높은 디젤승용차는 이미 EGR기술이 적용되고 있지만, 고부하운전이 많은 대형상용차나 선박기관에는 아직 EGR이 사용되지 못하고 있어 대형 디젤기관의 EGR적용기술이 시급한 실정이다.

디젤기관을 연구하는데 있어 수치적 방법은 실험적 방법에 비해 시간과 비용이 절감될 뿐만 아니라 실험적으로 만들기 어려운 운전조건하에서의 연소상태를 예측하는 것이 가능하다. 연소해석 모델은 단일영역 모델, 2영역 모델, 다영역 모델로 분류할 수 있는데 연소온도에 민감한 질소산화물이나 매연 등 배출가스의 발생을 계산하는데에는 2영역 모델이나 다영역 모델이 적합하며, 2영역 모델은 계산시간도 많이 걸리지 않는 장점이 있다.^{13) 14)}

본 연구에서는 2902 cc 디젤기관을 대상으로 2영역 모델을 적용한 엔진 사이클 시뮬레이션을 사용하여 EGR 적용에 따른 흡기의 산소농도변화를 구하고, 흡기의 산소농도, 온도, 압력 등 흡기충전의 상태변화가 연소특성 및 질소산화물 배출물에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 모델의 구성

2.1 기본 가정

본 연구는 Assanis¹⁵⁾가 과급 디젤기관에 대해 수행한 수치해석연구를 기본으로 하였으며 다음과

같은 기본 가정을 도입하였다.

사이클을 이루는 동안 실린더내부는 부피가 변화하는 검사체적으로 내부압력은 공간적으로 균일하다. 1000 K 이하의 온도에서 실린더내부의 작동유체는 화학반응을 하지 않는 균질혼합상태의 이상기체이고, 1000 K 이상의 온도에서는 화학평형상태에 있는 기연가스로 취급하며 탄화수소-공기 연소에 기초한 화학해리 이론을 바탕으로 계산한다. 연소과정은 균일하게 분포된 열방출과정으로 모델링하며 열방출률은 실험적으로 구한 연료 연소율(fuel burning rate)에 비례한다고 가정한다. 열전달은 강제 대류열전달과 복사열전달로 나눌 수 있으며 복사열전달의 경우는 연소 및 팽창행정 동안만 고려한다.

2.2 기본 방정식

모델의 기본방정식은 개방시스템에 대한 질량 보존방정식과 에너지 보존방정식이 요구되며 연료질량에 대한 보존방정식은 공연비 변화에 따른 미분방정식의 형태로서, 그리고 에너지 보존방정식은 온도변화에 대한 미분방정식의 형태로 표시된다. 즉,

$$\text{개방시스템에 대한 전체 질량 보존방정식은}$$

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad (1)$$

연료질량 보존방정식은

$$\dot{F} = \sum_j \frac{\dot{m}_j}{m} (F_j - F) \quad (2)$$

$$\dot{\Phi} = AFSTO \frac{F}{(1-F)^2} \quad (3)$$

에너지보존방정식은

$$\dot{p} = \frac{\rho}{\partial \rho / \partial p} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} T \right. \\ \left. - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial \phi} \dot{\phi} + \frac{\dot{m}}{m} \right) \quad (4)$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{m}}{m} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B} \dot{\Phi} \right]$$

$$+ \frac{1}{Bm} (\sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{Q}_w) \quad (5)$$

여기서,

F 는 연료분율(fuel fraction, $\frac{m_f}{m}$)

Φ 는 당량비(equivalence ratio)

$AFSTO$ 는 이론 공기-연료비

p, T 는 실린더내 가스의 압력 및 온도

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

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

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

상기 식들은 4행정기관에 대해 흡입, 압축, 폭발, 배기행정으로 나누어서 나타낼 수 있으며, 특히 본 연구에서는 연소과정을 기연영역과 미연영역으로 나누어 각 영역에서의 연소가스온도를 구하였다.⁹⁾

2.3 연소 모델

질량연소율 ($\dot{M}_t(\tau)$)은 예혼합 질량연소율 ($\dot{M}_p(\tau)$)과 혼합조절 질량연소율 ($\dot{M}_d(\tau)$)의 합으로 Watson¹²⁾이 제안한 다음 실험 관계식으로 계산하였다.

$$\dot{M}_t(\tau) = \beta \dot{M}_p(\tau) + (1 - \beta) \dot{M}_d(\tau) \quad (6)$$

$$\dot{M}_p(\tau) = C_{d1} C_{d2} \tau^{c_{d2}-1} (1 - \tau^{c_{d1}})^{c_{d2}-1} \quad (7)$$

$$\dot{M}_d(\tau) = C_{d1} C_{d2} \tau^{c_{d2}-1} \exp(-C_{d1} \tau^{c_{d2}}) \quad (8)$$

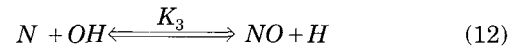
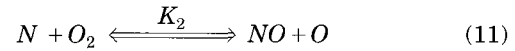
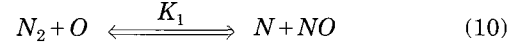
$$\beta = 1 - a \frac{\Phi_{ove}^b}{ID^c} \quad (9)$$

여기서, $C_{p1}, C_{p2}, C_{d1}, C_{d2}$ 는 엔진 운전조건의 함수로서 표현되는 형상인자(shape factor)이고, β 는 분사된 총연료질량에 대한 예혼합연소된 연료 질량의 비율 의미하는데 이 중 Φ_{ove} 는 전체 당량비(overall equivalence ratio), ID 는 점화지연기간(ignition delay)이며 상수 a, b, c 는 연소압력을 실

험값과 맞추는데 사용되는 상수로서 본 연구에서는 $a = 0.926, b = 0.37, c = 0.26$ 을 사용하였다.

2.4 NO 생성 모델

NO의 생성은 확장 Zeldovich 기구에 기초하여 모델링하였다. 반응식은 다음과 같다.¹¹⁾



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.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 M_{NO} R_1 (1 - a^2)}{\rho_a (1 + Ka)} \quad (13)$$

여기서,

$[NO]$: NO의 몰분율(mole fraction)

M_{NO} : NO의 분자량(molecular weight)

a : $[NO]/[NO]_e$

$[]_e$: 평형 몰분율

ρ_a : 기연영역의 가스 밀도

$K = R_1 / (R_2 + R_3)$

$R_1 = K_1 [N_2]_e [O]_e$

$R_2 = K_2 [N]_e [O_2]_e$

$R_3 = K_3 [N]_e [OH]_e$

그 외에 열전달모델은 실린더내 난류유동에 의한 실린더벽으로의 강제대류열전달과 화염 및 연소매연(burning soot) 입자로부터의 복사열전달의 합으로 구해지며 대류열전달계수는 정상상태 난류 관류유동에 대한 Reynolds-Nusselt수 상관관계식을 사용하여 구하였다. 열전달모델에서 요구되는 특성속도와 특성길이를 구하기 위해 Mansouri¹³⁾와 Poulos 등¹⁴⁾이 제안한 0 차원 에너지

지 캐스케드 난류모델을 사용하였다. 마찰모델은 Millington과 Hartles^[15]가 제안한 마찰손실관계식을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 실험결과와 계산결과의 비교

본 연구의 대상 엔진은 터보차저/인터쿨러가 있는 2902 cc 직렬 4기통 DOHC 직접분사식 디젤기관으로 기관의 사양은 Table 1과 같고 엔진 작동 조건은 Table 2와 같다. Fig. 1은 2000 rpm, 75% 부하조건에서 측정된 연소실압력을 시뮬레이션을 통해 계산한 결과와 비교한 것으로 비교적 잘 맞음을 알 수 있다. Fig. 2는 2000 rpm에서 기관의 부하를 25%, 50%, 75%로 변화시키면서 측정된 기관 토크, 연료소비율(BSFC), NO_x 배출량을 동일 운전조건에서의 계산결과와 비교한 것으로 계산 결과는 NO에 대해서이다. 기관의 부하가 증가할수록 기관 토크와 질소산화물(NO_x)이 증가함을 알 수 있는데 통상 NO_x중 NO가 95% 이상을 차지함을 감안하더라도 각 부하조건에서 계산결과는 실험결과와 큰 오차없이 잘 맞음을 알 수 있다.^[16] 동일 조건에서의 실험결과와의 비교를 통한 모델링의 유효성을 검증한 후 흡기중 산소농도, 흡기온도, 압력 등 흡기충전의 상태변화가 연소특성 및 NO 배출물에 미치는 영향을 수치해석을 통해 조사하였다.

Table 1 Engine specification

Item	Specification
Engine type	DI Diesel engine, in-line 4 cylinder
Displacement Volume	2902 cc
Bore × Stroke	97.1(mm) × 98 (mm)
Compression ratio	17.5
Valve timing	TIVO : BTDC 26°
	TIVC : ABDC 50°
	TEVO : BBDC 50°
	TEVC : ATDC 10°

Table 2 Engine operation condition (2000 rpm)

Condition	Engine load		
	75%	50%	25%
Intake air pressure (kPa)	162	142	127
Intake air temperature (K)	328	328	328
Injected fuel mass (mg/cycle · cylinder)	49.1	36.4	23.0
Injection timing (BTDC)	12°	12°	12°
EGR (%)	0	0	0

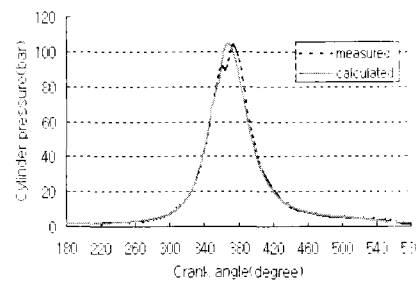


Fig. 1 Comparison of measured and calculated cylinder pressure at 2000 rpm, 75% load, no EGR

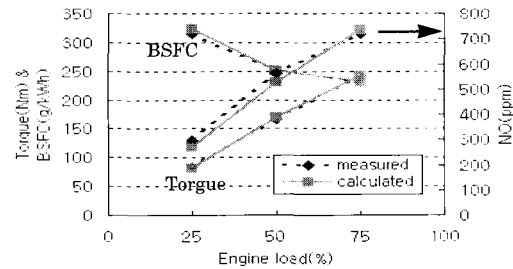


Fig. 2 Comparison of measured and calculated Torque, BSFC and NO emissions at 2000 rpm.

3.2 흡기중 산소농도에 의한 영향

디젤기관에서 EGR에 의한 NO_x 저감의 원인은 주로 흡기중 산소농도의 감소 때문인 것으로 알려져 있다. NO_x 저감방법의 하나로서 연소실에 물을 공급하는 방법도 연구되고 있는데, 주요 원리는 공기보다 상대적으로 높은 열용량과 흡기중에 존재하는 수증기에 의한 희석효과로 인해 화염온도가 낮아지기 때문이다.

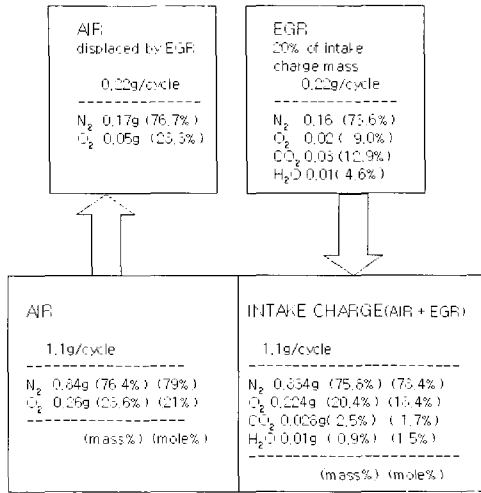


Fig. 3 Intake charge composition when applying EGR 20% at equivalence ratio $\phi=0.7$

Fig. 3은 EGR을 공급할 경우 흡기중 산소농도의 저감정도를 EGR률 20%의 경우에 대해서 계산한 과정을 나타낸 것이다. EGR적용에 있어서 가솔린 기관은 흡입공기에 EGR이 추가적으로 더해지는 방식인 반면에 디젤기관에서의 EGR적용은 EGR량만큼 흡입공기가 감소하게 된다. 그림에서와 같이 EGR이 없는 경우와 EGR 20% 공급한 경우를 비교하면 전체 질량은 동일하나 흡기중 N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O 각 성분의 질량분율이 차이나는 것을 알 수 있는데 CO_2 와 H_2O 의 추가로 흡기중 O_2 의 질량분율은 23.6%에서 20.4%로 감소하며, 이를 몰비로 환산하면 산소농도는 21%에서 18.4%로 감소하게 된다. Fig. 4는 EGR적용시 흡기 성분들의 몰분율을 여러 당량비조건에서 계산한 결과이다. EGR률이 증가할수록 흡기에 CO_2 와 H_2O 성분이 증가하고 상대적으로 주로 O_2 가 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 동일한 EGR률에서 당량비가 클수록 O_2 의 몰분율은 더 감소함을 알 수 있다.

연소특성 및 NO 생성에 미치는 흡기중 산소농도의 영향을 조사하기 위하여 산소농도를 각각 21%, 19%, 17%로 변화시키면서 계산을 수행하였다. 이때 산소농도가 21%인 표준상태의 경우 75% 부하조건을 기초로 하여 그때의 연료분사량과 동일하게 하면서 산소농도를 변화시켰다. Fig. 5는 흡기중 산소농도 변화에 따른 연소실 압력변

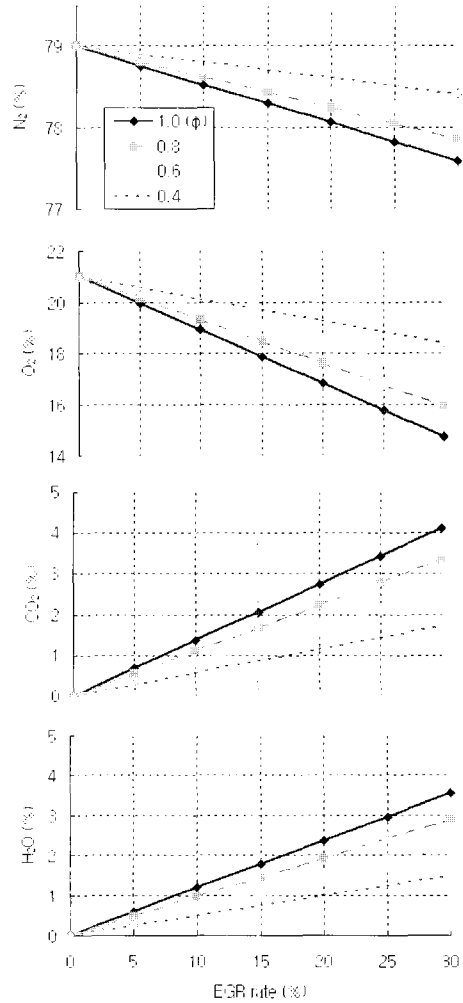


Fig. 4 Intake charge composition for various EGR rate and equivalence ratio

화를 구한 결과로서 산소농도가 감소함에 따라 연소이후의 압력이 낮아지는 것을 알 수 있다. Fig. 6은 2영역 모델을 이용하여 계산한 기연영역의 온도를 나타낸 것으로 산소농도가 적을수록 온도가 낮아지는데, 산소농도 2% 저감에 약 90 K의 온도가 낮아지는 결과를 얻었다. Fig. 7은 연소온도에 민감한 NO의 변화를 크랭크각도에 따라 구한 결과이다. 표준상태인 21%인 경우 최종 배출된 실험값 NO_x 와 비교적 잘 맞음을 알 수 있고, 산소농도가 낮을수록 NO는 크게 감소됨을 알 수 있다. 그리고 NO의 생성은 연소시작후 약 20° CA 동안에 대부분이 발생됨을 알 수 있다. Fig. 8은 산소농도

를 22%에서 17%까지 저감시키면서 NO의 변화와 연료소비율(BSFC)과의 상관관계를 나타낸 것이다. 산소농도의 저감은 NO를 저감시키는데 효과가 있는 반면, 기관성능의 저하와 함께 연료소비율(BSFC)이 증가하게 된다. 연료분사시기를 BTDC 12°에서 9°, 6°로 지각시키게 되면 동일한 산소농도조건에서 NO는 다소 저감되는 반면 연료소비율은 증가함을 알 수 있다. NO배출은 산소농도를 줄이면서 분사시기를 지각시키면 더욱 저감되나, 연료소비율을 고려하면 산소농도와 분사시기사이에 최적의 조합이 존재함을 알 수 있다. Fig. 9는 경유(C_{10.84}H_{18.68})와 중유(C_{14.6}H_{24.8})를 사용하여 연료

Table 3 Fuel properties

Item	light diesel	heavy diesel
Formula	C _{10.84} H _{18.68}	C _{14.6} H _{24.8}
Lower heating value	42,910 (kJ/kg)	41,400 (kJ/kg)
Stoichiometric A/F	14.38	14.5

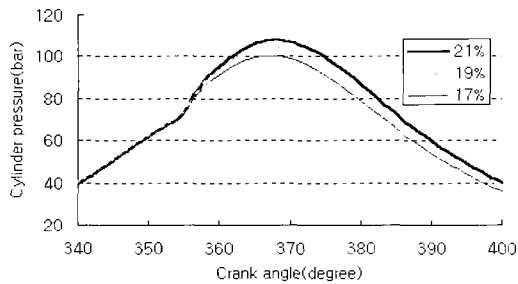


Fig. 5 Effect of O₂ concentration on cylinder pressure at 2000 rpm, 75% load

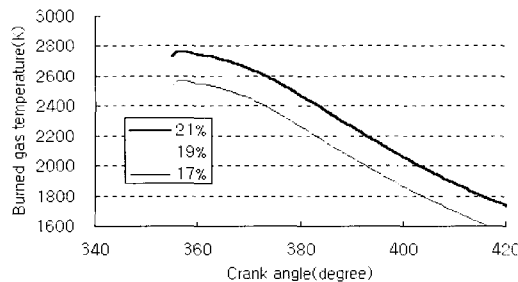


Fig. 6 Effect of O₂ concentration on burned gas temperature at 2000 rpm, 75% load

차이에 의한 NO 생성의 영향을 계산한 결과이다. Table 3은 계산에 사용된 연료의 성상이다. 전반적으로 엔진부하가 크고, 산소농도가 많을수록 NO 발생은 증가하며, C/H 비가 큰 중유를 사용할 경우 NO가 더 많이 발생하는 것을 알 수 있고 그 영향은 산소농도가 작을수록 줄어든다.

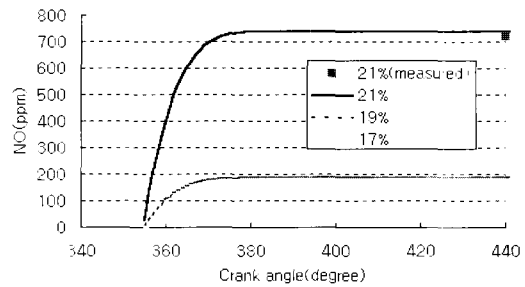


Fig. 7 Effect of O₂ concentration on NO emission 2000 rpm, 75% load

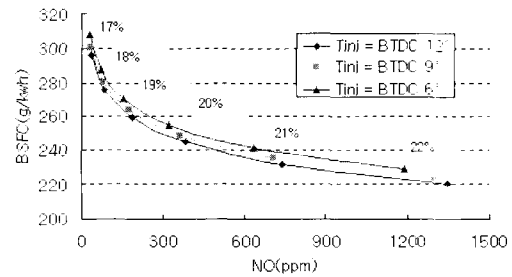


Fig. 8 BSFC vs NO trade-off curve for different injection timings at 2000 rpm, 75% load. O₂ concentration was varied from 22% to 17%

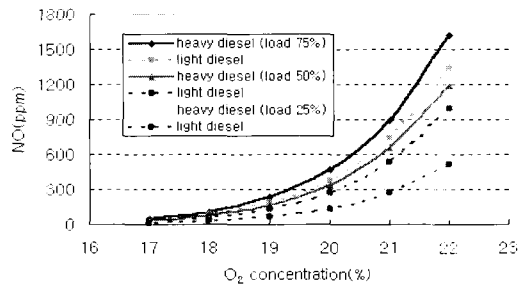


Fig. 9 Effect of O₂ concentration on NO emissions for different fuels at 2000 rpm

3.3 흡기온도 및 압력에 의한 영향

Fig. 10은 흡기온도를 30°C에서 60°C 까지 변화시키면서 연소실압력의 변화를 계산한 결과이다. 흡기온도가 낮을수록 연소압력이 다소 높은 경향을 보이는데 이는 흡기온도의 저하에 따른 밀도 증가로 체적효율 향상에 기인한 것으로 생각된다. Fig. 11은 기연영역의 연소온도를 나타낸 것으로 흡기온도가 낮을수록 연소온도도 낮아짐을 알 수

있는데 흡기온도가 10°C 낮아질 때 연소온도는 약 25°C 낮아지는 수준이다. 연소온도의 저하로 인해 NO의 발생은 Fig. 12에서 보는 바와 같이 흡기온도가 낮을수록 많이 감소하는 것을 알 수 있다. 즉, 60°C에서 40°C로 낮아질 때 25%, 50%, 75% 부하 조건에서 NO는 약 50% 저감됨을 보인다.

일반적으로 기관의 성능을 향상시키기 위해 터보차저와 같은 과급기를 사용하여 흡기압력을 증

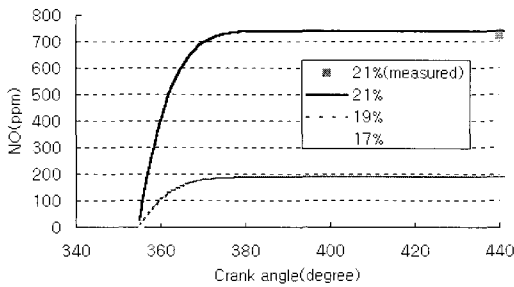


Fig. 10 Effect of intake charge temperature on cylinder pressure at 2000 rpm, 75% load

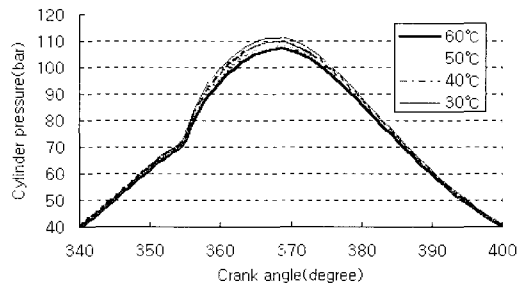


Fig. 13 Effect of intake charge pressure on cylinder pressure at 2000 rpm, 75% load

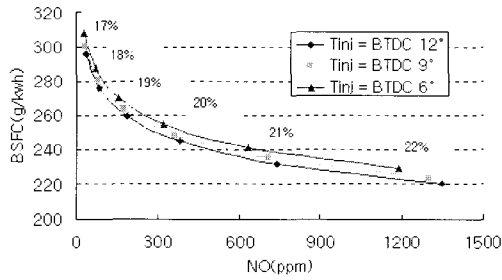


Fig. 11 Effect of intake charge temperature on burned gas temperature at 2000 rpm, 75% load

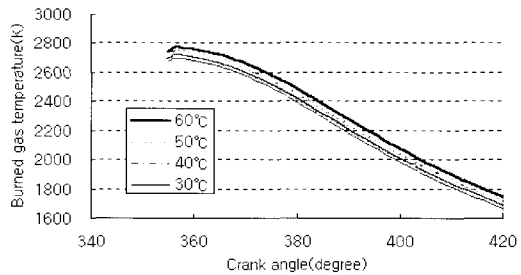


Fig. 14 Effect of intake charge pressure on burned gas temperature at 2000 rpm, 75% load

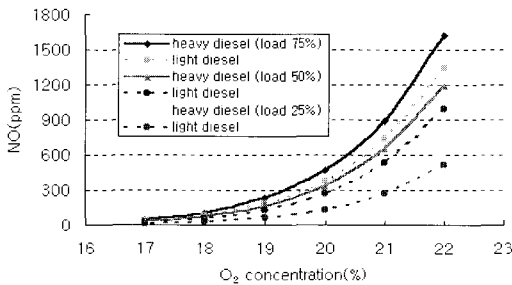


Fig. 12 Effect of intake charge temperature on NO emissions at 2000 rpm

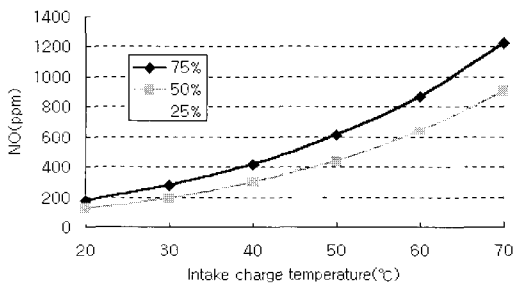


Fig. 15 Effect of intake charge pressure on NO emissions at 2000 rpm

가시키는데, 본 연구에서는 흡기압력이 연소압력, 연소온도, NO 생성에 미치는 영향을 계산을 통해 조사하였다. Fig. 13은 흡기압력에 따른 연소실압력의 변화인데 흡기압력이 증가하게 되면 압축초기의 압력상승으로 압축, 연소 및 팽창과정 전반에 걸쳐 압력이 높아짐을 알 수 있다. 그러나 연소온도의 경우 Fig. 14 에서와 같이 흡기압력이 증가하면 연소과정 전반에 걸쳐 크게 낮아지는데 이는 흡기압력증가로 흡입공기의 열용량이 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 흡기압력 10 kPa 증가로 연소온도는 약 50 C 정도 저감됨을 보인다. Fig. 15는 NO의 변화를 나타낸 것으로 흡기압력이 증가하게 되면 연소온도가 낮아지므로 NO가 감소하는 것을 알 수 있다. 각 부하조건에서 흡기압력이 10 kPa 정도 증가할 때 NO는 약 50 ~ 60% 저감됨을 보인다. 흡기온도 및 압력의 효과를 살펴본 결과, 흡기온도가 낮을수록, 그리고 흡기압력이 높을수록 연소온도가 낮아짐으로 인해 NO 저감에 효과가 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 2902 cc 직분식 디젤엔진을 대상으로 하여 흡기중 산소농도, 흡기온도, 흡기압력 등의 변화에 따른 NO 배출 특성을 해석하기 위하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) EGR률과 당량비가 증가할수록 흡기중 CO₂, H₂O성분이 증가하고 상대적으로 O₂는 크게 감소한다.

(2) 흡기중의 산소농도가 적을수록 연소압력 및 연소가스의 온도는 낮아지며, 이로 인해 NO의 생성은 크게 감소한다.

(3) 흡기온도가 감소하면 연소가스의 온도가 낮아져 NO 배출이 감소한다.

(4) 흡기압력이 증가하면 연소실압력은 증가하나 흡기의 열용량 증대로 연소온도를 저감시켜

NO의 저감에 효과가 있다.

후 기

이 논문은 우석대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구됨

참 고 문 헌

- [1] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc. New York, 1988.
- [2] H. Tsunemoto, "The Role of Oxygen in Intake and Exhaust on NO Emission, Smoke and BMEP of a Diesel Engine with EGR System," SAE 800030, 1980.
- [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] D. A. Pierpont, "Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I.Diesel," SAE 950217, 1995.
- [5] N. Ladommatos, "The Effect of Exhaust Gas Recirculation on Combustion and NOx Emissions in a High-Speed Direct-injection Diesel Engine," SAE 960840, 1996.
- [6] M. A. Geist, "Marine Diesel NOx Reduction Technique - A New Sulzer Diesel Ltd Approach," SAE 970321, 1997.
- [7] D. N. Assanis, "A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel System for Studies of Low-Heat-Rejection Engine Performance," Ph. D Thesis, 1985.
- [8] 이교승, "직접분사식 NA 디젤엔진의 사이클 시뮬레이션-I," 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp. 12 ~ 28, 1999.
- [9] 김철환, "2영역 모델을 이용한 EGR사용 직접분사식 디젤엔진의 NOx 생성예측," 대한기계학회논문집, 제24권 제3호, pp. 390 ~ 401, 2000.
- [10] M. Ishida, "Combustion Analysis by Two-Zone Model in a DI Diesel Engine," COMODIA 94, pp. 309 ~ 314, 1994.
- [11] G. D. Lee, "A PC-Based Model for Predicting

- NOx Reductions in Diesel Engines," SAE 962060, 1996.
- [12] N. Watson and M. S. Janata, Turbo-charging the International Combustion Engine, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- [13] S. H. Mansouri, "Divided-Chamber Diesel Engines, Part 1: A Cycle Simulation which Predicts Performance and Emissions," SAE 820273, 1982.
- [14] S. G. Poulos and 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.
- [15] B. W. Millington and E. R. Hartles, "Friction Loss in Diesel Engines," SAE 680590, 1968.
- [16] 노승민, "직접분사식 디젤엔진에서 배기재순환율과 온도가 NOx와 PM저감에 미치는 영향에 관한 실험적 연구," 연세대학교 기계공학과 석사학위 논문, 2001.

저 자 소 개



함윤영(咸允榮)

1964년 2월 4일생. 1982년~1986년 연세대학교 기계공학과 졸업. 1986년~1988년 연세대학교 기계공학과 대학원 졸업(석사). 1992년~1996년 연세대학교 기계공학과 대학원 졸업(박사). 1989년~2000년 대우자동차(주) 기술연구소 책임연구원. 2001년~현재 우석대학교 자동차공학과 전임강사