

〈논 문〉

EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진의 연소과정 및 매연가스 배출특성에 대한 수치해석

권영동* · 이재철* · 김용모** · 김세원***

(1996년 7월 25일 접수)

Numerical Studies for Combustion Processes and Emissions in the DI Diesel Engines Using EGR

Y. D. Kwon, J. C. Lee, Y. M. Kim and S. W. Kim

Key Words : Spray(분무), Autoignition(자발화), Droplet Breakup(액적 분열), Atomization(미립화), Pollutant Formation(매연가스 생성), EGR(배기가스 순환)

Abstract

The effects of exhaust gas recirculation on diesel engine combustion and soot/NOx emissions are numerically studied. The primary and secondary atomization is modelled using the wave instability breakup model. Autoignition of a diesel spray is modelled using the Shell ignition model. Soot formation is kinetically controlled and soot oxidation is represented by a model which account for surface chemistry. The NOx formation is based on the extended Zeldovich NOx model. Effects of injection timing and concentration of O₂ and CO₂ on the pollutant formation and the combustion process are discussed in detail.

1. 서 론

최근 공해문제와 관련되어 배기가스에 대한 규제가 강화됨에 따라 여러 가지 방법을 통해 대기오염 물질의 발생을 저감시키려는 지속적인 연구가 수행되고 있으며 이러한 방법 중 EGR(exhaust gas recirculation)은 배기가스 중의 NOx를 줄이는 요소 기술로 인식되고 있다.⁽¹⁾ NOx 배출을 감소시키는 문제와는 별개로 EGR의 사용시 고성능 디젤 및 가솔린기관의 실린더 내의 최고압력 및 압력구배를 줄일 수 있으므로 엔진작동시 저소음효과를 얻을 수 있는 이점을 가지고 있다.

연료제트의 미립화와 액적분열현상은 디젤연료분무의 증발, 공기와의 혼합, 자발화 및 연소과정에 지대한 영향을 미친다. 본 연구에서는 연료제트의 미립화과정과 액적분열과정을 고려해주기 위해 Reitz의 파동불안정모델⁽²⁾을 사용하였다. 탄화수소계 연료의 자발화는 initiation, propagation, autocatalysis, branching, 그리고 termination 과정 등 복잡한 화학반응과정을 수반한다. 이러한 자발화 과정에 대한 상세한 화학반응모델은 디젤기관에서 주로 사용되는 분자량이 큰 탄화수소계 연료에 대해서는 잘 알려져 있지 않고 또한 과대한 계산시간을 필요로 하기 때문에 다차원 연소유동장해석에 사용할 수 없다. 따라서, reduced kinetic mechanism을 이용한 탄화수소계 연료의 저온영역 화학반응모델은 디젤분무의 점화지연예측을 위해 필수적인 요소이다. 본 연구에서는 디젤연료분무의 자

*회원, 한양대학교 대학원

**회원, 한양대학교 기계공학과

***회원, 생산기술연구원

발화과정은 5개의 화학종과 8개의 화학반응을 포함하는 가지는 Shell 점화모델⁽⁴⁾을 통해 모델링하였고 화학반응식에서 질량보존을 고려하기 위해 Schäpertöns와 Lee에 의해 제안된 방법⁽⁵⁾을 이용하였다. 또한 고온영역에서 연료의 연소반응률은 수정된 eddy breakup 연소모델⁽⁶⁾을 사용하여 계산하였다. 그리고, soot 모델로는 Hiroyasu의 soot 생성모델⁽⁷⁾과 Nagle과 Strickland-Constable의 산화모델⁽⁷⁾을 사용하였고 NO 모델은 확장된 Zel'dovich NO 모델⁽⁷⁾에 기초하여 모델링하였다.

본 연구는 EGR(exhaust gas recirculation)를 사용하는 직접분사식 디젤엔진의 연소과정 및 배기가스의 생성과정을 분석하기 위해 연료의 분사시점과 산소 및 이산화탄소의 농도를 변화시키며 광범위한 작동조건하에서 수치해석을 수행하였다.

2. 물리 및 수치모델

기상과 액상에서 발생하는 중요한 물리적 현상들은 비정상, 다차원 연립방정식으로 모델링된다. Eulerian-Lagrangian 다상 유동해석법은 기상의 지배방정식은 Euler 좌표계에서 표현되는 반면 액상의 지배방정식은 Lagrange 좌표계에서 표현되며 기상과 액상의 지배방정식은 질량, 운동량, 열전달률을 나타내는 상호 관련된 생성항으로 결합된다. 본 연구에서 사용한 물리 및 수치모델은 Shell 점화모델⁽⁴⁾과 수정된 eddy-breakup 연소모델,⁽⁶⁾ 파동불안정 액적분열모델,⁽³⁾ 난류에 의한 액적의 dispersion을 고려해 주기 위한 stochastic 액적추적 모델,⁽⁸⁾ 액적 사이의 충돌과 결합을 고려한 O'Rourke의 액적충돌모델,⁽⁹⁾ 액적/벽면충돌모델,^(10,11) 그리고 무한전도 액적가열모델⁽¹²⁾ 등이 포함된다. 또한 액상과 기상간의 질량, 운동량, 그리고 열전달계산에서 난류의 시간척도와 길이척도는 $k-\epsilon$ 난류모델에 의해 나타난다. 수치계산과정에서 사용된 액적분열모델, 저온 및 고온영역 연소모델, 그리고 emission 모델은 다음과 같다.

2.1 액적 분열 모델

Reitz의 파동불안정 모델(wave instability model)⁽³⁾은 미립화과정과 액적분열과정을 액체제트에 대해 선형안정성 해석결과를 이용하여 모델링한다. 이 방법은 액체의 관성력, 표면장력, 그리고 액체제트에 작용하는 공기역학적 힘의 서로 다른

조합의 영향으로 인한 다양한 미립화영역뿐만 아니라 intact core의 길이를 예측할 수 있다. 그러나, 액적에 대하여 한 개의 특성화된 크기의 차원을 가지고 있으며 액적의 크기분포와 분열하는 동안의 시간을 예측할 수 없다는 단점을 가지고 있다. 이 모델에서 액적의 평균크기와 분열속도는 다음과 같다.

$$r = \begin{cases} B_0 \Lambda & \text{if } B_0 \Lambda \leq a \\ \min \left\{ \begin{array}{l} (3\pi a^2 W / 2\Omega)^{0.33} \\ (3a^2 \Lambda / 4)^{0.33} \end{array} \right. & \text{if } B_0 \Lambda > a \end{cases} \quad (1)$$

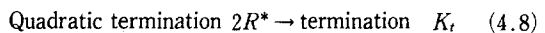
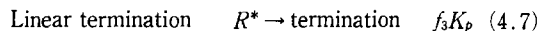
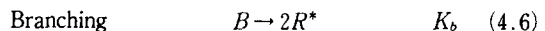
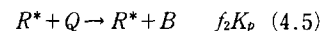
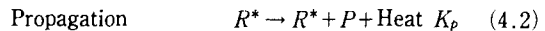
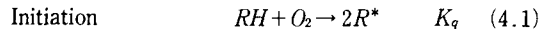
$$\frac{da}{dt} = -\frac{(a-r)}{\tau_0} \quad (2)$$

$$\tau_0 = 3.726 B_1 a / \Lambda \Omega \quad (3)$$

여기서, B_0 는 0.61이고 B_1 은 분열시간상수이며 a 는 액체제트 또는 액적의 반경이다. 이 모델에서 중요한 매개변수인 가장 빠르게 성장하는 파의 파장, Λ 와 파의 최대성장률, Ω 는 round jet의 표면파동 분산방정식의 수치적 해를 curve fitting하여 얻은 관계식에 의해 각각 결정된다. 액적분열과정에 대한 지배방정식은 미립화과정의 해석에 사용되는 식과 동일하며 더 미세한 액적의 parcel들은 그것의 질량이 분열되기 전의 액적질량의 20%에 도달할 때 생성된다. 미립화과정에서 분열상수는 Reitz⁽³⁾에 의해 제안된 값, $B_1=10$ 을 사용하고 액적의 2차 분열에 대해서는 O'Rourke와 Amsden⁽²⁾에 의하여 제안된 값, $B_1=1.73$ 을 사용하였다.

2.2 점화 및 연소모델

본 연구에서 사용한 Shell 점화모델은 단단계 반응모델⁽⁴⁾을 채택하며 이 반응모델에 포함되는 화학종과 반응식은 다음과 같다.



여기서, RH는 탄화수소계 연료(C_nH_{2m}), R^* 는 연료로부터 형성되는 라디칼, B는 branching agent, Q는 불안정한 중간생성물, 그리고 P는 CO, CO_2 , H_2O 로 구성되는 산화생성물이다. 식 (4)에서 반응

상수는 기본적으로 Arrhenius 형태를 갖게 되며 반응상수의 형태는 Halstead⁽⁴⁾에 의해 제시된 값과 같다.

고온영역에서의 연소반응은 수정된 eddy break-up 연소모델⁽⁶⁾을 이용하여 모델링하였으며 비가역 일단계화학반응에서 난류혼합에 의한 반응률⁽⁶⁾은 다음과 같이 주어진다.

$$R_{mix} = A_{mix} \frac{\epsilon}{k} \min\left(\rho_f, \frac{\rho_{O_2}}{s}\right)$$

여기서, 모델상수, $A_{mix}=4$ 이고 s 는 화학량론적인 산소/연료의 비를 나타내며 ρ_f 와 ρ_{O_2} 는 연료와 산소의 밀도를 나타낸다. 또한 k, ϵ 은 난류운동에너지와 난류에너지의 소산율을 나타낸다. 비가역 일단계반응에 기초한 화학반응에 의해 결정되는 반응률, R_{che} 은 다음과 같은 Arrhenius 형태⁽¹³⁾로 주어진다.

$$R_{che} = A C_f^a C_{O_2}^b \exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$$

여기서, C_f 와 C_{O_2} 는 연료와 산소의 농도이고 A 와 E 는 지수항 앞에 나타나는 상수와 활성화에너지이다. 난류연소유동장의 반응률, R_{fw} 은 반응물의 혼합률과 화학반응속도 중에 작은 값에 의해 결정된다.

2.3 Emission 모델

Soot의 질량변화율은 Arrhenius 일단계반응형태로 나타내었을 때 soot의 생성률과 산화율의 차와 같고 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (5)$$

이때 soot의 생성률은 아래에 기술된 Hiroyasu의 soot 생성모델⁽⁷⁾을 사용하였다.

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_{fv} \quad (6)$$

여기서 M_{fv} 은 연료증기의 질량, $K_f = A_f P^{0.5} \exp(-E_f/RT)$

$$A_f = 100, E_f = 12500 \text{ (cal/mole)}$$

그리고 soot의 산화율은 Nagle과 Strickland-Constable의 산화모델⁽⁷⁾을 이용하여 모델링하였다. 이 모델에서는 탄소의 산화반응이 surface chemistry에 의존하는 화학반응기구에 의해 일어

난다고 가정하고 탄소의 산화율(g-atom carbon/sec-cm²)을 아래와 같이 정의한다.

$$R_{total} = \left(\frac{K_A P_{O_2}}{1 + K_2 P_{O_2}}\right) x + K_B P_{O_2} (1-x) \quad (7)$$

여기서 $x = \frac{P_{O_2}}{P_{O_2} + (K_T/K_b)}$, P_{O_2} =산소의 부분압

soot의 산화율은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dM_{so}}{dt} = \frac{6M_{w_o}}{\rho_s D_s} M_s R_{total} \quad (8)$$

여기서 M_s =soot의 질량, M_{w_o} =탄소의 분자량

ρ_s =soot의 밀도(2.0 g/cm³), D_s =soot의 직경(3×10⁶cm)

NO 생성률을 모델링하기 위해 확장된 Zeldovich NO 모델⁽⁷⁾을 사용하였고 화학반응식은 다음과 같다.



위의 반응식을 풀기 위해 질소의 농도가 정상상태에 있다고 가정하였고 아래와 같은 화학평형식을 가정하였다.



결과적인 NO 생성률은 다음과 같다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O][N_2] \times \left\{ \frac{1 - [NO]^2/K_{12}[O_2][N_2]}{1 + k_{1b}[NO]/(k_{2f}[O_2] + k_{3f}[OH])} \right\} \beta_{NO} \quad (10)$$

여기서 O, OH, O_2 그리고 N_2 는 국부적으로 열평형상태에 도달하였다고 가정하였다. 그리고 반응계수는 Bowman⁽⁷⁾가 제시한 값을 사용하였다. 여기서 $K_{12} = (k_{1f}/k_{1b})(k_{2f}/k_{2b})$ 는 식 (9.1)과 (9.2)에 해당하는 반응에 대한 평형상수를 나타낸다. 또한 β_{NO} 는 Zeldovich NO 모델로부터 계산된 값을 실험치와 정량적으로 비교하기 위해 사용된 보정계수이고 EPA 규정에 따라 NO를 NO_x로 전환하기 위한 부가적인 계수로 1.533을 사용하였다.

3. 결과 및 토의

EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진의 연소특

Table 1 Engine specification

Cylinder bore×stroke (mm)	93.0×102.0
Connecting rod length (mm)	169.0
Displacement volume (cc)	2800.0
Compression ratio	18.6
Number of nozzle orifice×diameter (mm)	4×0.28
Swirl ratio	1.5 (estimated)
Engine speed (rpm)	1500
Combustion Chamber	Bowl in piston
Injection pressure (MPa)	18.1
Injection duration	15 deg
Start of injection	-8.5° CA
Fuel injected (g/cyc)	0.03
Intake air pressure	112 kPa
Intake air temperature	350 K
Wall temperature	450 K

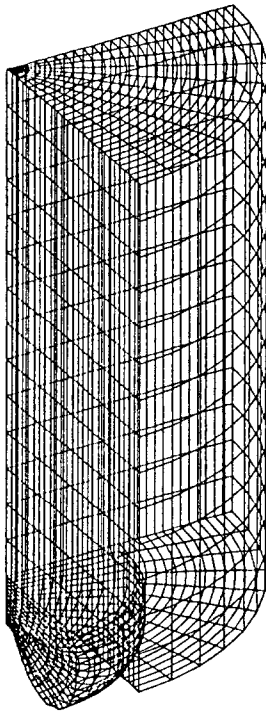


Fig. 1 Three-dimensional and axisymmetric computational domain

성 및 배기가스의 생성과정을 수치해석하기 위해 채택한 엔진의 제원은 Table 1에 주어져 있다. 사용된 연료는 tetradecane ($C_{14}H_{30}$)이고 EGR을 사용하는 디젤엔진의 주요작동변수인 연료의 분사시점과 혼합기조성비를 변화시켜가면서 수치계산을 수행하였다. 이 엔진은 편심된 피스톤보울과 분사기를 갖고 있으나 전체 연소실을 계산영역으로 하는 경우는 과도한 수치계산시간이 소요되므로 Fig. 1에서와 같이 연소실형상을 확대칭이고 실린더헤드의 중앙에 4개의 분사기가 등각도로 위치하는 것으로 가정하여 전체 연소실의 1/4에 해당되는 유동장에 대하여 격자를 형성하였고 초기 선회분포에 대하여는 강제회전으로 가정하였다.

3.1 EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진에서의 연소과정

Fig. 2는 Table 1에 제시된 엔진표준 작동조건에서 크랭크각에 따른 연소실내부의 압력변화를 실험치⁽¹⁸⁾와 비교하였다. 수치계산결과는 실험치와 전체적인 압력변화경향은 거의 일치하지만 자발화($\theta = -6^\circ$) 이후 연소실 내의 압력을 다소 과대예측함을 보여주고 있다. 이러한 실험치와의 오차는 실제

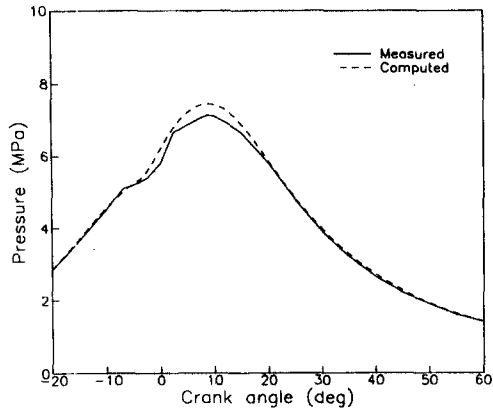


Fig. 2 Computed and measured pressure in the combustion chamber for the normal timing condition

엔진의 기하학적 조건 및 작동조건을 수치모델에서 단순화시켜 모델한 것에 주로 기인하는 것으로 보이며 엔진의 상세한 기하학적 데이터를 사용하여 수치계산을 다시 수행할 경우 실험치에 훨씬 근접한 수치해석결과를 얻을 것으로 사료된다. Fig. 3은 Table 1의 엔진표준 작동조건에서 연소실 내부의 연료액적의 분포, 속도벡터, 온도장 그리고 연료증기의 분포를 보여주는 그림이다. 침투된 연료분무의 중간부위측면에 형성된 와동의 중심점근방에서 연료증기가 공기와 혼합된 뒤 자발화가 일어나고 증발된 연료증기와 공기의 혼합기 속으로 급격히 화염이 전파된 후 연료분무의 외부에 화염경계면이 형성되어 연료분무의 증발과 연소가 점진적으로 진행된다.

Fig. 4와 Fig. 5에서는 수치해석 결과를 이용하여 연료의 분사시점이 실린더압력과 단위출력 당 연료소모량(SFC)에 미치는 영향을 나타내었다. 여기서 SFC는 흡·배기과정 중의 일은 무시하고 엔진의 압축행정과 폭발행정간에 일어난 유효일로 분사된 연료의 양을 나누어 준 연료소비율을 의미한다. 분사시점을 ATDC -8.5°에서 -11.0°로 앞당겨줌으로써 최고압력은 8.0 MPa 이상으로 상승한 것을 알 수 있고 연료소비율도 다소 감소한 것을 알 수 있다. 한편 분사시점을 ATDC -5.0°로 지연시켜주면 점화지연의 증가로 자발화가 TDC 이후인 ATDC 2.5° 근방에서 일어나며 연소실 최고압력이 크게 감소하게 된다. 이때 연료소비율은 정상 분사시기인 ATDC -8.5°인 경우에 비해 6% 이상의

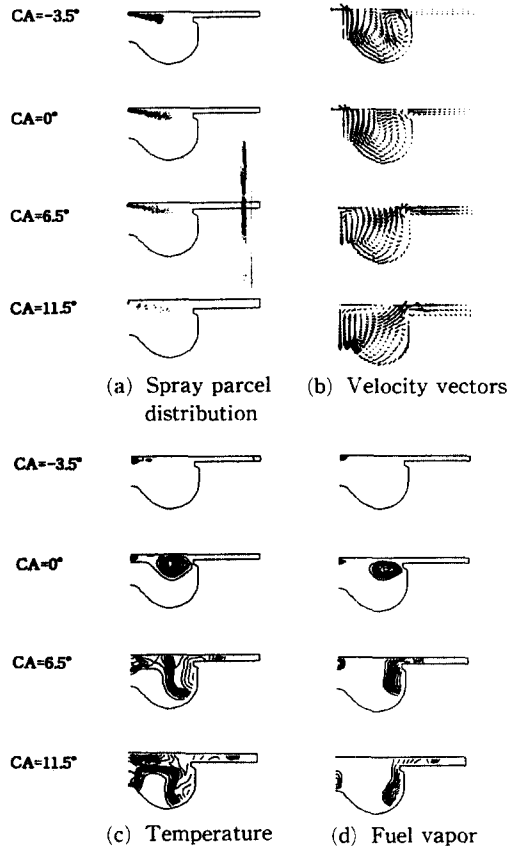


Fig. 3 Instantaneous flowfield in the combustion chamber for the normal timing condition.

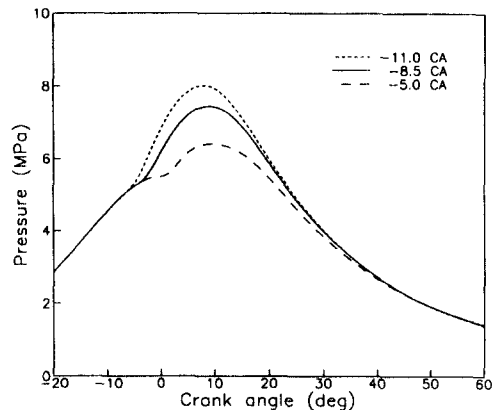


Fig. 4 Effects of injection timing on cylinder pressure. ; ($T_i=350\text{ K}$, $P_i=112\text{ kPa}$)

증가를 가져와 엔진성능은 감소했음을 알 수 있다. 이와같이 분사시기를 앞당기면 연소실 내의 최고압력(P_{max}) 및 엔진성능을 향상시키고 P_{max} 에 해당되

는 크랭크각(θ_{max})과 점화지연기간을 단축시키는 반면 분사시기를 늦추어 주면 이와 상반된 결과가 나타난다.

Fig. 6과 Fig. 7은 O_2/N_2 흡기의 산소질량분율($Y_{O_2,i}$)이 실린더압력과 단위출력 당 연료소모량(SFC)에 미치는 영향을 보여준다. 흡기의 초기 산소질량분율을 표준공기상태($Y_{O_2,i}=0.233$)에서 $Y_{O_2,i}=0.285$ 로 증가시켜 주면 연소실 내에 증가된 산소의 양으로 반응이 촉진되어 점화지연은 단축되고 실린더 최고압력(P_{max})은 증가하며 동시에 P_{max} 에 해당되는 크랭크각(θ_{max})은 감소하게 된다. 이때 연료소비율은 표준공기상태에 비해 3% 정도의 감소를 가져왔다. 반면 산소의 질량분율이 상대적으로 작은 $Y_{O_2,i}=0.210$ 으로 감소되면 점화지연의 증가와 함께 연소반응물의 감소로 인하여 엔진 내

의 연소압력이 감소됨을 알 수 있다. 그리고 연료 소비율은 표준공기상태에 비해 6% 이상의 증가를 가져와 엔진성능이 크게 저하됨을 볼 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 $CO_2/O_2/N_2$ 혼합기($Y_{O_2,i}=0.233$)에서 초기 이산화탄소의 질량분율($Y_{CO_2,i}$)이 실린더압력과 단위출력당 연료소모량(SFC)에 미치는 영향을 보여준다. 수치계산결과는 $Y_{CO_2,i}$ 의 값이 증가함에 따라 점화지연기간이 현저히 증가하며 실린더 내의 최고압력(P_{max})이 크게 감소함을 볼 수 있다. 이와 같이 흡기에서의 CO_2 양의 증가는 엔진성능에 역효과를 낳게 되며 이러한 바람직하지 못한 영향은 실온에서 1.4의 비열비값을 갖는 N_2 에 비해 CO_2 가 1.289로 상대적으로 작은 비열비값을 갖기 때문이다. 따라서 상대적으로 열용량이 큰 CO_2 가 혼합기에 포함되면 연소실 내의 평균비열비

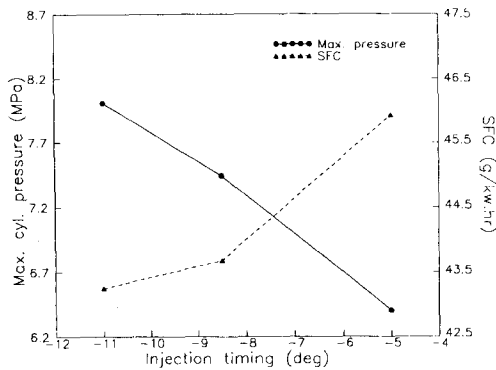


Fig. 5 Effects of injection timing on peak cylinder pressure and specific fuel consumption. ($T_i=350 K, P_i=112 kPa$)

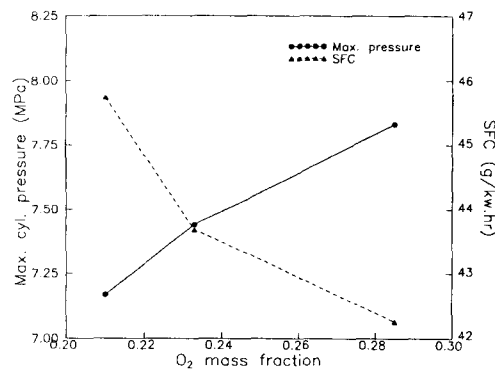


Fig. 7 Effects of O₂ mass fraction on peak cylinder pressure and specific fuel consumption. (balance N₂, $T_i=350 K$)

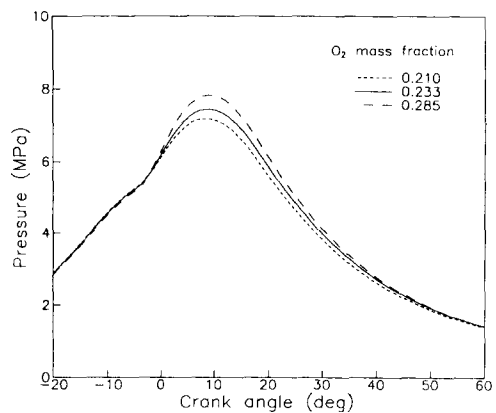


Fig. 6 Effects of O₂ mass fraction on cylinder pressure. (balance N₂, $T_i=350 K, P_i=112 kPa$)

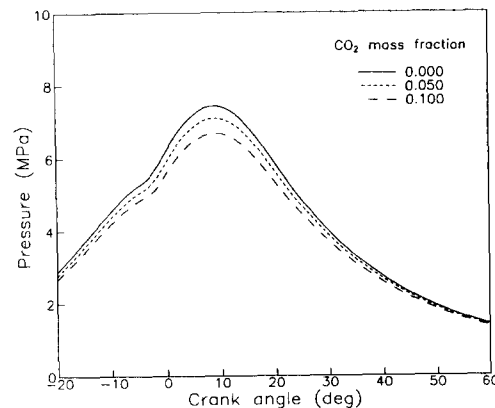


Fig. 8 Effects of CO₂ mass fraction on cylinder pressure. ($Y_{O_2}=0.233$, balance N₂, $T_i=350 K, P_i=112 kPa$)

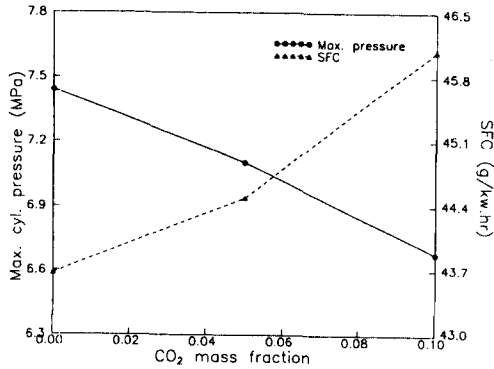
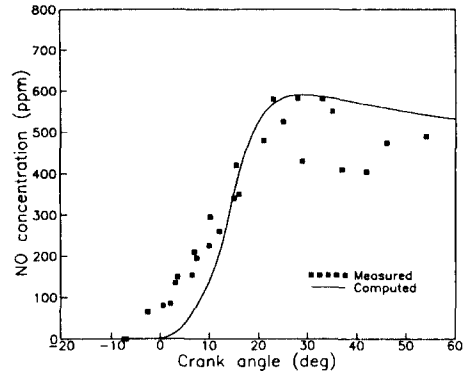


Fig. 9 Effects of CO₂ mass fraction on peak cylinder pressure and specific fuel consumption. ($Y_{O_2} = 0.233$, balance N_2 , $T_i = 350 K$)

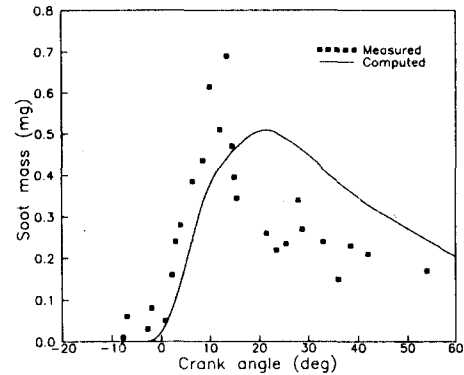
는 감소하게 되고 이는 연소특성의 저하와 점화 지연기간의 증가를 초래하여 실린더 내의 최고압력과 연소실온도가 감소하게 된다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 흡기에서의 CO₂ 양이 $Y_{CO_2,i} = 0.1$ 까지 증가함에 따라 최고 실린더압력은 약 6.7MPa까지 감소하였고 SFC는 표준공기상태 ($Y_{CO_2,i} = 0.0$)에 비해 5% 이상의 증가를 가져왔다.

3.2 EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진에서의 배기가스 생성과정

Fig. 10은 본 연구에서 사용한 emission 모델을 실험치⁽¹⁸⁾와 비교하기 위해 Table 1에 있는 엔진표준 작동조건에서 수치해석한 결과이다. 식 (10)에서의 보정계수, β_{NO} 는 0.7을 사용하였고 다른 관련 계수는 앞서 제시한 값과 같다. 그림에서 보는 바와같이 예측된 NO 및 soot의 생성량이 실험치와 대체적으로 정성적인 일치는 보여주고 있지만 분명한 정량적 차이가 있음을 알 수 있다. NO의 생성 과정을 살펴보면 실험치의 경우에는 자발화($\theta = -8^\circ$) 직후에서부터 NO가 생성되고 있으나 수치해석치의 경우에는 상대적으로 지연되어 크랭크각, $\theta = -2^\circ$ 정도에서부터 NO가 생성됨을 알 수 있다. 수치해석결과와 실험치의 이러한 차이는 직접분사식 디젤엔진의 예혼합연소시기에서 혼합기속으로 전파되는 화염면근방의 NO_x를 발생시키는 prompt NO_x 메커니즘을 수치계산과정에서 고려하지 않았고 thermal NO_x만을 고려했기 때문이다. 또한 thermal NO_x의 경우 N₂ 결합이 열해리되기 위해서는 고온부에서 혼합기의 긴 체재시간을 필요로 하기 때문에 실험치에 비하여 상대적으로 지연



(a) NO



(b) Soot

Fig. 10 Computed and measured NO and soot level in the combustion chamber for the normal timing condition

되어 NO_x가 발생하게 된다. 그러나 전체적으로 수치해석결과가 실험치와 잘 일치하고 있는 이유는 thermal NO_x에 의한 NO_x 생성이 지배적이기 때문이다. 그리고 연소실의 팽창에 의한 온도강하로 인해 NO_x 양이 서서히 감소하는 영역($\theta \geq 25^\circ$)에서 수치결과가 실험치에 비해 다소 과대예측하는 것은 난류 연소모델을 비롯한 관련 물리모델의 예측능력의 결함과 관계 있는 것으로 사료된다. soot의 생성 및 산화과정은 수치해석결과와 실험치가 정성적인 일치는 보이지만 정량적으로 많은 차이를 보이고 있다. 수치해석결과는 연료분무의 자발화 이후 진행되는 연소반응에 의해 연소초기에 soot의 생성률이 급격히 증가하나 반응이 종결되는 크랭크각 $\theta = 25^\circ$ 이후의 후기 연소기간 동안에 주변공기와 연소가스의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가됨으로 soot이 감소되는 것을 볼 수 있다. 생성된 soot의 질량이 최고점에 이르는 크랭크각과

이에 대응하는 soot의 질량, 그리고 최고점 이후의 soot의 산화율에 대하여 수치해석결과는 실험치에 비해 현저하게 과소예측하고 있음을 보여주고 있다. 이러한 실험치와 해석치의 차이는 soot 생성 및 산화모델의 예측능력의 한계와 함께 난류혼합과 연소과정을 적절히 예측하지 못하는 난류모델과 난류연소모델의 결함과 고온 및 고압상태에서의 연료 액적의 증발률을 정확히 예측하지 못하는 아임계 증발모델의 결함으로 부터 인한 것으로 사료된다. Fig. 11은 엔진표준 작동조건에서 연소실내부의 NO 및 soot의 분포를 보여주는 그림으로서 Fig. 3.(c)와 (d)의 온도장과 연료증기의 분포도에서 보는 바와 같이 자발화이후 연소반응이 진행되는 지점에서 온도가 급격히 상승하게 되고 이러한 고온영역에서 NO의 양이 높게 나고 있으며 반면 타지 않고 남은 연료증기가 농후한 영역에서 soot의 양이 높게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 연료의 분사시점이 NO_x 및 soot의 생성에 미치는 영향을 보여준다. 연료의 분사시점을 -5.0°에서 -11.0°로 전진시켜 줌에 따라 실린더 내의 압력상승에 따른 연소실온도의 증가로 인해 연소초기에 NO_x의 발생률이 급격히 증가함을 볼 수 있고 반응이 종결되는 θ=25° 이후의 NO_x의 평형값도 높게 나타나고 있다. 반면 soot은 연료의 분사시점이 지연됨에 따라 점화지연기간이 증가하여 실린더 최고압력 및 연소실온도가 감소하므로 연소후반부에서 soot의 산화율이 감소하여 상대적

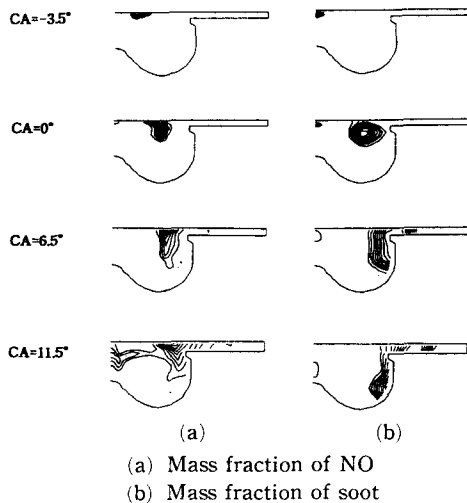


Fig. 11 Instantaneous flowfield in the combustion chamber for the normal timing condition.

으로 높은 발생량을 보이고 있다. 이와같이 분사시기의 지연은 NO_x의 배출량을 줄이는 효과적인 방법으로 이용될 수 있지만 그에 상응하는 soot 배출량의 증가와 엔진성능의 감소를 가져오게 된다.

Fig. 13은 O₂/N₂ 흡기의 산소질량분율(Y_{O_{2,i}})이 NO_x 및 soot의 생성에 미치는 영향을 보여준다. 실린더 내의 산소량이 증가할수록 연소반응이 촉진되어 점화지연의 단축과 연소실온도의 상승을 가져오므로 초기 NO_x의 발생시점 및 생성률은 급격히 증가하게 되고 초기 산소의 질량분율이 Y_{O_{2,i}}=0.285까지 증가되면 표준공기상태(Y_{O_{2,i}}=0.233)에 비해 그 배출량이 4배 이상 증가하고 있음을 볼 수 있다. 또한 soot의 발생과정을 살펴보면 산소의 농도가 증가함에 따라 초기 soot의 발생률은 비슷한 경향을 보이거나 후기 연소기간 동안 상승한 연소실온도와 증가된 산소의 양으로 인해 soot의 산화율이 촉진되므로 그 배출량이 산소농도의 증가에 따

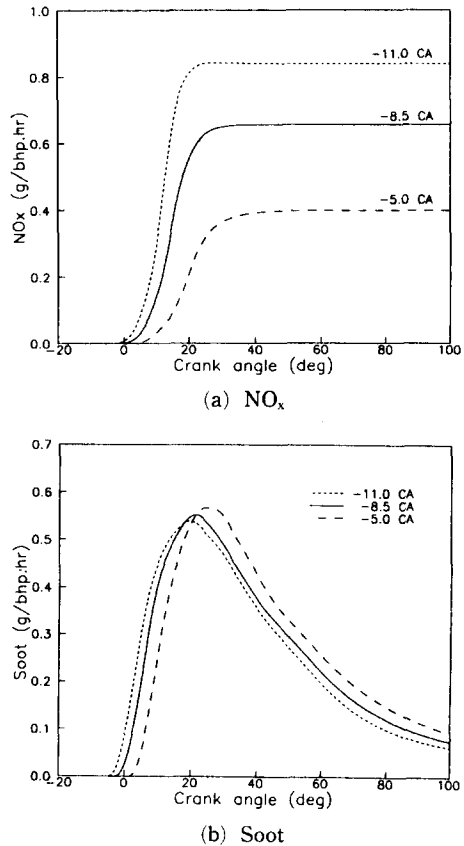
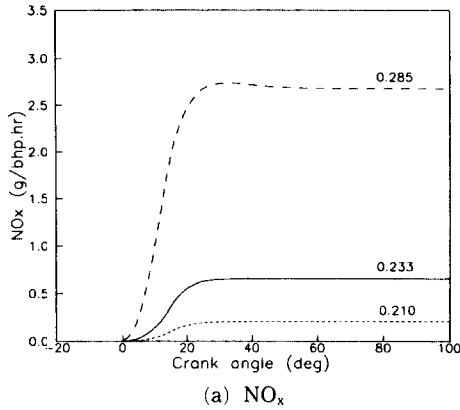
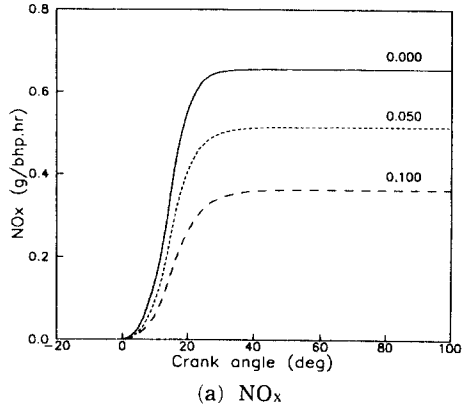


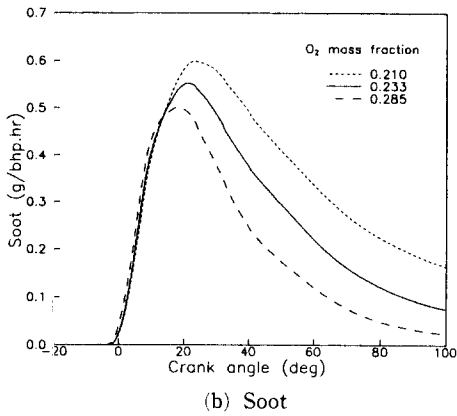
Fig. 12 NO_x and soot histories for the effects of injection timing. (T_i=350 K, P_i=112 kPa)



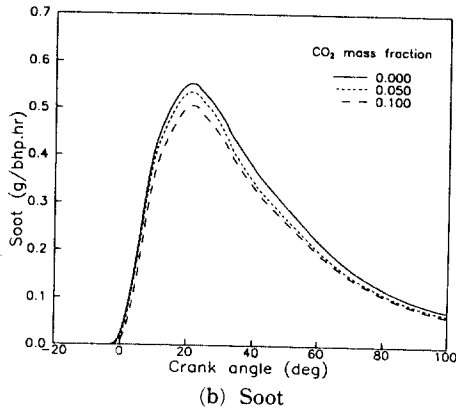
(a) NO_x



(a) NO_x



(b) Soot



(b) Soot

Fig. 13 NO_x and soot histories for the effects of O₂ mass fraction. (balance N₂, T_i=350 K, P_i=112 kPa)

Fig. 14 NO_x and soot histories for the effects of CO₂ mass fraction. (Y_{O₂}=0.233, balance N₂, T_i=350 K, P_i=112 kPa)

라 현저히 감소하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 14는 CO₂/O₂/N₂ 혼합기에서 초기 이산화탄소의 질량분율(Y_{CO_{2,i}})이 NO_x 및 soot의 생성에 미치는 영향을 보여준다. 산소량이 고정된 상태(Y_{O_{2,i}}=0.233)에서 상대적으로 열용량이 큰 CO₂량의 증가는 연소실 내의 평균비열비를 감소시켜 점화 지연의 증가와 열방출량의 감소를 낳게 되고 이는 연소실온도의 감소를 초래하게 된다. CO₂의 초기질량분율을 Y_{CO_{2,i}}=0.1까지 증가시키면 표준공기상태(Y_{CO_{2,i}}=0.0)에 비해 초기 NO_x의 발생속도는 현저히 감소하고 반응종결 이후의 배출량도 크게 줄게 된다. 질소량을 고정시킨 상태에서 CO₂의 증가량을 O₂와 대체시키면 연소후반부의 soot의 산화과정에서 O₂량의 감소로 인해 soot의 산화율이 저하되므로 반응종결 이후 soot의 배출량이 일반적으로 증가하게 된다. 그러나 본 연구에서는 산소량을 고

정시킨 상태에서 N₂를 CO₂로 대체하여 수치계산하였으므로 CO₂량의 증가에 따른 연소실온도의 저하로 연료증기의 발생량이 감소하여 식 (5)에서의 soot의 생성률이 감소하게 되므로 CO₂량의 증가에 따라 soot가 미소하게 감소하는 결과를 나타낼 수 있다.

4. 결론

본 연구에서 사용된 수치해석절차는 EGR을 사용하는 Diesel 엔진의 연소조건에서 엔진성능 및 연소특성 그리고 NO_x와 soot의 생성과정을 잘 예측하였으며 이러한 수치계산결과로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 연료의 분사시점이 빨라지면 점화지연기간이 단축되어 실린더 내의 최고압력은 증가되고 단위출

력 당 연료소비율은 감소하게 되나 이에 따른 연소 실온도의 상승효과로 NO_x가 증가되고 soot은 감소하게 되며 한편 분사시점의 지연은 이와 상반된 결과를 낳는다.

(2) 흡기에서 산소의 초기질량분율이 증가되면 실린더 최고압력은 증가되고 점화지연기간과 단위 출력당 연료소모량은 감소하게 되어 엔진의 성능이 향상되게 되나 산소의 질량분율이 증가함에 따라 실린더 내의 연소반응을 촉진시켜 연소실온도가 상승하므로 NO_x 량이 증가하게 되고 soot은 감소하게 된다.

(3) 흡기에서 CO₂의 질량분율이 증가되면 최고 실린더압력은 감소되고 단위출력 당 연료소모량이 증가하게 되며 연소특성의 저하 및 점화지연기간의 증가와 같은 역효과를 초래하게 된다.

(4) 산소량을 고정시킨 상태에서 EGR을 증가시키는 경우 N₂ 질량분율의 감소와 상대적으로 열용량이 큰 CO₂ 질량분율의 증가에 따른 연소실온도의 감소로 인해 NO_x의 배출량은 감소하게 되었으며 또한 연료증기의 발생률이 떨어져 soot이 미소하게 감소하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 95년도 목적기초 학술 연구 프로그램에 의해 부분적으로 지원되었으며, 관계자 여러분께 감사함을 드립니다.

참고문헌

- (1) Lapuerta, M., Salavert, J. M. and Domenech, C., 1995, "Modelling and Experimental Study About the Effect of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Combustion and Emissions," *SAE Paper 950216*.
- (2) O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A., 1987, "The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup," *SAE Paper 872089*.
- (3) Reitz, R. D., 1987, "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays," *Atomization and Spray Technology*, 3, pp. 309~337.
- (4) Halstead, M., 1977, Kirsh, L. and Quinn, C., "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model," *Combust. Flame*, 30, pp. 45~60.
- (5) Schaperton, H. and Lee, W., 1985, "Multidimensional Modeling of Knocking Combustion in SI Engine," *SAE Paper 850502*.
- (6) Magnussen, B. F. and Hjertager, B. H., 1976, "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," *16th Symposium (International) on Combustion, Combustion Institute*, pp. 719~729.
- (7) Patterson, M. A., Kong, S. C., Hampson, G. J. and Reitz, R. D., 1994, "Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions," *SAE Paper 940523*.
- (8) Kim, Y. M., Shang, H. M. and Chen, C. P., 1994, "Studies on Droplet-Turbulence Interaction," *KSME J.*, Vol. 8, No. 4, pp. 364~374.
- (9) O'Rourke, P. J., 1981, *Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays*, Los Alamos National Laboratory report LA-9069-T.
- (10) Naber, J. D. and Reitz, R. D., 1988, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," *SAE Paper 880107*.
- (11) Gonzalez, M. A. and Reitz, R. D., "A Study of Diesel Cold Starting Using Both Cycle Analysis and Multidimensional Calculation," 1991, *SAE Paper 910180*.
- (12) Abramzon, B. and Sirignano, 1988, "Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations," *AIAA Paper 88~0636*, 26th Aerospace Science Meeting, Reno, Nevada.
- (13) Westbrook, C. K. and Dryer, F. L., 1984, "Chemical Kinetic Modelling of Hydrocarbon Combustion," *Prog. Energy Comb. Sci.*, Vol. 10, pp. 1~57.
- (14) Kim, S. W., Lee, J. K. and Lim, J. M., 1993, "A Theoretical and Experimental Studies on the Performance of Diesel Engine with Artificial Air Intake," *SAE 931898*.
- (15) Kong, S. C., Han, Z. and Reitz, R. D., 1995, "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimen-

- sional Engine Simulation," *SAE Paper* 950278.
- (16) Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Butler, T. D., 1989, "KIVA-II - A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays," Los Alamos National Labs., LA-11560-MS.
- (17) Bowman, C. T. 1975, "Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion," *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 1, pp. 33~45.
- (18) Hou, Z. -X. and Abraham, J. 1995, "Three-Dimensional Modeling of Soot and NO in a Direct-Injection Diesel Engine," *SAE Paper* 950608.