

고압상태에서의 디젤연료분무의 연소 및 매연가스배출 특성

Combustion and Emission Characteristics of Diesel Spray in High-Pressure Environment

권 영동* · 김 용모* · 김 세원** · 박 신배***

Y.D. Kwon, Y.M. Kim, S.W. Kim and S.B. Park

ABSTRACT

The present study is mainly aiming at numerically analyzing the combustion and emission characteristics of the diesel spray in a high-pressure environment. Computations are performed for the peak chamber pressure with range from 4.09 MPa to 16.2 MPa. Numerical results indicate that the pressure increase in combustion chamber significantly influences the mechanism for droplet dynamics and mixing characteristics, spray penetration, autoignition, flame lift-off height, and the propagation of fuel vapor and flame. By increasing the ratio of the ambient density to injected liquid density, the fuel-air mixing rates and the burning rates increase and the NO_x /soot emission level decreases.

주요기술용어 : Fuel Spray(연료분무), Atomization(미립화), Vaporization(증발), Autoignition(자발화), Pollutant Formation(공해가스생성), High-Pressure Combustion(고압연소)

1. 서론

디젤엔진은 연료의 경제성이 우수하여 최근들어 유럽 선진국을 중심으로 소형승용차에 적용이 늘고 있다. 그러나 날로 심각해지고 있는 자동차 배출가스로 인한 환경오염 때문에 디젤엔진에서 발생하는 soot와 NO_x 의 배출을 최소화하는 기술개발을 위해 많은 연구가 진행되고 있으며 이러한 soot 배출량을 줄이면서 저 NO_x 배출 및 연료의 경제성 그리고 기관의 내구성을 만족시키는 문제는 많은 연구자들의 큰 관심사가 되고 있다. 저공해 디젤엔진의 최적연소와 관련된 기술로는 고압분사, EGR, 분사시기의 전자제어, 분할분사(split injection), 그리고 터보과급 등이 있다. 이중 분사시기의 지연과 EGR의

방법은 NO_x 을 줄이는 효과적인 방법으로 사용되고 있지만 반면 그에 상응하는 soot 증가와 엔진성능의 감소를 가져온다.^(1,2) 따라서 EGR를 사용하게 될 때는 흡기중의 대체된 산소의 양을 확보하여 같은 분사연료량으로 엔진출력을 얻기 위해 터보과급이나 수퍼과급 등의 방법을 통해 흡기압력을 높이는 것이 불가피하다. 터보과급 디젤엔진의 경우 과급기를 통한 기관의 흡기용량의 증대로 기관의 출력 및 성능이 향상되며 이러한 과급압력은 디젤엔진이 매우 희박한 상태에서 작동되게 해줌으로써 NO_x 와 soot의 발생량을 동시에 줄일 수 있는 장점이 있다⁽³⁻⁵⁾. 하지만 저속에서 급가속에 발생하는 과급기의 지연현상(turbo lag)으로 인해 연소실내의 일시적인 산소부족현상이 일어나 자연흡기식 기관에

* : 한양대학교 기계공학과

** : 생산기술연구원

*** : 국방과학연구소

비해 오히려 더 많은 매연이 방출되는 문제도 발생된다. 그러나 배출가스에 의한 환경오염문제 및 자동차의 급증에 따른 도로교통혼잡등의 문제를 고려할 때 엔진의 소형화 및 고출력화는 물론 저공해 배출기관이 절실히 요구되며 따라서 소비가량하면서도 출력과 운전성능을 확보하기 위한 과급기관에 대한 연구의 중요성이 높아지고 있다. 이와같이 현재 사용되는 고출력·고강도의 직접분사식 디젤엔진은 과거의 자연흡기식 저압분사엔진에 비해 크게 다른 복잡한 연소과정을 보인다.

본 연구의 목적은 과급디젤기관과 같은 고압 상태에서 연료분무의 연소특성 및 soot 및 NO_x의 배출에 미치는 영향을 수치적으로 해석하고 분무연소에 관련된 중요 물리모델의 예측능력을 개선하는데 있다. 이러한 고압연소조건은 연료제트의 미립화와 액적분열, 연료분무의 증발, 공기와의 혼합, 자발화 및 연소과정 그리고 공해가스생성에 지대한 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 실제 디젤엔진의 연소압력에 상응하는 정적연소실의 실험조건에서 초기압력의 증가에 따른 분무연소특성을 실험치와의 비교를 통해 살펴보고 직접분사식 디젤엔진의 과급압력에 따른 엔진성능 및 연소특성 그리고 매연가스 배출과정을 수치적으로 해석하였다.

2. 물리모델 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 표현된다. 기상과 액상의 지배방정식은 질량, 운동량, 열전달률을 나타내는 상호 관련된 생성항으로 결합된다. 본 연구에서는 연료 제트의 미립화 과정과 액적분열과정을 고려해 주기 위해 Reitz의 파동 불안정모델⁽⁶⁾을 사용하였고, 난류에 의한 액적의 dispersion을 고려해 주기 위한 stochastic 액적추적모델⁽¹¹⁾, 액적 사이의 충돌과 결합을 고려한 O'Rourke의 액적충돌모델

⁽¹²⁾을 사용하였으며 액적의 벽면충돌과정을 모사하기 위한 수정된 Jet 모델⁽¹³⁾, 그리고 액적내부의 열전달과정을 고려하기 위해 무한전도 액적 가열모델⁽¹⁴⁾이 사용되었다. 그리고 액상과 기상간의 질량, 운동량, 그리고 열전달 계산에서 난류의 시간척도와 길이척도는 k-ε 난류모델에 의해 나타난다. 저온영역의 화학반응모델로는 5개의 화학종과 8개의 화학반응을 포함하는 가지는 Shell 점화모델⁽⁷⁾을 사용하였으며 화학반응식에서 질량보존을 고려하기 위해 Schapertons와 Lee에 의해 제안된 방법⁽⁸⁾을 이용하였다. 또한 고온영역에서 연료의 연소반응율은 수정된 eddy breakup 연소모델⁽⁹⁾을 사용하여 계산하였다. 그리고, soot 모델로는 Hiroyasu의 soot 생성모델⁽¹⁰⁾과 Nagle과 Strickland-Constable의 산화모델⁽¹⁰⁾을 사용하였고 NO 모델은 확장된 Zeldovich NO모델⁽¹⁰⁾에 기초하여 모델링하였다. 본 연구에서 사용한 emission 모델에 대해 간략하게 기술하면 다음과 같다.

2.1 Emission 모델

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

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{dM_{sf}}{dt} - \frac{dM_{so}}{dt} \quad (1)$$

이때 soot의 생성율은 아래에 기술된 Hiroyasu의 soot 생성모델⁽¹⁰⁾을 사용하였다.

$$\frac{dM_{sf}}{dt} = K_f M_f \quad (2)$$

여기서 M_f = 연료중기의 질량

$$K_f = A_f P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right)$$

$$A_f = 100 \text{ (s}^{-1}\text{)}, E_f = 12500 \text{ (cal/mole)}$$

그리고 soot의 산화율은 Nagle과 Strickland-Constable의 산화모델⁽¹⁰⁾을 이용하여 모델링하였다. 이 모델에서는 탄소의 산화반응이 surface chemistry에 의존하는 화학반응기구에 의해 일어난다고 가정하고 탄소의 산화율(g-atom

carbon/sec-cm³)을 아래와 같이 정의한다.

$$R_{Total} = \left(\frac{K_A P_{O_2}}{1 + K_Z P_{O_2}} \right) x + K_B P_{O_2} (1-x) \quad (3)$$

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

P_{O_2} = 산소의 부분압

$$K_A = 20 \exp(-30,000/RT)$$

$$K_B = 4.46 \times 10^{-3} \exp(-15,200/RT)$$

$$K_T = 1.51 \times 10^5 \exp(-97,000/RT)$$

$$K_Z = 21.3 \exp(4,100/RT)$$

soot의 산화율은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{6M_{w_s}}{\rho_s D_s} M_s R_{Total} \quad (4)$$

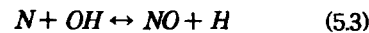
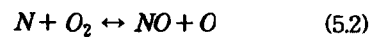
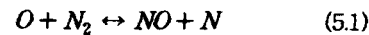
여기서 M_s = soot의 질량

M_{w_s} = 탄소의 분자량

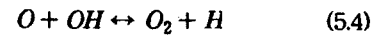
ρ_s = soot의 밀도 (2.0 g/cm³)

D_s = soot의 직경 (3×10^{-6} cm)

NO 생성율을 모델링하기 위해 확장된 Zeldovich NO모델⁽¹⁰⁾을 사용하였고 화학반응식은 다음과 같다.



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



결과적인 NO 생성율은 다음과 같다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O][N_2] \times \left(\frac{1 - [NO]^2/K_{12}[O_2][N_2]}{1 + k_{1f}[NO]/(k_{2f}[O_2] + k_{3f}[OH])} \right) \beta_{NO} \quad (6)$$

여기서 O, OH, O₂ 그리고 N₂는 국부적으로 열평형상태에 도달하였다고 가정하였다. 그리고 반응계수는 Bowman⁽¹⁵⁾이 제시한 값을 사용하였다. 여기서 $K_{12} = (k_{1f}/k_{1b})(k_{2f}/k_{2b})$ 는 식(5.1)과

(5.2)에 해당하는 반응에 대한 평형상수를 나타낸다. 또한 β_{NO} 는 Zeldovich NO모델로 부터 계산된 값을 실험치와 정량적으로 비교하기 위해 사용된 보정계수이고 EPA규정에 따라 NO를 NO_x로 전환하기 위한 부가적인 계수로 1.533을 사용하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 고압 정적연소기내의 연소 및 메연가스 배출 특성

본 연구의 수치모델을 검증하기 위하여 Hou 등에 의하여 수행된 실험결과⁽¹⁶⁾를 사용하였으며 실험에 사용된 연소기의 개괄도는 Fig. 1과 같이 연소기의 측면 중앙부에서 고압상태의 연소실내로 연료가 분사되며 이때 발생된 화염 및 고온의 연소가스는 연소실벽면과 충돌을 일으킨다. 실험조건은 Table 1과 같고 사용된 연료는 Diesel fuel #2이며 노즐의 직경은 0.32 mm이다. 실험에 사용된 연소실은 직경 114.3 mm, 길이 28.56 mm의 pancake형으로 측면중앙부에서 연료가 분사된다. 그러나 수치계산에서는 연료분무가 연소실 측벽에 충돌하기전에는 연소실의 기하학적 형상보다는 분무특성이 연소유동장에 더 큰 영향을 주므로 수치해석과정에서는 과도한 계산시간을 줄이기위해 같은 체적을 갖는 반경 30 mm, 길이 103.6 mm의 2차원 축대칭격자를 사용하였다. 그리고 실험⁽¹⁶⁾에서는 연료분사전에 수소, 아세틸렌, 산소 및 질소의 예혼합연소를 통해 분사직전에 요구되는 연소실온도 및 압력을 얻었고 이때 연소실내의 가스조성은 $Y_{O_2} = 0.228$, $Y_{N_2} = 0.659$, $Y_{CO_2} = 0.091$, $Y_{H_2O} = 0.022$ 의 질량분율을 가지며 분사주기는 세 경우 모두 3.1 ms이다. 여기서 초기가스성분의 조성중 O₂와 N₂에 비해 상대적으로 열용량이 큰 CO₂와 H₂O의 존재는 수치계산과정에서 연소실온도 및 압력에 큰 영향을 준다.

Fig. 2는 연소실내의 초기압력증가가 연소압력변화에 미치는 영향을 살펴보기 위해 시간에 따른 연소실 압력변화를 실험치와 비교한 것이

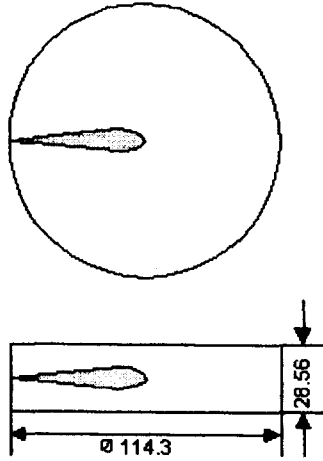


Fig. 1 A schematic showing cross sections of the constant volume chamber.

Table 1 Experimental conditions

Case	P_{gas} (MPa)	T_{gas} (K)	P_{inj} (MPa)	I.D. (ms)	M_{inj} (g)
A	4.09	903	137	3.1	0.0876
B	10.2	905	152	3.1	0.0904
C	16.2	903	141	3.1	0.0848

다. 선으로 나타낸 수치계산결과 전체적인 압력 변화경향은 실험치와 거의 일치하지만 연료분사 후 약 4.0 ms 이후의 연소후반부에서 압력을 과대예측하고 있다. 이러한 오차의 원인은 실제 실험과정에서 고압연료분사시 분사기간동안 비정상적인 분사율의 변화에 대한 실험치의 불확실성과 자발화이후 연소반응에 의해 발생된 화염 혹은 고온연소가스가 연소실 벽면에 충돌하게 될때 연소실벽면으로 전열되는 열전달량을 고려하지 않은 것이 연소실압력의 과대예측의 주된 원인으로 보이며 고압상태에서의 연료액적의 초입계 증발특성도 이러한 실험치와 예측치의 차이에 부분적인 영향을 미치리라 사료된다. 한편 연소실내의 초기압력이 증가할수록 압력에

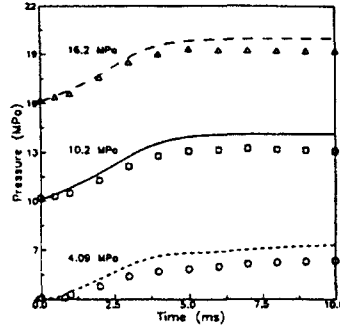


Fig.2 Measured and computed chamber pressures versus time for different ambient gas pressures

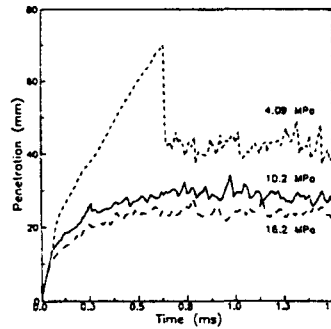


Fig.3 Spray penetrations versus time for different ambient gas pressures

대한 예측의 오차는 상대적으로 작아지는데 이는 압력증가에 따른 밀도증가로 인해 분사된 연료가 받는 공기역학적 저항이 증가됨에 따라 액적의 분열 및 공기와의 혼합과정이 촉진되어 상대적으로 낮은 압력인 4.09 MPa인 경우에 비해 점화지연이 0.3 ms 가량 단축되며 분무액적의 관통거리 및 화염의 전파거리가 감소되어 연소실 벽면으로의 열전달량이 감소하기 때문으로 보인다.

Fig. 3은 초기압력증가가 분무관통거리에 미치는 영향을 보여준다. 상대적으로 낮은 압력인 4.09 MPa인 경우는 분사후 약 0.7 ms까지 분무선단이 하류방향으로 진행하다 자발화이후($t=0.5$ ms) 급격한 예혼합연소에 의해 분무길이가

급격히 감소하여 평형상태를 유지함을 볼 수 있고 압력증가에 따라 분무선단의 관통거리는 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 압력증가에 따라 연료분무가 받는 공기역학적 저항의 증가로 액적분열 및 증발특성으로 인해 분사기 하류에서 연료액적의 운동량이 급격히 감소하기 때문으로 볼 수 있다.

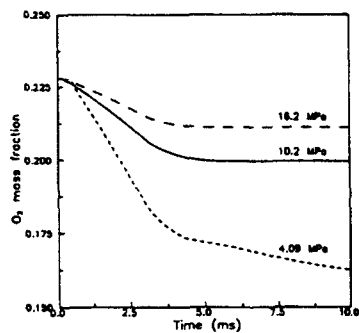


Fig.4 O₂ mass fraction versus time for different ambient gas temperature

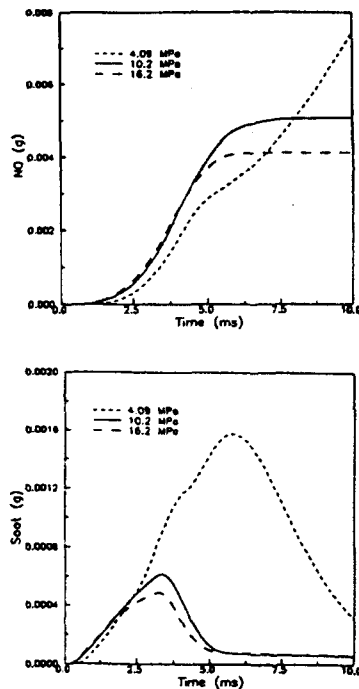


Fig.5 NO and soot histories versus time for different ambient gas pressures

Fig. 4는 초기압력증가에 따른 연소실내의 산소의 평균질량분율의 변화를 보여준다. 그림에서 보듯이 낮은 압력의 4.09 MPa인 경우는 연료분사후 약 0.5 ms의 점화지연기간동안 산소의 질량분율이 거의 변화가 없지만 이 이후의 급격한 연소반응으로 인해 산소질량분율이 상대적으로 훨씬 산소과잉상태인 고압상태일 때에 비해 급격히 감소함을 알 수 있다. 또한 상대적으로 압력이 높은 10.2 MPa이나 16.2 MPa인 경우는 반응이 종결되는 $t \approx 4.0$ ms 이후 산소의 질량분율이 평형상태를 이루나 상대적으로 저압상태인 4.09 MPa의 경우는 이 이후에도 반응이 진행되어 산소의 질량분율이 계속 감소하는 것을 알 수 있다. 압력증가에 따른 혼합기의 밀도증가로 고압상태일수록 산소의 질량은 증가되고 연소과정중의 산소의 질량감소율이 상대적으로 작으므로 반응후 상대적으로 높은 평형값을 유지하며 이는 soot의 산화율을 촉진시키는 원인이 된다.

Fig. 5는 연소실압력증가가 NO_x 및 soot의 발생에 미치는 영향을 보여준다. 고압상태의 경우 혼합기의 밀도가 증가하므로 급격한 액적분열 후 분무의 가장자리를 따라 유입되는 산소의 양이 증가함으로써 점화지연 및 연소기간이 단축되고 반응종결 후 높은 밀도의 주변공기와의 혼합을 통해 연소실온도는 서서히 감소하게 된다. 초기연소과정에서는 화염면의 온도증가의 영향으로 NO_x의 발생이 증가하나 후기연소과정에서는 연소된 혼합기의 온도는 혼합기의 밀도가 증가함에 따라 상대적으로 감소하게 되므로 thermal NO_x의 발생량이 감소하게 된다. 상대적으로 저압상태인 4.09 MPa의 경우는 점화지연이 길어지므로 NO_x의 발생시점이 고압인 경우에 비해 지연되나 7.5 ms 이후의 NO_x 발생량은 평형상태에 도달한 고압상태의 경우보다 크게 되고 지속적인 잔류분무의 연소로 인해 연소실내의 NO_x량은 계속 증가하게 된다. 7.5 ms 이전의 대부분의 연소기간동안 혼합기의 평균온도는 저압상태(4.09 MPa)인 경우가 고압상태에 비해 훨씬 높은 상태이나 이는 고압상태의 경우 저온의 과잉공기량이 저압상태보다 많기 때문이며 화염면에서의 온도는 고압상태가 저압상태에 비해 훨씬 높기 때문에 고압상태의 경우가 NO_x

발생율이 크게 된다. 또한 soot의 발생과정을 살펴보면 압력이 증가할수록 향상된 난류혼합으로 인한 급격한 연소반응때문에 연소초기에는 soot이 빨리 생성되며 후기 연소기간동안의 공기와 연소가스의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가됨으로 soot이 감소되는 것을 볼 수 있고 상대적으로 낮은 압력인 4.09 MPa의 경우에는 상대적으로 긴 점화지연기간(약 0.5 ms)으로 인하여 초기에는 soot의 생성율이 낮으나 고압상태에 비하여 평균당량비가 높으므로 화염면의 평균온도의 지속적인 증가로 인해 soot의 생성율은 계속 증가하다가 공기와의 혼합에 의한 soot의 산화율의 증가로 서서히 감소하게 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 연료분사후 1.0 ms에서의 압력증가에 따른 연료중기 및 분무의 분포, 온도장, NO와 soot의 분포, 그리고 속도벡터를 나타낸다. 압력증가에 따라 연소실내의 혼합기 밀도가 증

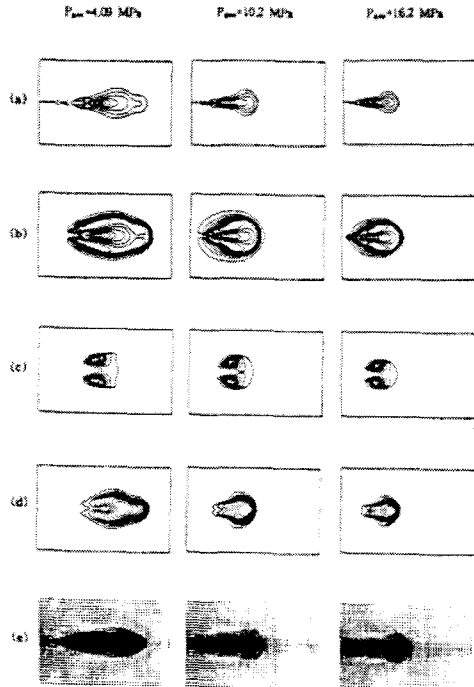


Fig.6 Instantaneous flow field in a burning spray at t=1.0ms (a) vapor fuel and droplet (b) temperature (c) mass fraction of NO (d) mass fraction of soot (e) velocity vectors

가하므로 연료액적이 받는 공기역학적 저항이 증가하여 액적의 운동량 및 각운동량의 전달이 촉진되고 이는 액적의 급격한 분열을 일으켜 빠른 증발 및 연소반응을 유도하게 된다. 따라서 혼합기의 밀도가 증가함에 따라 노즐 출구근방에서 연료중기와 주변기체와의 혼합이 향상되어 상대적으로 고압상태인 10.2 MPa과 16.2 MPa인 경우 자발화 지점이 노즐 상류쪽으로 보다 접근한 것을 볼 수 있고 화염 부상높이도 단축되는 것을 알 수 있으며 분무선단거리 및 연료중기, 화염면의 전파거리도 짧아진 것을 볼 수 있다. 또한 속도벡터에서 보듯이 압력증가에 따라 연소실내로 분사되는 분무는 상대적으로 큰 저항을 받게 됨으로 분무각이 넓어진 것을 알 수 있으며 이러한 침투된 분무의 반경방향의 가장자리에서 공기가 재유입되어 와동을 형성하고 있다. 이 와동의 발생지점은 압력이 증가할수록 보다 상류쪽에 형성되며 분무중심축쪽으로 침투깊이 및 와동의 세기가 증가된 것을 알 수 있으며 이는 급격한 액적분열후에 생성된 연료중기와 주변공기와의 혼합을 향상시킨다. 이와같은 와동의 중심부에서 자발화가 발생되며 압력이 증가할수록 자발화지점은 상대적으로 분무상류쪽에서 분무중심축쪽으로 더 침투되어 발생하게 된다. 또한 압력증가에 따라 와동중심부 및 점화지점이 분무상류쪽으로 이동함으로 NO는 자발화가 일어나는 이러한 고온영역에서 발생되며 soot은 연료중기의 농도와 온도가 높은 연료분무의 선단끝부분에서 크게 발생되고 있음을 알 수 있다.

3.2 터보과급 디젤엔진의 엔진성능, 연소과정 및 매연가스배출 특성

터보과급 디젤엔진의 엔진성능, 연소과정 및 매연가스배출 특성을 수치해석하기 위해 채택한 엔진의 제원은 Table 2와 같고 사용된 연료는 tetradecane($C_{14}H_{30}$)이며 초기 선회분포에 대하여는 강제회전으로 가정하였다. 이 엔진은 편심된 보울과 분사기를 갖고 있으나 전체 연소실을 계산영역으로 하는 경우는 과도한 수치계산시간이 소요되므로 Fig. 7과 같이 연소실형상을 축대칭

이고 실린더헤드의 중앙에 4개의 분사기가 등각도로 위치하는 것으로 가정하여 전체 연소실의 1/4에 해당하는 유동장에 대하여 격자를 형성하였다. 흡기압력을 1.1 bar에서 2.0 bar까지 상승시켜 수치계산을 수행함으로써 과급압력이 엔진 성능과 매연가스배출에 미치는 영향을 살펴보았다.

Fig. 8은 표준공기상태($Y_{O_2,i}=0.233$)에서 흡기의 초기압력이 실린더내의 압력변화에 미치는

Table 2 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 temperature	350 K
Wall temperature	450 K

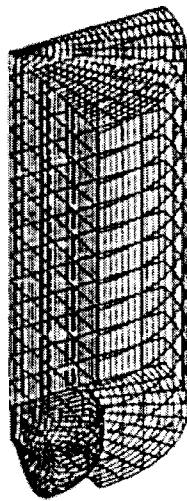


Fig.7 Three-dimensional and axisymmetric computational domain.

는 영향을 나타내고 있다. 초기압력이 증가함에 따라 혼합기의 밀도가 증가함으로써 연료분무의 분열 및 증발특성이 향상되며 이는 연료중기의 공기와의 빠른 혼합을 유도하여 점화지연을 단축시키고 연소반응을 촉진시켜 연소실내의 최고 압력은 초기압력이 2.0 bar인 경우 최고 120 bar까지 증가하게 된다. Fig. 9는 초기압력이 연소실 최대압력과 단위출력당 연료소비율에 미치는 영향을 나타내고 있다. 흡기의 초기압력이 1.1 bar에서 2.0 bar까지 증가함에 따라 연소실 최대 압력은 대략 75 bar에서 120 bar까지의 증가를 가져왔고 연료소비율 또한 10 %이상의 감소를 가져와 엔진성능이 향상됨을 알 수 있다.

Fig.10은 흡기압력상승에 따른 크랭크각 0°, 5°, 10°, 20° 에 해당하는 엔진내부의 연료중기 및 분무의 분포, 속도벡터, 그리고 온도장을

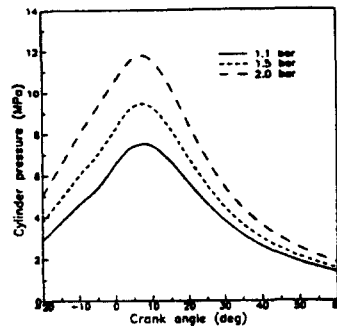


Fig.8 Effects of intake gas pressure on cylinder pressure ($T_i=350$ K, $P_{inj}=18.1$ MPa, $SOI=-8.5$ CA, $ID=15$ CA)

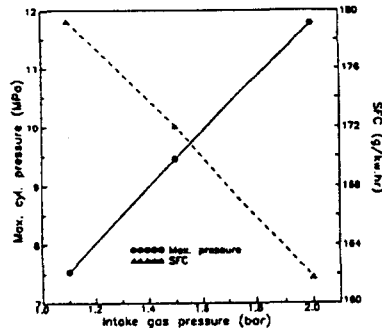


Fig.9 Effects of intake gas pressure on peak cylinder pressure and specific fuel consumption. ($T_i=350$ K, $P_{inj}=18.1$ MPa, $SOI=-8.5$ CA, $ID=15$ CA)

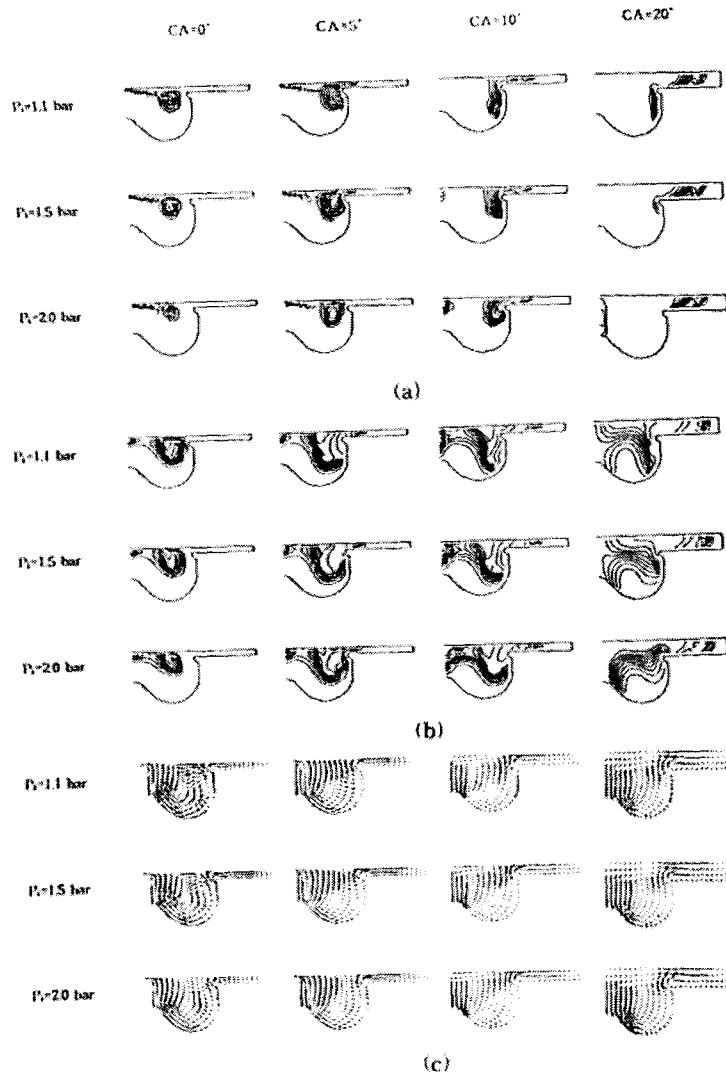


Fig.10 Instantaneous flowfield in the combustion chamber for the effects of intake gas pressure, (a) vapor fuel and droplet, (b) temperature, (c) velocity vectors.

15

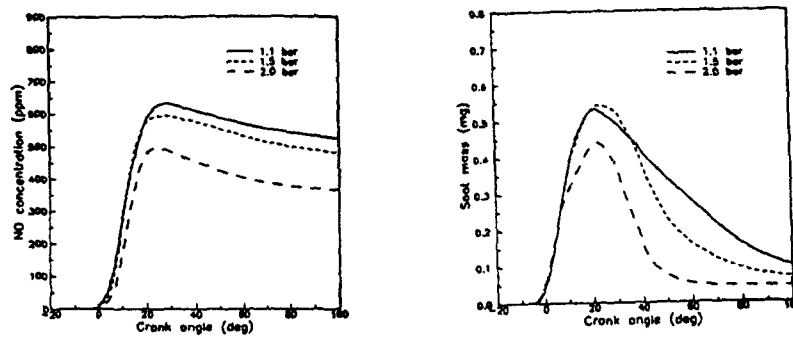


Fig.11 NO and soot histories for the effects of intake gas pressure ($T_i=350$ K, $P_{inj}=18.1$ MPa, $SOI=-8.5$ CA, $ID=15$ CA)

3.1

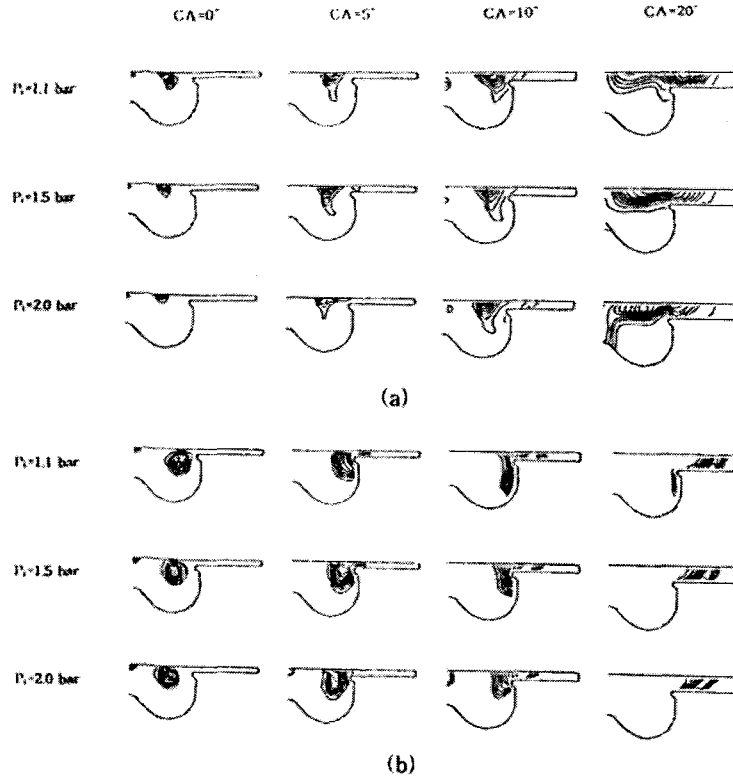


Fig.12 Instantaneous flowfield in the combustion chamber for the effects of intake gas pressure (a) NO, (b) soot

보여주는 그림으로서 침투된 연료분무의 중간부 위측면에 형성된 와동의 중심점근방에서 연료중기가 공기와 혼합된 뒤 자발화가 일어나고 증발된 연료중기와 공기의 혼합기속으로 급격히 화염이 전파된 후 연료분무의 외부에 화염경계면이 형성되어 연료분무의 증발과 연소가 점진적으로 진행된다. 정적연소실의 경우와 마찬가지로 초기압력이 증가할수록 분무의 침투거리 및 연료중기와 화염의 전파거리가 단축되어 나타났고 연료중기의 농후한 지점 및 고온영역이 노즐출구근방으로 이동함을 살필 수 있다. 또한 속도벡터에서 보듯이 흡기압력이 증가할수록 분사된 연료가 받는 공기역학적 저항의 증대로 급격한 액적분열 및 증발과정을 통해 연소반응이 촉진되고 자발화이후 피스톤 보울내에서 생성되는 와동의 세기도 증대됨을 살필 수 있다.

Fig. 11은 흡기의 초기압력증가가 NO_x 및 soot의 발생에 미치는 영향을 보여준다. 흡기압력이 상승함에 따라 혼합기의 밀도가 증가하

로 급격한 액적분열 후 분무의 가장자리를 따라 유입되는 산소의 양이 증가하므로써 점화지연이 단축되나 피스톤의 팽창에 따른 연소실내부의 온도감소와 후기연소과정에서 혼합기의 밀도증가로 연소된 혼합기의 온도가 상대적으로 감소하게 되어 thermal NO_x의 발생량은 감소하게 된다. 또한 soot의 발생과정을 살펴보면 압력이 증가할수록 연소초기의 soot의 발생율은 거의 비슷한 경향을 보이거나 후기 연소기간동안의 공기와 연소가스의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가되므로 상대적으로 soot이 감소되는 것을 볼 수 있다.

Fig.12는 흡기압력상승에 따른 크랭크각 0°, 5°, 10°, 20°에 해당하는 엔진내부의 NO 및 soot의 분포를 보여주는 그림이다. Fig. 10.(a)~(c)의 온도장과 연료중기의 분포도에서 보는 바와같이 와동의 중심부에서 공기와 연료중기의 혼합이 촉진되어 자발화이후 연소반응이 진행되는 이러한 고온영역을 중심으로 NO가 생성되고

있으며 압력증가에 따라 화염전파거리가 감소함으로써 초기압력이 증가할수록 NO의 발생지점은 노즐출구근방에 보다 가까워짐을 알 수 있다. 또한 soot은 연료중기의 농도가 농후하고 온도가 높은 연료분무의 선단끝부분에서 크게 발생되고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서 사용된 수치해석절차는 고압상태에서의 디젤연료분무의 연소특성 및 매연가스 배출과정을 잘 예측하였으며 이러한 수치해석결과로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 정적연소실내의 초기압력증가에 따른 혼합기의 밀도증가로 인해 분사된 연료가 받는 공기역학적 저항이 증가되므로 액적의 분열 및 증발현상 그리고 공기와의 혼합과정이 촉진되어 점화지연이 단축되며 또한 자발화가 발생하는 지점은 노즐 상류쪽으로 이동하고 분무선단거리, 화염 부상높이, 연료중기 및 화염면의 전파거리도 짧아지게 된다. 혼합기의 밀도증가에 따른 연소실내의 평균당량비 감소로 화염면의 평균온도가 감소되어 thermal NO_x의 발생량은 감소되고 연소후반부에 공기와 연료중기의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가되므로 soot이 감소하게 된다.
- 2) 직접분사식 디젤엔진에서는 흡기의 초기압력상승에 따라 최고압력 및 엔진성능이 향상되었고 혼합기의 밀도증가로 엔진내의 연소온도는 상대적으로 감소하여 NO_x의 발생량은 감소하였다. 또한 압력상승에 따라 후기 연소기간동안 공기와 연료중기의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가되므로 soot이 감소하였다.
- 3) 저공해 디젤엔진의 최적연소를 위해서는 터보과급과 함께 분사압력의 상승과 분사시기의 조절 그리고 EGR을 적절히 병용하는 것이 필요하다고 사료된다.

후기

본 연구는 1996년 교육부 기계공학 연구과제와 국방과학연구소 위탁과제에 의해 부분적으로 지원되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Y.M. Kim, Y.D. Kwon, H.J. Kim, and S.W. Kim, "Numerical Study on Ignition and Combustion Process of a Diesel Spray in EGR Environment," SAE Paper 960874, 1996.
2. 김용모, 권영동, 김세원, "직접분사식 디젤엔진의 매연가스 배출특성과 엔진성능에 미치는 분사압력의 영향," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집 vol.2, pp.443-450, 1996.
3. Uchida N., Daisho Y., Saito T., and Sugano H., "Combined Effects of EGR and Supercharging on Diesel Combustion and Emissions," SAE Paper 930601
4. Y.D. Kwon, Y.M. Kim, S.W. Kim, and D.S. Shin, "Numerical Studies for Combustion Processes and Emissions in the DI Diesel Engine using EGR," Third KSME-JSME Thermal Engineering Conference (1996), vol.2, pp.225-232
5. J.O. Chae, Jianwen Li, J.K. Park, Y.J. Choi, S.M. Lee, and Y.S. Jeong, "Effect of Intake Composition on Combustion and Emission Characteristics of Diesel Engine at High Intake Pressure," Third KSME-JSME Thermal Engineering Conference (1996), vol.2, pp.213-218
6. Reitz, R. D., "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays," *Atomization and Spray Technology*, 3, pp.309-337, 1987.
7. Halstead, M., 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, 1977
8. Schaperton, H., and Lee, W., "Multidimensional Modeling of Knocking Combustion in SI Engine," SAE Paper 850502, 1985.
9. Magnussen, B. F., and Hjertager, B. H., "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," *16th Symposium(International) on Combustion*, Combustion Institute, pp. 719-729, 1976.
10. M.A. Patterson, S.C. Kong, G.J. Hampson, and R.D. Reitz, "Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NO_x Emissions," SAE Paper 940523, 1994
11. Faeth, G. M., "Mixing, Transport and Combustion in Spray," *Prog. Energy Comb. Sci.*, 13, pp.293-345, 1987.
12. O'Rourke, P. J., "Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays," Los Alamos National Laboratory report LA-9069-T, 1981.
13. J.D. Naber and R.D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," SAE Paper 880107, 1988
14. Abramzon, B. and Sirignano, "Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations," AIAA Paper 88-0636, 26th Aerospace Science Meeting, Reno, Nevada, 1988.
15. Bowman, C. T. "Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion," *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 1, pp. 33-45, 1975.
16. Hou, Z-X., Abraham, J., and Siebers, D.L., "Modeling of Diesel Sprays in a Very High Pressure Chamber, Part II : Effects of Combustion," SAE Paper 950603
17. Z.-X. Hou and J. Abraham "Three-Dimensional Modeling of Soot and NO in a Direct-Injection Diesel Engine," SAE Paper 950608, 1995