

Multi-zone 모델에 의한 디젤엔진에서의 분사율 변화에 따른 배기가스 특성에 관한 연구

A Study on the Effect of Injection Rate on Emission Characteristics in D.I. Diesel Engine by Multi-zone Model

황재원*, 갈한주*, 박재근*, 김만호*, Liu Shenghua**, 채재우*
Jaewon Hwang, Hanjoo Kal, Jaekun Park, Manho Kim, Liu Shenghua, Jaou Chae

ABSTRACT

A model for the prediction of combustion and exhaust emissions of DI diesel engine has been formulated and developed. This model is a quasi-dimensional phenomenological one and is based on multi-zone combustion modelling concept. It takes into consideration, on a zonal basis, details of fuel spray formation, droplet evaporation, air-fuel mixing, spray wall interaction, swirl, heat transfer, self ignition and burning rate. The emission model is considered with chemical equilibrium, as well as the kinetics of fuel, NO and soot reactions in order to calculate the pollutant concentrations within each zone and the whole of cylinder. The accuracy of prediction versus experimental data and the capability of the model in predicting engine heat release, cylinder pressure and all the major exhaust emissions on zonal and cumulative basis, is demonstrated. Detailed prediction results showing the sensitivity of the model by various injection rates are presented and discussed

주요기술용어 : Multi-zone model (다중영역모델), Burning rate (연소율), Injection rate (분사율), Droplet evaporation (액적증발).

Nomenclature

c_f	: 공기유입율 보정상수	m_f	: 연료의 질량
C_{fv}	: 연료 분율	m_{fi}	: i 번째 영역으로 분사되는 연료의 질량
cl	: 연소 혼합효과를 고려한 계수	m_{fv}	: 연소되는 연료의 질량
C_{ox}	: 산소 분율	m_s	: soot의 질량
C_{pf}	: 액체연료의 열용량	N	: 회전수
d_{noz}	: 노즐직경	P_{fl}	: 연료관 압력
h_{fg}	: 연료의 기화열	R_s	: 선회비
m	: 실린더 안의 총 가스 질량	S	: 분무관통
m_a	: 공기의 질량	S_s	: 선회를 고려한 분무관통
		t_{brk}	: 액적분열시간
		T_{fi}	: 분사되는 연료의 온도
		T_i	: i 번째 영역의 온도

* 경희원, 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 기계공학과

T_{sat}	: 액체 연료의 포화온도
T_z	: 영역의 온도
V_f	: 연료의 체적
v_{inj}	: 연료분사속도
v_z	: 각 영역의 속도
ΔP_{noz}	: 연료관 압력과 실린더 압력과의 차
λ_f	: 액체 연료의 열전도율
ρ_f	: 혼합기의 밀도
τ_{di}	: i 번째 영역의 점화지연
τ_1	: 특성시간

1. 서론

직접분사식 디젤엔진의 배기가스 규제는 스모크와 NOx의 동시 저감을 요구하고 있으나, 현재까지 상용화되고 있는 분사제를 사용할 경우 분사시기가 지연되거나 진작될 때와 같이 NOx와 스모크 사이의 Trade-off 관계가 항상 발생하게 되므로 이러한 공해물질을 동시에 저감시키는 것은 매우 어려운 것으로 알려져 있다. 이러한 이유로 최근에 디젤엔진에서 엔진성능과 유해 배기가스 배출 저감을 동시에 향상시키기 위한 방법으로서 연료분사제의 최적화 연구가 활발히 이루어지고 있다. 그 예로서 pilot injection[1], split injection[2], multiple injection[3] 등이 이러한 문제를 해결하는 방법으로 제시되고 있다. 또한 연료분사시 분사율의 정확한 제어를 통해 분사초기의 연료량을 조절하여 허용 스모크 배출 수준을 유지시키면서 NOx의 양을 감소시키는 연구가 활발히 진행되고 있다[4-7]. 현재까지는 고압을 형성하는 연료 분사펌프가 캠축 구동에 의해서 동작하는 기계적 시스템이 주로 사용되어 왔으나 기관의 속도와 부하에 따른 분사량, 분사형태, 분사시기 등의 정확한 조절에는 한계가 있으므로 보다 엄격해진 유해 배기가스 규제치를 만족시킬 수 없었다. 이러한 단점을 보완하기 위해 기계적 시스템을 일부 수정하거나 교체하여 보다 정밀하게 분사율을 변화시키는 연구가 진행되고 있다. 그 예로서 1990년대 중반 T.C. Tow[6] 등

은 Common Rail 방식의 연료 시스템에서 전자 제어에 의한 분사율 변화를 구현하였다. 그 결과 특정한 엔진에 대해 입자상 물질(PM)을 3배정도 저감시켰다. AVL[4]사에서는 두 개의 솔레노이드가 내장된 UI(Unit Injector)를 2000cc급 디젤 엔진에 장착하여 직접 제작한 분사율 가변장치로 boot injection을 실험한 결과, 고부하시 스모크나 입자상 물질의 상승 없이 NOx와 연료 소비율을 각각 9% 및 7%저감시키는 결과를 보여주었다. 분사율을 최적화 시키기 위해서는 전체 분사기간 동안의 연료분사량이 연소실 내에서의 공기와류 현상, 기관의 회전속도, 부하상태 등에 따라 조절되어야 하며, 일반적으로 연소압력의 급상승을 방지하기 위하여 초기에는 분사량을 적게 하고 피스톤이 상사점에 가까워짐에 따라 그 양을 증가시키며 상사점을 지나면 감량시키는 것이 효과적이라고 알려져 있다. 분사율은 실린더 내의 연소상태를 알 수 있는 중요한 변수이며 분사율을 조절함에 있어 고려해야 할 변수들은 최고 분사압력, 분사시기, 예분사압력(Boot 또는 Pilot Injection Pressure) 및 분사기간 등이 엔진의 성능 및 배기가스의 특성을 결정하는데 중요한 변수라고 알려져 있다. 본 연구에서는 이러한 연구배경을 바탕으로 분사율 변화가 유해 배기가스 저감에 미치는 영향을 multizone모형을 이용하여 수치해석을 하였으며, 실험에서 얻은 결과와 비교 검토하여 그 타당성을 검증하였다.

2. 이론적 고찰

본 연구에서 사용한 multi-zone 모델은 분사된 연료를 여러 영역(zone)으로 나누어서 시간과 공간상의 온도와 연료 조성을 고려했으며, 분무선단과 분무폭의 상관관계로부터 각 영역의 위치를 구하였다. 이들 상관관계는 정상상태에서의 가스연료분류(jet)의 실험적인 자료를 근거로 얻어졌으며, 선화 및 벽과의 충돌에 의한 영향도 고려되었다. 또한 모델내에서 시간항, 질량, 운동량(momentum), 에너지 및 각 연소생성물들이 시

간으로 평균화되며 난류는 유동의 구배에 비례하는 것으로 가정하였다. 각 영역에서는 동일한 지름의 액적이 분포하고 있으며, 이들의 속도 및 온도는 동일하다고 가정하였고, 가스와 액적사이의 질량, 운동량 및 에너지교환은 Lagrangian 방정식을 이용하였다.

본 연구에서 각각의 영역은 연료와 공기가 균일하게 혼합되어 있다고 가정하였고, 기연과 미연가스의 온도를 각각 다르게 계산하였다. 미연가스 영역은 저온의 공기, 반응하지 않은 연료 및 잔류가스로 구성되어지며, 기연가스 영역은 고온의 기연가스와 연소생성물로 구분되어진다. 분사와 연소가 이루어지는 동안에 각 영역은 팽창하며 공기를 유입한다. 연료분사 후에는 연료 액적이 증발하고 증발된 연료는 공기와 혼합하여 반응한다. 각 영역과 주위 공기의 혼합은 있을 수 있지만 각 영역사이의 혼합은 고려하지 않았다. 본 연구에서는 수치해석을 하기 위하여 분사되는 연료를 분무발달과정, 혼합기 형성과정 및 열발생 과정으로 각각 나누어서 계산하였다. 연료분사 및 분무발달과정에서는 식(1)~(4)를 사용하여 분사속도와 분사율을 구하였으며, 그 결과로 Fig. 1과 같이 계산된 분사율은 노즐에 가깝게 설치한 연료라인에서 측정된 압력과 거의 유사함을 알 수 있었다. 따라서 실제로 측정된 연료라인의 압력을 계산에 입력변수로 사용하였다.

$$v_{inj} = C_d \sqrt{2\Delta P_{noz} / \rho_f} \quad (1)$$

$$\dot{V}_f = v_{inj} (\pi d_{noz}^2 / 4) \quad (2)$$

여기서

$$\dot{m}_f = \rho_f \dot{V}_f \quad (3)$$

$$\Delta P_{noz} = P_{fl} - P \quad (4)$$

를 사용하였다. 또한 분사된 연료의 액적분열기간(break-up period) t_{brk} 는

$$t_{brk} = 28.65 \rho_f d_{noz} / \sqrt{\rho_g \Delta P_{noz}} \quad (5)$$

이며 액적분열까지의 속도는 노즐을 나오는 속도와 동일하게 계산하였다.

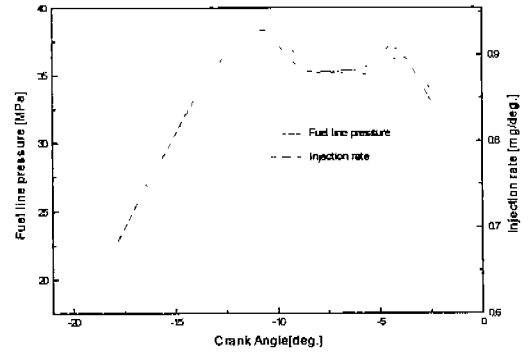


Fig. 1 Fuel line pressure and fuel injection rate 액적의 평균입경(SMD, Sater Mean Diameter)은 식(6)을 사용하였고 이를 계산하기 위해서 모든 연료의 입경은 같은 값을 가진다고 가정하였다. 이를 연료증발에 관계되는 방정식을 계산할 때 사용하였다.

$$SMD = 2330 \Delta P_{noz}^{-0.135} \rho_g^{-0.121} V_f^{0.131} \quad (6)$$

연료의 분무관통(spray penetration)은 식(7)을 이용하였으며, 분무관통이 빠를 경우 공기 혼합율이 낮아지며 느릴 경우는 그 반대가 된다. 분류이론 및 실험으로부터 이와 같은 연구가 이루어 졌으며, 많은 실험식이 유도되었다. 식(8)은 선회의 영향을 고려한 식이다.

$$S = 2.95 (\Delta P_{noz} / \rho_g)^{0.25} \sqrt{d_{noz} t} \quad (7)$$

$$\frac{S_s}{S} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\pi R_s NS}{30 v_{inj}}\right)} \quad (8)$$

영역의 속도(zone velocity)는 식(9)과 같이 분무관통도를 미분함으로써 얻을 수 있다.

$$v_z = dS_s / dt \quad (9)$$

혼합기형성 과정을 해석하기 위해서 액적증발(droplet evaporation)을 식(10)과 같이 구하였다. 이 식을 계산하기 위해서 연료가 액적으로 분열되기 시작할 때부터 연료의 증발을 고려하였으며, 증발이 일어날 때 각 영역의 공기는 일정하게 분포되어 있는 것으로 가정하였다. 연료 증기와 연소 생성물은 액적과 함께 혼합되어 있는 것으로 가정하였고, 각 영역의 공연비는 연료의 증발

올과 공기 유입율의 함수로 가정하였다.

$$\frac{dm_{fvi}}{dt} = \frac{m_{fi} - m_{fvi}}{\tau_i} \quad (10)$$

여기서 액적의 증발시간이 증발과정시의 연소실 체적의 온도변화에 비해 무시할 정도로 작다면 τ_i 는 식(11)과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau_i = \frac{\rho_f d^2}{4\lambda_f} \left\{ \frac{1}{3} C_{pr} \ln \left(\frac{T - T_{fi}}{T - T_{sat}} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{h_{fg}}{T - T_{sat}} \right) \right\} c_m \quad (11)$$

공기유입율은 식(12)와 같으며, 각 영역에서의 공기의 유입은 분사된 연료의 액적이 분열하기 시작할 때부터 고려하였으며, 유입되는 공기의 양은 일반 분류이론으로부터 계산하였다. 또한 본 식에서는 공기가 유입되는 각 영역에서의 운동량이 보존된다는 가정을 사용하였다.

$$\dot{m}_a = \left(\frac{\dot{m}_{fi} v_{inj}}{S_s} - \dot{m}_{fi} \right) c_f \quad (12)$$

여기서 c_f 는 상수로서 연소실 벽으로의 충돌정도, 공기의 급기 정도에 따라 결정되어진다. 연료분사속도 v_{inj} 와 연료분무의 관통도는 Hiroyasu 식을 사용하였고 흡기 선회에 따른 연료분무 관통도의 영향도 고려하였다. 착화지연(ignition delay)은 식(13)을 이용하였고 연소율은 식(14)을 이용하였다.

$$\tau_{di} = 0.0405 p^{-0.757} \exp \left(\frac{5473}{T} \right) \quad (13)$$

$$\dot{m}_b = 5 \times 10^{10} \rho_g^2 C_{fv} C_{ox}^5 \exp(-1200/T_z) \quad (14)$$

여기서 연소되는 연료의 양은 증발된 연료의 양을 초과할 수 없게 하였다. 또한 실린더내의 열전달은 Woschni 식을 사용하였으며, 복사열전달을 고려하지 않았다. 각 영역의 온도와 체적은 식(15)을 이용하였다.

$$m du = \delta Q_{fuel} - \delta Q_{loss} - p dv - u dm + h dm_a \quad du = c_v dT \quad (15)$$

NO 형성은 확장 Zeldovich 메커니즘을 사용하였고, soot 생성은 식(16)을 이용하여 계산하였다.

$$\frac{dm_s}{dt} = A_f m_{fv} p^{0.5} \exp \left(-\frac{E_f}{RT} \right) - A_c m_s \frac{P_0}{P} P^{1.8} \exp \left(-\frac{E_c}{RT} \right) \quad (16)$$

실제 계산에서는 실험과의 조건을 맞추어 주기 위하여 연료의 온도를 400K, 선회비를 2.0으로 주었고 사이클당 분사되는 연료의 양을 17.5mg으로 설정하였다. Table 1은 계산과 실험에 사용한 엔진의 사양을 나타낸 것이다.

Table 1 Specifications of test engine

Descriptions	Specifications
Type	4 Cycle water cooled D.I. diesel engine
No. of cylinder	1
Piston displacement	0.638 l
Bore × Stroke	95 × 95 [mm]
Compression ratio	18
Rated power	7.35/2200 [kW/rpm]
Maximum power	9.56/2400 [kW/rpm]
Injection timing	18° BTDC
Injection pressure	20 MPa
Injection nozzle	4 - φ0.28 mm

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 계산에 앞서 프로그램 검증을 위하여 엔진회전속도 1500rpm, 75% 부하일 때의 실험결과와 동일한 조건에서의 수치해석 결과를 비교하였다. Fig. 2는 프로그램을 검증하기 위하여 엔진의 특정조건에서의 실험과 비교한 것이며, 실험치의 열발생율을 구하기 위하여 실린더로부터 직접 받은 압력데이터를 이용하였다. 그림에서 보면 계산된 결과가 실험치 보다 초기압축 과정 시에는 약간 높게 연소 후 팽창 시에는 약간 낮게 계산되었다. 열발생율을 비교해 보면 multi-zone 모델을 사용한 경우 단일영역 모델을 이용했을 때보다는 약간 단순한 형상을 띄며 TDC근방에서 약간 차이를 보였다. Fig. 3은 soot와 NO의 생성기구를 이용하여 크랭크각도 단위당의 배출량을 보여주고 있다. Soot의 경우는 초기생성율이 크지만 후반부에 음(-)의 생성

을을 보이기 때문에 배출량이 증가하다 감소하는 경향을 보여주고 있으며, NO의 경우는 완만한 생성율을 보여주고 있다. 이는 실험치와 비교해 볼 때 거의 일치함을 알 수 있었다. 위의 두 결과를 비교해 볼 때 프로그램을 이용하여 디젤엔진의 성능파악이 가능함이 입증되었다.

Fig. 4는 본 연구에서 분사율이 엔진의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 설정한 변수를 도식적으로 표현한 것이다. 그림에서와 같이 초기연료분사기간(a), 기울기(b), 주연료분사기간(c), 초기연료분사압력(P1)을 변수로 설정하였다. 그림에서 a, b, c 다음의 숫자들은 크랭크 각도를 의미하며 전체 연료분사기간을 이미 알고 있으므로 두 개의 변수만을 표시하였다. (예 ID(Injection Duration) 16.5° 일 때 a6b2는 a가 6°, b가 2°, c가 [16.5-(6+2)=8.5(°)]를 의미) Fig. 5는 초기연료분사압력이 22 MPa, SOI(Start Of Injection)이 19° BTDC일 때 계산에 사용된 분사율을 나타낸 것으로 기울기를 고정시킨 상태에서 초기연료분사기간을 3° 씩 증가시킨 것이다. Table 2를 참조하면 초기연료분사기간이 길어짐에 따라서 NO의 배출량은 감소하나 soot의 배출량은 증가함을 알 수 있다.

Fig. 9는 각각의 경우에 대한 열발생율을 도시한 것인데 case A의 경우가 초기열발생량이 가장 큰 것으로 나타났다. 이는 4가지의 형태 중에서 초기연료 분사량이 가장 많기 때문에 예혼합 연소량의 증가로 인한 결과로 해석된다. 초기 분사량이 적은 경우에도 연소 후반부의 확산연소기간에서의 열발생량이 많아져서 전반적인 출력은 거의 일정함을 알 수 있었다. Fig. 10은 각각 실린더내의 온도 및 압력을 도시한 것이다. 기존 엔진의 경우와 비교해 볼 때 모든 경우에 대해서 실린더 내의 압력이 낮음을 알 수 있다. 또한 초기연료분사기간이 길어짐에 따라서 연소실 온도가 낮아짐을 보여주고 있다. Fig. 6은 주연료 분사기간이 없는 경우로 계산에 사용된 분사율을 나타내었다. 이의 결과를 Table 3에 나타내었으며 예분사 기간이 짧아질수록 NO는 증가하는 반

면 soot는 감소하는 경향을 보였다. 앞의 결과와 비교해 보면 각각의 case A, B, C, D 경우에 대해서 NO가 감소하는 것을 볼 수 있으며, 초기 연료 분사기간이 길어질 경우 Fig. 5의 결과와 비교해 볼 때 후기의 분사율 형태가 그리 다르지 않기 때문에 배기가스의 배출량은 거의 비슷함을 볼 수가 있었다. Fig. 11과 Fig. 12는 case A에 대하여 크랭크 각도에 대한 실린더내의 압력과 온도의 변화를 나타낸 것이다. 전체 연료분사기간을 고정시킨 상태에서 기울기를 변화시키면 분사되는 연료의 양이 변화하기 때문에 분사량을 고정시키기 위하여 분사압력이 다소 높게 되었다. 이 경우는 주연료 분사기간이 없을 때보다는 초기연료분사기간의 변화에 대한 영향이 크다고 사료된다. Fig. 7은 연료분사시기를 19° BTDC로 유지시킨 상태에서 연료분사기간을 더욱 단축시켜서 8°로 적용시켰을 때의 연료관 압력이다. 연료분사기간의 단축으로 동일 연료를 분사시키기 위한 연료관 압력이 최대 300 MPa정도로 높게 설정되어 있음을 알 수 있다. 이렇게 고압의 연료관 압력을 얻는 것은 실제로는 어려운 일이다. Fig. 13과 Fig. 14는 이때의 열발생율과 실린더내 압력을 도시한 것이다. Table 4에서 보면 기존에 비해 NO의 증가는 매우 큰 반면 soot는 3-4 mg/m³정도로 감소하였다. 여기서는 초기연료분사압력을 50 및 80 MPa으로 높여서 계산하여 보았는데 연료분사기간이 12° 일 경우와 비교하면 역시 NO는 증가하고 soot는 감소하였다. 위의 결과를 종합하면 연료분사기간이 짧아질수록 NO는 증가하며 soot 및 연료 소비율은 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 초기연료분사압력을 변화시켜서 연료관 압력의 기울기에 대한 영향을 살펴보기 위한 연료관 압력이다. Table 5에서 보면 기울기가 완만해질수록 NO의 배출량이 많아지고 soot는 거의 변화가 없음을 알 수 있었다. Fig. 15와 Fig. 16과 같이 예분사와 주분사 사이의 기울기에 대한 영향은 열발생율과 실린더내의 압력에서 볼 수 있듯이 다른 변수들보다는 다소 적음을 알 수

있었다.

Table 2 Emission characteristics of case 1

P1 22 MPa, ID 16.5 deg., SOI 19° BTDC			
	NO	SOOT	SFC
	(ppm)	(mg/m ³)	(g/kWh)
Experiment result	355	21.0	343
A (a3b2)	345	22.2	344
B (a6b2)	333	22.4	345
C (a9b2)	323	22.5	346
D (a12b2)	315	22.8	346

Table 3 Emission characteristics of case 2

P1 22 MPa, ID 16.5 deg., SOI 19° BTDC			
	NO	SOOT	SFC
A (a3c0)	333	22.4	345
B (a6c0)	326	22.6	346
C (a9c0)	319	22.6	346
D (a12c0)	313	23.0	347

Table 4 Emission characteristics case 3

ID 8 deg., SOI 19° BTDC			
	NO	SOOT	SFC
A (a3b2)	500	4.0	311
P1 22 MPa			
B (a3b2)	531	3.0	310
P1 50 MPa			
C (a3b2)	546	3.0	309
P1 80 MPa			
D (a2b6)	504	4.0	311
P1 30 MPa			

Table 5 Emission characteristics case 4

ID 16.5 deg., SOI 19° BTDC			
	NO	SOOT	SFC
A (P1 20 MPa)	333	22.1	345
B (P1 22 MPa)	337	22.4	345
C (P1 24 MPa)	345	22.1	344
D (P1 26 MPa)	349	22.2	344



Fig. 2 Comparison of experiment and simulated result

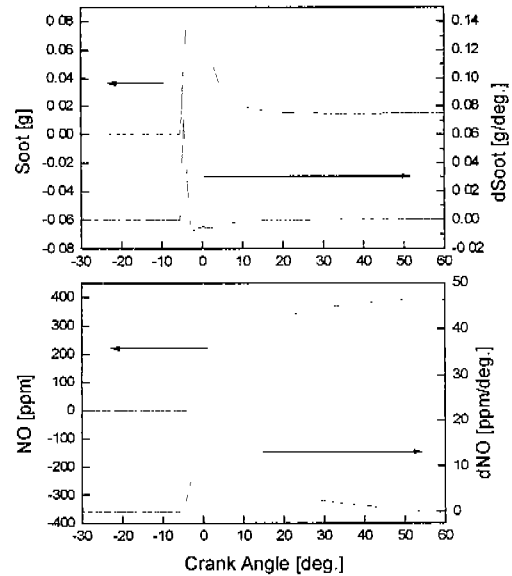


Fig. 3 Calculated results of soot and NO

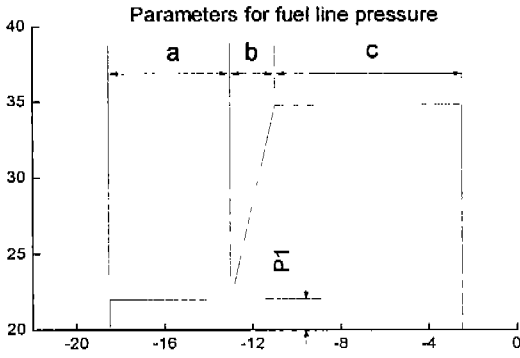


Fig. 4 Definition of injection rate parameters in simulation

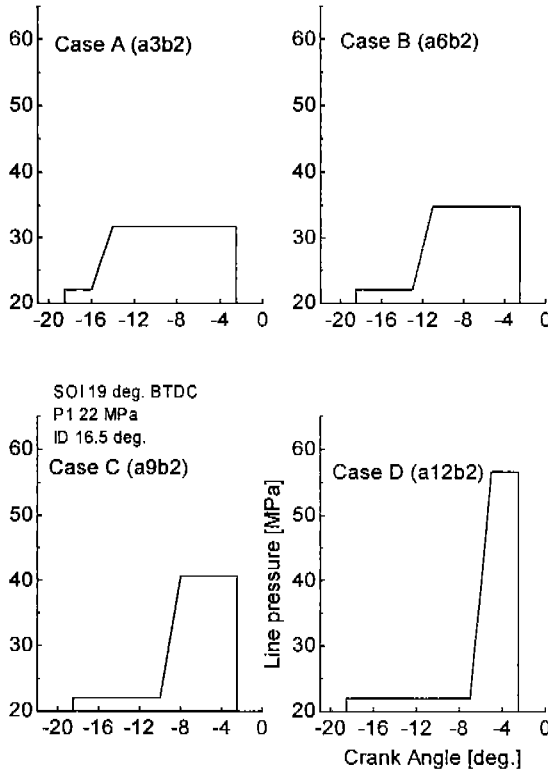


Fig. 5 The injection rate of case 1

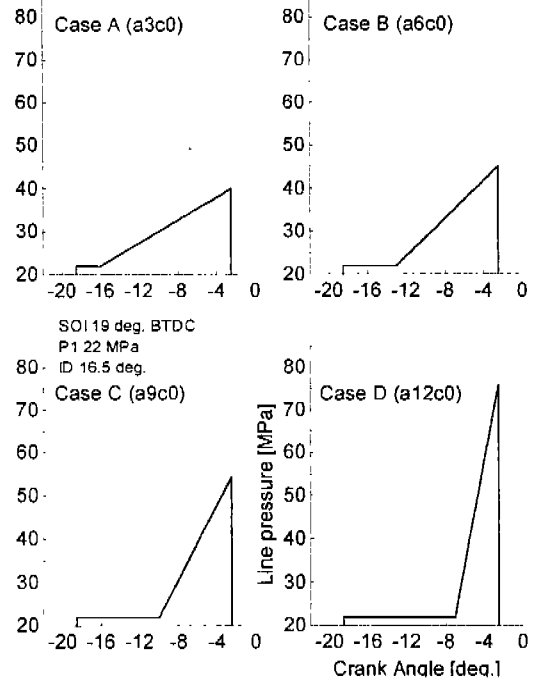


Fig. 6 The injection rate of case 2

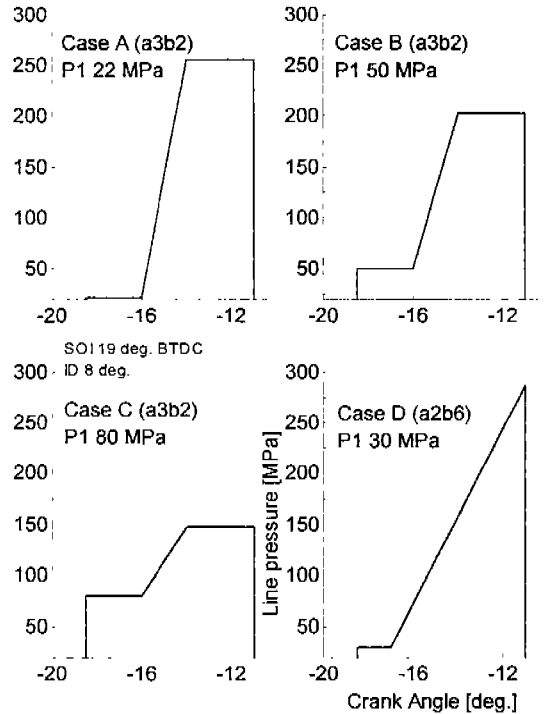


Fig. 7 The injection rate of case 3

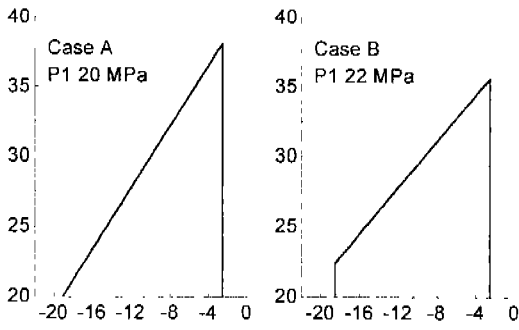


Fig. 8 The injection rate of case 4

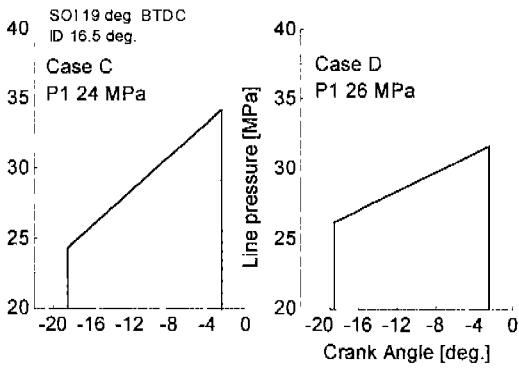


Fig. 8 The injection rate of case 4

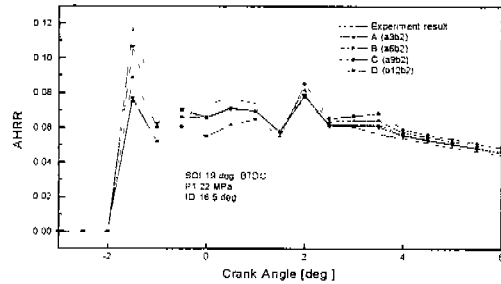


Fig. 9 Heat release rate in case 1

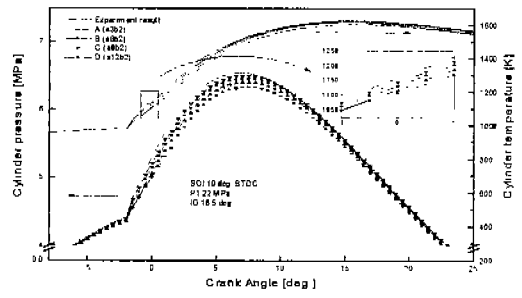


Fig. 10 Cylinder pressure and temperature in case 1

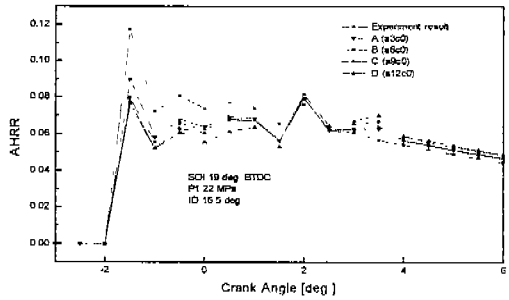


Fig. 11 Heat release rate in case 2

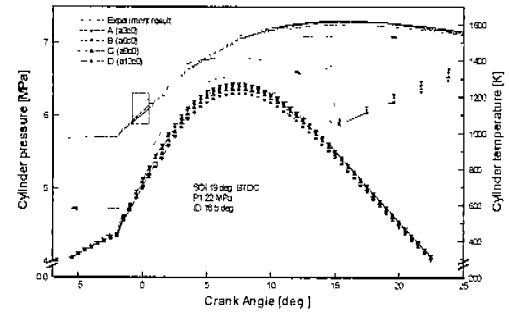


Fig. 12 Cylinder pressure and temperature in case 2

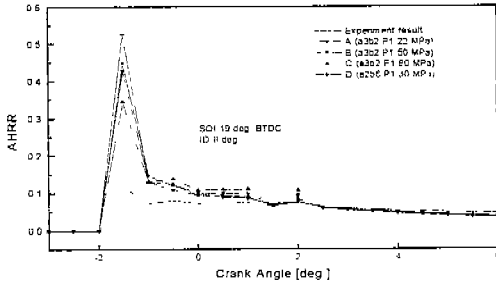


Fig. 13 Heat release rate in case 3

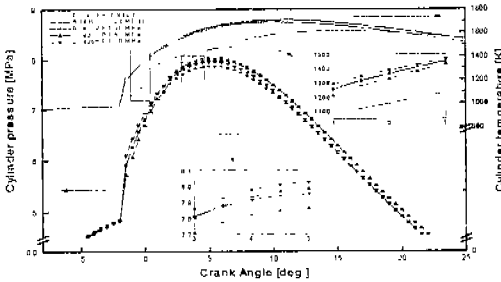


Fig. 14 Cylinder pressure and temperature in case 3

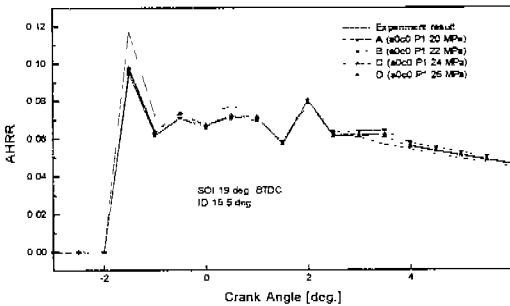


Fig. 15 Heat release rate in case 4

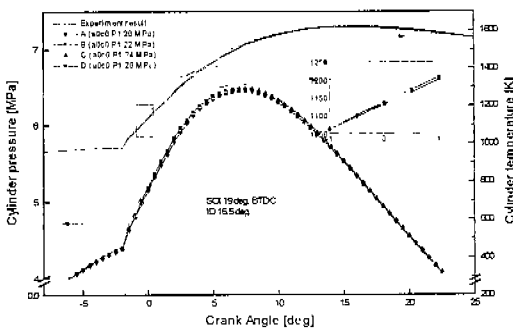


Fig. 16 Cylinder pressure and temperature in case 4

4. 결론

본 연구에서는 단기통 디젤엔진의 연소현상을 해석하기 위해서 multi-zone 모델을 이용하였으며 연료의 분사율 변화에 따른 배기가스의 변화를 고찰하였다. 엔진회전속도 1500 rpm, 75% 부하에서 계산을 수행하였으며 분사율 변화를 위해서는 연료관 압력을 변화시켰다. 연소후 배기가스로는 NO 및 soot를 계산하였으며 열발생율, 실린더 압력, 실린더 온도 등도 계산을 하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에 쓰인 multi-zone 모델은 실험 결과치와 잘 일치하는 경향을 보여주었다.
- 2) 초기 연료 분사시간이 길어짐에 따라 NO의 배출량은 증가하였으며, soot는 감소하였다.
- 3) 연료 분사시간이 짧아질수록 NO의 배출량은 증가하였고 soot는 감소하였다.
- 4) 초기 연료 분사압력이 높아지면 예혼합 연소시에 연소되는 연료량의 증가로 NO의 배출량이 증가하였다.
- 5) 연료 분사시간을 고정시키고 초기 연료 분사압력을 조절하여 분사 압력 기울기를 조절한 결과 기울기가 완만해질수록 NO의 배출량은 많아지나 soot는 거의 변화가 없음을 알 수 있었다.

참고 문헌

1. Minami T., Takeuchi K. and Shimazaki N., "Reduction of diesel engine NOx using pilot injection", SAE 950611.
2. Nehmer D.A. and Reitz R.D., "Measurement of Effect of rate shaped and split injection on Diesel Engine soot and NOx Emissions". SAE 940668.
3. Tow T.C, Piperpont D.A., and Reitz R.D. "Reduction Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injection in a heavy duty DI Diesel Engine" SAE 950897.

4. Keiichi Satoh, etc, "Effect of Fuel Injection Rate Profile on Combustion and Emissions in a DI Diesel Engine", IPC-9, 1997.
5. Herzog, P., "The Ideal Rate of Injection for Swirl Supported HSDI Diesel Engine", IMECHE Conference in Birmingham, 1989.
6. H. Erlach, F.Chmela, W. Cartellieri, and P. Herzog, "Pressure Modulated Injection and Its Effect on Combustion and Emissions of a HD Diesel Engine", SAE Paper 952059, 1995.
7. Needham, J.R., "Injection Timing and Rate Control - A solution for low Emissions" SAE 900854, 1990.