

〈논 문〉 SAE NO. 97370071

## 자연흡기식 디젤 기관의 연소와 매연 배출 특성에 관한 실험적 연구

### A Study on the Combustion and Smoke Emission Characteristics of the Natural Aspiration Type Diesel Engine

정 우 인\*, 박 찬 국\*\*  
W. I. Chung, C. G. Park

#### ABSTRACT

We made a selection of engine operating conditions in the natural aspiration type diesel engine as load and speed. The effects on the power, smoke emission and cylinder pressure characteristics of these variations in operating conditions were observed experimentally.

Also, the smoke emission was predicted by using the Arrhenius equation and empirical equation of the smoke emission was made. At the same time, the correlations between the combustion and smoke emission characteristic were examined.

From the above results, it is clear that to prevent power dropping and to decrease exhaust fume when the conditions are changed, one should improve the intake system. To do this, the best way is to lower the air-fuel mixing ratio.

We found that the parameters of the indicated mean effective pressure, maximum pressure and its location and combustion duration, etc. change the motion in accordance with the conditions described above. Also, we found that the variation of the pressure cycle comes from an amplified variation of the early part of process.

From the analysis of comparing combustion and exhaust fume, the exhaust fume is produced at the latter time of combustion and decreased when the combustion ratio is higher. Also, we developed a special formula which can predict the exhaust fume value according to the engine load and speed.

주요기술용어 : Smoke(매연), Combustion pressure(연소 압력), Combustion duratio(연소 기간),  
Heat release(열발생율), Mass faction burned(질량 연소율), Fuel injection duration(연  
료 분사 기간)

\* 정회원, 아시아 자동차

\*\* 정회원, 전남대학교

기 호 설 명

$a$	Crank angle of combustion start
$b$	Crank angle of combustion end
$E$	Apparent activation energy for soot oxidation[cal/g.mol]
$h$	Load[%]
$p$	Pressure[bar]
$P_{max}$	Maximum pressure[bar]
$P_c$	Power[kW]
$P_{mi}$	Indicated mean effective pressure [bar]
$Q$	Heat release[kJ/kg · deg]
$R$	Universal gas constant[cal/g.mol · K]
$S$	Smoke[bsu]
$T$	Temperature of gas[K]
$X$	Bosch smoke unit[bsu]
$X_b$	Mass burned fraction
$Y$	Gravimetric content[g/m <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Constant
$dS/d\theta$	Rate of smoke emission[g/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	Excess air-fuel ratio
$\theta$	Crank angle[deg]
$\int S$	Cumulative smoke emission[g/m <sup>3</sup> ]
$\theta_{50}$	Crank angle of heat release 50% [deg]
$\theta_{90}$	Crank angle of heat release 90%[deg]
$\theta(P_{max})$	Crank angle of maximum pressure location[deg]

1. 서 론

자동차의 보급이 증대되면서 자동차 기관의 고효율화에 대한 소비자들의 요구 증대와 배기 오염 물질을 줄이려는 법적 규제는 연차적으로 강화되어지고 있어 기관의 고효율화 대책과 배기 오염 물질 저감대책이 적극적으로 추진되어야 한다. 자동차 기관에서 배출되는 오염물질의 주성분은 일산화탄소(CO), 탄화 수소(HC),

질소 산화물(NOx), 매연(Smoke)등이 주성분이지만 디젤기관은 가솔린 기관에 비하여 공기가 비교적 충분한 상태에서 연소되기 때문에 일산화탄소 및 탄화수소 배출량은 적어 문제시되고 있지 않으나, 질소산화물과 매연 배출량이 많다.<sup>1-3)</sup> 특히 디젤 기관의 매연은 시각적으로 검게 보이기 때문에 불쾌하여 주된 대기 오염으로 인식되고 있어 저감 대책 수립이 가장 많이 요구되고 있다. 디젤기관의 출력과 기관에서 배출되는 매연은 연료와 공기 혼합물의 연소에 의해 발생된 것이므로 기관 출력 향상과 매연 배출물 저감방안 모색을 위해서는 기관의 운전 조건에 따른 출력 및 매연 배출 특성 파악과 연소 특성 파악, 연소와 매연 배출 특성과의 상관 관계를 규명하는 것이 근본적인 연구과제라 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 자연흡기식 디젤 기관에서 기관 운전 조건으로 부하와 회전수를 선정하고 이 운전 조건에 따른 출력 및 매연 배출 특성 파악과 연소 특성 파악 그리고 이들의 상관 관계를 규명함과 동시에 실린더 내의 매연 조성을 예측할 수 있는 실험식을 확립하여 기관의 고효율화 및 저 매연 배출화를 위한 기초 자료로 활용하고자 한다.

2. 실 험

2.1 실험 장치

Fig.1은 실험 장치 개략도이며, 실험에 사용된 기관은 16745cc, 8기통, 직접 분사식 4행정 디젤 기관으로 주요 제원은 Table 1과 같고, 연소실 형상은 Fig.2에 나타내었다. 실험에 사용된 기관 연료계의 주요 제원과 연료 화학적 물리적 성분은 Table 2와 Table 3에 나타내었다.

실린더 내의 압력 측정을 위해 제8번째 기통에 Piezoelectric 압력 변환기를 설치하였고 압력 변환기에서 감지된 압력 신호는 AVL사의 Indiscop 647장비를 사용하여 검출하였다.

기관으로부터 배출되는 매연은 배기 메인 폴드로부터 3.5m 떨어진 곳에서 Bosch식 매연 측정 장치를 이용하여 측정하였다. 흡입 공기량은 와류식 유량계를 사용하여 측정하였고,

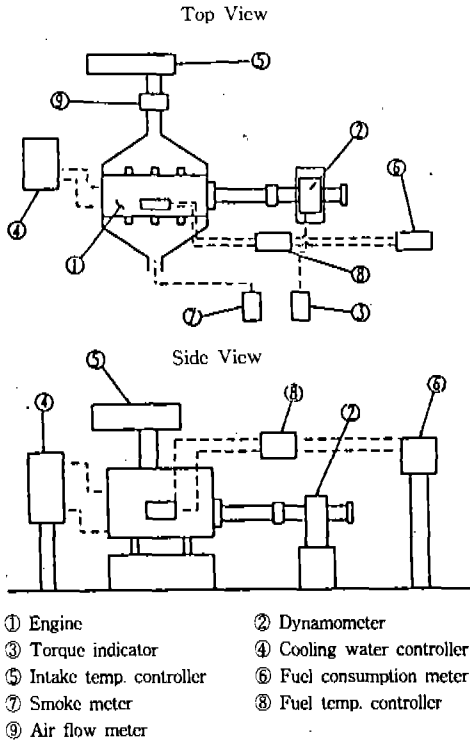


Fig.1 Schematic Diagram of Test Apparatus

Table 1 Specification of Test Engine

Item	Specification
Type	8-Cylinder, Water-Cooled, Direct-Injection, 4-Cycle
Displacement (cc)	16745
Bore * Stroke (mm)	137 * 142
Compression Ratio	17.7
Max. Power (ps)	330 at 2200rpm
Max. Torque (kg · m)	115 at 1400 rpm
Valve Timing	Intake Open : BTDC 15° Close : ABDC 45° Exhaust Open : BBDC 48, Close : ATDC 16°
Firing order	1-8-4-2-7-3-6-5
Combustion Chamber	Toroidal Type
Connect Rod length(mm)	234
Crank radius(mm)	71

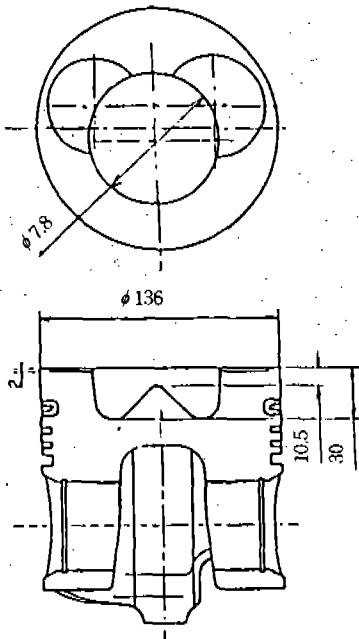


Fig.2 Diagram of Combustion Chamber

Table 2 Specification of Injection Pump, Nozzle and Pipe

Item	Specification	
Governor of injection pump	Type	RFD
	Rack position (mm/rpm)	9.5/500
		9.6/700
Timer of injection pump	Advance (deg/rpm)	10.4/1100
		0/500
		$0.5^{+0.5}/700$
Nozzle	Opening pressure (kgf/cm <sup>2</sup> )	180
	Hole(Dia. ×No.)	0.4 × 2.0. 42 × 2
Pipe(Dia. × Length · mm)		$\phi 2 \times 661$

Table 3 Composition and Properties of Diesel Fuel

Item	Value
Carbon content	86.76 Weight %
Nitrogen content	0.05 Weight %
Hydrogen content	13.05 Weight %
Sulfur content	0.14 Weight %
Ash	0.001 %
Gravity at 60°F	35.9 API
Viscosity at 37.8°C	3.14 CST
Higher Heat Value	32 cal/g
Lower Heat Value	10252 cal/g
Flash Point	47 °C
Pour Point	-19 °C

연료 소모량은 AVL사의 중량식 유량계를 설치하여 20초 동안 소모되는 양을 측정하였다. 연료 분사 시간 측정은 노즐의 니들 밸브 상부에 전자식 붐을 연결하여 유도 전류의 변화로 노즐 밸브 상승을 검출하였다.

### 2.2 실험 방법

본 연구에서 실험은 매연과 출력, 실린더 내의 압력에 영향을 주는 인자로 부하와 회전수를 선정하고, 회전수를 1000rpm, 1400rpm, 1800rpm, 2200rpm으로 일정하게 하고 부하를 25%, 50%, 75%, 100%로 변화시키면서 실험을 시행하였으며, 측정은 각 조건에서 실린더 내의 압력, 흡배기 가스 온도, 연료 소모량, 노즐 밸브 상승, 흡입 공기량, 냉각수 입구 및 출구 온도와 배기가스중 매연에 대해서 시행하였다.

부하와 회전수 변화 실험을 하는 동안 기관의 운전 상태를 일정하게 유지하기 위해 냉각수 출구 온도, 흡입 공기 온도, 연료 공급 온도, 흡기부압, 배기압, 분사시기를 각각 80±2°C, 25±2°C, 35±2°C, 450±20 mmAq, 130±5mmHg, BTDC 16.5°로 유지하였다.

### 3. 실험 및 실린더 내의 매연 조성 해석

2장에서 설명된 실험 조건에서의 실험 결과로부터 기관의 출력 및 매연 배출량 변화 규명

과 연소 압력 변화의 제 인자들의 거동 및 이들의 상관 관계 등을 분석하고 연소 압력 변화 인자와 매연과의 상관 관계 등을 분석하기 위하여 다음과 같은 방법으로 출력, 평균 유효 압력, 연소 기간, 실린더 내의 매연 조성 등을 구하였다.

#### 3.1 실험의 해석

출력은 동력계에서 측정된 출력력을 국내 표준조건인 KS R 0071에 의해 흡입공기온도 25°C, 건조 대기압 99 KPa로 환산하여 적용하였고, 공기 과잉률(λ)은 실험에서 측정된 공기-연료비, 이론적 공기-연료비를 나눈 값으로 정의하였다. 평균 유효 압력은 기관의 1사이클당의 압축, 폭발 및 팽창 과정에서 발생하는 일을 행정체적으로 나눈 값으로 정의하였다. 열역학 제1법칙과 이상 기체상태 방정식으로 부터 실린더 내의 압력과 비열비를 이용하여 연소온도와 열발생율을 구하고 이로부터 질량연소율을 구하였다. 즉, 질량 연소율은 열발생율을 이용하여 아래 식으로 부터 구하였다.<sup>9)</sup>

$$X_b(\theta) = \frac{\sum_b dQ}{\sum_a dQ} \quad (1)$$

착화 지연기간은 연료가 분사하기 시작하여 연소가 시작되는 점 즉, 열발생율이 급격히 증가하기 시작하는 크랭크각까지로 정의하고 초기 연소 기간은 연소 시작점에서부터 압력이 최대가 되는 점까지를 후기 연소 기간은 초기 연소 끝점에서부터 열발생율의 변동이 없는 점까지로 정의하였다.<sup>10)</sup>

#### 3.2 실린더 내의 매연 조성

매연의 배출은 매연의 생성과 산화의 결과이고 이 매연의 생성과 산화는 연소실내의 온도와 압력, 공기 연료비에 따라 영향을 받는다. Lee<sup>6)</sup>등과 Khan<sup>4)</sup>등의 연구 결과로부터 실제 기관 성능 실험에서 측정하기 힘든 생성과 산화의 총화로 된 불확정적 요소들인 실린더내에서 매연

생성 체적, 연료의 연소 및 미연소 질량 매연 입자 직경등을 하나의 실험상수인  $\alpha$ 로 간주하여 매연의 배출율(Emission Rate)을 Arrhenious 형태의 관계식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{dS}{d\theta} = \alpha \cdot p \cdot \lambda^{-3} \cdot \text{EXP}\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (2)$$

식 (2)를 사용하여 매연 배출물을 알기위한 활성화 에너지(E)는 Khan<sup>11)</sup>이 사용하였던 값 즉, E=40000 cal/g<sub>mol</sub>을 도입하였다.

위의 식 (2)를 적분하면

$$\int dS = \alpha \cdot \int [p \cdot \lambda^{-3} \cdot \text{EXP}\left(\frac{-E}{RT}\right)] d\theta \quad (3)$$

적분 구간은 매연의 생성과 산화반응이 연소 기간동안에 일어나기 때문에 연소시작부터 끝까지로 한다. 식 (3)의 오른쪽 항은 한 사이클 동안에 배출된 농도이다.

실험에서 측정된 매연 농도 단위는 상대치이므로 실린더 내의 매연 농도 조성을 예측하기 위해서는 절대 단위인 농도 단위로 환산하여야 한다. Roger<sup>10)</sup> 등에 의해 제시된 매연 단위 변환표로부터 농도단위와 밀도단위 모두 시작점은 0으로 일치한다고 가정하고 매연 단위 환산을 2차 최소 자승법으로 방정식화하면 다음과 같다.

$$Y = -0.0058081 X + 0.0123073 X^2 + 0.00185407 X^3 \quad (4)$$

이 변환 식을 이용하여 측정값을 절대치인 사이클당의 매연 배출농도로 환산하였다. 연소 과정동안은 연료와 공기가 일정한 비율로 산화한다고 하면 공기 과잉률은 실험에서 얻은 공기 과잉률로 연소기간동안에 항상 일정하다고 가정하였다.

상대 방정식과 실험으로부터 구한 연소기간 동안의 온도, 압력, 공기 과잉률, 단위 환산된

매연 값을 식 (3)에 대입하여 얻은 실험상수  $\alpha$ 를 구하고 실험상수를 식 (2)의 스모크 배출율식에 대입하면 매연 배출을 곡선을 얻을 수 있으며, 사이클 당의 매연 배출량도 얻을 수 있다.

#### 4. 실험 결과 및 고찰

본 단원에서는 기관의 운전 조건에 따른 성능과 배기 배출물 중 매연의 거동 특성을 실험적으로 규명하고, 실린더내의 매연조성을 예측하기 위한 실험상수 근거를 확보하기 위해서 기관 출력과 연료 소모량, 흡입 공기량, 매연등의 기관 성능 실험을 수행하였다.

##### 4.1 성능 및 매연 배출 특성

Fig.3에는 부하와 회전수를 변화시켰을 경우의 기관의 성능과 매연 변화를 도시한 것이다. 그림에서 보는데와 같이 부하가 증가할수록 출력과 매연, 연료 소모량은 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 부하가 증대되면 연료 분사량이 많아지며 연료 분사 시간도 길어져 분사 말기의 연료가 부분적으로 기화가 안되어 액체상태로 고온에서 노출되어 탄화현상이 발생하여 매연은 증가되고 또, 연료분사량 증대로 연소압력이 상승되어 출력증대를 야기시킨 것으로 생각되어진다. 회전수 증가에 따라 출력은 상승되나 매연은 감소하다가 다시 반향되어 증가되는 경향을 나타냄을 알 수 있다.

공기 과잉률은 부하와 회전수 증가에 따라 농후해 지며 고부하에서는 회전수 변화에 대한 공기 과잉률의 변화폭이 적어지는 경향을 보인다. 이는 자연 흡기식 디젤기관에서 흡입 공기량은 피스톤의 하강 운동에 의한 것이므로 부하변화에 대해 흡입 공기량변화는 거의 없으나 회전수 증가에 따라서는 흡입공기량이 증대되고, 부하와 회전수 증가에 따라 연료 소모량은 증대되기 때문임을 알 수 있다.

##### 4.2 연소 압력 사이클의 변화 특성

Fig.4은 1000rpm, 1400rpm, 1800rpm, 2200rpm에서 부하에 따른 실린더 내의 압력을 크랭크각에 대해 나타낸 것이다. 이들 그림을 살

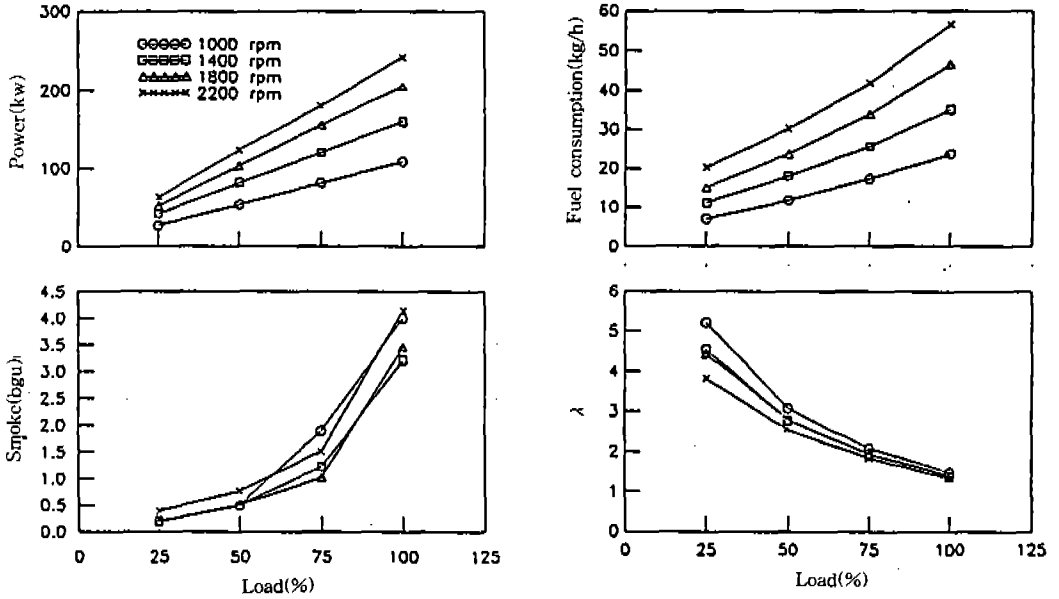


Fig.3 Engine Performance and Smoke Distribution for Engine Load and Speed

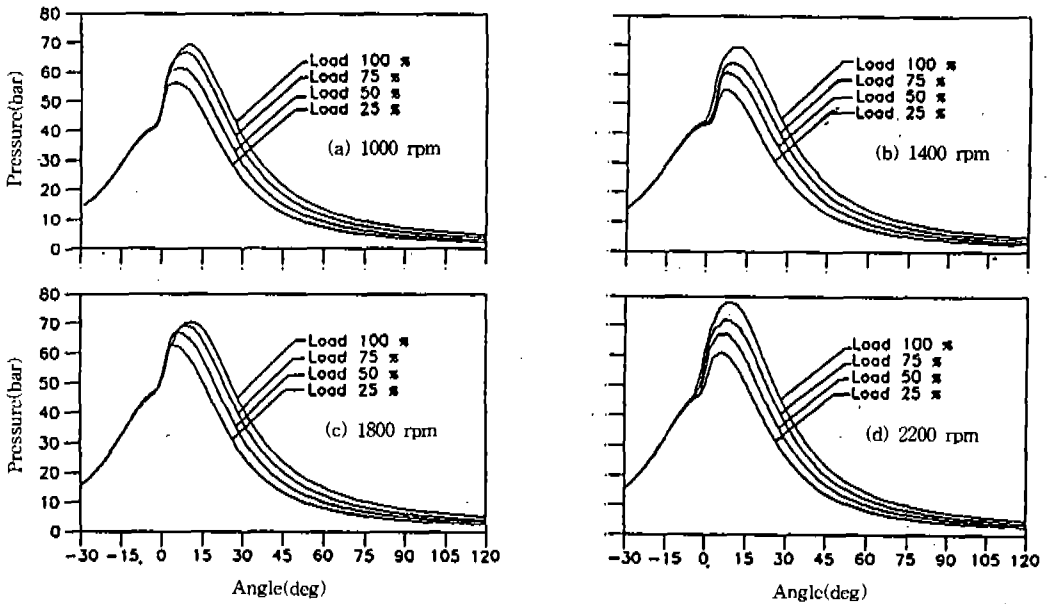


Fig.4 Cylinder Pressure Versus Crank Angle for Load and Speed

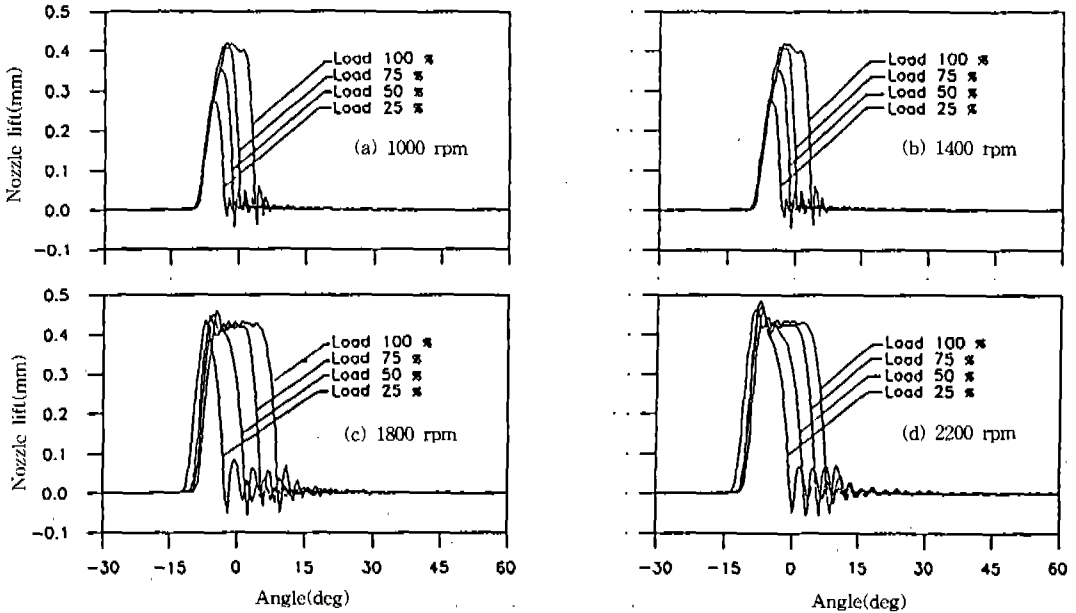


Fig.5 Nozzle Valve Lift Versus Crank Angle for Load and Speed

해보면 부하가 감소함에 따라 실린더의 최고 압력이 낮아지게 되고 사이클의 일이 감소됨과 실린더 최고압력을 나타내는 크랭크각은 상사점에서 멀어지고, 이 최고압력 변화가 팽창과정에도 영향을 미치고 있음을 알 수 있으며, 압축과정에서는 사이클마다 실린더 압력이 거의 동일함을 알 수 있다. 이로부터 기관의 사이클 변화는 주로 연소 과정의 변화에 기인된다는 것을 알 수 있다. Fig.5에서는 부하와 회전수 변화에 따른 연료 분사기간을 나타낼 수 있는 노즐 밸브 상승을 크랭크각에 대해 나타낸 것이다. 이 그림들에서 보는 바와 같이 부하가 증가함에 따라서는 연료 분사기간의 증대와 전체 연료 분사량은 증대됨을 알 수 있다. 이것은 회전수 증가와 부하증대를 위해서는 큰 출력을 요구하게 되므로 연료 소모량을 증대하여야 함을 알 수 있다.

Fig.6는 열발생율을 크랭크각에 대해 나타낸 것이다. 이들 그림을 살펴보면 부하가 증대됨에 따라 열발생율은 높아지게 되고 최대 열발생율을 나타내는 기간이 길어짐을 알 수 있다. 이는 Fig.5의 연료분사기간과 비교해보면 연료

분사기간이 길어져 최대 열발생율 기간이 길어짐을 알 수 있다. 부하가 증대됨에 따라 열발생율 기간도 증대되는데 이로부터 연소기간과 연소율이 낮게 진행됨도 알 수 있다.

Fig.7은 질량 연소율을 크랭크각에 대해 나타낸 것이다. 이 그림들로부터 연소율은 부하의 변화에 따라서 초기 연소 기간과 후기 연소 기간이 모두 달라지게 되나, 부하가 감소함에 따라서 초기 연소 기간이 특히 짧아짐을 알 수 있다. 즉 부하가 증대됨에 따라서 연소기간이 길어짐을 알 수 있다.

Fig.8은 열발생율이 50%, 90%인 크랭크각을 부하에 따라 나타낸 것이다. 그림을 살펴보면 연소율의 위상과 일치하는 경향을 보이고 있다. 즉, 부하가 증대함에 따라 열발생율이 90%인 크랭크각이 상사점에서 멀어져 연소기간이 길어짐을 알 수 있다.

Fig.9는 3장에서 정의된 연소 시작점과 착화 지연 기간, 초기 연소기간, 후기 연소기간을 부하와 회전속도 변화에 따라서 나타낸 것인데 그림을 살펴보면 부하의 변화에 따라서 연소 시작점과 착화 지연 기간은 무관함을 알 수 있

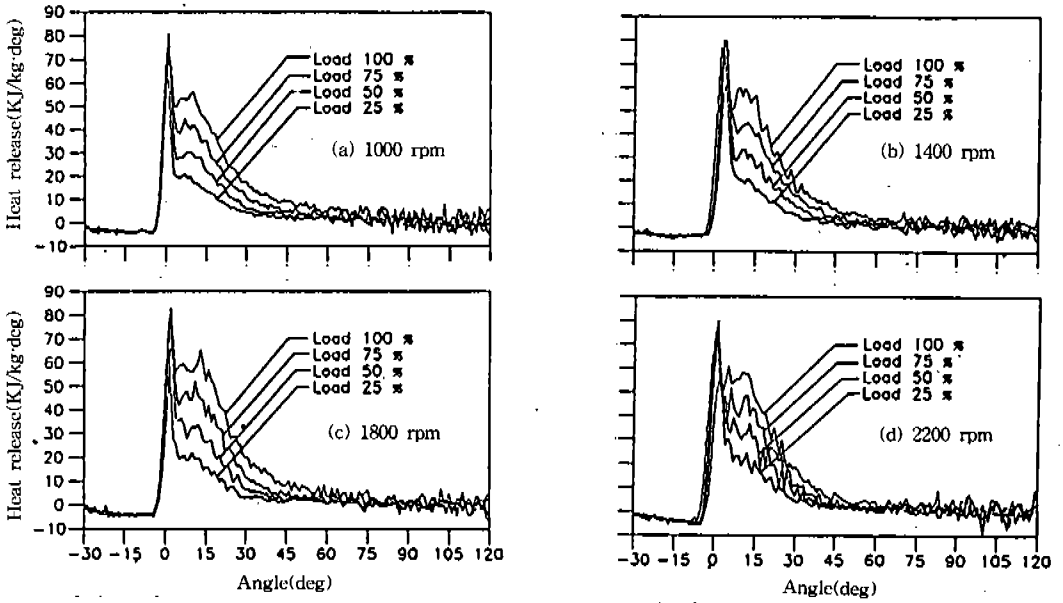


Fig.6 Heat Release Versus Crank Angle for Load and Speed

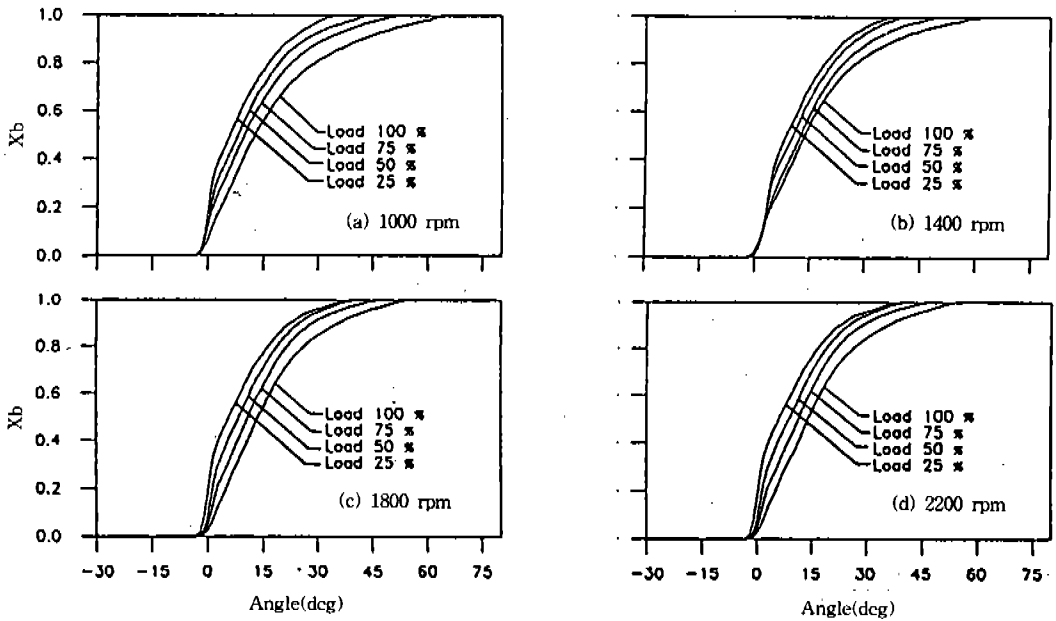


Fig.7 Mass Fraction Burned Versus Crank Angle for Load and Speed



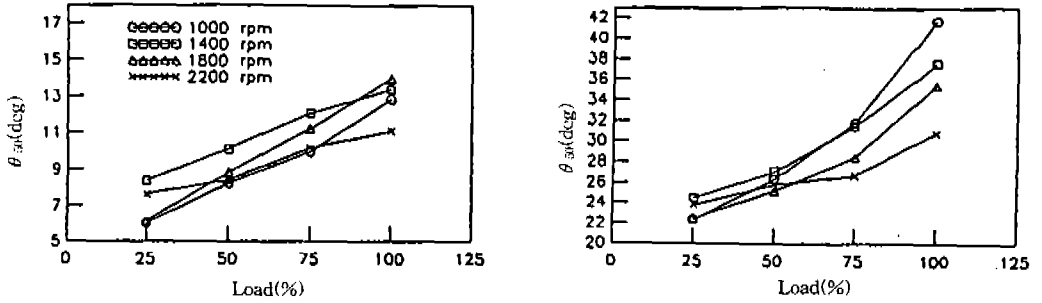


Fig.8 Crank Angle of Heat Release 50% and 90% Distribution for Speed and Load

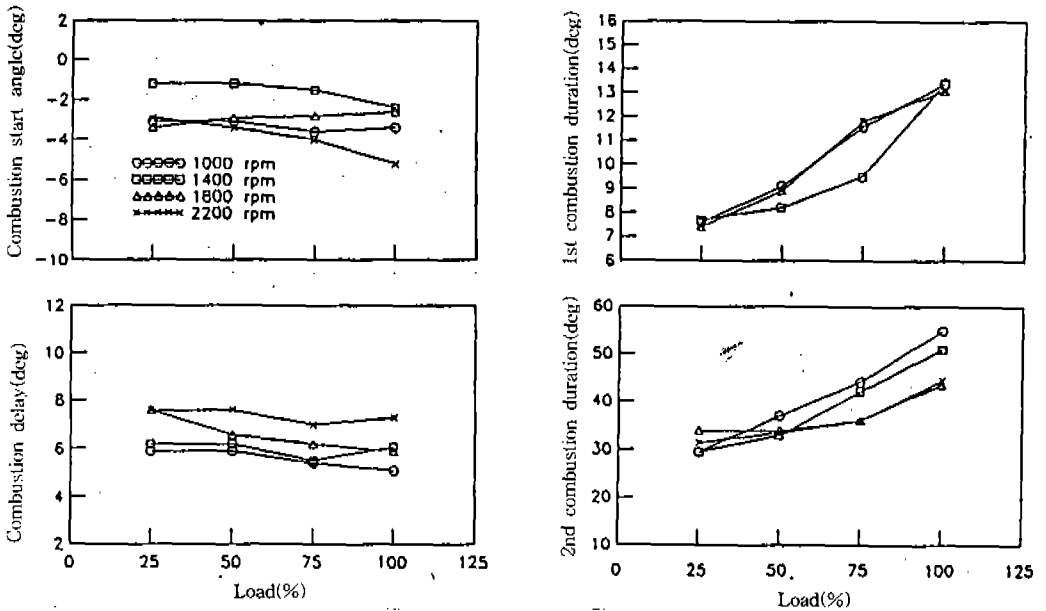


Fig.9 Combustion Start, Combustion Delay Angle, Frist and Second Combustion Duration for Engine Speed and Load

다, 즉 압축 착화 기관인 디젤 기관에서는 부하와 회전수에 관계없이 실린더 내의 연료 공기 혼합 기체가 착화할 수 있는 압력과 온도상태가 되면 연소가 시작됨을 알 수 있다. 또, 그림에서 알 수 있듯이 부하가 증가할수록 초기 연소기간과 후기 연소기간이 모두 길어짐을 알 수 있고, 이는 연소 사이클 변화는 대부분 연소 초기의 변화에 의해 일어나고 그 영향은 연소 후기까지 계속된다고 생각된다. Fig.7의 연소율의 위상과 연소기간과의 관계를 살펴보면 초기연소기간이 짧아지면 연소율이 빨라지고,

이것은 후기 연소기간에도 영향을 미침을 알 수 있다.

Fig.10는 부하에 따른 실린더 압력이 최대일 때의 크랭크각과 최고 실린더 압력, 평균 유효 압력, 연료 분사 기간을 나타내고 있는데 각 사이클에서 실린더 압력이 최대일 때의 크랭크각은 연소 사이클의 변화 해석에 있어 연소율의 위상과 관련된 중요한 인자의 하나이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 부하가 증대될수록 실린더 압력이 최대일 때의 크랭크각은 상사점에서 멀어지는 결과를 보이므로 Fig.7의

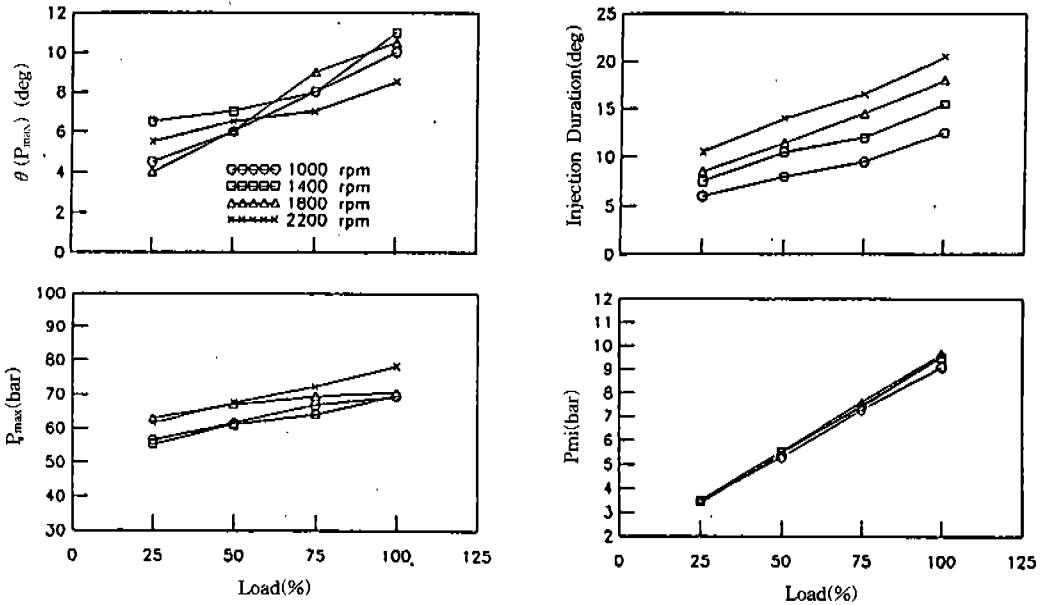


Fig.10 Maximum Pressure, its Location, Indicated Mean Effective Pressure and Fuel Injection Duration for Engine Speed and Load

연소를 위상과 일치하는 경향을 보이고 있다. 이것은 Fig.9의 부하의 증대에 따라 초기 연소 기간이 길어지는 결과를 유발한다. 동일 부하에서 기관 회전수 증가에 따라서는 최고 압력을 나타내는 크랭크각이 상사점에서 멀어지다가 다시 반향되는 경향을 나타내나, 중부하에서 이런 반향 현상은 적어지는데 이는 연료 분사 펌프의 Timer의 진각 특성에 의한 것으로 생각된다.

또, 그림을 살펴보면 부하가 증가할 수록 평균압력은 증가하고 회전수 변화에 대해서는 증가하다가 감소되는 경향을 나타낸다. 연료 분사 기간은 부하와 회전수 증가에 따라 증대됨을 알 수 있는데, 이는 기관에서 더 큰 출력을 발생하여야 함으로 연료 소모량 증가, 즉 연료 분사 기간의 증대를 초래한 것으로 생각되어진다.

4.3 매연 배출물과 압력 사이클과의 상관관계

본 단원에서는 매연 저감 대책 수립을 위한 기초 자료 제시를 위해 실린더 내의 매연농도 조성을 Arrhenius 형태의 실험식을 이용하여 예측하고 앞 단원의 압력 사이클 제인자들과의

상관관계를 규명하고자 한다.

Fig.11과 Fig.12에서는 기관 회전수가 1000 rpm, 1400rpm, 1800rpm, 2200rpm 인 경우에서 Arrhenius 실험식을 이용하여 얻은 부하에 따른 매연 배출율과 사이클당의 매연 배출량을 나타낸 것이다. 이들 그림을 살펴보면 부하가 증가함에 따라 매연 배출율과 사이클당의 매연 배출량이 증가하는 등 앞의 압력 분포와 유사한 경향을 보이고 있다. 이는 부하가 증가함에 따라 연료 분사 기간이 길어지게 됨으로서 매연이 생성되는 공기 연료 혼합가스가 농후해지는 영역이 증가되어 매연 배출량이 증가하게 되는 것으로 사료된다.

Fig.12의 크랭크 각에 대한 사이클당의 매연 배출량 분포와 Fig.4의 크랭크각에 대한 압력 선도와 비교하면 매연 배출의 발생 시작점이 최대압력을 나타내는 각 근방에 위치하고 있으며, 전반적인 매연 배출량 선도 형태가 Khan<sup>4)</sup> 등과 Hiroyasu<sup>5)</sup> 등의 결과와 유사함을 알 수 있었다.

이로부터 매연 배출이 후기연소에 발생된다는 것과 Khan<sup>4)</sup> 등과 Hiroyasu<sup>5)</sup>, Lee<sup>6)</sup> 등이 매연

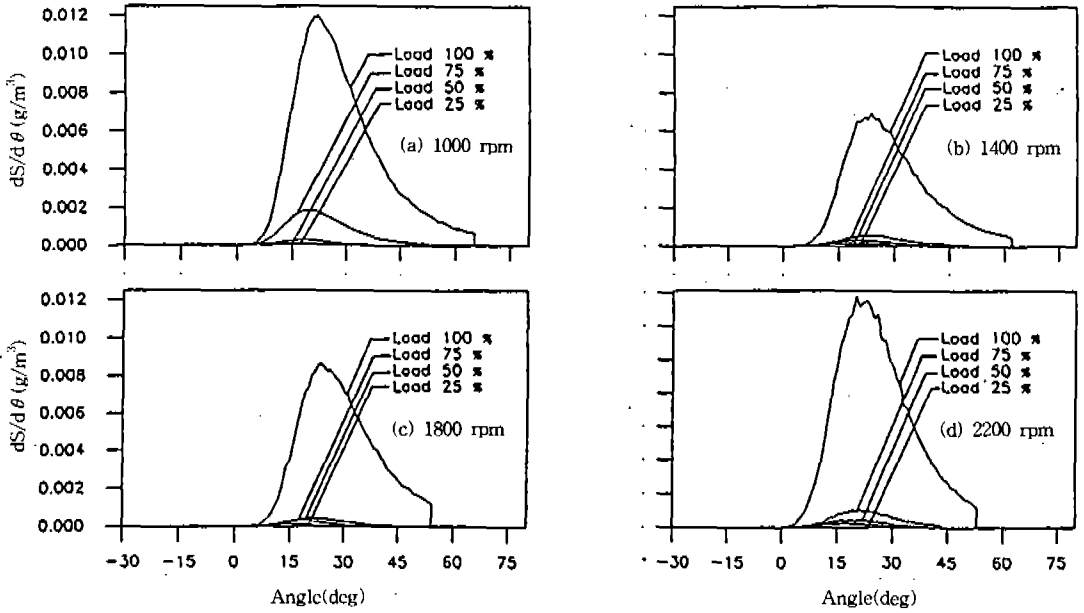


Fig.11 Rate of Smoke Emission Versus Crank Angle for Load and Speed

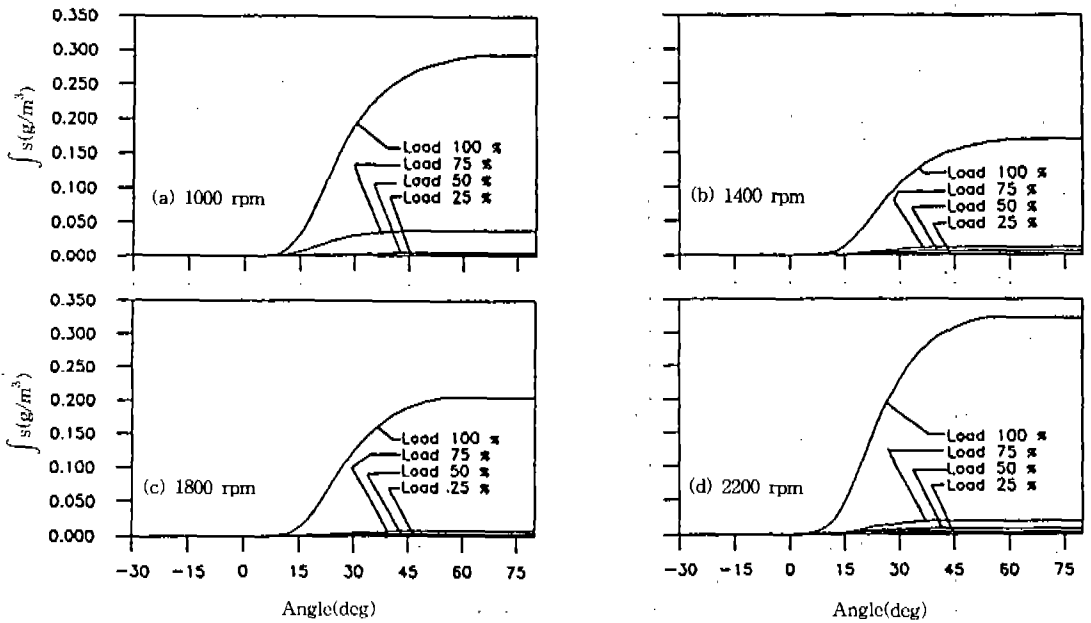


Fig.12 Cumulative Smoke Emission Versus Crank Angle for Load and Speed

조성을 예측하기 위해 사용하였던 불확정적 요소들인 매연 생성 체적, 연료의 연소 및 미연 소 질량, 매연 입자 직경등을 매연 조성에 대해 총화된 하나의 실험상수로 간주하여 실린더 내의 매연조성을 예측하여도 기존의 연구 결과와 유사한 결과를 얻을 수 있어, 실제 기관에서 얻을 수 있는 압력 선도와 공기과잉율, 온도 등을 이용하여 실린더 내의 매연 조성을 예측할 수 있음을 알 수 있었다.

본 연구에서 얻은 결과로부터 식 (2)의 매연 배출의 특정식을 정립하기 위해서는 기관 운전 조건에 따라 실험상수( $\alpha$ )를 수식화하여야 하므로 본 연구에서는 기관 회전수와 부하 변화에 대한 출력( $P_c$ )당 실험 상수( $\alpha$ )를 Logarithm 변환하고 다차원 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\log\left(\frac{\alpha}{P_c}\right) = 8.798 - 1.610 \log(N) - 1.848 \log(h), \text{ Load} \leq 75\% \quad (5)$$

$$\log\left(\frac{\alpha}{P_c}\right) = 0.993 - 1.118 \log(N) + 1.500 \log(h), \text{ Load} > 75\% \quad (6)$$

Fig.13에서는 부하와 회전수에 따른 출력당 실험 상수 관계를 나타내었다. 실험으로부터 얻은 상수 값과 실험 상수 관계식과의 오차는 5% 범위내에 있어 실험 상수 관계식을 사용할 수 있다. Fig.13로 부터 매연과 비례관계에 있는 실험 상수값은 부하와 회전수를 증대하면 감소하는 등 Fig.3의 공기과잉율 분포와 유사한 경향을 나타내고 있다. 이로부터 회전수와 부하로 대변될 수 있는 공기-연료 혼합 가스비를 희박하게 하면 매연 배출량이 적어진다는 Pettifer<sup>15)</sup>의 연구결과와 Bryzik<sup>16)</sup>등의 실험을 근거하여 공기-연료비, 회전수등에 따른 매연 배출량이 2차 함수 형태로 나타난다는 연구 결과와 유사함을 알 수 있다. 식 (5)와 (6)로 부터 실험 상수를 Power equation 형태로 나타내면 실험 상수는

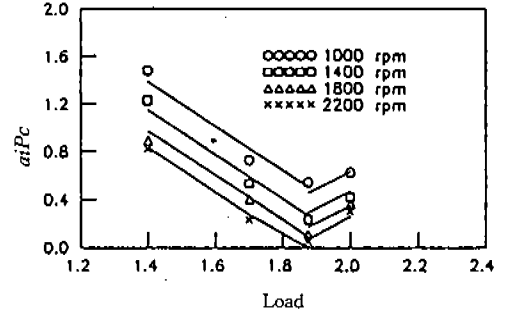


Fig.13 Relationship of Experimental Constant and Equations Distribution for Load and Speed

$$\alpha = 6.281 * 10^8 * P_c * N^{-1.610} * h^{-1.848}, \text{ Load} \leq 75\% \quad (7)$$

$$\alpha = 9.840 * P_c * N^{-1.118} * h^{1.500}, \text{ Load} > 75\% \quad (8)$$

로 표시된다.

식 (7)과 (8)은 회전수(N)와 부하변화(h)에 있어서의 실험상수 관계식이다. 위 식에서 구한 실험상수를 식 (2)와 (3)에 대입하면 매연 조성을 예측할 수 있는 특성식이 된다. 이와 같이 구한 특성식을 이용하여 디젤 기관에서 매연 조성을 예측하기 위해서는 연소실내의 압력, 공기, 공기과잉율 등을 먼저 설정하고 이 설정된 값을 매연 특성식에 대입하면 디젤기관의 매연 조성을 예측할 수 있다.

매연과 압력 사이클 제인자들과의 상관 관계를 고찰하기 위해서 Fig.10와 Fig.3의 부하와 회전수에 따른 연료분사시간과 배기관에서 측정된 매연과의 상관관계를 살펴보면 연료 분사 시간과 매연은 비례관계에 있어, 연료 분사 시간이 길어지면 매연이 많이 배출됨을 알 수 있고 Fig.7과 Fig.1으로부터 연료 분사시간이 길어지면 연소율이 낮고, 공기-연료 혼합 가스비가 농후해짐을 알 수 있다. 이로부터 기관 운전 조건에 관계없이 연소율을 빠르게 하고 공기-연료 혼합 가스비를 희박하게 하면 매연 배출량이 적어진다는 것을 알 수 있다. 이는 Ikeya<sup>12)</sup> 등에 의해 3가지 형태의 연소실 변경에 따라

연소 압력과 열발생율, 매연 등을 고찰한 결과로부터 열발생율, 즉 연소율이 빠르게 진행되는 연소실 형태순으로 매연이 적게 배출된다는 연구 결과를 뒷받침해주고 있다.

즉, 연소율과 공기-연료 혼합 가스비를 회박하게 하면 배기 밸브가 열리기 전까지 동안에 연소 가스내의 매연 입자가 실린더내의 잔류공기와 화합하여 연소되어 매연 배출이 저감될 것으로 생각되어진다.

## 5. 결 론

기관의 운전 조건으로 부하와 회전수를 선정하고 이 운전 조건 변화에 따른 출력 및 매연 배출 특성 파악과 연소 압력 사이클 관련 인자들의 거동 특성과 상관 관계를 분석하였다. 또, Arrhenius 형태의 실험식을 도입하여 실린더내의 매연 조성을 예측하고, 이에 따른 매연 배출 특성식을 정립함과 동시에 연소와 매연 배출특성의 상관관계를 해석한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 부하를 감소시킴에 따라 공기-연료 혼합 가스비가 회박하게 되어 출력과 매연 배출량이 감소됨을 알 수 있었다. 특히, 부하 감소는 연료 소모량을 현저히 감소시킴에 따라 큰 출력저하를 야기시키므로 연료소모량 감소에 의한 출력저하를 방지함과 동시에 매연 배출량을 감소시키기 위해서는 흡기 계통을 개선하여 충전효율을 향상시킴으로 공기-연료 혼합비를 회박하게 하여야 함을 추정할 수 있다.
- 2) 부하 증대는 실린더내의 최고 압력과 평균 압력, 연소 기간을 증대시킴으로 부하와 최고압력, 평균압력, 연소기간은 비례관계가 성립된다.
- 3) 연소 기간이 증대됨에 따라 실린더 최고압력을 나타내는 크랭크각이 상사점에서 멀어지고 연소율이 늦게 진행됨을 알 수 있어 실린더 압력이 최고일 때 크랭크각은 연소율의 빠르기를 나타내는 척도임과 연소의 압력 사이클 변화는 주로 초기 연소 과정에

서의 변화가 점점 증폭되어 나타나는 결과로 볼 수 있다.

- 4) 매연 배출은 연소 후기에서 발생되기 시작하며 연소율이 늦게 진행될 수록 매연 배출량이 많아지므로 매연 배출량감소를 위해서는 연소율이 빠르게 진행될 수 있도록 연소계통 설계 방향을 검토하여야 함을 추정할 수 있다.
- 5) 매연 조성을 예측할 수 있는 특성식을 정립함에 있어서 기관 연소시의 압력, 온도, 공기과잉율이 매연 배출의 지배인자임을 알 수 있었다.
- 6) 매연 조성을 예측하기 위해 기존의 연구결과들이 이용하였던 불확정인 요소들을 하나의 실험 상수로 간주하여 매연 조성을 예측하여도 유사한 결과를 얻을 수 있어 매연 조성 예측 특성식을 단순화 하였다.

## 참 고 문 헌

1. 김응서, 조진호, 박경식, 정재용, "배기 가스 저감을 위한 2000년도 디젤 차량 배출 가스 규제 기준 설정에 관한 연구.", 한국 자동차 공학회, 1994.
2. 국립 환경 연구소, "경유자동차 오염물질 저감 대책에 관한 연구", 과학기술처, 1986.
3. 김상환, "디젤 자동차의 배기 가스 저감 기술.", 한국 자동차 공학회, Vol. 15, pp. 19~31, 1993.
4. Khan, I. M., Greeves, G. and Wang, C. H. T., "Factors Affect Smoke and Gaseous Emissions from Direct Injection Engines and a Method of Calculation.", SAE 730169, 1973.
5. Hiroyasu, H. and Kadota, T., "Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines.", SAE 760129, 1976.
6. Lee, K. B., Thring, M. W. and Beer, J. M., "On the Rate of Combustion of Soot in a Laminar Soot Flame.", Combust.

- Flame, Vol. 6, pp. 137~145, 1962.
7. K. Yoshida, S. Makino, S. Sumiya and G. Muramatsu, "Simultaneous Reduction of NOx Particulate Emissions from Diesel Engine Exhaust.", SAE 892046, 1989.
  8. Park, K. S., Lee, Y. G., Han, B. H. and Yang, O. Y., "The Effect of Fuel Behavior on Combustion Characteristics of Spark Ignition Engines.", SAE 891299, 1989.
  9. Kyoung, S. P., "A Study on the Mixture Fluctuation for Multi-Cylinder Spark Ignition Engine on the Effect of Throttle Plate Angle.", SAE, pp. 336~339, 1990.
  10. Taylor, C. F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice.", M.I.T., vol.2, pp.89-95, 1985.
  11. D. L. Siebers and J. E. Dec, "2-D Soot Imaging in a Direct Injection Diesel Engine Using Laser-Induced Incandescence", COMODIA 90, pp.523-528, 1990.
  12. Ikeya, N., Saito, T., Daisho, Y. and Uchida, N., "Effects of Combustion Chamber Geometry on Diesel Combustion.", SAE 861186
  13. G. Greeves, I. M. Khan, C. H. T. Wang and I. Fenne, "Origins of Hydrocarbon Emissions from Diesel Engines.", SAE 770259, 1977.
  14. Roger, C. B., Wen, S. C. and Renald J. P., "Measurement and Evaluation of Diesel Smoke." SAE 730212, 1973.
  15. Pettifer, H. F., "Interaction of port design and Injection Rate for a D. I. Diesel.", SAE 820358, 1982.
  16. Bryzik, W. and Smith, L. O., "Relationships Between Exhaust Smoke Emissions and Operating Variables in Diesel Engines.", SAE 770718, 1977.