

<논 문> SAE NO. 943771

터보과급 디젤기관의 성능에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Performance of Turbocharged Diesel Engine

채 재 우,* 정 성 찬,** 백 중 현***
J. O. Chae, S.C.Chung, J. H. Baek,

ABSTRACT

Combustion of diesel engine depends on the mixing of air and evaporating fuel during ignition delay greatly. Variation of air-fuel mixing rate and ignition delay for engine operating condition causes difference of combustion, performance and exhaust emissions. This study is investigated in a turbocharged diesel engine of IDI swirl chamber type. In the results, As injection timing is advanced until 12.6° BTC, ignition delay decreases. NOx concentration and smoke level in exhaust gas increases for advanced injection timing. Ignition delay, combustion period, pressure rise rate and exhaust gas temperature are increased with increasing engine speed. And ignition delay at high load is more decreased than that at low load. Ignition delay and combustion period are decreased with increasing intake pressure. Power increases, temperature and CO, NOx concentration in exhaust gas decreases as intake pressure increases. With increasing load, ignition delay is decreased and combustion period, motoring pressure are increased.

1. 서 론

디젤기관은 가솔린기관에 비해 연소효율이 높고 내구성이 우수하며 고출력을 얻을 수 있는 장점이 있다. 이러한 장점으로 인한 트럭이나 버스등의 대형차량 및 선박기관등에 사용되어지고 있다. 한편, 디젤기관의 연소는 가솔린기관과는 달리 연료의 혼합과 증발에 의해 크게 좌우된다. 이 현상은 대부분 압축된 공기와 고압으로 분사된 연료와의 물리, 화학적 과정에서

비롯되며 연소가 일어나기 전까지의 기간에 이루어진다. 이 과정을 착화지연기간이라 하며 디젤기관의 연소특성을 대표한다. 연료분사조건, 분사시의 실린더내 가스압력 및 온도가 변함에 따라 연료의 혼합과 증발조건이 변하고 결과적으로 착화지연기간이 증감함으로써 연소현상 및 연소배출물은 제특성을 갖게된다. 최근에 엔진의 운전조건에 맞는 연료량 조절등의 방법으로 엔진제어 시스템의 자동화 경향이 증가하고 있다. 이는 환경문제 해결방안의 일환으로도 관심이

* 인하대학교 공과대학 기계공학과
** 인하대학교 공과대학 기계공학과 대학원
*** 대우중공업주식회사 중앙연구소

부각되고 있는 추세이며 디젤유의 성질 및 기관의 연소특성 및 엔진과 운전조건간의 조화등의 연구⁷⁾가 이루어지고 있다. 이에 관한 종래의 연구에서 A. Grandinson⁸⁾ 등은 간접분사식 터보디젤기관을 대상으로 엔진의 회전수변화에 따라 실험을 수행하였다. 엔진의 회전수가 증가됨에 따라 터어빈 입구온도 및 제동연료소비량은 증가하고, 스모크와 부우스트압력은 감소되다 다시 약간 증가하는 경향을 나타내었다. 또한, K. Nishida⁹⁾ 등은 간접분사식 소형 디젤기관의 주연소실 및 부연소실의 연소과정을 고속카메라를 이용하여 분석하였다. 이들은 두연소실을 연결하는 분기공의 단면적, 연료분사위치 및 시기, 피스톤헤드의 형상 등을 변화시키며 화염형성과 거동에 관한 연구를 수행한 결과 부연소실로 분사된 연료의 일부는 착화전에 주연소실로 유입되고 부연소실에서 주연소실로 고속의 화염이 분출할때 두갈래의 와류가 발생됨을 밝혔다. R.L. Anderson¹⁰⁾은 이온센서를 이용, 연소현상을 파악하여 이의 결과로부터 공연비, 점화시기등을 제어하였다. S. Miyata¹¹⁾는 가솔린 기관에서 점화플러그를 이용하여 이온전류 측정을 하였으며 플러그 캡으로부터 초기의 연소와 화염저항을 검출하였다. N. Collings¹²⁾ 등은 점화플러그 캡 근처에서 이온화된 연소가스의 전기 전도성으로인한 특정한 압력변동에 기초하여 노크를 검출하였으며 G.W. Schweimer¹³⁾는 디젤기관에서의 배기매니폴드를 지나는 배기가스중의 이온을 검출하였다. 이와같이 연소에 의한 가스의 이온화반응을 이용하여 연소현상을 파악하고 운전을 제어하는등의 시도가 이루어지고 있다. 이에 본 연구에서는 간접분사식 터보 디젤기관을 대상으로 연료분사시기, 엔진 회전수, 흡기압력, 토크 등의 운전조건외의 변화에 따른 착화지연기간, 연소기간 등의 연소특성을 이온센서로 규명하고, 또한 성능변화 및 매연배출정도 등에 미치는 영향을 규명한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치는 수냉식 4기통 터보과급 디젤엔진, 가압용 송풍기, 연료 및 공

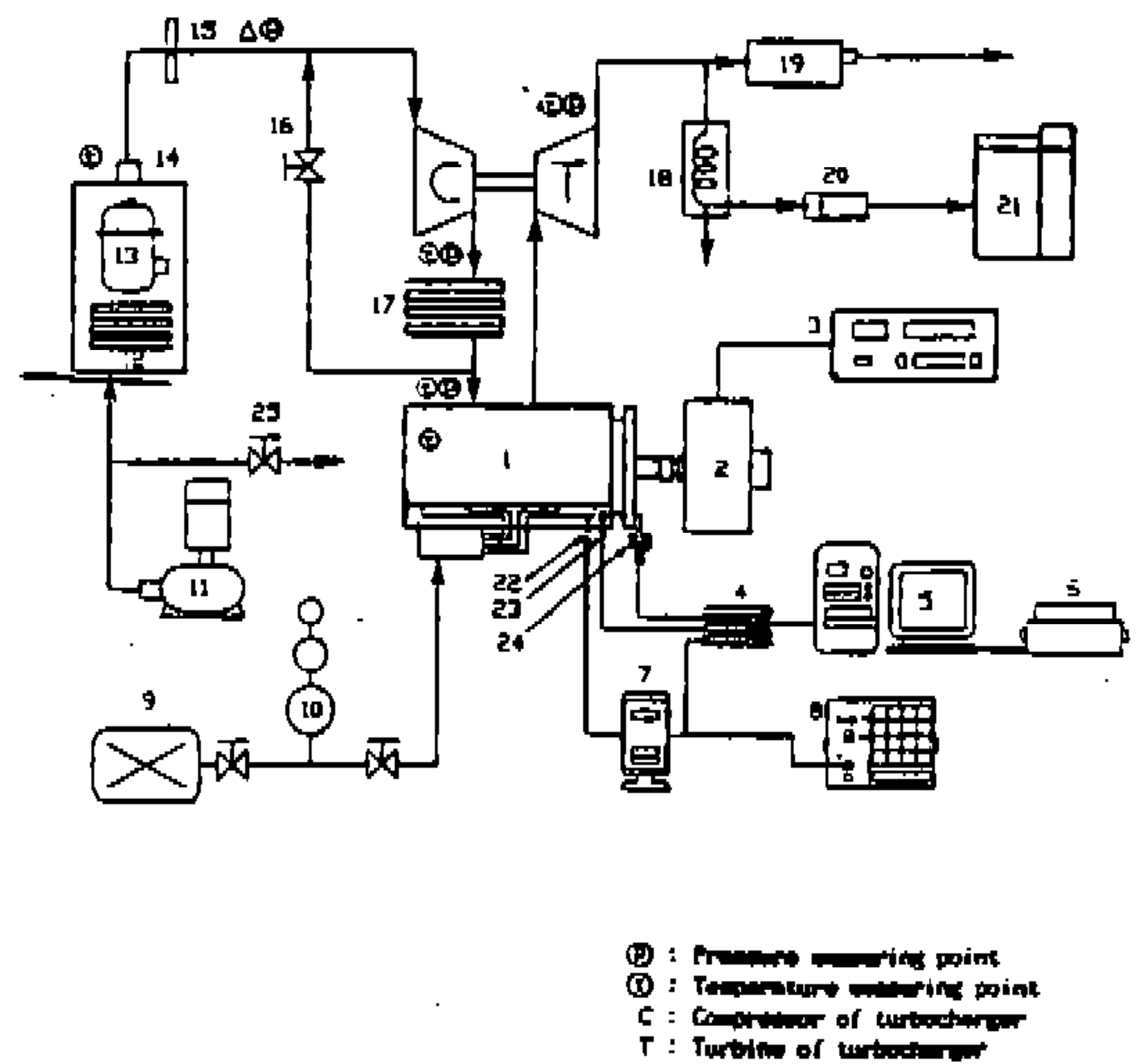
기유량계, 디지털 온도계, 배기가스 측정장치, 데이터 취득장치 및 컴퓨터 등으로 구성되어 있으며 실험장치의 개략도는 Fig.1과 같다.

2.1 엔진

실험용 엔진은 터보과급 디젤엔진(4D56 turbo-charged diesel engine)으로서의 그 주요 제원은 Table 1과 같다.

2.2 가압송풍기 및 감압밸브

엔진을 부분부하로 운전할 경우 엔진의 과급기만으로는 실험상 요구되는 충분한 흡기압력을 유지할 수 없으므로 과급기의 입구에 최대송풍량 5m³/min의 가압송풍기를 직렬로 연결하여 흡기압력을 상승시킬 수 있도록 하였다. 또한 감압밸브를 흡기 재순환라인에 설치, 과급기의 압축기에서 가압된 흡기가 감압밸브를 통하여 과급기의 압축기입구로 재순환되게 함으로써 흡기압력을 감소시킬 수 있도록 하였다.



1. Engine 2. Dynamometer 3. Dynamometer controller 4. A/D converter 5. Computer 6. Printer 7. Amplifier 8. Oscilloscope 9. Fuel tank 10. Fuel 10. Fuel consumption meter 11. Roots blower 12. Heat exchanger 13. Air cleaner 14. Surge tank 15. Orifice 16. Pressure decrease valve 17. Intercooler 18. Water trap 19. Muffler 20. Soot filter 21. Gas analyzer 22. Pressure transducer 23. Ionization sensor 24. Photo sensor 25. By-pass valve

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.3 열교환기 및 중간냉각기

가압송풍기를 가동하여 흡기압력을 1.3bar 이상 가압할때 송풍기로부터 유출되는 공기온도는 60℃ 이상으로 상승하게 된다. 이 상승된 공기의 온도를 냉각시키기 위해 내부로 물이 순환되는 열교환기를 장착하여 유입공기를 냉각되도록 하였고, 또한 과급기의 압축기에서 가압된 온도를 감온, 고정(35℃) 하기 위해 중간냉각기를 수조에 설치하고 수량을 조절함으로써 흡기온도를 제어하였다.

2.4 흡입공기량 및 기타 측정장치

엔진에 유입되는 공기량을 측정하기 위해 흡기라인에 오리피스를 사용하여 측정하였으며, 연료소비량 측정은 플라스틱으로 된 연료소비량 측정장치(fuel consumption meter, Tokyo Meter, Japan)를 사용하여 150cc의 연료가 소비되는 시간을 측정하였다. 엔진의 냉각수, 오일 및 흡배기온도를 K-Type 열전대를 이용하여 측정하였다.

2.5 배기 가스 농도 측정장치

배기중의 미연탄화수소(unburned hydrocarbon) 및 O₂, CO₂, CO는 가스 크로마토그래픽(gas

chromatography)를 사용하여 측정하였으며 질소산화물(oxides of nitrogen)의 분석은 화학발광법식 NO_x 분석기(Model 911, NO/NO_x analyzer, Teledyne, Analytical Instruments, U.S.A)를 사용하였다. 또한, 스모크의 측정에는 Bosch smoke meter(diesel smoke evaluator, type: ETD 020.50, BOSCH, Germany)를 사용하여 측정하였다.

2.6 실린더내 가스 압력 및 크랭크각도 측정장치

실린더내의 압력은 피에조 일렉트릭 압력센서(piezo electric pressure transducer, type 6061A, KISTLER)를 4번 실린더의 부연소실에 장착하여 압력을 측정하였으며 그 압력센서의 사양은 Table 2와 같다. 또한, Table 3에 실린더 압력데이터 취득시의 증폭기의 증폭조건을 나타내었으며, 크랭크각도 측정장치는 알루미늄판에 슬릿(Slit) 낸것과 광전도소자를 엔진지지대에 장착하였으며 엔진이 1 사이클을 완료할때, 2개의 상사점(TDC) 신호와 360개의 신호로 크랭크의 회전각을 측정하였다.

2.7 연료분사시기 조절 및 측정장치

연료분사시기를 조절하는 연료 인젝션 펌프의

Table 1 Specification of 4D56 turbocharged diesel engine

Fuel system		Fuel injection	
Fuel nozzle type		Pintle	
Engine type		In-line	
No. of cylinder		4	
Bore[mm]×Stroke[mm]		91.1×95.0	
Swept volume[cc]		2476	
Compression ratio		21.0	
Ignition order 1-3-4-2			
Combustion chamber		Swirl chamber	
Fuel injection pressure[kgf/cm ²]		120-130	
Valve system		OHC	
Valve timing	Intake valve	Open(deg : BTDC)	20.0
		Close(deg : ABDC)	48.0
	Exhaust valve	Open(deg : BBDC)	54.0
		Close(deg : ATDC)	22.0

Table 2 Specification of pressure transducer

Type 6061A SN 490097

Calibration range[bar]	0-250	0-25	0-2.5
Sensitivity [pC/bar]	-25.3	-25.5	-25.4
Linearity $\leq \pm \%$ FSO	0.3	0.1	0.1
Sensitivity at 100°C	-25.4		
200°C	-25.7		
300°C	-25.6		
400°C	-25.3		

Table 3 Charge amplifier conditions

TC(Available time constant)	Long
Transducer Sensitivity	25.3(pC/Mechanical Unit)
Scale	150(Mechanical unit/v)

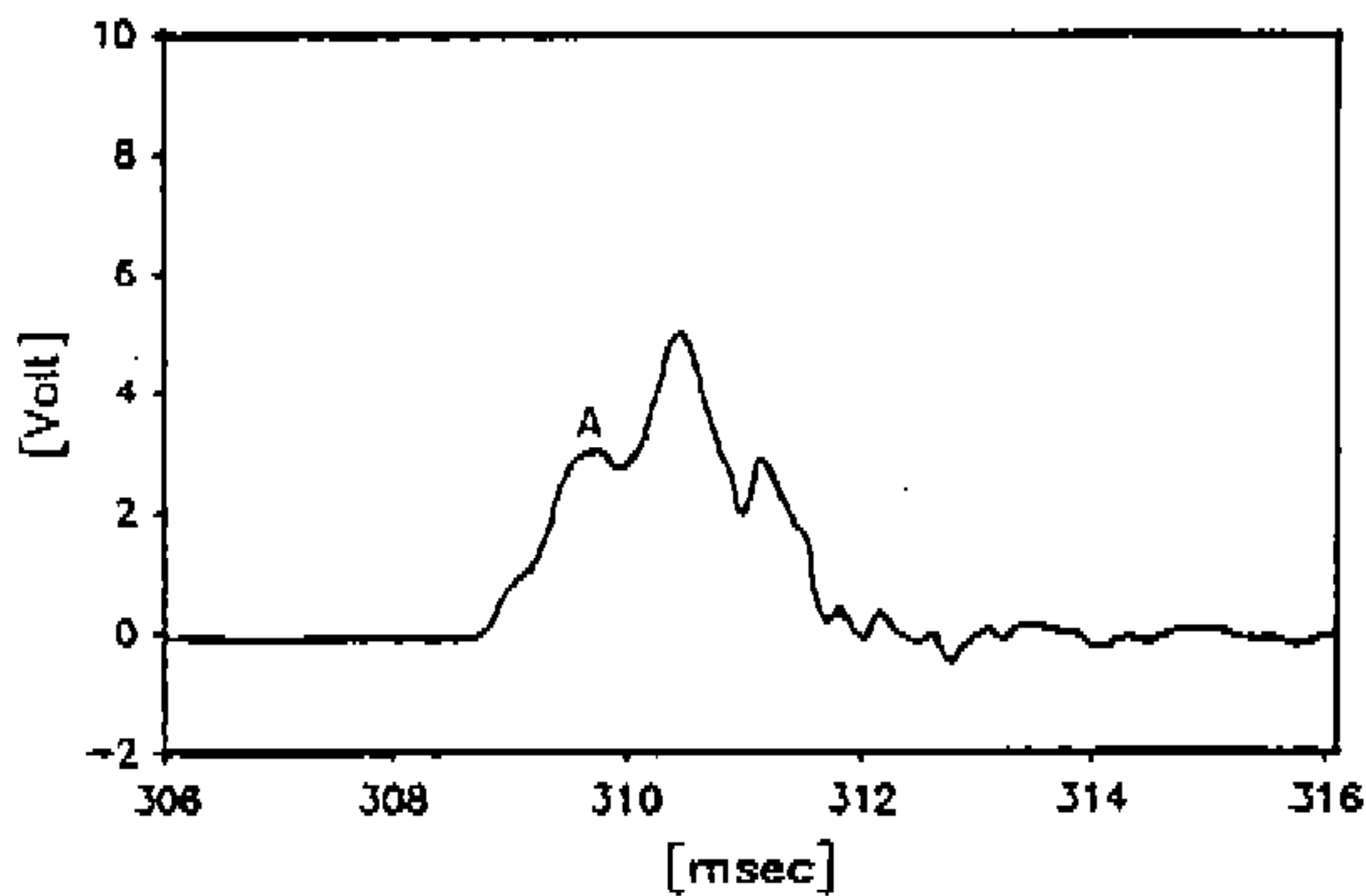


Fig.2 Variation of fuel-pipe pressure with volt unit versus time for engine operating condition

타이머 기구는 펌프실의 연료압에 의해 드라이브 샤프트에 연결된 타이머 피스톤을 작동시키는 구조로 되어있다. 타이머 피스톤의 스프링을 제거하고 서로 다른 길이의 파이프를 삽입하여 각각 일정한 분사시기를 갖도록 하였다. 연료의 분사시기를 측정하기 위하여 연료 인젝션 파이프내의 연료압력을 측정하였다. Fig2는 엔진 운전시의 연료 파이프내에서의 압력분포를 나타내며 점 A는 연료분사 시작점¹⁴⁾을 나타낸다.

2.8 착화점 및 연소기간 측정장치

연료의 착화시기와 연소시간을 측정하기 위해

이온센서를 제작하여 부연소실의 글로우 플러그 (glow plug)를 제거하고 이를 장착하였다. 이온센서는 절연튜브에 의해 주위와 절연상태로 부연소실에 장착된다. 이온센서의 선단은 부연소실에 돌출되며 엔진본체를 접지로 하고 전원으로로부터의 직류전압이 이온센서로 흐르도록 연결된다. 엔진 정지시 실린더내의 가스는 큰 저항원 역할을 하여 전류는 회로상으로 흐르며 전압은 일정하게 유지된다.¹⁰⁾ 엔진 운전시에는 연료-공기의 혼합기 또는 유증기가 점화될때 이온들이 열적, 광학적 및 화학적 이온화 반응에 의해 전기전도성을 띠게 된다. 이때 미소전류가 이온화된 가스에 의해 이온센서의 선단으로부터 연소실 벽으로 흐르게 된다. Fig3은 이온센서의 개략도이며 Fig4는 엔진과 이온센서와의 회로도이다. 이온센서로부터의 취득된 신호는 Fig5와 같으며 이로부터 착화점 B와 연소종료점 C를 알 수 있다. 여기서 착화지연시간은 Fig2의 A점과 Fig5의 B점 사이를 측정하여 착화지연을 측정하였고, 연소시간은 Fig5의 B점과 C점 사이를 측정하였다.

2.9 자료취득장치

자료취득장치로 A/D 변환기(A/D converter board, DT2821-G-16-SE, Data Translation Co.)를 사용하였으며 자료취득 소프트웨어로는 범용

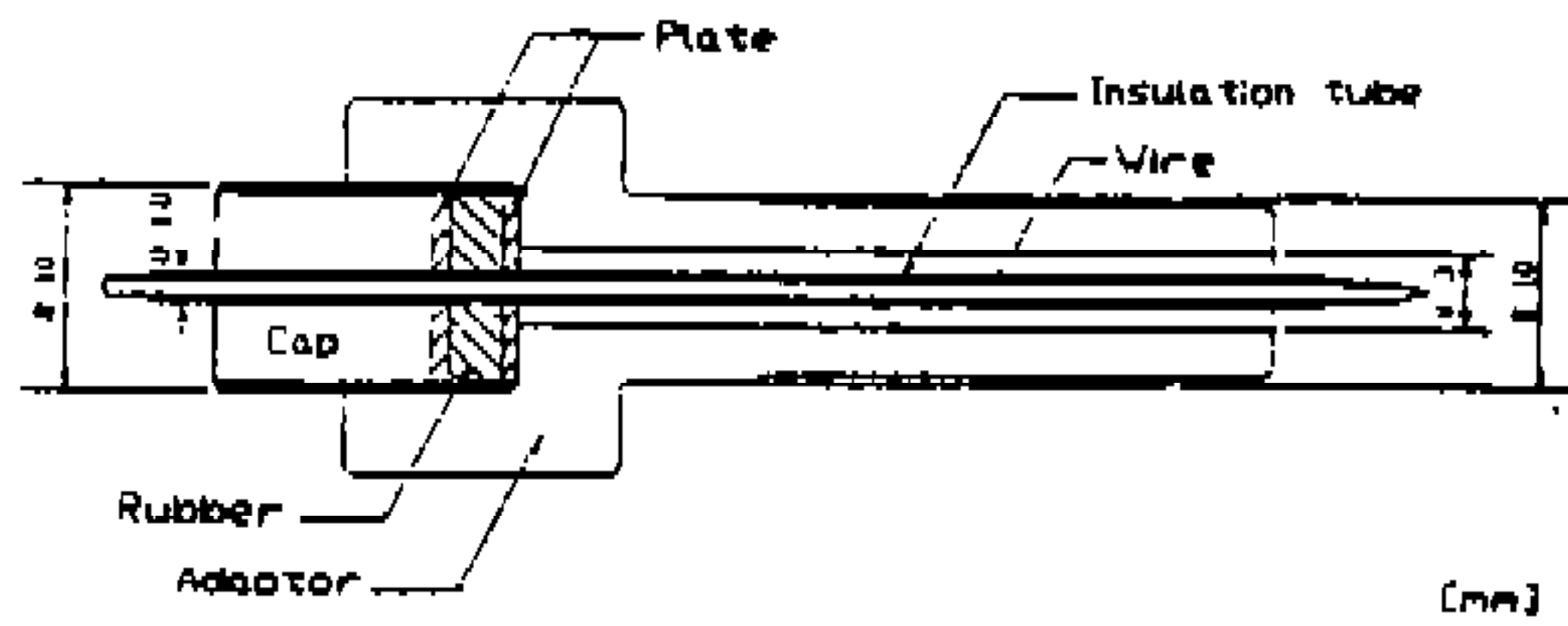


Fig.3 Schematic diagram of ionization sensor

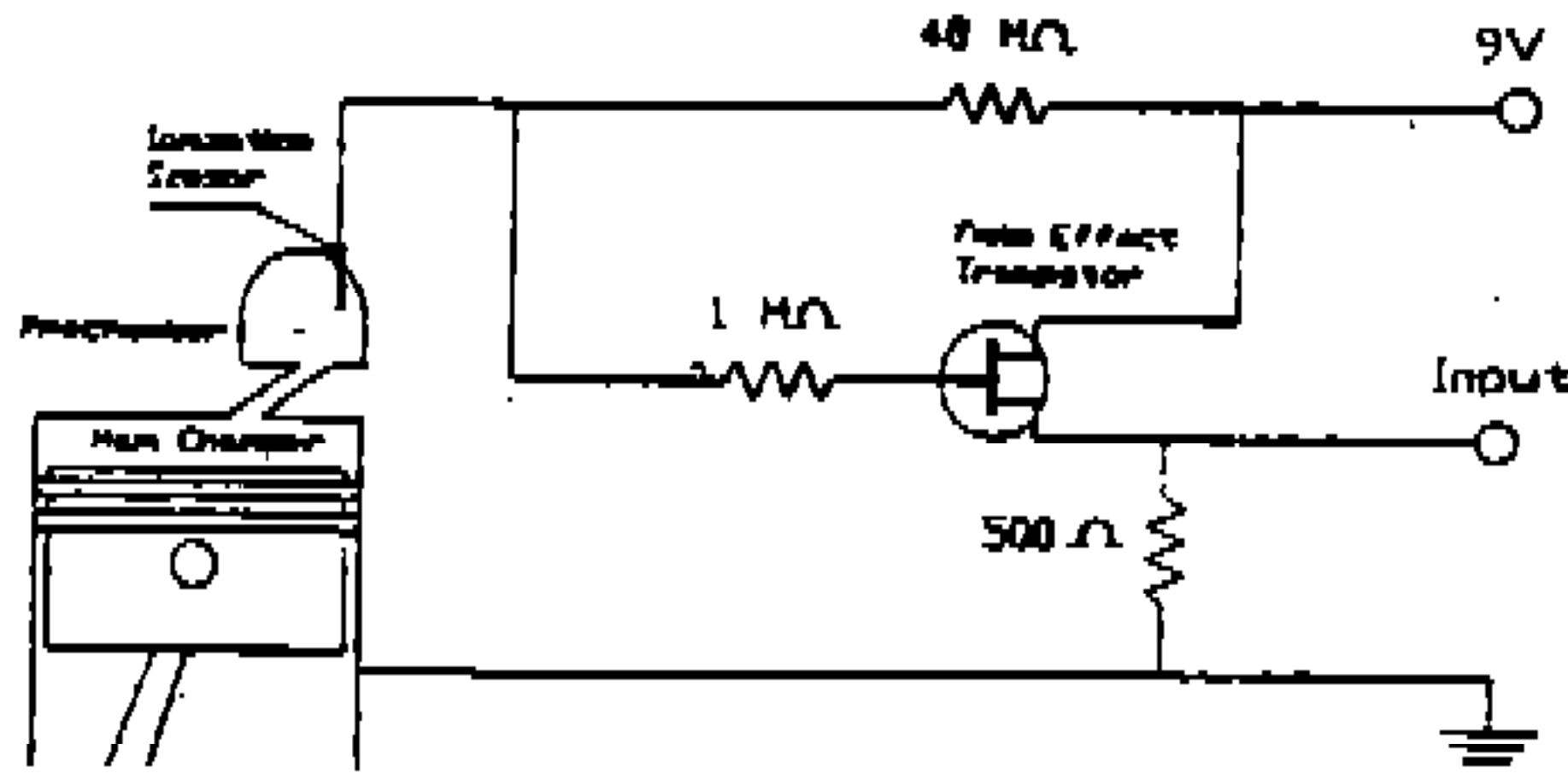


Fig.4 Circuit of ionization sensor and engine

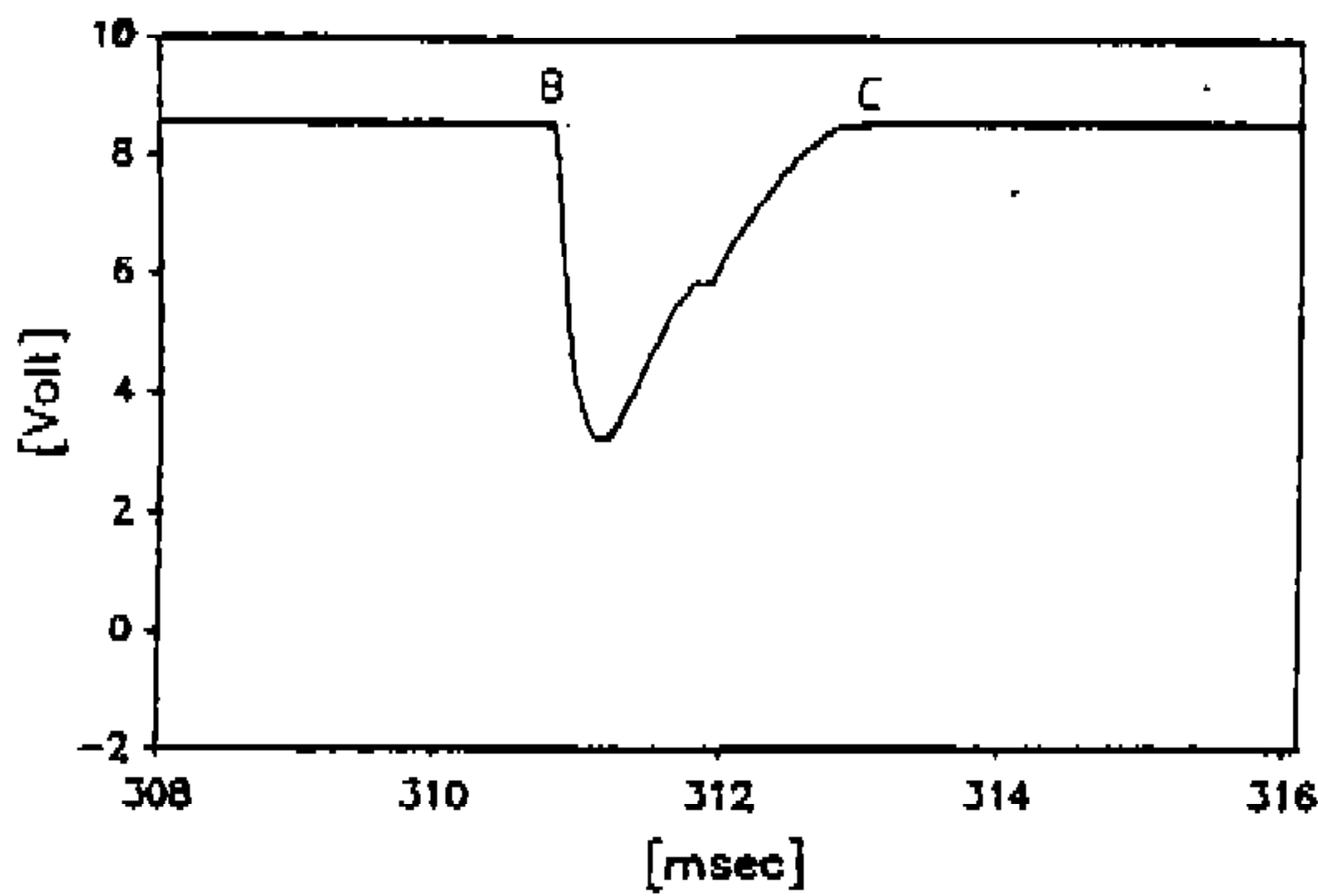


Fig.5 Signal from ionization sensor

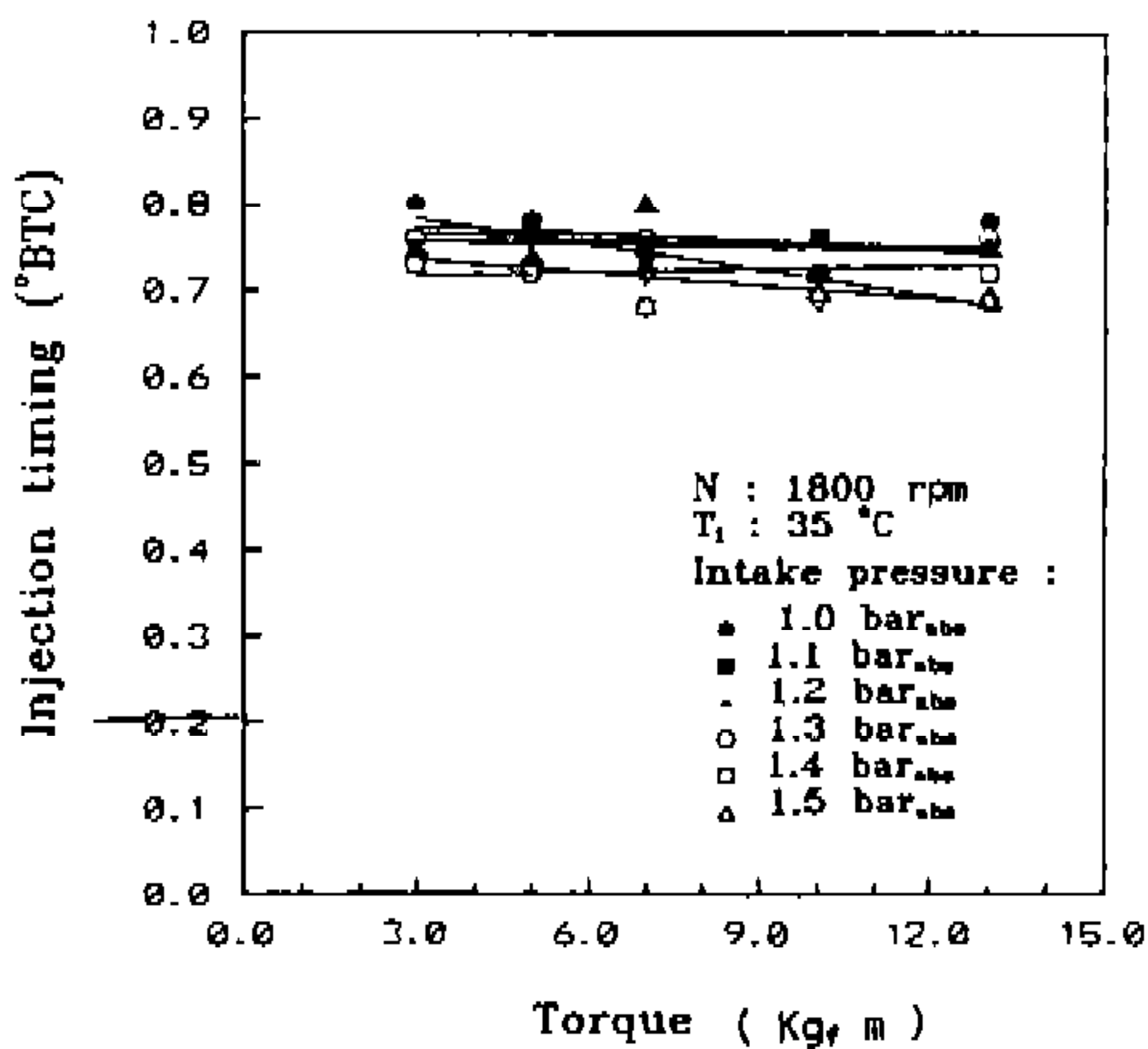


Fig.6 Effect of torque and intake pressure on injection timing

프로그램인 글로벌랩(GLOBAL LAB data acquisition package, (주) 삼흥시스템)을 사용하였다. 실린더압력, 크랭크각도, 연료분사시기 및 착화점 취득을 위한 각각의 채널(channel)과 54kHz의 데이터 샘플링 주파수(data sampling frequency)를 설정하였다. 압력센서로부터 얻어진 실린더 압력 및 연료분사시기의 신호는 증폭기(charge amplifier, type 5011, KISTLER)에서 증폭되고 A/D converter를 지나 컴퓨터에 입력된다. 광전도소자 및 이온센서로부터의 신호는 직접 A/D converter를 거쳐 컴퓨터에 입력된다. 이들 신호는 동시에 취득, 입력되고 고유 파일명을 가진다. 또한 PADCON이라 명명한 프로그램을 제작하여 입력된 자료로부터 P-θ 선도를 처리할 수 있도록 하였다.

2.10 실험방법

실험에 앞서 상사점 설정, 상사점 마크와 상사점 신호와의 일치여부, 모터링시의 압력측정 등의 일련의 작업을 비롯하여 운전 정상상태를 기초로 취득된 각 데이터의 처리 등 계측장비들의 이상유무를 확인하였다. 또한, 실린더내의 압력은 약 100 사이클의 압력데이터를 취득하여 그 평균값을 취했다. 디젤기관은 착화에 유리한 장소로부터 착화점이 형성되어 연소실 전반에 걸쳐 연소가 이루어진다. 매 사이클에서 착화점에 연소실의 여러부분에서 형성되므로 연료분사점과 착화점간의 시간차가 밀집된 이온센서로부터의 신호를 100사이클을 취득하여 그 평균값으로 착화지연기간을 구하였다. 연료분사시기, 엔진회전수, 흡기압력, 토오크(Torque)를 실험변수로 하고 각 운전조건중 하나를 변화시킬때 다른 3개의 조건을 일정하게 고정하였으며 전 범위의 운전 조건에서 흡기온도는 35°C로 유지하였다. Table 4에 실험조건을 나타낸다. Fig.6은 엔진회전수 1800rpm에서의 흡기압력과 토오크에 따른 분사시기의 변화를 측정된 결과 연료분사시기가 대략 0.75°BTC로 일정하게 유지되었으며 이로부터 각 운전조건을 독립적으로 변환시킬 수 있음을 확인하였다.

Table 4 Experimental conditions

Engine Speed[rev/min]	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000 2100, 2200, 2300, 2400, 2500, 2600
Intake Pressure[bar _{abs}]	1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5
Torque[kgf · m]	3, 5, 7, 10, 11, 5, 13
Injection timing[°BTC]	0.75, 3.10, 6.36, 8.35, 11.4, 12.6

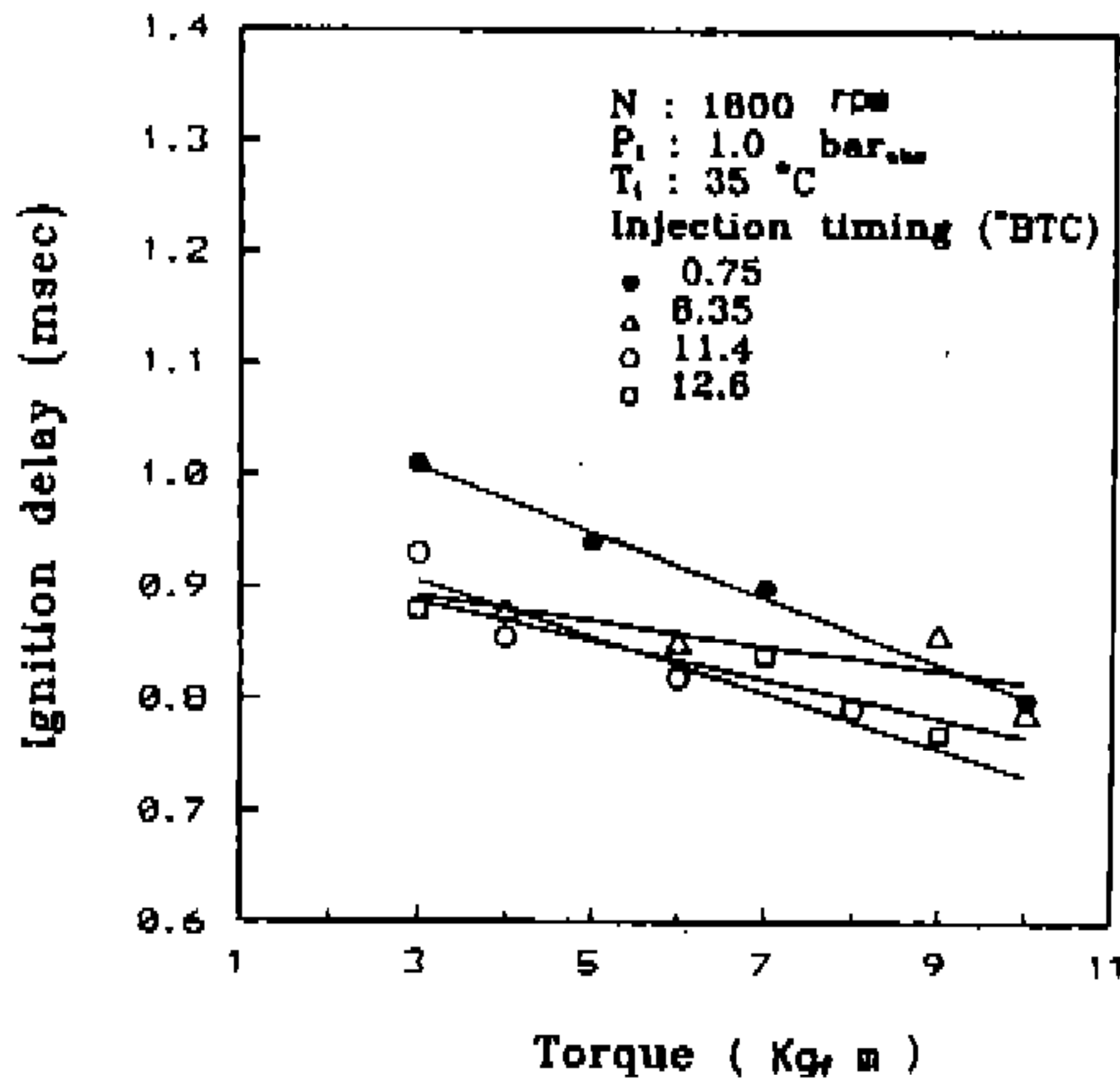


Fig.7 Effect of injection timing and torque on ignition delay

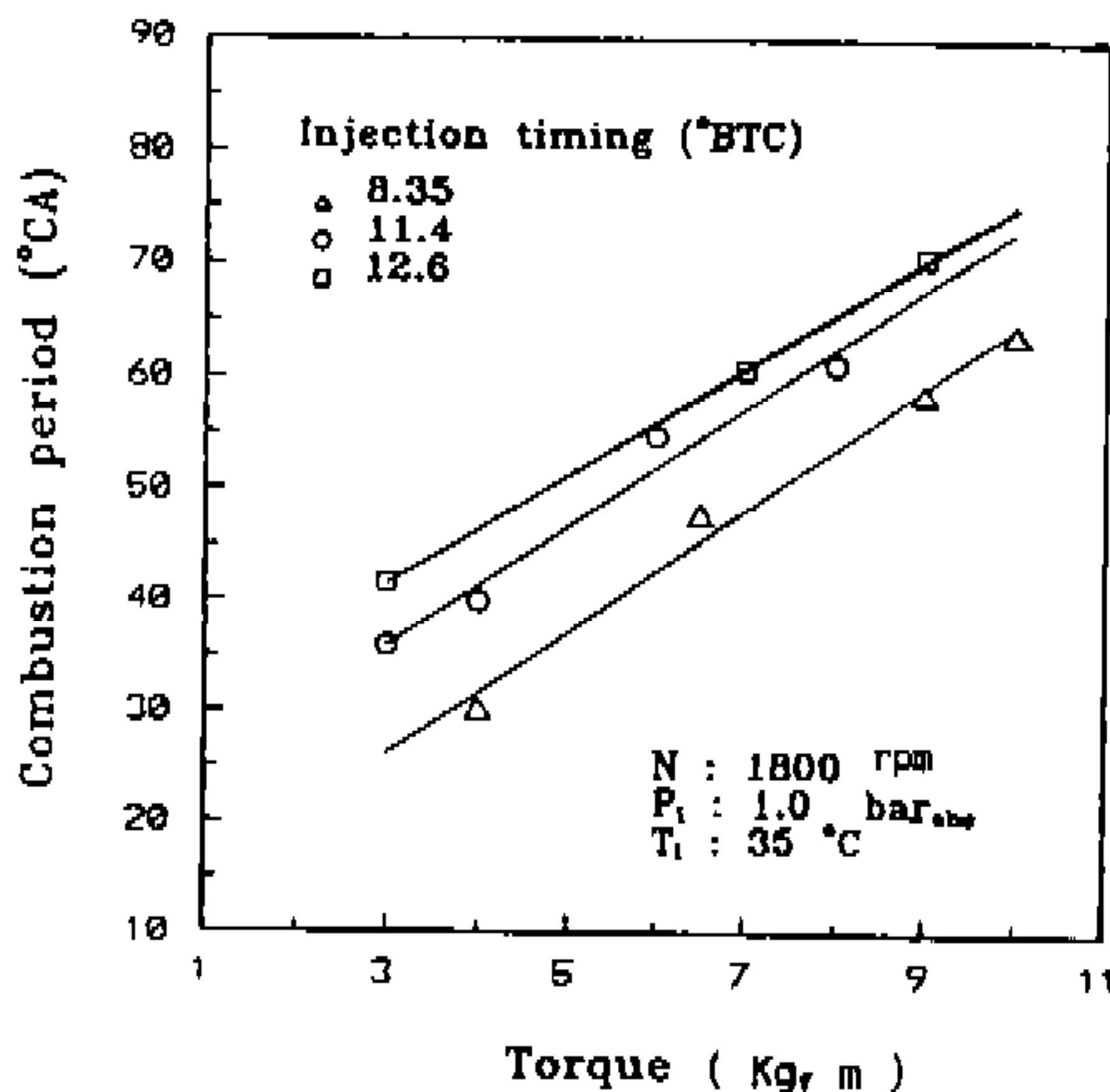


Fig.8 Effect of injection timing and torque on combustion period

3. 실험결과

3.1 연료분사시기 변화에 따른 연소특성

Fig.7은 회전수 1800rpm, 흡기압 1.0bar일때 분

사시기와 토오크 변화에 따른 착화지연기간을 나타낸것이다. Fig.7에서 나타낸바와 같이 전체적으로 어느 연료분사시기에서나 토오크증가에 따라 착화지연기간이 감소됨을 보여주고 있다. 0.75°BTC에서 8.35, 11.4°BTC로 연료분사시기를 진각시켰을때 착화지연기간은 차례로 감소되는 경향을 나타내고 있으나 12.6°BTC의 경우는 오히려 지연기간이 증가하는 경향을 나타내었다. 조기분사에 있어서 와류실로 분사된 연료는 분사시기가 지연된 경우보다 더욱더 양호한 혼합기를 형성한다. 이는 피스톤의 압축행정말기에 주연소실의 공기가 분기공을 지나 와류실의 벽면을 따라 선회운동을 하는 특성상 분사시기가 진각된 경우는 양호한 연료-공기 혼합율을 보이기 때문이다. 따라서 착화가능성이 증가하여 착화지연기간은 감소한다. 본 실험에서 연료분사시기를 12.6°BTC보다 진각시킬 경우에는 주연소실의 공기압축으로 인한 와류실로의 공기유입이 활발하지 못하고 연료와 공기와의 혼합정도가 감소하여 착화지연기간이 증가한다. Fig.8는 연료분사시기에 따른 연소기간을 나타낸 것으로 분사시기를 진각시킬 경우 착화지연기간이 감소하므로 연소기간은 길어진다. 이는 동일 엔진회전수에서 착화지연기간과 연소기간은 반비례 관계를 가지기 때문이다. 각 연료분사시기에서의 압력 선도는 Fig.9과 같다. 그림과 같이 연료분사시기를 8.35°BTC에서 12.6°BTC로 진각시킴에 따라 연소최고압력은 55.7bar에서 66.8bar로 차례로 증가하였으며 상사점 부근에서 연소가 이루어짐을 알 수 있다. 21.0°BTC에서 연료를 분사한 경우에는 노킹이 발생하였다.

엔진회전수 1800rpm, 토오크 5.0kgf · m, 흡기압력 1.0bar, 흡기온도 35°를 유지한 상태에서

조기분사에 따른 배기가스 조성의 농도 변화는 Fig. 10과 같다. 배기가스 분석시에는 노킹이 발생하는 연료분사시기는 제외하였고 대신 3.1, 6.36°BTC에서의 연료분사시기를 추가로 설정하였다. 배기가스 온도는 연료분사시기를 진각할수록 감소하였으며 NO_x 농도와 스모크 배출은 증가하였다. HC는 연료분사시기 10.0°BTC 부근에서 최소값을, CO의 경우 6.36°BTC에서 최소값을 보였다. CO₂, O₂는 분사시기에 상관없이 일정한 농도를 유지하였는데 이는 흡입공기량과 연료분사량이 일정하게 공급되었기 때문이다. 연료분사시기를 진각할 경우 공기와 연료와의 혼합율이 증가하고 더욱 강도 높은 예혼합 연소를 유발하여 NO_x의 농도가 증가한 것으로 사료된다.

또한 엔진회전수가 일정하므로 일정한 크랭크 각도내에서 연료가 분사되는 특성, 즉 연료분사가 종료될 때의 피스톤의 위치는 분사시기를 진각할수록 상사점에 근접하게 된다. 이는 착화전까지의 와류실로부터 주연소실로의 연료분출량의 감소를 의미하며 대부분의 연료는 와류실에서 연소되고 주연소실에서의 미연연료는 공기의 이용가능성이 희박해져 불완전 연소를 일으키게 된다. 이로 인해 배기가스의 온도가 감소하며 스모크를 증가시키는 것으로 사료된다. 또한 주연소실로 분출되는 화염이 피스톤헤드에 충돌하여 갑자기 냉각되는 과정에서도 스모크가 생성되는 것으로 생각된다.

3.2 엔진회전수변화에 따른 연소특성

Fig.11에서 나타낸바와 같이 흡기압력 1.2bar, 흡기온도 35°C로 유지시킬때 엔진회전수가 증가할수록 착화지연기간은 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 엔진회전수 증가에 따른 와류실에서의 난류(turbulence) 강도가 증가하여 연료와 공기와의 혼합이 잘 이루어지며 압축행정에서의 압축누설과 열발산이 감소하였기 때문이다. 또한 Fig.12에 P-θ 선도를 나타낸바와 같이 엔진회전수가 증가됨에 따라 모터링최고압력은 각각 58.0 bar로부터 62.6bar까지 차례로 증가하였다. Fig.13은 토크 5.0kgf·m에서의 엔진회전수 증가에 따른 연소기간, 배기가스온도, 공기과잉율을 나

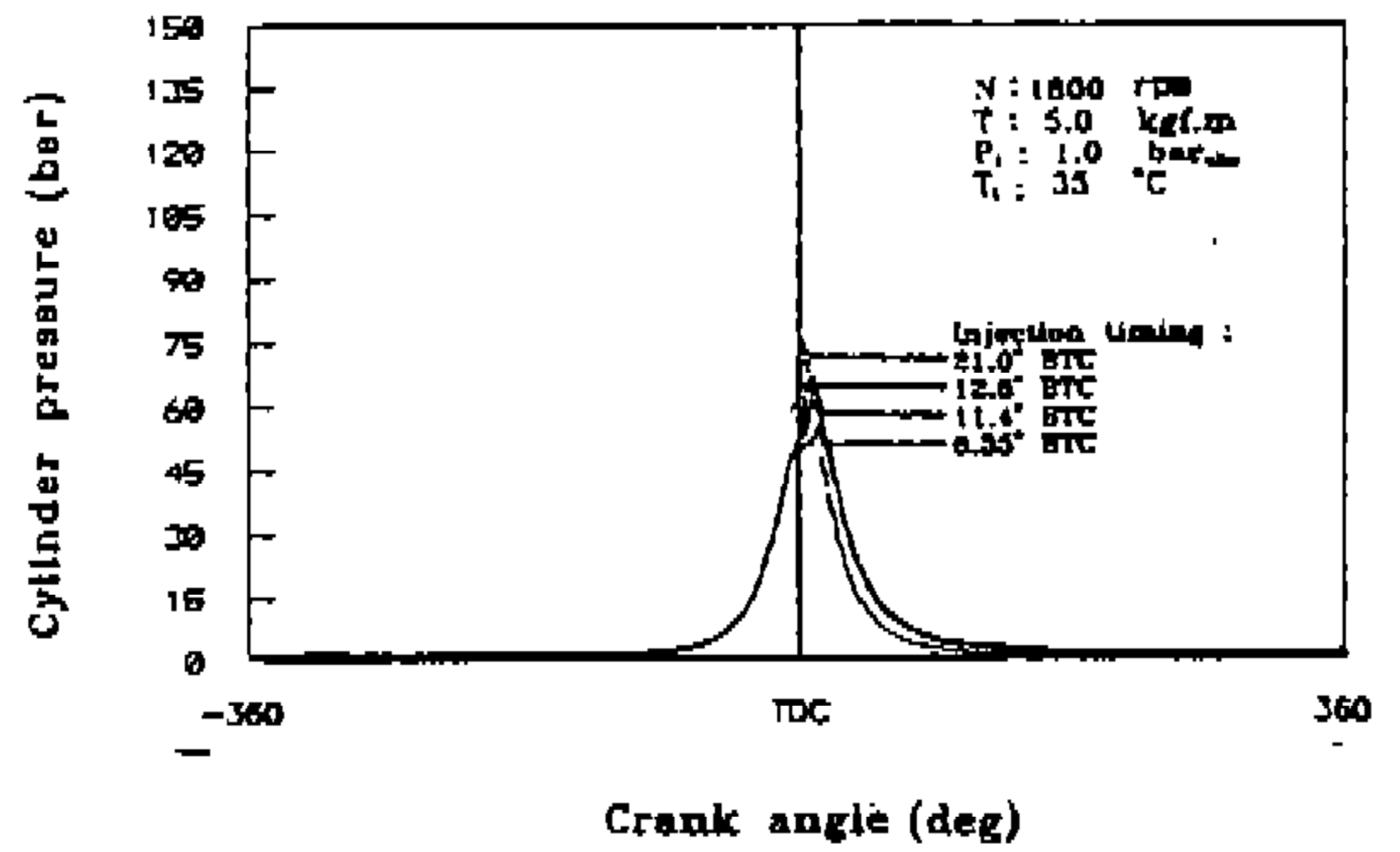


Fig.9 Cylinder pressure versus crank angle for advanced injection timing

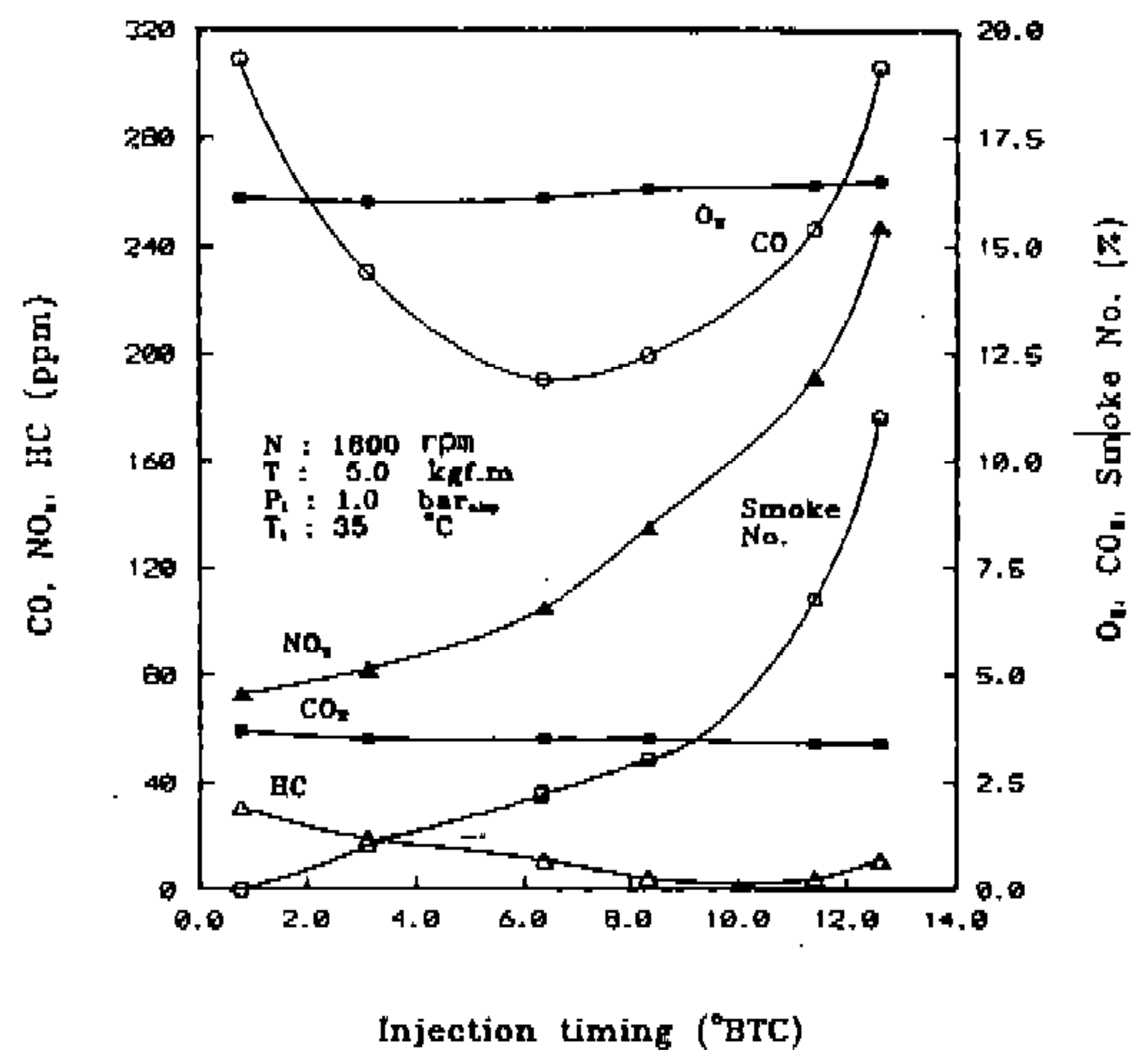


Fig.10 Variation of combustion products with advanced injection timing

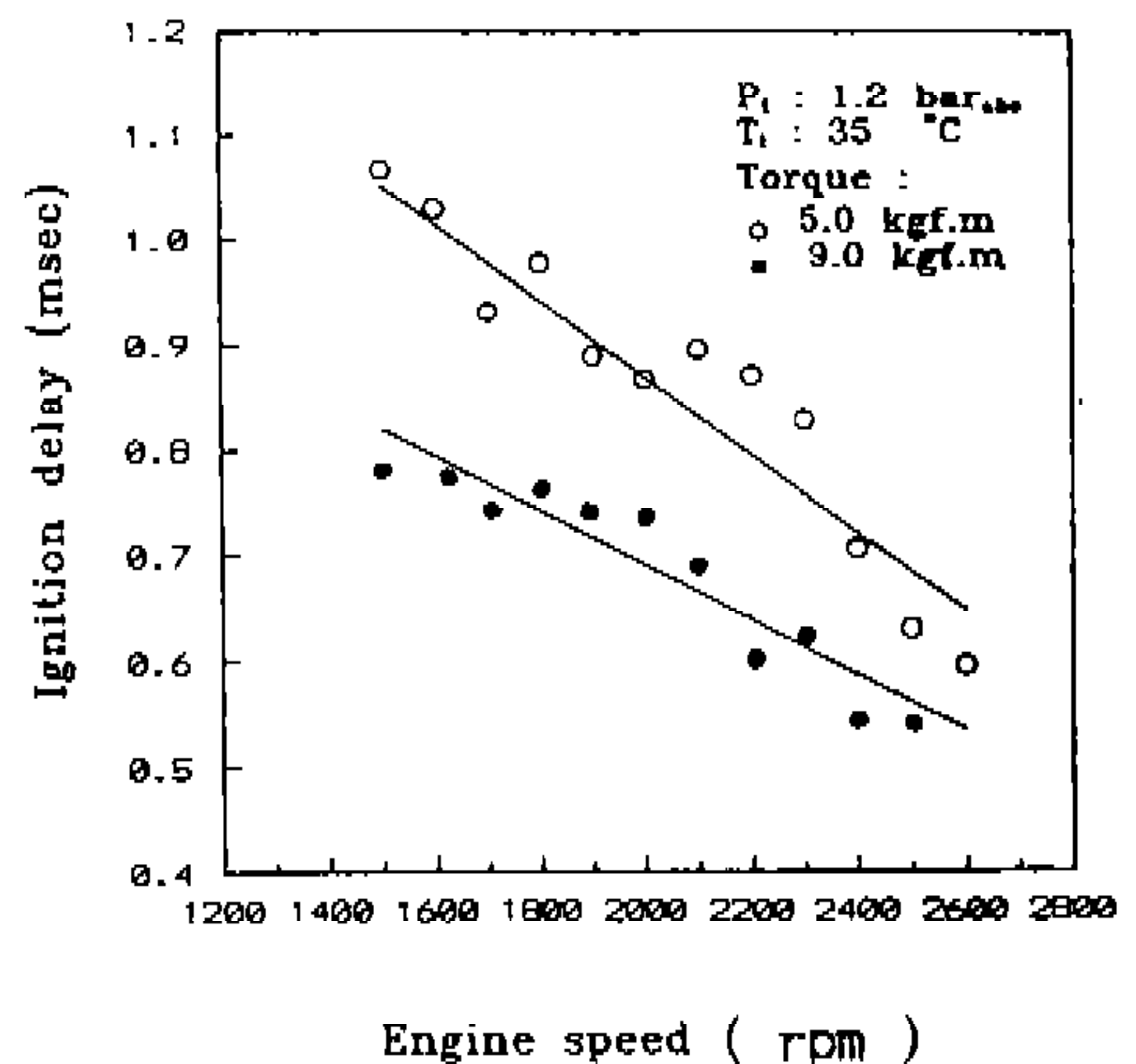


Fig.11 Effect of engine speed and torque on ignition delay

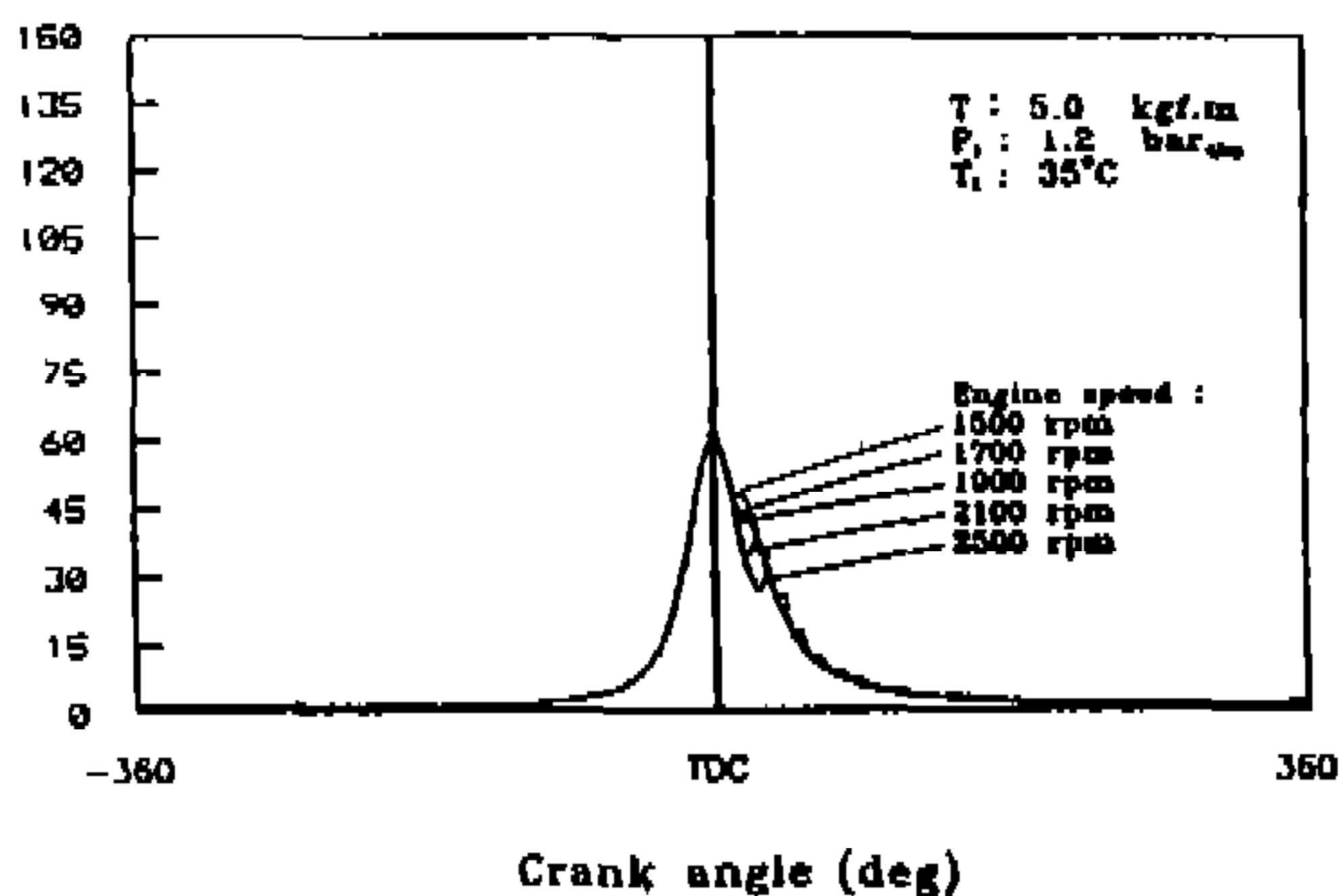


Fig.12 Cylinder pressure versus crank angle for increased engine speed

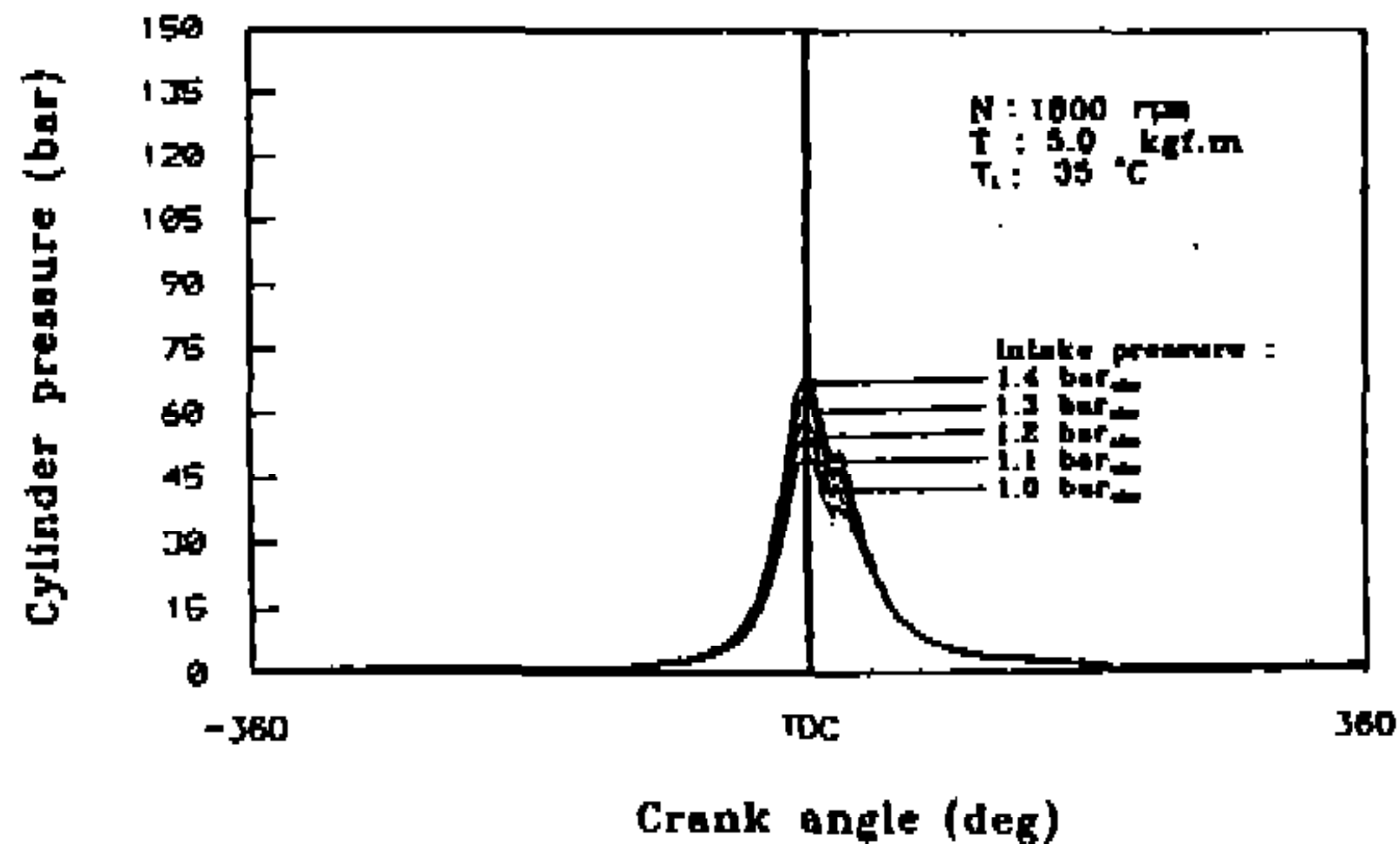


Fig.15 Cylinder pressure versus crank angle for increased intake pressure

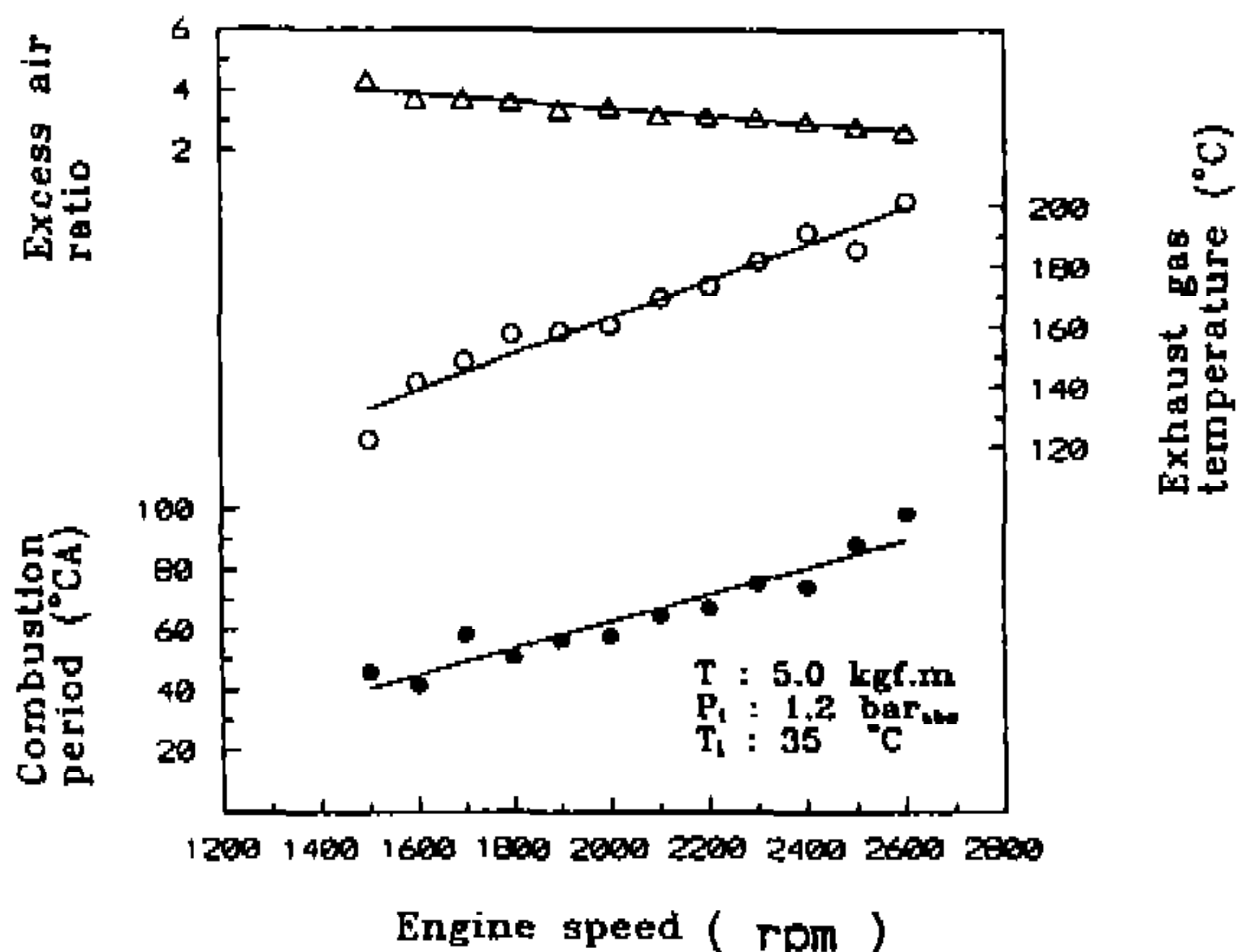


Fig.13 Effect of engine speed on combustion period, excess air ratio and exhaust gas temperature

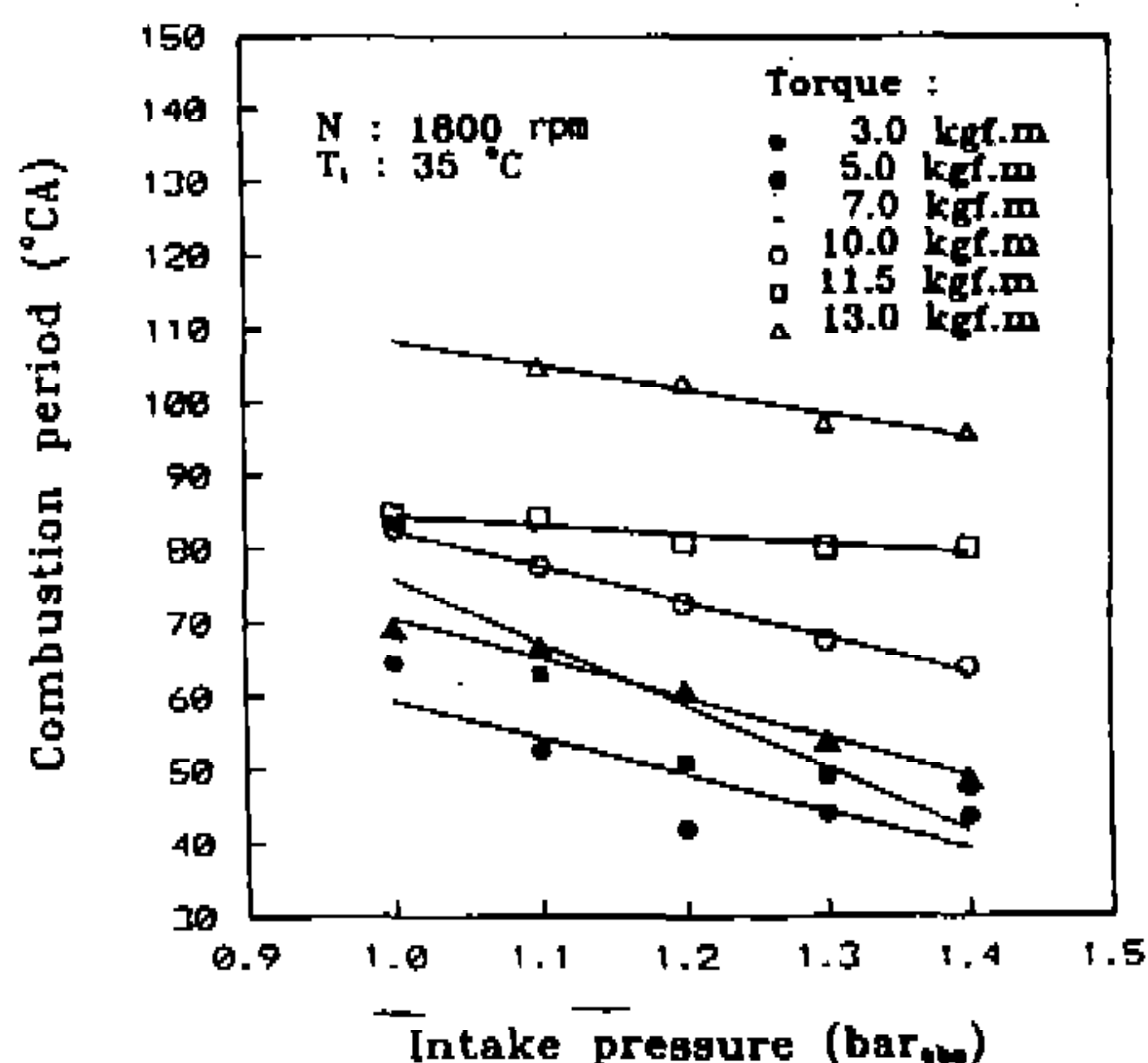


Fig.16 Effect of intake pressure and torque on combustion period

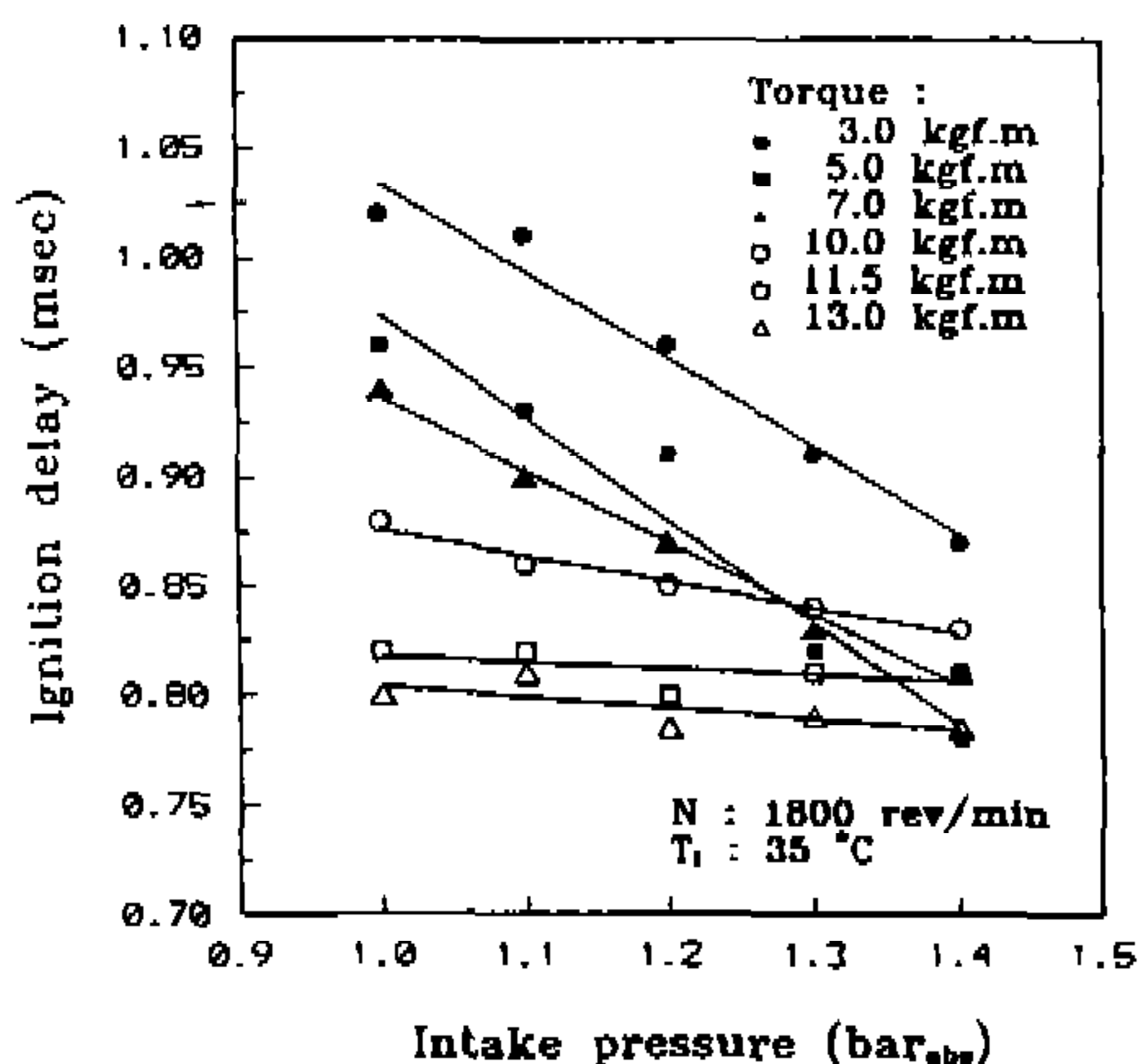


Fig.14 Effect of intake pressure and torque on ignition delay

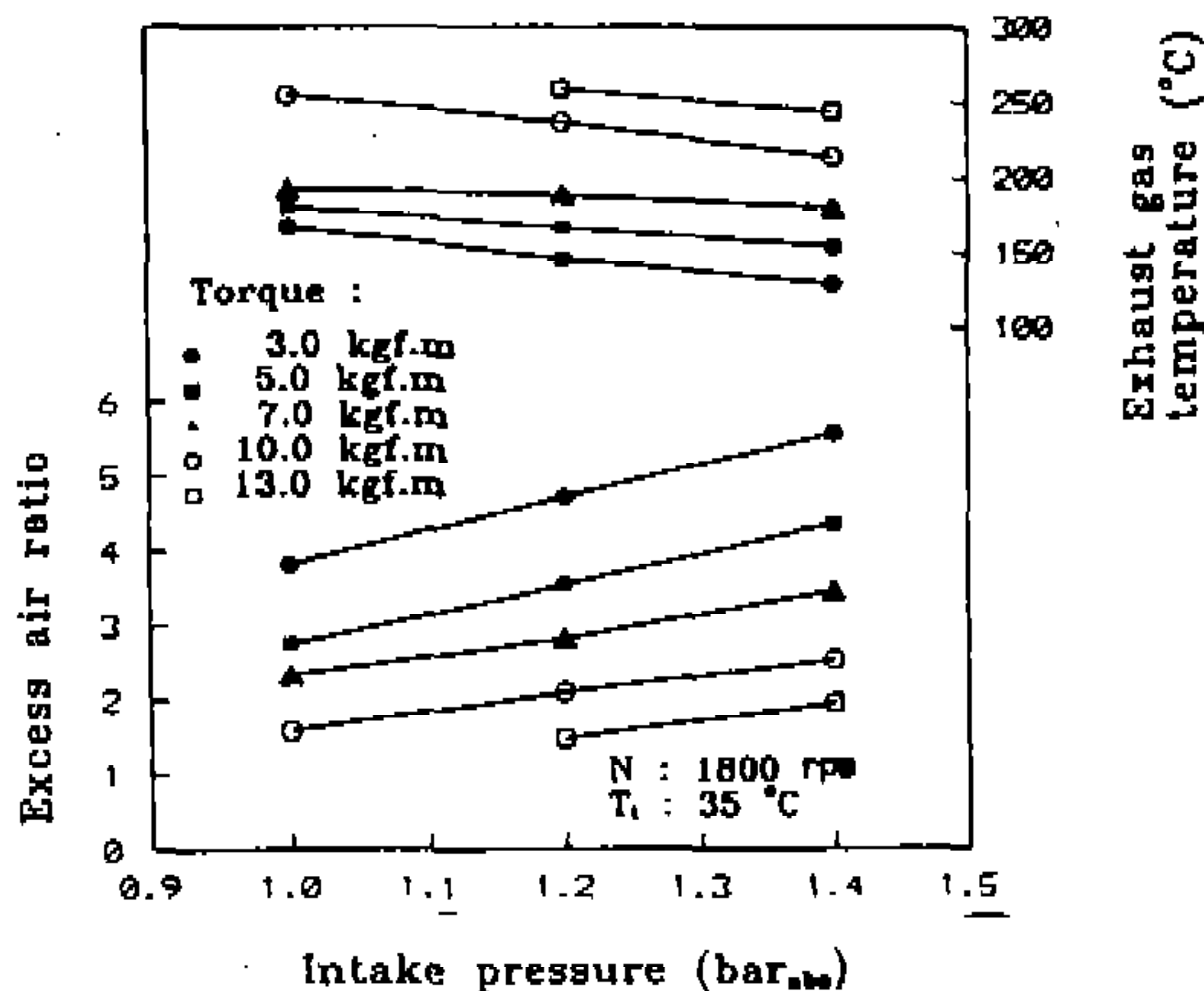


Fig.17 Effect of intake pressure and torque on excess air ratio and exhaust gas temperature

타낸 것으로 착화지연기간의 감소로 연소기간은 증가하였으며, 또한 농후한 운전으로 인해 공기 과잉율은 감소하였고 배기가스온도는 증가하였다.

3.3 흡기압력변화에 따른 연소특성

엔진회전수 1800rpm, 흡기온도 35°C를 유지하며 흡기압력을 대기압인 1.0bar로부터 1.4bar까지 가압시켰을 때의 각 부하에서의 연소특성은 다음과 같다. Fig.14은 각 토오크와 흡기압력을 증가시킨 경우의 착화지연기간을 나타낸 것으로서 토오크 3.0kgf·m의 저부하에서 착화지연기간이 가장 길며 흡기압력 증가에 따라 착화지연기간이 감소하였다. 이는 흡기압력의 증가로 연료분사시의 모터링압력 및 온도가 상승되기 때문이다. Fig.15는 각 흡기압력에서의 압력선도이다. 흡기압력 1.0bar에서의 모터링최고압력인 50.0bar에서 흡기압력 1.4bar에서의 67.8bar 까지 0.1bar씩의 흡기압력 증가로 모터링압력은 약 4~5 bar의 증가를 보였다. 한편 토오크 10.01, 11.5 및 13.0 kgf·m에서 흡기압력 증가에 따른 착화지연기간의 감소율은 저부하에서의 지연기간의 감소율보다 완만한 경향을 보여 흡기압력 변화가 착화지연기간에 미치는 영향이 고부하보다 저부하에서 큰 것을 알 수 있다. 또한 고부하에서 연소기간이 저부하에서 보다 길며 각 부하에서 흡기압력이 증가함에 따라 Fig.16과 같이 연소기간이 감소하였다. 이는 엔진회전수 증가 및 분사시기진각등의 운전조건 변화로 인한 경우에 연료분사시 모터링압력 및 온도가 증가하여 연소기간이 증가하는 경향과는 달리 흡기압력 상승에 비해 하여 연료액적 주위의 산소농도가 증가하는 영향을 크게 받기때문에 단시간의 착화지연기간에도 불구하고 연소가 신속히 이루어지는 것으로 사료된다. Fig.17은 각 토오크에서의 공기과잉율과 배기가스온도를 나타낸다. 흡기압력증가에 따른 흡입유량의 증가로 공기과잉율은 증가경향을 보였으며 배기가스온도는 감소하였다. 이는 흡입공기량이 증가할수록 실린더내의 고온연소가스가 과잉공기로 열전달되어 연소온도가 감소하기 때문인 것으로 생각된다. Fig.18은 토오크

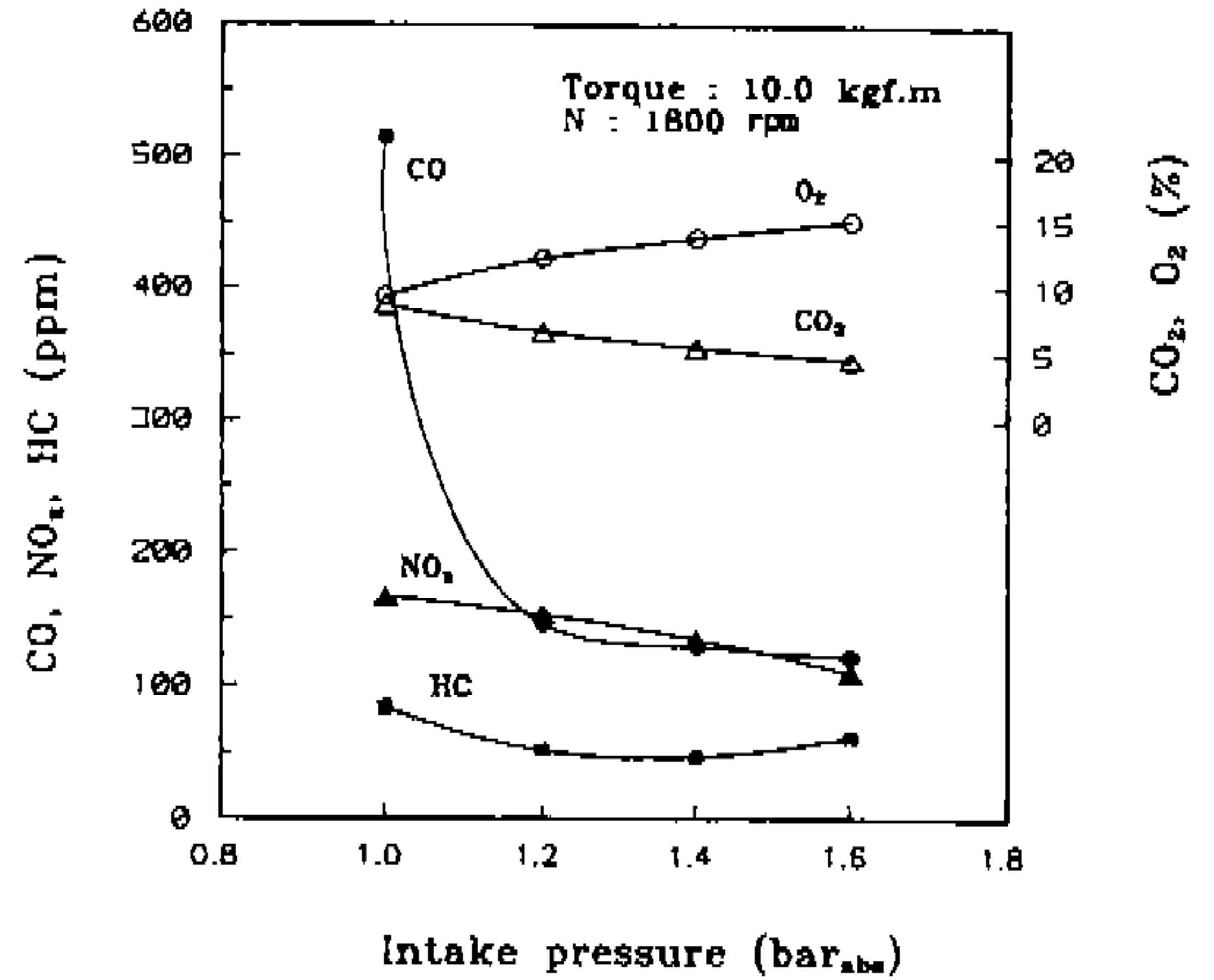


Fig.18 Variation of combustion products with increased intake pressure

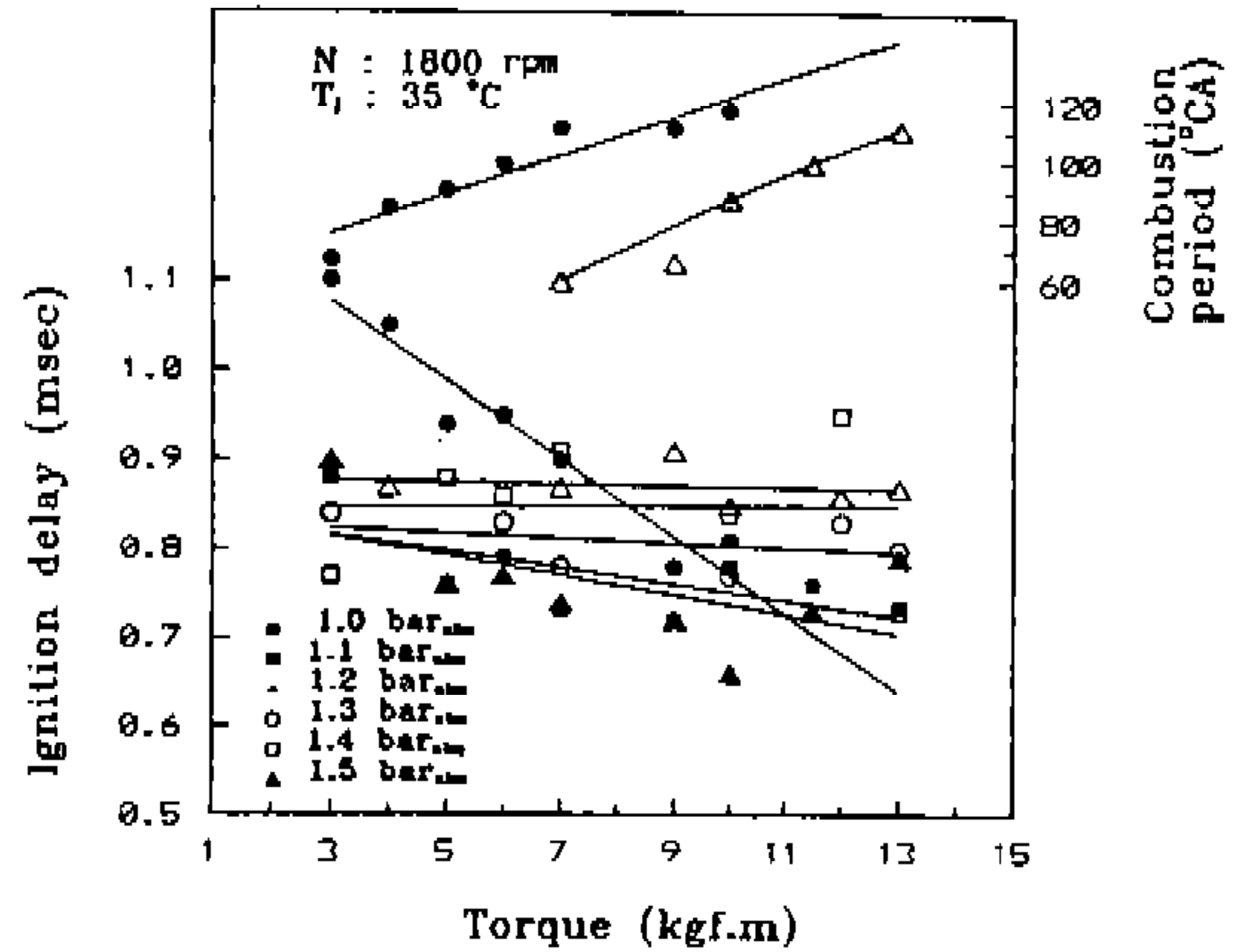


Fig.19 Effect of torque and intake pressure on ignition delay and combustion period

10kgf·m에서 흡기압력을 증가시킨 경우의 배기가스조성의 농도변화를 나타낸 것이다. 엔진회전수 1800rpm 토오크 10kgf·m로 운전조건이 고정된 상태에서 흡기압력을 증가시키면 체적효율이 증가한다. 흡기압력의 증가로 배기가스중의 O₂ 농도는 증가, CO₂, CO, NO_x 농도는 배기가스온도와 더불어 감소하였으며 HC 농도는 대체적으로 일정한 값을 유지하였다. CO의 농도는 흡기압력이 1.0bar에서 1.2bar로 증가될때 급격히 감소하였다. 흡기압력 1.0bar, 토오크 10kgf·m의 운전조건에서는 연료분사량에 비해 공기량이 부족하여 연료와 반응, 연소할 수 있는 산소량이

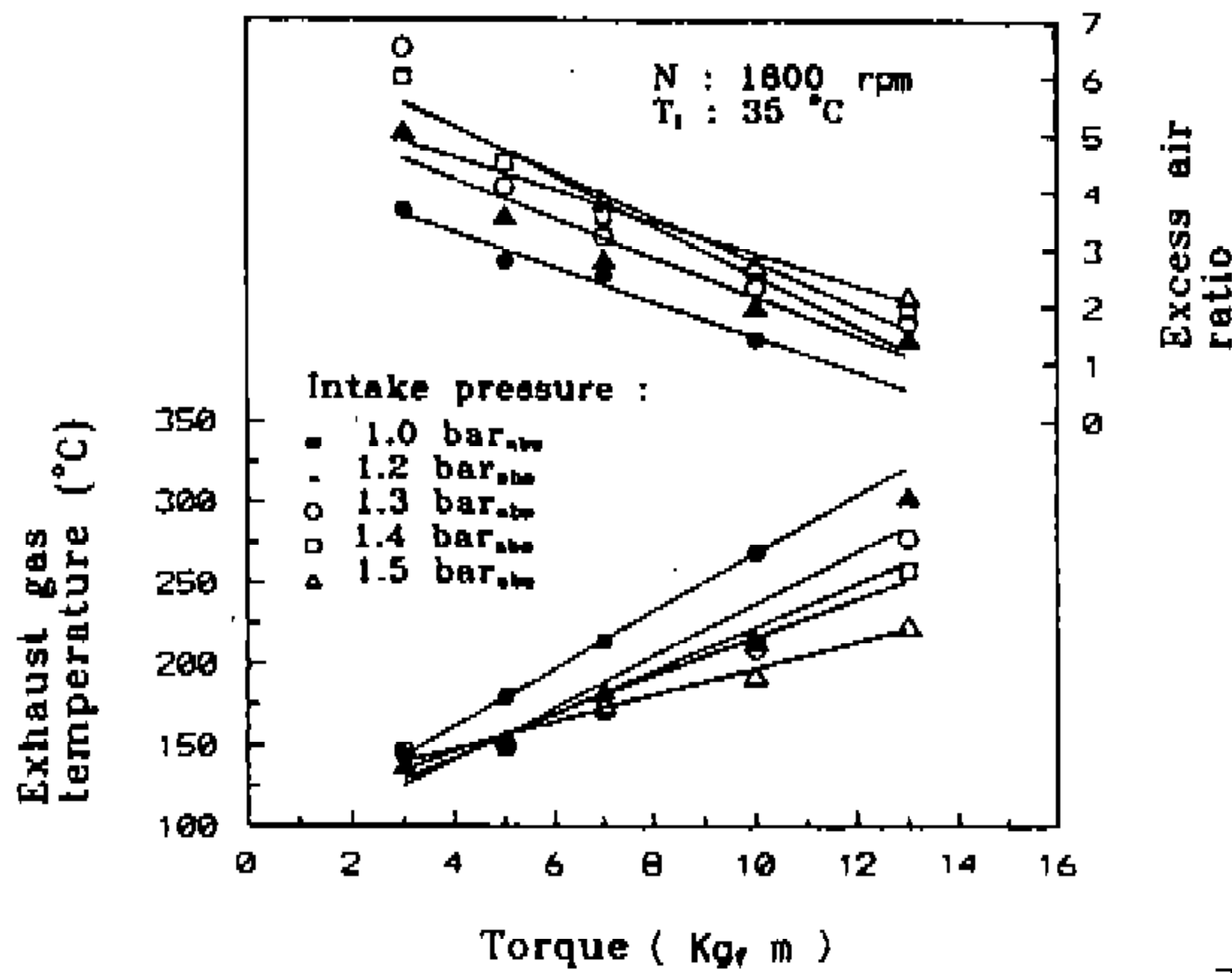


Fig.20 Effect of torque and intake pressure on excess air ratio and exhaust gas temperature

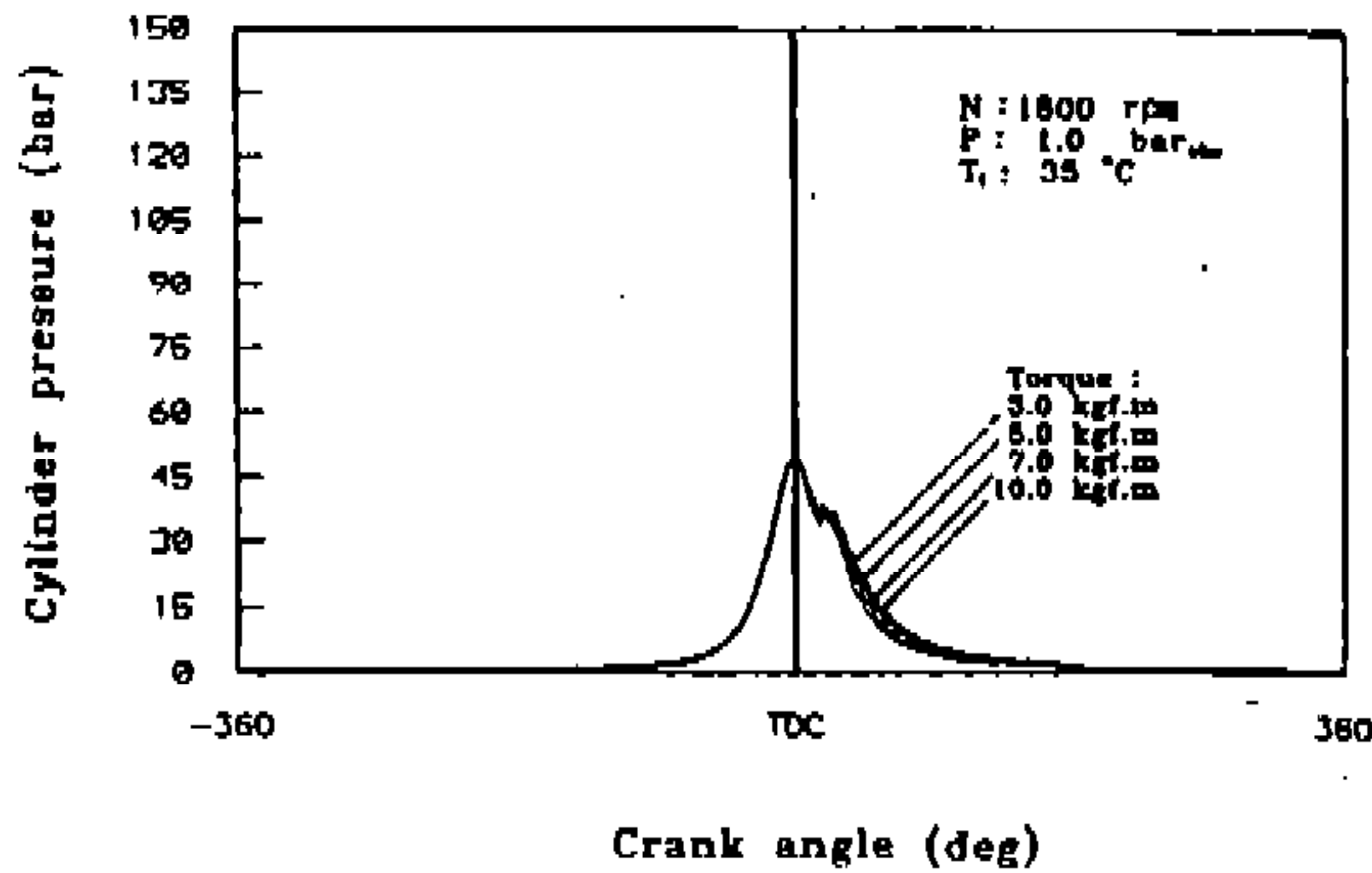


Fig.21 Cylinder pressure versus crank angle for increased torque

부족하므로 CO가 다량 배출된다고 사료된다. 그외의 흡기압력 1.4bar 및 1.6bar에서는 흡기량 증가로 CO 농도가 감소하였고 NOx 농도도 감소경향을 보였다. 이는 배기가스중의 NOx는 주로 Thermal NOx 이므로 배기온도의 감소로 인해 NOx의 생성이 억제되기 때문이다.

3.4 토오크 변화에 따른 연소특성

Fig.19은 엔진회전수 1800rpm, 흡기온도 35°C 에서 각 흡기압력을 유지하며 토오크를 증가할 때의 착화지연기간과 연소기간을 나타낸 것이다. 흡기압력 1.0bar에서 토오크를 증가시켰을때 착화지연기간의 감소가 다른 흡기압력에서의 경우

보다 두드러지게 나타났다. 이는 연료량의 증가로 인하여 공연비가 증가하며 예혼합 연소반응율의 증가를 초래하기 때문이다. 토오크증가에 따른 연소기간은 착화지연기간의 감소로 증가하였다. 흡기압력의 상승에 따른 토오크증가에 있어서 착화지연기간의 감소율은 점차 감소하였으며 흡기압력 1.4bar 및 1.5bar에서는 토오크증가에 따른 착화지연기간의 큰 변화가 없었다. Fig.20는 부하증가에 따른 공기과잉율의 감소와 배기가스온도의 증가경향을 나타낸다. 토오크증가에 따른 배기가스온도 증가로부터 연료분사시의 실린더 내의 온도가 전 사이클의 잔유가스에 의해 증가되며 이로인해 유입되는 공기온도가 일정하더라도 실린더내에서의 압축초기의 공기온도는 증가하고 모터링최고압력 및 온도가 저부하에서보다 고토오크에서 다소 증가한다. Fig.21는 각 토오크의 변화에 따른 P-θ 선도이며 각 모터링 최고압력 및 출력이 증가하였다.

4. 결 론

본 연구는 와류실식 터보과급 디젤기관을 대상으로 연료분사시기, 엔진회전수, 흡기압력, 부하 등과 같은 운전조건외의 변화가 착화지연기간, 연소기간 등의 연소현상과 출력 및 배기가스특성에 미치는 영향을 파악하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 착화지연기간은 본 실험조건에서는 0.5-1.07msec의 범위였으며 연소기간은 30-120° CA 범위를 나타내었다.
- 2) 연료분사시기를 11.4°BTC까지 진각시킴에 따라 착화지연기간이 감소하였으나 12.6°BTC 이상에서는 증가하였고 21.0°BTC에서 심한 디젤노킹이 발생하였다. 최대출력을 나타내는 연료분사시기가 존재하였으며 연료분사시기 진각에 따른 배기가스온도의 감소와 배기가스중 NOx 농도 및 스모크배출의 증가를 보였다.
- 3) 엔진회전수 증가에 따라 착화지연기간이 감소하였으며 연소기간, 모터링 최고압력, 압력상승을 및 배기가스온도가 증가하였다.

고토오크에서의 착화지연기간이 저토오크에서 보다 전체적으로 짧았다.

- 4) 흡기압력 증가에 따라 착화지연기간과 연소기간이 감소하였으며 저부하에서의 착화지연기간의 감소율이 고부하보다 크게 나타났다. 흡기압력의 상승으로 출력이 증가하였으며 배기가스온도 및 배기가스중 CO₂, CO, NO_x의 농도는 감소하였다.
- 5) 토오크증가에 따라 착화지연기간은 감소하였으며 연소기간과 모터링압력이 증가하였다.

참 고 문 헌

1. M. Tateishi, K.Imoto, N.Inenaga, H. Ishikawa, and S.Harada, "New Combustion System of the IDI Diesel Engine", Mitsubishi Heavy Industries. Ltd. SAE 840181.
2. M.L.McMillan and R.Halsall, "Fuel Effects on Combustion and Emissions in a Direct Injection Diesel Engine", General Motors Research Lab., SAE 881650.
3. G.R. French and W.M. Scott, "Giving the IDI Diesel a Fresh Start", Ricardo Consulting Engineers PLC, SAE 850452.
4. D.L. Siebers, "Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels : Implications on Cetane Number", Sandia National Laboratories, SAE 852102.
5. T.W. Ryan III, "Correlation of Physical and Chemical Ignitions Delay to Cetane Number", Southwest Research Institute, SAE 852103.
6. J.R. Needham and D.M. Doyle, "The Combustion and Ignition Quality of Alternative Fuels in Light Duty Diesels", Ricardo Consulting Engineers PLC, SAE 852101.
7. C.L. Wong, D.E. Streere, "The Effects of Diesel Fuel Properties and Engine Operating Conditions on Ignition Delay", SAE 821231.
8. A. Grandinson and I. Heddin, "A Turbocharged Engine for Growing Market", Paper C119/82, in Diesel Engine Passenger Cars and Light Duty Vehicle, Institution of Mechanical Engineers, Conference Publication 1982-8, London, 1982.
9. K.Nishida, H.Hiroyasu, T.Matsuoka, H.Yamauchi, "Characterization of Combustion Processes in the Prechamber and Main Chamber of an Indirect Injection Diesel Engine by High-Speed Photography", University of Hiroshima, Mazda Technical Research Center, SAE 861181.
10. R.L. Anderson, "In-Cylinder Measurement of Combustion Characteristics Using Ionization Sensors", Ford Motor Co., SAE 860485.
11. S. Miyata, Y.Ito, Y.Shimasaki, "Flame Ion Density Measurement Using Spark Plug Voltage Analysis", NGK Spark Plug Co., Ltd., Honda R&D Co., Ltd. SAE 930462.
12. N. Collings, S.Dinsdale, Derek Eade, "Knock Detection by Means of the Spark Plug", SAE 930462.
13. G.W. Schweimer, "Ion Probe in the Exhaust Manifold of Diesel Engines", SAE 860012.
14. 長尾不二夫, "內燃機關講義", 養賢堂, pp.225.