

〈논 문〉 SAE NO. 953731

천연가스를 파이럿오일과 이원공급하는 직접분사식 2행정 디젤기관의 시뮬레이션

Simulation of Natural Gas Injected Dual-Fuel DI 2-Stroke Diesel Engine

최 인 수*
In. Su. Choi

ABSTRACT

The substitution of conventional fuel oil by alternative fuels is of immense interest due to liquid oil shortage and requirements of emission control standard. Among the alternative fuels, natural gas may be the most rational fuel, because of its widespread resource and cleanest burning. Meanwhile, engine simulation is of great importance in engine development. Hence a zero-dimensional combustion model was developed for dual-fuel system. Natural gas was injected directly into the cylinder and small amount of distillate was used to provide the ignition kernel for natural gas burning. The intake air and exhaust gas flow was modeled by filling and emptying method. Although the single zone approach has an inherent limitation, the model showed promise as a predictive tool for engine performance. Its simulation was also made to see how the engine performance was influenced by the fuel injection timings and amount of each fuel.

주요기술용어 : Dual-fuel(이원연료), Pilot diesel(파이럿오일), Natural gas injection(천연가스분사), Filling and emptying method(용적근사법), Zero-dimensional combustion model(단일영역 연소모델)

기 호 설 명

<p>c : 엔진에 따른 조정상수</p> <p>FA : 이론연료공기질량비</p> <p>f_d : 확산연소 함수</p> <p>f_p : 예혼합연소 함수</p> <p>$k_1 \sim k_4$: 연소함수의 상수</p>	<p>m : 연료 질량(kg)</p> <p>MAX : 최대값</p> <p>t : 착화지연기간(deg CA)</p> <p>β : 예혼합연소비(=예혼합연소량/총연소량)</p> <p>θ : 엔진 크랭크각(deg CA)</p> <p>τ : 무차원연소기간(=현업소진행기간/총연소기간)</p> <p>ϕ : 연료공기등가비</p>
---	---

* 정회원, 한국중소기업건설팀

첨 자

- a : 공기
- b : 연소된 양
- ds : 디젤(이원연료사용시 파이렛오일)
- EVO : 배기밸브 열리는 시점
- ng : 천연가스
- ign : 연료착화시점
- inj : 연료분사시점
- std : 디젤 단일연료 사용시
- t : 전체량

1. 서 론

석유자원의 부족 및 엔진배기가스 규제강화로 인하여 탈석유, 저매연배출 연료사용이 더욱 절실한 때이다. 이에 대한 대책의 하나로서 기존의 왕복형 내연기관에 알코홀, 수소 또는 천연가스 등을 사용하는 문제가 연구되고 있으며, 그중 경제성 및 엔진기술적인 측면에서 천연가스의 적합함은 이미 알려진 바이다. 본 논문에서는 기존의 디젤기관에 주연료로써 천연가스를 압축행정 말기에 실린더 내에 고압으로 직접분사하고 추가적으로 가스연료의 착화를 돕기위해 소량의 디젤유를 분사하는 이원연료 엔진의 시뮬레이션을 통해 각기 다른 두연료의 연소성향, 엔진성능 등을 정량적으로 알아보기 위한 기초적인 해석을 시도해 보았다.

디젤기관에 천연가스를 사용하는 방법으로는 두가지로 대별될 수 있다. 천연가스를 흡기관에 가스카브레터를 사용하여 흡입공기와 혼합체로 공급하는데, 이러한 방법을 이용한 이원연료의 엔진은 Karim⁽¹⁾, Milton⁽²⁾ 등에 의해 많은 연구가 이루어졌고 차량용엔진으로 상업화도 되었다.⁽³⁾ 이는 기존엔진의 많은 설계변경없이 천연가스를 사용할 수 있다는 장점이 있으나, 특히 과급기관에 있어서 밸브중첩기관에 연료-공기의 혼합기체가 배기관으로 곧바로 배출되는 손실이 있을 수 있고, 천연가스 대 디젤유의 사용비가 최대화될 경우 고속, 고부하 영역에서 노크발생 가능성이 크다. 그러므로 이런 단점을 보완하고

자 천연가스를 실린더내에 고압분사하는 노크발생 가능성이 크다. 그러므로 이런 단점을 보완하고자 천연가스를 실린더내에 고압분사하는 방법이 실험되어 가능성은 충분히 시작되었다. 물론 후자의 방법은 대형의 저속엔진에서 이미 실용화되어 이용되고 있으나 차량용인 경우 고속운전시 천연가스의 상대적으로 느린 연소속도를 극복하여야 하고 부하변동에 신속하게 응답하면서 엔진효율은 기존의 디젤엔진에 상응하고 유해가스배출량은 적어야 하는 과제를 안고 있다.

천연가스 또는 메탄가스를 사용한 이원연료엔진의 가능성 연구는 엔진실험을 통해 최근들어 많이 시도되었으나, 이에 대한 시뮬레이션은 거의 초보적인 단계이다. 엔진연구 및 개발에 있어서 컴퓨터 시뮬레이션은 중요한 요소중 하나이다. 디젤연소의 불균일 특성때문에 컴퓨터 계산용량, 계산시간 등의 많은 어려움이 따르고 있다. 가스카브레터를 이용하여 생물가스(Biogas)를 사용한 이원연료엔진은 Thyagarajan⁽⁴⁾에 의해 단일영역 연소모델이 발표되었으나 그런 모델은 가스직접분사식 엔진의 경우에는 곧바로 적용하기 곤란하다. 그러므로 본 연구에서는 Waston 등^(5,6)의 단일영역 연소모델을 개량하여 실험치와 계산치의 접근을 보았다. 또한 컴퓨터모델을 이용하여 각기 다른 두 연료의 분사시점, 열발생 특성 및 엔진성능 등을 고찰하여 보았다.

2. 시뮬레이션 방법

엔진의 모든 실린더 및 흡·배기관은 열역학적 검사체적으로 가정하고 그들내의 상태는 계산단계 기간동안 균일하다고 보고 열역학 제 1 법칙에 의하여 질량 및 에너지 변화에 관한 일차연립미분방정식들을 유도하였다. 검사체적내의 상태변화에 따른 이런 식들은 Predictor-Corrector 방법에 의하여 해를 구하였다.

2.1 흡·배기 모델

용적근사방법을 이용하여 질량유동량을 결정하였으며, 밸브의 개폐시기, 개폐면적, 유량계수 및 양쪽 검사체적의 압력차이를 고려한 오리피스

방정식을 사용하였다. 이는 또한 엔진의 흡기량과 배기량 및 과급기 압축기의 공급량과 더어빈의 구동량이 균형을 이루도록하여 질량보존법칙을 만족시키도록 하였다⁽⁵⁾.

2.2 열전달 모델

실린더내의 충전가스의 열이 벽면으로 전달되는 열손실은 피스톤 크라운, 라이너 및 실린더헤드를 통해 각기 전달된 것으로 구분하였다. 본 연구에서는 연소모델을 단일영역으로 처리하였으므로 실린더내의 가스온도는 균일하다고 가정하였고, 가스온도의 변화는 연료의 연소량과 저위발열량으로부터 구한 내부에너지 변화량에 따라 결정하였다. 피스톤 크라운으로의 열전달량은 가스온도와 그의 냉각매체로 사용되는 윤활유의 온도를 고려하였고, 라이너와 실린더헤드로의 열전달량은 냉각수온도를 고려하여 결정하였고, 라이너의 가스에 노출되는 면적은 피스톤의 위치에 따라 매 계산단계마다 계산하였다. 그리고 열전달계수는 Woschini⁽⁷⁾식에 의해 밸브의 개방시기와 폐쇄시기를 달리하여 구하였고, 단순한 1차원 열전달식을 사용하였다.

2.3 엔진 마찰 손실

엔진부품의 마찰에 의한 기계효율을 구하기 위해 Chen과 Flynn⁽⁸⁾의 실험식을 사용하였고, 실린더 최고압력 및 피스톤의 평균속도를 그 함수로 하였다.

2.4 열발생 모델

실린더내의 충전가스는 균일하다는 가정하에 Watson⁽⁶⁾의 단일영역 연소모델을 이원연료연소에 적합하도록 변형시켜 사용하였다. 두 연료의 열발생함수는 예혼합연소와 확산연소의 합으로 나타내고 열발생률은 무차원연소시간의 도함수로 결정하였다. 즉 분사된 연료의 연소량은 다음과 같다.

$$m_b = m_{inj} \cdot (\beta f_p + (1 - \beta) f_d) \quad (1)$$

위의 식(1)에서 예혼합연소비는

$$\beta = 1 - \frac{c_1 \phi^{c_2}}{t^{c_3}} \quad (2)$$

그리고 예혼합연소함수 및 확산연소함수는 아래와 같이 나타낸다.

$$f_p = 1 - (1 - t^{k_1})^{k_2} \quad (3)$$

$$f_d = 1 - \exp(-k_3 t^{k_4}) \quad (4)$$

위의 식 (2), (3) 및 (4)에서 상수들은 각기 다른 연료분사 조건에서 얻어진 엔진실험치와 알맞도록 시행착오에 의하여 조정하여 결정한다.

천연가스 직접분사식 연소의 경우, 파일럿오일과 천연가스의 상대적인 분사시점에 따라 연소양상이 달라지므로 다음과 같이 세 가지 경우 나누어 열발생량을 결정하였다.

1) 천연가스 분사가 파일럿오일의 착화시점보다 늦을 때

파일럿오일의 착화지연기간($t_{ds, std}$)은 Hardenburg와 Hase⁽⁹⁾의 경험식에 의해 결정하고, 천연가스의 착화지연기간은 Tsuboi와 Wanger⁽¹⁰⁾의식에 의해 결정하였다. 이때 파일럿오일의 열발생량을 구하는데 있어서 천연가스가 착화되기 전까지는 전체공기량으로 얻어진 연료-공기등가비를 이용하나, 천연가스도 열발생이 시작되는 시점부터는 각 연료의 연소되지 않는 양과 각각의 이론연료 공기비에 의해 연료-공기등가비를 결정하여 두 연료의 열발생량을 구하였다.

2) 천연가스가 파일럿오일의 착화지연기간중 분사될 때

파일럿오일의 착화지연기간은 지연기간중 계산시간간격마다 구한 전체공기량에 대한 파일럿오일의 할당공기량 평균치의 비를 추가하여 결정하였다. 즉,

$$t_{ds} = t_{ds, std} \cdot \left(\frac{m_a}{m_{a, ds}} \right)^c \quad (5)$$

일반적으로 천연가스가 흡입공기와 혼합되어 존재할 때 파일럿오일의 착화는 지연되는 것으로

알려졌다^(11,12). 그러나 그 지연기간에 대한 관계식은 알려지지 않았고 간단한 선형식으로 나타내기도 곤란하여 위의 식(5)와 같이 근사치를 이용하였다. 반면 천연가스의 착화지연기간은 가스 분사시점에서 파일럿오일의 착화점까지의 기간과 파일럿오일의 착화점에서 Tsuboi와 Wanger⁽¹⁰⁾의 식에 의해 구한 값의 합으로 하였다.

3) 천연가스의 분사가 파일럿오일의 분사보다 앞설 때

파일럿오일의 착화지연기간은 식(5)로 결정하고, 천연가스의 착화지연기간은 파일럿오일의 지연기간과 파일럿오일의 착화시점에서 구한 천연가스의 순수한 착화지연기간의 합으로 하였다. 그러나 이 경우 파일럿오일보다 천연가스의 분사가 얼마나 앞서 일어났는지에 따라 가스-공기의 혼합정도가 달라지고 예혼합소율의 최대치가 달라진다. 그러므로 식(3)에서 k_2 를 파일럿오일의 연소에서는 상수로 하였으나, 천연가스의 경우에는 파일럿오일에 대한 천연가스의 분사각차이를 함수로 결정하였다.

$$k_2 = c_4 + MAX[c_5(\theta_{ign,ds} - \theta_{ign,ng}), 0(zero)] \quad (6)$$

착화지연기간 및 연소함수를 결정함에 있어서 단일영역모델은 연료의 직접분사에 의해 발생하는 불균일상태를 나타낼 수 없으므로, 두 연료의 연소에 필요한 공기량의 분할은 각 연료의 이론 연료공기 질량비와 연료질량에 따라 다음과 같이 결정하였다. 또한 전체공기연료비도 총연료량 대 두 연료의 완전연소에 필요한 이론공기량의 합으로 다음과 같이 나타내었다.

$$FA_t = \frac{m_{ds} + m_{ng}}{\frac{m_{ds}}{FA_{ds}} + \frac{m_{ng}}{FA_{ng}}} \quad (7)$$

$$m_{a,ds} = m_a \cdot \frac{m_{ds}/FA_{ds}}{m_{ds}/FA_{ds} + m_{ng}/FA_{ng}} \quad (8)$$

$$m_{a,ng} = m_a \cdot \frac{m_{ng}/FA_{ng}}{m_{ds}/FA_{ds} + m_{ng}/FA_{ng}} \quad (9)$$

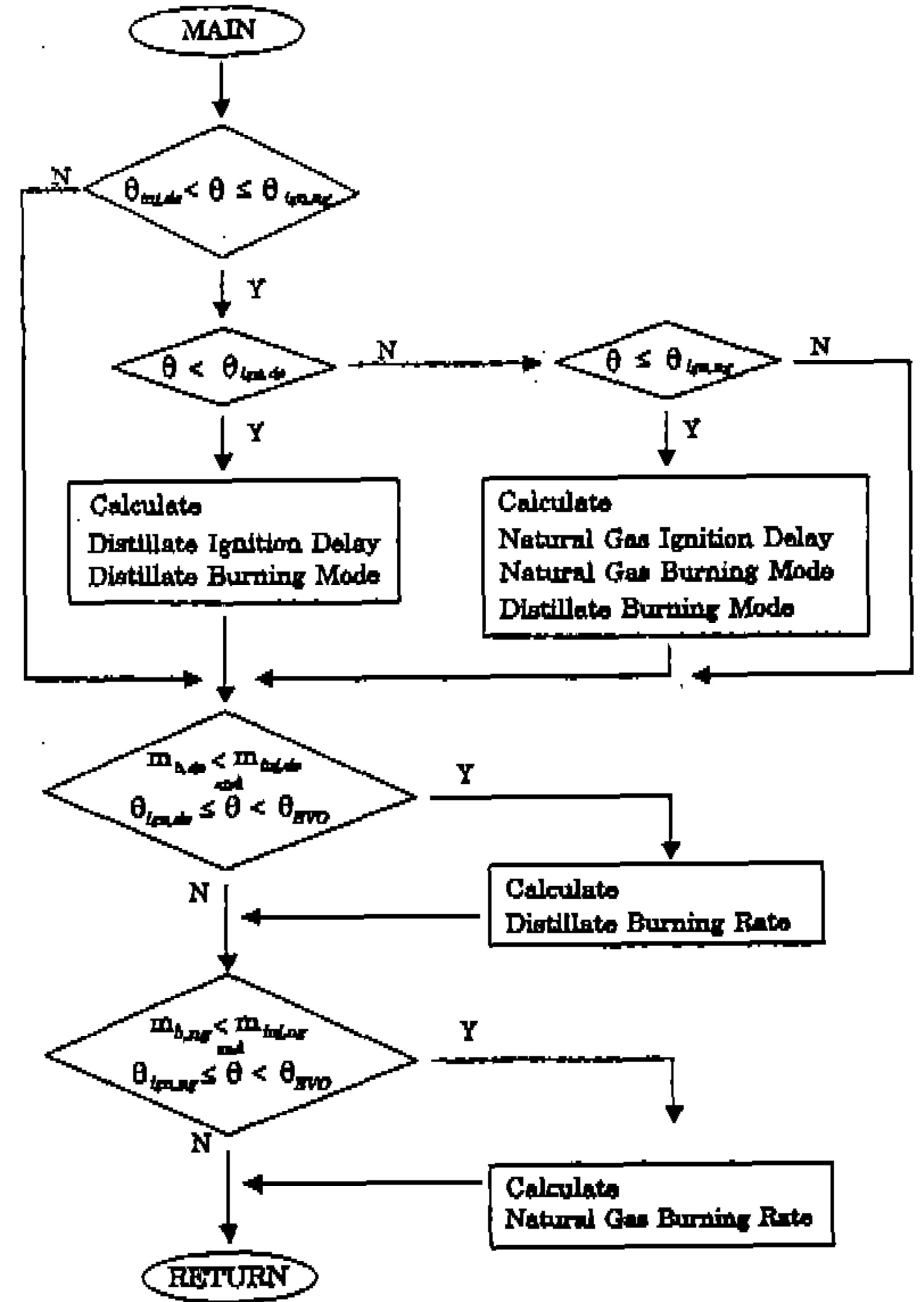


Fig.1 Flow chart of heat release model for natural gas injected dual fuel engine

연료공기등가비는 전체연료공기비 대 전체이론연료공기비로 표시할 때, 혼합기체가 균일하다는 조건하에 각 연료의 필요한 공기량 및 이론연료공기비로 다음과 같이 나타내었다.

$$\phi_t = \phi_{ds} = \phi_{ng} = \frac{m_{ds}FA_{ng} + m_{ng}FA_{ds}}{m_aFA_{ds}FA_{ng}} \quad (10)$$

이원연료의 연소에 의한 열발생을 계산과정 Fig.1의 컴퓨터모델 플로우 차트와 같이 요약될 수 있다.

3. 계산조건 및 결과비교

3.1 엔진 사양

엔진의 기본 제원은 다음의 Table 1과 같다. 엔진의 성능계산을 위한 부품 구성 Fig.2와 같다. 과급기의 압축기(C)에 의해 공급된 공기는

Table 1 Engine specification

엔진 모델	DDA 8V92TA, 직접분사식 2행정 디젤엔진
실린더 수 및 배열	8기통, V-형
실린더 직경 및 행정	123×127mm
압축비	17:1
흡·배기 구조	흡기구 및 배기밸브
과급 장치	과급기, 보조블로우어, 공기냉각기, 바이패스밸브

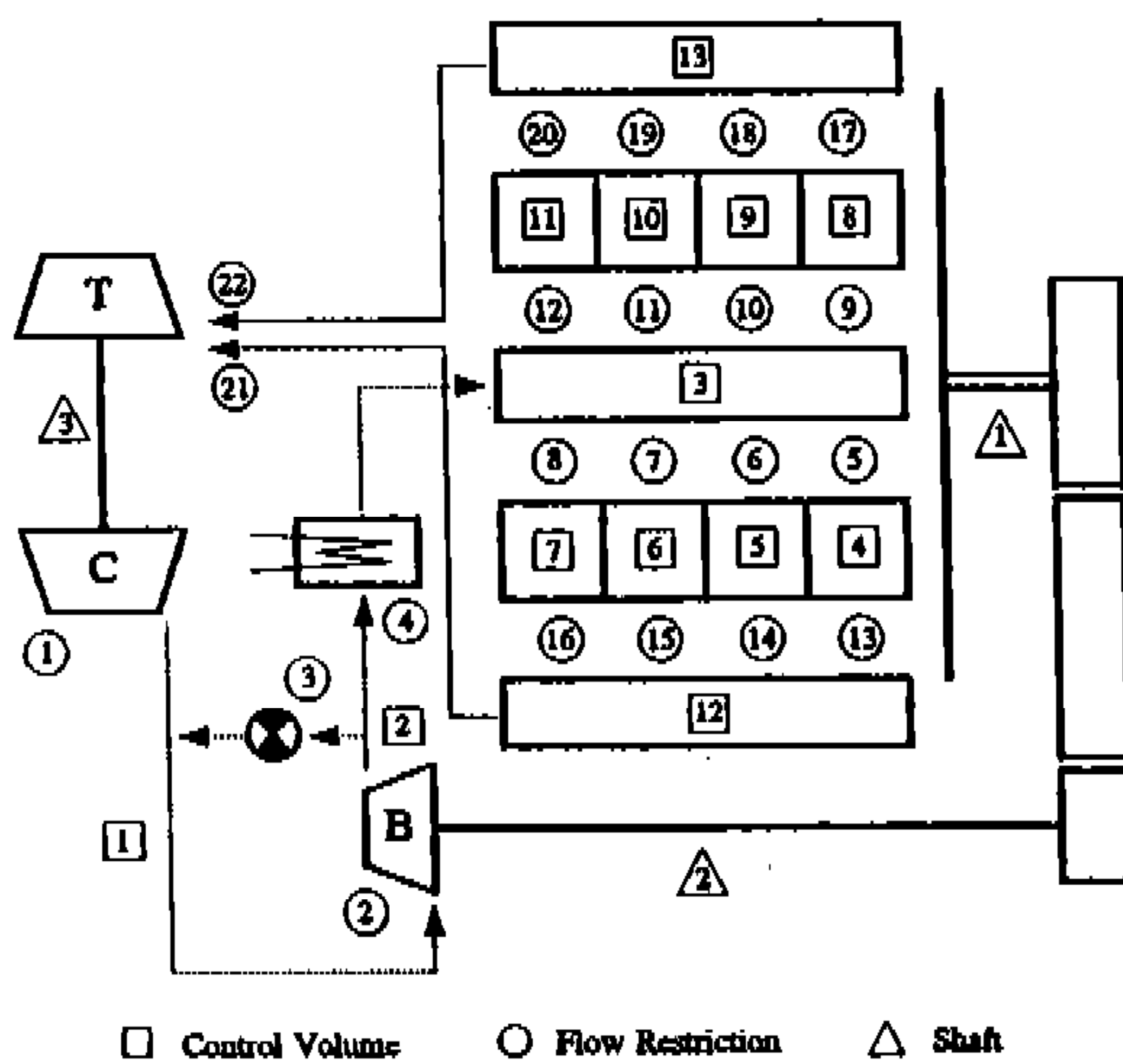


Fig.2 Block-diagram of engine system

점선을 따라 엔진구동 블로우어(B)와 공기냉각기(④)를 거쳐 양쪽 실린더열의 중간에 위치한 흡기매니폴드에서 각 실린더의 흡입구를 통해 흡입된다. 이때 보조블로우어 전·후의 압력차가 일정치보다 높을때는 바이패스밸브(③)가 열려서 압축공기의 일부가 우회되어 과도한 과급을 방지시킨다. 한편 연소된 가스는 배기밸브의 개방시간에 실선을 따라 양쪽 실린더열 바깥쪽에 있는 각각의 배기매니폴드로 배출되어 2개의 입구를 가진 과급기 터어빈(T)을 구동시킨다.

이러한 모든 주요 부품간의 관계는 시뮬레이션 입력파일의 작성시에 필요하며, 각각의 검사체적, 연결부 및 축의 치수, 면적, 체적 등에 관한 자료도 계산 초기치로 필요하다.

3.2 결과비교

계산치와의 비교를 위해 호주가스공사에서 수행한 실험결과치⁽¹³⁾를 사용하였으며, 엔진실험에서 천연가스의 분사는 좌측열 4번 실린더만 적용되었고 나머지 실린더는 모두 디젤유만을 기존의 엔진 그대로 분사하였으므로, 시뮬레이션도 좌측열 4번 실린더에서만 이원연료연소가 이루어지도록 하였다. Fig.3은 디젤유만을 18.5° BTDC에서 분사했을때 실린더압력변화를 비교

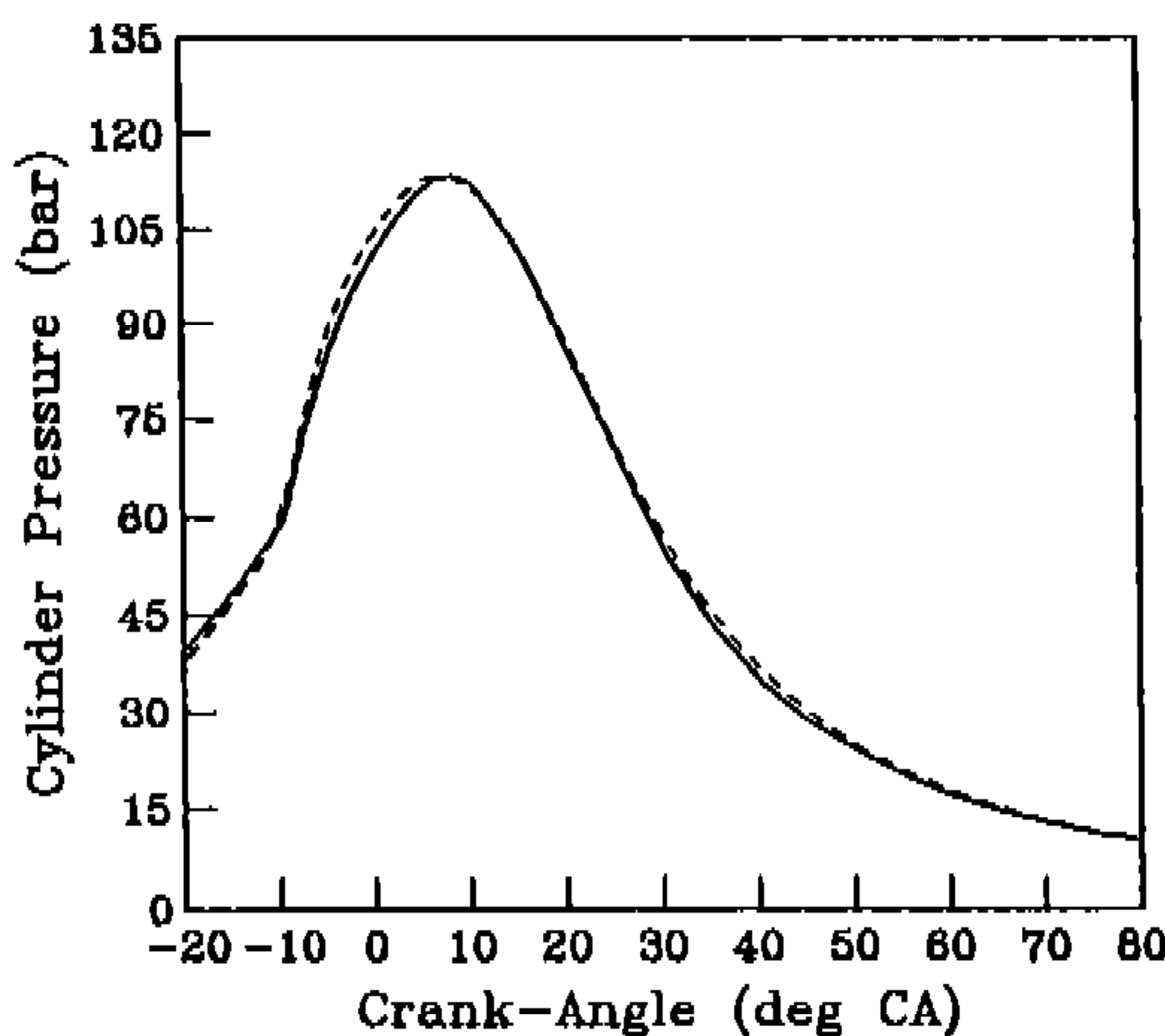


Fig.3 Comparison of cylinder pressure traces in sole diesel operation (1400rpm, 100% load, 100% diesel oil) (— experimental, calculate)

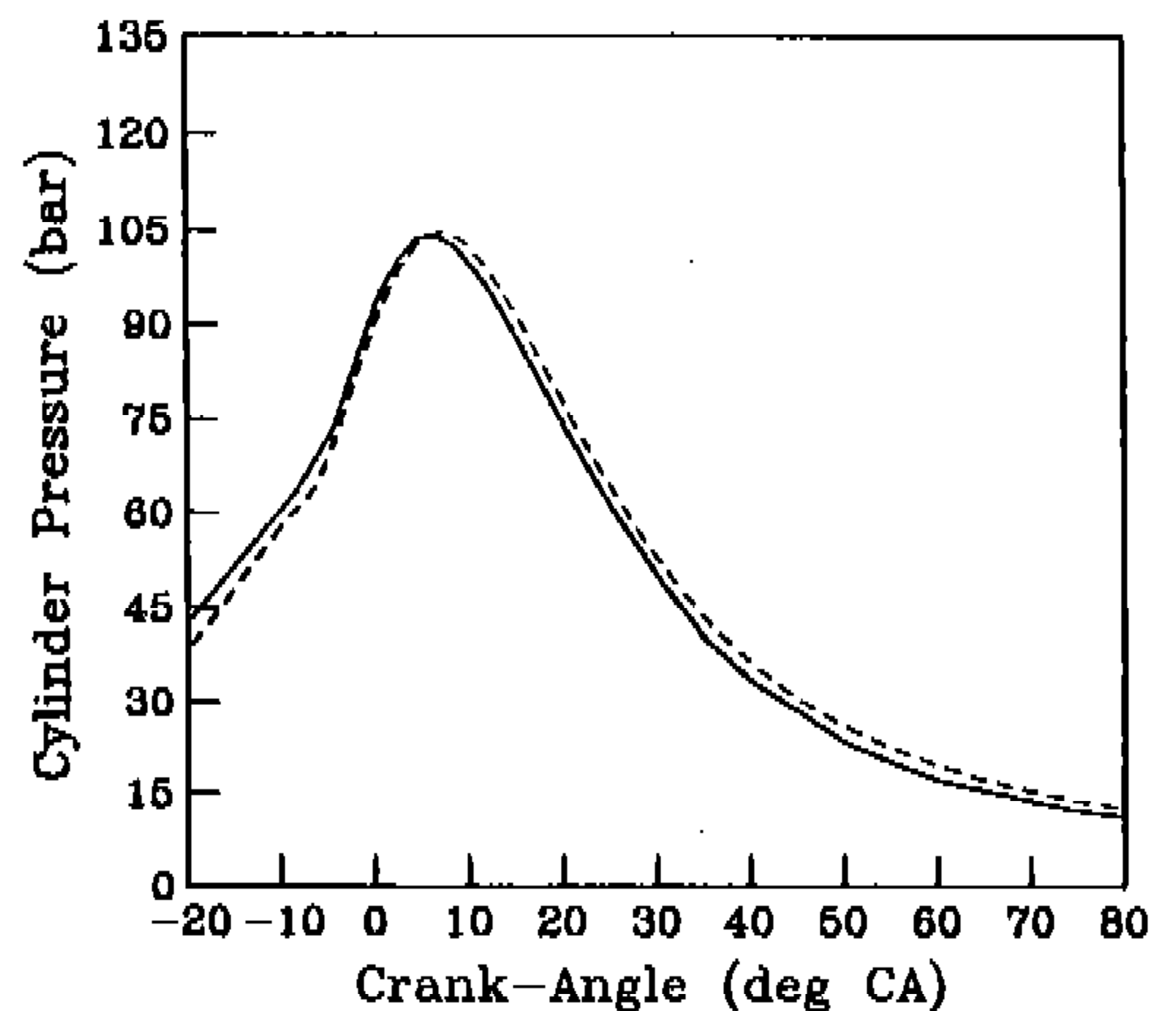


Fig.4 Comparison of cylinder pressure traces in dual fuel operation (1400rpm, 100% load, 100% diesel + 90% natural gas) (— experimental, calculate)

한 그림이고, Fig.4는 14.1° BTDC에서 파일럿 오일과 14.8° DTDC에서 천연가스를 분사한 경우로, 각각의 연료분사량 및 저위발열량을 기준으로 구한 에너지비는 파일럿오일 10%와 천연가스 90%이다. Fig.3에서 다소의 결과차이는 주로 과급기 터빈의 성능곡선 및 협·배기관의 자료부족에 기인한 것 같고, Fig.4에서는 계산치가 실험치보다 압력변동이 2-3° 크랭크각 뒤지는데 그 이유는 실험그래프에서 읽을 때 발생한 수치오차 또는 상기의 원인과 복합되었기 때문일 것이다. 그러나 단일영역연소모델의 단순성을 고려할 때, Fig.3과 4에서 보여주는 바와 같이 이러한 모델을 이용가치가 충분하다고 사료되어 이원연료연소의 주요한 변수들의 상호관계를 살펴 보았다. 참고적으로 이러한 계산을 위한 컴퓨터 프로그램은 FORTRAN언어로 만들어졌고, IBM3090 대형컴퓨터에서 0.5° 크랭크각의 계산 간격으로 20 사이클을 계산하여 결과치를 얻었으며 계산시간은 약 CPU Time 300초 정도 소요되었다.

4. 시뮬레이션 결과 고찰

이원연료를 사용하는 경우 파일럿오일은 부하 변동에 관계없이 엔진 자체구동 및 가스연료의 착화에 필요한 소량을 거의 일정하게 공급하며, 주연료인 천연가스의 분사량을 부하조건에 따라 변화시킨다. 그러므로 저부하영역에서는 메탄가스가 주성분인 천연가스량이 상대적으로 적어 연소특성상 큰 문제가 없는 것으로 알려졌다. 그러나 고부하영역에서 천연가스 사용비를 높였을 때 노크발생 및 그로 인한 출력한계 등의 문제가 있으므로 그 부분을 중점적으로 고찰하였다.

하지만 이원연료의 계산치를 비교할 뚜렷한 기준이 없으므로, 기존의 디젤엔진을 일차적인 목표로 보고 디젤유 단일연료를 사용하여 1400rpm, 100% 부하에서 분사시점을 달리하여 계산하여 보았다. Fig.5는 분사시점을 달리함에 따른 엔진출력, Fig.6은 디젤유의 착화지연기간 그리고 Fig.7은 실린더최고압력의 변화성향을 나타내고 있다. 여기에서 점들은 계산결과이

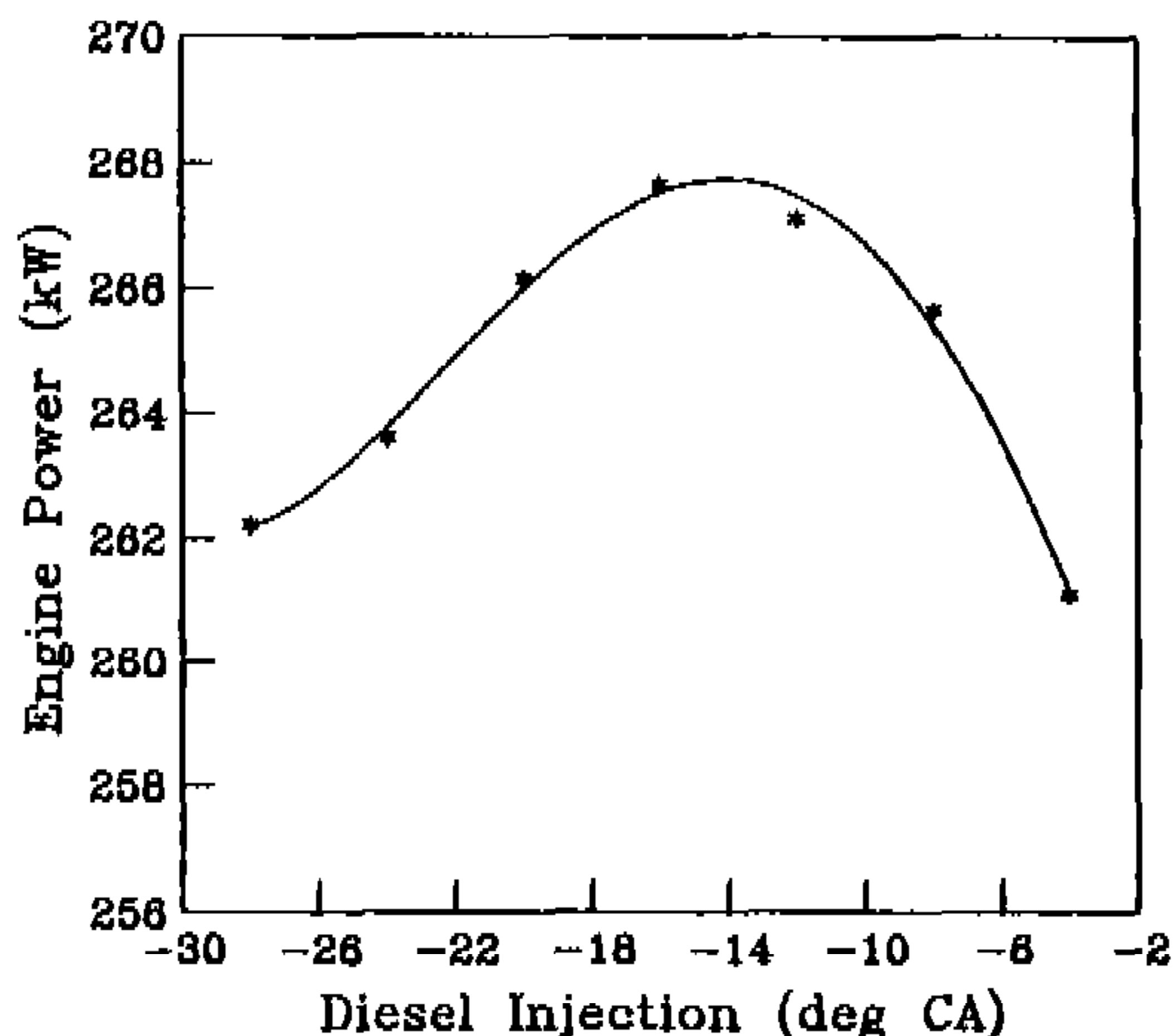


Fig.5 Power changes in varying diesel injection timings

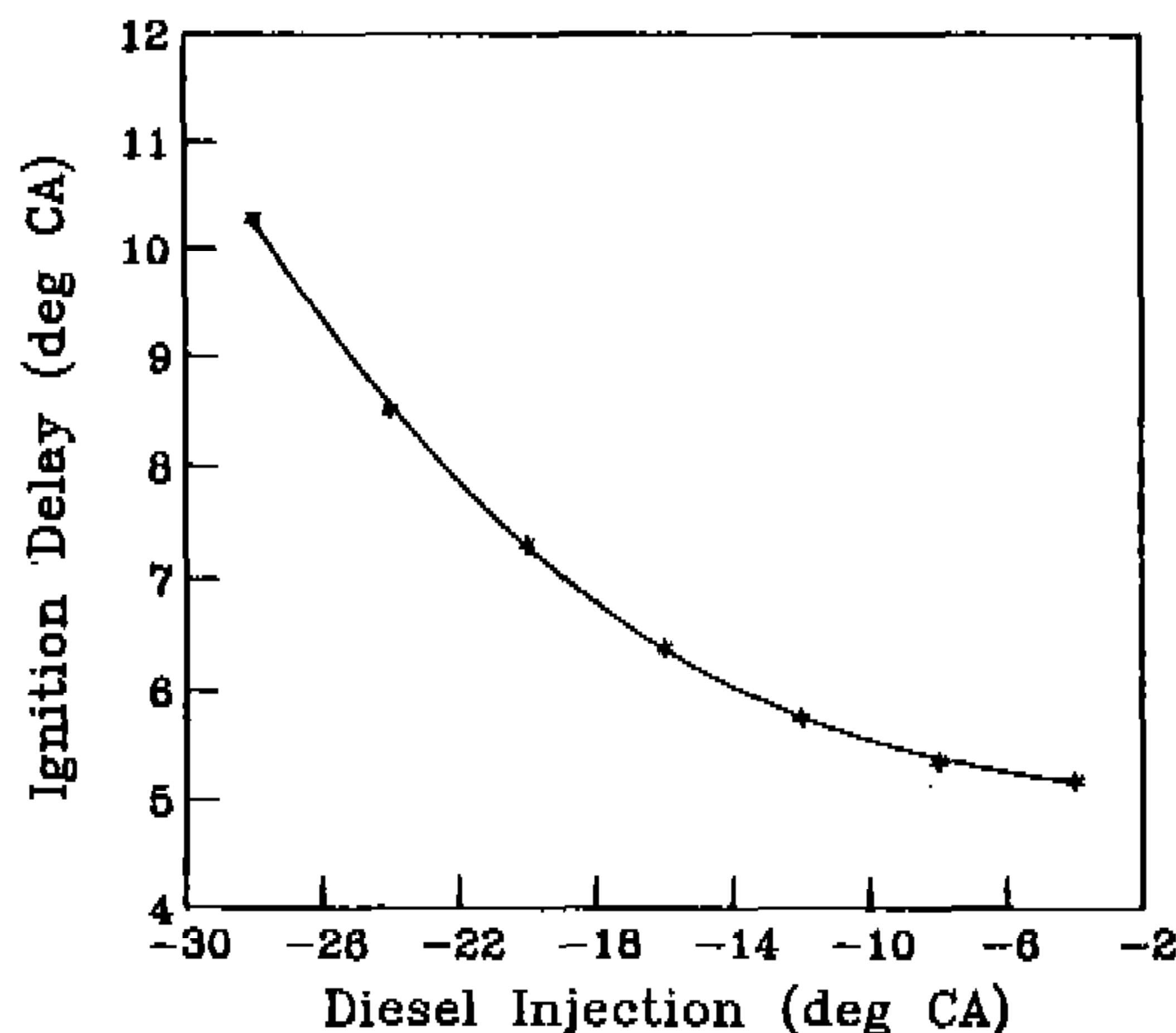


Fig.6 Diesel ignition delay changes in varying injection timings

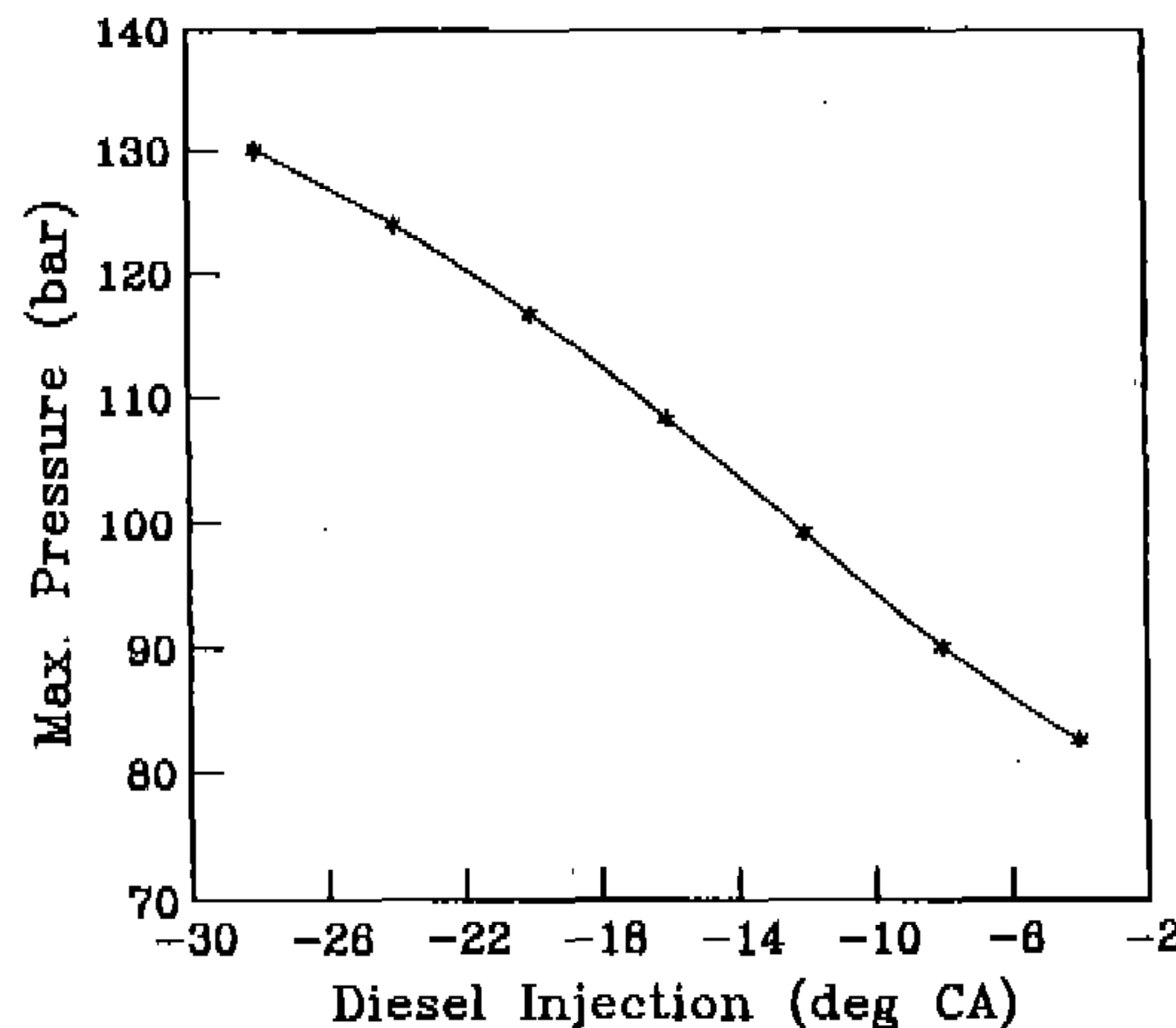


Fig.7 Maximum cylinder pressure changes in varying injection timings

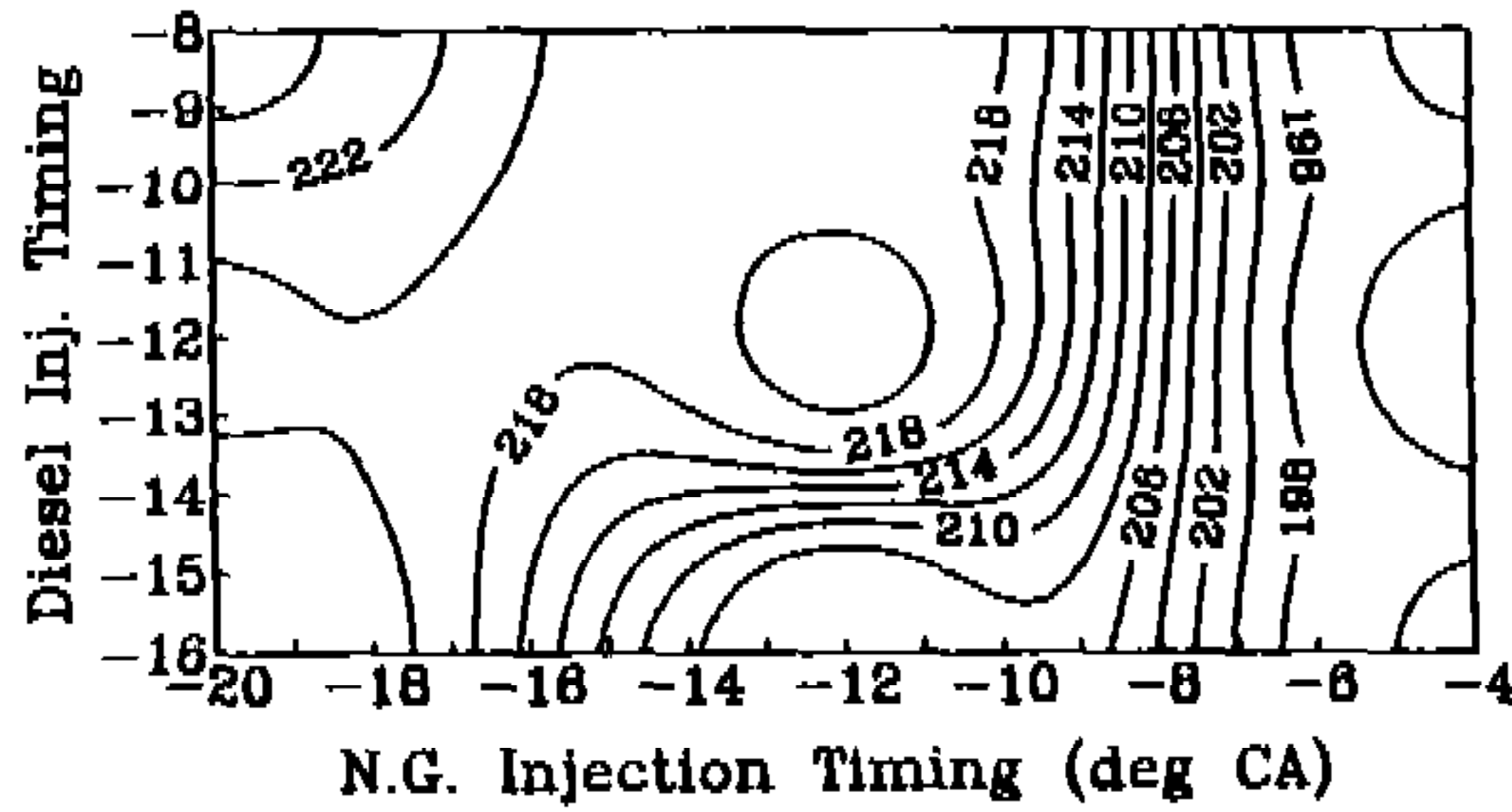


Fig.8 Power(kW) changes in varying dual-fuel injection timings(Horizontal axis-95% natural gas, Vertical axis-5% diesel)

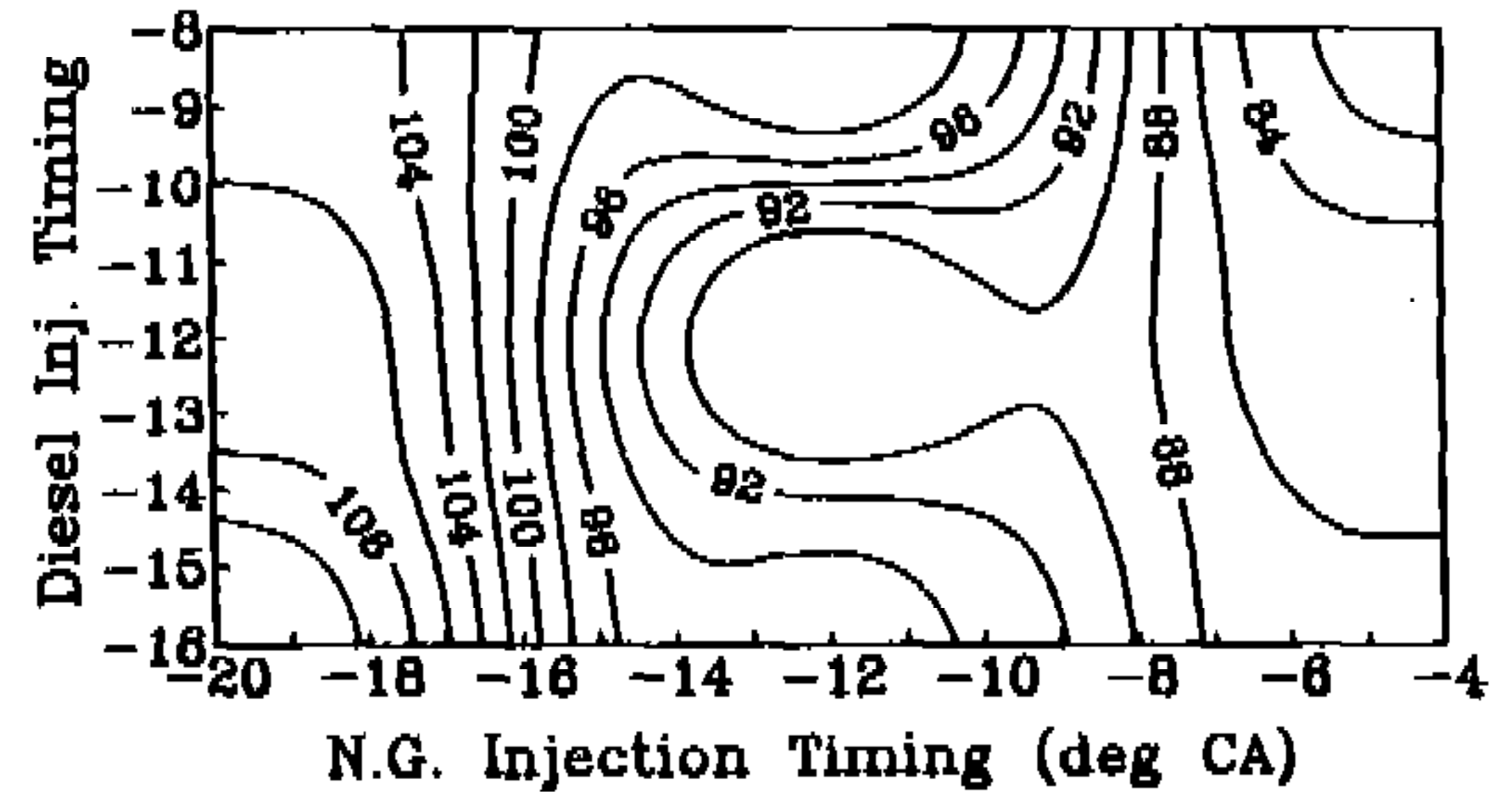


Fig.9 Max. cylinder pressure (bar) changes in varying dual-fuel injection timings (Horizontal axis-95% natural gas, Vertical axis-5% diesel)

고 실선은 점들을 매끄럽게 연결(Curve fitting)한 것이다. Fig.5에서 보여주는 바와 같이 디젤유를 $13\sim 16^\circ$ BTDC에서 분사시켰을 때 엔진출력은 268kW 정도로 최대이며, 이때 실린더 최고압력은 101~108bar 정도로 $7\sim 8^\circ$ ATDC에서 나타난다. 그러나 분사시기가 지연됨에 따라 Fig.6 및 7과 같이 착화지연기간이 짧아지고 실린더최고압력도 낮아진다. 이는 분사시기가 적정시점보다 빠르면 압축공기의 온도가 낮아 착화지연기간이 길어지고, 예혼합연소비가 커지면서 예혼합된 많은 양의 연료가 피스톤이 상사점에 도달하기 이전에 연소되어 피스톤 상승운동을 방해하고 아울러 과도한 압력상승으로 기계손실이 커지므로 출력이 저하된 것으로 보인다. 반대로 분사시기가 너무 지연되면 피스톤의 압축으로 인하여 충전가스온도가 높아져서 착화지연기간이 상대적으로 짧아지고 예혼합연소량도 줄어들어 피스톤의 하강행정 초반기에 확산연소가 집중되지 않고 연소기간도 길어지기 때문에 최고압력 및 출력이 다시 저하되는 경향을 보인 것으로 사료된다.

다음으로 엔진의 운전조건을 디젤유 단독 사용시와 동일하게 하고, 두 연료의 분사시기를 각기 달리하여 엔진성능변화를 살펴보았다. Fig.8은 천연가스와 파이럿오일의 에너지비를 95 : 5로 하였을 때 출력변화를 나타내고, Fig.9는 동일조건에서 실린더최고압력의 변화를 나타낸다. 아울러 천연가스의 에너지비를 80%에서 현재 최고이용률로 알려진 95%까지 변화시켰을 때에

도 출력 및 최고압력의 변화양상은 유사하나, 천연가스의 에너지비가 낮아짐에 따라 출력 및 최고압력은 다소 상승하는 추세를 보였다. 대체적으로 파이럿오일의 분사시점의 일정하고 천연가스의 분사시점이 앞당겨질 때 실린더최고압력 및 출력은 상승하였다. 이는 천연가스가 흡입공기와 서로 혼합되는 시간이 상대적으로 늘어나고 파이럿오일의 착화지연기간이 길어지므로 예혼합연소량이 증가하기 때문일 것이다. 그러나 같은 분사조건에서 천연가스 사용비율이 높아지면 최고압력 및 출력은 낮아지는데, 이는 대부분의 엔진 운전조건에서 천연가스의 연소가 디젤의 연소 속도보다 느리게 일어나고 천연가스 분사장치가 최적화되지 못해 많은 양의 연료가 폭발행정 전반기에 연소되지 못하였기 때문이다. 실험용으로 장착된 천연가스 분사장치를 사용했을 경우에는 Fig.8과 9에서 보여주는 바와 같이 두 연료를 모두 12° BTDC 부근에서 분사시켰을 때, 엔진출력 및 실린더 최고압력이 최적임을 알 수 있다. 디젤연소의 특성은 분사량이 적어지고 분사압력이 낮아질 때 착화지연은 길어지므로, 디젤유 단독 운전시보다 이원연료 운전시 파이럿오일의 분사시기를 다소 늦추고 천연가스와 거의 동시에 분사시킴으로써 파이럿오일의 착화 및 초기 화염형성이 천연가스의 영향을 받지 않도록 하는 것이 바람직하다 판단한다.

보다 구체적인 해석을 위하여 몇가지 대표적인 경우를 서로 비교하였다. Fig.10은 디젤유만을 16° BTDC에서 분사한 경우와 에너지비율로 15

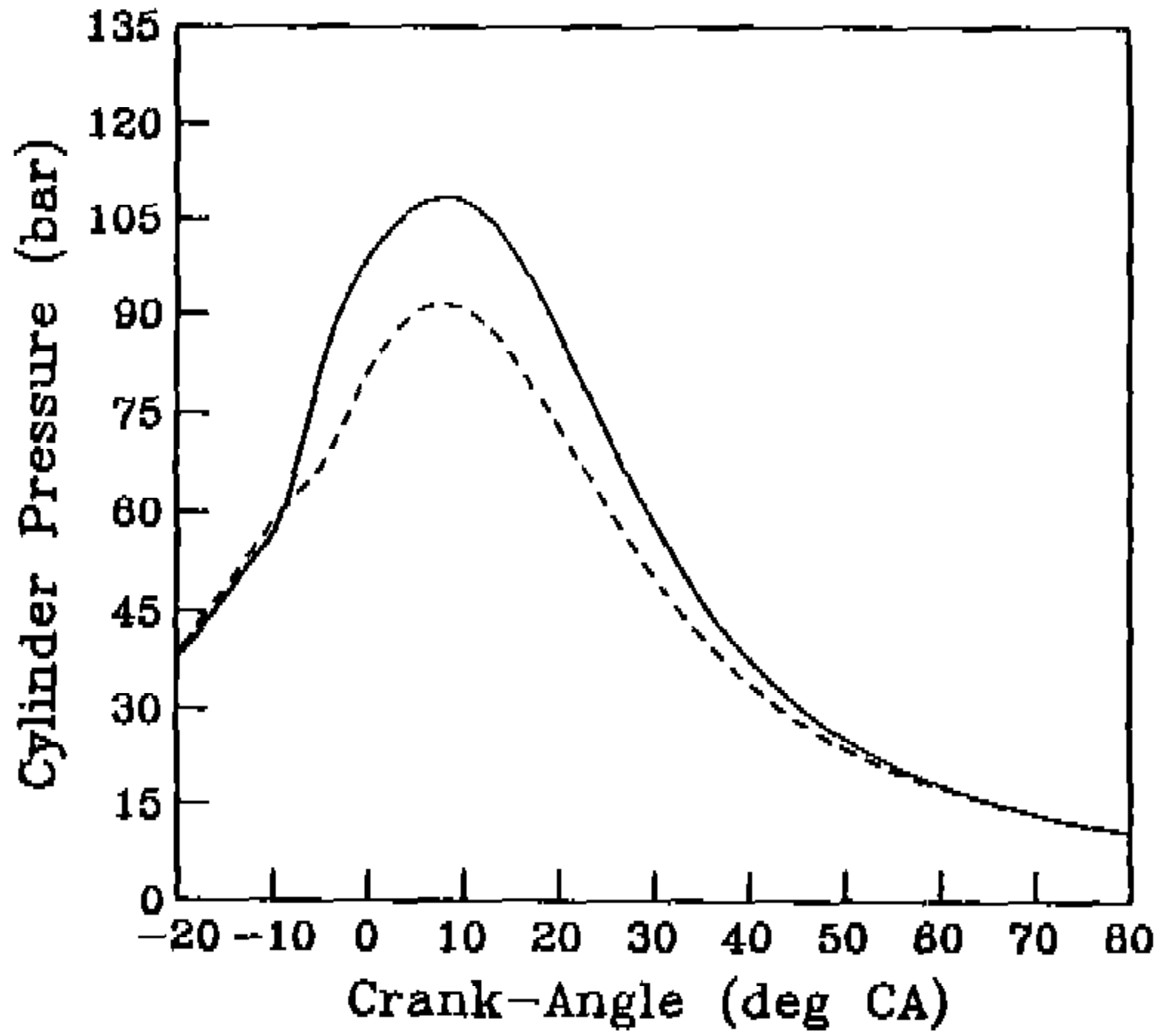


Fig.10 Comparison of cylinder pressure traces(— diesel 100% 16° BTDC, ... 85% N.G. both 12° BTDC injection)

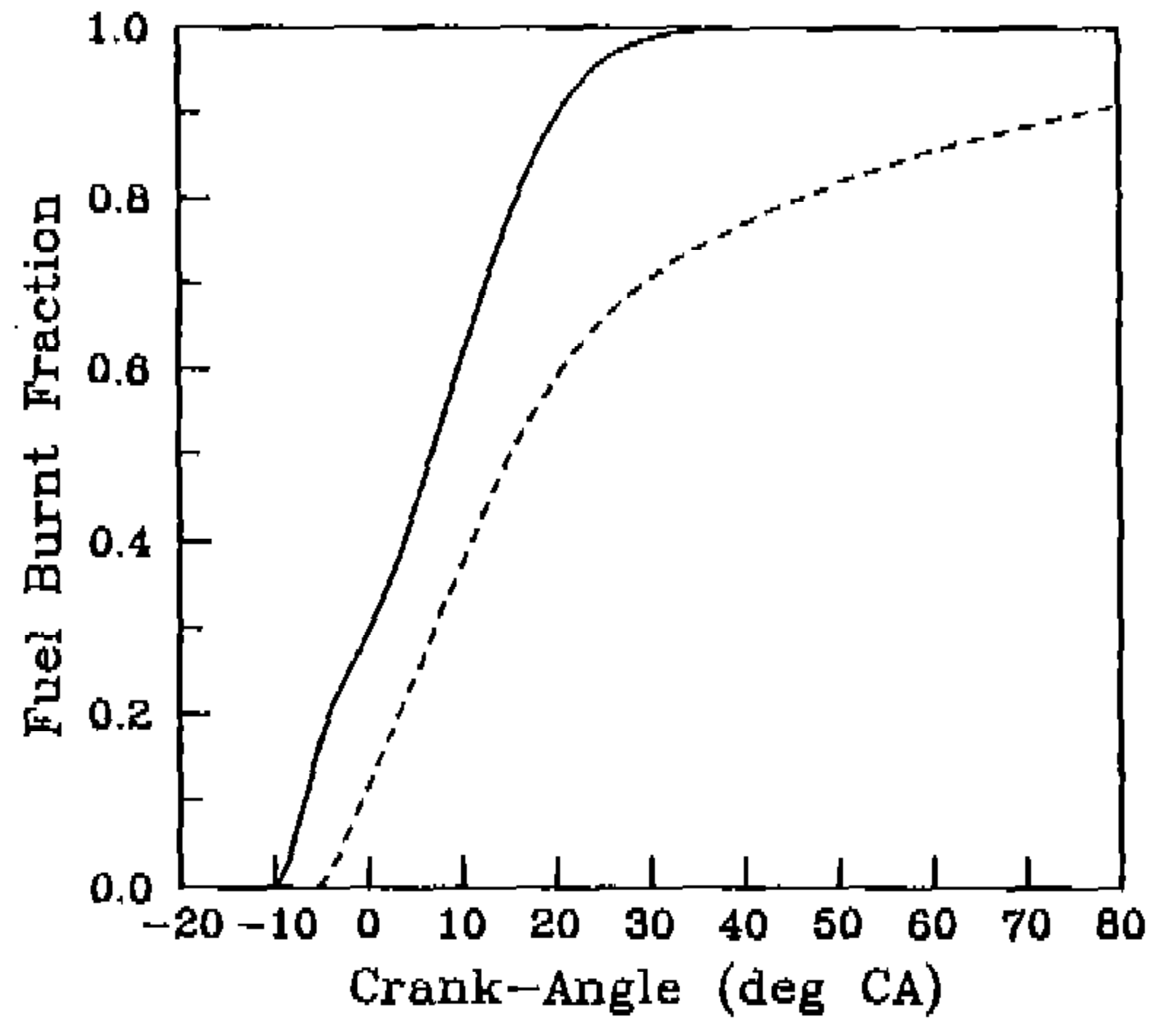


Fig.11 Comparison of fuel mass burnt fractions(— diesel 100% 16° BTDC, 85% N.G. both 12° BTDC injection)

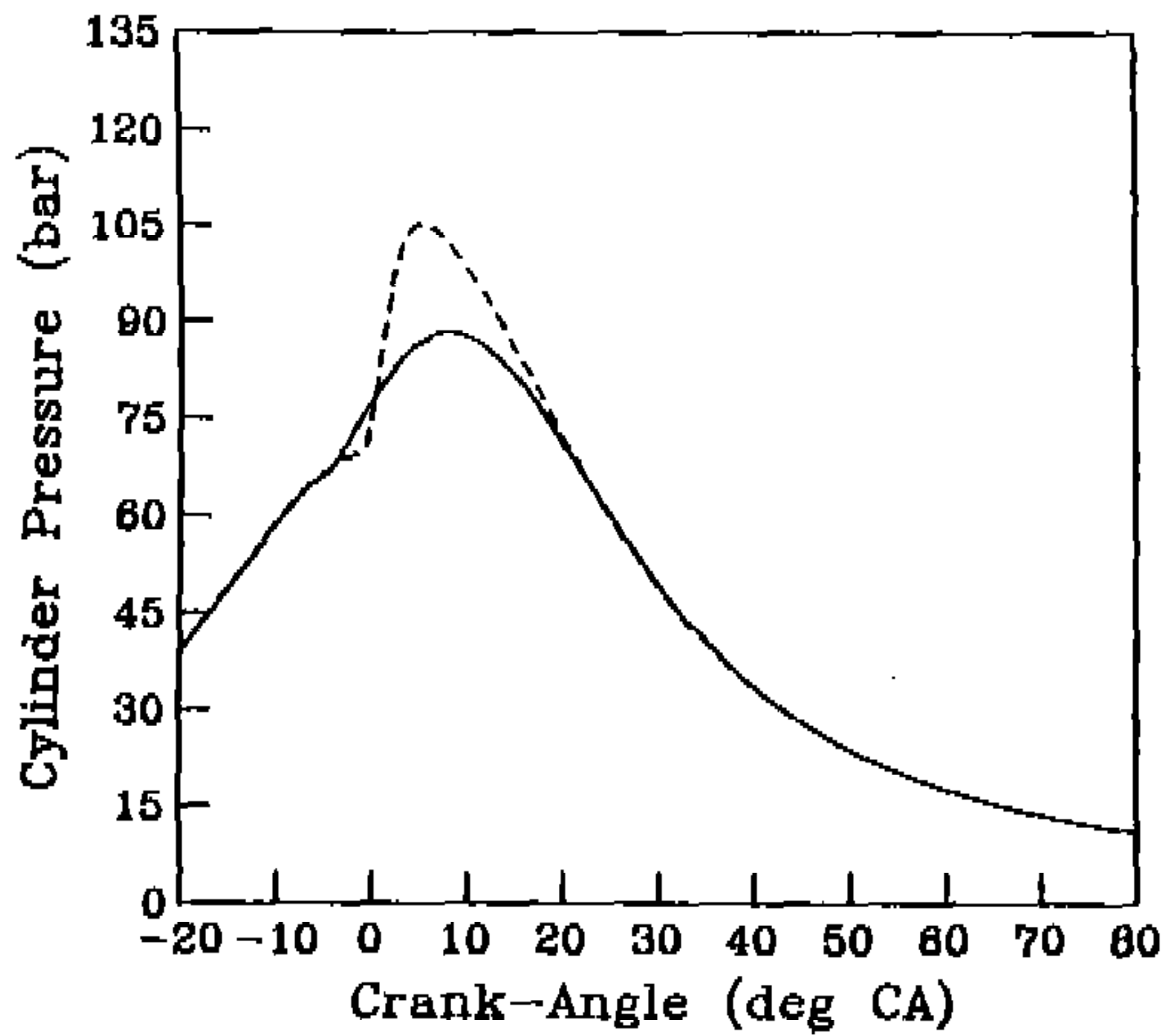


Fig.12 Comparison of cylinder pressure traces(95% natural gas) (— both 12° BTDC, DIESEL 8+N.G. 20° injection)

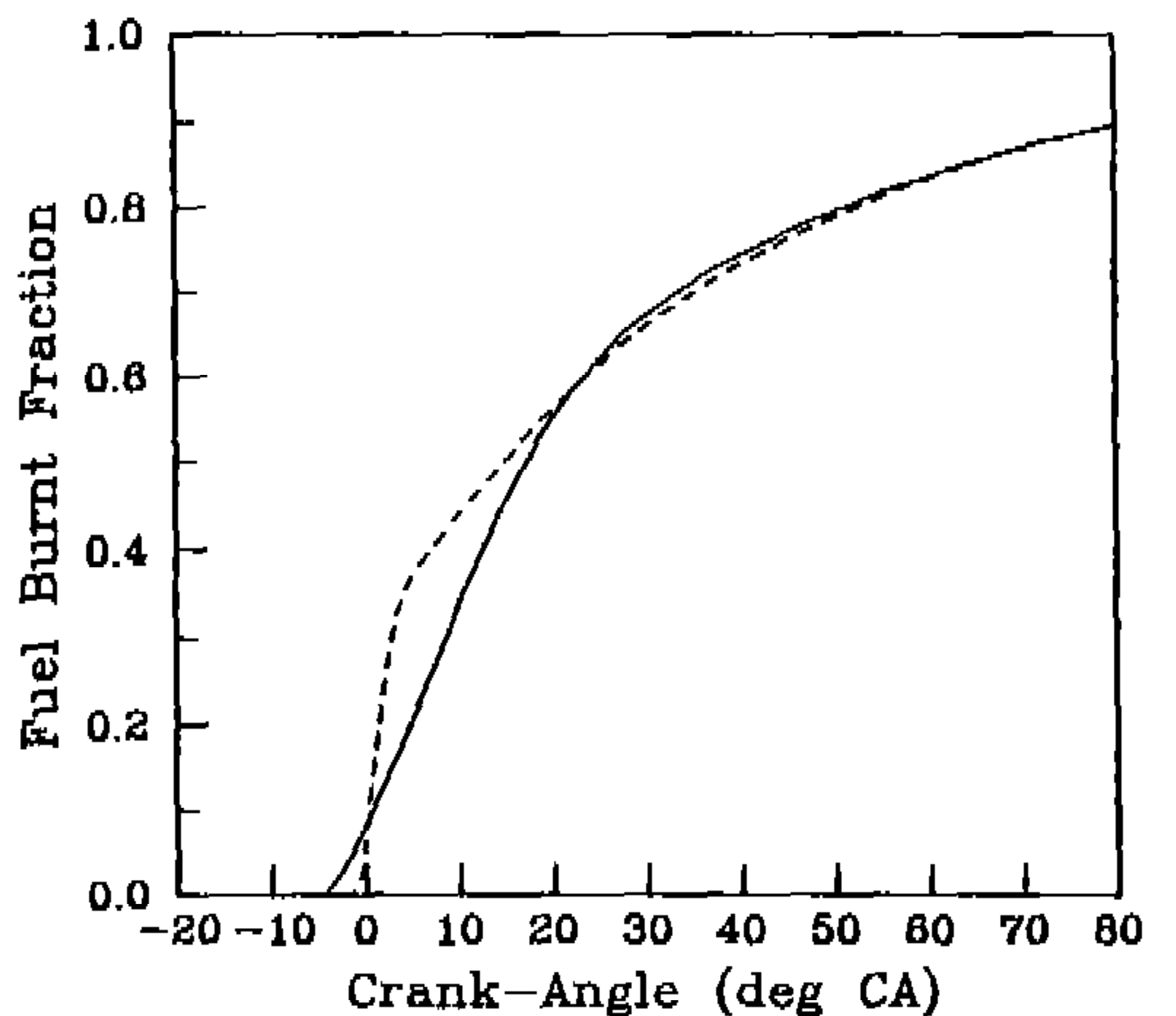


Fig.13 Comparison of fuel mass burnt fractions(95% natural gas)(— both 12° BTDC, diesel 8+N.G. 20° BTDC injection)

% 피어럿오일 및 85% 천연가스를 12° BTDC에서 동시분사한 경우의 실린더압력변화를 비교한 그림이고, Fig.11은 동일한 조건에서 전체분사량에 대한 연소된 연료량의 비를 나타낸다. 이때 디젤유 단독운전시보다 이원연료를 사용한 경우 실린더최고압력이 낮고 압축행정시 압력은 약간 높다. 그 이유는 약 10% 정도의 천연가스가 효율적으로 연소되지 않았기 때문에, 압력상

승은 낮지만 배기밸브가 열릴 때까지 연소가 완만하게 계속되어 과급기 터빈 구동에너지가 디젤유 단독운전시보다 증가하여 압축기가 보다 높은 압력으로 흡기를 공급하여 압축행정시 실린더압력이 약간 높게 나타난 것으로 판단된다. Fig.12에서와 같이 5%의 피어럿오일과 95%의 천연가스를 사용하여 두 연료를 12° BTDC에서 동시 분사한 경우와 피어럿오일은 8° BTDC, 천

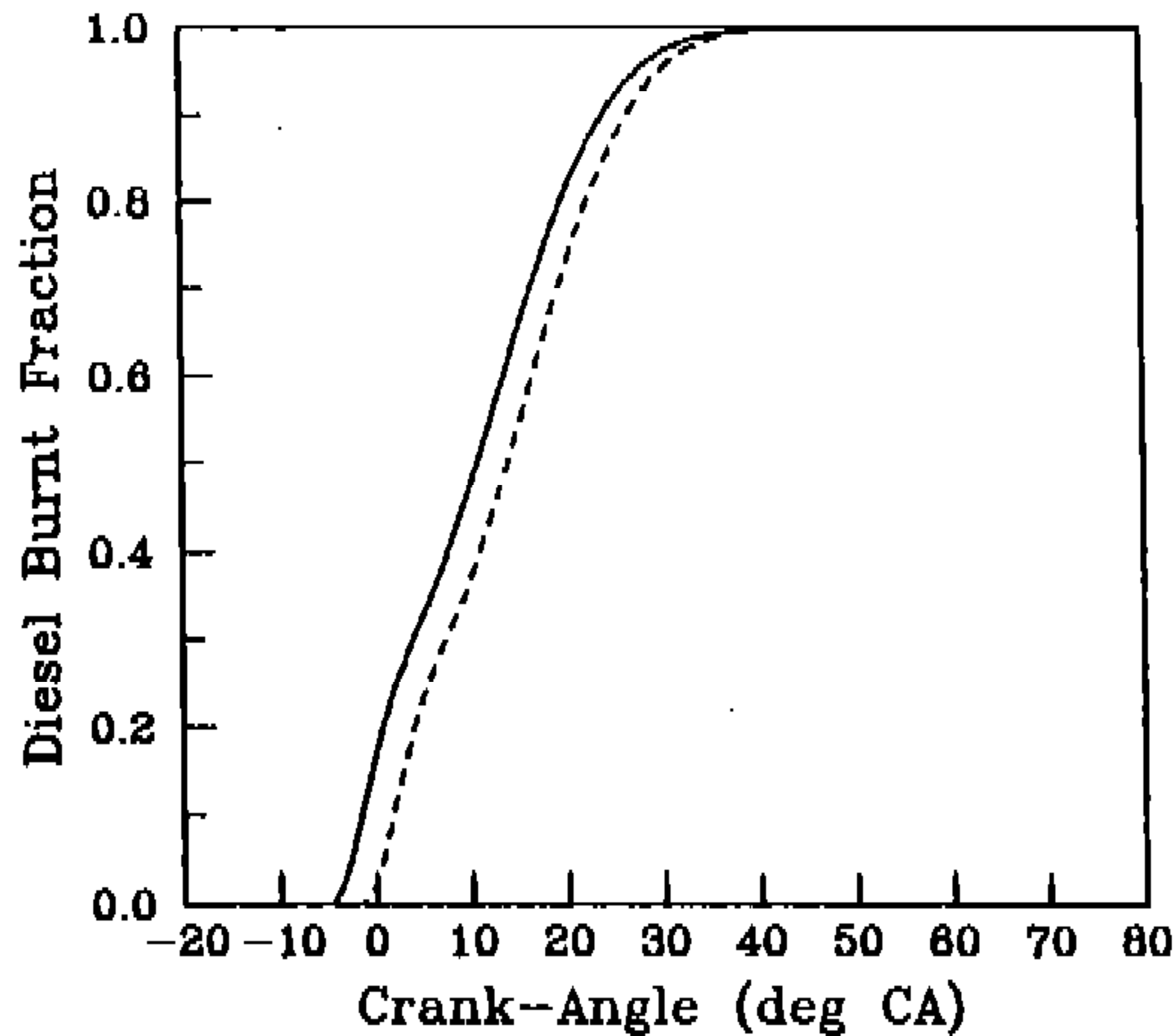


Fig.14 Comparison of pilot diesel burnt fractions(95% natural gas)(— both 12° BTDC, diesel 8+N.G. 20° BTDC injection)

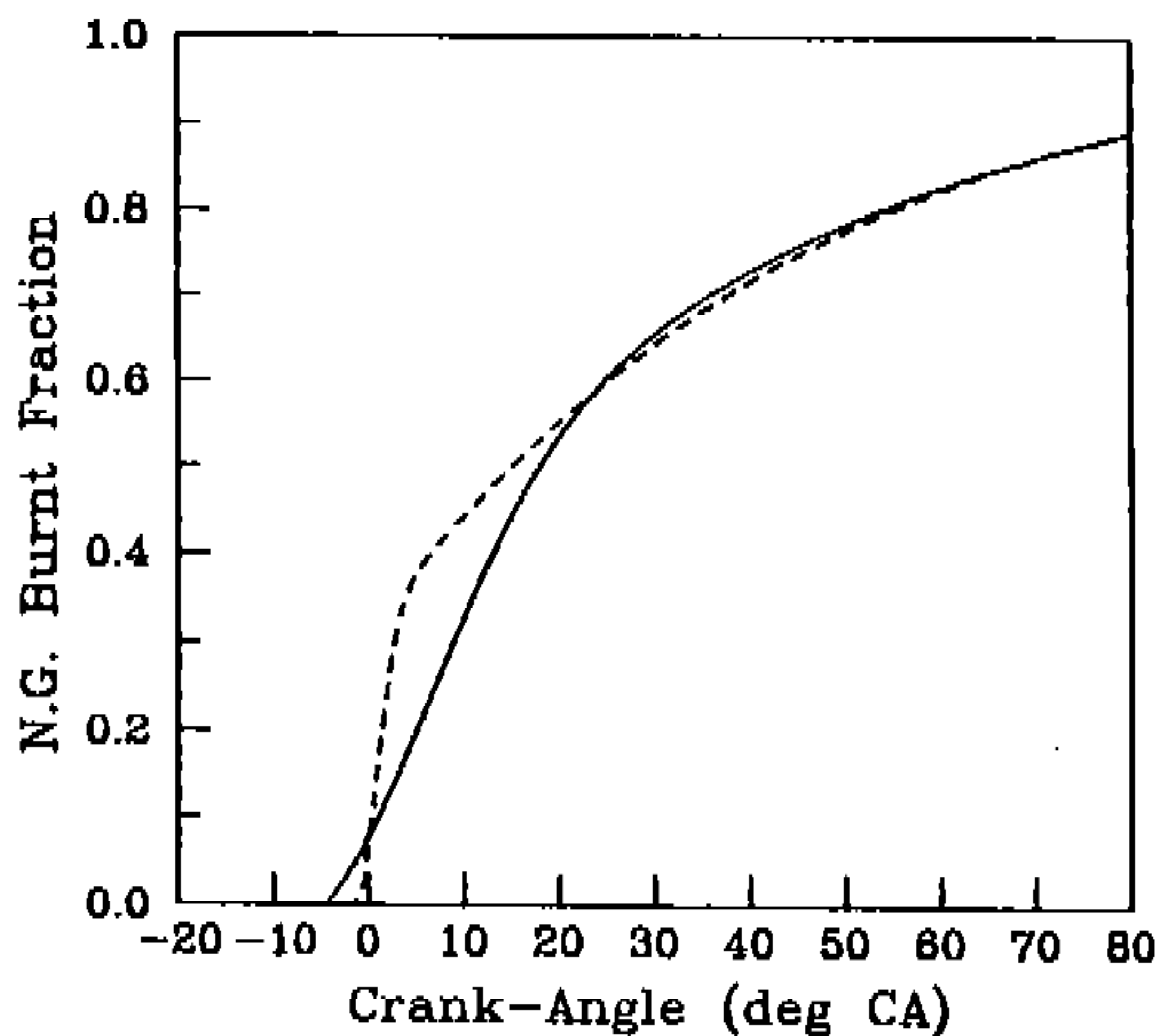


Fig.15 Comparison of natural gas burnt fractions(95% natural gas)(— both 12° BTDC, diesel 8+N.G. 20° BTDC injection)

연가스는 20° BTDC에서 각기 분사한 경우의 실린더압력변화를 비교하면, 후자의 경우 실린더 최대압력은 디젤유만을 사용할 때와 비슷하나, 이 경우 보다 높은 엔진속도에서 실린더최고압력이 설계치인 130bar를 넘을 가능성이 크고 노킹 현상이 발생할 수 있다. 그러나 천연가스의 분사기 디젤유 단독운전시보다 다소 늦으면서도 파일럿오일의 분사와 거의 동시에 이루어질 때, 압

력상승 즉 열발생이 디젤 단독운전처럼 매끄럽게 일어나는 것을 알 수 있다. Fig.11 및 13에서 각기 다른 에너지비와 분사시점에서 연소량비의 변화를 비교하면, 디젤유 단독운전시는 거의 모든 연료량의 연소가 35° ATDC에서 마무리되나, 이원연료 사용시 연소속도가 늦을 뿐만 아니라 배기밸브가 열릴 때까지도 약 10%의 연료가 연소되지 않는 상태이다. 분사시기를 달리 하더라도 파일럿오일의 연소는 디젤유 단독운전시보다 약간 느리게 일어나고 천연가스의 약 30% 정도는 여전히 효율적으로 엔진출력에 기여하지 못하고 있다.

Fig.14 및 15는 Fig.13의 총연소량비를 파일럿오일과 천연가스의 연소량비 변화로 각각 나누어 비교한 그림들인데, 파일럿오일의 연소성향은 분사시점에 다소 차이가 있더라도 뚜렷하지 않으며, 다만 분사지연각만큼 연소가 늦게 일어난다. 그러나 파일럿오일의 에너지비가 5%밖에 되지 않아서 총연소량 변화에는 그의 영향이 미미하다. 천연가스의 경우는 분사가 20° BTDC로 앞서서 경우 상사점 부위에서 급격히 연소가 가속되다가 곧바로 완만하게 일어나고 있다. 이는 파일럿오일의 착화지연기간동안 기화된 연료와 주변의 천연가스가 예혼합되어 순간적으로 연소된 이후에, 나머지의 천연가스가 계속 이어지는 확산연소에 적합하도록 공기와 혼합체를 원활히 형성하지 못하여 연소상태가 급격히 변하는 것으로 생각된다. 물론 연료분사장치가 최적화되지 못한 실험엔진의 결과를 이용하여 시뮬레이션 프로그램의 상수들을 보정하였기 때문에, 천연가스의 연소가 효율적으로 진행되지 못한 것으로 모사되었을 것이다. 하지만 실제엔진에서 천연가스와 파일럿오일의 연료분사장치를 서로 조화를 이루도록 최적화하더라도, 천연가스의 분사가 파일럿오일의 분사보다 상당히 일찍 이루어질 때는 디젤노크와 엔드가스 노크(end-gas knock)의 복합성을 가진 노크발생이 우려된다.

5. 결 론

천연가스를 디젤엔진에 고압으로 직접분사

하여 사용할 때, 본 연구결과로서 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) 이원연료 사용시 피아렛오일은 디젤유를 단독으로 사용할 때보다 분사시점을 다소 지연시키는 것이 출력향상에 유리하다.
- 2) 천연가스는 피아렛오일과 거의 동시에 분사하여야 디젤유 단독 연소시 일어나는 매끄러운 열발생, 즉 압력상승이 가능하고 노킹현상을 배제시킬 수 있다.
- 3) 보다 효율적인 천연가스의 이용을 위해서는 연소조건에 따른 두 연료의 분사계통의 특성을 파악하여 특히, 천연가스의 분사장치를 최적화시켜야 되겠다.

천연가스를 실린더내에 고압으로 직접분사하는 이원연료엔진의 성능은 기존의 디젤엔진과 비교할 때, 그 실현가능성은 충분하다고 판단된다. 그러나 실린더 형상, 공기유동, 연료분사계통들을 최적화시켜 천연가스의 연소효율을 극대화시킬 수 있는 연구가 더욱 필요하겠다.

엔진 전체시스템의 성능예측에 있어서 단일영역 연소모델은 비교적 짧은 계산시간을 요하는 장점이 있으나 이원연료엔진의 연소실 주변 설계 변수들을 많이 배재함으로써 설계개발에 이용하는데는 한계가 있다고 사료된다. 그러므로 연료 분사계통, 실린더형상에 따른 공기유동 효과 및 이원연료의 연소양상을 보다 자세하게 파악할 수 있는 컴퓨터 모델이 필요하겠다.

참 고 문 헌

1. Karim, G.A., "A review of combustion process in the dual-fuel engine-The gas diesel engine", Prog.in Energy and Combustion Science, Vol 6, p.277-285, 1980
2. Milton, B.E., "Improving the performance of small dual-fueled engines", Proc. of Int. Conf. and Exhib., NGV'88, Paper No. 22, Sydney, 1988.
3. Beck, N.J., Johnson, W.P., George, A.F., Peterson, P.W., van der Lee, B. and Klopp, G., "Electronic fuel injection for dual-fuel diesel methane", SAE 891652, 1989.
4. Thyagarajan, V. and Gajendra Badu, M. K., "A combustion model for dual-fuel direct injection diesel engine", Proc. of Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engine, COMODIA '85, p607-614, Tokyo, 1985.
5. Watson, N. and Janota, M.S., "Turbocharging the internal combustion engine", The Macmillan Press, 1982.
6. Watson, N., Pillu, A.D. and Marzouk, M., "A combustion correlation for diesel engine simulation", SAE 800029, 1980.
7. Woschni, G., "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine", SAE 670937, 1967.
8. Chen, S.K. and Flynn, P., "Development of a compression ignition research engine", SAE 650733, 1965.
9. Hardenburg, H.O. and Hase, F.W., "An empirical formula for computing pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of DI diesel engines", SEA 790493, 1979.
10. Tusboi, T. and Wagner, H.G., "Homogeneous thermal oxidation of methane in reflected shock waves", 15th Symp. (Int.) on Combustion, pp.883-890, The combustion Institute, 1974.
11. Karim, G.A., Jones, W. and Raines, R.R., "An examination of the ignition delay period in dual fuel engines", SEA 892140, 1989.
12. Nielsen, O.B., Qvale, B. and Sorenson, S., "Ignition delay in the dual-fuel engine", SAE 870589, 1987.
13. Lom, E.J. and Ly, K.H., "High pressure injection of natural gas in a two-stroke diesel engine", SAE 902230, 1990.