

압축착화 디젤엔진의 연소위상 검출방법에 관한 연구

김 승 관¹⁾ · 박 효 원¹⁾ · 최 성 철¹⁾ · 조 성 인²⁾ · 박 수 한^{1)*}

전남대학교 기계공학부¹⁾ · 전남대학교 대학원 기계공학과²⁾

Study on Detection of Combustion Phase in Compression Ignition Diesel Engine

Seungwan Kim¹⁾ · Hyowon Park¹⁾ · Seongcheol Choi¹⁾ · Seongin Jo²⁾ · Suhan Park^{1)*}

¹⁾School of Mechanical Engineering, Chonnam National University, 77 Yongbong-ro, Buk-gu, Gwangju, 61186, Republic of Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Chonnam National University,

77 Yongbong-ro, Buk-gu, Gwangju, 61186, Korea

(Received 2019.10.22 / Accepted 2019.11.20)

Abstract : The purpose of this study is to suggest a new method to determine a combustion phase (start of combustion and end of combustion) using a combustion pressure data. Unlike previous research method that used heat release amount, the difference between the combustion pressure measured in the combustion chamber and the motoring pressure was used to determine the combustion phase. This research was conducted using a single-cylinder diesel engine with a compression ratio of 17.7. The test was conducted under various injection timing. The newly proposed method showed high accuracy in combustion mode with early injection, as well as the conventional combustion mode. It is expected that this method will be used to study new combustion strategies such as HCCI (homogeneous charge compression ignition) and RCCI (reactivity controlled compression ignition) that are applying early injection strategies as well as existing combustion modes.

Key words : 연소상(Combustion phase), 압축착화디젤엔진(Compression ignition diesel engine), 열발생량(Heat release), 착화지연기간(Ignition delay)

1. 서 론

디젤엔진은 압축착화 방식의 연소 특성상 동일한 시점에 연료를 분사하더라도 운전조건에 따라 연소 위상 편차가 발생한다. 이러한 연소위상 편차는 배기 배출물 산포, 토크 편차 등과 직접적인 관련이 있어 연소위상 검출 및 제어를 통하여 편차를 줄이는 것이 필요하다. 연소위상을 검출하는 방법으로는 열 발생량의 10% 및 90% 등으로 표시되는 SOC(start of combustion), EOC (end of combustion) 또는 50% 지점을 이용한 MFBS0이 많이 사용된다. 그러나 열 발생량을 이용한 연소위상검출방법은 연소종료 시까지 모

든 연소압력데이터가 필요함과 동시에 많은 계산이 요구되는 불편함이 있다.

이 연구에서는 기존의 대다수 연구에서 연소위상을 검출하는 방법인 열 발생량의 10%, 90%를 이용하였을 시 발생하는 문제점을 지적하고, 이를 보완하기 위해 측정된 압력데이터를 바탕으로 연소의 위상을 검출할 수 있는 새로운 방법을 제시하는 것이다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 이 연구에 사용된 단기통 디젤 엔진 시스템의 개략도이다. 이 연구에 사용된 단기통 디젤 엔진 시스템은 흡입공기 유량 제어, 흡입공기 온도 제어, 연료 분사 시스템 제어, 그리고 배기가스 측정을 할 수 있도

*Corresponding author, E-mail: suhanpark@jnu.ac.kr

록 구성되어 있다. 단기통 디젤 엔진의 배기량은 498cc, 보어 83mm, 행정길이 92mm로 압축비는 17.7이다. 냉각수와 엔진오일의 온도는 80℃로 고정하였고, 엔진의 회전속도는 AC동력계(AVL, 25kW)를 사용하여 제어하였다. 실린더 내 예열플러그 위치에 피에조 압전 소자 방식의 압력센서(6052c, Kistler)를 설치하여 실린더 내 연소압력을 측정하였다. 측정된 압력 신호는 증폭기(5018A, Kistler)를 지나 전압 측정 DAQ(NI-9210, National Instruments)를 사용하여 데이터를 수집하였다. 압력데이터는 0.1° 간격으로 측정되었고 수집된 압력데이터는 LabVIEW 프로그램을 통해 100cycle의 평균값을 가지고 최대압력, 연소기간, IMEP (indicated mean effective pressure, 도시평균유효압력), 열발생률 등을 계산하여 후처리되었다. Table. 1은 실험 엔진의 주요 제원을 나타낸 것이다.

연료공급 및 압력 제어장치는 캠축에 연결된 고압 펌프, 커먼레일, 그리고 커먼레일 압력 조절장치로 구성되어 있다. 연료탱크의 연료는 수분필터를 지나 전자식 저압펌프에서 1차 가압된 뒤 연료 유량계에서 유량을 측정하고 고압펌프에서 압축되어 커먼레일로 들어가 PWM(Pulse-Width Modulation) 방식으로 PCV (Pressure Control Valve)의 열림을 제어하는 압력 제어기(PCV Driver, TEMS, LTD)에 의해 실험 하고자하는 분사압력으로 제어되어 인젝터로 분사된다. 고압 펌프에 의해 지속적으로 압축이 된 연료는 온도가 상승하기 때문에 고압펌프, 커먼레일, 인젝터로부터 복귀된 연료는 냉각한 후 연료통으로 공급하였다. 연료 분사 제어장치는 인젝터 구동 드라이버(NI9751-National instruments)를 이용하여 분사시기 분사량을 제어 하였고, 분사 타이밍을 위한 기준은 크랭크각 센서와 캠센

Table 1 Specification of single cylinder diesel engine

Item	Specifications
Engine type	Single cylinder, CRDI, N/A
Bore / Stroke	83mm / 92mm
Displacement	498cc
Compression Ratio	17.7
Fuel injection system	Boschcommon rail
Valve type	DOHC 4 valves

서를 설치하여 0.1 CA (crank angle) 단위로 측정하여 인젝터 제어 모듈(cRio-9024,National instruments)에서 취득하여 연료 분사시기와 통전기간을 조절 하였다.

연소실 내에서 발생하는 연소압력을 측정하기 위해 연소실내에 피에조압전 소자 방식의 압력센서(6052c, Kistler)를 예열플러그 위치에 설치하였다. 압력센서에서 측정된 압력 신호는 증폭기(5018A, Kistler)를 거쳐 전압 측정 DAQ(NI-9201, NI)에서 처리하여 Labview 소프트웨어를 사용하여 실시간으로 후 처리를 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

이 연구에서는 압축 착화 방식 디젤 엔진의 분사시기에 따른 연소 위상을 확인하고 열 발생량의 10%와 90%를 CA10과 CA90으로 계산하였을 때 발생하는 문제점을 확인하고자 하였다. 기존의 CA 10, CA 90을 이용한 연소 위상검출 방법은 분사 시기가 상사점(TDC, top dead center) 근처에서 분사된 경우 높은 정확도를 보이지만 분사 시기가 진각 될수록 CA 90 즉, 연소의 끝 지점에서 큰 오차가 발생한다고 알려져 있다. 따라서 이번 연구에서는 측정된 압력데이터를 기반으로 연소의 위상을 검출하는 방법을 소개하고자 한다.

단기통 엔진에서의 실험은 엔진속도 1800rpm, 분사 압력 1000bar로 고정하였다. 제시한 위상검출방법의 타당성을 알아보기 위해 TDC를 기준으로 TDC 이후에 연소가 진행되는 분사시기를 일반분사 (conventional injection), TDC 이전에 연소가 진행되는 분사시기를 조기 분사 (early injection)로 설정하고 실험을 진행 하였다. 실험의 정확도를 높이기 위해 측정된 결과값은 100 cycle 평균을 기준으로 측정된 각각의 데이터들을 10회 측정, 평균하여 총 1000cycle 평균값을 사용하였다. 자세한 실험조건은 Table 2에 정리하였다.

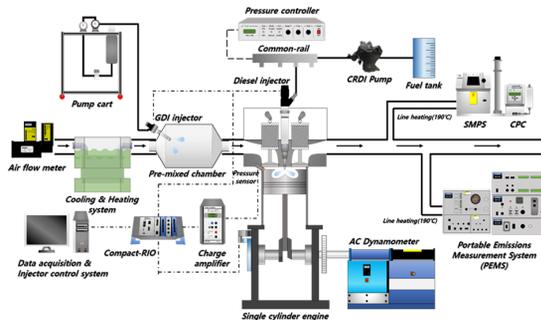


Fig. 1 Schematic diagram of single cylinder diesel engine system

Table 2 Experimental conditions on the effect of injection timing

Test speed		1800rpm
Injection pressure		1,000bar
Injection quantity		14mg
Injection timing	Conventional injection	BTDC 6°, 9°, 12°
	Early injection	BTDC 15°, 18°, 21°, 24°, 27°

실험과정에서 모든 데이터는 압력을 기준으로 측정하였으며, 도출된 온도, 비열 등은 가정에 의한 계산값으로 도출하였다. 측정된 압력데이터를 바탕으로 더 정확한 위상검출을 위해 작동유체를 각각 냉공기 표준가정, 이상기체로 가정하였으며 열 발생을 계산은 이상기체상태방정식과 열역학1법칙을 이용하여 구하였다. 이 방법에 의하면 실린더 체적은 내부가 균일한 조성을 가진 단일 혼합물이 연소에 참여한다고 가정하고, 연소 과정 동안 이상기체 거동 및 분자량이 일정하다고 가정하였으며 이를 바탕으로 열역학 제1법칙에 따라 열 발생율을 계산하면 식(1) 과 같다. 식 (1) 을 적분하면 열 발생량을 구할 수 있으며 다음 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} \quad (1)$$

$$Q = \int \frac{1}{k-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{k}{k-1} P \frac{dV}{d\theta} \quad (2)$$

위 식에서 V, P, $\frac{dP}{d\theta}$ 값은 실험에 따라 측정이 가능한 값들이며 $\frac{dV}{d\theta}$ 값은 식(3)~식(5)를 이용하여 구할 수 있다.

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (r + a - S_\theta) \quad (3)$$

$$S_\theta = a \cos\theta + \sqrt{r^2 - a^2 (\sin\theta)^2} \quad (4)$$

$$Cr = \frac{V_h}{V_c} \quad (5)$$

식(1) ~ (5)에서 Q는 발열량, θ 는 크랭크 각도, P는 연소실 내 압력, k는 비열비, S θ 는 피스톤과 크랭크축

사이의 거리를 나타낸다. 또한, V_c는 간극체적, a는 크랭크 반경, r은 커넥팅 로드 길이, B는 실린더 직경, V_h는 배기량/4 (단기통 엔진일 경우 배기량), Cr은 압축비를 각각 나타낸다.

비열비의 경우 대부분 열발생을 계산과정에서 일정한 상수(k=1.4)로 가정하고 계산을 한다. 하지만 이러한 계산방법은 계산하기 쉽다는 장점 때문에 많이 사용되고 있으나, 실제 연소는 3차원 현상으로 연소실 각 부분에서의 온도와 조성이 모두 다르다. 특히, 디젤 엔진의 경우 연료의 분무, 증발, 공기의 유동 및 연소실 형상 등과 같은 공간적 변수에 따라 연소실의 국부적 온도 차는 심하다. 이러한 이유로 인해 비열비를 일정한 상수로 고정하고 계산하는 방법은 많은 오차를 포함하고 있다. 실제로 Table 3에 의하면 비열비가 1.4인 경우는 온도가 300K인 경우이며 실제로 실린더 내부의 연소 과정 동안 실린더 내부 온도는 급격하게 증가한다는 점을 참고하면 비열비를 1.4로 고정한다는 점은 연소 과정 동안 계속하여 오차가 누적되고 있다고 해석할 수 있다. 또한, 실제 내연기관에서는 실린더 내 가스와 외부와의 온도 차이가 있으므로 열이 전달되어 등온과정 또는 단열 과정을 행한다는 것은 불가능하다. 더구나 열이동량도 같은 과정 중일지라도 피스톤의 위치(또는 가스의 비체적)에 따라 변화한다. 예를 들면 압축행정 초기의 작동 가스의 온도는 상온(20°C) 정도로 낮아 피스톤, 실린더 등으로부터 열을 전달받지만, 후반에는 반대로 가스가 압축되어 고온이 되면 실린더 벽 등으로 열을 방출한다. 또 팽창행정에서도 초반부는 고온의 연소 가스에 피스톤, 실린더,

Table 3 A specific heat ratio according to temperature

T(K)	Cp [KJ/KgK]	Cv [KJ/kgK]	K	R
300	1.004	0.717	1.4	0.287
400	1.013	0.725	1.396	0.288
500	1.028	0.741	1.387	0.287
600	1.05	0.763	1.376	0.287
700	1.073	0.786	1.365	0.287
800	1.097	0.81	1.354	0.287
900	1.119	0.832	1.337	0.287
1000	1.139	0.852	1.337	0.287
1100	1.157	0.87	1.33	0.287
1200	1.172	0.885	1.324	0.287

흡·배기밸브 등으로 열을 방출한다. 이것은 실제 압축과정과 팽창과정이 단열변화도 등온변화도 아닌 것을 의미하고 있다.

따라서 이번 연구에서는 기존 누적 열 발생량 계산 결과의 오차를 최소화하기 위해 계산과정 중에 사용되는 비열비는 1.4 값이 아닌 측정된 압력데이터를 바탕으로 이상 기체상태방정식 $PV=mRT$ (T: 온도)를 이용한 로그 함수의 기울기를 이용하여 비열비를 계산하였다.

$$P_0 V_0^k = C_{const.} = P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (6)$$

$$\log P_1 V_1^k = \log P_2 V_2^k \quad (7)$$

$$\log P_1 + \log V_1^k = \log P_2 + \log V_2^k \quad (8)$$

$$\log P_1 - \log P_2 = \log V_2^k - \log V_1^k \quad (9)$$

$$= -k(\log V_1 - \log V_2)$$

따라서 비열비 k 값은 다음과 같이 $\log P - \log V$ 그래프의 기울기로 구할 수 있다.

$$k = -\frac{\log P_1 - \log P_2}{\log V_1 - \log V_2} \quad (10)$$

Fig. 2는 분사 시기에 따른 실린더 내 압력과 열발생률(Rate of heat release)을 나타낸 결과이다. 연소 압력 그래프를 보면 분사 시기가 진각 될수록 착화시기도

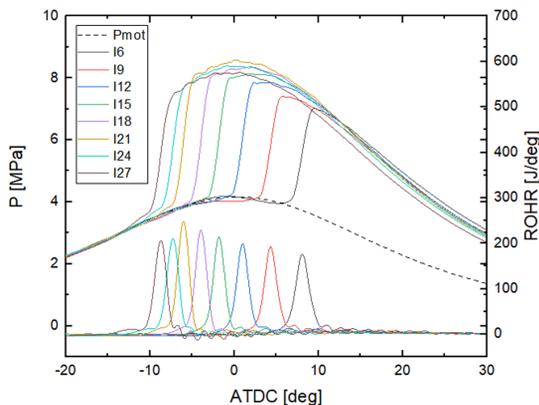


Fig. 2 In-cylinder pressure and ROHR according to injection timing

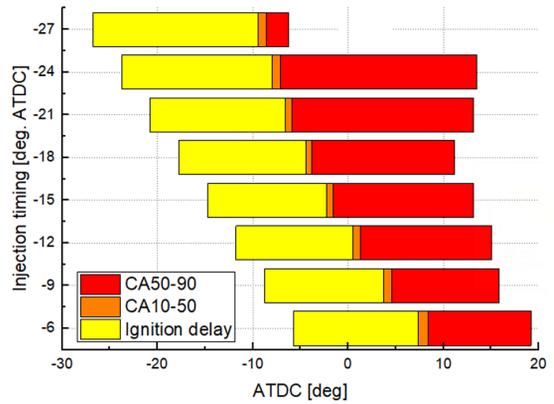


Fig. 3 Combustion phasing according to injection timing

진각 되며 분사 시기 BTDC 6°, 9°, 12°의 경우 TDC 이후에 착화가 발생하는 것을 볼 수 있다. 그리고 분사 시기 BTDC 12°를 기준으로 진각 될수록 압력 파형이 불안정한 것을 확인할 수 있다. 이는 압축행정 중, 피스톤이 상승하는 과정에 분사된 많은 연료량이 일시적으로 착화가 발생하여 압력이 급격하게 증가하는 디젤 노킹(Diesel Knocking) 현상으로 판단된다.

Fig. 3은 분사시기에 따른 착화지연기간(Ignition delay), CA10(Heat release의 10%), CA90(Heat release의 90%)을 나타낸다. 기존의 Heat release 10%, 90%를 이용한 방법에 의하면 CA10은 연소의 시작, CA90은 연소의 끝으로 보고 있다. 분사 시기가 진각 될수록 착화지연기간이 길어지는 것을 확인할 수 있는데 착화는 화학반응이므로 온도의 영향이 압력보다 훨씬 크다. 따라서 피스톤이 압축하는 과정 중 분사 시기가 빨라지면 연소실은 상대적으로 낮은 압력과 온도이기 때문에 착화에너지 까지 도달하는 시간이 짧아지는 것으로 판단된다. 이렇게 분사 시기가 진각 될수록 착화지연 기간이 길어지기 때문에 연료와 공기의 예혼합 시간이 길어지게 되고 예혼합 연소의 비율이 증가하고 확산연소의 비율이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 실제 연소의 경우 분사 시기가 진각 될수록 연료의 예혼합 시간이 길어지기 때문에 연료의 전체 연소 구간이 짧아지게 된다. 하지만 Fig. 3의 CA 10, CA90에 의하면 TDC 이후에 착화가 발생하는 경우 CA10, CA90을 통한 연소 구간이 비교적 정확했지만 TDC 이전에 착화가 발생하는 분사 시기의 경우 CA10과 CA90을 바탕으로 한 연소 구간이 TDC 이후에 착화가 발생하는 분사 시기와 비슷한 연소 구간을 보이

는 오류가 발생하게 된다.

따라서 이번 연구에서는 기존의 Heat release의 10%, 90%를 이용한 연소 위상 검출 방법 대신 실험을 통해 바로 측정 가능한 압력 데이터만으로 연소 위상을 검출할 수 있는 방법을 제시한다. 제안된 압력만을 이용한 연소 위상 메커니즘을 이용하면 기존의 Heat release를 이용한 연소 위상 검출 방법보다 필요한 실린더 데이터양과 연산 시간을 줄일 수 있다는 장점이 있다. 압력만을 이용하여 연소 위상을 검출하는 방법은 다음과 같다.

실린더 내부의 압력은 크게 연료를 분사하였을 때 발생하는 연소압력과 연료를 분사하지 않고 엔진을 작동시켰을 때 발생하는 모터링(Motoring) 압력으로 나눌 수 있다. 연소압력과 모터링 압력의 차이를 이용하여 압축착화식 디젤 엔진의 연소 위상을 검출하고자 한다. 연소압력과 모터링 압력의 차이를 다음과 같이 정의한다.

$$TRIANGLEP = P - P_{mot} \quad (11)$$

P : 연료를 분무하였을 시 발생하는 압력
 $(P_{mot}$: 연료를 분무하지 않고 엔진을 작동할 때 발생하는 모터링(Motoring) 압력)

Heat release를 이용한 방법은 착화 시기가 TDC 이후 인 경우(BTDC 6°, 9°, 12°) CA10, CA90 값을 이용하면 연소 구간을 정확하게 값을 얻을 수 있다. 따라서 착화 시기가 TDC 이후일 때 분사하는 BTDC 6°, 9°, 12°의 CA10, CA90 값을 기준으로 이에 대응하는 $TRIANGLEP$ 값의 최댓값인 $TRIANGLEP_{max}$ 값에서 SOC, EOC에 해당하는 % 지점을 정의하였다. Fig. 4는 $TRIANGLEP_{max}$ 20%, 80%의 값이 CA10, CA90에 대응함을 보여주는 그래프이다. 이 기준을 바탕으로 BTDC 6°~27°까지의 20%, 80% 지점을 찾고자 하였다. 그 결과 $TRIANGLEP_{max}$ 의 20%인 지점은 모든 분사 시기에서 기존의 CA10값과 거의 오차가 없음을 확인할 수 있었다. 하지만 Fig. 5의 그래프에서도 확인할 수 있듯이 $TRIANGLEP_{max}$ 의 80% 지점의 경우 $TRIANGLEP_{max}$ 값을 기준으로 좌우에 각각 1개씩 총 2개의 지점이 발생하였다.

분사 시기가 TDC 이후 인 경우(BTDC 6°, 9°, 12°) 이 중 양의 값을 연소의 종료 시점으로 설정하면 기존

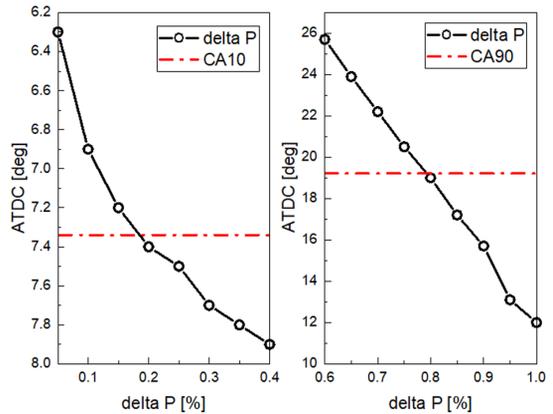


Fig. 4 delta P[%] corresponding to CA10, CA90

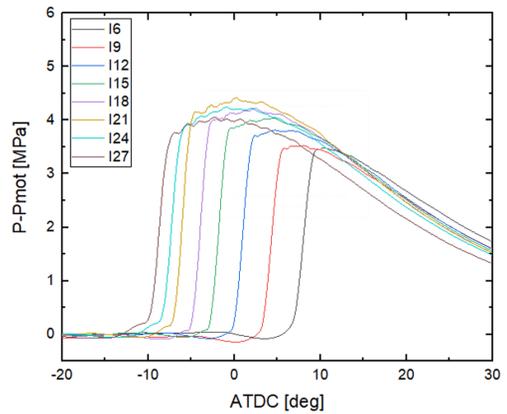


Fig. 5 In-cylinder Differences in Combustion and Motoring Pressure pressure according to injection timing

의 CA90 값과 거의 오차가 없음을 보였다. 하지만 TDC 이전에 연소가 끝나는 분사 시기의 경우(BTDC 15°, 18°, 21°, 24°, 27°) 똑같이 양의 값을 적용하면 연소가 TDC 이후에도 진행된다는 결과가 나오기 때문에 TDC 이전에 연소가 끝나는 분사 시기의 경우 음의 값을 적용하기로 하였다. 실제로 음의 값을 적용하였을 경우 새롭게 설정한 연소종료 시점 이후에는 TDC 까지 실린더가 상승함에 따라 발생하는 압력 상승만 존재하게 된다. 따라서 새롭게 설정한 연소종료 지점 이후 실린더의 상승으로 인한 압력 상승 구간이 연료를 분사하지 않고 엔진을 작동시킨 경우 발생하는 모터링 압력 거동의 형태를 보인다면 새롭게 설정한 연소종료 시점이 타당하다고 말할 수 있다. Fig. 6은 이를 위해 새롭게 설정한 연소종료 지점에서 TDC 까지 구

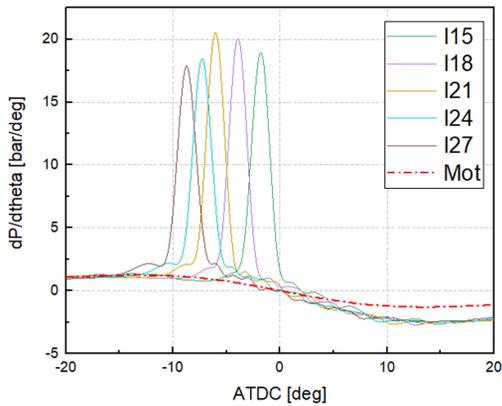


Fig. 6 dP/dtheta according to ATDC[deg]

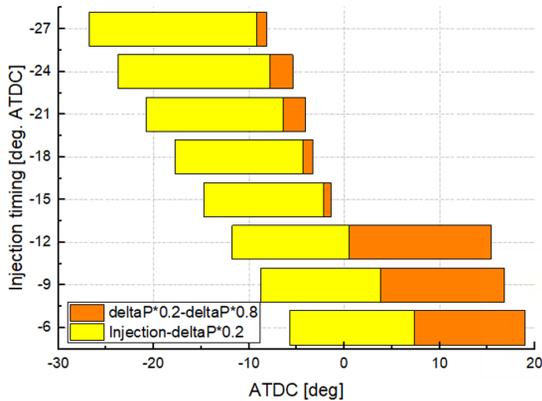


Fig. 7 Combustion phasing according to injection timing

간의 $\frac{dP}{d\theta}$ 를 비교한 그래프로 그 결과 모터링 압력과 거의 오차가 없음을 확인할 수 있었다. Fig. 7은 이 결과 새롭게 설정한 분사 시기에 따른 연소 시작지점과 종료 시점을 나타낸 그래프이다.

4. 결 론

이 연구에서는 기존 압축착화 디젤 엔진의 분사시기에 따른 연소위상을 확인하고 Heat release의 10%, 90% 방법을 통한 연소위상 검출방법 적용 시 발생하는 문제점을 확인하였다. 이를 개선하기 위해 기존의 Heat release 계산을 위한 복잡한 계산과정 없이 실험을 통하여 바로 취득 가능한 연소 압력데이터와 모터링 압력데이터를 이용하여 연소의 위상을 검출하는 방법을 제안하였다. 실험과 분석을 통해 아래와 같은

결론을 도출할 수 있었다.

(1) Heat release의 10%, 90%를 이용하여 CA 10, CA90을 계산한 결과 분사시기가 TDC 근처일 때 비교적 정확한 값을 보였지만 분사시기가 진각 되도 정확한 값을 보이는 CA10 값과는 달리 CA90값의 경우 부정확한 값을 보임을 확인할 수 있었다.

(2) 연소압력과 모터링 압력을 이용하여 연소위상을 검출하기 위해 $TRIANGLEP = P - P_{mot}$ 를 정의하였다. TDC 근처에서는 Heat release의 10%, 90%값인 CA10, CA90값이 비교적 정확하므로 이 값들에 대응하는 $TRIANGLEP_{max}$ 의 %기준을 찾은 결과 CA10의 경우 $TRIANGLEP_{max}$ 의 20%값에 대응하였으며 CA90의 경우 $TRIANGLEP_{max}$ 의 80% 값에 대응함을 확인할 수 있었다.

(3) $TRIANGLEP_{max}$ 의 20%의 경우 모든 분사시기의 CA10 값과 오차가 없었다. 하지만 $TRIANGLEP_{max}$ 의 80%의 경우 2개의 값을 구할 수 있는데 이 값은 TDC 이후에 착화하는 구간의 경우 양의 값을 적용하고 TDC 이전에 착화하는 조기분사 영역의 경우 음의 값을 적용하면 비교적 정확한 연소 구간을 산출할 수 있었다.

(4) 조기분사 영역의 경우 $TRIANGLEP_{max}$ 의 80% 값 지점 이후에 압력 거동은 모터링 압력 거동과 오차가 크지 않음을 확인할 수 있었다. 따라서 Heat release의 10%, 90%를 이용하여 연소 위상을 검출하는 방법의 한계를 극복하고 압력데이터만을 이용하여 연소위상을 정확하게 검출할 수 있음을 확인할 수 있었다.

Acknowledgement

이 논문은 전남대학교의 연구비 지원(2019-3734)과 한국연구재단의 지역대학우수과학자 지원사업(2016 R1D1A3B03935537)의 지원으로 수행된 연구임.

References

- 1) M.A.Ceviz, I.Kaymaz. "Temperature and air-fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture" University of Ataturk, Turkey, 2004
- 2) shangming Li, "A Temperature-dependent Model of Ratio of Specific Heats Applying in Diesel Engine" Norwegian University of Science and Technology,

June 2017

- 3) K. Puri, "The Effect of Injection Timings on Performance and Emissions of Compressed Natural-Gas Direct Injection Engine", University Kebangsaan Malaysia(UKM), 2016
- 4) 선우명호, 최두원, 이민광, "Start of Combustion Detection Method for Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine", 한양대학교, 2007
- 5) Hamit SOLMAZ et al, "An Experimental Study on the Effects of Diesel And JET-A1 Fuel Blends on Combustion, Engine Performance and Exhaust Emissions in a Direct Injection Diesel Engine", Gazi University Faculty of Technology Department of Automotive Engineering, 2016
- 6) 선우명호 외 3명, "Cylinder-Pressure based IMEP Estimation for CRDI Diesel Engines", 한국자동차공학회, 2007
- 7) 선우명호 외 3명, "Development of a Start of Combustion Estimation Algorithm using Modified Heat Release Equation for Diesel Engines", 한국자동차공학회, 2012
- 8) 구태형 외 7명, "Closed-Loop Control of Main Injection Timing Using MFB50 in Diesel Engine", 한국자동차공학회, 2009
- 9) 선우명호 외 4명, "Development of a Combustion Phase Indicator for Real-Time Combustion Control in CRDI Diesel Engines", 한국자동차공학회, 2010
- 10) Cheng Fang, Minggao Ouyang, Fuyuan Yang, "Real-time start of combustion detection based on cylinder pressure signals for compression ignition engines", Beijing Computational Science Research Center, 2016
- 11) 김기두 외 3명, "단일 영역 모델 열발생율 계산 방법의 개선에 관한 연구", 한국마린엔지니어링학회, 2004
- 12) 오승석 외 7명, "디젤엔진의 실시간 연소제어를 위한 연소위상검출 알고리즘개발", 한국자동차공학회, 2010
- 13) John H.Petersen, "Combustion Heat Release Rate Comparison of Algae Hydroprocessed Renewable Diesel to F-76 in a Two- Stroke Diesel Engine", Monterey, California, 2013
- 14) John B. Heywood "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York. 1988