

모터링 압력측정을 통한 상사점 결정방법에 관한 연구

A Study on TDC Crank Angle Determination by Motoring Pressure Measurement

한 정 옥*, 이 영 주**, 김 승 수***
 J. O. Han, Y. J. Lee, S. S. Kim

ABSTRACT

A disk photo sensor system was constructed and installed on engine for the crank angle measurement. Statically measured TDC crank angle data were compared with those obtained from engine motoring.

Two groups of cylinder pressure data were compared each other, one measured by pressure transducer mounted flush on the combustion chamber and the other obtained with the help of spark plug type adaptor. A simple analysis on the gas flow in the spark plug type pressure transducer displayed reasonably good agreement with those from engine motoring tests.

In various firing tests, the IMEPs obtained from the spark plug type pressure transducer turned out to be higher than those from the flush mounted one at low engine speed while those two were nearly the same at high engine speed. As the engine load decreased the relative difference in IMEP measurement between the two types tended to be enlarged.

1. 서 론

피스톤의 상사점은 가솔린기관의 경우 1°의 측정오차에 따라 도시평균 유효압력이 약 4% 정도 발생하므로^{1,2)} 정확한 상사점을 결정하는 것은 압력값을 분석하는데 매우 중요하다.

상사점 측정에 대한 연구는 정적 방법으로 다이얼 게이지를 이용하여 Lienesch²⁾와 Lancaster³⁾ 등이 측정방법을 제안하였으며 동적 방법으로는 Reverencic⁴⁾와 Lienesch 등²⁾이 마이크로 웨이브(micro wave)를 이용하여 보다 정확한 상사점각을 측정하였다.

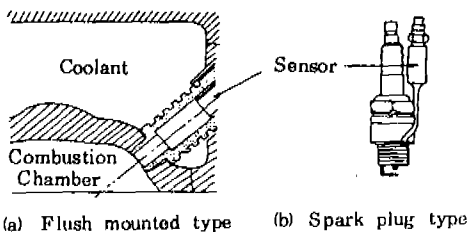


Fig. 1 Pressure transducer installed (a) flush mounted and (b) with spark plug adapter

한편 실린더 압력을 측정하는 방법으로 Fig. 1(b)와 같은 스파크 플러그형 어댑터(이하 SP형)를 사용할때 연결관로에 의한 압력손실과

* 한국과학기술원 기계공학과

** 한국에너지연구소

*** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

지연때문에 오차가 발생하게 된다. Iberall⁵⁾, Rohmann⁶⁾, Hougen⁷⁾은 SP형 연결관로에서 발생하는 압력측정 요소들을 수학적 모델을 통하여 해석하였으며 Ducoffe⁸⁾, Schuder⁹⁾, Evers¹⁰⁾는 실험적 연구를 통하여 압력전달에 대한 영향을 고찰하였다.

본 논문에서는 우선 정적 상사점 크랭크각을 다이얼 게이지를 이용하여 측정하였으며 그 결과를 모터링 상태의 최고 압력크랭크각과 비교하였다. 또한 실린더 압력측정시 SP형에서 발생하는 오차를 정량적으로 파악하기 위해 Fig. 1(a)와 같이 연소실 벽면에 접한 어댑터(flush mounted, 이하 FM형)를 설치하였다. 그리고 엔진 모터링시 SP형 어댑터 연결관로에서의 압력전달 손실 및 지연 효과를 1차원 기체 유동모델로 해석하였다.

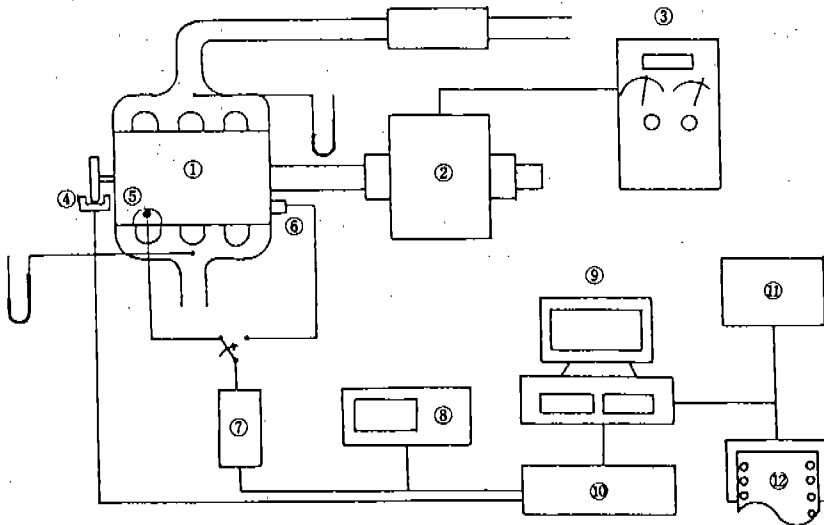
마지막으로 여러 운전조건에서 압력센서 설치방법에 따른 측정압력 차이를 구하였으며 도시 평균유효압력의 차이도 비교 검토하였다.

2. 실험장치의 구성

실험대상 기관으로 국산 승용차용 가솔린기관을 선택하였으며 그 주요제원은 Table 1과 같다.

본 연구에 사용한 실험장치의 개략도를 연소실 압력 및 크랭크각 측정장치에 중점을 두어 Fig. 2에 나타내었다. 크랭크축 위치를 감지하는 장치로 포토 센서(photo sensor)를 이용하였다.

실린더 압력신호는 차지 증폭기(charge amplifier)로 증폭된후 마이크로 컴퓨터를 모체로한 데이터 수집장치(data acquisition system)로 수집하여 필요한 정보들을 분석하였다. 실린더 압력은 2° 간격으로 각 조건에서 256사이클을 연속적으로 측정하였으며 이것을 앙상블 평균(ensemble average) 하였다.



- | | |
|--------------------------------|----------------------------|
| 1. Engine | 7. Charge amplifier |
| 2. Dynamometer | 8. Oscilloscope |
| 3. Dynamometer controller | 9. Micro computer (IBM-XT) |
| 4. Photo sensor | 10. Interface unit |
| 5. SP type pressure transducer | 11. X-Y plotter |
| 6. FM type pressure transducer | 12. Printer |

Fig. 2 Pressure data acquisition system

Table 1 Engine specification

Bore(mm)	77.0
Stroke (mm)	76.0
Compression Ratio	8.6
Displacement Vol. (cc)	1415
Number of Cylinder	4
Max Power (PS/rpm)	90/5500
Max Torque(kg-m/rpm)	12.7/3000

3. 정적(static)상사점과 모터링 최고 압력측정

3.1 정적 상사점 측정

정적(static) 상사점각 측정은 기관이 운전되지 않은 상태에서 다이얼 게이지 및 등간격으로 분할된 원판을 사용하여 피스톤의 좌우 대칭각을 측정하여 구할 수 있다. 이때 상사점각은 비대칭 요소가 존재하지 않는다면 원판에서 읽은 좌우 중간값이 된다. 대표적인 비대칭 요소로는 첫째 실린더 중심과 크랭크축이 오프셋(offset)되어 있을 경우로서 이것은 일반적으로 가공 오차 때문에 발생하는 것으로서 대략 0.06° 미만임이 알려져 있고⁹⁾ 여기서는 다시 연구되지 않았다.

둘째는 피스톤 핀이 오프셋되어 있을 경우로 이것은 설계시 필요한 사항으로 주어지며 이에 따른 비대칭 효과를 부록에 설명하였다. 본실험의 경우 흡기 밸브방향으로 1mm 오프셋이 있었으며 이에 대한 효과를 고려하여 상사점 결정에 반영하였다.

측정결과 1번 실린더에서 정적 상사점 위치는 포토 디스크의 기준점으로부터 601.96°이었다.

3.2 모터링 최고압력 위치와 상사점과의 관계

기관을 모터링 시켰을때 실린더내의 최고압력점과 상사점각의 상대적 위치가 기관 회전 속도에 대하여 어떻게 변하는가를 실험적으로 구하였다. 모터링 압력은 1번과 4번 실린더에서 각 조건에 따라 256사이클의 앙상블 데이터를 수집하여 평균을 구하였으며 측정값은 Table 2에 나타내었다. 실험결과에서 2500, 3500, 4500의 각 회전속도에서 상사점각과 최고압력점 사이의 각도는 압력센서의 설치방법에 따라 다르다는 것을 알 수 있다. 압력과의 유한속도 때문에 SP형에서 측정된 최고압력은 FM형보다 뒤에 있어야 하며 Table 2에 기록된 결과도 이와 일치하는 경향을 나타내고 있다.

SP형 압력센서는 FM형과 같은 장소에 설치되어야 하나 포토디스크가 있는 1번과 4번 사이의 크랭크축 비틀림진동에 의한 오차를 없애기 위해 SP형을 1번에 설치하고 또한 동일한 압력센서를 4번에 설치하여 압력 측정 장소 및 축 비틀림에 따른 문제점을 보완하였다.

2500 rpm의 경우를 살펴보면 먼저 실린더 위치에 의한 차이로써 1번 실린더와 4번 실린더의 SP형 측정값은 1번 실린더의 최대압력점이 4번 실린더보다 0.22°만큼 앞을 알 수 있다. 4번 실린더에서는 센서 설치방법에 의한 차이로써 FM형은 SP형보다 0.65°앞에 있는 것으로 측정되었다.

이들 결과로부터 정적 상사점에 대한 모터링 최고 압력점의 상대적 위치는 다음과 같이 구할 수 있다.

Table 2 Crank angle position at peak pressure point in motoring

Installation type and position		Relative crank angle between peak pressure and reference point (°)/standard deviation(°)		
		2500 rpm	3500 rpm	4500 rpm
FM	No. 4 Cyl.	602.11/0.230	602.27/0.314	601.39/0.221
SP	No. 1 Cyl.	602.54/0.503	602.57/0.219	602.16/0.439
	No. 4 Cyl.	602.76/0.402	602.84/0.206	601.93/0.260

정적 상사점에 대한 FM형 모터링 최고 압력각의 차($\Delta\theta_f$)는

$$\Delta\theta_f = \theta_{f4} + (\theta_{s1} - \theta_{s4}) - \theta_0$$

θ_{f4} : 4번 실린더에서 FM형의 모터링 최고 압력각

θ_{s1} : 1번 실린더에서 SP형의 모터링 최고 압력각

θ_{s4} : 4번 실린더에서 SP형의 모터링 최고 압력각

θ_0 : 정적 상사점각

따라서 2500, 3500, 4500 rpm에서 정적 상사점 위치는 FM형으로 측정된 최고 압력점보다 0.07, -0.04, 0.34° 만큼 뒤에 있음을 알 수 있다.

한편 SP형에서는 정적 상사점각과 모터링 최고 압력점이 모두 1번 실린더에서 측정되었으므로 정적 상사점에 대한 SP형 모터링 최고압력각의 차($\Delta\theta_s$)는

$$\Delta\theta_s = \theta_{s1} - \theta_0$$

로 표시된다.

위의 관계로부터 정적 상사점 위치는 SP형으로 측정된 최고 압력점보다 2500, 3500, 4500 rpm에서 각각 0.58, 0.61, 0.2° 만큼 앞에 위치한다는 것을 알 수 있다. 이로써 SP형으로부터 측정된 모터링 최고 압력각은 대체적으로 FM형으로 측정된 경우와 반대로 정적 상사점각의 뒤에 위치함을 알 수 있다.

Table 3에 정적 상사점 위치와 센서 설치방법에 따른 최고 압력점의 상대적 위치를 정리하여 나타내었다.

4. SP형 압력센서의 압력측정 오차에 대한 간단한 분석

SP형 압력센서는 스파크 플러그 어댑터의 연결관로에서 기주진동에 의한 압력전달 지연 및 마찰손실 등에 의해서 측정오차를 포함하게 된다.^{1,10)}

SP형의 경우 관로내 기체의 압력파는 순간 온도에 상응하는 음속을 가지므로 유한 속도

에 의한 시간 지연(τ_d)이 발생한다. 음속을 a 라 하고 γ, ρ 및 L 을 각각 가스의 비열비, 밀도 및 관로길이라고 하면

$$a = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{\gamma P/\rho}$$

$$\tau_d = \frac{L}{a} = \frac{L}{\sqrt{\gamma P/\rho}}$$

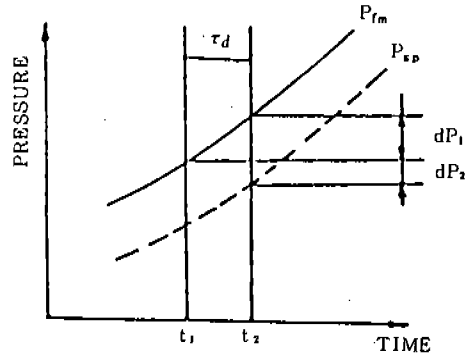


Fig. 3 Simplified discription on cylinder pr essure differences measured by either FM or SP type sensor .

τ_d : 지연시간

P_{fm} : FM형으로 측정된 실린더 압력

P_{sp} : SP형으로 측정된 실린더 압력

$dP1$: 압력전달 지연에 의한 압력차

$dP2$: 마찰에 의한 압력손실

Fig. 3에서

$$dP1 = \tau_d \frac{dP_{fm}}{dt}$$

$dP2$ 는 관로 유동에 따른 마찰 손실로서 간단히 1차원 유동으로 고려하였으며 운동량 보존법칙을 이용한 Doebelin¹¹⁾의 모델을 적용하였다. 이와 같이 모터링 상태에서 $dP1$ 과 $dP2$ 를 계산하였으며 이것을 실험치와 비교하였다.

5. 실험결과

5.1 관로유동해석과 실험결과의 비교

유동해석과 실험결과는 2500, 3500, 4500 rpm에서 각각 모터링 무부하 및 전부하에 대하여 행하였다. 여기서 전부하는 4기통 기관

Table 3 Relative crank angle difference between static TDC and motoring peak pressure point either measured by FM or SP type Pressure Transducer (P/T) at no.1 cylinder

RPM	2500	3500	4500
(FM P/T peak press angle) - (static TDC angle)	0.07°	-0.04°	0.34°
(SP P/T peak press angle) - (static TDC angle)	-0.58°	-0.61°	-0.20°

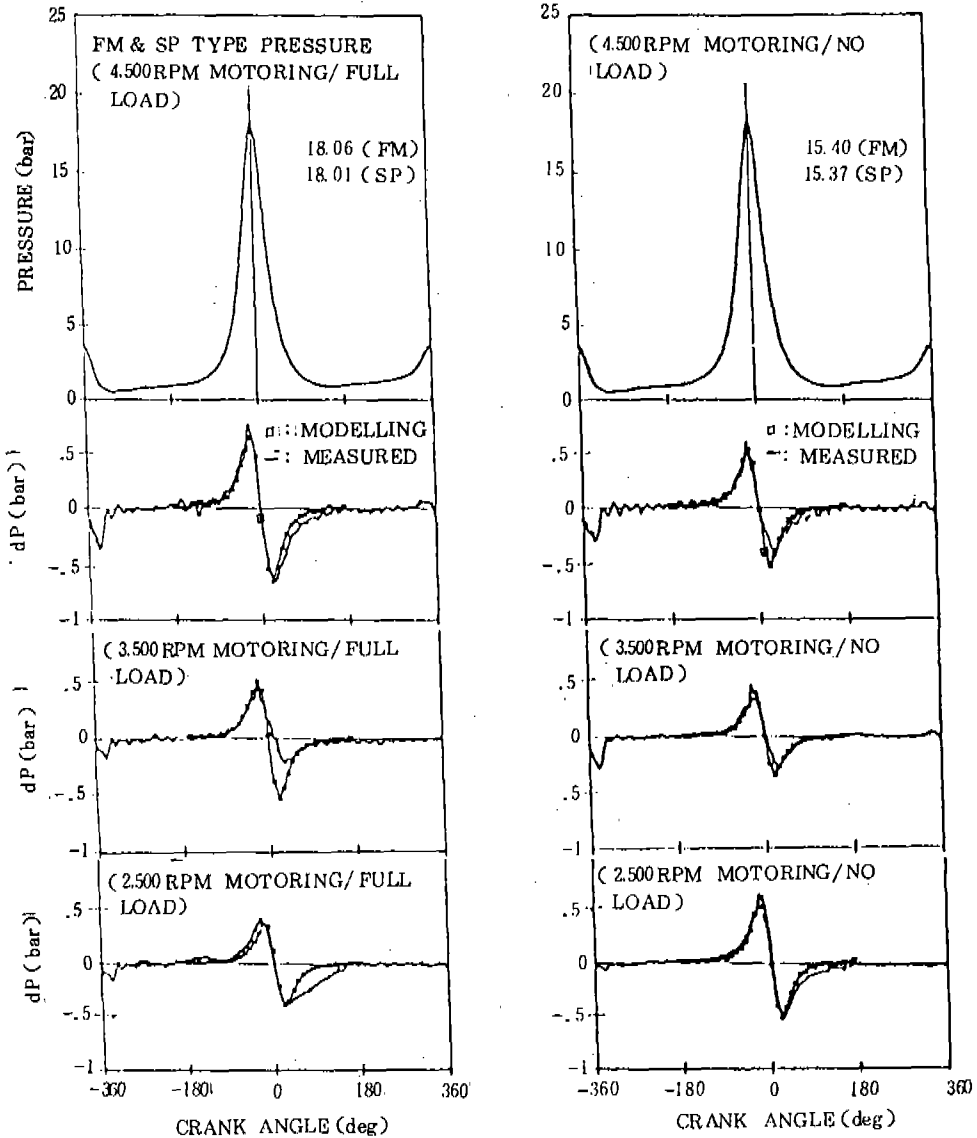


Fig. 4 Comparison of FM type and SP type pressure and pressure differences vs crank angle diagram in motoring

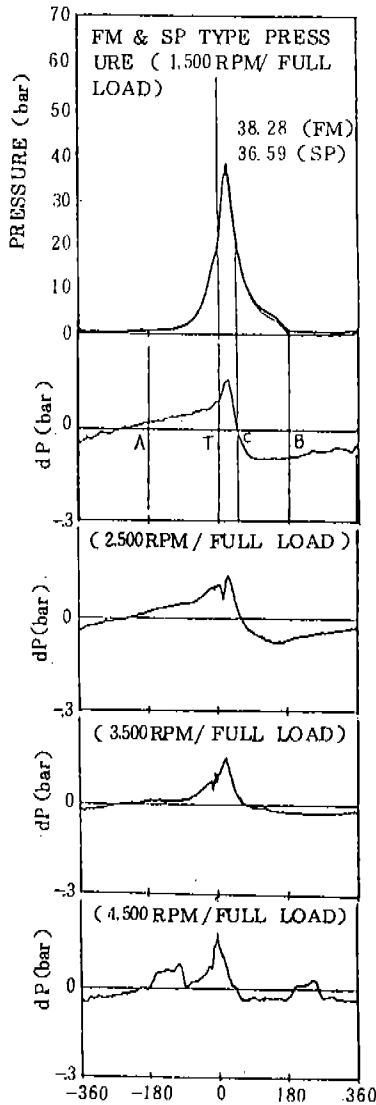


Fig. 5 Pressures and their difference between FM and SP type vs crank angle at full load

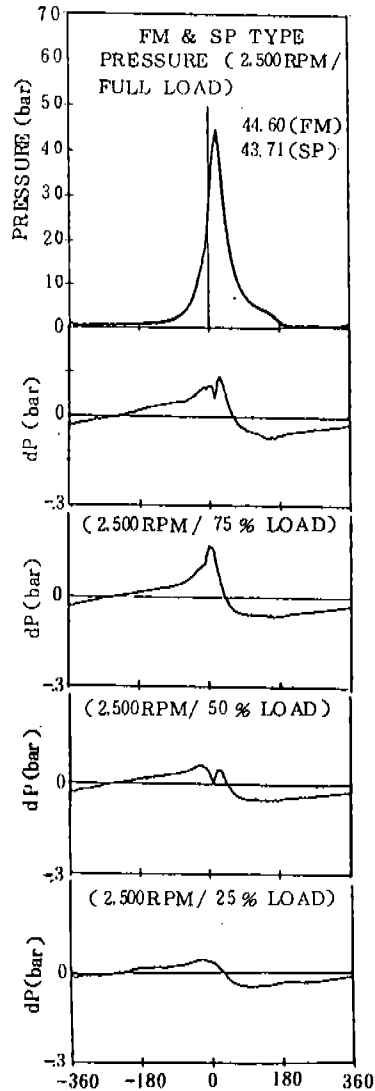


Fig. 6 Pressures and their difference between FM and SP type vs crank angle for 2500 rpm

에서 스로틀 밸브가 전개된 상태를 말하고 무부하는 닫힌 상태로서 측정대상 실린더를 점화시키지 않고 운전한 것을 말한다. Fig. 4에 측정결과를 나타냈으며 FM 및 SP형 센서로부터 얻은 결과의 차이가 작아 잘 구별이 되지 않는다. 그래서 FM과 SP형 센서로부터 얻은 압력차 $dP (= P_{fm} - P_{sp})$ 를 확대 스케일로 그 밑에 도시했으며 실험치는 실선으로 1차원 유동해석 결과는 사각형 연결선으로 표

시했다. 계산결과와 실험치는 간혹 차이를 보이는 하나 대체적으로 비슷한 경향을 보여 주고 있다.

5.2 압력센서 설치방법에 따른 비교측정 실험

실험은 1500에서 4500 rpm까지 1000 rpm 간격으로 각 회전속도마다 25, 50, 75와 100%의 부하조건에 대해 두 압력센서로 연소압

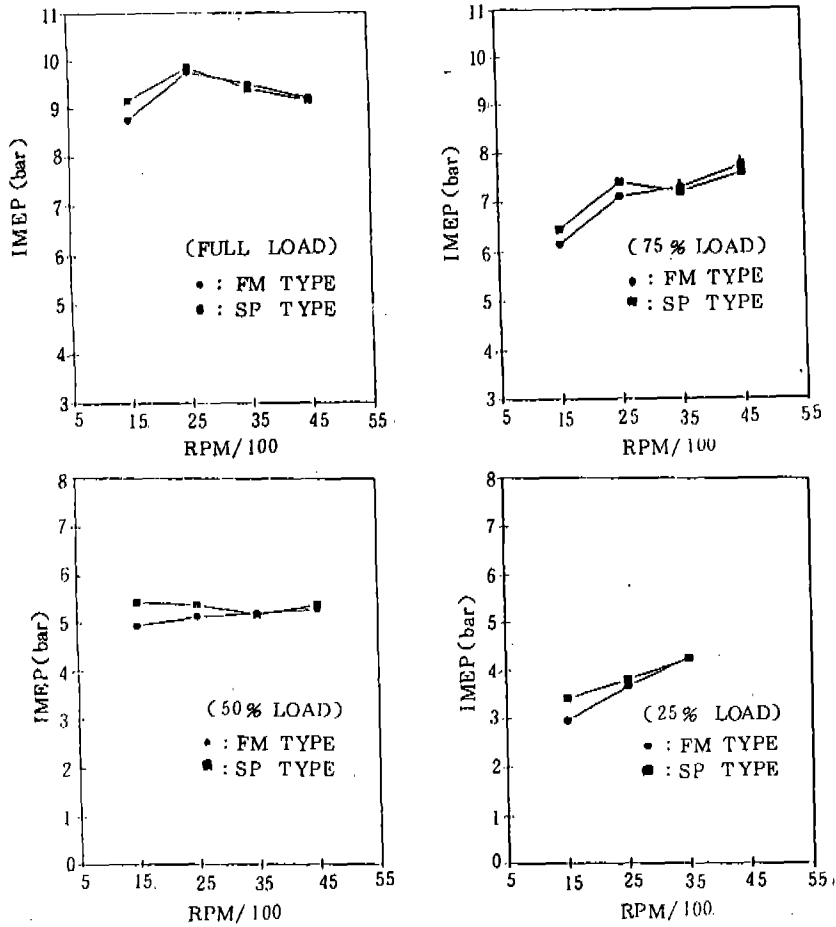


Fig. 7 Comparison of IMEP obtained from FM and SP type pressure transducers.

력을 측정하였다. Fig. 5는 전부하에서의 각 회전속도에 대한 FM형과 SP형의 압력-크랭크각 선도와 두 센서로부터 얻은 압력값의 차를 보여주고 있다.

Fig. 5의 1500 rpm의 경우에서 보는 바와 같이 대체적으로 압축초기부터 최고 압력점 이후까지는 FM형이, 그리고 팽창과정과 배기과정에서는 SP형이 더 높은 연소실 압력을 측정한다. 이것은 연결관에서의 압력전달 지연 때문에 압력 상승구간에서는 FM형이 그리고 압력강하 구간에서는 SP형이 더 큰 압력이 나타나야 하는 현상을 잘 설명해 주고 있다. 또 흡기 및 배기과정에서 두 압력센서 사이에 상당한 압력차가 있음을 보여주고 있다.

여기서는 압력과 전달 지연효과가 별로 없

을 것임으로 관내 유동 마찰효과가 다소 나타나리라 예상하였으나 선도상으로는 이 동안에도 상당한 차이를 계속 보여주고 있다.

Fig. 6은 부하에 대한 효과를 보기위한 것으로 2500 rpm에서 25%씩 등간격으로 변하는 부하에 대하여 Fig. 5처럼 두 압력센서로부터의 측정값과 이들간의 차이를 보여주고 있다.

Fig. 7은 각 부하 및 기관 회전수에서 각각의 센서로 측정된 압력으로부터 계산된 도시 평균 유효압력을 나타내고 있다. 도시 평균 유효압력은 이미 언급한 바와 같이 상사점에 따라 민감하게 증감되므로 일반적으로 제동평균 유효압력처럼 절대적인 성능비교에는 부적합하다. 그러나 주어진 기관에서 운전조건의 변

화에 따른 비교평가에 유용함으로 본 연구에서는 두 압력센서의 설치 특성을 비교하기 위해 각 센서로부터 도출된 도시평균 유효압력을 비교하였다.

대체로 낮은 회전속도에서 SP형의 도시압력이 크고 높은 회전속도 영역에서의 FM형의 도시압력이 같거나 다소 큰 경향을 나타내주고 있다. 예를 들어 Fig. 5의 1500 rpm, 전부하의 경우에 동력사이클 사이(A에서 B사이)의 dP 곡선의 출력증감은 $[-(\text{면적 } AT) + (\text{면적 } TC) + (\text{면적 } CB)]$ 가 된다.

여기서 (면적 AT) 앞의 (-) 부호는 압축과정 때문이고 (면적 CB)는 음수 (-)가 됨을 알 수 있다. 즉 dP 선도와 횡축사이의 절대면적으로 비교하여 보면 순출력은 $[(\text{면적 } AT) + (\text{면적 } CB)]$ 가 (면적 TC)보다 크기 때문에 이 운전 조건에서는 Fig. 7에서 보는바와 같이 SP형 압력측정 결과로 계산된 도시평균 유효압력 $((IMEP)_{sp})$ 이 FM형으로 계산된 도시평균 유효압력 $((IMEP)_{fm})$ 보다 크게됨을 알 수 있다. 압축과정(선도 AT)에서는 반드시 FM형으로 측정된 압력 (P_{fm}) 이 SP형으로 측정된 압력 (P_{sp}) 보다 크며 이는 앞에서 설명한 압력전달 지연 및 유동저항으로 잘 설명된다. 한편 팽창과정(선도 TCB)에서는 상사점후의 계속적인 연소에 의한 압력 증가후에 연소종료와 팽창에 따른 압력감소가 발생됨으로 역시 연결관로 때문에 팽창과정 초기에는 dP 가 증가하고 이후에는 감소한다. 그러나 이런 dP 의 발생이 오직 압력전달 지연 및 유동저항만에 의한 것이라 생각하면 회전속도의 증가에 따라 이런 효과가 두드러져야 할 것이다.

그러나 도시평균 유효압력으로 집약된 Fig. 7의 결과는 위에 언급한 영향 이외에도 관로 가스의 압축성효과와 압력센서의 이력현상(hysteresis) 및 열 충격(thermal shock) 등에 의한 여러 요인이 복합적으로 연관되어 예상했던 결과와 반대의 경향으로 나타난 것이라 생각된다. 결국 이런 복잡한 현상의 최종 결과는 본실험에서 행한 보정(calibration)성격을 갖는 실험에 의할 수 밖에 없다고 생각한다.

회전속도에 의한 효과와는 달리 부하에 따른 효과는 그 절대적 차이에 있어서는 그다지 두드러지지 않음을 Fig. 7에서 보여주고 있다. 그러나 이것은 작은 부하에서 상대오차가 커지게 됨을 뜻하며 1500rpm 전부하에서 약 5.6% 그리고 25% 부하에서는 약 15%만큼 SP형이 FM형보다 도시압력을 크게 나타냄을 보여준다.

6. 결론 및 고찰

(1) 모터링 무부하에서 2500, 3500, 4500 rpm의 경우 FM형 압력센서로부터 측정된 최고 압력점이 각각 0.07, -0.04, 0.34° 만큼 정적으로 측정된 상사점각보다 앞에서 나타났으며 SP형의 경우 최고압력점이 각각 0.58, 0.61, 0.20°만큼 정적 크랭크각 보다 뒤에 있음이 측정되었다. 따라서 1.5 리터급 4기통 가솔린 기관에서는 간단한 모터링 최고압력을 측정함으로써 정적으로 측정되는 상사점을 예측할 수 있다.

(2) SP형 연결관로에서의 유동해석 결과는 모터링하면서 측정된 실린더 압력과 2500, 3500과 4500rpm에서 스토폴밸브가 완전히 열리거나 닫힌 경우에 비교적 잘 일치하는 경향을 보여 주었다.

(3) 실린더 압력을 두 압력센서로 유사한 부하 및 속도 조건에서 측정된 결과 낮은 회전속도에서는 SP형이 FM형보다 다소 높은 (1500rpm에서 최고 0.5bar 정도) 도시평균 유효압력을 나타냈고 높은 회전속도에서는 거의 비슷한 결과를 나타냈다.

(4) 두 압력센서로부터 얻어진 도시평균 유효압력의 차이는 부하가 작아짐에 따라 상대적으로 커지며 1500rpm의 경우 부하가 100%에서 25%로 변함에 따라 이 차이는 5.6%에서 15%로 증가함을 보여 주었다.

(5) 사용 용이한 스파크 프러그형 압력센서로 상사점각의 결정 및 압력 측정시 위에서 언급한 바와 같은 적절한 보정을 거치는 것이 특히 낮은 기관 회전속도 및 낮은 부하조건에서 도시평균 유효압력 계산에 필요함이 입증

되었다.

Application and Design." McGraw Hill, pp.439-447, 1983.

참 고 문 헌

부 록

1. Brown, W.L., "Methods for Evaluating Requirements and Errors in Cylinder Pressure Measurement." SAE Trans. No. 670008, 1967.
2. Lienesch, J.H., and Krage M.K., "Using Microwaves to Phase Cylinder Pressure to Crankshaft Position." SAE Trans. No. 790103, 1979.
3. Lancaster, D.R., Krieger, R.B. and Lienesch, J.H., "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data." SAE Trans. No.750026, 1975.
4. Ingolf Reverencic, "Engine Dynamic Pressure Measurement Technique Update." 자동차기술 Vol.38, No.11, 1984, pp.1278-1284.
5. Iberall, A.S., "Attenuation of Oscillating Pressures in Instrument Lines." Journal of Research of the NBS, 1962.
6. Rohmann, C.P. and Grogan, E.C., "On the Dynamics of Pneumatic Transmission Lines." ASME Trans., June 1956.
7. Hougen, J.O., Martin, O.R. and Walsh, R.A., "Dynamics of Pneumatic Transmission Lines." Contr. Eng., pp.114, September 1963.
8. Ducoffe, A.C. and White, F.M., "The Problem of Pneumatic Pressure Lag." ASME Trans. pp.234, June 1964.
9. Schuder, C.B. and Binder, R.C., "The Response of Pneumatic Transmission Lines to STEP Inputs." ASME Trans. pp.578, December 1959.
10. Evers, L.W., "Spark Plug Pressure Transducer for Measuring Indicated Work." SAE Trans. 780148, 1978.
11. Doebelin, E.O., "Measurement Systems

피스톤 오프셋(offset)을 고려한 상사점 위치 계산방법

피스톤 오프셋이 있을경우 상사점은 좌측(θ_2)과 우측(θ_1)으로부터 측정된 값의 중간값이 아니라 아래와 같이($\theta_2 - \theta_1$)에 대해 $\Delta\phi$ 의 차이가 있다. 이것은 크랭크 반경(R), 커넥팅로드(L) 및 오프셋(ϵ)의 함수로서 기하학적 관계로 결정된다.

실험에 사용된 엔진의 경우 $R = 38\text{mm}$, $L = 136\text{mm}$, $\epsilon = 1\text{mm}$ 에 대한 위상차($\Delta\phi$)는 Table A-1 과 같다.

TABLE A-1. ($\theta_2 - \theta_1$) vs $\Delta\phi$

$(\theta_2 - \theta_1)$	$\Delta\phi * 100$ (Deg)
170	9.85
174	10.29
178	10.73
182	11.17
186	11.62
190	12.08

