

배기계 압력 변동을 이용한 가솔린 기관의 실화 검출 - 단수 실린더 실화 -

Fluctuations in the Exhaust System - Single Cylinder Misfire -

심 국 상*, 북 중 혁**, 김 세 응***
K. S. Sim, J. H. Bok, S. W. Kim

ABSTRACT

This paper describes the method for detection of the misfired cylinder using the pressure fluctuations occurred in the exhaust system on an MPI gasoline engine.

If misfire is occurred in the cylinder of the gasoline engine, the power of engine gets lost, the fuel consumption and the exhaust emission are increased and the vibration is caused by unsteady torque. Therefore early detection and correction of misfire play a very important role in the proper performance and the exhaust emission. This paper suggests method of misfire detection which affect engine performance.

The method is a comparison of average pressure index during the displacement period. Experimental results showed that the method using the pressure fluctuations in the exhaust system is proven to be effective in the detection of misfire on gasoline engine regardless loads and revolutions of the engine. In addition, this method, using the pressure fluctuations in exhaust system is easier than other methods and is not a need of additional reconstruction of engine.

주요기술용어 : Displacement Period(배기 구간), Average Pressure Index(평균 압력 지수), Misfire Detection(실화 검출), Pressure Fluctuation(압력 변동)

1. 서 론

최근 자동차 보급률이 급격히 증가함으로서 이

에 따른 교통량 증가와 자동차에서의 유해 배기 배출물의 급증으로 인한 대기오염이 갈수록 심각해지고 있는 실정이다.

* 정회원, 금오공대 대학원
** 금오공대 대학원
*** 정회원, 금오공대 기계공학부

가솔린을 주 연료로 사용하고 있는 가솔린 기관의 경우에서 연료가 연소된 후 발생하는 유해 가스 성분으로서는 HC, CO, NOx 등이 있으나,

연소 과정에서 이러한 유해 성분들의 생성을 억제하고, 발생한 유해 성분들은 연소 후처리 장치인 3원 촉매(3-way catalyst)를 이용하여 정화시키고 있다.

그러나, 이러한 배기 정화용 촉매는 실린더 내에서 발생한 실화에 의해 제 기능을 수행할 수 없게 될 뿐만 아니라, 치명적인 손상을 입게 된다.¹⁾

또한, 기관에서 실화가 발생되면, 동력이 손실되고, 연료 소비율 및 유해 배기 배출물이 증가하며, 토크 불균일로 인한 진동 등이 발생된다.

기관의 이상 진단 사항 중 실화 검출 방법은 실린더 내 연소 상태 변동에 따른 압력 변화나 연소 가스의 온도 변화를 직접 측정하여 실화를 구분해 내는 방법^{2~4)}과 이러한 변동의 영향으로 발생한 관계 변수들을 비교 분석하는 간접적인 방법^{5~13)} 등이 있다.

실화를 직접 검출하는 방법은 정확한 측정 결과를 얻을 수 있는 반면, 실린더 내에 센서를 설치해야 하는 기관 개조 등의 어려움이 있다.

따라서, 연소 압력과 관계된 변수들인 배기 가스 분석, 기관의 출력 토크 변동, 크랭크축 각속도 변동 등의 간접적인 실화 검출 방법들이 많이 수행되고 있으며, 현재 크랭크축 각속도 변동을 이용한 연구가 가장 많이 수행되고 있다.

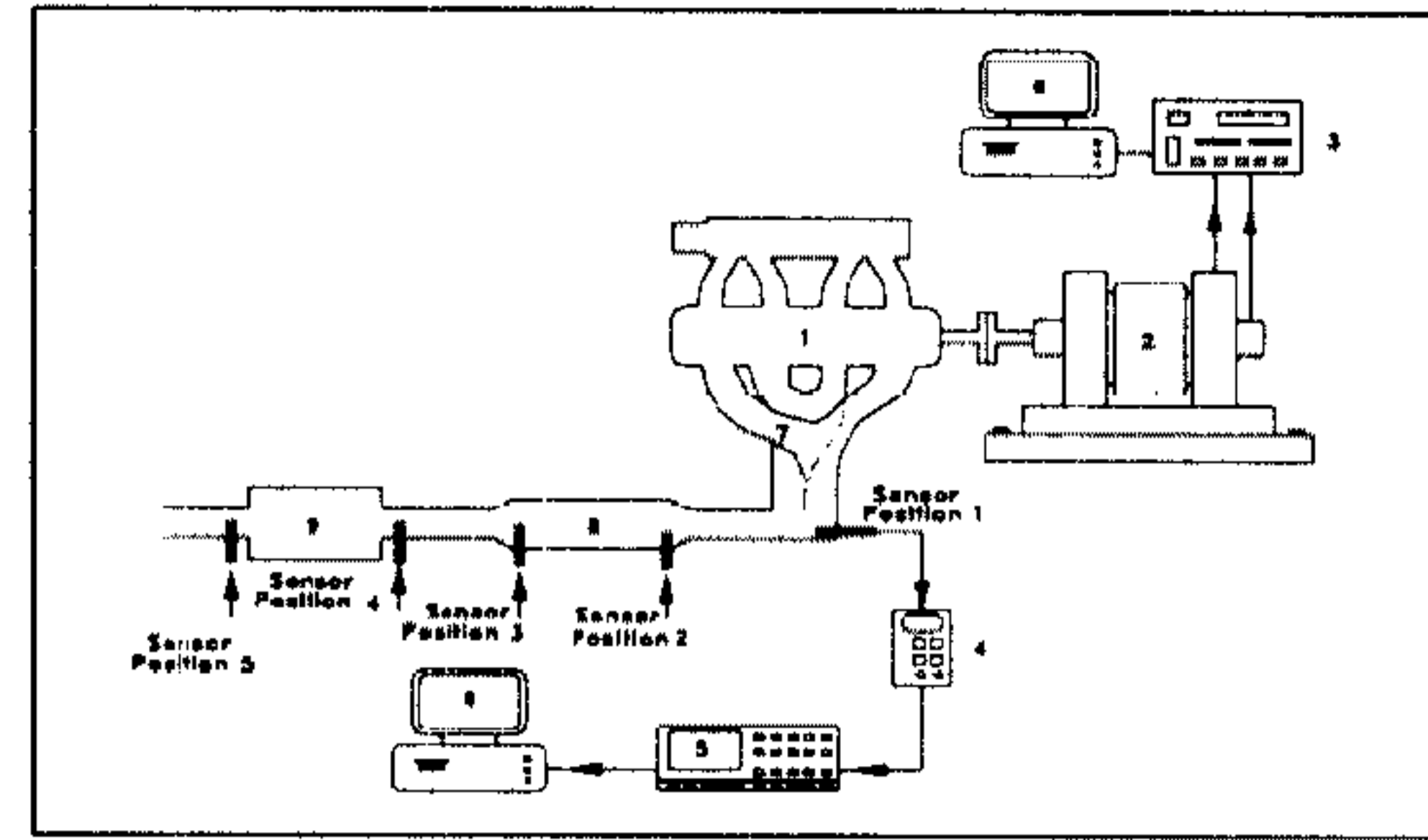
본 연구에서는 정상적인 연소를 행할 때 배출되는 배기 가스의 압력 변동과 실화가 발생했을 때의 배기 가스 압력 변동을 비교, 분석하여 실화 실린더를 식별하여 판정해 내는 방법을 개발하는데 그 목적이 있다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

가솔린 기관의 배기계 내에서의 압력 변동을 분석하고, 실화를 검출하기 위해 사용된 실험 장치는 가솔린 기관, 기관 동력계, 압력 측정 장치, 자료 처리 장치 등으로 구성되어 있으며, 실험 장치에 대한 개략도는 Fig.1과 같다

실험에 사용된 기관은 4실린더, 4행정, DOHC 전자 제어 분사식 가솔린 기관을 사용하였다. 기관의 제어 시스템은 각종 센서와 전자 제어 장치



- 1. Engine
- 2. Dynamometer
- 3. Dynamometer controller
- 4. Amplifier
- 5. Data acquisition system
- 6. Personal computer
- 7. Exhaust manifold
- 8. 3-Way catalyst
- 9. Muffler

Fig.1 Schematic diagram of experimental

Table 1 Specifications of the experimental engine

Items		Specifications
Type		In-line 4-Cylinder DOHC
Valve overlap		35°
Displacement(cc)		1996
Bore * Stroke		85 * 88
Firing order		1-3-4-2
Valve timming	IVO	18° BTDC
	IVC	54° ABDC
	EVO	47° BBDC
	EVC	17° ATDC
Cooling type		Water-cooling
Fuel		Unleaded gasoline

로 구성되어 있으며, 기관의 운전 조건과 상태에 따라 적절한 연료량과 점화 시기를 산출하여 출력, 연료 소비, 배기 배출물을 제어한다.

실험에 사용된 기관의 주요 제원을 Table 1에 나타냈다.

기관 배기계 내에서의 압력 측정을 위해 사용된 압력 변환기는 Kistler사의 Piezoresistive absolute pressure transducer를 사용하였으며, 이 압력 변환기는 압력 변화에 따른 반응이 민감하므로 압력 변동이 심한 흡·배기관의 압력 측정에 많이 이용된다.

2.2 실험 방법

동력계의 일정 속도 운전 모드에 의해 기관 회전수를 1,500rpm, 2,000rpm, 2,500rpm으로 일정하게 유지하였으며, 기관 부하는 무부하에서 전 부하까지 7단계로 나누어 정상 운전과 실화 운전 에 대해 기관 실험을 행하였다. 기관은 충분히 예 열하여 정상 상태를 유지시킨 후 공연비 14.7의 이론 공연비를 유지시켰다.

배기계 내의 압력 측정에 대한 적절한 위치 선정을 위해 Fig.1에서 보여준 것과 같이 배기계의 여러 지점에서 예비 실험을 행하여 압력 파형이 뚜렷하게 나타나고 온도의 영향을 적게 받는 3원 촉매 후의 3번 위치를 선정하였다. 이 위치는 배기 밸브에서 약 1.6m 떨어진 곳이다.

특정 실린더에 대한 실화 조작은 ECU에서 인젝터로 입력되는 연료 공급 신호를 차단함으로써 실화를 발생시켰으며, 배기계의 압력을 측정하는 동안에 특정 실린더에서 실화가 연속적으로 일어나게 하여 단수 실린더 실화를 판정하였다.

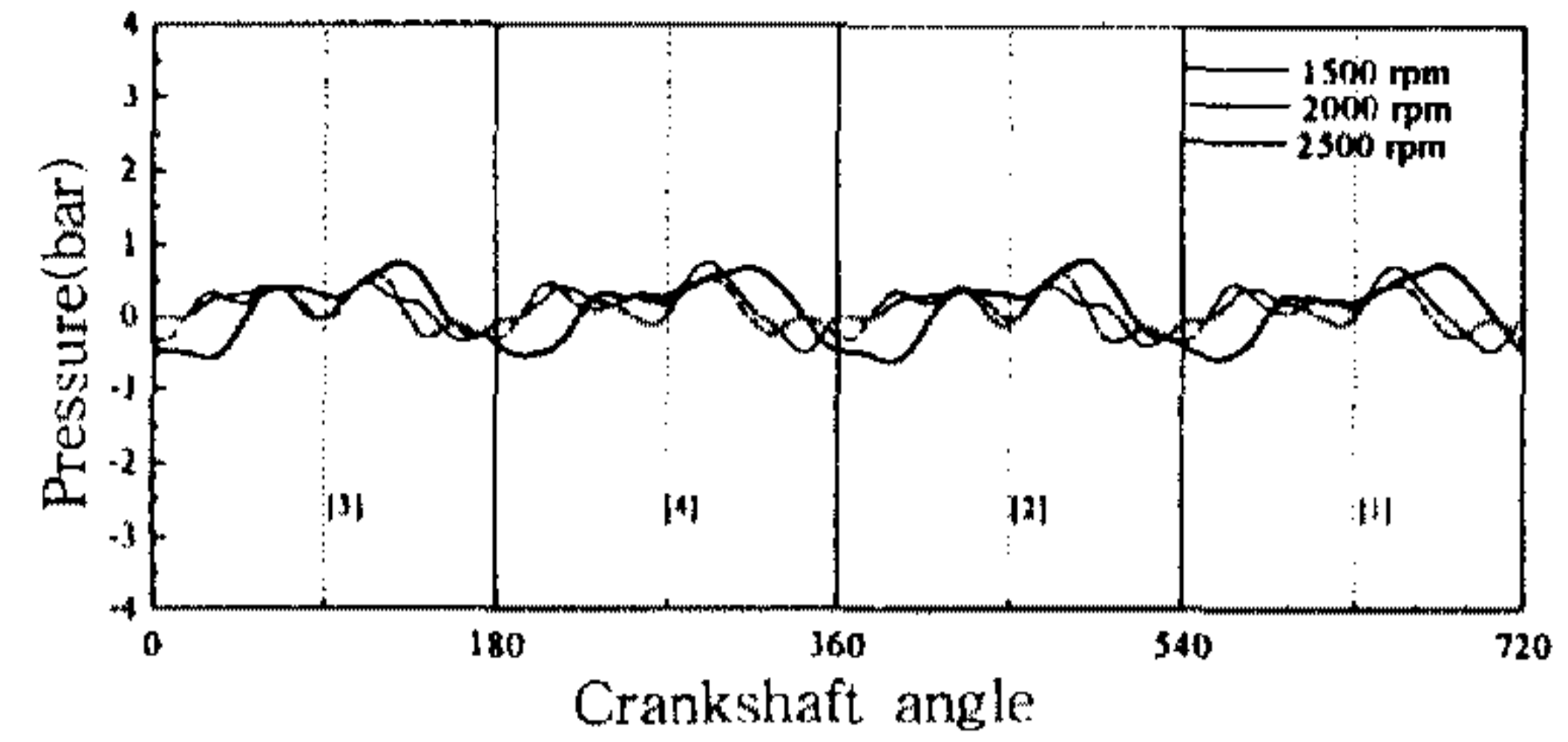
3. 실험 결과 및 검토

3.1 정상 연소 엔진의 배기계 압력 변동 특성

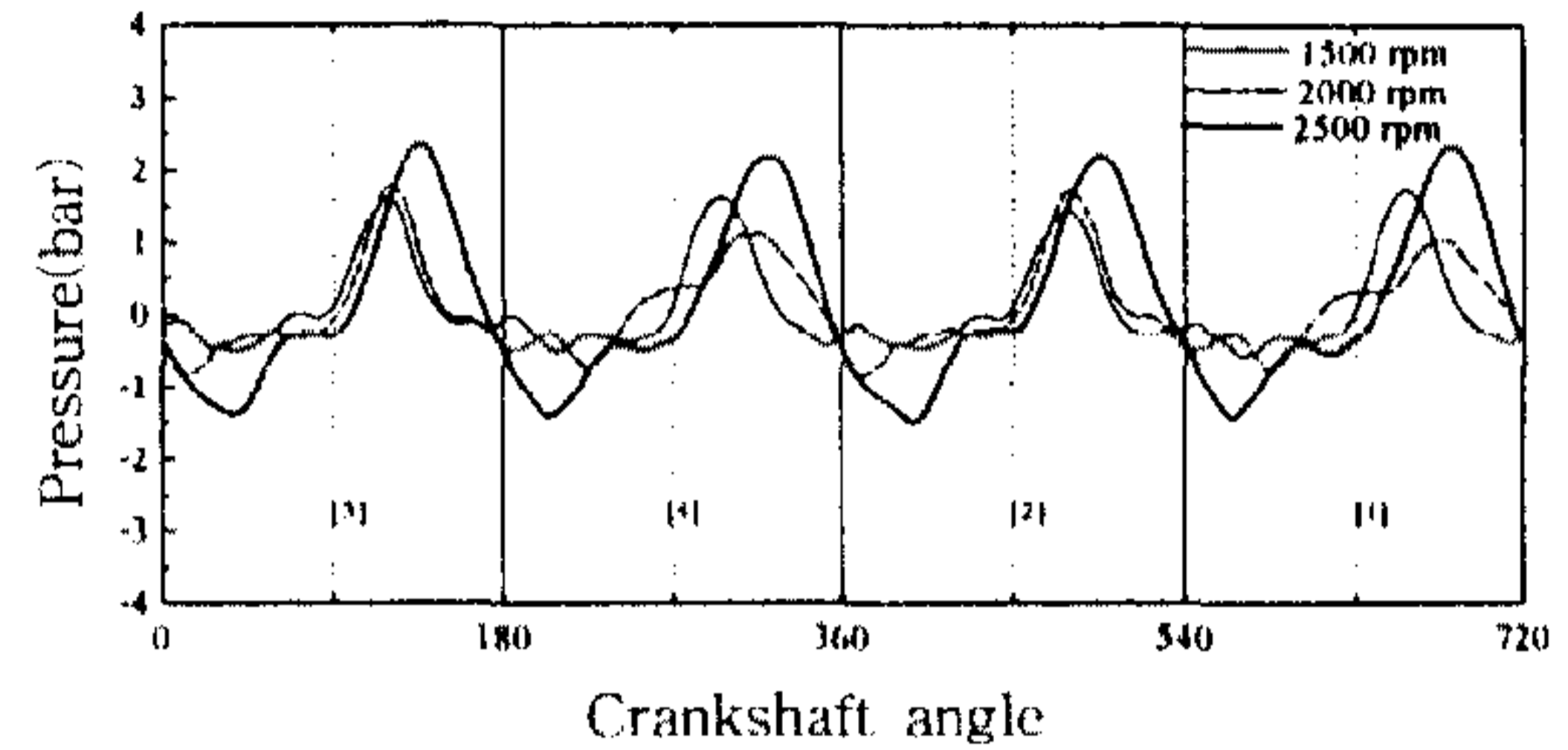
4행정 4실린더 가솔린 기관에서의 점화는 점화 시기 제어에 따라 순차적으로 일어나게 되고, 이때 각각의 실린더에서 형성된 고온, 고압의 배기 가스는 배기계를 통하여 대기로 배출된다. 따라서 기관이 정상적인 연소를 행하는 경우, 한 사이클 동안에 각 실린더로부터 배출되는 배기 가스는 4실린더 기관일 경우, 180°를 주기로 하는 맥동 흐름 상태로 배출하게 되지만, 특정 실린더에서 실화가 일어나면, 이러한 180° 주기를 가져야 하는 맥동 흐름은 큰 변화를 겪게 된다.

Fig.2은 정상 연소인 경우 기관 회전수 1,500rpm, 2,000rpm, 2,500rpm의 각각의 회전수에서 흡기관 압력 -60kPa과 -20kPa에서의 배기계 압력 파형을 나타내고 있다.

Fig.2의 (a)에서 전체 실린더 중 1번, 4번 실린더의 압력 파형과 2번, 3번 실린더의 배기계 압력 파형이 유사한 형상을 나타내고 있는데, 이것은 배기 다기관 형상이 1번과 4번 실린더가 합쳐지고,



(a) at the -60kPa of intake pressure



(b) at the -20kPa of intake pressure

Fig.2 Comparison of pressure fluctuations as the engine speed varied

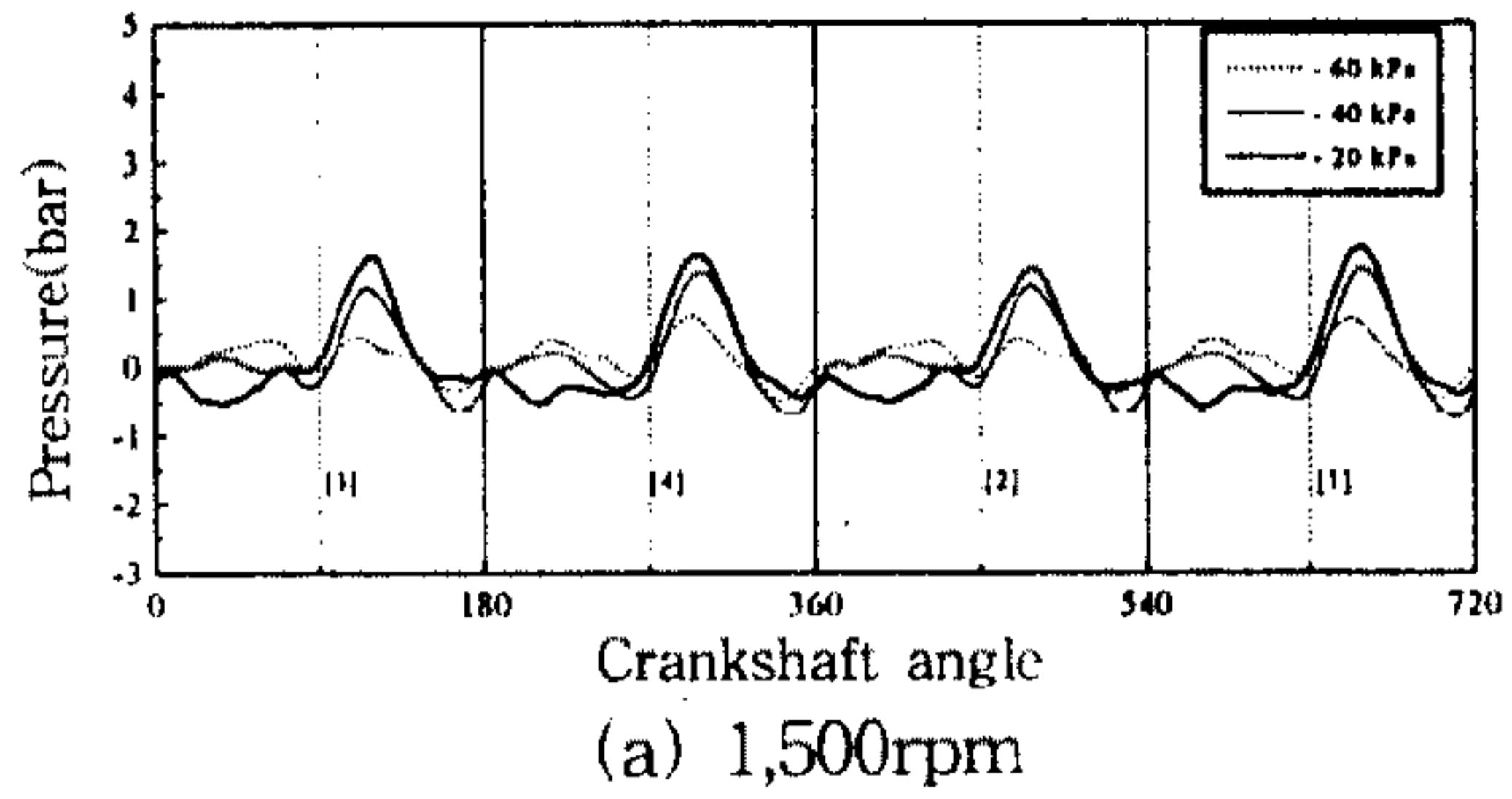
2번과 3번 실린더가 합쳐져서 전체가 하나로 합쳐지는 형상을 가지기 때문으로 사료된다.

정상적으로 연소하는 실린더의 경우 연소 가스는 팽창 행정 말기에 배기 밸브를 통해 배출되는 동안 blowdown과정을 겪으며 1차 압력 파형을 형성한다. 그러나, 이 때의 실린더내 연소 가스는 피스톤이 하사점을 향해 하강하고 있기 때문에, 연소 가스 자체의 압력으로만 배출되며, 실린더 내의 압력에 따라 배기계 압력 파형의 크기와 기간이 달라진다.

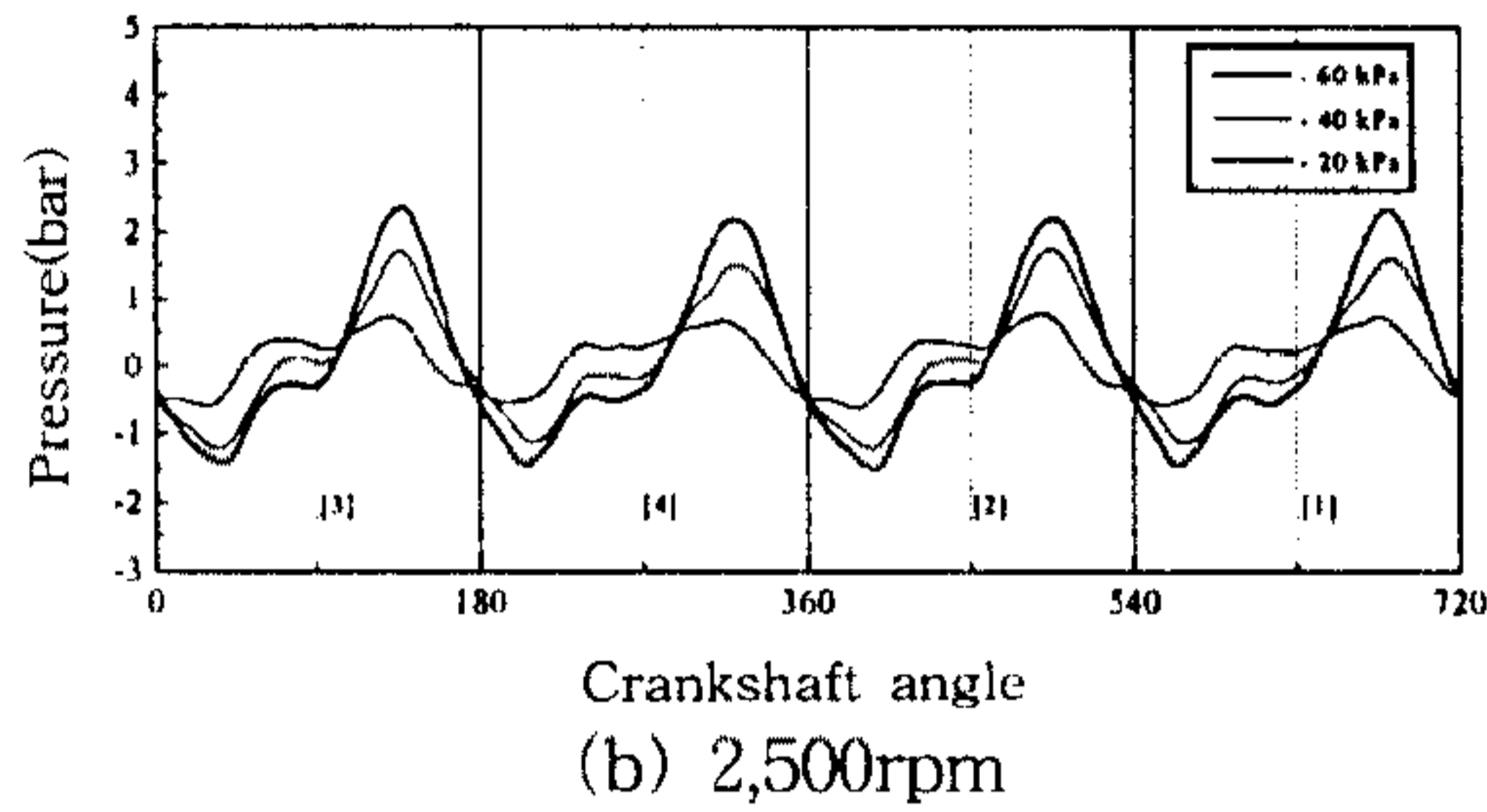
Blowdown 후, 피스톤이 하사점을 지나서 상승하기 시작하면 연소 가스가 가졌던 압력과 피스톤의 상승에 의한 압력이 하나의 2차 압력 파형을 형성하며 배출 과정을 겪게 된다. 이 때의 배기 가스는 팽창 행정에 의한 실린더 내의 압력과 피스톤의 상승 속도에 비례한 압력 파형의 크기를 갖는다.

본 연구에서의 실험 결과 blowdown의 영향에 의한 1차 압력 파형은 피스톤이 하강할 때 행해지기 때문에, 저 부하의 경우에는 2차 압력 파형에 비교하여 상대적으로 크게, 고부하의 경우 작게 나타나는 경향을 볼 수 있다.

Fig.2의 (b)의 그림에서 각각의 압력 파형 피크



(a) 1,500rpm



(b) 2,500rpm

Fig.3 Reiteration of pressure fluctuations as the engine speed and the intake pressure varied

적후에 순간적인 압력 강하 현상이 나타나고 있다.

이것은 실린더 내에서 발생한 연소 압력이 배기관 내를 순간적으로 통과하기 때문에, 압력 파형이 지나간 직후 부압 형성의 결과로 판단된다. 이러한 압력 강하 현상은 압력 강하가 일어나기 바로 이전의 압력 상승 정도에 따라 달라지는 현상을 보이고 있다.

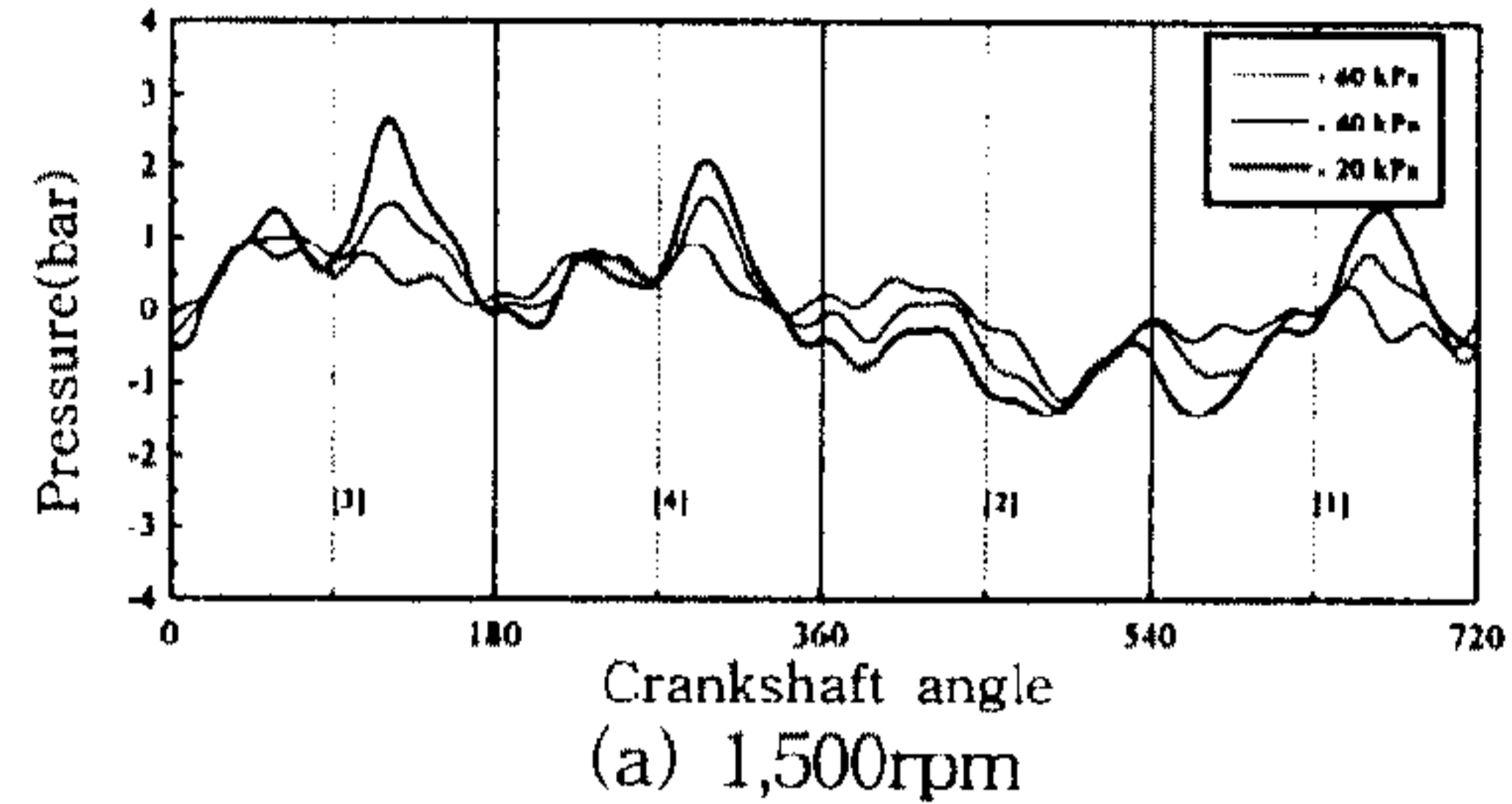
Fig.3의 (a)는 정상적으로 연소하는 기관에서 1,500rpm, (b)는 2,500rpm의 회전수에서 부하에 따른 배기계 내의 압력 변동 특성을 나타내고 있다.

앞에서 언급한 바와 같이, 기관의 회전수가 동일한 경우, 기관에서의 부하가 증가할수록 피스톤의 상승 운동에 해당하는 2차 압력 파형이 증가하고 있으며, 이에 따른 압력 강하 현상도 증가하고 있음을 볼 수 있다.

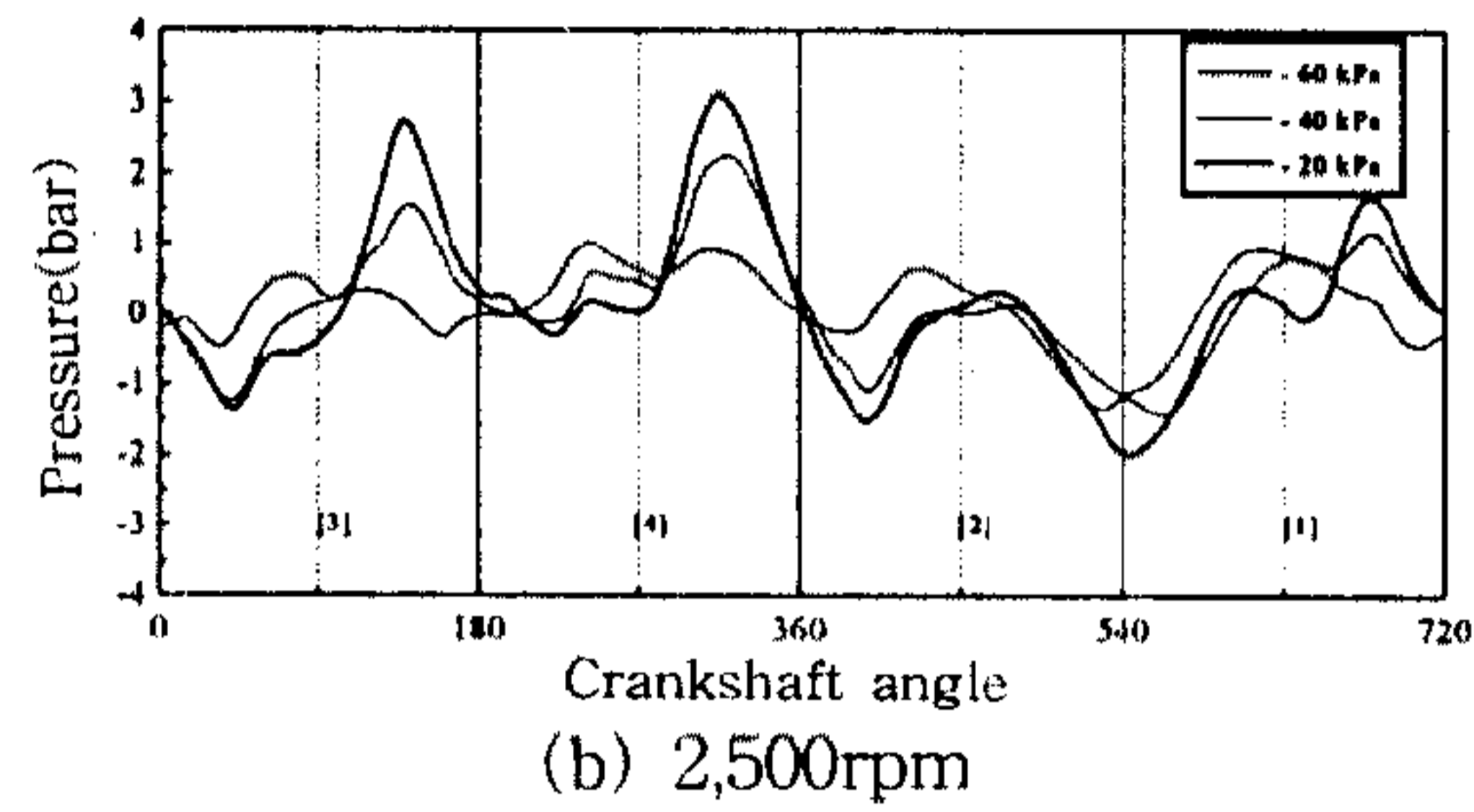
3.2 실화 실린더가 포함된 엔진의 배기계 압력 변동 특성

Fig.4는 2번 실린더에서 연속적으로 실화가 발생하는 경우로서 기관의 회전수가 1,500rpm, 2,500rpm 일 때의 부하에 따른 배기계 내의 압력 변동 특성을 나타냈다.

Fig.4의 (a)와 같이 기관의 회전수가 낮은 경



(a) 1,500rpm



(b) 2,500rpm

Fig.4 Reiteration of pressure fluctuations at the second cylinder misfire as the rpm and the intake pressure varied

우, 부하가 증가함에 따라 1차 및 2차 압력 파형이 증가하고 있으나, 실화가 일어난 2번 실린더의 경우에는 1차 압력 파형은 나타나고 있으나, 2차 압력 파형은 형성되지 못하고 있다. 이것은 연소에 의한 실린더 내의 강한 압력 형성이 이루어지지 못했기 때문이며, 압력 강하 현상도 증가함을 볼 수 있다.

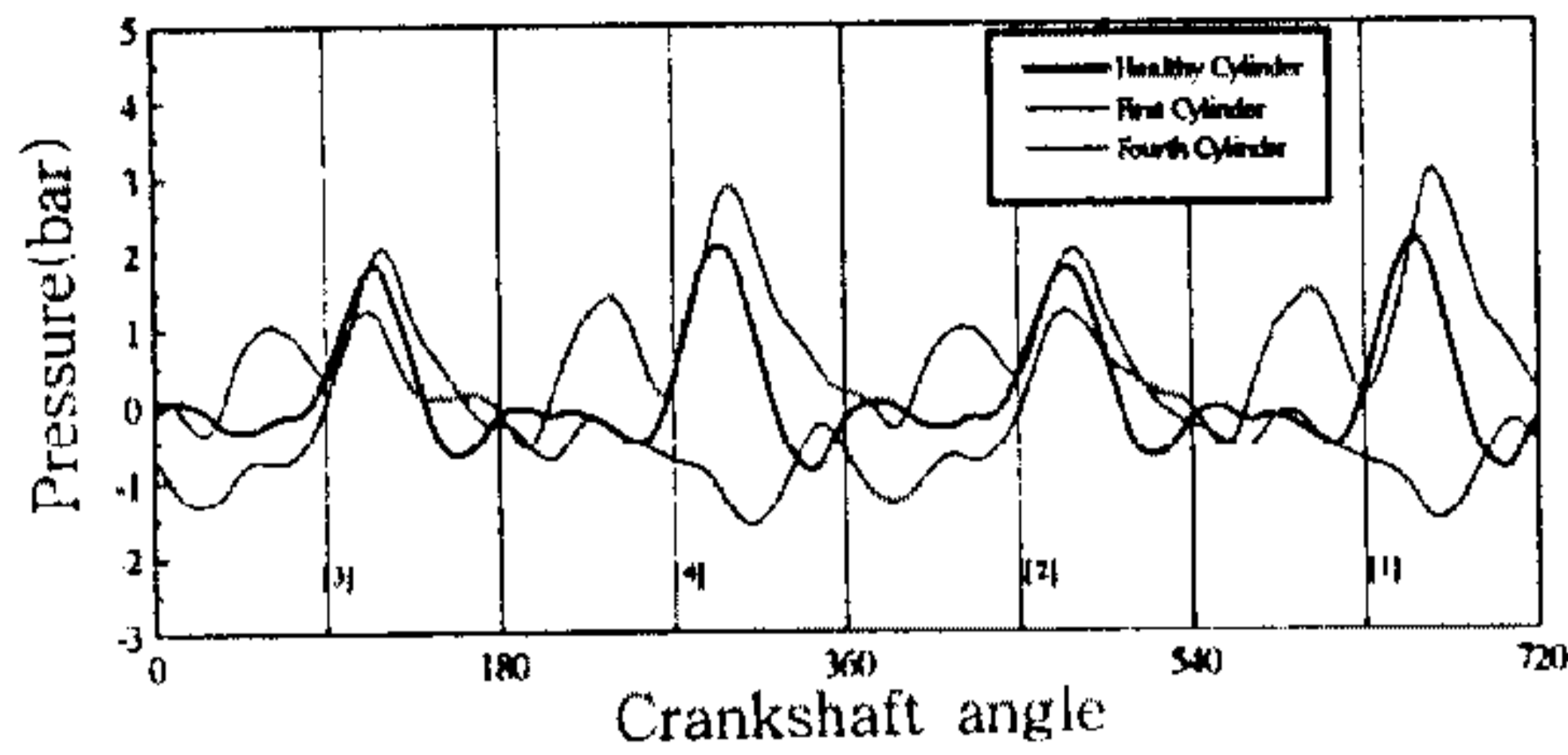
기관의 회전수가 증가한 Fig.3의 (b)의 경우도 유사한 경향을 나타내고 있으나, 회전수가 증가함에 따른 1차 및 2차 압력 파형의 증가를 볼 수 있다.

또한, 각각의 회전수에서 정상 실린더와 비교하여 두 번째 뒤 실린더의 압력 파형 피크 값이 상대적으로 높은 값을 나타내고 있다.

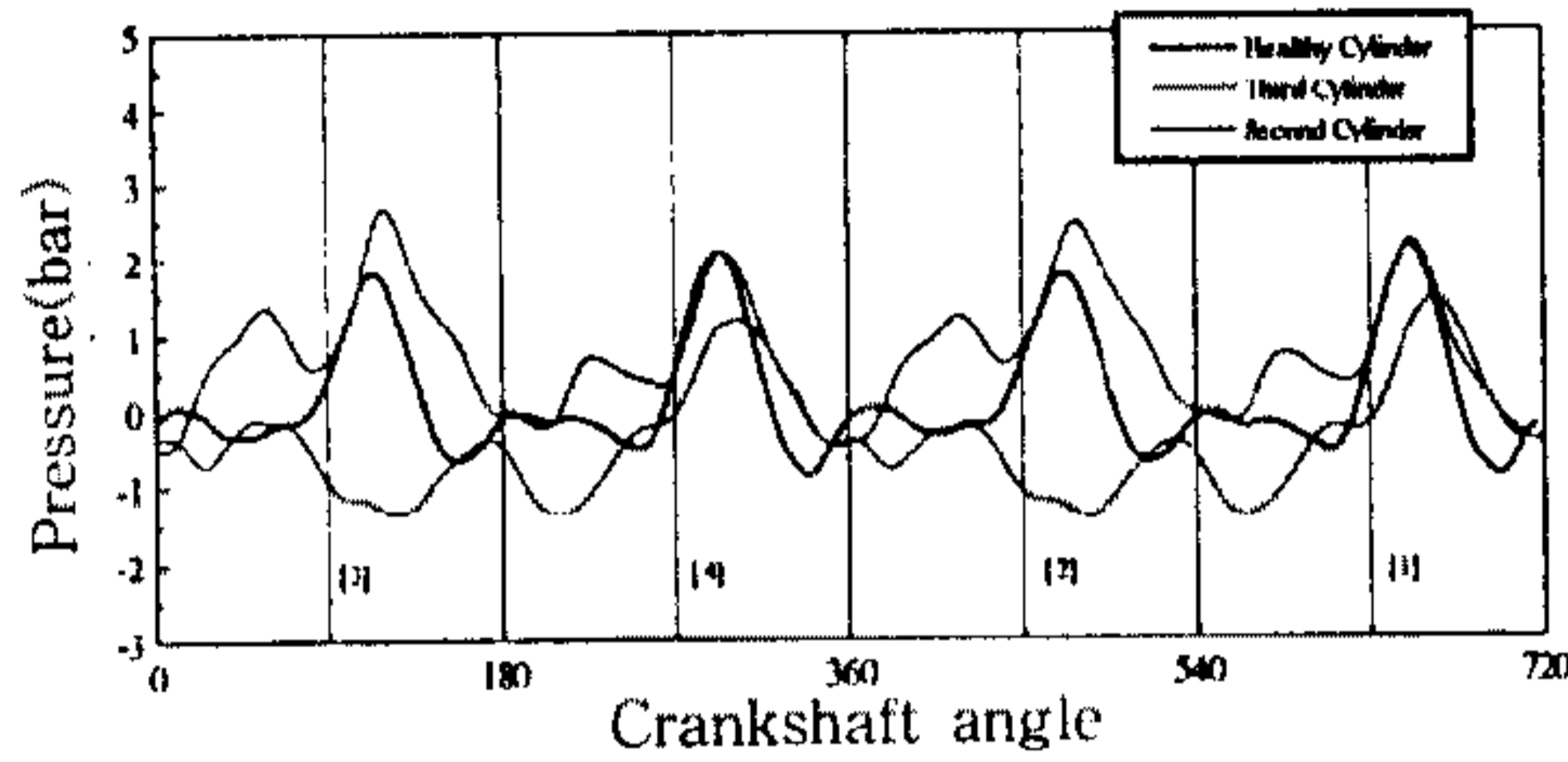
이것은 기관의 실험 조건을 일정 속도 모드로 실험을 행하였기 때문에, 기관에서 실화가 발생되면 실화 실린더에서 손실된 출력을 보상하기 위해 더 많은 연료 분사의 결과로 인한 연소 압력의 증가에 기인한 것으로 보인다.

3.3 정상 및 실화 실린더의 배기 압력 변동 특성

Fig.5는 1,500rpm에서 흡기관 압력이 -20kPa



(a) the first and the fourth cylinder misfire



(b) the third and the second cylinder misfire

Fig.5 Comparison of pressure fluctuations in the exhaust system at the 1,500rpm and the intake pressure of -20kPa

일 때의 정상 실린더와 실화 실린더의 배기관 압력 변동을 나타내고 있다.

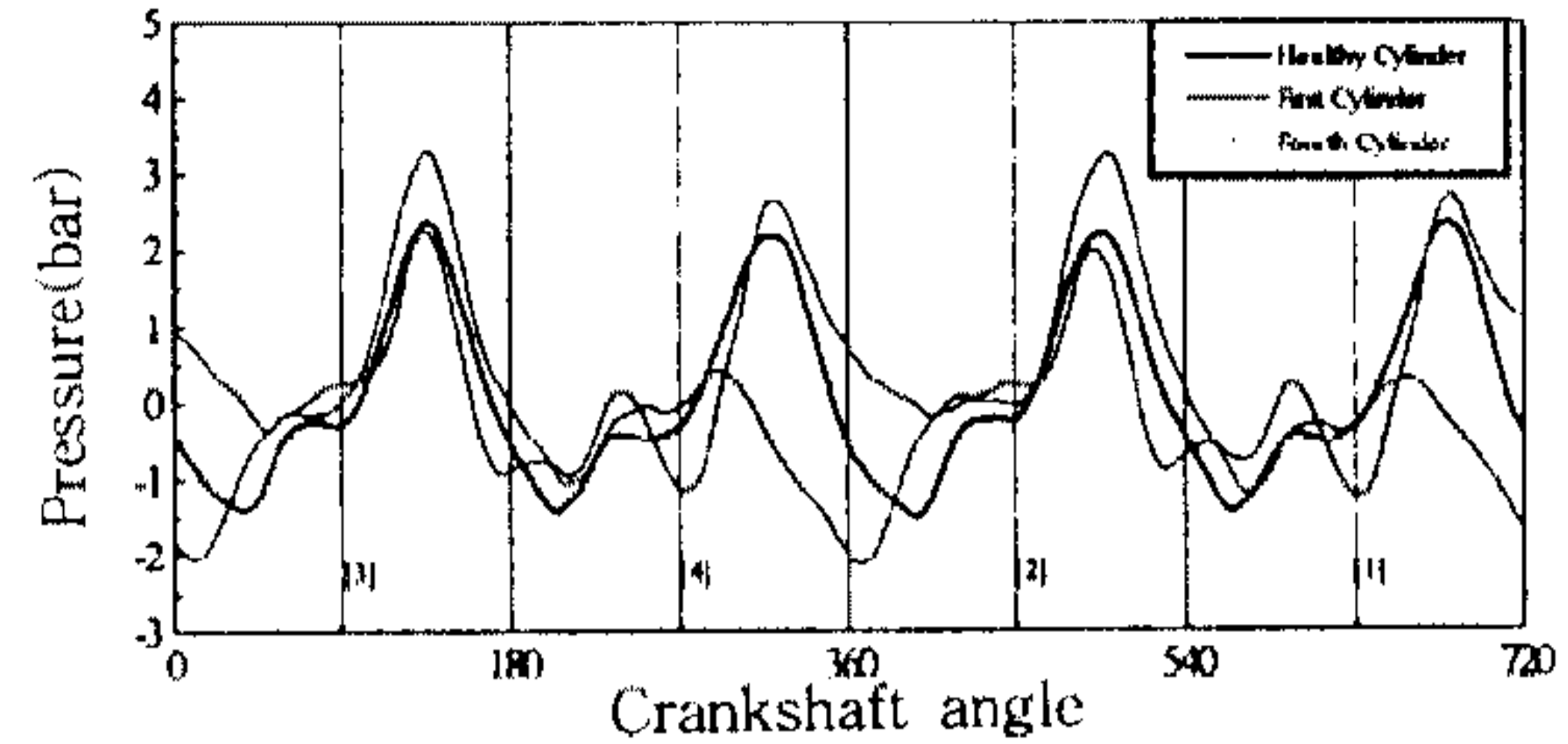
Fig.5의 (a)에서 보여주는 것처럼 정상적으로 연소하는 경우의 압력 변동 특성은 각각의 배기 구간에서 두 개의 피크 값을 가지고 있으나, 특정 실린더에서 실화가 발생한 1번과 4번 실린더 실화의 경우는 실화가 발생한 실린더의 배기 구간에 대해 첫 번째 피크는 형성되지만, 두 번째 피크 값은 형성되지 못하며, 두 번째 피크 이후에 더 큰 압력 강하 현상을 보이고 있다.

이것은 실화가 발생한 실린더에서는 연소에 의한 압력 상승이 일어나지 않기 때문에 팽창 행정 말기의 실린더 내 가스의 압력이 1차 압력 파형은 약하게 형성시키지만, 연소 압력 및 피스톤 상승 운동에 해당하는 2차 압력 파형은 형성시키지 못했기 때문으로 사료된다.

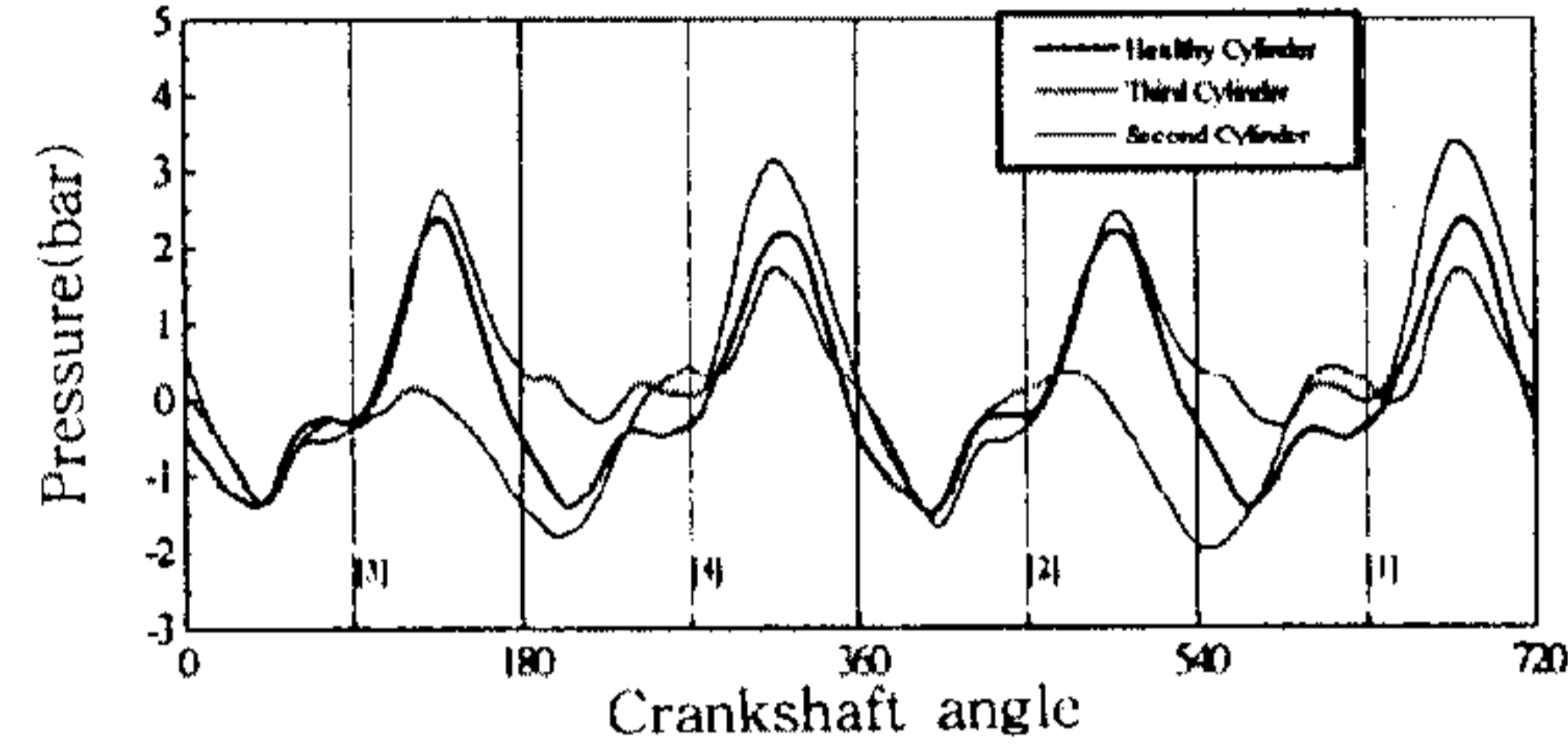
Fig.5의 (b)는 각각 3번 실린더와 2번 실린더가 실화를 일으킨 경우로서 역시 1번 실린더와 4번 실린더 실화의 경우와 유사한 경향을 나타내고 있다.

Fig.6은 2,500rpm, 흡기관 압력 -20kPa의 경우에서 정상 실린더와 실화 실린더의 압력 변동을 나타내고 있다.

기관의 회전수가 증가함에 따라 피스톤 속도의



(a) the first and the fourth cylinder misfire



(b) the third and the second cylinder misfire

Fig.6 Comparison of pressure fluctuations in the exhaust system at the 2,500rpm and the intake pressure of -20kPa

증가에 기인한 1차 압력 파형과 2차 압력 파형 사이의 차이가 많이 나고 있음을 볼 수 있다.

실화 실린더의 경우에서도 정상 실린더와 유사한 경향을 나타내고 있다.

3.4 평균 압력 지수에 의한 실화 검출

이상으로 정상 연소 실린더와 실화 실린더의 배기계 압력 파형을 분석하였다.

본 연구에서는 각 실린더의 배기 구간에서 연소에 의한 압력과 피스톤의 상승 운동에 의한 압력이 최대가 되는 구간을 집중적으로 분석하였다.

즉, 피스톤이 배기 구간 중 하사점을 지난 시점으로부터 90°에서 180°사이의 최대 압력값(Pmax)과 최소 압력값(Pmin)을 평균한 후 1을 더하여 각 실린더의 배기 구간에 대한 압력값(ΔP)을 설정하였다. 이 압력값에 해당하는 각 실린더에서의 동일 구간에 대한 값들을 평균한 후 이 평균값에 대한 각 실린더의 압력값과의 비를 나타낸 평균 압력 지수 API(Average Pressure Index)에 의해 실화를 검출하였다.

$$\Delta P = \left(\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \right) + 1$$

Table 2 Misfire detection using the API at the engine speed of 1,500rpm as the intake pressure varied

Engine Revolution	Intake Pressure	Misfire Cylinder	Average Pressure Index			
			# 1	# 2	# 3	# 4
1500	-60	# 1	0.42	1.34	0.93	1.31
		# 2	0.91	0.30	1.40	1.39
		# 3	1.39	1.42	0.36	0.84
		# 4	1.40	0.89	1.34	0.37
	-50	# 1	0.26	1.38	0.95	1.41
		# 2	0.85	0.25	1.44	1.45
		# 3	1.46	1.46	0.23	0.86
		# 4	1.44	0.99	1.33	0.23
	-40	# 1	0.18	1.29	0.99	1.54
		# 2	0.91	0.17	1.50	1.42
		# 3	1.42	1.45	0.25	0.88
		# 4	1.56	1.04	1.22	0.18
	-30	# 1	0.12	1.23	1.61	1.05
		# 2	0.91	0.29	1.47	1.33
		# 3	1.43	1.53	0.16	0.89
		# 4	1.64	1.11	1.15	0.09
	-20	# 1	0.02	1.21	1.10	1.67
		# 2	1.07	-0.05	1.68	1.29
		# 3	1.33	1.62	0.1	0.95
		# 4	1.70	0.98	1.25	0.07

$$API = \frac{\Delta P}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta P}$$

본 실험을 통해 처음으로 제안된 평균 압력 지수는 0.8의 값을 기준으로 하여 실화 실린더와 정상 실린더를 구분하였다.

API > 0.8 : 정상 실린더

API < 0.8 : 실화 실린더

평균 압력 지수에 의한 정상 실린더와 실화 실린더를 분석한 결과를 Table 2, Table 3에 나타냈다.

평균 압력 지수에 의한 분석 결과 회전수와 부하에 관계없이 전 영역에서 정확히 실화 실린더를 판별할 수 있었다.

4. 결 론

정상적으로 작동하는 가솔린 기관에서 여러 가지 요인에 의해 실화가 발생할 수 있는데, 배기계로 배출되는 압력 파형의 특성을 이용하여 본 실험을 행한 결과 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 가솔린 기관의 배기계 내에서의 압력 파형은 정상적인 연소를 행하는 경우, blowdown의 영향에 의한 1차 압력 파형과 연소 압력과 피스톤에 의한 2차 압력 파형이 형성되어 한 사이클 내에서 총 8개의 피크를 형성한다.
- 2) 각 실린더에서 발생한 1차 및 2차 압력 파형은 부하가 증가할수록 실린더내의 연소 압

Table 3 Misfire Detection using the API at the engine speed of 2,500rpm as the intake pressure varied

Engine Revolution	Intake Pressure	Misfire Cylinder	Average Pressure Index			
			# 1	# 2	# 3	# 4
2500	-60	# 1	0.36	1.47	1.17	0.99
		# 2	1.16	0.49	0.94	1.42
		# 3	1.39	1.06	0.57	0.99
		# 4	1.02	1.02	1.43	0.53
	-50	# 1	0.39	1.43	1.12	1.07
		# 2	1.03	0.45	1.08	1.43
		# 3	1.40	1.10	0.43	1.08
		# 4	1.17	0.88	1.55	0.41
	-40	# 1	0.35	1.52	1.06	1.06
		# 2	1.03	0.32	1.20	1.46
		# 3	1.42	1.08	0.34	1.16
		# 4	1.14	0.95	1.62	0.29
	-30	# 1	0.41	1.52	1.01	1.05
		# 2	1.11	0.24	1.21	1.43
		# 3	1.45	1.13	0.29	1.12
		# 4	1.14	1.01	1.60	0.24
	-20	# 1	0.18	1.66	1.04	1.12
		# 2	1.08	0.12	1.29	1.51
		# 3	1.52	1.18	0.21	1.09
		# 4	1.13	0.98	1.72	0.18

력이 증가하기 때문에 2차 압력 파형이 크게 나타난다.

- 3) 실화 실린더가 포함된 기관의 배기계 내에서 1차 압력 파형은 배기 구간에서의 2차 피크가 형성되지 못하며, 압력 강하 현상이 증가한다.
- 4) 배기 행정 기간 중에 형성되는 평균 압력을 비교하면 정상적인 연소를 행하는 실린더와 실화 실린더를 정확히 구분, 판정할 수 있다.

참고 문헌

1. Martin Klenk and Winfried Moser, "Misfire Detection by Evaluating Crankshaft

Speed-A Means to Comply with OBD II", SAE Paper 930399, 1993.

2. J.B.Heywood, Internal Combustion Engine Fundamental McGraw-Hill, pp. 231~234, 1989.
3. 윤영석, "연소실 벽면의 순간 온도 변화를 이용한 실화 판정에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위 논문, 1996.
4. 손영진, "전기 점화 기관에서 광섬유를 이용한 연소 특성에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위 논문, 1994.
5. G. Flapp, M. Klenk and W. Moser, "Methods of On Board Misfire Detection", SAE Paper 900232, 1990.

6. Sohair. F. Rezeca and Naeim. A.Henein, "A Diagnostic Technique for the Identification of Misfire Cylinder(s)", SAE Paper 870546, 1987.
7. Naeim. A. Henein, Walter. Bryzik, Clive. Taylor and Angelo. Nichols, "Dynamic Parameters for Engine Diagnostics Effect of Sampling", SAE Paper 932411, 1993.
8. Arun. K. Sood, Carl. B. Friedlander and Ali. Amin. Fahs, "Engine Fault Analysis Part I - Statisical Methods", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. IE-32, No.4, pp. 294~300, 1985.
9. Arun K. Sood, Ali Amin Fahs and Naeim A. Henein, "A Real-Time Microprocessor-Based System for Engine Deficiency Analysis", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. IE-30, No. 2, pp. 159~163, 1983.
10. Byeongjin Lim, Inkeon Lim, Jongbum Park, Sangsoo Pae, Young S. Yoon and Eungseo Kim, "S.I. Engine Misfire Detection Through the Energy Model", SAE Paper 942059, 1994.
11. 배상수, 임병진, 김세웅, 김용서, "크랭크축 각속도의 변동을 이용한 실화 판정(1)," 한국 자동차 공학회 논문집, 제4권, 제2호, pp. 23~31, 1996.
12. 배상수, 김세웅, 임인건, 김용서, "크랭크축 각속도의 변동을 이용한 실화 판정(2)-실차 실험-", 한국 자동차 공학회 논문집, 제4권 제5호, pp. 90~99, 1996.
13. 김세웅, "크랭크축 각속도 해석에 의한 자동차 기관의 실화 검출", 서울대학교 공학 박사 학위 논문, 1996.