

가솔린자동차의 무부하 운전에서 사이클변동에 관한 연구

한성빈[†] · 김성모*

인덕대학, 현대자동차

(2009년 6월 4일 접수, 2009년 7월 20일 수정, 2009년 7월 25일 채택)

A Study on Cyclic Variation by Idling in Gasoline Vehicle

Sung Bin Han[†] and Sung Mo Kim*

[†]Department of Mechanical & Automotive Engineering, Induk University, Seoul, Korea

*Service Quality Information Team, Hyundai Motor Company, Seoul, Korea

(Received 4 June 2009, Revised 20 July 2009, Accepted 25 July 2009)

요 약

내연기관의 연소현상을 연구하는 연구자들에게 엔진 내부의 압력값은 연소과정을 이해 할 수 있는 좋은 데이터가 된다. 본 논문에서는 압력값을 이용하여 스파크 점화기관의 무부하에서의 사이클 연소 변동의 중요한 원인이 무엇인가를 규명한다. 또한 실험기관의 연소실에서 채취한 압력 데이터는 사이클 변동의 연소 해석의 기초 데이터와 연소율 해석 등의 데이터분석을 하는데 사용되었다. 연소변수의 입력변수로써 연료, 공기, 잔류량, 등등이 사이클 변동을 결정하는데 사용되었다.

주요어 : 평균유효압력, 연소안정성, 점화시기, 변동계수

Abstract — Cylinder-pressure based combustion analysis provides a mechanism through which a combustion researcher can understand the combustion process. This paper was to identify the most significant sources of cycle-to-cycle combustion variability in a spark ignition engine at idle. To analyse the cyclic variation in the test engine, the burn parameters are determined on a cycle-to-cycle basis through analysis of the engine pressure data. The burn rate analysis program was used in the analysis of the data. Burn parameters were used to determine the variations in the input parameter—i.e., fuel, air, residual mass, and so on.

Key words : Mean Effective Pressure, Combustion Stability, Spark Timing, Coefficient of Variation

1. 서론

스파크 점화기관의 연소 안정성 문제는 운전자의 편안함에 직접 영향을 미친다. 하지만, 실제기관은 정상운전에 있어서 실린더 내의 압력이 사이클마다 변동하기 때문에 동일한 지압선도를 나타내지 못하는데, 이것을

사이클 변동이라 한다.

사이클 변동으로 야기되는 현상은 엔진이 노후 되면 공회전이 불안정하여 시동이 쉽게 꺼지기도 하고, 연료 소비도 증가되며, 유해가스 배출량이 증가하게 된다. 또한 대도시 교통의 혼잡으로 인한 기관의 공회전 시간비율이 증가되는 현재 상황으로 볼 때 공회전 상태에서 기관의 안정성은 운전자에게 매우 중요하며 차량의 신뢰성에도 큰 영향을 미치고 있다. 공회전 상태에서의 사이클 변동에서도 잔류가스가 증대되며, 이는 유해 배출가스를 증가시키는 주요한 원인이 된다.^{1, 3)}

사이클 변동의 원인으로는 흡기계통의 불균일 또한 분사시기와 유동장의 불일치로 공연비가 불균일하게 변

[†]To whom corresponding should be addressed.
Department of mechanical and automotive engineering,
Induk University, San 76 Wolgye-dong, Nowon-gu,
Seoul, Korea
Tel: +82-2-950-7545
E-mail: sungbinhan@induk.ac.kr

동하는 것이다. 변동계수를 줄일 수 만 있다면 연료소비 저감의 효과는 물론이고, 배기가스 저감의 효과도 크다. 스파크 점화기관의 연소변동을 줄이기 위해서는 안정된 화염핵을 짧은 시간에 형성하여 초기화염성장기간을 안정시키고, 단축시켜야 한다. 또한 일반적으로 연소율이 빠른 경우에는 초기연소과정의 변화가 실린더 최고 압력의 변화에 직접적인 영향을 주지만 평균유효압력의 변화에는 큰 영향을 주지 않는다. 연소율이 느린 경우에는 실린더 체적과 압력사이의 위상이 달라짐으로 인하여 평균유효압력에 큰 영향을 줄 수 있다. 평균유효압력의 변화를 줄이기 위해서는 초기연소 기간을 줄이는 방향으로 연구가 진행되어야 한다.^{4, 5)}

이러한 사이클 변동의 해석은 몇 가지 방법으로 크게 나눌 수 있다. 압력에 관계된 변수에 의한 방법으로, 연소실 내의 최고 압력값, 연소실 내의 최고 압력값이 발생하는 크랭크 각, 최고 압력 상승률, 최고압력 상승률이 발생하는 크랭크 각, 각 사이클의 평균유효압력을 조사하여 사이클 변동을 해석하는 방법이다. 다른 방법으로는 연소에 관계되는 변수로서, 최고 열 발생률, 연소실 내의 최고 질량연소율 또는 최고 질량연소율의 변동을, 점화지연, 연소구간, 점화가 시작되어서 일정량의 연료 질량이 타기 시작하는 순간까지의 경과 시간을 이용한 방법이다. 또 다른 방법은 화염면에 관계된 변수를 이용하여, 주어진 시간에 대해 화염 반지름, 화염면적, 연소된 체적을 계산하고, 주어진 위치에 대해 화염 도달시간을 얻어 사이클 변동을 식별하는 방법이다. 그 외의 방법으로 배출가스의 조성을 가지고 사이클 변동을 판단하는 방법이 있다. 이러한 방법 중에서 가장 간단한 방법은 압력에 관계된 변수에 의한 방법을 이용하여 구하는 것이다. 압력데이터로부터 유도되는 사이클 변동의 중요한 기준의 하나는 평균유효압력 변동계수이다.^{6, 8)}

본 연구는 공회전 상태의 스파크점화기관에 대해서 점화시기 변화가 사이클 변동에 어떠한 영향을 미치는지 해석하고자 한다.

2. 사이클변동 해석 프로그램

사이클변동을 나타내는 지표인 COVIMEP (Coefficient of Variation in Indicated Mean Effective Pressure)를 최소화시키기 위해서는 점화시기를 최적점화시기로 설정해야 하며, 어느 정도의 범위 내에서는 점화시기를 진각시킴에 따라 P_{max} 와 $(dp/d\theta)_{max}$ 에 따른 사이클 변동은 감소하는 것으로 알려져 있다. P_{max} 의 변동계수는 공회전 상태에서 안정된 점화시기를 결정하는데 영향을 미치지만, 때로는 P_{max} 의 변동계수에 대한 판단만으로는 잘못된 해석결과를 초래할 수도 있기 때문에 사이클 변

동에 대한 해석으로는 COVIMEP를 이용하는 것이 바람직할 것으로 생각된다.⁹⁾

실린더 내의 압력은 자동차 기관 연소해석에서 중요한 계측도구이며, 이를 통하여 연소과정을 연구할 수 있다. 본 연구에서는 측정된 압력값을 이용하여 질량연소율을 결정하는 단순영역 모델을 이용한다. 연소가 진행되는 동안 반응물의 화학에너지는 생성 에너지로 전환되면서 연소실 내의 압력은 증가하게 된다. 더욱이 압력에 영향을 미치는 인자는 실린더 연소실 체적의 변화, 벽면으로의 열전달, 연소실과 틈새(crevice) 사이의 질량전달 등을 생각할 수 있다. 열역학 제1법칙과 열전달, 틈새모델, 잔류가스율, 비열비 등의 부모모델(sub-model)을 이용하여 단순영역 연소율 해석을 위한 평가는 다음과 같다.

에너지에 근거한 연소율 관계를 유도하기 위해서 Fig. 1과 같이 열역학 계를 개방계로 생각하여 실린더 벽면, 피스톤 윗부분, 실린더 헤드 등에 경계를 나눈다.

열역학 제1법칙은

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta W + \sum h_i dm_i + \delta Q_{ht} \quad (1)$$

여기서

δQ_{ch} : 연소에 의해 발생하는 화학에너지

dU_s : 시스템의 에너지 변화

δW : 피스톤에 한 일

$\sum h_i dm_i$: 경계를 통과하는 엔탈피량

δQ_{ht} : 연소실 벽에 대한 열전달

(1)식에서 연소실에서 작동하는 유체를 이상기체로 가정하면,

$$dU_s = mc_v dT,$$

$$\delta W = pdV,$$

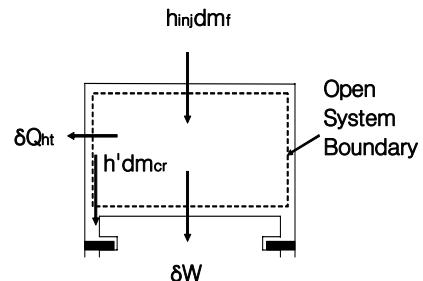


Fig. 1. Thermodynamic model for combustion chamber.

$\delta Q_{ht} = Ah_c(T - T_w)$ 로 사용할 수 있다. 또한 연소를 해석에서 사용하는 열전달모델은 기관 열전달계수(hc)는 Woschni의 식을 이용한다.¹⁰⁾

$$h_c = 3.26c_1 B^{m-1} p^m T^{0.75-1.62m} w^m \quad (2)$$

여기서

m : 레이놀드수

B : 피스톤의 직경

p : 실린더 압력

T : 평균 가스 온도

c_1 : 보정계수

w : 피스톤 운동, 스윌, 연소에 의한 속도

$$w = 2.28(\bar{s}_p + u_{swirl}) + 3.24 \times 10^{-3} c_2$$

$$T_{ivc} \left(\frac{V_d}{V_{ivc}} \right) \left(\frac{P_f - p_m}{p_{ivc}} \right) \quad (3)$$

여기서

\bar{s}_p : 평균 피스톤 속도

u_{swirl} : 스윌속도

V_d : 배기량

c_2 : 보정계수

p_f : 점화 압력

p_m : 모터링 압력

이며, 하침자 ivc는 흡입밸브가 닫히는 시기를 나타낸다. 스윌속도 u_{swirl} 는 스윌비 R_{swirl} 와 기관회전수 N등으로 구성된 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.

$$u_{swirl} = \pi N B R_{swirl} \quad (4)$$

또한 엔진 내의 톱링(top ring)위의 피스톤과 실린더 사이, 점화플러그 근처, 그리고 실린더 블록과 헤드 가스켓 등에는 틈새가 존재한다. 실린더 내부의 압력이 증가하거나 감소함에 따라 실린더 내의 가스는 틈새를 통해 유입 또는 유출하게 된다. 가장 간단하게 틈새효과에 대하여 모델링하는 방법은 모든 틈새들을 하나의 체적으로 단순화 시켜서 생각해 보는 것이다. 틈새 내에 있는 가스는 연소실 체적에 대해서 동일한 압력을 나타내지만, 온도는 달라진다. 틈새체적 V_{cr} 은 좁고 벽면은 차기 때문에 틈새가스는 벽면온도 T_w 에 가깝다. 틈새질량 m_{cr} 은 이상기체 상태방정식으로부터 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$m_{cr} = \frac{PV_{cr}}{RT_w} \quad \text{체적과 온도는 상수로 가정할 수 있음}$$

므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dm_{cr} = \frac{V_{cr}}{RT_w} dp \quad (5)$$

윗 식에서 실린더 압력이 증가하면 ($dp > 0$), 질량은 틈새로 유입되고, 압력이 강하하면 ($dp < 0$), m_{cr} 은 연소실로 돌아오게 된다.

미리 결정된 질량연소율값을 Heywood등에 의해 개발한 기관 사이클 시뮬레이션 프로그램에 데이터를 입력하고, 질량연소율 x_b 은 Wiebe 식으로부터 구한다.

$$x_b = 1 - \exp\{-a[(\theta - \theta_o)/\Delta\theta_b]^{m+1}\} \quad (6)$$

여기서 θ_o 는 연소시작, $\Delta\theta_b$ 는 전체 연소구간, a 와 m 은 상수로서 각각 5와 2이다.

식 (7)은 비열비를 나타낸 식으로 압축과 팽창구간에서 실린더 내 온도에 따라 다음과 같이 나타낼 수 있고,

$$\gamma(T) = a + bT \quad (7)$$

연소구간에서는 상수값을 갖는다.¹¹⁾

3. 실험장치 및 방법

Table 1에 사용한 스파크점화기관의 제원을 나타내었다. 엔진은 지붕형 헤드를 가진 기관으로 동력계에 직결되어 있다. 엔진을 제어하는 방법으로 기존의 ECU대신

Table 1. Specification of engine used

Engine Type	4-cylinder, 4 valve/cylinder, dual overhead cam
Displacement	1998 cm ³
Bore×Stroke	8.6 × 8.6 cm
Number of Cylinder	4
Compression Ratio	9.5
Intake Valve	Open 13°BTDC Close 55°ABDC
Exhaust Valve	Open 57°BBDC Close 3°ATDC

에, 엔진 ECU 기능을 하면서 연료 분사 시스템과 점화 시스템을 자유로이 제어가 가능한 엔진제어시스템 (IC 5460)을 사용하였다. 공기-연료비의 측정은 배기관에 4개의 광역 산소 센서(NGK, TL-7111-W1)를 삽입하여 각 실린더별로 순간 공기-연료비를 측정할 수 있도록 하였다. 연소실내의 연소압력은 압력센서 (Kistler 6051B)를 4번 실린더에 삽입하여 250사이클씩 측정하여, 증폭기(Kistler 5004)에서 증폭시켜 AD변환기(Data Translation DT2828)를 거쳐 실시간으로 데이터를 기록하였다. 흡기관 압력은 절대압 센서(Kistler 4045A2)를 4번 흡기관에 삽입하여 250사이클씩 측정하였다. 그 외에 배기가스 농도 및 연료 소비량, 배기가스 온도 등을 측정하였다. Fig. 2는 실험엔진의 사진이다.

실험변수로는 공회전 상태에서 당량비 1.0에 대하여 점화시기를 단계적으로 변화시켜 사이클 변동에 대한 기관 안정성을 해석하였다. 실험조건에서 기관회전수는 800rpm으로 조정하였다. 이때 기존 기관에 부착되어 있는 공회전 자동 조정 장치는 분리하여 작동되지 않도록 하였다. 엔진 냉각수 온도는 기관을 충분히 예비 운전하여 80℃로 일정하게 유지하였다. 점화시기는 5, 10°, 15°, 20°로 변화시켜 실험을 수행하였다. Table 2는 공회전 상태에서의 운전조건을 나타낸다.

4. 실험결과

Fig. 3은 점화시기를 5°, 10°, 15°, 20°BTDC로 변화



Fig. 2. Photo of experimental setup.

Table 2. The idle operating condition

Engine speed	800 rpm
Inlet manifold pressure	0.287 bar
Inlet air temperature	299K
Air/fuel equivalence ratio	1.0
Spark timing	5°, 10°, 15°, 20°BTDC

시킨 경우에 대한 최고압력을 나타낸 실험결과이다. 250사이클을 측정하였지만, 그림에서는 100사이클 만을 제시했다. 점화시기를 단계적으로 진각시킴에 따라서 최고 압력이 증가되는 경향을 보이고 있다. 그러므로 과도하게 진각시키면 압축행정 끝 이전에 압력이 급상승하여 실린더 최고 압력의 변화에 직접적인 영향을 준 것으로 판단된다. 점화시기를 가장 앞당겨 진각시킨 20°BTDC에서 최고압력이 가장 크게 나타났다. 일반적으로 점화진각을 앞당기면 앞당길수록 최고 압력이 커지는 것으로 알려져 있지만, 최고 압력이 크다고 반드시 평균유효압력이 큰 것은 아니며, 더더욱 연소변동을 데이터 없이 20°BTDC를 최적의 점화시기라고 결론지을 수는 없다.

Fig. 4는 사이클 수의 변화에 대한 질량연소 0~2%에 대한 크랭크 각을 점화시기 변화에 대해 나타낸 선도이다. 스파크 점화기관에서 초기화염핵의 거동은 전체 기

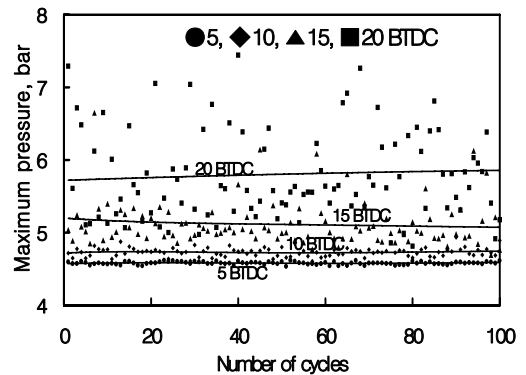


Fig. 3. Maximum pressure vs. number of cycles for spark timings.

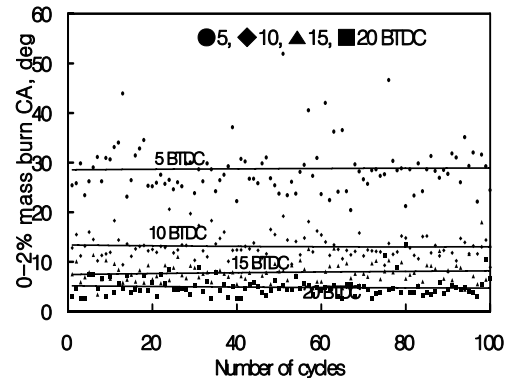


Fig. 4. 0-2% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timings.

관의 안정적인 연소 성능에 중요한 역할을 한다. 일반적으로 전체 질량연소의 0~2%를 초기화염기간(initial flame duration)라고 하는데, 초기화염기간의 중요성은 단지 전체 질량의 0~2%의 질량을 태우는 정도의 역할이 아니라 그 영향력은 안정된 연소과정으로 발전할지, 불안정 연소과정으로 발전하여 공회전 안정성에 나쁜 영향을 미칠지 결정할 수 있는 중요한 변수가 될 수 있다. 대체로 점화시기가 진각됨에 따라 질량연소의 0~2%에 해당하는 크랭크 각이 작은 값을 나타내고 있으며, 이는 점화시기를 진각시킴으로 초기화염기간이 단축됨을 알 수 있고, 특히 점화시기가 20°BTDC에서 질량연소의 0~2%에 이르는 기간이 짧으므로, 이것이 전체 연소에 영향을 미칠 것으로 생각된다.

Fig. 5-8은 사이클 수에 대한 질량연소율을 0~10%, 0~50%, 0~90%, 10~90%를 점화시기를 5°, 10°, 15°, 20°BTDC로 변화시킨 경우에 대하여 평균 연소구간을

크랭크 각으로 나타낸 것이다. 점화시기를 진각을 앞당김에 따라 0~10%, 0~50%, 0~90%, 10~90%에 해당 질량연소율의 크랭크 각이 작아지는 결과를 보여주고 있다. 이러한 결과는 점화시기를 앞당김에 따라 질량연소율이 짧아진다는 것을 의미하며 이러한 Fig. 5-8의 결과는 Fig. 3의 결과를 뒷받침 해주는 결과가 된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 점화시기에 대한 평균유효압력의 평균값을 나타낸 실험 결과이다. 점화가 너무 빠르면, TDC 전에 실린더 압력이 과도하게 증가하여 압축행정 초기에 증가하므로 일이 낭비된다. 점화가 늦으면 최고압력발생이 늦어지고 최고압력이 낮기 때문에 동력행정 초기에 일이 손실되는 것으로 생각된다.

Fig. 10은 점화시기에 대한 평균유효압력의 표준편차를 나타낸 결과이다. 점화시기를 점차 진각시킴에 따라 IMEP의 표준편차가 적어짐을 알 수 있는데, 이 결과로

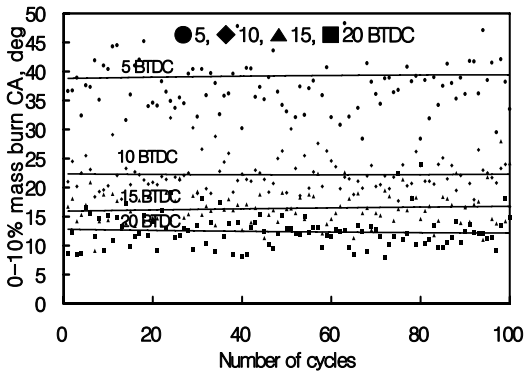


Fig. 5. 0-10% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timings.

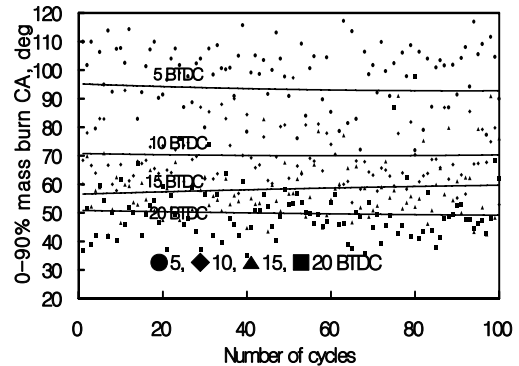


Fig. 7. 0-90% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timings.

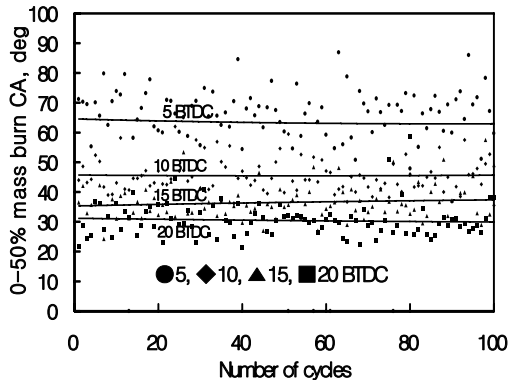


Fig. 6. 0-50% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timings.

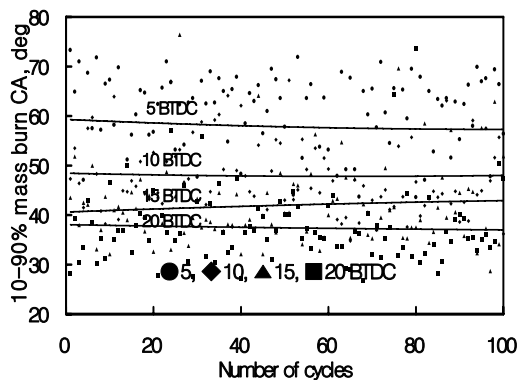


Fig. 8. 10-90% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timings.

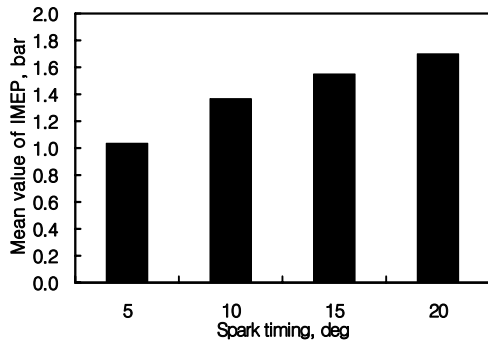


Fig. 9. Mean value of IMEP vs. spark timings.

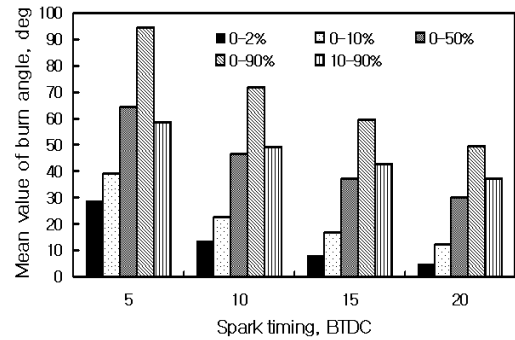


Fig. 11. Mean value of burn angle vs. spark timing.

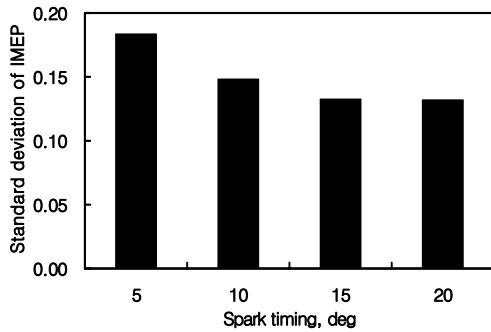


Fig. 10. Standard deviation of IMEP vs. spark timings.

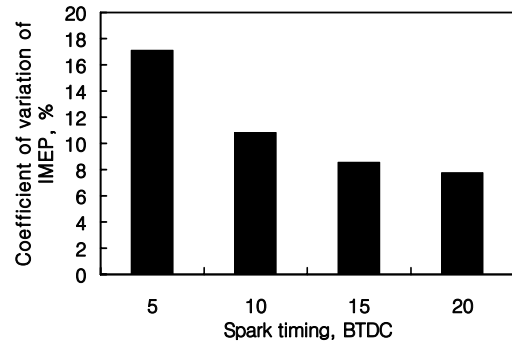


Fig. 12. Coefficient of variation of IMEP vs. spark timing.

아이들링의 연소 안정성이 20°BTDC에서 가장 안정된다는 것을 알 수 있고, 이러한 결과는 Fig. 3에서 20°BTDC에서 최고 압력값을 보여주는 실험결과와 함께 20°BTDC가 가장 최적의 안정된 연소를 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 11은 점화시기에 대한 질량연소율을 0~10%, 0~50%, 0~90%, 10~90%에서 연소구간의 크랭크 각을 나타낸 결과이다. 이것은 20°BTDC 같이 점화시기를 앞당기면 앞길수록 최고압력은 커 질수 있다는 것을 나타내는 결과를 뒷받침해주는 그림이 된다. 이는 Fig. 5-8과 같은 결과를 나타내고 있다.

Fig. 12은 IMEP의 변동계수(Coefficient of variation, COVIMEP)를 점화시기에 대해 나타냈다. 여기서 사이클 변동의 크기를 나타내는 COVIMEP는 IMEP의 표준편차를 IMEP의 평균값으로 나누어 백분율로 나타낸 것이다. COVIMEP는 점화시기 5°~20°BTDC 중에서 점화시기 20°BTDC에서 가장 적어 가장 안정된 연소를 하는 것을 알 수 있고, 3 5°BTDC에서 COVIMEP 17.7%, 10°BTDC에서 COVIMEP 10.84%로 연소 변동이 심한 것을 알 수 있다. 이 COVIMEP가 10%를 넘

게 되면 자동차의 운전성 악화를 초래하게 되므로 점화시기 5°, 10°BTDC는 공회전 운전조건으로는 채택될 수 없다.

5. 결론

- 1) 사이클 변동 해석을 위해서 실험기관의 압력값을 이용하여 질량연소율을 결정하는 단순 열역학적 모델 프로그램을 이용하여 해석이 가능하다.
- 2) 사이클 변동해석 프로그램을 통해서 연소구간의 변동, 열발생율의 변동, 질량연소율의 변동, 최고 압력 변동, 평균유효압력 변동계수 등을 점화시기 변화에 대해서 최적의 점화시기를 찾을 수 있었다.
- 3) 본 실험의 조건에서 20°BTDC에서 가장 적어 가장 안정된 연소를 하는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Shen, H., Hinze, P. C. and Heywood, J. B., 1994, "A Model for Flame Initiation and Early Development in

- SI Engine and its Application to Cycle-to-Cycle Variations," SAE Paper 942049.
- (2) Hoard, J. and Rehagen, L., 1997, "Relating Subjective Idle Quality to Engine Combustion," SAE Paper 970035.
 - (3) Randolph, A. L., 1994, "Cylinder - Pressure - Based Combustion Analysis in Race Engine," SAE Paper 942487.
 - (4) Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw -Hill International Editions.
 - (5) Shen, H., Hinze, P. C. and Heywood, J. B., 1996, "A Study of Cycle-to-Cycle Variations in SI Engines Using a Modified Quasi - Dimensional Model," SAE Paper 961187.
 - (6) Brown, A. G., Stone, C. R. and Beckwith P., 1996, "Cycle-by-Cycle Variation in Spark Ignition Engine Combustion - Part I : Flame Speed and Combustion Measurements and a Simplified Turbulent Combustion Model," SAE Paper 960612.
 - (7) Cheung, H. M. and Heywood, J. B., 1993, "Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data," SAE paper 932749.
 - (8) Teng, C., 2005, "Engine Idle Combustion Stability Evaluation Using Calibration Parameters", SAE Paper 2005-01-2461.
 - (9) Kerns, J. M. and Surnilla, G., 2006, "Fuel Assisted Idle Speed Control for Lean Burn Gasoline Engines", SAE Paper 2006-32-0009.
 - (10) Woschni, G., 1967, "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper 670931.
 - (11) Deur J., Ivanovic, V., Pavkovic, D. and Jansz, M., 2005, "Identification and Speed Control of SI Engine for Idle Operating Mode", SAE Paper 2004-01-0898.