

스파크 점화 기관에서 밸브오버랩이 잔류가스를 변화에 미치는 영향

Effect of Operating Conditions on the Residual Gas Fraction in an SI Engine

장진영*, 박용국*, 배충식*, 김우태**
Jinyoung Jang, Youngkug Park, Choongsik Bae, Wootae Kim

ABSTRACT

Residual gas fraction in an engine cylinder affects engine performance, efficiency and emission characteristics. With high residual gas fractions, a flame speed and maximum combustion temperature are decreased and these are deeply related with combustion stability especially at idle and NOx emission at relatively high engine load.

In this work, the residual gas fraction was calculated by an engine simulation code, which was validated by the experimental data (cylinder pressure and emissions) obtained from 4-cylinder spark ignition engine. A comparison between experimental and computational calculation results was made. The residual gas is generated mostly at low engine speed by the larger pressure difference between the intake and exhaust port. As the valve overlap duration was increased, the amount of residual gas in the cylinder, the amount of HC emission in the exhaust gas and the variation of power output increased.

주요기술용어 : Residual gas fraction(잔류가스를), Valve oiverlap duration(밸브 오버랩 기간), Valve overlap center(밸브 오버랩 센터)

Nomenclature

RGF : residual gas mass fraction (mass%)
BMEP : mean effective pressure, brake
IMEP : mean effective pressure, indicated
A/F : air and fuel ratio
TDC : top dead center
COVimep : coefficient of variation in indicated mean effective pressure

D : diameter of pipe (m)
f : friction coefficient
 f_c : pressure loss coefficient (C_p/C_v)
F : area of pipe (m^2)
k : specific heat ratio
 m_{cyl_In} : input mass of cylinder
 m_{cyl_Out} : output mass of cylinder
 m_{cyl} : in cylinder mass
 m_{res} : residual mass of cylinder
p : pressure (Pa)

* 회원, KAIST 기계공학과

** 회원, 현대자동차

- q : heat transfer (kJ)
- u : velocity (m/sec)
- ρ : density (kg/m³)
- Re : Reynolds number
- $\Delta \theta$: degree step
- $^\circ$: crank angle (degree)

1. 서론

엔진에서 잔류가스란 이전 사이클의 연소생성물이 배기과정동안에 배기구를 통해서 빠져나가지 못하고 실린더 내에 그대로 남아 있는 것을 말한다.¹⁾ 이러한 잔류가스는 신기와는 매우 다른 상태의 가스로서 점화지연과 연소 안정성과 같은 연소현상 뿐만 아니라 HC와 NOx와 같은 오염물질 생성등에 영향을 미치게 된다.³⁾

일반적으로 잔류가스의 측정은 실린더 내의 연소가스를 직접 채취하는 방법을 사용하며, 사용장비에 따라서 Fast Response Flame Ionization Detector(FRFID),¹⁾ fiber optic sensor²⁾를 이용하는 방법과 실린더내의 가스를 채취^{3,4)}하여 가스분석(Gas Chromatography) 장치를 이용하는 방법 등이 있다.

한편 엔진 흡·배기계 내의 기체 유동 및 유량을 전산 모사하기 위한 방법이 여러 연구자들에 의해 개발되어 왔으며, 이러한 방법들은 크게 quasi-steady 모델과 기체 동역학적 모델로 분류될 수 있다.

기체 동역학적 모델은 엔진 흡·배기 시스템 내의 압력 맥동 현상을 고려한 것으로 quasi-steady 모델에 비하여 흡·배기계 내 현상을 규명하는데 보다 우수한 것으로 보고되었다.^{6,7)}

Benson⁷⁾은 hyperbolic 형의 편미분 방정식을 일차의 정확도를 가지고 해를 구할 수 있는 특성곡선법(Method of Characteristics)을 이용하여 엔진 흡·배기계 내의 압력 맥동 현상이 엔진성능에 미치는 영향을 조사하였다.

본 연구에서는 흡·배기 압력맥동^{5,6)}을 이용한 전산 모사 프로그램을 사용하여 밸브 오버랩

기간의 변화에 대한 실린더 내부압력 및 잔류가스율을 계산하고 이를 실험적 결과^{3,5)}와 비교함으로써 전산모사 프로그램에 대한 신뢰성을 평가하고자 한다. 또한 무부하에 가까운 조건으로 실험한 엔진의 실린더 내부압력 및 배기가스 분석 데이터를 이용하여 잔류가스량이 엔진의 성능에 미치는 영향을 파악하였다.

2. 해석 방법

2.1 실험과 해석 대상 엔진

Table 1은 계산에 적용된 엔진의 사양을 나타낸 것으로 이는 실험 대상엔진과 동일하다.

실험에 사용된 엔진은 MPI방식으로 연료를 공급하는 4기통 2.0L 엔진이다. 엔진 동력계는 General Electric 사의 EC 130 kW 급 Dynamometer를 이용하였고, 실린더 내부의 압력변화를 측정하기 위하여 Piezoelectric type의 압력센서를 사용하였다.

계산을 위한 모델링은 4기통인 실제 엔진을 단기통으로 단순화 하여 Fig. 1과 같이 한 개의 실린더, 흡·배기 매니폴드, 흡·배기 밸브 및 스토틀 밸브로 구성되도록 하였다.

Table 1 Engine specification

Bore (mm)	82	Stroke (mm)	93.5
Displaced vol. (cm ⁴)	493.7	Compress. Vol. (cm ³)	48.89
Compress. ratio	10.1	Con. rod length (mm)	146.5
Intake valve dia. (mm)	32	Exhaust valve dia. (mm)	27.5

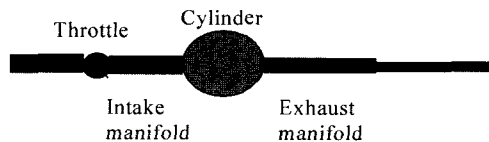


Fig. 1 Engine model

2.2 관내 유동

본 논문에서는 유한차분법을 이용하여 2차의

정확도로 주어진 문제의 해를 구할 수 있는 two-step Lax-Wendroff method⁹⁾와 중앙차분에 의해 생길 수 있는 비물리적인 진동현상을 억제하기 위한 FCT(Flux Corrected Transport)⁹⁾를 이용하였다.

엔진 흡·배기 시스템 내의 유동을 해석하는데 적용된 연속, 운동량 및 에너지 보존 방정식은 일반적인 3차원 Navier-Stokes 방정식을 간략화하여 유도된 1차원 지배방정식을 이용하였으며, 식 (1), (2), (3)으로 나타내었다.

Continuity Equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (1)$$

Momentum Equation

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0 \quad (2)$$

Energy Equation

$$q\rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} \left\{ (\rho F dx) \left(E + \frac{u^2}{2} \right) \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ (\rho u F) \left(E + \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \right\} dx \quad (3)$$

2.3 경계조건

경계조건은 Benson 등이 제시한 방법을 이용하였으며 각각에 대한 설명은 다음과 같다.

2.3.1 스로틀 밸브

유동이 스로틀 밸브를 통과할 때 생기는 압력 강하에 의하여 흡기계의 평균압력이 대기압보다 낮아지게 된다. 이러한 압력 강하는 밸브를 통과하는 유속의 제곱에 비례한다. 이로부터 다음 식 (4)와 같이 압력강하 계수⁷⁾를 정의하고 이를 설정함으로써 밸브 전후방의 압력이 결정된다.

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u^2} = f_c \quad (4)$$

이 계수에 의해서 실린더내로 유입되는 공기

의 양이 결정되어 실린더 압력이 계산된다. 따라서 이 계수를 변화시켜가면서 실험에서 측정된 실린더 압력과 계산된 압력값을 비교하여 값을 5000이상으로 하였다.

2.3.2 실린더 내부 현상

실린더 내부 연소 현상을 간략히 모사하기 위해 One-zone 모델과 Two-zone 모델과 같이 실린더 내부의 열전달 상태에 대한 모델이 사용되고 있다. 본 연구에서는 이중 One-zone 모델을 사용하여 아래 식 (5)와 같은 Wiebe function에 의해 지배되는 질량 연소율을 사용하였다. 이 식을 사용하여 크랭크 각도에 따른 연소율을 계산하여 실린더로 들어가는 열량을 계산하였다.

$$x_b = 1 - \exp \left[-5 \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^2 \right] \quad (5)$$

연소 가스로부터 실린더 벽면으로의 열손실은 아래 식 (6)과 같이 Annand¹⁰⁾등이 제시한 식을 도입하여 계산하였으며, 이때 실린더 벽면온도의 경우 400℃로 해주었다.¹¹⁾

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{0.035 R_c^{0.8}}{D_c} k_q F (T_w - T_c) \quad (6)$$

2.3.3 잔류가스율 계산

흡기행정 기간동안 실린더 내부와 흡기매니폴드 사이의 압력차에 의해서 혼합기는 흡기밸브를 통해서 실린더 내부로 유입되며, 배기 행정 기간에는 실린더 내부와 배기덕트 사이의 압력차에 의해서 배기밸브를 통해서 연소가스가 유출된다. 이때 혼합기의 유입과 연소가스의 유출량을 각각 m_{cyl_in} , m_{cyl_out} 이라고 한다.

배기행정이 일어나기 전에 실린더 내부에 있던 가스의 양을 m_{cyl} 이라고 하면, 배기행정 이후 실린더내부에 남게 되는 연소가스의 양, 즉 잔류가스량(m_{res})은 식 (7)과 같이 계산된다.

$$m_{res} = m_{cyl} - m_{cyl_out} \quad (7)$$

이렇게 계산된 잔류가스량을 이용하여 식 (8)

과 같이 잔류가스율을 구한다.

$$\text{잔류가스율(mass\%)} = \frac{m_{res}}{m_{cyl}} \times 100 \quad (8)$$

한편 흡·배기 밸브의 유량계수는 실린더 내부로 출입하는 유체의 양에 아주 큰 영향을 주게 되는 요인이다. 따라서 정확한 계산을 위해서는 흡·배기 밸브의 유량계수가 요구된다.

2.3.4 밸브양정

일반적으로 엔진의 밸브양정은 주어지는 밸브 양정 프로파일에 의해 결정되지만, 가변 밸브 시스템은 밸브양정을 조절하는 기구에 의하여 조정된다. 만약 가변밸브 시스템의 작동시간이 최소 3ms라면, 1000rpm에서는 약 18°, 5000rpm에서는 약 90° 정도의 기간이 소요된다. 이는 엔진의 고속 운전 영역에서는 무시할 수 없는 시간으로 간주됨으로 이에 대한 자세한 정보가 요구된다.

본 연구에서는 실험엔진이 가변밸브 시스템을 채택하지 않았기 때문에 주어진 밸브양정 프로파일을 그대로 사용하였다.

2.4 해석 조건

해석 조건은 엔진 회전속도 및 공연비 등은 일정하게 한 후, 밸브 오버랩 기간 및 스로틀 개도비 변화에 대한 실린더 내부압력, 배기가스 온도 및 HC 배출특성에 대하여 해석하였다. Table 2는 이러한 해석결과와 비교하기 위한 엔진운전조건을 나타낸 것이다.

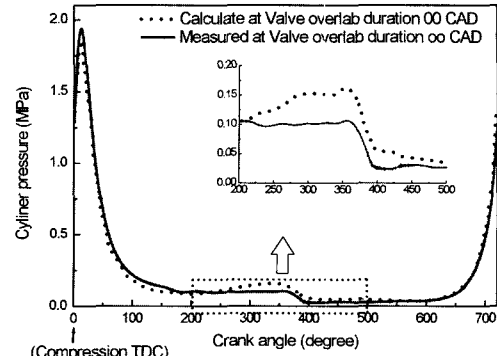
Table 2 Engine operating conditions

rpm	A/F	Intake		Ambient		Valve overlap
		Temperature(°C)	Pressure(kPa)	Temperature(°C)	Pressure(mbar)	
2000	14.59	19.1	35.5	20.4	1026	0
2000	14.62	19.0	34.7	20.4	1026	10
2000	14.60	18.6	34.1	20.3	1026	20
2000	14.63	19.6	34.9	20.4	1026	30
2000	14.53	19.0	37.7	20.4	1026	40

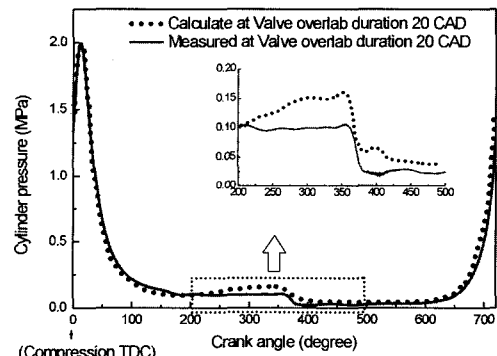
3. 해석결과

3.1 밸브 오버랩에 따른 실린더 압력비교

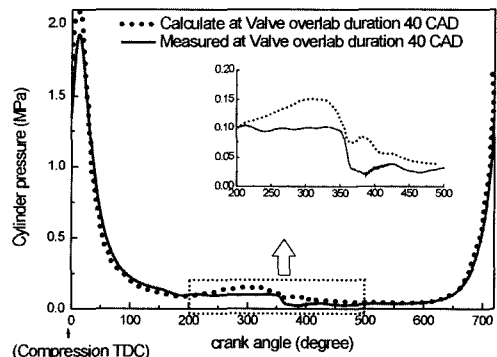
Fig. 2는 저부하에서 밸브오버랩 기간이 0, 20 및 40° 일 때, 크랭크 각도에 따른 실린더 압력변



(a) Valve overlap duration 0°, 0.21MPa IMEP



(b) Valve overlap duration 20°, 0.22MPa IMEP



(c) Valve overlap duration 40°, 0.24MPa IMEP

Fig. 2 Variation of cylinder pressure for various valve overlap durations (2000rpm)

화를 실험값과 계산 값을 비교 도시한 것으로서 그래프의 점선과 실선은 각각 계산결과와 실험 데이터이다.

그래프를 살펴보면 전구간에 대해서 실험값과 계산값이 잘 일치하고 있다. 하지만 크랭크각도 200~500° 사이, 즉 배기 및 흡입행정에서의 두 값의 차이가 비교적 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 그 이유는 계산방법에서 설명한 바와 같이 흡·배기 밸브의 유량계수가 정확하게 제공되지 못하였기 때문이다. 따라서 만약 실험을 통해서 이들 밸브의 정확한 유량계수를 적용한다면 이러한 차이는 줄어들 것으로 판단된다.

3.2 밸브 오버랩 기간에 따른 배기 가스변화 및 출력 변화

밸브오버랩 기간이 엔진의 운전특성 변화에 미치는 영향을 실험을 통하여 파악하였다. 이때 엔진의 부하조건과 운전속도는 각 0.2MPa BMEP, 2000rpm으로서 거의 무부하 상태의 운전 조건으로 생각 할 수 있다. 각 그래프는 같은 조건에서 세 차례의 실험결과와 이들의 평균값을 표시하였으며, 이때 그래프에서 심볼(■)는 평균 값을 나타낸다.

밸브오버랩 기간에 따른 배기가스 온도의 변화는 Fig.3과 같다. 그래프를 보면 밸브오버랩 기간이 증가되면서 배기가스 온도가 감소하고 있다. 이는 밸브오버랩 기간이 증가될수록 잔류가스량이 증가하여 실린더내의 혼합가스를 희석시키는 역할을 하게 되고, 열용량이 증가되었기 때문이다.

Fig. 4는 밸브오버랩 기간에 따른 배기가스 중 HC의 변화를 나타낸 것이다. 밸브오버랩 기간이 증가하면서 HC양이 증가되는 것을 알 수 있다. 이는 밸브오버랩 기간이 증가할수록 잔류가스량이 증가됨으로써 연소 안정성에 나쁜 영향을 미치기 때문이라고 판단된다.

일반적으로 엔진의 출력은 연소안정성과 밀접한 관계가 있다. 즉, 연소안정성이 나빠지게 되면 엔진의 출력은 현저히 감소하게 된다. 이러한

이유로 밸브오버랩 기간에 따른 출력변화를 Fig. 5와 같이 파악하였다.

밸브오버랩에 따른 출력변화는 도시평균유효 압력과 그 분산의 비(COV_{imep})로 각각 표시하였다. 그래프에서 보듯이 밸브오버랩 기간이 증가할수록 출력변화가 증가됨으로 연소안정성이 나빠지는 것을 확인할 수 있다.

이상과 같이 밸브오버랩 기간이 엔진성능에 미치는 영향을 파악한 결과, 밸브오버랩 기간이 증가할수록 잔류가스량이 증가된다. 이로 인하여 배기가스의 온도는 감소되고, 배기가스 중 HC와 COV_{imep}는 증가됨으로써 배기가스 배출특성 및 엔진 운전특성에 부정적인 영향을 미치게 된다. 또한 밸브오버랩 기간이 짧을 때는 엔진 작동에 대한 영향이 작다가 밸브오버랩 기간이 길

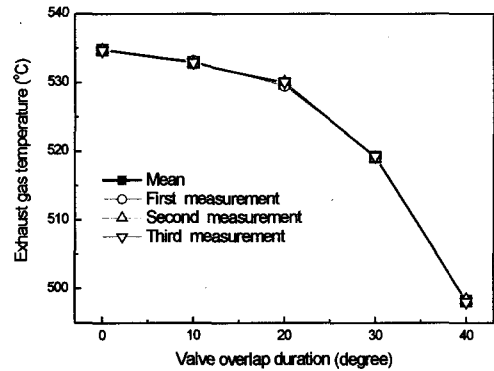


Fig. 3 Exhaust gas temperature as a function of overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

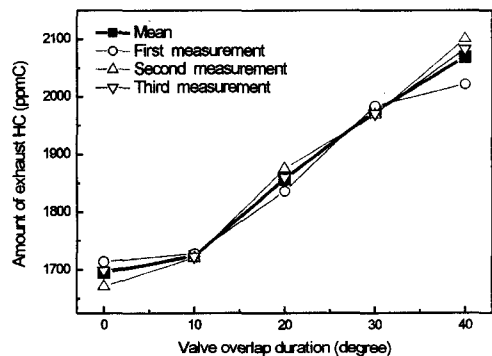


Fig. 4 Amount of exhaust hydrocarbon as a function of overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

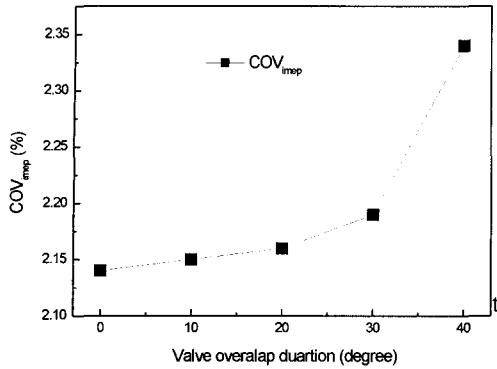


Fig. 5 Power variation as a function of overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

면 엔진 작동에 대한 나쁜 영향이 크게 나타났다는 것이다. 즉 이 엔진의 경우에 밸브오버랩 기간이 20° 이상이 되었을 때 엔진의 출력변화등이 크게 나타났다.

3.3 밸브 오버랩 기간에 따른 전산모사를 통한 예측결과

엔진 회전수 및 BMEP가 각각 2000rpm, 2kPa 일 때, 밸브오버랩 기간의 변화에 대한 잔류가스량과 오버랩 면적을 계산하여 Fig. 6에 표시하였다. 오버랩 면적은 캠 각도에 따른 밸브 리프트 프로파일로부터 계산한 것이다.

밸브오버랩 기간이 증가될수록 잔류가스량이 증가하고 있다. 이는 밸브오버랩 기간동안에 역유동의 발생으로 인해서 배기가스가 배기과정 동안에 실린더로부터 빠져 나가지 못하기 때문이다. 이때 잔류가스량의 증가가 오버랩 기간이 20° 이상일 때부터 급격하게 나타나고 있는데 이는 Fig. 6에 나타나는 것과 같이 오버랩 면적이 증가되기 때문으로 판단된다.

밸브오버랩 변화에 대한 실린더 내부가스량을 계산한 결과는 Fig. 7과 같다.

실린더 내부가스량은 밸브오버랩 기간이 길어질수록 증가되는 것을 알 수 있다. 이는 밸브오버랩 기간이 길어질수록 잔류가스량이 증가되기 때문에 같은 엔진출력을 유지하기 위해 해석 조건에서 스로틀 개도비를 증가시킴으로써 유

입되는 공기량이 증가되었기 때문이라고 판단된다.

한편 밸브오버랩이 30° 인 경우, 내부가스량의 증가율이 감소됨을 알 수 있다. 이는 본 논문의 실험에 사용된 엔진의 경우 밸브오버랩은 흡기 밸브 타이밍의 진각으로 이루어진다. 그러므로 밸브오버랩 기간이 길어질수록 오버랩 센터의 위치가 점차 진각되고 흡기행정기간동안의 피스톤상향운동시간 또한 길어짐으로써 흡기 및 배기 효율이 떨어지게 된다.^{3,4)} 이러한 이유로 잔류가스량은 증가하고, 흡입되는 신기의 양이 감소되었기 때문에 내부가스량의 증가율이 감소되었다고 판단된다.

Fig. 8은 밸브오버랩 기간에 따른 잔류가스율 (mass fraction)을 나타낸다. 잔류가스율은 밸브

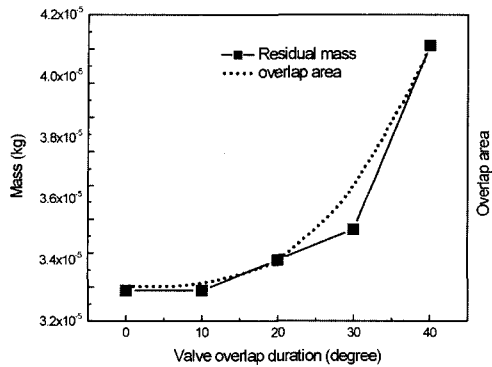


Fig. 6 Residual gas mass with valve overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

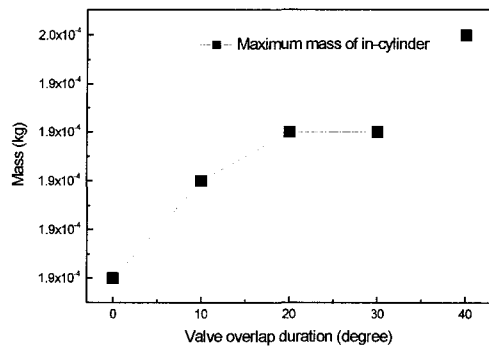


Fig. 7 Maximum in-cylinder mass with valve overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

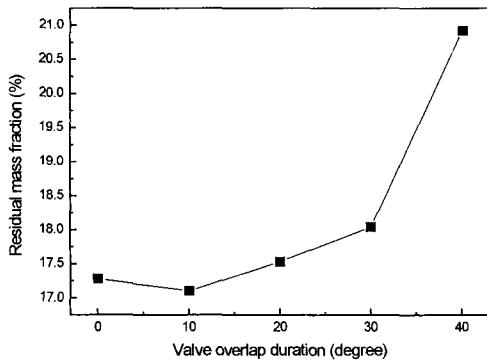


Fig. 8 Residual gas mass fraction as a function of overlap duration at 2000rpm (0.2MPa BMEP)

오버랩 기간이 길어질수록 증가하는 경향이 있다. 하지만 밸브오버랩 기간이 없을 때 그 값이 밸브오버랩 기간이 10° 일 때 보다 약간 큰 것으로 나타나고 있다. 그 이유는 오버랩이 10° 일 때 늘어난 잔류가스량보다 늘어난 잔류가스에 의해 손실되는 부분을 채우기 위해 추가된 공기와 연료량이 더 많았기 때문이다.

4. 결론

밸브 오버랩 기간 증가에 따른 엔진실험결과와 전산모사를 통한 엔진해석에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 밸브 오버랩기간이 증가하게 되면 역유동이 증가되어 실린더 내부에 잔류하는 가스의 양이 증가한다. 열용량이 큰 잔류가스의 양이 증가할수록 연소온도가 떨어지고, 이로 인해 연소불안정성을 커져 COV_{imep} 및 HC의 배출양이 증가하게 된다.

2) 실린더 압력의 그래프에서 크랭크 각도 200~500° 사이에서 차이가 발생하는 이유는 흡기 매니폴드에서의 압력강하 현상을 제대로 모사하지 못했기 때문으로 판단된다.

3) 본 연구에서 사용된 전산모사 프로그램이 아직 정량적인 검증은 이루어 지지 않았지만 경향에 대한 면에서는 신뢰성이 있다고 판단된다.

따라서 본 연구에 사용된 내부잔류가스 예측

전산모사 프로그램을 이용하여 다른 엔진에 대해서도 엔진운전 조건에 대한 잔류가스율 변화를 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 국가지정 연구실 사업(NRL) 과 현대자동차의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

- 1) F. Galliot, W. K. Cheng, C.-O. Cheng, M. Sztenderowicz, J. B. Heywood, N. Collings, "In-Cylinder Measurements of Residual Gas Concentration in a Spark Ignition Engine," SAE 900485, 1990.
- 2) M. J. Hall, P. Zuzek, R. W. Anderson, "Fiber Optic Sensor for Crank Angle Resolved Measurements of Burned Gas Residual Fraction in the Cylinder of an SI Engine," SAE 2001-01-1921, 2001.
- 3) H. Sandquist, J. Wallesten, K. Enwald, S. Stromberg, "Influence of Valve Overlap Strategies on Residual Gas Fraction and Combustion in a Spark-Ignition Engine at Idle," SAE 972936, 1997.
- 4) 이재욱, 이택현, 신영기, 전광민, "스파크 점화기관에서 밸브타이밍에 따른 잔류가스율 측정 및 잔류가스율이 연소 특성에 미치는 영향에 관한 연구," 한국자동차공학회 춘계 학술대회논문집 I, pp.126-131, 2000.
- 5) 구준모, "내연기관 흡배기관 내의 압력맥동 현상 해석," 한국과학기술원 석사논문, 1996.
- 6) 구준모, 배충식, "가변 밸브개폐시기 기구 운전의 엔진 성능에의 영향," 한국자동차공학회논문집, 제9권 제6호, pp.24-29, 2001.
- 7) J. H. Horlick, D. E. Winterbone, "The Thermodynamics of Internal-Combustion Engines," Clarendon Press, 1982.
- 8) S. J. Kirkpatrick, G. P. Blair, R. Fleck, R. K. McMullan, "Experimental Evaluation of 1-D Computer Codes for the Simulation of Un-

- steady Gas Flow Through Engines - A First Phase," SAE 941685, 1994.
- 9) J. C. Tannehill, D. A. Anderson, R. H. Pletcher, Computational Fluid Mechanics And Heat Transfer, Tayler & Francis, 1997.
- 10) W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," Proc. Instn Mech. Engrs, Vol.177, No.36, pp.973-990, 1963.
- 11) H. M. Cheung, J. B. Heywood, "Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data," SAE 932749, 1993.