

밸브오버랩기간과 양정변화가 엔진특성에 미치는 영향에 관한 연구

A Study on Effect of the Valve Overlap Period and Valve Lift on the SI Engine Characteristics

황재원*, 김응혁*, 황화자*, 한정희*, 채재우**
Jaewon Hwang, Unghyuk Kim, H.waja Hwang, Jeonghee Han, Jaecou Chae

ABSTRACT

In this study, a zero-dimensional two zone model is developed to investigate the effects of valve overlap period and valve lift on combustion and gas exchange process in SI engine. The simulation results show that the predicted data has good agreements with experimental ones. The useful information of combustion and gas exchange process such as residual gas fraction, cylinder pressure, mass flow rate and volumetric efficiency can be obtained and the effects of engine variables on combustion processes and performances can be evaluated.

주요기술용어 : Valve lift(밸브양정), Overlap period(오버랩기간), Residual gas(잔류가스)
Volumetric efficiency(체적효율), Combustion process(연소과정)

1. 서론

1990년 이후부터 환경이나 에너지 보호 차원에서 미국의 Clean Air Act에서는 환경규제를 강화시켰으며, 특히 CAFE에서는 연료소비율의 규제안까지 통과되었다. 이러한 상황에서 S.Hara¹⁾등은 밸브가변장치가 이러한 요구들을 충족시켜주는 가장 확실한 해결책이라 주장하였다. 대부분의 왕복식 내연기관엔진은 흡·배기 밸브의 작동을 위

해 기계적으로 구동되어지는 캠축을 이용하고 있으며, 밸브의 양정, 위상과 지속시간이 고정되어 있다. 이러한 밸브 기구는 신뢰성과 가격이 상대적으로 저렴하여 현재까지 주로 사용되고 있으며, 연료소비율을 보다 개선하고 유해배기가스를 줄이면서 성능향상을 위한 새로운 기술로서 현재 각나라에서 연구가 활발히 진행되고 있다. VVT(Variable Valve Timing)시스템에 대한 가능성으로 인하여 1980년 이래로 1989년까지 미국을 중심으로 하여 약 800여개의 특허가 나왔으며 매년 새로운 시스템들이 나오고 있다. 그러나 이와 같은 VVT 시스템 개발에 대한 노력과 투자에도 불구하고 단지 몇몇 부문에서만 적용되고 있으며, 상

* 회원, 인하대학교 기계공학과 대학원

** 회원, 인하대학교 기계공학과

용화는 거의 이루어지고 있지 않아 이를 위한 최적의 시스템을 고안하기 위한 연구가 진행되고 있다.^{2),3),4)} Gray⁵⁾ 등은 actuation하는 방식에 따라 VVT시스템을 분류하였고, Dresner와 Barkan⁶⁾은 1980년부터 1989년까지 이들 메커니즘에 대해 언급된 모든 미국 특허들을 재검토한 결과 VVT시스템을 15개의 범주로 나누었으며 15개중에 한·두개의 시스템을 제외하고는 상용화 할 가능성이 희박하다고 보고하였고, 이 분야에 대한 더 많은 연구가 필요하다고 밝혔다. Kohany⁷⁾는 가솔린엔진에서 밸브타이밍의 변화에 따라 엔진의 토크와 출력의 영향을 살펴보고자 실험과 수치해석을 동시에 수행하여 밸브타이밍이 엔진의 운전조건에 따라 최적화가 되어야 한다는 사실을 밝혀내었다. 이에 본 논문에서는 실제 VVT 시스템 구축에 앞서 흡·배기 밸브 가변에 따른 영향을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하고자 한다.

2. 이론적 고찰

본 연구에서는 가솔린엔진의 연소과정을 예측하기 위해 zero-dimensional, 이영역 모델을 연구하였다. 모델링에서 연소실 전체를 검사체적으로 고려하였으며, Fig. 1에서와 같이 검사체적을 기연영역과 미연영역의 2개 부분으로 나누었다. 화염면은 두영역의 경계면에서 형성이 되고, 화염은 점화 후 스파크플러그를 중심으로 원구형상으로 전파되며, 화염면의 두께는 무차원 모델이기 때문에 무시하였다. 미연영역은 공기, 연료 그리고 잔류가스로 이루어졌으며, 흡기밸브가 닫힌 이후의 실린더내에 포집된 가스는 온도와 농도분포가 균일하다고 가정하였다. 또한 기연과 미연 가스는 이상기체라 가정

하였고 압축, 연소 그리고 팽창과정에서의 누출은 무시하였다. 이와 같은 가정하에 연소과정을 해석하였으며 계산된 영역은 가솔린엔진의 흡입, 압축, 연소, 팽창, 배기과정의 전 영역으로 하였다.^{8, 9)}

먼저 기연과 미연영역에서의 에너지보존방정식은 식(1),(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dE_b}{d\phi} = \frac{dQ_b}{d\phi} + \frac{dQ_{wb}}{d\phi} - h_u \frac{dm_b}{d\phi} + P \frac{dV_b}{d\phi} \quad (1)$$

$$\frac{dE_u}{d\phi} = \frac{dQ_{wu}}{d\phi} + h_u \frac{dm_u}{d\phi} - P \frac{dV_u}{d\phi} \quad (2)$$

가스상태방정식도 각각 식(3)과 (4)와 같이 기연과 미연영역을 나누어 계산하였다.

$$PV_b = m_b R_b T_b \quad (3)$$

$$PV_u = m_u R_u T_u \quad (4)$$

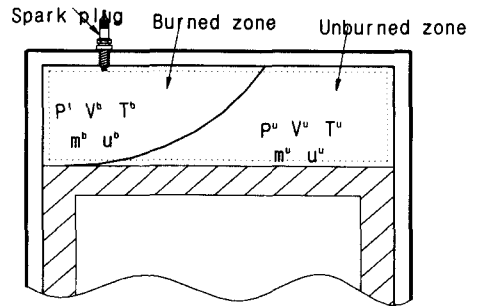


Fig. 1 Schematic diagram of two zone model

따라서 각 영역에서의 체적변화율은 식 (5)~(7)과 같다.

$$\frac{dV}{d\phi} = \frac{V}{m} \frac{dm}{d\phi} + \frac{V}{T} \frac{dT}{d\phi} - \frac{V}{P} \frac{dP}{d\phi} \quad (5)$$

$$\frac{dV_b}{d\phi} = \frac{V_b}{m_b} \frac{dm_b}{d\phi} + \frac{V_b}{T_b} \frac{dT_b}{d\phi} - \frac{V_b}{P} \frac{dP}{d\phi} \quad (6)$$

$$\frac{dV_u}{d\phi} = \frac{V_u}{m_u} \frac{dm_u}{d\phi} + \frac{V_u}{T_u} \frac{dT_u}{d\phi} - \frac{V_u}{P} \frac{dP}{d\phi} \quad (7)$$

또한 각 영역의 온도는 각각의 방정식에

$$\frac{dT_b}{d\phi} = \frac{1}{m_b R_b} \left[P \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dP}{d\phi} - \frac{1}{c_{pu}} \frac{dQ_{wu}}{d\phi} - \frac{R_u v_u}{c_{pu}} \frac{dP}{d\phi} - (R_b T_b - R_u T_u) \frac{dm_b}{d\phi} \right] \quad (9)$$

$$\frac{dQ}{d\phi} = (U_b - U_u) \frac{dm_b}{d\phi} + c_{vb} m_b \frac{1}{m_b R_b} \left[P \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dP}{d\phi} - \frac{1}{c_{pu}} \frac{dQ_{wu}}{d\phi} - \frac{R_u V_u}{c_{pu}} \frac{dP}{d\phi} - (R_b T_b - R_u T_u) \frac{dM_b}{d\phi} \right] + c_{vu} m_u \left[\frac{1}{m_u} c_{pu} \left(V_u \frac{dP}{d\phi} + \frac{dQ_{wu}}{d\phi} \right) \right] + P \frac{dV}{d\phi} \quad (10)$$

$$\frac{dP}{d\phi} = - \frac{1}{V_u \left(\frac{c_{vu}}{c_{pu}} - \frac{R_u}{R_b} \frac{c_{vb}}{c_{pu}} \right) + V \frac{c_{vb}}{R_b}} \left\{ \left(1 + \frac{c_{vb}}{R_b} \right) P \frac{dV}{d\phi} + [(U_b - U_u) - c_{vb} (T_b - \frac{R_u}{R_b} T_u)] \frac{dm_b}{d\phi} + \left(\frac{c_{vu}}{c_{pu}} - \frac{c_{vu}}{c_{pu}} \frac{R_u}{R_b} \right) \frac{dQ_{wu}}{d\phi} - \frac{dQ}{d\phi} \right\} \quad (11)$$

따라 식(8),(9)와 같으며 열발생율은 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT_u}{d\phi} = \frac{1}{c_{pu}} m_u \left(V_u \frac{dP}{d\phi} + \frac{dQ_{wu}}{d\phi} \right) \quad (8)$$

따라서 실린더내의 압력은 식(11)과 같다. 그리고 압축과 팽창과정에서의 계산은 식(12)와 (13)을 이용하였다.

$$\frac{dP}{d\phi} = \frac{1}{V} (m c_p \frac{dT}{d\phi} - \frac{dQ_w}{d\phi}) \quad (12)$$

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{1}{m} c_p \left(\frac{dQ_w}{d\phi} + V \frac{dP}{d\phi} \right) \quad (13)$$

연소실 벽에서의 열전달은 Annand식을 이용하였으며, 보다 정확한 값을 예측하기 위해서 연소실 벽을 실린더 헤드(h), 라이너(l) 및 피스톤(p)과 같이 3부분으로 나누어 식(15)과 (16)을 이용하여 구하였다.

$$Q_w = A_w [m(T_b - T_{wh}) + b(T_b^4 - T_{wh}^4)] \quad (14)$$

$$\frac{dQ_{wu}}{d\phi} = \frac{1}{w} (Q_{wuh} + Q_{wuc} + Q_{wup}) \quad (15)$$

$$\frac{dQ_{wb}}{d\phi} = \frac{1}{w} (Q_{wbh} + Q_{wbc} + Q_{wbp}) \quad (16)$$

화염전파속도는 난류화염속도 S_T 와 기연영역의 팽창속도 S_E 의 합으로 고려되었으며, 기연영역의 팽창속도 S_E 는 다음의 식과 같다.

$$S_E = \frac{1}{A_f} \left(\omega \frac{V_b}{V} \frac{dV}{d\phi} - A_{pp} S_p \right) \quad (17)$$

여기서 S_p 는 피스톤 속도, A_f 는 화염면의 면적, A_{pp} 는 기연영역에 의한 피스톤 면적, ω 는 각속도를 나타낸다. 층류 화염속도 S_l 는 다음의 식과 같다.

$$S_l = S_0 \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (18)$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1)$$

$$\beta = 0.16 + 0.22(\phi - 1)$$

$$S_0 = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2$$

여기서 ϕ 는 당량비, B_m , B_ϕ , ϕ_m 들은 상수들이며, P_0 , T_0 는 대기압에서의 압력과 온도를 나타낸다. 난류 화염속도 S_T 는 mattavi 공식을 사용하였다.

$$S_T = S_l + 4.01 U_T$$

$$U_T = C_R \quad (19)$$

$$S_p = S_E + S_T$$

화염구반경 R_f 는 식(20)를 이용해 구하였다.

$$R_f = \int_\phi^0 \frac{S_p}{\omega} d\phi \quad (20)$$

흡기와 배기행정에서의 질량유량은 식(21)을 이용하였다.

$$d \frac{m_s}{d\phi} = \mu_{fs} \sqrt{2p_s \rho_s} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{p}{\rho_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{\rho_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (21)$$

배기 질량유동의 경우에는 마하수가 1보다 클 경우와 작을 경우로 각각 나누어 계산하였다. 마하수가 1보다 클 경우에는 식(22)을 이용하였고 1보다 작을 경우에는 식(23)을 이용하였다.

$$\frac{dm_e}{d\phi} = \mu_{fe} \sqrt{2p\phi} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{1}{k+1}} \quad (22)$$

$$\frac{dm_e}{d\phi} = \mu_{fe} \sqrt{2p\phi} \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_e}{P}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_e}{P}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad (23)$$

또한 흡기 과정에서 실린더 내의 온도에 대한 연료증발의 영향도 고려하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 연구에 사용된 엔진은 수냉식 4기통 가솔린 엔진으로써 인젝터(injector)가 각 실린더의 흡기 다기관에 1개씩 장착되어 연료를 분사하는 MPI(multi point injector)방식의 연료분사장치가 장착 되어있다. 본 연구에서 프로그램의 검증을 위해서 사용된 엔진의 사양은 Table 1에 나타내었으며, Fig. 2에서는 실험장치의 개략도를 나타내었다.

3.2 실험방법

본 연구에서는 연소실의 압력을 측정하기 위하여 현재 가장 보편적으로 사용되고 있는 압전식 트랜스듀서(piezo-electric type pressure transducer)를 4번실린더 연소실에 장착하였고, 압전식 압력 트랜스듀서는 압

전체(수정, 실리콘산 티탄염)에 압력을 가하면 표면의 압력에 비례해서 전하가 발생하는 피에조효과(압전효과)를 이용한 센서이다. 본 연구에서는 압력 트랜스듀서가 외부로부터 받는 영향을 최소화하기 위하여 전하량 증폭기까지의 전송 거리를 최단 거리로 유지하였으며, 전송 매체로는 절연 저항 값이 매우 높은 BNC 케이블을 사용하였다.

Table 1 Specification of test engine

Description		Specification	
No. of cylinder		4	
Valve timing	Intake valve	Opens (BTDC)	20°
		Closes (ABDC)	64°
	Exhaust valve	Opens (BBDC)	64°
		Closes (ATDC)	20°
Bore × Stroke		86.5mm × 100mm	
Total displacement		2,351cc	
Compression ratio		8.5	
Spark Timing		BTDC 5°	

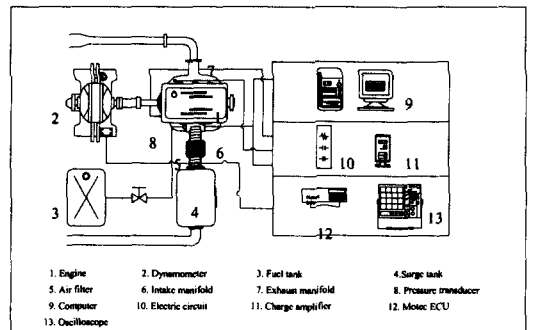


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 오버랩기간, 밸브의 양정이

변화할 때 가솔린엔진의 성능을 파악하고자 Zero dimensional 이영역모델을 이용하였으며, 계산에 앞서 기존의 엔진의 데이터와 비교하였고, 흡배기과정과 연소율을 검증함으로써 프로그램의 신뢰성을 입증하였다. 특히 기존의 모델과는 달리, 연소과정만 해석하는 것이 아니라 흡배기 과정을 모두 계산함으로써 엔진의 출력의 예측에 있어 보다 정확한 자료를 제공할 수 있으리라 사료된다. Fig. 3은 엔진의 회전수에 따라 실험한 결과와 프로그램에 의해 계산된 결과를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이, 실험결과와 프로그램을 통한 예측결과가 거의 일치하였음을 알 수 있다. 프로그램을 하기 위해서 엔진의 회전수를 1200rpm으로 고정시키고 점화시기를 BTDC 5°로 유지한 상태에서 프로그램을 수행하였다. Fig. 4는 밸브개폐와 흡기압력을 0.6bar, 배기압력을 1.1bar로 고정한 상태에서 밸브의 양정 변화에 따라 실린더내의 압력을 계산한 것이다. 그림에서처럼 밸브양정이 증가함에 따라 실린더내의 압력이 전체적으로 조금씩 증가함을 볼 수 있었으며, 특히 흡배기과정에서 압력이 증가한 것을 알 수 있었다. Fig. 5는 동일조건에서 유입되는 공기량과 배출되는 공기의 질량을 나타낸 것이다. 유입되는 흡입공기량은 흡입초기에는 배기압력의 증가로 인하여 밸브양정이 클수록 역류되는 공기량이 증가하며 최고 공기유입량은 감소하는 것을 볼 수 있다. 그러나 이 경우 유입되는 공기양의 폭은 밸브의 양정이 증가할수록 줄어드는 경향을 보여주고 있다. 또한 흡기행정말기에는 오히려 밸브의 양정이 작을수록 유입되는 공기의 양은 증가하는 것으로 나타났다.

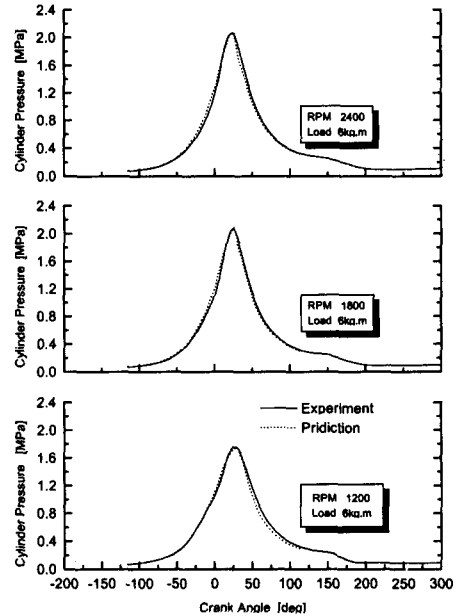


Fig. 3 Comparison between simulation and experiment results of cylinder pressure

그 이유는 밸브의 양정이 작을수록 유입되는 공기의 유속이 증가하기 때문이다. 배출되는 공기량은 배기행정초기에는 밸브의 양정이 클수록 배출되는 공기량은 증가하는 것으로 나타났고 어느 지점 이후부터 밸브의 양정이 클수록 배출되는 공기의 양이 급격히 줄어드는 것으로 나타났다. 이는 밸브 양정이 클수록 Blow-down시 배기가스가 쉽게 배출되기 때문인 것으로 판단된다. Fig. 6은 밸브양정의 변화에 따른 잔류가스의 농도와 체적효율을 나타낸 것이다. 잔류가스의 양은 밸브의 양정이 증가함에 따라 초기에는 조금씩 증가하다가 밸브의 양정이 0.4cm이후부터는 급격히 상승하는 것으로 나타났으며, 체적효율은 밸브의 양정이 0.3cm에서 0.4cm까지는 증가하다가 그 이후부터는 오히려 감소하는 경향을 보였다. Fig. 7은 밸브양정을 0.6cm, 흡기압력을 1.0bar, 배기압력을 1.1bar로 고정한 상태에

서 밸브의 오버랩기간을 변화시킴에 따라 실린더내의 압력을 계산한 것이다. 그림에서처럼 밸브오버랩기간이 증가함에 따라 실린더내의 압력이 전체적으로 조금씩 증가하는 결과를 볼 수 있었으며, 특히 배기행정에서는 오버랩기간이 증가한 경우, 오히려 실린더내의 압력이 감소하는 것으로 나타났다. Fig. 8은 동일조건에서 유입되는 공기량과 배출되는 공기의 질량을 나타낸 것이다. 흡입초기에는 밸브오버랩이 클수록 역류되는 공기량이 증가하며, 이로 인하여 실린더내로 유입되는 공기유입량은 감소하는 것을 볼 수가 있다.

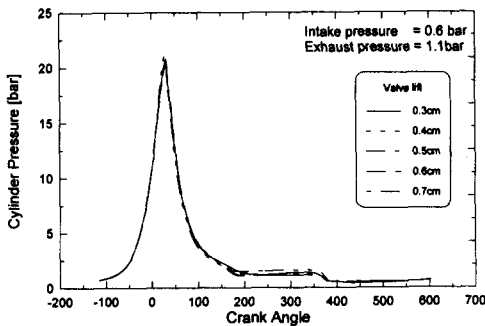


Fig. 4 Cylinder pressure varied with valve lift

또한 흡기행정말기에는 밸브의 오버랩기간과 상관없이 거의 일정한 값을 가지는 것을 알 수 있다. 배출되는 공기량은 밸브의 오버랩기간이 클수록 감소하는 것으로 나타났는데, 이는 흡기압력의 저하로 인한 역류의 양이 증가하였기 때문이다. Fig. 9는 밸브오버랩기간의 변화에 따른 잔류가스의 농도와 체적효율을 나타낸 것이다. 잔류가스의 양은 밸브의 오버랩기간이 증가함에 따라 초기에는 증가하는 경향을 보였으며, 반대로 체적효율은 감소하는 경향을 보였다.

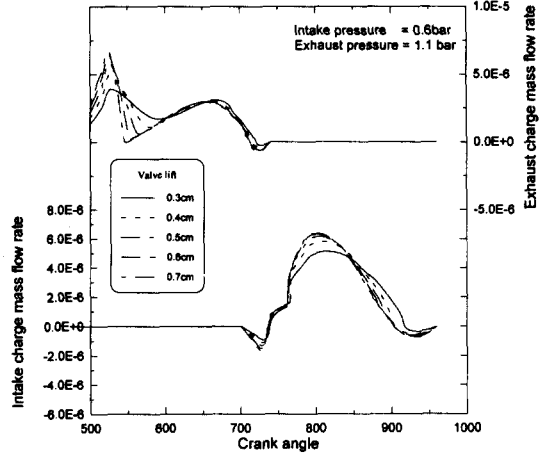


Fig. 5 Intake and exhaust charge mass flow rate varied with valve lift

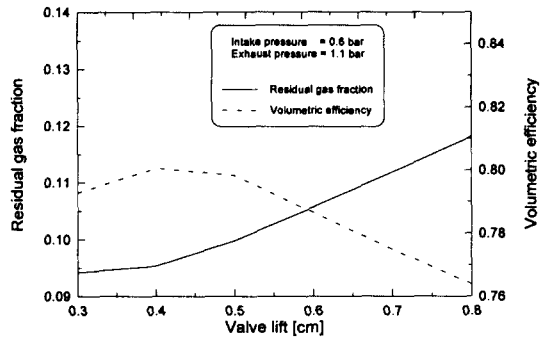


Fig. 6 Residual gas and volumetric efficiency varied with valve lift

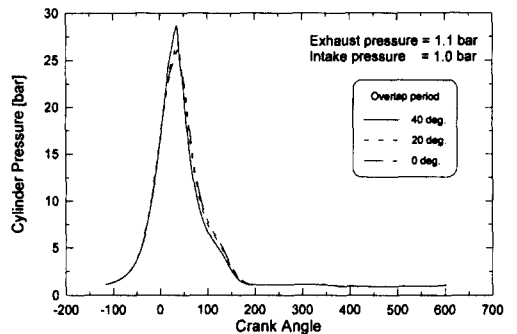


Fig. 7 Cylinder pressure varied with overlap period

Fig. 10은 밸브양정을 유지하고 배기밸브닫힘시기를 740°로 하여 흡기압력을 0.6bar, 배기압력을 1.1bar로 고정한 상태에서 흡기

밸브열림시기의 변화에 따라 실린더내의 압력을 계산한 것이다. 그림에서처럼 흡기밸브열림시기가 진각될수록 실린더내의 압력이 전체적으로 조금씩 증가하는 결과를 보였으나, 배기행정에서는 흡기밸브열림시기가 진각됨에 따라 오히려 실린더내의 압력이 감소하는 것으로 나타났다.

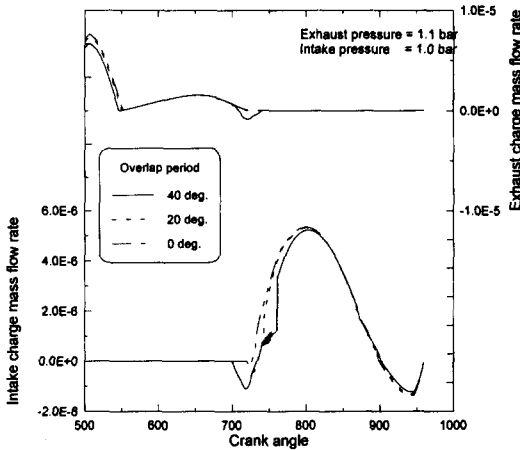


Fig. 8 Intake and exhaust charge mass flow rate varied with overlap period

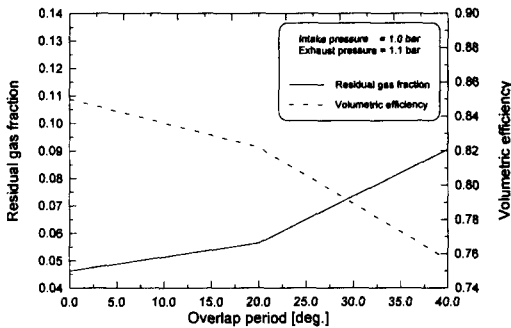


Fig. 9 Residual gas and volumetric efficiency varied with overlap period

Fig. 11은 동일조건에서 유입되는 공기량과 배출되는 공기의 질량을 나타낸 것이다. 유입되는 흡입공기량은 흡입초기에는 흡기밸브열림시기가 진각될수록 유입되는 공기량이 오히려 반대로 유출되는 경향을 보였

으며, 흡기행정말기에는 흡기밸브열림시기와 상관없이 거의 일정한 값을 가지는 것을 알 수 있다. 또한 최고공기유입량은 흡기밸브열림시기가 최고로 지각될 때 이루어짐을 알 수 있다. 이는 흡기밸브열림시기가 지각됨에 따라 오버랩기간이 감소하기 때문이라 사료된다. 그리고 배출되는 공기량은 흡기밸브열림시기가 최고로 지각될 때 최대의 값을 가짐을 알 수 있다.

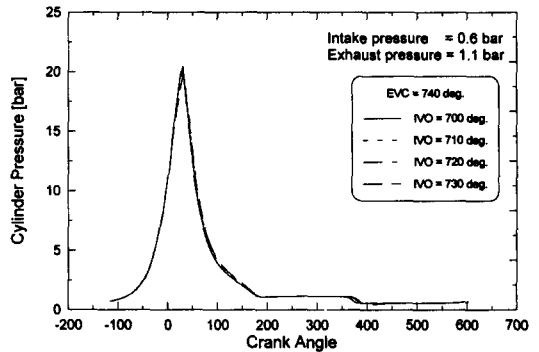


Fig. 10 Cylinder pressure varied with intake valve open timing

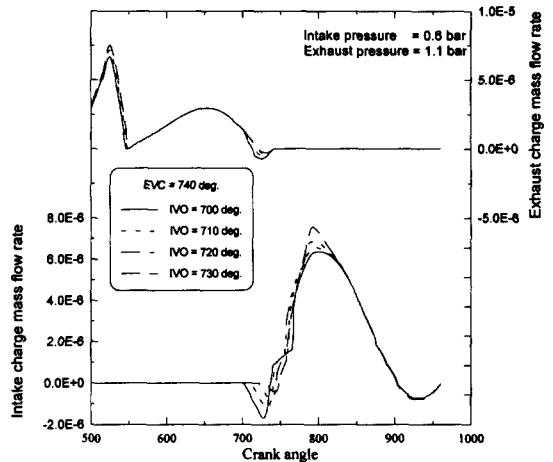


Fig. 11 Intake and exhaust charge mass flow rate varied with intake valve open timing

다. 잔류가스의 양은 흡기밸브열림시기가

지각될수록 감소하는 경향을 보였고 체적효율은 증가하는 경향을 보였다.

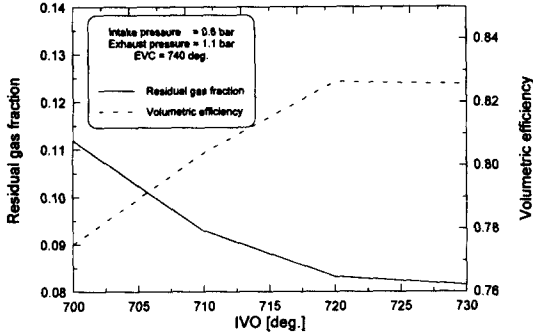


Fig. 12 Residual gas and volumetric efficiency varied with intake valve open timing

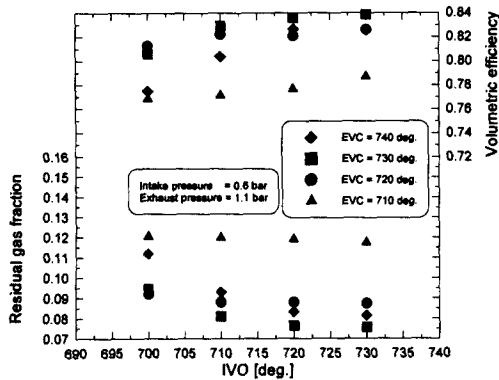


Fig. 13 Residual gas and volumetric efficiency varied with intake valve open timing and exhaust valve close timing

Fig. 13은 흡기압력 0.6bar 및 배기압력을 1.1bar로 고정한 상태에서 흡기밸브열림시기와 배기밸브의 닫힘시기를 변화시키면서 잔류가스와 체적효율에 관해서 나타낸 것이다. 전체적으로 볼 때 흡기밸브의 열림시기를 진각시킬수록 잔류가스의 농도는 증가하였고 체적효율은 감소하는 경향을 보였으며, 배기밸브닫힘시기가 진각될수록 잔류가스의 양은 증가하였고 체적효율은 감소하는 경향을 보여주었다.

5. 결론

본 연구에서는 오버랩기간, 밸브의 양정이 변화할 때 가솔린엔진의 성능을 파악하고자 Zero dimensional 이영역모델을 이용하여 수치해석 한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 본 연구에서 사용된 프로그램은 실제엔진의 결과와 비교할 때 비교적 잘 일치하였다.
- 2) 밸브양정의 증가는 실린더내의 압력을 증가시키고 특히 흡배기과정에서 압력이 증가한 것을 알 수 있었다.
- 3) 흡기밸브열림시기가 BTDC20°로 고정된 상태에서 밸브의 오버랩기간이 증가함에 따라 실린더내의 압력은 증가하였고 배기행정에서는 오히려 실린더내의 압력이 감소하는 것으로 나타났다.
- 4) 흡기밸브열림시기가 진각될수록 실린더내의 압력은 증가하였고 특히 배기행정에서는 흡기밸브열림시기가 진각됨에 따라 오히려 실린더내의 압력이 감소하는 것으로 나타났다.

참고 문헌

- 1) S. Hara, Y. Nakajima, S. Nagumo, "Effects of Intake Valve Closure Timing on Spark Ignition Engine Combustion", SAE 850074.
- 2) A. Chattopadhyay, "The Practical Application and a New Multi-Mode Variable Valve Timing Engine", SAE 930824.
- 3) G. E. Roe, "Variable Valve Timing Unit Suitable for Internal Combustion Engines",

- Proc. I.Mech.E., Vol. 186 23/72, pp.301-306, 1972.
- 4) T. H. Ma, "Recent Advance in Variable Valve Timing, Automotive Engine Alternatives", Ed.R.L Evans, Plenum, New York, NY, pp. 235-252, 1986.
 - 5) C. Gray, A Review of Variable Engine Valve Timing, SAE 880386.
 - 6) T. Dresner, P. Barkan, A Review and Classification of Variable Valve Timing Mechanisms, SAE 890674.
 - 7) T. Kohany and E. Sher, "Using the 2nd Law of Thermodynamics to Optimize Variable Valve Timing for Maximizing Torque in a Throttled SI Engine, SAE 1999-01-0328, 1999.
 - 8) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.
 - 9) J. Deming, "Combustion of Spark Ignition Engine", Xi'an Jiaotong University Publisher, 1992.