

입자 추적법을 이용한 4 밸브 가솔린 기관의 실린더 내 텀블 유동 특성

이창식*, 전문수**, 점성환***

(1999년 4월 9일 접수)

Characteristics of Tumble Flow in Cylinder of 4 Valve Gasoline Engine by Using Particle Tracking Method

Chang-sik Lee, Mun-soo Chon and Sung-hwan Chung

Key Words : In-Cylinder Bulk Flow(실린더 내 거시 유동), Tumble Intensifying Valve(텀블 강화 밸브), Swirl Intensifying Valve(스윙 강화 밸브), Particle Tracking Method(입자 추적법)

Abstract

The in-cylinder flow field of gasoline engine comprises unsteady compressible turbulent flows caused by the intake port, combustion chamber geometry and the change of the spatial shape. Thus the quantitative analysis of the in-cylinder bulk flow plays an important role in the improvement of engine performances and the reduction of exhaust emission. The influences of tumble intensifying valve (TIV) and swirl intensifying valve (SIV), and the various intake-flow conditions are compared with the tumble ratio obtained by the measured results of the in-cylinder gas flow. In order to obtain the quantitative analysis of the in-cylinder gas flows of gasoline engine this investigation applied the particle tracking method to the analysis of gas flow characteristics. Various intake conditions such as tumble and swirl intensifying valve, the deactivated condition of one valve among two intake valves, and the other factors of gas flow are considered.

1. 서론

자동차용 가솔린 기관의 실린더 내 가스 유동은 사이클의 진행에 따른 실린더 내의 기하학적 형상과 흡입 유동 조건의 변화에 따라 형성되는 비정상 난류 유동으로 이루어지고 있다. 이와 같은 실린더 내의 가스 유동은 기관의 혼합기 형성 과정, 난류의 생성, 체적 효율, 사이클 변동 등과 같은 기관의 성능 및 연소 효율과 밀접한 관계를 갖는 인자이다. 따라서 가솔린 기관의 실린더 내에서 형성되는 유동장의 해석은 인젝터의 분무 특성과 더불어 기관의 흡입 포트 및 연소실 형상 설계에서 가장 중요하게 취급되는 설계 인자 중의 하나이다. 최근에는 자동차 배기 가스에 의한 환경 문

제가 더욱 심각하게 대두됨에 따라 저공해 기관 또는 초저연비 엔진의 관점에서 초회박 기관이나 직분식 가솔린 기관에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 이러한 직분식 가솔린 엔진이나 초회박 엔진의 경우 연소실 내의 혼합기 형성을 촉진 시킴과 동시에 압축 말기에 난류 강도를 증대시키는 수단으로 텀블(tumble) 및 스윙(swirl) 유동 효과를 적절히 이용하고 있다. 따라서 흡입 초기 실린더 내에서 형성되는 텀블 및 스윙 유동과 같은 거시 유동 등의 공간 속도 분포를 정량적으로 해석하고 효과적으로 제어하여 이를 흡입 포트 및 연소실 형상 설계의 자료로 이용하고, 압축 과정 시 난류의 생성 과정을 해석하여 연소 효율을 높이는 시도가 여러 연구자들에 의하여 이루어지고 있다.⁽¹⁻³⁾

현재 배기 가스 규제와 대응 방안의 하나로 제시되고 있는 저공해 기관은 대부분 연료의 성층화에 의한 회박 연소 방식을 적용하고 있으며, 이 경우 회박 혼합기에 의한 화염 전파 불안정의 해

* 회원, 한양대학교 기계공학부

** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 대우자동차 주식회사

결 방안으로 난류 강도의 강화가 제시되고 있다. 그러나 유동장의 과도한 강화는 오히려 점화시 실화를 초래하거나 화염 전파를 지연시키기 때문에 최적의 기관 성능을 갖는 연소 분위기를 형성할 수 있는 실린더 내 유동장의 적절한 제어 및 해석 기술의 적용이 필요하다. 따라서 기관의 실린더 내 비정상 난류 유동장의 거시 유동(bulk flow)을 해석하여 압축 말기에 적절한 크기의 와를 갖는 유동 형태를 갖도록 실린더 내 유동장을 제어하려는 연구가 많이 이루어지고 있다.⁽⁴⁻⁷⁾

이와 같이 자동차용 가솔린 기관의 실린더 내 가스 유동은 연소 과정 및 배출물 특성에 중요한 영향을 미치는 주요 변수이며, 엔진 실린더 내의 난류 강도, 화염 전파 속도, 연소 변동 등과 더불어 차세대 기관인 초회박 기관이나 직분식 가솔린 기관의 설계시 반드시 해결해야 할 과제로 되고 있다. 따라서 본 연구에서는 자동차용 가솔린 기관의 흡기 유동 조건과 실린더 내의 스윙 및 펄스 유동 조건을 변화 시킨 경우의 실린더 내 가스 유동 특성을 입자 추적법을 이용하여 실험적으로 규명하고, 각 운전 조건에 따른 가스 유동 패턴 및 유동장 특성을 구하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 실린더 내의 가스 유동 특성을 해석하기 위한 실험 장치를 나타낸 것이다. 실험 장치는 단기통 가시화 기관, 기관 구동용 전동 장치, 가스 유동의 측정에 사용되는 Ar-ion 레이저 광원과 광학 장치, 그리고 데이터 처리 시스템 등으로 구성하였다. 실험에 사용된 기관의 흡기 포트는 사이아미즈(siamese) 형상을 가진 좌우 대칭 포트이며, 연소실은 펜트루프(pent-roof) 형상으로 기관의 기본 재원은 Table 1과 같다.

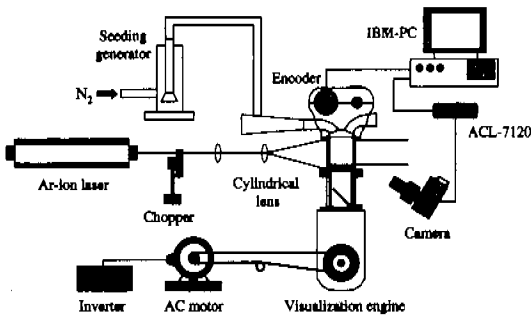


Fig. 1 Schematic diagram to measure in-cylinder flow.

Table 1 Specifications of visualization engine.

Number of cylinder	1	
Bore	85 mm	
Stroke	88 mm	
Displacement	499 cc	
Compression ratio	7	
Valve timing	IVO	18° BTDC
	IVC	54° ABDC
	EVO	47° BBDC
	EVC	17° ATDC

단기통 가시화 엔진에는 실린더 내부의 가스 유동을 가시화하기 위하여 기관 끝쪽과 실린더 헤드 사이에 내경 85mm, 높이 135mm, 두께 10mm인 투명한 석영 라이너와 신장 피스톤을 설치하였다. 또한 실린더 내 가스의 기밀을 유지하기 위하여 탄소가 30% 함유된 테프론 링을 제작하여 끼우고, 석영 라이너를 보호하기 위하여 실린더 라이너 가이드를 설치하였다. 기관 구동용 전동 장치는 구동 전동기와 전동 장치, 속도 제어 인버터로 구성하였고, 광학 측정 장치는 레이저 광원과 초퍼, 화상 취득용 카메라로 구성하였다. 한편 데이터 처리 장치는 기관의 회전 속도 검출을 위한 신호 처리 장치와 유동 화상을 디지털 신호로 입력하기 위한 필름 스캐너 및 이들 결과를 분석하기 위한 컴퓨터 시스템으로 구성하였다.

2.2 실험 방법

실린더 내의 가스 유동을 측정하기 위하여 기관을 3상 교류 모터(11kW)로 구동하였으며 모터의 속도는 인버터를 사용하여 실험 회전 속도가 되도록 제어하였다. 이 때 기관의 플라이휠과 모터 축에 2:1의 잇수비를 가지는 풀리를 장착하고 동력 전달용 타이밍 벨트로 연결하여 구동하였다. 속도 측정을 위한 광원으로는 수냉식 5W Ar-ion 레이저를 사용하였으며 원통형 렌즈를 사용하여 약 0.5mm의 두께를 갖는 평면광을 투명 실린더 중심축에 조사시켰다. 산란 입자로는 약 20~40µm의 평균 직경을 갖는 플라스틱 마이크로볼론(plastic microballon)을 사용하였으며, 입자를 균일하게 공기 흐름에 부유시켜 실린더 내로 유입될 수 있도록 고압 질소 가스 및 입자 공급 장치를 사용하였다. 유동 화상은 35mm 스틸 카메라를 사용하여 취득하였으며, 크랭크 각 센서 위치에 설치된 로터리식 엔코더에서 검출된 크랭크 각 신호를 I/O 인터페이스 카드를 통하여 카메라와 동기시킨 후, 컴퓨터를 이용하여 미리 설정된 크랭크

위치에서 실린더 내부 유동장의 정지 화상을 취득할 수 있도록 실험 장치를 구성하였다.

한편 실험에 사용된 기관의 흡기 포트 형상 및 연소실의 형상을 Fig. 2 에 나타내었다. 가시화 기관의 흡기 유동 변화에 따른 흡입 유량을 측정하기 위하여 기관의 회전 속도 변화에 따른 흡입 유량을 측정하였으며, 이 때 각 사이클에 대한 유량 변동이 최소가 되도록 흡기 매니폴드와 유량계 사이에 실린더 행정 체적의 약 150 배 체적을 갖는 서지 탱크를 연결하여 실험하였다.

실린더 내의 가스 유동 측정에는 입자 추적법 (particle tracking method)을 적용하였으며, 이 방법은 다음과 같다. 먼저 레이저 시트법을 이용하여 측정 위치의 유체를 가시화 한 다음 기계식 초퍼를 사용하여 가시화된 산란 입자의 크기와 방향성을 판별할 수 있도록 레이저 빔을 부호화된 펄스 빔으로 만든다. 이 때의 조명 부호와 시간 그리고 속도 방향과의 관계를 Fig. 3 에 도시하였다. 또한 가시화 된 유동장은 일반 카메라를 이용하여 원시 화상으로 기록한 다음 필름 스캐너를 이용하여 디지털 신호로 컴퓨터에 입력한 후, Fig. 4 와 같은 디지털 이미지 처리 과정을 거쳐서 속도 벡터로 계산한다.

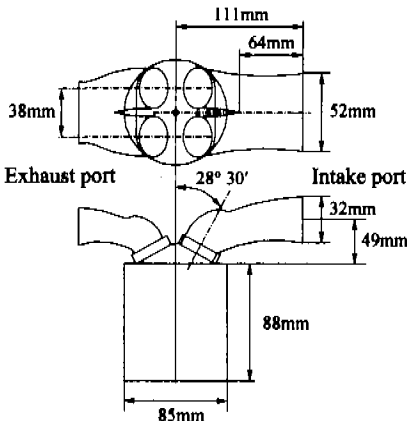


Fig. 2 Configuration of intake port of test engine.

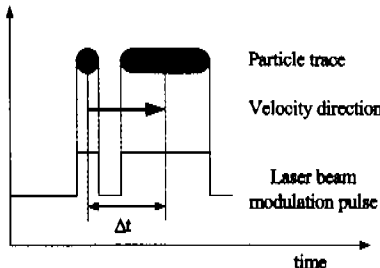


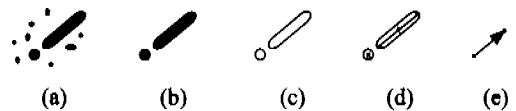
Fig. 3 Illumination coding pulse used to determine velocity vector.

실린더 내의 유동장의 측정은 기관의 회전 속도를 600 rpm 으로 유지하면서 BBDC 60°에서 60° 간격으로 ABDC 120° 크랭크 각도까지 4 지점에서 수행하였다. Table 2 에 크랭크 각도에 대한 상사점으로부터 피스톤 헤드까지의 거리를 나타내었다.

실린더 내의 유동장을 제어하는 방법으로는 일반적으로 헬리컬 포트, 슈라우드 밸브, 피스톤 형상의 변화, 위상차 밸브 등을 사용하는 여러 가지 방법이 있으나, 제작이 어렵고 운전 영역에 따른 흡입 유량의 확보 등과 같은 문제가 수반되고 있다. 따라서 본 연구에서는 흡기 포트를 통과하는 주 유동이 포트의 상단부나 측면을 통과함으로써 실린더 내 텀블 및 스윙 유동이 강화될 수 있도록 Fig. 5 에 도시한 것과 같은 개구율이 30%인 버티컬라이 형상의 텀블 강화 밸브(tumble intensifying valve, TIV)와 스윙 강화 밸브(swirl intensifying valve, SIV) 밸브를 장착하였다. 또한 흡기 밸브 중의 하나를 제거함으로써 실린더 내의 텀블 유동은 어느 정도 유지하면서 스윙 유동이 강화될 수 있도록 하였으며, 이와 같은 흡기 유동 조건을 Fig. 6 에 나타내었다.

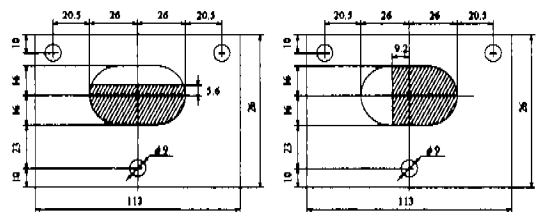
Table 2 Crank angle for flow analysis.

Crank angle	Downward distance from TDC
BBDC 60°	71mm
BDC	88mm
ABDC 60°	71mm
ABDC 120°	27mm



(a) Original image
 (b) The image after filtering and thresholding
 (c) Boundary detection
 (d) Calculation of centroid
 (e) Obtaining velocity vector

Fig. 4 Procedures for obtaining velocity vector.



(a) 30% TIV (b) 30% SIV

Fig. 5 Configuration of tumble and swirl intensifying valve.

측정된 속도 결과로부터 텀블비 R_t 를 다음과 같이 계산하였다. 텀블비는 실제 유체의 각 운동량 M_{act} 에 대한 크랭크 축의 각속도에서 유체를 교체라고 생각하여 구한 각 운동량 M_{solid} 의 비로 다음과 같이 정의된다.

$$R_t = \frac{M_{act}}{M_{solid}} = \frac{\sum m \cdot v_t \cdot r}{\int_0^{B/2} (2\rho\pi r) r^2 \omega \cdot dr} = \frac{\sum m \cdot v_t \cdot r}{\frac{m\omega}{2} (B/2)^2} \quad (1)$$

여기서 R_t 는 각 운동량에 기준한 텀블비이고, Δm 은 각 유체 요소의 질량이며, v_t 와 r 은 각각 유체 요소가 갖는 텀블 방향의 속도 성분과 텀블 측정 단면의 중심에서 유체 요소까지의 거리이다. 그리고 ρ 는 유체의 밀도이고, ω 는 교체의 회전 각속도, B 는 실린더의 내경이다. 또한 격자의 간격이 일정하면 $m/\Delta m$ 은 격자의 개수 n 으로 나타낼 수 있으며, 따라서 텀블비 R_t 는 식 (2)와 같이 나타난다.

$$R_t = \frac{8\sum(vx - uy)}{n\alpha B^2} \quad (2)$$

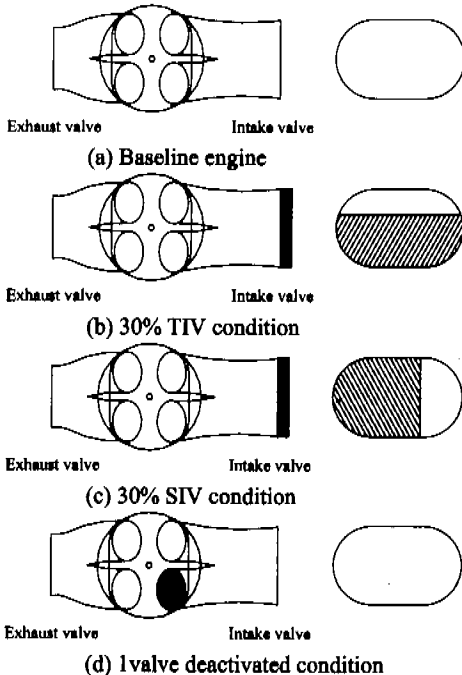


Fig. 6 Schematic diagram of intake flow conditions.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 흡입 유량 특성

Fig. 7은 회전 속도가 600rpm 일 경우의 흡입 유량을 여러 가지 흡기 조건 변화에 따라 실험한 결과를 나타낸 것이다. 흡입 2 밸브가 개방되는 작동 조건일 때 유량을 비교 기준 유량으로 할 경우, 기관의 흡입 유량은 텀블 강화 밸브를 사용한 경우가 흡입 2 밸브 유량의 약 52.1% 정도이고, 스월 강화 밸브를 사용한 경우가 흡기 2 밸브 흡입 유량의 약 57.4% 정도이었다. 또한 흡입 1 밸브 작동 조건의 경우는 기본 기관의 유량에 비하여 88.3%에 해당하는 흡입 유량을 나타내었다.

3.2 실린더 내의 유동 특성

Fig. 8에는 흡입 2 밸브 작동 조건에서 측정한 실린더 내 순간 유동장을 도시하였다. 먼저 하사점 전 60°CA에 나타낸 바와 같이 실린더 내 가스 유동은 반시계 방향의 회전 유동이 주 유동인 형태로 유입되고 있으며, 이러한 텀블 유동은 하사점에서 흡기 밸브 하단까지 회전하는 완전한 주 텀블 유동으로 형성되고 있음을 알 수 있다. 또한 하사점 후 60°CA에서는 피스톤의 상승 작용으로 주 텀블 유동의 반경은 감소하고 있으나 회전 유동은 유지되고 있으며, 하사점 후 120°인 압축 말기까지도 어느 정도 회전 유동이 존재하고 있음을 알 수 있다. 따라서 팬트루프 형상을 가진 4 밸브 가솔린 기관은 텀블 유동이 형성되는 흡기 유동 형태를 가지고 있는 것으로 나타났다.

이와 같은 기본 흡입 조건에서 텀블 유동 강화 수단인 텀블 강화 밸브(TIV)를 장착한 후, 실린더 내 텀블 유동의 변화를 비교하기 위하여 동일한 조건에서 실험을 수행하여 Fig. 9에 도시하였다.

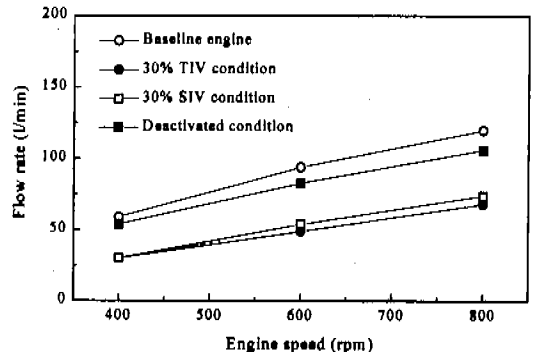
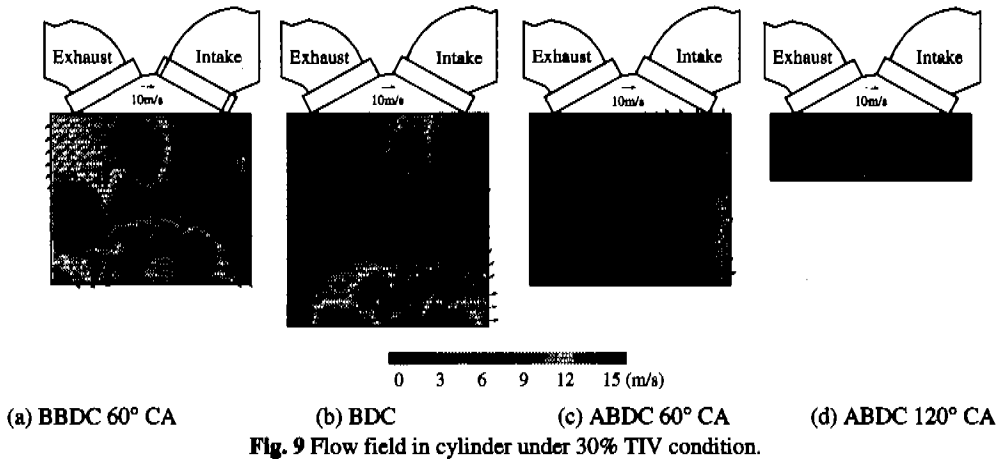
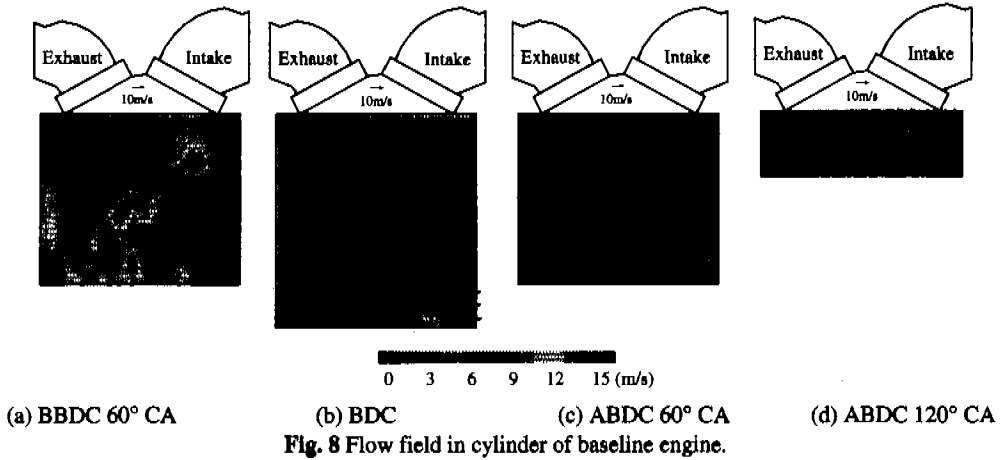


Fig. 7 Effect of intake flow condition on the flow rate according to the engine speed.



가스 흡입 단면적의 상대적인 감소로 인한 운동 에너지의 증가로 하사점까지 상당한 운동량을 가지고 흡입 과정이 지속되고 있음을 Fig. 9(b)에서 볼 수 있다. 그리고 계속되는 흡입 과정 중에도 운동량은 유지되고 있으며 하사점 후 120°CA 에서는 피스톤의 상승으로 인한 압축 압력을 극복할 수 있을 정도의 운동 에너지를 가지고 있어 주 유동의 운동 방향을 유지하고 있음을 관찰할 수 있다.

Fig. 10 에는 흡입 과정에 스윙의 강도를 증가시키는 수단인 스윙 강화 밸브(SIV)를 장착한 경우의 유동 변화 과정을 도시하였다. 전체적인 변화 과정을 살펴보면 하사점까지는 어느 정도 주 유동의 형성을 나타내고 있지만 압축 과정이 진행되면서 유동 방향이 피스톤의 방향과 거의 일치하는 것으로 보아 주 유동 흐름이 소멸되고 있음을 알 수 있다. 하사점 후 120°CA 지점에서는 유동의 방향이 바뀐 것을 볼 수 있으며 이는 실린더 내의

체적 감소로 인한 압축 때문에 유동의 운동 에너지가 이를 극복하지 못하고 방향이 바뀌고 있는 것으로 판단된다.

Fig. 11 에는 기본 기관에서 흡기 밸브 한 개만을 작동한 경우의 유동 변화 과정을 나타내었다. 유동이 가로 방향으로 많이 형성되어 있는 것으로 보아 스윙 강화 밸브를 장착한 경우보다 가로 방향의 유동 형성에는 흡입 1 밸브를 작동시키지 않는 것이 효과적인 것으로 볼 수 있다. 그리고 스윙 강화 밸브를 장착한 경우와 같이 하사점을 지난 압축 행정에서는 주 유동의 방향은 피스톤의 운동으로 상승하고 있으며 압축이 진행되는 동안 체적의 감소로 인한 유동 방향의 변화를 관찰할 수 있다. 배기 밸브 하단부에서 상대적으로 큰 속도가 나타나고 있다. 이는 흡입 단면적의 감소로 인해서 운동 에너지의 증가하게 되고 흡입 말기까지도 상당한 운동량을 가지고 흡입 과정이 진행됨을 알 수 있다.

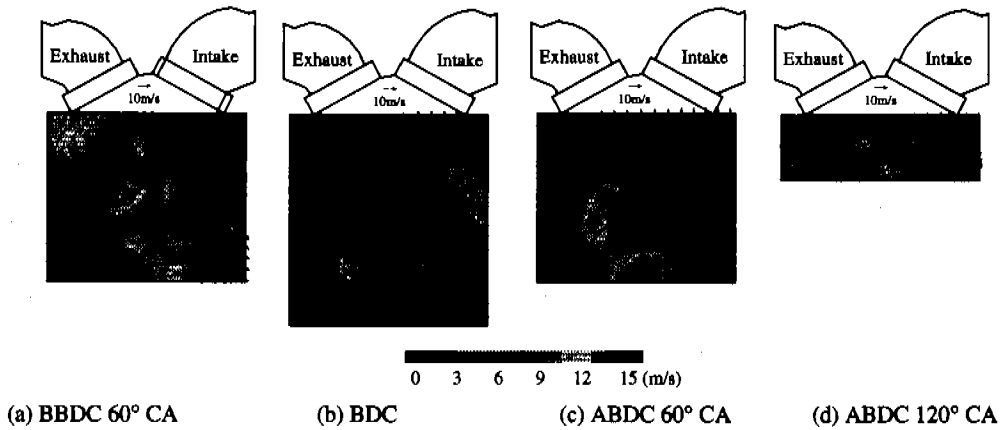


Fig. 10 Flow field in cylinder under 30% SIV condition.

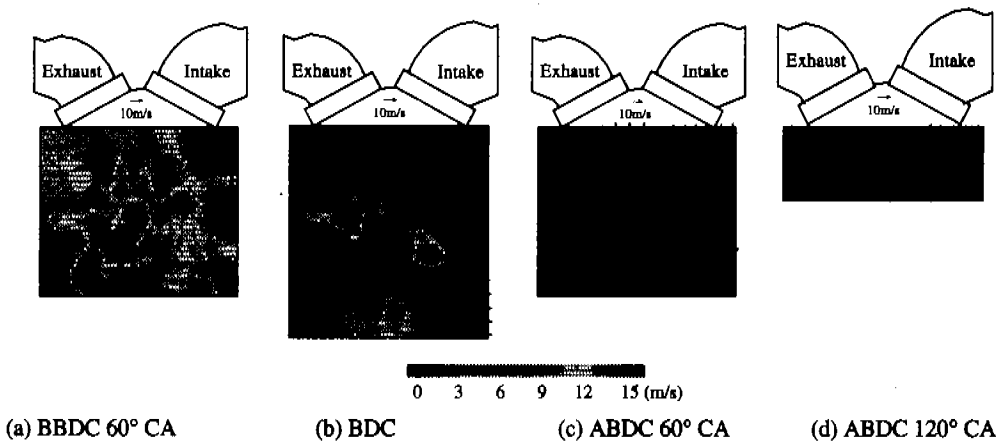


Fig. 11 Flow field in cylinder under 1 valve deactivated condition.

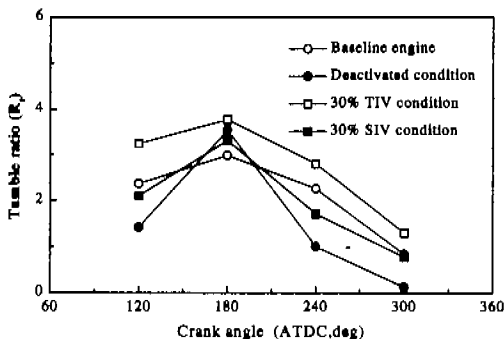


Fig.12 Effect of inlet flow condition on the tumble ratio.

이상과 같은 흡입 조건의 변화에 따른 실린더 내 유동 측정 결과로부터 식 (2)를 이용하여 텀블 비를 계산하여 Fig. 12에 나타내었다. 텀블비는 4가지 조건 모두 하사점에서 가장 큰 것으로 계산되었으며 압축이 진행되면서 감소하는 것으로 나

타났다. 텀블 강화 밸브를 장착한 경우의 텀블비는 기본 기관보다 평균 1.35 배 가량 증가되어 본 연구에서 적용한 30%의 개구율을 가진 텀블 강화 밸브는 실린더 내의 텀블 유동 강화에 효과적인 것으로 확인되었다. 흡입 1 밸브 작동 조건과 30%의 개구율을 가진 스윙 강화 밸브를 장착한 조건의 경우는 기본 기관보다 텀블비가 낮은 것으로 나타나 상대적으로 스윙 유동이 강화된 것으로 판단되며, 따라서 팬트루프 형상을 가진 4 밸브 가솔린 기관이 특별한 텀블 강화 수단이 없어도 어느 정도의 텀블비를 가지는 유동을 형성시킨다는 사실을 다시 한번 확인할 수 있었다. 또한 실린더의 가로와 세로의 형상비가 약 0.32로 축소되는 하사점 후 120°CA에서의 텀블비는 텀블비가 최대로 나타나는 하사점에 비하여 약 22%로 축소되어 주 텀블 유동의 소멸되는 과정에 있음을 알 수 있으며, 텀블 강화 밸브를 장착한 경우 텀블비가 가장

높게 나타나 압축 말기까지 상대적으로 큰 운동량을 가지는 회전 유동이 유지되고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

자동차용 가솔린 기관의 흡기 유동 조건을 변화시키고, 입자 추적법을 이용하여 실린더 내 가스 유동 특성을 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구에 적용한 펜트루프 형상을 가진 4 밸브 가솔린 기관은 텀블 유동이 형성되는 흡기 유동 형태를 가지고 있는 것으로 나타났다.
- (2) 텀블 강화 밸브(TIV)를 장착한 경우의 텀블비는 기본 기관보다 평균 1.35 배 가량 증가되어 본 연구에서 적용한 텀블 강화 밸브는 실린더 내의 텀블 유동 강화에 효과적인 것으로 확인되었다.
- (3) 흡입 1 밸브 작동 조건과 스웰 강화 밸브(SIV)를 장착한 조건의 경우는 압축 과정이 진행되면서 주 유동 흐름이 소멸되며, 기본 기관보다 텀블비가 낮은 것으로 나타나 상대적으로 스웰 유동이 강화된 것으로 판단된다.
- (4) 텀블비는 4 가지 조건 모두 하사점에서 최대로 나타났으며, 압축 과정이 진행되면서 감소하여 실린더의 가로와 세로의 형상비가 약 0.32 로 축소되는 하사점 후 120°CA 에서 하사점에 비하여 약 22%로 축소되었다.

참고문헌

- (1) Neußer H. J., Spiegel L. and Ganser J., 1995, "Particle Tracking Velocimetry - A Powerful Tool to Shape the In-Cylinder Flow of Modern Multi-Valve Engine Concepts," *SAE SP-1090, Engine Combustion & Flow Diagnostics*, SAE Paper 950102, pp.17~31.
- (2) Lee J. H. and Farrell P. V., 1993, "Intake Valve Measurements of an IC Engine Using Particle Image Velocimetry," *SAE Paper 930480*.
- (3) 이창식, 이기형, 전문수, 임경수, 1997, "단일 프레임 입자 추적법을 이용한 흡입 2 밸브 가솔린 기관의 실린더 내 정상 유동 해석," *대한기계학회논문집(B)*, 제 21 권, 제 5 호, pp.650~658.
- (4) Arcoumanis C., Hu Z., Vafidis C. and Whitelaw J. H., 1990, "Tumbling Motion : A Mechanism For Turbulence Enhancement In Spark-Ignition Engines," *SAE Paper 900060*.
- (5) Khalighi B. and Huebler M. S., 1995, "A Transient Water Analogue of a Dual Intake-Valve Engine for Intake Flow Visualization and Full-Field Velocity Measurements," *SAE Paper 950201*.
- (6) Newman A. W., Girgis N. S., Benjamin S. F. and Baker P., 1995, "Barrel Swirl Behavior in a Four-Valve Engine with Pentroof Chamber," *SAE Paper 950730*.
- (7) Tabata M., Kataoka M., Fujimoto M. and Noh Y., 1995, "In-Cylinder Fuel Distribution, Flow Field and Combustion Characteristics of a Mixture Injected SI Engine," *SAE SP-1090, Engine Combustion & Flow Diagnostics*, SAE Paper 950104, pp.33~49.