

〈論 文〉

모터링엔진의 흡기포트 유동변화에 따른 텀블생성 및 소멸에 관한 실험적 연구

강건용* · 이진욱* · 정동수* · 정석용** · 백제현***

(1993년 6월 15일 접수)

An Experimental Study for the Effect of Intake Port Flows on the Tumble Generation and Breakdown in a Motored Engine

Kern-Yong Kang, Jin-Wook Lee, Dong-Soo Jeong, Seok-Yong Jeong and Jae-Hyun Baek

Key Words : Tumble Flow(텀블유동), 4-Valve Engine(4밸브 엔진), Intake Port(흡기포트), Turbulence Intensity(난류강도), Turbulent Kinetic Energy(난류에너지), LDV(레이저유속계), Ensemble Average Velocity(앙상블평균 속도해석), Inlet Flow Resistance(흡입유동저항)

Abstract

The engine combustion is one of the most important processes affecting performance and emissions. One effective way to improve the engine combustion is to control the motion of the charge inside a cylinder by means of optimum induction system design, because the flame speed is mainly determined by the turbulence at compression (TDC) process in S.I. engine. It is believed that the tumble and swirl motion generated during intake stroke breaks down into small-scale turbulence in the compression stroke of the cycle. However, the exact nature of this relationship is not well known. This paper describes the tumble flow measurements inside the cylinder of a 4-valve S.I. engine using laser Doppler velocimetry(LDV) under motoring(non-firing) conditions. This is conducted on an optically assessed single cylinder research engine under motored conditions at an engine speed of 1000 rpm. Three different cylinder head intake port configurations are studied to develop a better understanding the tumble flow generation, development, and breakdown mechanisms.

1. 서 론

자동차 배출가스 규제강화와 엔진 효율향상을 동시에 만족시키기 위해서 가솔린엔진의 초회박 연소

방식이 도입되고 있으며, 이때 혼합기가 점차 희박해짐에 불안정해지는 화염을 안정시키기 위한 가장 효과적인 방법이 엔진 연소실내 유동의 난류강도를 증가시키는 것으로 알려져 있다.^(1,2) 연소과정에 중요한 영향을 미치는 압축말기 연소실내 난류강도는 Fig. 1에서와 같이 흡입과정시 생성된 평균유동인 스월(swirl) 또는 텀블(tumble) 유동이 압축과정을 거치면서 작은 스케일의 에디(eddy)로 깨지면서

*정회원, 한국기계연구원 동력기계실

**정회원, 경상대학교 대학원 기계공학과

***정회원, 포항공과대학교 기계공학과

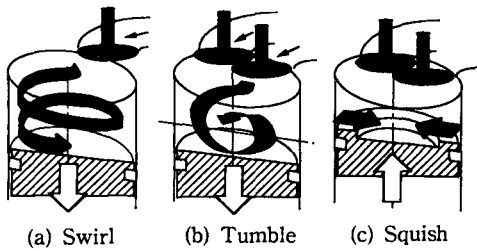


Fig. 1 Schematics of bulk flows in the cylinder

발생되거나,⁽³⁾ 연소실 형상에 따라 발생하는 스쿠시(squish)유동에 의해 생성될 수 있다. 스쿠시유동은 국부적인 공간에 난류를 생성시킴으로서 연소에 악영향을 미칠 수 있으므로, 주로 스웰 및 텀블 유동에 의해 난류를 증가시키려는 많은 연구가 진행되어 오고 있다. 스웰유동은 흡입시 생성되는 실린더내 접선방향 평균유동으로서, 흡기밸브가 한개인 연소실 형상에 대해서 흡기포트를 나선형으로 하거나, 흡기포트를 실린더 접선방향으로 위치시킴으로서 실린더내 스웰유동을 쉽게 만들 수 있었다.^(4,5,6) 그러나 흡기밸브가 두개인 연소실 형상에서는 이러한 비대칭유동의 형성이 어렵고, 두개의 흡기밸브를 나란히 위치시키는 팬트루프(pent-roof) 형태로 만들므로서 텀블유동을 생성시키는 것이 효과적이다. 최근 엔진의 고출력화 경향에 따라 두개의 흡기밸브를 가진 엔진들이 계속 개발되고 있고, 텀블 유동의 메카니즘에 관한 많은 연구가 진행되고 있다.

Arcoumanis 등⁽⁷⁾은 흡기포트를 90도와 45도 기존 흡기포트에 대해 회전시킴으로서 순수 텀블유동과 스웰이 혼합된 유동을 만들어 LDV실험으로 약 2배 정도 난류가 효과적으로 생성되고 있음을 보이고 있다. 또 그들은 흡입과정 동안 생성된 텀블유동이 피스톤에 의해 압축될 때 압축과정 후반기 동안 깨어져서 그안에 저장되었던 운동에너지로부터 난류에너지를 생성시킨다는 메카니즘을 제안하였다. Hadded 등⁽⁸⁾은 4밸브의 팬트루프형 연소실내 텀블생성크기 변화가 서로 다른 4개 흡기포트에 대해 LDV측정 결과 다음과 같은 사실을 밝히고 있다. 흡입시 너무 과도한 텀블유동이 생성되는 경우는 텀블와류의 일부가 압축과정 초기에 소멸되어 버리므로 압축말기의 난류증가에 영향을 주지 못한다. 그리고 텀블유동에 의한 난류증가는 통상적으로 두지점에서 발생하는데, 그 첫번째는 크랭크각

도 250도(BTDC 110도)에서 텀블깨짐으로 인해 발생되고, 두번째는 340도(BTDC 20도)에서 난류증가 효과가 나타나는 것을 실험적으로 보이고 있다. 이들 연구논문 외에 텀블유동 메카니즘 규명에 관한 많은 연구결과들이 발표되고 있으나,^(9,10,11) 현재까지 텀블유동의 생성 및 소멸현상과 난류생성과의 상관관계는 명확히 밝혀지지 않은 상태이다.

따라서 본 연구에서는 두개의 흡기밸브를 갖는 4 밸브 엔진에서의 흡입과정시 생성된 텀블유동이 압축과정을 거치는 동안 감소되고 깨어져서 난류에너지로 전환되는 메카니즘을 실험적 방법으로 규명하는 것을 그 목적으로 하였다. 흡입과정시 텀블유동의 변화를 위해서 서로 다른 흡입유동 형태를 갖는 3개의 흡기포트를 제작하였고, 이들을 단기통 가시화엔진에 장착하여 모터링하면서 LDV(laser Doppler velocimetry)를 이용하여 텀블유동의 속도 성분을 측정하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

단기통 가시화엔진 모터링실험을 위한 실험장치는 Fig. 2와 같이 LDV시스템과 가시화엔진으로 크게 구성된다. LDV시스템(Dantec Co.)은 5와트의 아르곤이온 레이저와 광섬유전송 트랜스미터, 3차원 이송장치, 그리고 신호처리기인 BSA(burst spectrum analyzer)로 구성된다. BSA는 PM튜브로부터 들어오는 신호를 고속으로 FFT하여 도플러신호를 판별하는 것으로서, 80 MHz의 해상도와 S/N비가 -5dB이다.⁽¹²⁾ 속도의 방향성을 알기위해 브라그셀(bragg cell)을 사용하였으며, 1차원 속도측정을 위해 파장 514 nm의 초록색 레이저를 사용하였다. 푸르브렌즈의 초점길이는 310 mm이고, 측정체적 내의 플린지(fringe)간격은 2.12 μm , 사용된 LDV장치의 주요 제한은 Table 1에 나타내었다. 측정된 속도신호는 크랭크각도와 함께 고속으로 32 비트 마이크로 컴퓨터에 전송하여 실험이 끝난 후, 데이터처리가 가능하도록 하였다.

단기통 가시화엔진은 10마력의 DC모터로 벨트구동되며, 속도변동은 2 rpm 이내이다. 엔진 크랭크축에 회전당 720개 펄스가 발생하는 엔코더를 설치하여, 전자회로를 통해 1사이클 1번씩 흡입 TDC 신호를 발생시켰다. 가시화엔진은 Table 2에서와 같이 직경 56.5 mm, 행정길이 49.5 mm, 압축비

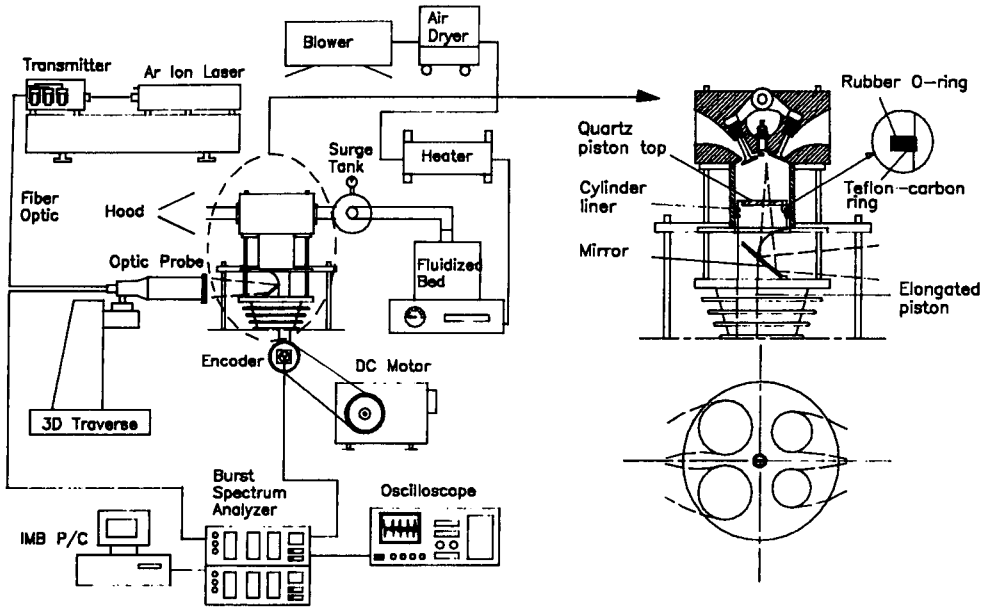


Fig. 2 Schematics of LDV experimental setup with optic accessed engine

8.5의 소형 가솔린엔진으로서 흡기밸브와 배기밸브가 각각 2개씩인 팬트루프형태의 연소실을 갖고 있다. 본 연구에서는 LDV측정을 위해 피스톤을 연장하여 반사거울을 설치할 수 있도록 하였고, 피스톤 윗면은 두께 12 mm의 석영유리(quartz)를 장착하여 레이저광선이 연소실내로 들어올 수 있도록 사용하였다.

LDV측정을 위한 산란입자 공급은 공기를 건조시킨 후 입자부유기(fluidized bed, TSI Co.)에서 산란입자를 부유시켜 서지탱크를 통하여 엔진에 효율적으로 공급되도록 하였다. 흡입공기를 건조시키는 것은 산란입자의 관측창 부착방지에 효과적이므로,

본 연구에서는 송풍기를 통해 나온 공기를 냉동형 제습기(Arrow Co.)를 통과시켜 -2°C 이슬점(dew point)을 갖는 건조한 공기로 만든후, 전기히터를 통해 50도까지 가열하여 건조공기의 질을 높여 공급하였다. 실험에 사용한 산란입자는 평균입경이 1 μm 의 산화 알루미늄 분말이다.

Table 1 LDV optic specifications

Wave length	514.0 nm (Green beam)
Focal length	310.0 nm
Half angle of intersecting beams	6.78 degree
Fringe spacing	2.12 μm
Measuring volume	
Diameter	0.075 mm
Length	0.63 mm

Table 2 Engine specifications

Type of engine	Single-cylinder, Air-cooled
Bore	56.5 mm
Stroke	49.5 mm
Compression ratio	8.5
Intake Valve	
Number	2
Open	10 deg. BTDC
Close	30 deg. ABDC
Exhaust valve	
Number	1
Open	41 deg. BBDC
Close	10 deg. ATDC

2.2 실험방법

LDV측정은 엔진 회전수 1000 rpm, 전부하 (WOT) 상태에서 수행하였다. 본 연구에서는 4밸브엔진의 흡입 텀블유동변화를 위해 Fig. 3과 같이 기존포트, 텀블포트 I, 텀블포트 II의 3가지 흡기 포트에 대하여 실험하였다. 텀블포트 I는 실린더 헤드면에 대해 30도 경사지게 흡입포트가 직선으로 되어있고, 텀블포트 II는 10도 경사지게 되어 있다. 흡기포트의 밸브측 유동단면적은 기존포트가 2.54 cm², 텀블포트 I, II가 각각 2.01 cm²이며, 흡기포트를 지나는 동안 단면적의 변화율은 기존포트가 48%, 텀블포트 I, II가 각각 28% 감소되는 형상을 갖는다. 각 포트엔진에 대해 텀블 속도측정을 위해 실린더축을 따라 3mm간격으로 20개의 측정점과 실린더의 2개 단면(단면 1은 TDC로부터 1mm하단, 단면 2는 17mm하단)에서 역시 3mm간격으로 각각 9개씩의 측정점에서 LDV측정 실험을 하였다. 한 점에서 측정데이터수는 16000개로 하였고, 하사점 근처에서는 데이터 발생율이 낮아서 데이터수를 약간 감소시켰다. 평균속도와 난류강도 산출과정 전에 각 크랭크각도에서의 속도데이터가 표준편차 3이상 되는것을 노이즈로 간주, 제거하였으며, 이때 버려지는 데이터수는 전체 데이터의 1% 미만이었다.⁽¹³⁾ 실험시 데이터 발생률(data rate)은 0.5~2.0 KHz정도였다.

매 크랭크각도에서 평균속도와 난류강도는 앙상블평균방법을 이용하여 계산하였다. 앙상블평균(ensemble average) 해석에서는 순간속도 U 는 앙

상블평균속도 U_{EA} 와 변동속도(fluctuation velocity) u_F 의 합으로 표시된다.

$$U(\theta, \Delta\theta, i) = U_{EA}(\theta, \Delta\theta) + u_F(\theta, \Delta\theta, i) \quad (1)$$

여기서, θ 는 크랭크각도, $\Delta\theta$ 는 θ 에 대한 크랭크각도 폭, 그리고 i 는 i 번째 사이클을 의미한다. LDV측정값이 산란일자가 측정체적을 통과할 때마다 시간에 대해 불규칙하게 발생하기 때문에, 폭 $\theta \pm \Delta\theta/2$ 내에서 측정된 속도값을 크랭크각도 θ 의 값으로 인정하는 것이 필요하다.⁽¹⁴⁾

앙상블평균속도는 아래식으로 정의된다.

$$U_{EA}(\theta, \Delta\theta) = \frac{1}{N_M(\theta)} \sum_{i=1}^{N_c} U(\theta, \Delta\theta, i) \quad (2)$$

그리고 난류강도는 앙상블평균된 변동속도의 rms(root mean square)값으로 정의된다.

$$u'_{rms}(\theta, \Delta\theta) = \left[\frac{1}{N_M(\theta)} \sum_{i=1}^{N_c} [u_F(\theta, \Delta\theta, i)]^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

여기서, N_c 는 사이클수, $N_M(\theta)$ 는 N_c 사이클에 걸쳐 크랭크각도 θ 에서 측정된 데이터 개수를 나타낸다. 본 연구에서는 크랭크각도 폭을 4도로 하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 흡입유동저항

Fig. 4는 3가지 흡기포트 장착엔진에 대하여 모

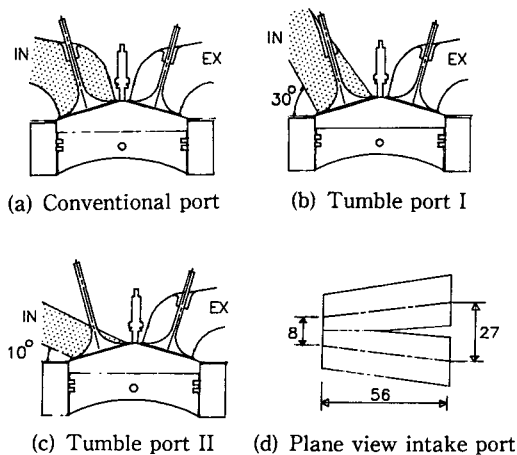


Fig. 3 Cylinder head intake port configurations

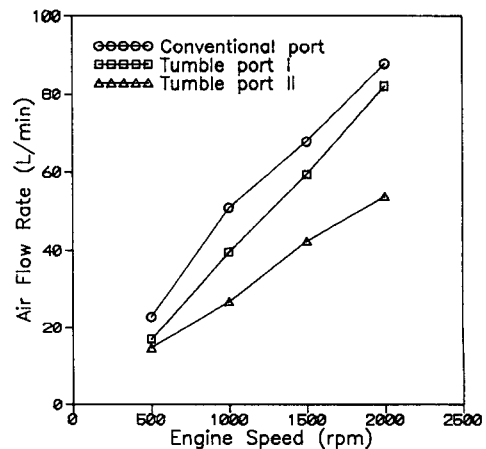


Fig. 4 Intake air flowrates with various intake ports

터링시 엔진 회전수변화에 따른 흡입공기량을 나타낸 것으로써, 각 흡기포트의 흡입유동저항을 의미한다. 3개 포트 모두 엔진회전수에 따라 흡입공기량은 선형적으로 증가하고 있는데, 기존포트의 흡입유동저항이 가장 적게 나타나며, 텀블포트 I은 엔진회전수 증가에 따라 흡입유동저항이 점차 감소되고 있으나 기존포트보다는 흡입유동저항이 높음을 알 수 있다. 텀블포트 II는 엔진회전수가 증가함에 따라 흡입유동저항이 증가하며, 다른 두 포트에 비해 흡입유동저항이 높다. 이와 같이 기존포트에 비해 텀블포트 I과 텀블포트 II의 흡입유동저항이 높게 나타나는 것은 흡기포트의 유동 단면적이 상대적으로 작고, 직선적인 포트형상에 기인한다.

3.2 텀블유동 메카니즘

Fig. 5, Fig. 6 그리고 Fig. 7은 각각 기존포트, 텀블포트 I, 텀블포트 II엔진의 흡입 및 압축과정 동안의 텀블유동변화 특성을 나타낸다. 기존포트의 텀블유동 변화 메카니즘은 다음과 같이 설명된다. 흡입과정 중반(90°)에서는 흡입공기가 실린더 벽면과 경사지게 충돌하면서 텀블유동 생성원이 실린더 윗부분부터 만들어지기 시작하며, 이때 두 횡단면 속도분포에서 알 수 있듯이 두개의 흡기밸브에서 토출되는 유동이 충돌하면서 실린더 벽면 쪽에 두개의 반대방향 단면와류가 발생되고, 실린더 중심부의 속도성분에 의해 실린더벽면에 충돌하여 텀블유동이 된다. 벽면근처의 단면와류는 피스톤 위면을 지나면서 소멸되어진다. 흡입과정이 진행됨에 따라 텀블유동의 중심이 점차 실린더의 중앙으로 이동되어, 150도에서 뚜렷한 텀블유동이 생성되었다가, 하사점(BDC)인 180도에서 흡입유동속도 감

소로 실린더 상단에서부터 텀블유동이 깨지기 시작한다. 압축과정이 진행되면서 텀블유동의 깨짐현상은 급속히 전개되어 240도에서는 완전히 깨어지고 텀블속도 성분이 거의 정체된 값을 가진다. 이때 실린더 상부단면에 존재하던 두개의 반대방향 와류도 점차 감소된다.

텀블포트 I의 텀블유동 변화 메카니즘은 기존포트와는 다르다. 흡입과정 중반(90°)에서는 흡입공기가 실린더 벽면에 기존포트보다 더 경사지게 충돌하면서 텀블유동이 발생되며, 흡입공기의 실린더 유입각도가 크므로(30°)실린더 벽면 충돌시 기존포트에 비해 효과적으로 텀블유동이 됨을 알 수 있다. 두개의 흡기밸브 토출유동 충돌로 반대방향 두개의 단면와류가 역시 생기고 있으나, 기존포트에 비해 중심부에 속도가 강하고, 단면와류의 세기가 상대적으로 작다. 흡입과정이 진행되면서 텀블유동의 중심이 실린더 중심으로 기존포트에 비해 신속히 이동하여 120도에서 완전히 텀블유동이 된다. 이때부터 실린더 단면속도는 텀블유동과 모두 같은 방향을 갖는다. 피스톤이 하사점(BDC)으로 내려가고, 흡입공기의 속도가 낮아짐에 따라 텀블유동

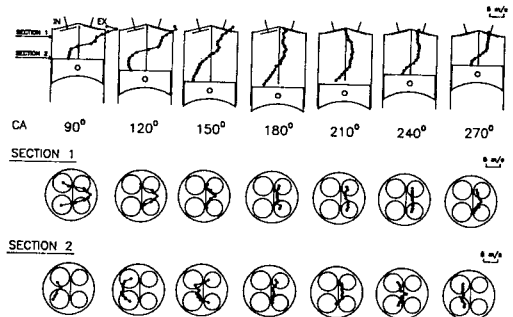


Fig. 6 Tumble flow field variations of tumble port I

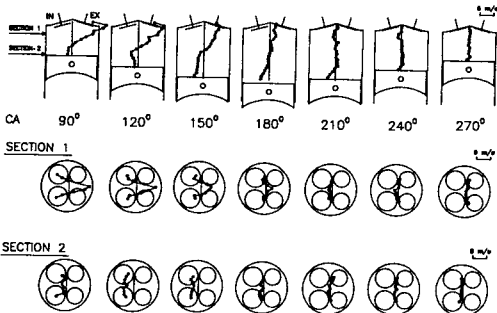


Fig. 5 Tumble flow field variations of conventional port

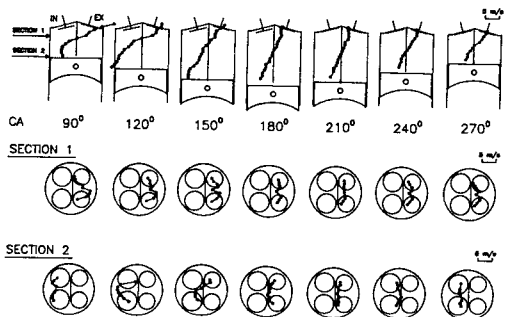


Fig. 7 Tumble flow field variations of tumble port II

이 점차 감소된다. 하사점에서 실린더 상단과 하단의 단면속도는 단면와류 성분이 사라지고 뚜렷한 텀블속도 성분만이 남는다. 흡기밸브가 닫히고 압축과정이 진행되어 피스톤이 상승하면서 실린더 상단에서 텀블유동이 깨어지는 반면, 하단에는 텀블유동이 존재하여 (210°), 피스톤이 계속 상승할 때 다시 실린더내에 뚜렷한 텀블유동이 나타나기 시작한다. (240°) 이것은 텀블유동의 각운동량이 보존으로 인한 텀블속도 증가 때문이다. 압축과정이 진행되어 실린더 유동길이가 짧아져 텀블유동의 반경이 줄어들면, 그 속도성분이 증가하여 텀블중심에 대한 전체적인 각운동량이 보존되는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁵⁾ 이때 텀블유동의 중심은 실린더 하단부에 존재하며, 압축과정이 계속 진행됨에 따라 점차 실린더 중심부로 이동한다. 압축과정중의 실린더 상단과 하단부의 단면 속도분포는 균일한 형상의 분포를 보인다.

텀블포트 II의 텀블유동 변화 메카니즘은 다음과 같다. 흡기포트를 통해 실린더로 유입되는 각도가 낮으므로(10°), 흡입과정 중반(90°)에 텀블유동은 흡입공기가 실린더 헤드면을 따라 흐르면서 실린더 벽면에 충돌하여 텀블유동이 생성됨을 보인다. 이와같은 특징으로 다른 두개의 흡기포트에 비해 실린더 헤드면 근처에서 최고속도 값을 가지면서, 흡입과정초기에 텀블유동 중심이 실린더 중심부에 오는 뚜렷한 텀블유동이 생성된다. 실린더 상단과 하단에서의 단면와류가 매우 약해지고 뚜렷한 텀블유동성분만을 갖는다. 흡입과정이 진행됨에 따라 텀블유동은 텀블중심에 대해 강체운동(rigid body motion)과 같은 속도분포를 가지면서 증가하다가, 피스톤의 하사점(BDC)에 왔을 때 흡입공기 속도의 감소로 실린더 상단부에서 텀블이 약해진다. 압축과정이 진행되면서 실린더 하단부의 텀블속도 성분으로 텀블유동이 점차 뚜렷이 나타나기 시작하며, 텀블속도 성분의 크기도 240도에서보다 270도에서 크게 나타나고 있어 역시 압축과정으로 인한 텀블의 각운동량의 보존법칙이 성립됨을 말해준다.

이상에서 언급한 3개 흡기포트의 텀블유동변화 메카니즘을 비교 종합하면 다음과 같다. 기존 포트는 흡입과정중 두개 흡기밸브유동의 충돌로 인한 단면와류가 존재함으로써, 텀블유동의 생성원이 되는 실린더 중심부 속도성분이 작아지게 되어 텀블유동이 약하게 생성되며, 또 압축과정이 진행되면서 실린더 상단부에서 텀블유동이 소멸하기 시작해

240도에서 텀블유동이 완전히 깨어진다. 그 반면에 텀블포트 I과 텀블포트 II는 서로 생성 메카니즘은 다르지만 흡입과정동안 텀블이 효과적으로 생성되고, 압축과정 초기에 다소 약해지던 텀블유동은 각운동량 보존에 의한 텀블속도 증가로 압축과정 중반에서 다소 증가한다. 압축과정동안 실린더 단면에서의 속도분포는 균일하고 텀블속도성분만을 가진다. 텀블포트 II는 텀블포트 I에 비해 흡입과정시 단면와류가 작게 나타남으로써 텀블유동이 빨리 전개되며, 텀블중심에 대해 강체운동 형태의 속도분포를 가진다. 또한 흡입과정시 텀블유동의 강도는 다소 높게 나타나고 있고, 압축과정 중반부에서 텀블유동중심이 실린더 중심으로 이동한다.

3.3 압축말기 텀블유동

텀블포트 I과 텀블포트 II의 압축과정 중반까지 존재하는 텀블유동의 압축과정말기에서의 유동특성을 비교하기 위하여 Fig. 8에 두 포트의 압축말기 텀블유동변화를 크랭크각도 10도 단위로 나타내었다. 크랭크각도 300도에서 두 포트 모두 텀블중심이 실린더 중심부에 있으나, 텀블포트 I에 비해 텀블포트 II의 값이 약간 낮은 값을 갖는다. 피스톤이 상사점(TDC)으로 이동하면서 텀블포트 II는 텀블유동이 완전히 깨어진다. 반면 텀블포트 I은 피스톤이 상사점에 접근함에 따라 텀블유동 중심이 계속하여 실린더 중심으로 이동하면서 텀블유동이 다소 약해지지만 상사점인 360도까지도 미약하게 존재하고 있다. 이것은 텀블포트 II가 텀블포트 I에 비해 흡입과정시 텀블유동을 크고 빠르게 생성하지만, 텀블중심에 대해 강체운동을 함으로서 연소실벽면에서의 속도구배가 크게 나타나고, 여기서

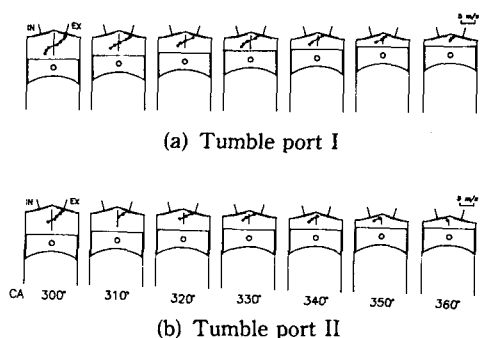


Fig. 8 Tumble flow field variations at the end of compression

의 유동의 전단작용 증대와 벽면 마찰력의 증가로 인해 압축과정시 텀블유동이 텀블포트 I에 비해 빨리 깨어지기 때문이다. 이러한 현상은 Hadded 등⁽⁸⁾의 결과와 같은 경향을 보인다.

3.4 난류강도 변화

Fig. 9는 3개 포트의 흡입 및 압축과정시 실린더 내 각 측정점에서의 난류강도값을 매 크랭크각도마다 산술평균 한 값으로서, 실린더내의 공간평균된 난류강도 값이다. 흡입과정시 텀블포트 I의 난류강도가 다소 높게 나타나는데, 이는 텀블포트 II는 강제운동을 함으로 속도구배가 적음에 비해 다소 큰 속도구배를 가지게 되어, 유동의 전단작용으로 인해 난류에너지가 발생되는 것으로 판단된다. 기존포트는 압축과정인 크랭크각도 210도 부근에서 난류강도가 큰 값을 갖는데, 이는 텀블유동의 깨지는 시기와 일치한다. 이 기간을 지난후 기존포트의 난류강도는 계속 감소한다. 텀블포트 I은 크랭크각도 300도 이후 난류강도는 약간씩 증가하는데, 텀블유동이 이 기간동안 약간씩 깨어지기 때문이다. 텀블포트 II는 크랭크각도 300도 근처에서 난류강도 값이 증가하는 현상을 보이며, 이 기간은 흡입과정 중 생성된 텀블유동의 압축과정 동안의 깨어지는 양에 비례하여 생성됨을 알 수 있다. 따라서 연소과정에 필요한 적당량의 난류강도를 얻기 위해서는 흡입과정시 텀블유동의 효과적인 조절이 필요하다.

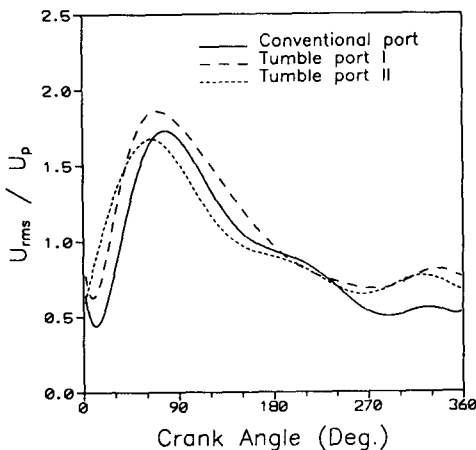


Fig. 9 Averaged turbulence intensities with various intake ports

4. 결 론

서로 다른 3개의 흡기포트, 즉 기존포트, 텀블포트 I, 텀블포트 II에 대해 흡입 및 압축과정 동안의 텀블유동속도를 측정하여 분석한 결과, 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡입과정시 텀블유동은 흡입공기가 실린더 벽면에 경사지게 충돌하여 생성되는 방법(텀블포트 I)과, 흡입공기가 실린더 헤드면에서 따라 흐르면서 실린더 벽면에 충돌하여 생성되는 방법(텀블포트 II)으로 효과적으로 생성될 수 있다. 후자의 경우는 텀블유동이 텀블중심에 대해 강제운동형태의 텀블속도분포를 갖는다.

(2) 흡입과정시 약하게 생성된 텀블유동의 경우(기존포트)는 압축과정 초기에 텀블유동이 완전히 깨어져서 그 이후 텀블속도는 정체된다. 흡입시 텀블이 약한 것은 2개 흡기밸브의 유동충돌로 실린더 상단면에 2개의 단면와류가 존재하여 텀블생성 속도성분을 감소시켜 실린더 벽면 충돌량이 적어지기 때문이다.

(3) 흡입과정시 생성된 텀블유동은 압축과정 중 반부에서 각운동량 보존으로 약간씩 텀블속도가 증가된다. 강제운동형태의 텀블유동은 벽면마찰로 인해 텀블 깨짐현상이 빨리 온다. 압축과정중 실린더 단면에서의 속도성분은 뚜렷한 텀블방향의 균일한 속도 분포를 가진다.

(4) 압축과정시 난류강도는 텀블유동의 깨짐과 상관관계 되어질 수 있고, 연소과정에서 적합한 시기에 난류에너지를 얻기 위해서는 흡입텀블의 효과적인 조절이 필요하다.

(5) 텀블유동에 따른 난류강도의 정확한 상관관계를 위해서는 난류강도 산출시 사이클변동이 배제된 사이클리졸브된(cycle resolved)속도해석이 요구되며, 이 분야의 계속적인 연구가 필요하다.

참고문헌

(1) Germane, G. J., Wood, C. G. and Hwss, C. C., 1983, "Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engine-A Review," SAE Paper 831694.
 (2) Martin, J. K., Plee, S. L. and Rembiski, D. J., 1988, "Burn Modes and Prior-Cycle Effects on

- Cyclic Variations in Lean-Burn Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE Paper* 880201.
- (3) Fansler, T. D., 1993, "Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in Piston Engine," *SAE Paper* 930479.
- (4) Liou, T. M. and Santavica, D. A., 1983, "Cycle Resolved Turbulence Measurements in a Ported Engine with and without Swirl," *SAE Paper* 830419.
- (5) Aldo Coghe, et. al., 1988, "Effect of Intake Ports on the In-Cylinder Air Motion Under Steady Flow Condition," *SAE Paper* 880384.
- (6) Kent, J. C., et. al., 1987, "Effects of Intake Port Design and Valve Lift on in-Cylinder Flow and Burnrate," *SAE Paper* 872153.
- (7) Arcoumanis, C., et. al., 1990, "Tumbling Motion: A Mechanism for Turbulence Enhancement in Spark-Ignition Engines," *SAE Paper* 900060.
- (8) Hadded, O. and Denbratt, I., 1991, "Turbulence Characteristics of Tumbling Air Motion in Four-valve S. I. Engines and Their Correlation with Combustion Parameters," *SAE Paper* 910478.
- (9) Lee, K. and Too, S., et. al., 1993, "An experimental Study of In-Cylinder Air Flow in a 3.5L Four-Valve S. I. Engine by High Speed Flow Visualization and Two-component LDV Measurement," *SAE Paper* 930473.
- (10) Coz, J. Le, et. al., 1990, "An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-valve Speed Ignition Engine-Focus on Cycle-Resolved Turbulence," *SAE Paper* 900056.
- (11) Omori, S., et. al., 1991, "Effect of Intake Port Flow Pattern on the in-Cylinder Tumbling Air Flow in Multi-Valve S. I. Engine," *SAE Paper* 910477.
- (12) *User's Guide Manual on 57N10/57N14/57N25 Burst Spectrum Analyzer*, Dantec Co.
- (13) Zur Loye, A. O., et. al., 1989, "Cycle Resolved LDV Measurements in a Motored Diesel Engine and Comparison with k- ϵ Model Predictions," *SAE Paper* 890618.
- (14) Rask, R. B., 1981. "Comparison of Window, Smoothed-Ensemble and Cycle-to-Cycle Data Reduction Techniques for Laser Doppler Anemometer Measurements of In-Cylinder Velocity," *ASME Symposium on Fluid Mechanics of Combustion System*, Bolder, Colorado, June.
- (15) Benjamin, S. F., 1992, *A Phenomenological Model for Barrel Swirl in Reciprocating Engines*, Proc. IMechE, Vol. 206.