

엔진 실린더내 난류유동 측정과 정량화방법에 관한 연구 A Study on the Measurement and Characterization of Turbulent Flow Inside an Engine Cylinder

강 건 용*; 엄 중 호*; 정 동 수*; 김 용 선**
K.Y. Kang, J. H. Uhm, D.S. Jeong, Y. S. Kim

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 motion of the charge inside a cylinder by means of optimum induction system design, because the flame speed is mainly determined by the turbulence in a gasoline engine.

This paper describes the measurement and characterization of mean velocity and turbulence intensity inside the cylinder of a 4-valve gasoline engine using laser Doppler velocimeter(LDV) under motoring (non-firing) conditions. Since the measured LDV data in each cycle show small cyclic variation during compression stroke in the tested engine, the mean velocity and turbulence intensity are calculated by ensemble averaging method neglecting cyclic variation effects. In the ensemble averaging method, the effects of the calculation window, in which velocities are assumed as the same crank angle, on mean velocity and turbulence intensity are fully investigated. In addition, the effects of measuring point on the flow characteristics are studied.

With larger calculation window, the mean velocity is shown to be less sensitive with respect to crank angle and turbulence intensity decrease in its absolute amplitude. When the piston approach to the top dead center of compression, the turbulence intensity is found to be homogeneous in the cylinder.

1. 서 론

실린더내 유체유동은 엔진설계에 응용되는 기본적인 연구로서 실린더내 평균속도 및 난류유동을 측정하는 방법이 그 기초가 된다. 실린더내 난류유동인자와 엔진 연소특성의 관계 규명에 대한 대부분의 연구들은 모터링 상태

에서 측정된 유동자료와 연소상태에서 얻어진 연소자료와의 관계를 시킴으로서 수행되어져 왔는데, 이는 연소시 유동장에서 난류를 측정하는데 많은 어려움이 있기 때문이다. 연소과정시 엔진난류와 연소의 상호 작용이 존재한다 하더라도 이러한 모터링 유동실험의 타당성을 다음 사실로 입증된다.¹⁾ 첫째는 모터링

* 정회원, 한국기계연구원

** 정회원, 강원대 대학원

과 연소상태에서 모두 연소전에는 유사한 난류유동 형태가 발견되고 있고, 둘째로 연소상태에서 조건적으로 측정된 결과는 연소기간 동안의 사이클 변동이 화염전면에서 속도변동의 rms로서 계산된 난류강도의 사이클 변동에 기인된다고 말하는데, 이는 난류강도의 증가에 따라 연소속도가 증가되는 상식적인 사실과 일치를 보인다. 그러므로 난류유동인자와 엔진의 기하학적 특징을 관련시키는 것이 연소실 형상의 성능에 미치는 영향을 보다 더 이해하는데 있어 중요하다.

실린더 유체유동 특성의 중요성 때문에 초기에는 열선유속계를 이용한 측정연구 결과들이 많이 발표되었고^{2),3)} 근래에서는 엔진 난류측정에 있어서 열선유속계의 부적합함으로 인해,⁴⁾ Laser Doppler Velocimeter(LDV)를 이용한 측정연구에 관심이 모여있다.^{5),6),7)} 또한 엔진 연소실내에서 측정되어진 속도 데이터를 가지고 난류강도 및 평균속도의 정의가 매우 어려운데, Liou 등⁸⁾의 연구에서는 LDV측정 데이터로서 난류강도에 있어서 사이클 변동을 배제한 매사이클에 있어서 난류강도를 측정하는데 성공했고, Catania 등⁹⁾의 연구에서는 사이클당 난류강도를 찾기 위한 방법으로 curve-fitting 및 cutoff frequency를 이용한 방법 등이 시도되는 등, 최근에는 측정데이터의 질을 향상시키는 연구가 미국, 영국 등의 기술선진국에서 한창 진행되고 있다.

본 연구에서는 엔진 실린더내 난류유동을 보다 정확하게 정량화하기 위한 한단계로 4밸브형 단기통 가시화 엔진내에서의 유동을 LDV를 이용하여 측정하고, 난류특성 정량화방법에 따른 평균속도 및 난류강도의 영향을 관찰하려 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

LDV와 엔진실험장치는 Fig. 1에 개략적인 형태로 나타내었다. 단기통가시화엔진은 변속모터에 의해 벨트 전동으로 구동되고, 광섬유

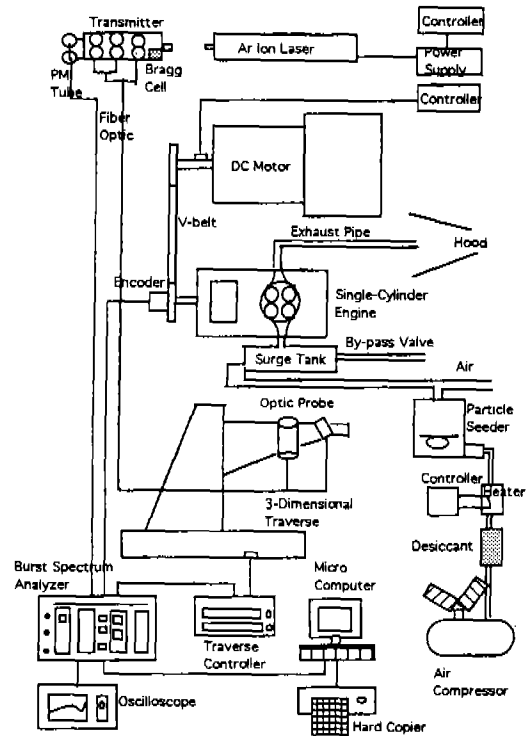


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

로 전송된 레이저빔은 3차원 이송장치에 부착되어 있는 렌즈프루브를 이동하므로써 엔진 실린더내 측정점의 위치를 변화시켰다. 속도는 틱새 체적에 폭 12mm, 길이 10mm의 광학창을 통해서 측정하였다. 실린더 지름은 56.5 mm, 행정길이는 49.5 mm로 아크릴로 제작하였으며, 연장된 피스톤과 함께 크랭크 케이스 위에 4개의 기둥을 이용해 고정시켰다. 연장된 피스톤 크라운 부에는 광학창을 장착하도록 하였으며, 반사거울을 이용해 실린더 단면의 2차원 속도 측정이 가능하도록 하였다. 엔진 연소실은 4개의 밸브를 갖는 pent-roof 형으로서 압축비는 8.5이다.

엔진에 관한 중요사양은 Table 1에, 기하학적 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 흡기밸브는 실린더축으로부터 25° 경사져 있으며, 배기밸브는 30° 경사진 포트 형상이므로, 2개의 흡기밸브를 통해 유입되는 공기는 실린더축으로부터 25° 기울어져 흡입되므로써 tumble 를

Table 1 Principal characteristics of the motored engine

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	2
Open	41 deg. BBDC
Close	10 deg. ATDC

있던 산란입자를 부유시키게 하므로써, 입자들이 서로 엉키지 않도록 하게 하고, 황동입자에 계속해서 입자를 공급시킬 수 있도록 스크류 이송장치를 갖는 TSI 사의 fluidized bed 를 사용했다. 산란입자가 광학창에 부착되므로써 S/N 비가 급속히 떨어지므로, 이를 가능한 줄이기 위해 흡기관에는 3-방향밸브를 장착하여 엔진 회전수가 측정범위에서 정상상태에 다다를때까지는 by-pass 공기만 유입되도록 하였고, 실험시작과 동시에 산란입자가 공급되도록 밸브를 조절하였다. 산란입자 공급율은 압축공기 유량의 조절을 통해서 하였으며, 도플러 신호발생율이 최고가 되는 값으로 조절했다.

LDV는 3 차원의 후방산란식이며, 광섬유 전송 방식으로써, 모터링 실험에는 파장 488 nm 의 청색빛의 1 차원 레이저빔만 사용했고, 그 중요제원은 Table 2 에 나타내었다. Bragg cell 은 속도의 방향성을 알기 위해 사용했는데, 이는 swirl 이 없거나 적을때 예상되는 유속의 방향을 위해 필수적인 것이다. 레이저 장치는 5 와트 출력의 아르곤 이온 레이저로서 통상 사용 출력은 1 와트 내외로 하였다. PM 튜브를 통해 들어온 도플러 신호는 FFT 방식의 Burst Spectrum Analyzer(BSA)를 사용처리하였으며, 그 해상력은 80 MHz 이다. 광학 푸르브 이송장치는 펄스로 구동되는 서브모터로서 0.1mm 해상도로 3 차원으로 움직이며 운동범위는 600mm×600mm×600mm 이다. 엔진 크랭크 각도는 0.1 도 해상도의 엔코더를

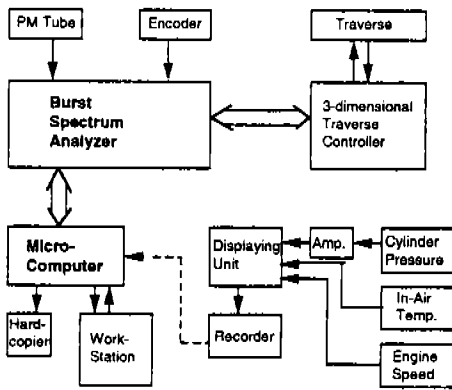


Fig. 2 Block diagram of data process

생성하도록 되어 있다. 또한 흡기 포트 양끝 단 헤드는 마스크 형태를 하고 있어, 흡기 밸브 1 개만 유입시에는 swirl 도 생성시킬 수 있도록 되어 있다. 연장된 피스톤에는 2 개의 탄소-테프론으로 제작된 링을 장착하여 실린더 윤활없이 모터링 실험이 가능하도록 하였다. 산란입자는 부유평균직경 40 μm, 공기역학적직경 1 μm 의 phenolic micro-balloon 입자를 입자 공급기에 의해 공급하였다. 산란입자가 광학창에 부착하는 것을 방지하기 위해 왕복식 펌프로 작동되는 공기압축기를 통해 나온 압축공기를 실리카겔의 제습제를 통과시킨 후, 가열하여 입자를 부유시키도록 하였다. 입자공급기는 수십 μm 의 황동 미세입자를 통해 스며 나오는 압축공기가 황동입자에 부착되어

Table 2 Principal characteristics of the laser Doppler velocimetry

Wave length	488.0 nm (Blue beam)
Focal length	600.0 mm
Half angle of intersecting beams	3.52 degree
Fringe spacing	3.98 μm
Measuring volume	
Diameter	0.146 mm
Length	2.37 mm

통해 도플러 속도 신호와 함께 multiplexing 하여, 실험이 끝난후 데이터 처리가 가능하도록 하였다. 16비트 마이크로 컴퓨터를 통해 신호처리기와 3차원 이송장치를 연결하도록 하여 측정조절 및 측정데이터는 컴퓨터에 저장하도록 하였다.

2.2 실험방법

유동실험은 모터링 상태의 840rpm에서 실린더 중심으로부터 23mm($r = 23\text{mm}$) 떨어진 지점과 $r = 15\text{mm}$ 지점에서 실린더 중심의 접선방향 성분(Swirl)을 측정하였다. Swirl 변화에 따른 난류특성 변화를 관찰하기 위해서 흡기유동시 swirl이 효율적으로 생성되도록 흡기밸브를 1개만 작동하였고, 배기밸브는 2개가 정상적으로 작동할 수 있도록 하였다. 모든 측정은 한 실험조건에서 2회이상 반복하여 수행하므로써 측정값의 신뢰성을 높일 수 있도록 하였다. Fig. 3은 실험을 위한 신호처리의 흐름도를 나타낸다. PM튜브로부터 도플러 주파수에 비례하는 전압신호로 변환된 신호와 엔진장착 엔코더에서 크랭크 각도에 대

한 신호가 신호처리기(BSA)에 입력되어, 내부 신호처리를 거쳐 속도 정보와 크랭크각도 정보로 마이크로 컴퓨터로 출력 버퍼를 거쳐 전송된다. 또한 측정위치 조절을 위해 3차원 이송장치를 컴퓨터를 통해 제어할 수 있다. 엔진회전수, 흡입공기 온도는 연속적으로 표시될 수 있도록 하였고, 필요에 따라 기록도 가능하게 하였다.

엔진 모터링시 실린더 내부 압력변화를 측정하기 위해 압전식 압력센서를 이용하여 앰프를 거쳐 압력변화를 볼 수 있도록 하였고, 기록도 가능하도록 하였다. 모터링시 실린더 내 압력의 사이클 변동은 거의 없는 상태이므로 압력측정은 산란입자를 공급하지 않은 상태에서 별도로 수행하였다. 마이크로 컴퓨터에 저장된 측정값 계산 및 통계처리를 위해 SUN 330 workstation으로 전송하였고, 계산을 끝마친 후 그래픽으로 출력될 수 있도록 프린터 및 플로터를 연결하였다. 보다 정확한 엔진 난류측정을 위해 840 rpm에서 측정값 발생률(data rate)이 약 1KHz가 될 수 있도록 모든 장치들을 준비시켰으며, 특히 광학창을 깨끗하게 하고, 레이저빔이 광학창 통과시 반사방지와 산란입자의 충분한 공급에 매우 주의를 기울였다. 한 실험조건에서 시간이 지남에 따라 측정값 발생률이 급속히 감소하는 까닭에 측정값의 수는 10,000개 정도 범위로 국한하였다.

2.3 정량화방법

비정체 흐름의 난류를 정량화하는 통상적인 방법은 산술평균(ensemble average)을 이용하는 것인데, 여기서는 순간속도와 산술평균과의 차이가 난류라고 정의한다.¹⁰⁾ 이 경우는 평균속도는 사이클간의 변화가 없고, 이 값이 산술평균값과 같다고 가정을 해야 한다. 엔진 실린더내 유동의 사이클변동을 무시할 때 매 크랭크 각도에서의 평균속도는 산술평균(ensemble average)개념을 이용해 아래와 같이 정의된다.

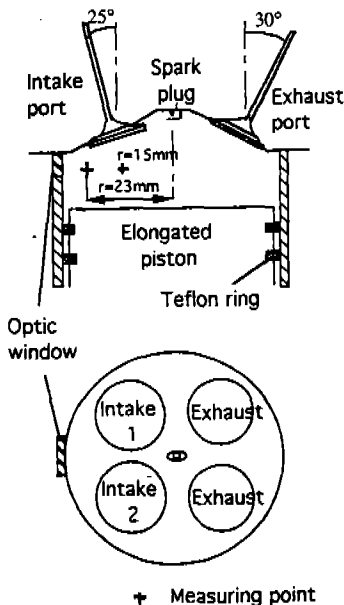


Fig. 3 Cylinder head geometry and measuring points

$$\bar{U}(\theta) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U(\theta + d\theta, i) \quad (1)$$

여기서 θ 는 엔진의 임의의 사이클 i 에서의 크랭크 각도이고, N 는 총측정값 수, U 는 순간속도, $d\theta$ 는 계산에 사용된 크랭크 각도 계산폭을 나타낸다. 크랭크각도 계산폭 $d\theta$ 는 크랭크각도 θ 와 $\theta + d\theta$ 사이의 모든 측정속도들을 산술평균하여 그값을 크랭크각도 θ 에서의 평균속도로 대표하게 하는 기능을 한다. 이러한 크랭크각도 계산폭은 LDV데이터의 불연속성과 데이터수의 부족을 보완하여 준다. 다시 말하면 계산폭은 시간평균에서의 시간주기에 해당된다. 측정값 수 N 의 평균크기는 크랭크각도 계산폭이 1도일 경우 14개, 2도일 경우 28개, 4도일 경우 56개로 하였다. N 의 크기에 따른 평균속도 및 난류강도의 통계적 계산오차는 N 의 제곱근에 역비례하므로 $N=14$ 일 경우 $N=56$ 일 경우 보다 약 2배의 통계오차가 포함된다.

난류강도는 평균속도 $\bar{U}(\theta)$ 를 이용하여 아래의 같이 정의된다.

$$u'(\theta) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [U(\theta + d\theta, i) - \bar{U}(\theta)]^2} \quad (2)$$

그러나 왕복식 엔진 실린더 내부 유동의 경우는 평균속도가 매 사이클간에 조금씩은 변화되므로, 순간속도와 산술평균 속도와의 차이는 난류 뿐만아니라 평균속도의 사이클 변동까지 포함하게 된다. 매 사이클당 평균속도를 구하고 또 난류를 정량화시키는 것이 cycle resolved 속도 개념이다. 이와 같은 난류 정량화를 위해서는 매 사이클당 데이터 수가 약 300개 이상 얻어져야 하며, 측정값들이 사이클 내 고른 크랭크 각도에 분포되어야 한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 LDV 측정값

엔진회전수 840 rpm에서 측정위치 $r = 23$ mm에서 얻어진 모든 속도값들을 평균속도로부터 표준편차가 5 이상 되는 측정값을 필터링한 후 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보면 가스교환 과정인 흡입 및 배기과정에서는 속

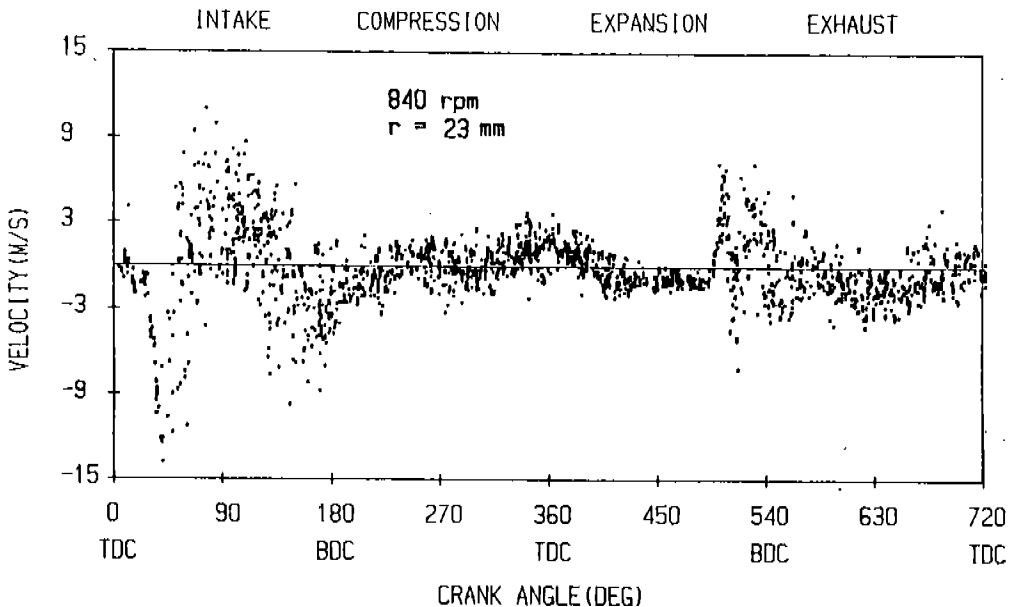


Fig. 4 Velocity-crank angle data pairs

도의 산포도가 매우 크게 나타나고 있으며, 특히 흡입과정에서는 더욱 두드러진다. 압축과정 및 팽창과정은 가스교환 과정에 비해 속도의 산포도가 낮게 나타나고 있다. 흡입과정 동안 유동의 방향이 심하게 변화하고 있고, 흡입초기에 역방향 유동을 갖다가 중반 영역에서는 정방향 유동으로 전환되고, 다시 흡입 말기에는 역방향 유동으로 변하는 비교적 규칙적인 유동특성을 보여준다. 엔진 실린더 내부 유동이 매 사이클마다 계속 같은 조건을 갖는다는 가정으로 사이클변동을 무시한다면 그림과 같은 전체 데이터를 크랭크각도에 대해서 통계학적 처리만 수행하면 평균속도와 난류강도를 얻을 수 있다. 그러나 사이클변동을 고려한다면, 평균속도와 난류강도를 구할 때 매 사이클마다의 속도를 그려서 그 사이클 내에서 난류성분과 평균속도 성분을 분리하는 해석방법을 택해야 한다. Fig. 5는 LDV속도 측정값들 중 연속적인 4 사이클에서의 속도를 보여준다. LDV 측정값은 사이클당 300개 정도 얻어졌으나, 같은 크랭크각도에서 여러 값들이 중복되므로, 한 사이클에서 약 150~200개 정도 측정하여 속도 측정값이 없는 크랭크각도에서

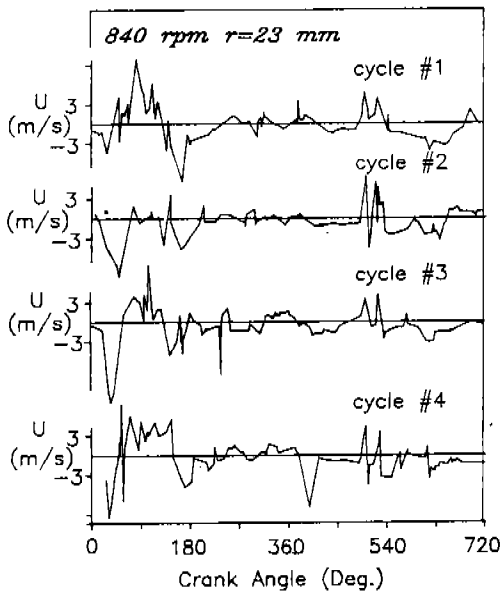


Fig. 5 Instantaneous velocities in consecutive 4 cycles

는 선형적으로 인터폴레이션하였다. 그림에서 보면 흡입과정이 진행되면서 초기에 유동의 방향이 음에서 양으로 바뀌면서 속도가 90도 근처까지 증가하다가 다시 감소하기 시작해 180도 근처에서 최소값을 갖는 유동변화 특성은 4 사이클 모두에서 같게 나타나고 있으나, 각 사이클 마다의 속도의 크기는 차이를 보이고 있어 평균속도 및 난류강도가 각 사이클에서 정의될 필요성을 보이고 있다. 압축과정에서는 크랭크각도가 커짐에 따라 유동의 속도가 음에서 양으로 서서히 증가하는 경향을 보이는데 그 절대값의 크기가 작고, 또한 각 사이클간의 변화가 크지 않게 나타나고 있어 압축과정시 속도의 사이클변동이 적음을 알 수 있다. 팽창 및 배기과정에서는 사이클변동이 압축과정 보다는 다소 크게 나타나고 있지만 흡입과정에 비하면 작은값을 나타낸다. 이와같이 팽창 및 배기과정에서 사이클변동이 크지 않은 것은 연소가 일어나지 않음으로 인해 각 사이클 마다의 유동조건이 거의 같게 유지되기 때문이다. 연소과정에 직접적으로 영향을 가장 크게 미치는 압축과정에서의 유동속도의 사이클 변동이 실험엔진에서 적게 나타나고 있고 또한 각사이클 내에서 평균속도를 구할 수 있을 만큼 LDV 측정값의 수가 충분하지 못함으로 본 연구에서는 유동속도의 사이클변동을 무시한 산술평균방법으로 속도 해석을 수행하였다.

3.2 계산폭의 영향

측정속도값의 집합들은 엔진의 사이클변동을 무시했을 때 일단의 데이터 처리를 통해 평균유동 및 난류특성을 정량화시킬 수 있다. Fig. 6에서는 크랭크각도 계산폭을 1도, 2도, 4도로 하였을 때, $r=15\text{mm}$ 에서의 평균속도 변화를 보여준다. 계산폭이 작아질수록 평균속도의 변화량이 커지고 있고, 평균속도의 값에 있어서는 큰 변화를 보이지 않고 있다. 계산폭 2도일 때 평균속도 변화를 보면, 흡입과정시 유동방향이 -8m/s 에서 $+6\text{m/s}$ 정도로 변화를 보이다가 흡입과정 말기도 가면

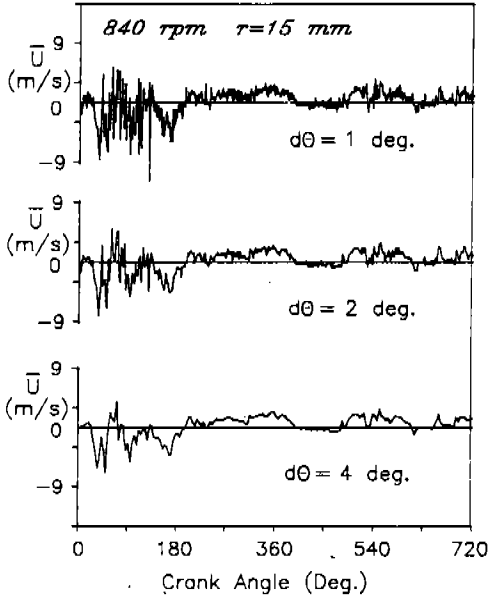


Fig. 6 Mean velocity distribution with different calculation window($r = 15\text{mm}$)

서 점차 변화폭이 감소하고, 압축과정 동안은 약 1~2m/s의 정방향 유동을 갖고 있다. 팽창시는 초기에 유동이 거의 없다가 후반부부터는 2m/s의 유동이 생기기 시작하여 배기과정 동안 유동방향이 약간씩 바뀌는 형태를 보여준다. 4도 계산폭에서는 유동의 방향변환이 매우 느리게 나타나고 있고, 전체적인 평균유동 특성은 2도 계산폭과 거의 같다. Fig. 7에서는 $r = 23\text{mm}$ 에서 계산폭을 1도, 2도, 4도로 하였을 때 평균속도의 변화를 나타낸다. 계산폭이 커질수록 평균속도의 민감성이 떨어지는 경향은 $r = 15\text{mm}$ 에서와 같게 나타나고 있고, 흡입과정시 유동의 형태가 실린더 중심에서 멀어짐으로써 평균속도의 절대값들이 다소 증가하고 있다. 압축과정에서는 실린더 중심쪽보다 속도가 낮게 나타나고 있다. 팽창 및 배기과정에서도 중심쪽에 비해 유동의 방향 변화가 다소 높게 나타난다. Fig. 8에서는 $r = 15\text{mm}$ 에서 크랭크각도 계산폭의 변화에 대한 난류강도의 변화를 보여준다. 계산폭이 작을수록 난류강도의 변화폭이 크게 나타나고 있고, 전체적인 난류강도값은 계산폭

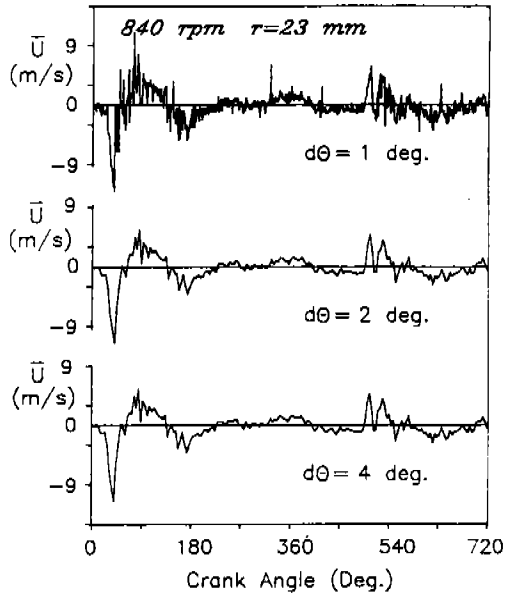


Fig. 7 Mean velocity distribution with different calculation window($r = 23\text{mm}$)

이 클수록 조금씩 커지는 것을 알 수 있다. 계산폭 2도일 때 난류강도 변화를 보면, 흡입과정 중반에서 약 7m/s를 갖고 감소하다가 흡입 말끝 부분에 약간의 증가되는 것을 알 수 있고, 압축과정 동안은 약 1m/s로 크랭크 각도증가에 따라 약간 감소된다. 팽창과정 후반까지 낮은 값을 유지하다가 배기밸브가 열리기 시작하는 전후로 난류강도가 3m/s까지 급격히 증가하고, 2m/s의 값을 가지면서 배기과정을 수행한다. 4도 계산폭에서는 완만하게 나타나고 있지만 크랭크 각도에 따른 난류강도 변화의 추이는 2도 계산폭과 거의 같게 나타난다. Fig. 9에서는 $r = 23\text{mm}$ 에서 계산폭의 변화에 따른 난류강도의 변화를 보여준다. 계산폭이 증가함에 따라 난류강도의 크기가 증가하는 현상은 $r = 15\text{mm}$ 에서와 같게 나타나고 있고, 난류강도의 크기는 흡입과정과 압축과정 중반까지 실린더 중심쪽보다 작아지고 있다. 그러나 압축말기에 가까이 가면서 두지점 사이의 난류강도 크기의 차이는 줄어들어 난류가 유동장에 균질하게 분포되어 감을 보여준다. 계산폭의 영향을 종합해 볼때

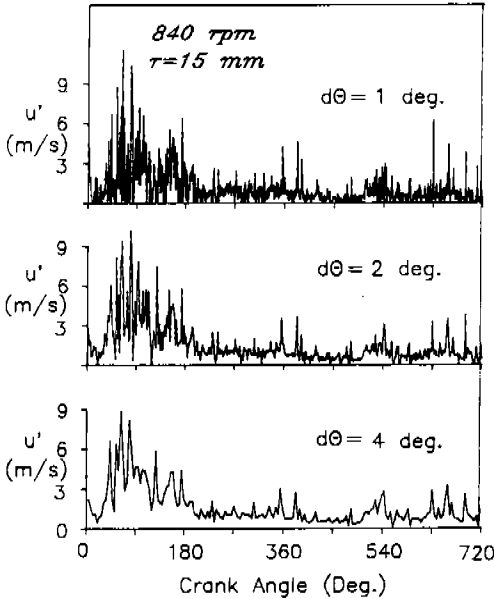


Fig. 8 Turbulence Intensity distribution with different calculation window ($r = 15\text{mm}$)

계산폭 변화에 따른 평균속도 영향은 속도의 민감성은 있으나 그 속도값은 거의 변하지 않으며, 난류강도에 있어서는 계산폭에 따른 속도 민감성과 함께 계산폭이 증가함에 따라 난류강도가 약간 증가하는 경향을 갖는다.

4. 결 론

4개의 밸브를 가진 단기통 가시화엔진의 실린더내 유동특성을 LDV를 이용하여 측정하고 각 과정별 측정값의 발생빈도와 산포도를 분석한 후 데이터 처리방법에 따른 평균속도 및 난류강도 영향을 검토하였다. 본 연구를 통해 얻어진 중요 결론은 다음과 같다.

(1) 산술평균을 이용한 속도해석에 있어서 계산폭에 따른 평균속도의 영향은 속도크기에 있어서 크랭크각도당 민감성은 있으나 그 속도값은 거의 변화가 없으며, 난류강도에 있어서는 계산폭에 따른 속도의 민감성과 함께 계산폭이 증가함에 따라 난류강도가 조금씩 증가하는 경향을 갖는다.

(2) 매 사이클간 평균속도의 사이클변동은 흡입과정 동안 가장 큰 값을 갖고, 팽창 및

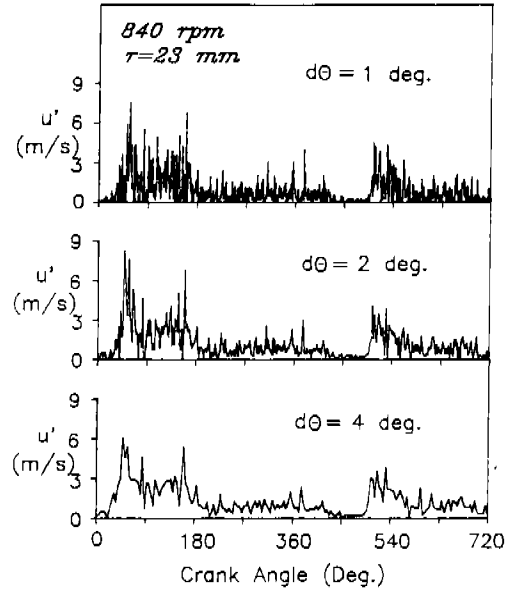


Fig. 9 Turbulence intensity distribution with different calculation window ($r = 23\text{mm}$)

배기과정에서는 다소 감소하고, 압축과정에서는 그 변화폭이 작게 나타난다.

(3) 실린더내 난류강도의 측정위치에 따른 변화는 흡입과정시 큰값을 갖다가 압축과정 중반까지 그 크기가 줄어 압축말기에서는 거의 균일한 분포를 갖는다.

(4) 엔진 실린더내 유체유동 속도의 정확한 해석을 위해서는 매 사이클 내에서의 평균속도의 사이클간 변동량, 그리고 사이클 내에서의 난류강도가 정의되어야 한다.

참 고 문 헌

1. A.E. Catania, A.Mittica, "Induction System Effects on Small-Scale Turbulence in a High-speed Diesel Engine," J. of Engr. for Gas Turbine and Power, Vol.109, pp.491-502, 1987.
2. D.R. Lancaster, "Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine," SAE Paper, 760159, 1976.
3. P.O. Witze, "Measurements of the Spatial Distribution and Engine Speed Dependence of Turbulent Air Motion in an I.C. Engine," SAE

- Paper 770220, 1977.
4. P.O. witze, "A Critical Comparison of Hot-Wire Anemometry and laser Doppler Velocimetry for I.C. Engine Applications," SAE Paper 80 0132, 1980.
 5. C. Arcoumains, A.F. Bicen, J.H. Whitelaw, "Measurements in a Motored Four-Stroke Reciprocating Model Engine," J. of Fluids Engr., Vol.104, pp.235-241, 1982.
 6. H. Kido, H. Tajima, A. Matsumoto, "LDV Measurements of Axial Distributions of In-Cylinder Gas Velocities," JSME Int's J., Series II, Vol.32, No.1, 1989.
 7. M. Bardsley, B. Gajdeczko, K. Boulouchos, B. Cherhroudi, F.V. Bracco, "Measurements of the Three Components of the Velocity in the Intake Ports of an I.C. Engine," SAE Paper 890792, 1989.
 8. T.M. Liou, D.A. Santavicca, "Cycle Resolved LDV Measurements in a Motored IC Engine," J. of Fluids Engr., Vol.107, pp.232-240, 1985.
 9. A.E. Catania, A. Mittica, "Extraction Techniques and Analysis of Turbulence Quantities From In-Cylinder Velocity Data," J. of Engr. For Gas Turbine and Power, Vol.111, pp.466-478, 1989.
 10. M.T. Landahl, E. Mollo-Christensen, Turbulence and Random Processes in Fluid Mechanics, pp.22-27, Cambridge Press, 1986.