

SI 엔진의 정상유동장치에서 충격식 스윙미터와 입자영상유속계의 스윙비 측정에 대한 비교 연구

이석종¹ · 엄인용² · 성재용[†]

(Received July 10, 2014 ; Revised May 7, 2015 ; Accepted May 8, 2015)

Comparison of Swirl Ratio Measured by Impulse Swirl Meter and Particle Image Velocimetry in a Steady Flow Bench of SI Engine

Sukjong Lee¹ · In Yong Ohm² · Jaeyong Sung[†]

요약: 본 연구에서는 SI 엔진의 정상유동장치에서 충격식 스윙미터로 측정한 스윙비와 PIV(입자영상유속계) 속도장을 적분하여 구한 스윙비를 비교 고찰하였다. PIV 속도장으로부터 스윙비를 산출하는 방식에 있어서는 토크를 실린더의 기하학적 중심과 스윙 중심에서 각각 계산하여 비교하였다. 또한, 정상유동장치에서 토크의 측정 위치를 변화하여 그에 따른 영향도 고찰하였다. 그 결과, 와류가 안정화되지 못한 상류에서는 충격식 스윙미터의 측정값이 PIV로 측정한 값보다 크게 나타났다. PIV 측정에 있어서는 유동 상류에서 실린더 중심을 기준으로 산출한 값이 스윙 중심으로 산출한 값보다 작게 나타났다. 측정위치가 하류로 이동하여 스윙이 안정화되면서 측정방법에 따른 차이점이 줄어든다.

주제어: 충격식 스윙미터, 입자영상유속계, 정상유동장치, 스윙비, SI 엔진

Abstract: The swirl ratio in a SI engine is investigated in a steady flow bench according to the measurement methods: an impulse swirl meter and particle image velocimetry (PIV). When measuring the swirl ratio using the PIV, the torque is evaluated based on the cylinder center and swirl center, respectively. The position of the measurement plane is considered. As a result, in the upstream, the swirl ratio measured by the impulse swirl meter is estimated to be larger than that from the PIV measurements due to the unstable vortex motions. Regarding the PIV measurements, the swirl ratio based on the cylinder center has been found to be lower than that based on the swirl center. On the other hand, the difference in swirl ratio has decreased smaller as the measurement plane moved downstream due to the stabilization of the vortex motion.

Keywords: Impulse swirl meter, Particle image velocimetry, Steady flow bench, Swirl ratio, SI engine

1. 서 론

SI엔진 실린더 내 스윙(swirl), 텀블(tumble), 난류(turbulence) 유동과 같은 유동분포는 엔진 성능에 큰 영향을 미친다는 사실은 널리 알려져 있다[1]. 특히, 연료 흡입 과정에서 유동현상은 SI 엔진의 연소에 직접적인 영향을 미치므로 흡입유동의 파악은 엔진 개발 시 반드시 고려해야 할 기술 중 하나이다. 흡입 유동 중 스윙 유동은 엔진의 실린더 헤드 성능 평가에 있어서 가장 중요한 파라미터이며, 엔진 설계의 초기 단계에서 항상 평가되는 항목이다. 흡입과정에서 압축 말기의 스윙 속도 증가는 연료와 공기

의 혼합을 빠른 시간에 이루어지게 하기 때문에 연소 촉진 효과가 있다. 따라서 실린더 헤드의 흡기 포트의 형상에 의해 만들어진 스윙 유동의 크기와 강도를 실험적으로 측정하여 평가한다[2]. 스윙 유동은 선박용 엔진에서도 매우 중요한 인자이며, 대부분 수치해석적 방법으로 접근하여 왔다[3][4].

흡기시스템 유동 특성을 파악하기 위하여 사용하고 있는 정상유동장치(steady flow bench)는 정상상태에서 내부 유동을 측정하여 실제 엔진의 내부유동 상태를 이해하는데 매우 유용하게 이용되고 있다[5][6]. 스윙비(swirl ratio)는 축방향 운동량 대비 각운동량의 비율을 말하며, 일반적으로 정

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7725-0847>): Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, 232 Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 139-743, Korea, E-mail: jysung@seoultech.ac.kr, Tel: 02-970-6398

1 Intech Systems, E-mail: macleee@intechsys.co.kr, Tel: 031-790-4080

2 Department of Mechanical and Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, E-mail: iyohm@seoultech.ac.kr, Tel: 02-970-6398

상유동장치에서 충격식 스윙미터(impulse swirl meter)를 이용하여 측정한다. 이때, 스윙비의 흡입밸브 토출위치에서 실린더 직경의 1.75배 하류에서 측정이 된다. 이는 피스톤이 흡입과정에서 실린더 직경 B(Bore) 만큼 내려가고 압축행정 중에 상승하여 0.75B의 위치에 존재한다는 가정 하에 보편화된 평가방법이다. 그러나 실물엔진에서는 압축행정이 닫혀있는 계에서 운전되기 때문에 정상유동장치에서 1.75B에서 측정한 값이 압축행정 말기의 유동을 대변할 수 없다는 연구도 있어 논란이 되고 있다[7]. 스윙비 산출을 위한 각운동량의 엄밀한 측정은 실린더 내부 속도장을 측정하여 적분하는 것이 가장 정확한 방법이며, 입자영상속계(PIV, particle image velocimetry)[8]를 적용하는 것이 필요하다. 그러나 아직 PIV를 이용한 정상유동장치에서의 스윙비 측정은 보고되지 않았다.

따라서 본 연구에서는 SI엔진의 정상유동장치에서 PIV 측정기법을 적용하여 스윙비를 측정하고 그 값을 기존의 충격식 스윙미터로 측정한 값과 비교하고자 한다. 또한, 스윙비 측정 위치에 관해서도 보편적으로 적용되는 1.75B (헤드 밑면에서 실린더 직경의 1.75배에 해당하는 위치) 뿐만 아니라 3.00B, 4.50B, 6.00B로 변경하여 두 가지 측정방법에 대해 고찰하고자 한다. 흡입 밸브 각도를 협각인 11°와 광각인 26°에 대해 각각 비교 검토함으로써 밸브 각도에 대한 영향도 논의한다.

2. 실험 방법 및 기초 이론

2.1 정상유동장치 및 PIV 실험 방법

본 연구에서 사용된 엔진은 4기통 DOHC(double over head camshaft) 가솔린 엔진을 연구용 단기통으로 개조하고 연소실의 형상, 스파크 플러그의 위치, 흡기포트 및 흡입밸브의 형상 동일하게 한 상태에서 흡입밸브의 각도를 변경할 수 있도록 하였다. 흡기 및 배기 포트가 각각 2개씩 존재하며, 실린더의 내경은 86 mm(1Bore), 체적은 499.5 cc 인 모델이다. Figure 1은 PIV 측정을 위한 SI 엔진 정상유동장치의 개략도를 보여주고 있으며, 엔진 헤드를 제외한 실린더와 하부를 투명 아크릴을 사용하여 제작하였다. 이때 하부는 충격식 스윙미터를 설치할 수 있도록 제작하여, 동일한 실험장치에서 PIV 실험과 충격식 스윙미터 측정이 모두 가능하도록 하였다. 흡입밸브 각도는 협각인 11°와 광각인 26° 두 가지에 대해 실험하였으며, 실린더의 축 방향 측정위치를 1.75B, 3.00B, 4.50B, 6.00B로 설정하였다. 각 측정위치에 있어 주유동 방향 평면의 2차원 PIV 속도장을 측정하였다.

엔진은 흡입 시 대기압 상태의 공기를 흡입하기 때문에 엔진 운전 시와 유사한 조건이 되도록 흡입식 송풍기를 하류에 설치하였다. 정상유동 실험에 있어 연소실내 압력과 대기 압력의 차이를 항상 3.73 kPa (15" H₂O)로 일정하게 유지하기 위하여 송풍기를 인버터로 제어하였다. 흡입 밸브

의 양정(valve lift)은 흡입 시 밸브 개도 정도를 고려하여 2, 3, 6, 8, 10 mm로 변경하였으며, 흡입 밸브 입구에 오일 분무기(Six-jet Atomizer, TSI)를 이용하여 평균 1 μm의 올리브 오일을 PIV 측정용 주입 입자로 공급하였다. 입자영상을 취득하기 위해 1k x 1k의 해상도를 가진 CCD 카메라(Megaplus ES1.0, Kodak)와 85 mm 렌즈(PC-E Micro Nikkor)를 사용하였다. 30 mJ의 Nd:Yag 펄스 레이저 (532 nm, NewWave)를 광원으로 사용하였고 입자 변위가 조사구간이 1/4이 넘지 않도록 펄스 시간간격을 25 μs로 하였다. 각 측정위치와 밸브양정에 따라 200장의 영상을 획득하여 평균 속도장을 구하였다. 이때 레이저의 평면광이 실린더의 경계나 오일의 흐름으로 인해 주변 산란하여 입자 구별이 어려움을 고려하여 각 픽셀에서의 최소 밝기값(intensity)을 찾아 배경 영상(background image)를 만들고 원본 영상에서 빼줌으로서 선명한 입자 영상을 획득하였다. 속도장을 추출하기 위해 Insight S/W (TSI)를 이용하였고[9], 조사구간을 32 x 32 pixels, 50% overlap을 적용하였다.

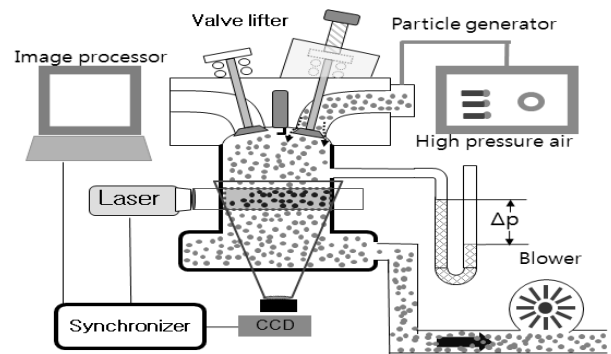


Figure 1: Schematic diagram of the steady flow bench and PIV measurement.

2.2 토크 및 스윙비 산출식

원형 단면의 원통좌표계(r, θ) 속도 분포로부터 토크 τ 를 구할 수 있으며, 연소실에 회전하면서 흡입되는 유동을 강체회전(solid rotation)이라고 가정하면 토크는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \tau &= \int_0^{B/2} \int_0^{2\pi} \rho \cdot v_z(r, \theta) \cdot v_\theta(r, \theta) \cdot r^2 dr d\theta \\ &= \frac{1}{8} \dot{m} w_c B^2 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, ρ 은 유체 밀도, \dot{m} 은 질량유량(mass flow rate), w_c 는 각속도(angular velocity), v_z 는 축방향 속도(axial velocity)이고, v_θ 는 접선 속도(tangential velocity) B는 실린더 보어(bore)의 직경이다.

PIV로 획득한 속도장은 직교좌표계로 표현이 되므로 토크를 산출하기 위해 구분구적법을 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\tau = \sum_i \rho_i \cdot v_{z,i} \cdot r_i \cdot v_{\theta,i} \Delta x \Delta y \quad (2)$$

$$= \sum_i \rho_i \cdot v_{z,i} \cdot r_i \cdot [v_{y,i} \cdot \cos\theta - v_{x,i} \cdot \sin\theta] \Delta x \Delta y$$

식 (2)에서 정상유동장치의 전체 평면에 걸쳐 밀도 ρ 와 실린더 축방향 속도 v_z 가 동일하다 가정하면 다음과 같다.

$$\tau = \rho \cdot v_z \cdot \sum_i r_i \cdot [v_{y,i} \cdot \cos\theta - v_{x,i} \cdot \sin\theta] \Delta x \Delta y \quad (3)$$

스윙비(swirl ratio) N_R 은 흡입공기의 운동량에 대한 각 운동량으로 정의되고, 초기 속도(initial velocity)가 V_0 라고 하면 다음과 같이 표현된다.

$$N_R = \frac{\dot{m} \cdot \omega_C \cdot B}{\dot{m} \cdot V_0} = \frac{\omega_C \cdot B}{V_0} = \frac{8\tau}{\dot{m} V_0 B} \quad (4)$$

본 연구에서는 스윙비를 산출하기 위해 충격식 스윙미터를 이용하여 토크 τ 를 직접 측정하는 방식과 PIV 속도장을 적분하여 식 (3)으로부터 토크를 산출하는 방식을 비교하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 PIV 데이터를 이용한 스윙비 측정 비교

Figure 2는 흡입밸브 각도가 11°이고 측정위치가 4.5B, 밸브양정이 6 mm일 때의 PIV 측정 데이터를 보여주고 있다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 실린더 단면에서의 속도분포는 와류 형태를 띠고 있으나 와류의 중심이 실린더의 중심과 정확하게 일치하지는 않음을 알 수 있다. 스윙비를 산출하기 위해서는 원주방향 접선속도를 구해야 하며, 접선속도는 중심을 어떻게 설정하느냐에 따라 달라진다. 엄밀한 의미에서 와류의 각운동량은 와류 중심을 기준으로 접선속도를 적분하는 것이 타당하다. 그러나 충격식 스윙미터는 기하학적으로 대칭인 구조로 되어 있어 와류의 중심이 실린더 중심에 있다고 가정한다.

따라서 본 연구에서는 PIV 데이터를 이용하여 스윙비를 측정함에 있어 두 가지 방법으로 계산하였다. 첫 번째는 실린더 중심을 기준으로 접선속도를 계산하고 (Figure 2의 (a)), 그 결과로부터 각운동량을 산출하는 것이다(Figure 2의 (c)). 이 그림에서 등고선은 PIV 속도 벡터 위치에서의 접선속도 v_θ 와 각운동량 $\rho r v_\theta$ 의 크기를 나타낸다. 두 번째는 와류의 중심을 기준으로 접선속도를 계산하고(Figure 2의 (b)), 그 결과로부터 각운동량을 산출하는 것이다(Figure 2의 (d)). 이 경우 와류의 중심은 임계점 이론(critical point theory)[10]

을 기반으로 초점(focus) 또는 중심(center)이 되는 위치를 구하였다. 와류 중심을 구한 후 직교좌표계로 얻어진 PIV 속도 데이터를 원통좌표계의 속도성분으로 변환하였다.

Figure 2의 그림에서 동일한 속도분포 데이터로부터 실린더의 기하학적 중심을 기준으로 한 접선속도와 각운동량이 와류 중심을 기준으로 한 값보다 절대값이 작게 나옴을 볼 수 있다. 이는 실린더의 기하학적 중심에서 접선속도를 구하면 실제 와류의 회전방향과 반대의 값이 나올 수 있기 때문이다. 와류의 중심이 실린더의 기하학적 중심에서 멀리 떨어져 있을수록 그 차이는 커진다. 따라서 와류의 중심이 실린더의 중심과 같다고 가정하여 측정된 충격식 스윙미터의 토크 값이 실제 유동의 회전성을 정확하게 반영하지 못할 수 있다.

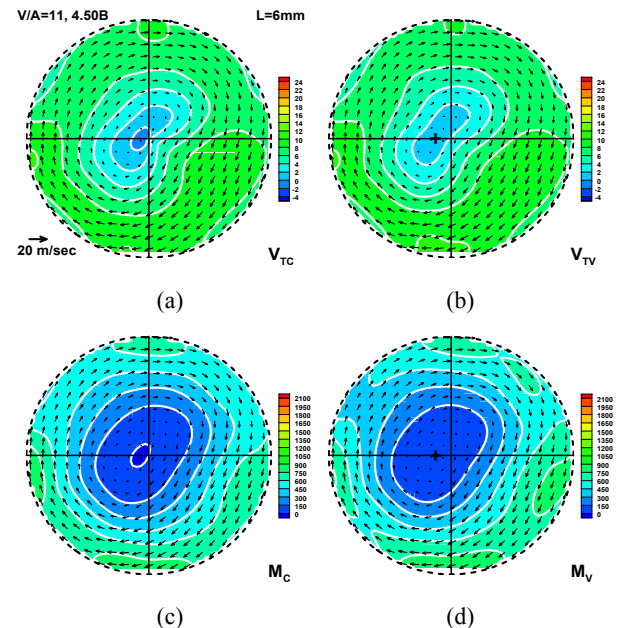


Figure 2: Velocity vectors, and contours of the tangential velocity and angular momentum measured by PIV at valve angle = 11°, measuring position = 4.5B, valve lift = 6 mm; (a) tangential velocity based on the cylinder center (b) tangential velocity in basis of vortex center (c) angular momentum in basis of cylinder center (d) angular momentum in basis of vortex center

3.2 밸브 각도와 양정에 따른 스윙비 비교

Figure 3 과 4에서는 밸브양정(valve lift)에 따른 스윙비의 값을 충격식 스윙미터로 측정된 값과 PIV 속도장으로부터 평가한 값을 비교하였다. Figure 3은 흡입밸브 각도가 협각(11°)일 때, 측정위치를 1.75B ~ 6.00B까지 4가지로 변화시키면서 측정된 값이며, Figure 4는 흡입밸브 각도가 광각(26°)일 때 측정위치를 동일하게 변화시키면서 측정된 값이다. 이 그림에 사용된 약자 ISM은 충격식 스윙미터로 측정된 결과이고, PIV로 측정된 속도장은 실린더의 기하학적 중심으로 구한 값을 C_C, 와류의 중심에서 구한 값을 V_C

로 표현하였다.

Figure 3에서 흡입밸브각도가 11°인 경우로 밸브양정이 증가함에 따라 전체적으로 스월비가 점진적으로 증가한다. 이는 밸브양정이 증가하면서 공급되는 유량이 증가하기 때문이다. 충격식 스월미터로 측정된 값과 PIV 속도장으로부터 계산한 값을 비교해보면 충격식 스월미터로 측정된 스월비가 더 크게 나타났다. PIV 속도장으로부터 스월비를 산출하는 방식에 따라 비교를 하면, 실린더 중심을 기준으로 산출한 값(C_C)과 와류 중심을 기준으로 산출한 값(V_C)이 1.75B 위치를 제외하고는 크게 차이가 나지 않는다. 1.75B 위치에서는 와류가 안정화되지 못해 와류중심이 실린더 중심에서 벗어나는 현상이 나타나며, Figure 2에서 논의하였듯이 이 경우 실린더 중심을 기준으로 산출한 스월비가 더 작은 것으로 나타난다. 측정방법에 따른 스월비의 차이는 측정위치가 하류로 갈수록 작아지며, 4.50B 이상이 되면 3 가지 모두 비슷한 값을 가진다.

이러한 차이점이 충격식 스월미터와 PIV의 토크 측정 원리가 다르기 때문에 나타나는 현상이다. 충격식 스월미터의 측정방식은 유동이 스월미터 상단의 벌집모양의 격자(mesh)를 통과하면서 격자에 미치는 힘이 토크로 변환되는데, 이 과정에서 측방향의 강한 속도성분도 토크의 측정에 큰 영향을 미친다. 그러나 2차원 PIV는 그 평면에서 수평방향의 접선속도만을 이용하여 와류의 회전 토크를 평가한다. 측정위치가 흡입밸브와 가까운 상류일수록 스월 유동과 함께 상하로 회전하는 텀블(tumble) 유동이 존재하며, 이 경우 강한 측방향 속도성분에 의해 충격식 스월미터의 토크값이 크게 측정되는 원인이 된다. 반면, PIV 측정은 텀블 유동이 존재하더라도 스월에 의한 토크만 반영되므로 측정위치가 하류로 갈수록 텀블 현상이 사라지고 와류의 중심이 실린더 중심에 가까워지기 때문에 충격식 스월미터와 PIV 측정에 의한 스월비가 비슷한 값을 가지게 된다.

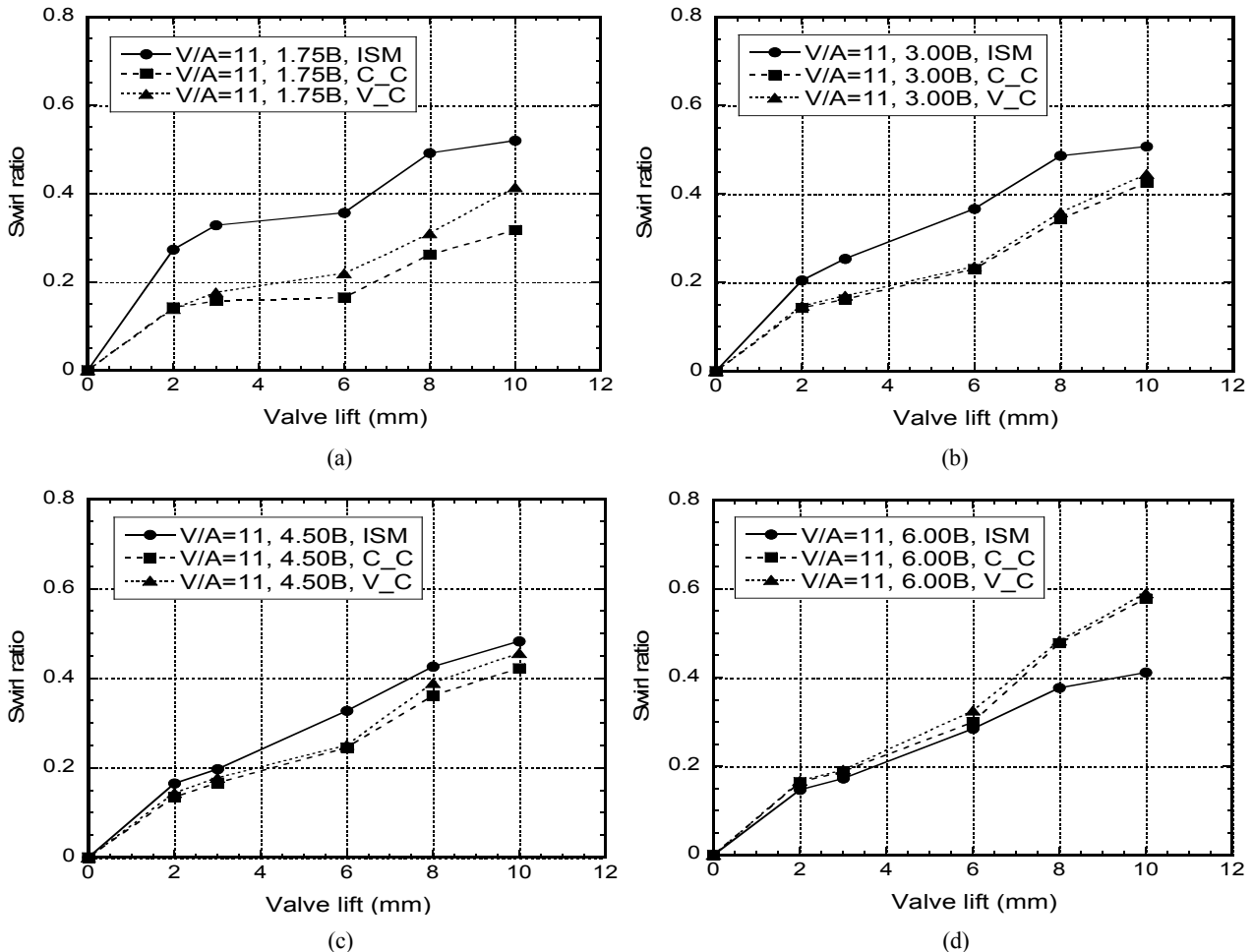


Figure 3: Comparison of the non-dimensional swirl between impulse swirl meter and PIV results as the evaluating position at valve angle = 11° (a) 1.75B (b) 3.00B (c) 4.50B (d) 6.00B

Figure 4는 흡입밸브각도가 26°인 경우로 11°일 때 보다 실린더 축방향보다 반경방향 속도 성분이 커진다. 흡입밸브각도가 26°인 광각에서 특이한 점은 충격식 스윙미터로 측정하였을 때, 밸브양정이 2 mm일 때가 3 mm일 때보다 스윙비가 크게 나타난다는 것이다. 즉, 밸브양정 2 mm일 때 유량은 작지만 토크가 크다는 의미이다. PIV 결과에서도 밸브양정이 2 mm일 때 스윙비가 크게 나오는데, 이는 밸브 각도가 광각인 상황에서 밸브 양정이 작을 때 밸브를 통과하는 유량이 수평방향으로 나가접선속도가 크게 되기 때문이다. 측정 방법에 따른 차이점을 비교해 보면, Figure 3에서와 마찬가지로 충격식 스윙미터의 측정값이 PIV를 이용한 측정값보다 4.50B 이전의 상류에서는 크게 나타났다. 그러나 측정위치가 6.00B에서는 충격식 스윙미터와 PIV 측정 결과가 거의 일치함을 볼 수 있다. PIV 측정에 있어서도 측정위치가 상류로 갈수록 실린더 중심을 기준으로 산출한 스윙비(C_C)가 와류 중심을 기준으로 산출한 스윙비(V_C)에 비해 작게 나오는 경향이 있다. 이는 흡입밸브 각도가 커지면서 실린더 내부 유동이 한쪽으로 편심되는 현상으로 와류 중심이 실린더 중심에서 멀어짐을 의미한다. 이상의 결과를 종합하면, 흡입밸브 각도가 커질수록 스윙 유동과 텀블 유동이 모두 강해지고 이로 인한 실린더

단면에서의 와류 중심이 실린더 중심으로부터 많이 벗어나는 현상이 나타난다. 그 결과 충격식 스윙미터로 측정한 스윙비와 PIV로 측정한 스윙비의 차이가 더 많이 나며, PIV 측정방식에서도 실린더 중심을 기준으로 한 값과 와류 중심을 기준으로 한 값에 차이가 더 커진다. 측정 위치가 하류로 이동되어 6.00B 이상이 되면 와류의 중심이 실린더 중심과 일치하여 정돈된 형태의 와류가 형성되고 측정 방법에 따른 차이점이 없어짐을 알 수 있다.

Table 1에서는 충격식 스윙미터와 PIV 데이터에 의한 스윙비 측정에 있어 각각의 특징과 오차에 대해 정리하였다. 충격식 스윙미터가 가장 쉽고 보편적인 스윙측정 방법이지만 실린더 중심으로 토크를 평가하기 때문에 텀블에 의한 스윙의 편심이 심할 경우 오차가 커진다. PIV 데이터에 의한 스윙비 측정은 각운동량을 직접 적분하여 구한다는 점에서 스윙의 물리적 개념을 잘 반영하고 있다. 그러나 스윙 값 계산에서 실린더 중심을 기준으로 할 경우 충격식 스윙미터와 같은 이유로 오차가 발생하게 되며, 와류의 중심을 기준으로 각운동량을 계산하는 것이 타당하다. 다만, 2차원 PIV 데이터를 이용할 경우 축방향 속도 성분이 일정하다고 가정하였는데, 보다 엄밀한 측정을 위해서는 3차원 PIV 데이터에 기반한 스윙 값 측정이 요구된다.

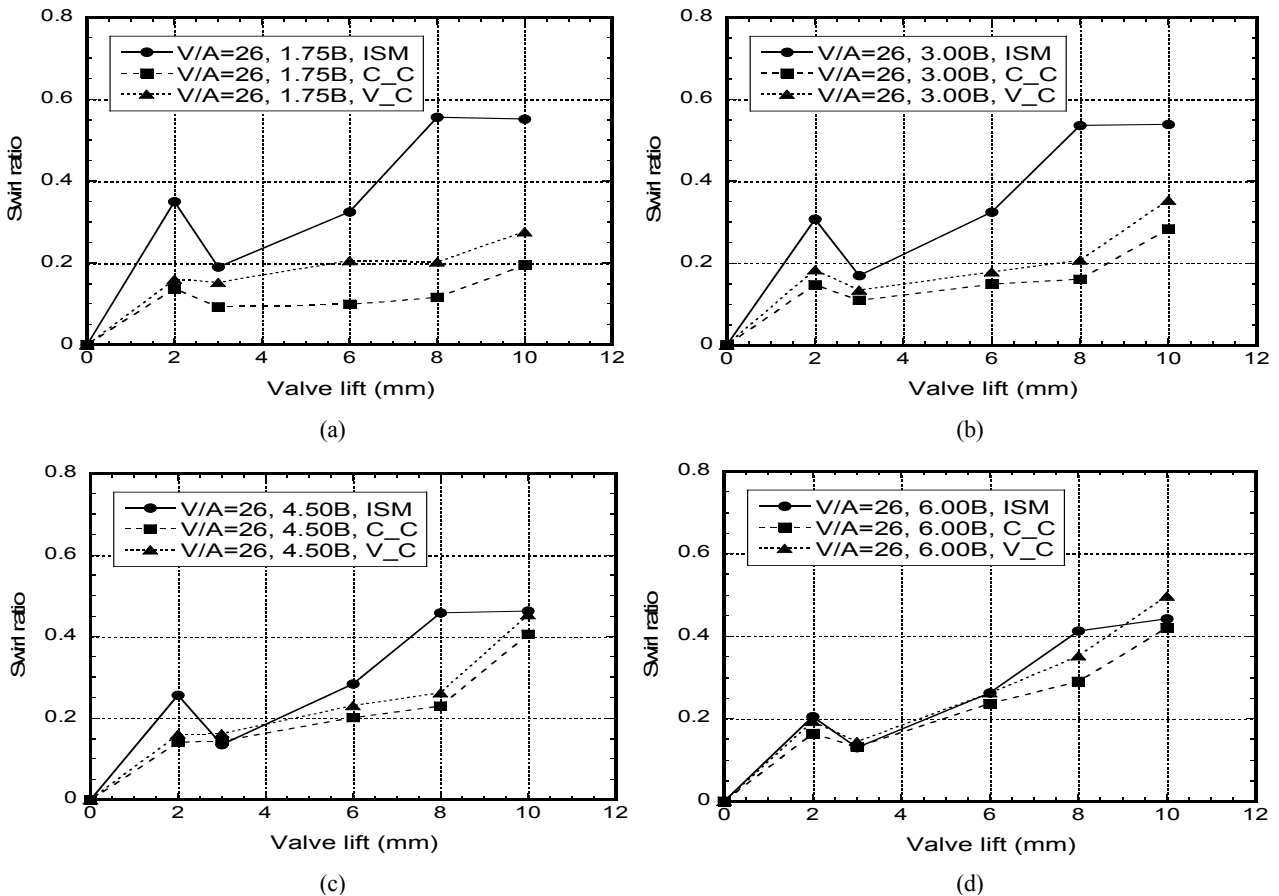


Figure 4: Comparison of the non-dimensional swirl between impulse swirl meter and PIV results as the evaluating position at valve angle = 26° (a) 1.75B (b) 3.00B (c) 4.50B (d) 6.00B

Table 1: Characteristics of the measurement error according to the evaluation method of swirl

| Evaluation methods of swirl | Characteristics of measurement error |
|---------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Impulse swirl meter | 축방향 텀블 유동도 스윙값 측정에 영향 실린더 중심 기준으로 토크를 측정하므로 오차 발생 측정위치가 하류로 갈수록 텀블에 의한 오차 감소 |
| PIV measurement in basis of cylinder center | 스윙값을 속도장 데이터를 직접 적분하여 측정 실린더 중심과 와류 중심이 다를 경우 오차 발생 측정위치가 상류이거나 밸브각도가 큰 경우 오차가 증가함 |
| PIV measurement in basis of vortex center | 스윙값을 속도장 데이터를 직접 적분하여 측정 와류중심 기준으로 스윙값을 산출하므로 물리적 개념과 일치함 2차원 PIV 측정에서는 축방향 속도 성분을 일정하다고 가정 |

4. 결론

SI 엔진의 정상유동장치에서 스윙비를 충격식 스윙미터와 PIV로 측정하여 그 결과를 비교 분석하였다. 스윙비를 측정하는 위치와 밸브 양정 그리고 흡입밸브 각도를 변화시켜 측정방법 차이에 따른 영향을 고찰하였다.

PIV를 이용하여 스윙비 계산을 위한 토크 측정 시 와류의 중심이 실린더의 기하학적 중심과 일치하지 않을 경우 실린더 중심을 기준으로 계산한 토크 값이 작게 나타나며, 측정위치가 흡입 밸브 근처 상류인 경우 그 차이가 커진다.

충격식 스윙미터로 측정한 스윙비는 2차원 주유동방향 평면에서 PIV로 측정한 스윙비보다 크게 나타났으며, 하류로 가면서 스윙 유동이 안정화되면서 두 측정방법의 차이점이 줄어든다. 흡입 밸브 각도가 협각인 경우보다 광각의 경우 두 측정방법의 차이가 더 크게 나타나며, 측정방법에 따른 차이가 줄어드는 위치도 하류로 이동된다.

스윙비를 엄밀하게 측정하기 위해서는 와류의 중심을 기준으로 스윙값을 평가하는 것이 필요하며, 충격식 스윙미터보다는 PIV 데이터를 기반으로 평가하는 것이 물리적으로 타당하다.

후 기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내학술연구비로 수행되었습니다.

References

[1] S. J. Lee, J. T. Lee, and S. Y. Lee, "The influence of swirl flow characteristics on turbulent burning speed," Transactions of the Korea Society of Mechanical Engineers, vol. 20, no. 1, pp. 306-310, 1992.

[2] I. Y. Ohm and Y. S. Cho, "In-cylinder fuel behavior according to fuel injection timing and port characteristics in an SI engine : Part III-with high swirl," Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 9, no. 3, pp. 18-26, 2001.

[3] B. H. Kim, K. Park, S. S. Lee, and N. W. Sung, "The effect of swirl flow on combustion characteristics in a marin diesel engine," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 24, no. 2, pp. 38-49, 2000.

[4] C. H. Cheon, B. H. Lee, and H. S. Kim, "A numerical study on characteristics of tumble and internal flow for marine engine," Proceedings of the Korean Society of Marine Engineering Spring Conference, pp. 89-92, 2007.

[5] I. Y. Ohm, K. S. Jeong, and I. S. Jeung, "Fuel behavior in the cylinder during the intake process," Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 7, no. 4, pp.54-59, 1999.

[6] I. Y. Ohm and C. J. Park, "In-cylinder intake flow characteristics according to inlet valve angle", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 14, no. 3, pp. 142-149, 2006.

[7] S. T. Kwon, X. B. Jiang, W. H. Jo, C. J. Park, and I. Y. Ohm, "In steady flow bench flow measurement using PIV," Proceedings of the 7th National Congress on Fluids Engineering, pp. 29-31, 2012.

[8] S. Kim, J. Sung, and M. H. Lee, "Turbulence characteristics in a circular open channel by PIV measurements," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 7, pp. 930-937, 2011.

[9] S. J. Lee, I. Y. Ohm, J. Y. Sung, and M. H. Lee, "A study on swirl ratio according to the measurement position in a steady flow bench of SI engine," Proceedings of the Korean Society of Visualization Fall Conference, pp. 134-137, 2013.

[10] A. E. Perry and M. S. Chong, "A description of eddy motions and flow patterns using critical-point concepts", Annual Review of Fluid Mechanics, vol. 19, pp. 125-155, 1987.