

실린더 헤드 스월 측정 및 자동화 방법에 관한 연구

이 충 훈*

서울산업대학교 자동차공학과

A Study on Measurement and Automation Method of Cylinder Head Swirl

Choong-Hoon Lee*

Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea
(Received 31 May 2005 / Accepted 19 October 2005)

Abstract : The swirl ratio of a charge in the cylinder was estimated by calculating the ratio of the rotary speed of charge which could be simulated from the rotary speed of paddle in the swirl measurement apparatus, to the engine speed which could be calculated by measuring intake air flow rate. The automation of the swirl ratio measurement for cylinder head was achieved by controlling both valve lift in cylinder head and a suction pressure of surge tank using two step-motors. The number of measurement position for calculating mean swirl ratio was varied by adjusting the interval of valve lift. The mean swirl ratio with varying the number of measurement position showed nearly constant value. Two measurement methods for measuring the swirl ratio were compared, one was to control the suction pressure of the surge tank with PID (proportional, integral, differential) mode with by-pass valve controlled by the step motor and the other did not control the surge tank pressure by fixing the by-pass valve. The difference of the mean swirl ratio between the two measurement methods showed nearly constant value with varying the number of measurement position. This means that the w/o PID control method could be preferred to the PID control method which has been used, due to the simpleness of the swirl measurement.

Key words : Swirl ratio(스월비), Cylinder head(실린더헤드), Paddle speed(패들속도), PID control (비례적분미분 제어), Automation(자동화)

Nomenclature

N : rotating speed, rpm
 A_k : area of piston, cm^2
 G_m : mass flow rate, kg/s
 S : stroke, mm
 V : piston velocity, m/s
 ρ : density, kg/m^3

Subscripts

m : mean
d : paddle

1. 서론

엔진 실린더 내의 연료 공기 혼합 상태는 연소 특성에 큰 영향을 미친다. 엔진 실린더 내의 연료와 공기의 혼합 특성에 영향을 미치는 인자는 연료 분사압, 인젝터 분공경, 분공수, 인젝터의 실린더 헤드 탑재 각도 및 위치 등의 분사계와 관련된 것,^{1,4)} 피스

*To whom correspondence should be addressed.
chlee5@snut.ac.kr

톤 연소실 형상,^{5,6)} 이 밖에 흡기 유동과 관련하여 흡기 포트의 형상에 의해 생성되는 스윙 유동이 있다. 스윙 유동은 엔진의 실린더 헤드 성능 평가에 있어서 가장 중요한 파라미터 중의 하나이고 특히 디젤 엔진의 경우 실린더 내의 연료 공기 혼합에 결정적인 영향을 미치는 인자⁷⁻¹¹⁾로 자동차 회사에서 실린더 헤드 평가시 반드시 흡기 포트에 의해 생성되는 스윙값을 정량적으로 평가한다. 자동차회사에서 사용하는 흡입 유동의 스윙 강도를 측정하는 방법으로 실린더 내에 패들을 설치하여 패들의 회전수를 측정하는 방식,¹²⁾ 패들 대신에 하니컴을 설치하여 선회하는 운동량이 하니컴에 충격을 가하게 되면 그 강도를 평가하는 방식,¹³⁾ 이 밖에 LDA(laser doppler anemometer),¹⁴⁻¹⁶⁾ 열선유속계,¹⁷⁾ 피토포관¹³⁾ 등을 이용하여 직접 실린더내의 유속 패턴을 측정하는 방식 등이 있다.

현재 대부분의 자동차제조회사에서 사용 중인 실린더 내 스윙값 측정 장치는 흡입 펌프를 이용하여 공기를 정상 상태로 흡입하는 조건에서 수동으로 밸브 리프트량을 조절하면서 여러 위치에서의 스윙값을 측정하고 이를 평균하여 실린더 헤드의 스윙값을 구한다. 그러나, 이러한 수동 작업으로 인하여 정확성이 떨어지고 측정 시간이 많이 걸리며 특히, 측정시 발생하는 소음으로 인해 측정기술자에게 청

각 장애를 일으킬 수 있는 등의 많은 문제들이 있다.

본 연구에서는 전술한 수동 조작에 의한 와류 측정의 문제점을 한번에 해결할 수 있는 방안으로 수동 조작 및 스윙 강도 계측 등을 작업자가 없이도 할 수 있는 스윙 강도 측정자동화 장치를 고안하여 제작하고 이 장치인 무인 자동계측 및 제어를 컴퓨터 기반으로 구현하는 연구를 수행하였다. 또한, 기존의 측정 방식에서는 밸브리프트 위치를 설정한 후 바이패스밸브의 개폐를 제어하여 서지 탱크의 흡입 부압을 일정하게 유지하는 조건에서 스윙값을 측정하였는데, 측정 자동화 장치를 이용하여 서지탱크의 압력을 제어 하지 않고 즉, 바이패스밸브를 닫고, 흡입 펌프가 일정 유량을 펌핑하는 조건에서 단지 밸브 리프트량만을 제어하는 단순화된 방식으로 스윙값을 측정하여 서지탱크의 압력을 일정하게 제어하는 기존의 스윙 측정 방식과 비교하였다.

2. 실험 장치 및 방법

스윙값을 측정하기 위한 실험 장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 밸브 이송장치, 실린더, 패들, 서지 탱크, 플로우노즐, 서지탱크 압력 제어를 위한 바이패스 밸브, 흡입펌프 등으로 구성되어 있다. 밸브 리프트량을 제어하기 위해서 기존에는 주로 마이크로 미터를 이용하여 이송하였으나 본 연구에서는 이를

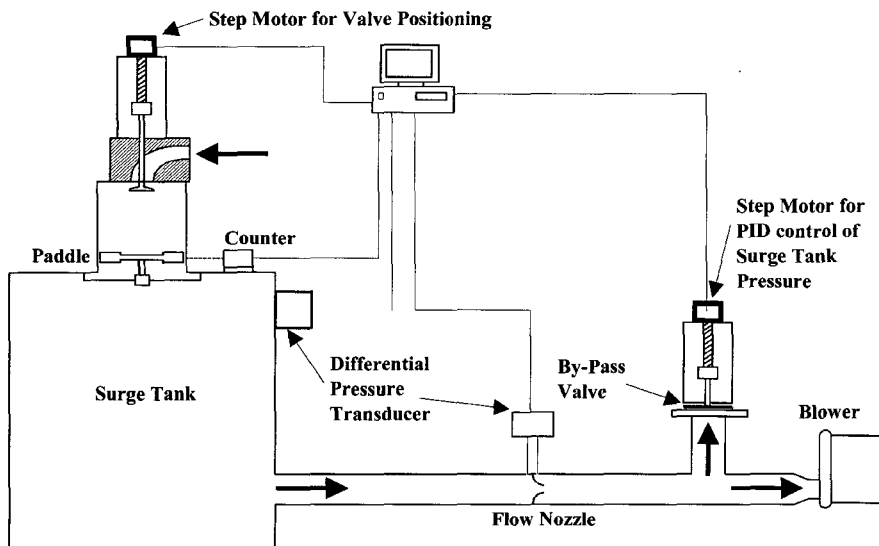


Fig. 1 Schematic diagram of swirl measurement system of cylinder head

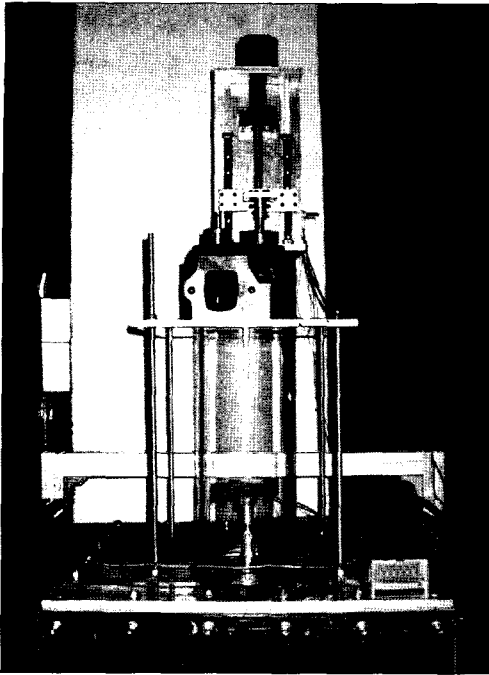


Fig. 2 Photo of cylinder head to position valve lift

자동화하기 위하여 스텝모터와 밸브를 어댑터로 연결하고 PC로 제어하였다. Fig. 2는 스텝모터를 이용한 밸브 이송 장치를 나내내고 있다. 스텝모터와 볼스크류를 결합하여 밸브 이송 장치를 제작하였다. 투명 아크릴 실린더 내에 장착되어 있는 패들은 정적 흡입 조건에서 실린더 선회 강도를 정량적으로 측정할 수 있는 장치로 회전수를 포토 센서로 카운트 하여 읽어낸다.

Fig. 1의 실험장치에는 두개의 차압 센서를 사용하고 있는데 하나는 서지 탱크의 흡입 부압을 일정하게 제어하기 위하여 사용되었고, 다른 하나는 ISA1932(KSA0612)¹⁸⁾ 플로우 노즐의 차압 측정에 사용하였다. 서지 탱크의 흡입 부압을 일정하게 유지하기 위해 흡입 라인에 있는 바이패스밸브의 개폐를 제어하였다. 즉, 서지 탱크 압력을 측정하여 이 압력을 목표 제어압력 값과 비교하면서 일정하게 유지되도록 PID 제어를 하였다. Fig. 3은 서지탱크 압력 제어를 위한 바이패스 밸브의 사진을 나타낸 것으로 스텝모터와 바이패스 개폐용 플레이트를 결합하여 사용하였으며 밸브를 수평의 좌우로 회전하면서 개폐 면적의 크기를 제어하여 서지 탱크의 압

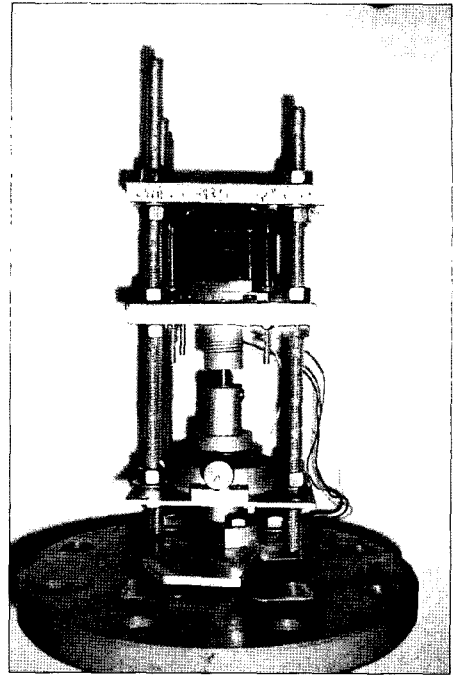


Fig. 3 Photo of by-pass valve to control surge tank suction pressure

력을 일정하게 유지하였다.

실험은 정상 상태에서 일정량의 공기를 흡입하는 흡입 펌프를 가동한 후 밸브 리프트 위치를 원하는 위치에 이동하도록 제어한 후 서지 탱크의 흡입 부압이 항상 설정된 값을 유지하도록 PID 제어를 한다. 이러한 세팅 조건이 정적인 상태에서 안정되게 유지되면 카운터가 패들의 회전수를 측정하고, 플로우 노즐의 상하류 압력차를 읽어 들어서 유량을 계측한다. 전술한 실험과정을 밸브리프트 위치를 바꾸어가면서 반복한다. 서지 탱크의 압력을 일정하게 유지하는 조건에서 스웰값을 측정하는 전통적인 방식과 또 다른 방법으로 바이패스 밸브를 닫은 조건 즉, 서지 탱크의 압력을 피드백 제어하지 않은 조건에서 밸브리프트 량만을 제어하여 스웰값을 측정하고 평가하였다.

3. 결과 및 검토

3.1 실험 장치 제어 결과 및 검토

본 연구에서는 스텝모터를 사용하여 밸브리프트 량을 제어하였는데 크랭크 각도 1° 간격으로 제어

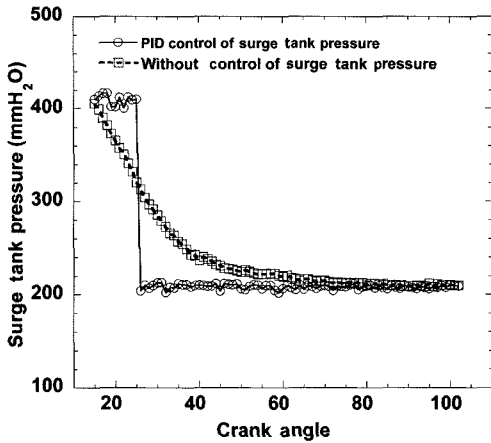


Fig. 4 Surge tank pressure with PID control and without control

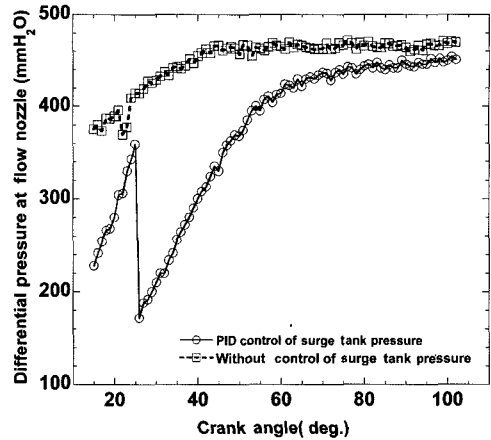


Fig. 5 Differential pressure at flow nozzle with crank angle

하면서 실험하였다. 크랭크 각도 1°에 대응하는 밸브리프트 값을 계산하였으며 이 값만큼 밸브가 이송되도록 제어하였다. 스텝모터와 직결된 볼스크류에 의해 이송할 수 있는 정밀도 0.01mm이다. 총 측정점은 93개며 크랭크 각도로는 93°이다.

Fig. 4는 밸브리프트(크랭크각도) 변화에 따른 서지탱크의 흡입 부압을 측정된 결과로 바이패스 밸브개폐를 PID 제어한 경우와 바이패스밸브를 닫은 경우를 비교하여 나타내었다. PID 제어를 한 경우에는 크랭크각도 25°까지는 400 mmH₂O로, 그 이후로는 200mmH₂O로 일정한 압력이 되도록 하였다. 바이패스밸브를 닫고 서지 탱크의 압력을 측정된 결과는 예상한 대로 밸브 리프트량이 증가함에 따라 서서히 감소하는 경향을 보이다가 일정한 압력에 수렴하고 있다.

Fig. 4에 나타낸 바와 같이 서지 탱크의 압력을 PID 제어한 경우와 바이패스밸브를 닫은 경우 각각의 조건에서 ISA1932 플로우 노즐의 상류 하류 간의 압력차이 측정 결과를 Fig. 5에 나타내었다. PID 압력제어를 한 조건에서는 크랭크 각도 25°에서 급격한 변화가 있음을 알 수 있으며 이것은 전술한 바와 같이 PID 압력제어 목표값이 크랭크 각도 25°에서 변하기 때문이다. 서지탱크압을 제어하지 않은 경우에는 크랭크 각도가 증가함에 따라 서서히 차압이 증가하다가 일정한 차압을 나타내고 있다.

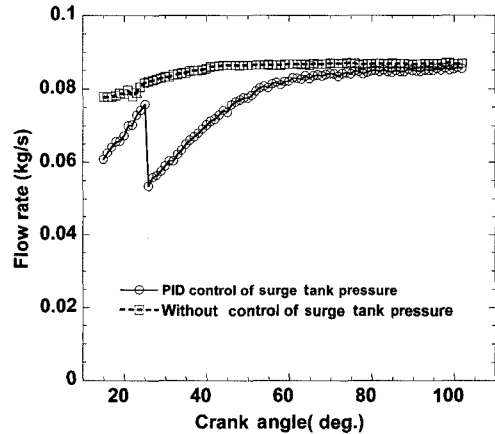


Fig. 6 Mass flow rate at flow nozzle with crank angle

Fig. 6은 서지 탱크 압력 제어 조건에 따른 질량 유량을 나타낸 것으로 Fig. 5의 플로우 노즐 상하류 압력차와 일관된 경향을 나타내고 있다. 흡입공기질량은 한국 공업 규격 조임 기구에 의한 유량 측정 방법 KSA 0612에 의거 계산하였으며 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$G_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho_1} \quad (1)$$

$$C = 0.99 - 0.2262\beta^{4.1} - (0.00175\beta^2 - 0.033\beta^{4.15}) \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{1.15}$$

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{\kappa \tau^{\frac{2}{\kappa}}}{\kappa - 1} \right) \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \tau^{\frac{2}{\kappa}}} \right) \left(\frac{1 - \tau^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \tau} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

여기서,

C : 유출계수

β : 노즐 직경비 d/D

ε : 기체 팽창 보정 계수

κ : 비열비

ρ : 플로우 노즐 상류쪽 밀도

τ : 노즐 하류/상류 압력비 P_2/P_1

3.2 실린더헤드 스윙값 계산 및 검토

엔진 실린더로 흡입되는 유동의 회전 강도를 엔진 실제운전 조건에서 측정하는 것은 매우 어려운 문제이기 때문에 대부분의 자동차메이커에서는 정적 유동 조건(stationary flow condition)에서 엔진 실린더 헤드 흡기포트의 스윙 생성 능력을 평가하여 대략적으로 실차 조건에서의 흡기 유동의 선회 강도를 추정하고 있다. 본 연구에서 사용한 실험 장치도 정적 유동 조건에서 계측하였으며 계측된 데이터로부터 스윙값을 계산하였다. 실린더로 충전되는 공기를 강체선회유동으로 보고 특정 밸브리프트 위치에서 실린더 내에 설치된 패들의 회전속도와 엔진속도의 비로 정의하였다. 이 때, 엔진속도의 계산은 패들의 회전속도를 측정하는 동일한 조건에서 흡입공기량을 측정하고 이에 해당하는 흡입 공기량을 엔진 회전으로 충전할 수 있는 등가 엔진 속도를 계산하면 된다. 이러한 정의에 따라 스윙값을 식 (2)로 나타낼 수 있으며 그 값이 5를 넘지 않는다.¹⁹⁾

$$\frac{N_D}{N} = \frac{N_D}{G_m} \cdot \frac{\rho \cdot A_k \cdot S}{30} \quad (2)$$

여기서,

N_D : 패들 회전수

N : 흡입 공기량으로부터 계산된 엔진 회전수

G_m : 흡입공기질량

A_k : 피스톤 면적

S : 행정 거리

식 (2)에서 정의한 스윙값은 특정 크랭크 각도 위

치에서의 스윙값을 나타낸 것으로 이것을 전체 흡입행정 과정에서 엔진 실린더 내로 흡입되는 유동에 적용하기 위해서 평균 스윙값을 정의할 필요가 있다. 평균 스윙값 계산은 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.¹⁹⁾ 하나의 밸브리프트 위치에서의 정적 스윙비에 해당 크랭크 각도 위치에서의 피스톤 속도비의 제곱을 가중함으로써 정적인 스윙 측정값에 실제 엔진 운동 조건을 고려한 스윙값을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{N_D}{N} \right)_m = \frac{1}{\pi} \int_{\alpha=0}^{\alpha=\pi} \frac{N_D}{N} \left(\frac{V}{V_m} \right)^2 d\alpha \quad (3)$$

$$\frac{V}{V_m} = \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \cdot \sin \alpha$$

여기서,

V : 피스톤 속도

V_m : 피스톤 평균속도

a : 크랭크 각도

λ : 엔진행정거리/커넥팅로드길이

Fig. 7은 크랭크 각도에 따른 실린더 내의 패들 회전수를 나타낸 것이다. 크랭크 각도가 증가함에 따라 즉, 밸브 열림량이 커짐에 따라 흡입 공기 질량이 증가하여 패들회전수가 증가하는 경향을 보이고 있다. 서지탱크의 압력을 제어하지 않은 경우가 흡입 공기량이 더 많아서 PID 제어한 경우에 비해 패들 회전속도가 더 크게 측정되었다.

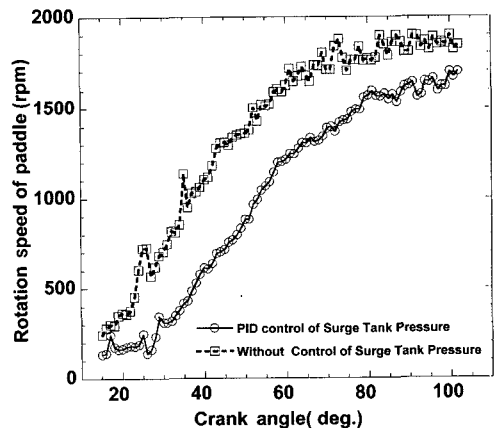


Fig. 7 Rotation speed characteristics of paddle as crank angle increases

식 (2)의 정의에 따라 측정된 패들회전수와 흡입 공기질량을 이용하여 각 벨브 리프트(크랭크 각도) 위치에서의 스윙값 계산 결과를 Fig. 8에 나타내었다. 스윙비가 크랭크 각도 80° 이상부터 점차 감소하는 경향을 나타내었는데 80° 이상에서부터 Fig. 9에 나타낸 것과 같이 피스톤 속도비가 감소하기 때문이다.

식 (3)에 나타낸 평균 스윙값을 계산하기 위해서 이산합을 구하였으며 Simson's Rule²⁰⁾을 사용하였다. 일반적으로 스윙값 측정 간격은 크랭크 각도로 10도 내외를 사용하고 있으며 본 실험에서는 크랭크 각도 1° 간격으로 스윙값을 측정 후 이들 값을 이용하여 평균 스윙값 계산 간격을 1,2,3,...,15° 간격으로 15개의 경우에 대해 15개의 평균 스윙값을 얻

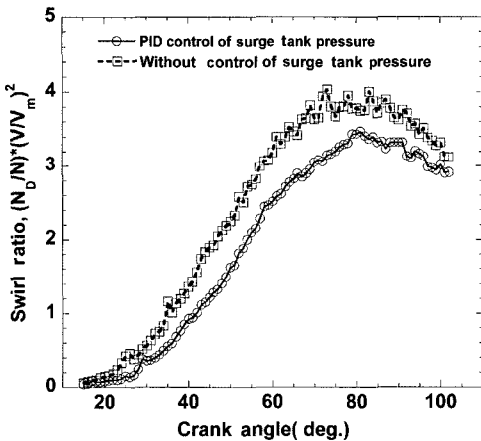


Fig. 8 Swirl ratio variation as crank angle increases

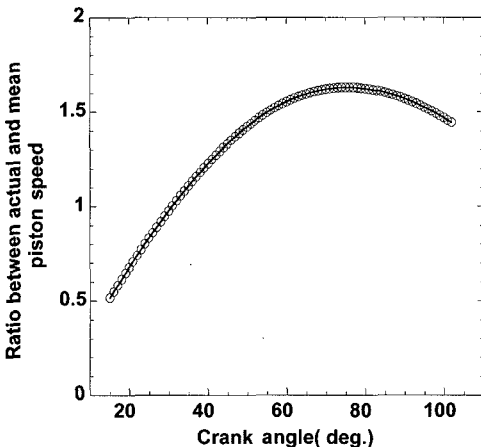


Fig. 9 Swirl ratio variation as crank angle increases

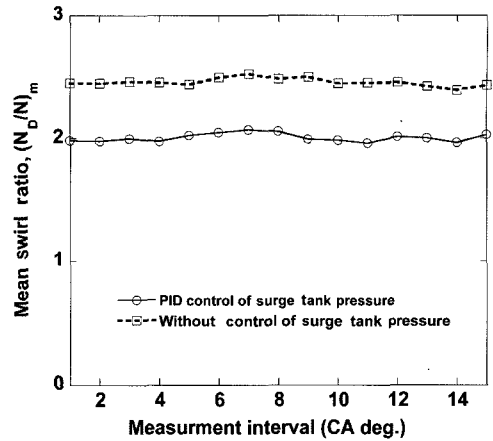


Fig. 10 Mean swirl ratio as measurement interval increases

을 수 있었다. Fig. 10에 측정 간격에 따른 평균 스윙값을 나타내었는데 스윙값의 변동이 서지탱크 압력을 제어한 경우와 제어하지 않은 경우 모두 일정한 스윙값을 나타내고 있다. 이것은 실린더 헤드 스윙값 측정 간격을 조밀하게 하지 않아도 됨을 의미한다. 또한, 주목할 만한 결과는 현재 일반적으로 채택되고 있는 실린더 헤드 스윙값 측정 방법은 서지탱크의 흡입 부압을 일정하게 제어한 조건에서 스윙값을 측정하고 있는데, 본 연구에서 새로이 시도한 서지탱크의 압력을 제어하지 않은 조건 즉, 바이패스밸브를 닫은 조건에서의 평균 스윙값 경향이 PID 제어한 경우와 비교해 스윙값의 상대적인 차이는 있지만 일정한 차이를 보이고 있다. 이것은 서지탱크의 흡입 부압을 제어하지 않아도 실린더 헤드의 평균 스윙 특성을 측정할 수 있음을 의미한다. 서지탱크의 압력 제어하는 과정은 복잡할 뿐만 아니라 현재는 작업자가 일일이 수작업을 통하여 하기 때문에 측정 시간이 많이 소요되고 있다.

4. 결론

기존의 수동 측정으로 이루어지고 있는 스윙 강도 측정을 자동화하기 위해 스텝모터를 사용하여 벨브리프트 이송장치를 고안하였고, 또 하나의 스텝모터를 사용하여 서지탱크의 흡입 부압을 일정하게 자동제어 하는 스윙 측정 자동화시스템을 설계 및 제작하였다. 스윙 측정 장치의 무인 자동계측 및 제어를 컴퓨터기반으로 구현하는 연구를 수행하였

으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 밸브리프트 이송과 서지탱크의 흡입 부압제어의 무인 자동화를 구현하여 측정 시간 단축, 무인자동화에 의한 측정으로 인위적 요인을 배제하여 정밀도 향상을 이루었다.
- 2) 서지탱크 바이패스 밸브를 닫고 밸브리프트 량만을 제어하면서 측정한 평균 스윙값과 서지탱크의 흡입 부압을 일정하게 유지한 조건에서 측정한 스윙값을 비교한 결과 측정 크랭크 각도 간격 변화에 대하여 항상 일정한 차이값을 나타내었으며 새로운 측정 방법이 측정 시간단축과 난이도 측면에서 유리하다고 판단된다.

References

- 1) F. E. Corcione, B. M. Vaglieco, G. E. Corcione, M. Lavorgna and R. Lanzafame, "Study of the Combustion System of a New Small DI Diesel Engine with Advanced Common-rail Injection System," SAE 2003-01-17821, 2003.
- 2) D. D. Wickman, K. V. Tanin, P. K. Senecal, R. D. Reitz, K. Gebert, R. L. Barkhimer and N. J. Beck, "Methods and Results from the Development of a 2600 Bar Diesel Fuel Injection System," SAE 2000-01-0947, 2000.
- 3) C. W. Park, S. H. Kook and C. S. Bae, "Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped with Common-rail Injection System," SAE 2004-01-0029, 2004.
- 4) D. W. Gill and P. L. Herzog, "Fuel Injection Technology for Low Emissions HSDI Diesel Engines," SAE 962369, 1996.
- 5) M. Besson, N. Hilaire, H. Lahjaily and P. Gastaldi, "Diesel Combustion Study at Full Load Using CFD and Design of Experiments," SAE 2003-01-1858, 2004.
- 6) M. Schmid, A. Leipertz and C. Fettes, "Influence of Nozzle Hole Geometry, Rail Pressure and Pre-injection on Injection, Vaporization and Combustion in a Single-cylinder Transparent Passenger Car Common-rail Engine," SAE 2002-01-2665, 2003.
- 7) W. Deslandes, A. Dupont, X. Baby, G. Charnay and J. Boree, "PIV Measurements of Internal Aerodynamic of Diesel Combustion Chamber," SAE 2003-01-3083, 2003.
- 8) D. D. Corgard and R. D. Reitz, "Effects of Alternative Fuels and Intake Port Geometry on HSDI Diesel Engine Performance and Emissions," SAE 2001-01-0647, 2001.
- 9) H. Ogawa, Y. Matsui, S. Kimura and J. Kawashima, "Three-dimensional Computation of the Effects of the Swirl Ratio in Direct-injection Diesel Engines on NOx and Soot Emissions," SAE 961125, 1996.
- 10) H. Bensler, L. Kapitza, J. Raposo and U. Reisch, "A New Experimental Method for Determining Port Generated Swirl Flow," SAE 2002-01-2846, 2002.
- 11) C.-H. Lee, "Dispersion Characteristics of Sprays under the Condition of Solid Body Rotating Swirl," Transactions of KSAE, Vol.9, No.6, pp.16-23, 2001.
- 12) F. Pischinger, "Development Work on a Combustion System for Vehicle Diesel Engines," FISITA Congress, 1962.
- 13) G. Tippelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports," SAE 770404, 1977.
- 14) M. L. Monaghan and H. F. Pettifer, "Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions," SAE 810255, 1981.
- 15) C. Vafidis, "Influence on Air Flow in a Four-Stroke Model Engine," Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.198C, No.8, pp.71-97, 1984.
- 16) C. Arcoumanis, A. F. Bicen and J. H. Whitelaw, "Squish and Swirl -Squish Interaction in Motored Model Engines," Journal of Fluids Engineering, Vol.105, pp.105-112, 1983.
- 17) J. M. Desantes, J. V. Benajes and M. Lapuerta, "Intake Port Pipes Evaluation: Comparison between Paddle Wheel and Hot-Wire Anemometry Method," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.203A, pp.105-111, 1989.
- 18) Korea Standard A0612, "Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice, Nozzle and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-section Con-

- duits Running Full," 1997.
- 19) A. Kowalewicz, Combustion Systems of High Speed Piston I.C. Engines, pp.240-243, Elsevier Science Publishers, 1984.
- 20) S. Kuo, Computer Applications of Numerical Methods, Addison-Wesley Publishing Company, 1972.