

포트형상에 따른 정상상태 조건하에서의 희박엔진 연소실내의 유동특성

In-Cylinder Flow Characteristics of a Lean Burn Engine under Steady Conditions for Different Port Shapes

박 상 봉*, 이 은 현*, 유 정 열**, 이 준 식**, 최 해 천***
S. B. Park, E. H. Lee, J. Y. Yoo, J. S. Lee, H. Choi

ABSTRACT

An experimental study has been conducted for the three-dimensional in-cylinder swirl flow under steady conditions. Velocity fields are measured by using an LDV at various valve lifts. Effects of geometry of inlet ports on swirl flows are investigated for standard and helical ports. Swirl distributions evaluated from velocity measurements are compared with those obtained from an impulse torque swirl meter. Results show that the helical port generates more intensive swirl than the standard one but it causes reduction in air flow coefficient. At the lower valve lift, no significant difference is observed in non-dimensional swirl values between two ports because of limited pre-swirl effect, while it becomes significant as the valve lift increases.

주요기술용어 : Lean Burn Engine(희박 연소 엔진), Swirl Flow(선회류), LDV(레이저 도플러 속도 계), Standard Port(표준 포트), Helical Port(나선형 포트)

1. 서 론

고성능 자동차 엔진의 개발을 위한 노력은 끊임없이 계속되고 있으며 특히 최근에 들어서, 환경오염의 주요 원인으로 인식되고 있는 자동차

배기가스에 대한 규제가 강화되고 있는 추세에 따라, 대체에너지를 이용한 저공해차 및 무공해차 등과 같은 차세대 자동차의 개발을 위한 연구노력이 강조되고 있다. 이와 병행하여 기존의 엔진모델에 대한 최적설계를 통해 에너지의 이용효율을 극대화하고 환경 오염물질의 배출을 저감시킬 수 있는 엔진개발 노력도 또한 중요하다. 이러한 연구노력 중에서 연비의 상승과 배기가

* 서울대학교 대학원
** 정회원, 서울대학교 기계항공공학부
*** 서울대학교 기계항공공학부

스의 저감을 동시에 달성할 수 있는 회박연소 방식을 이용한 가솔린기관의 개발에 관심이 집중되고 있다. 회박 연소 엔진은 상기의 장점이 있는 반면에 연소속도의 저하와 초기점화의 불안정성과 같은 문제점이 상존하기 때문에 이러한 문제점의 해결이 선결과제이다. 회박공연비로 인한 연소속도의 저하 문제는 점화시기 부근에서 연소실 내에 강한 난류강도를 갖는 유동을 발생시킴으로써 해결할 수 있다. 회박 연소 엔진의 초기점화의 불안정성은 점화 플러그 주위의 혼합기를 평균 공연비보다 농후한 상태로 만들고 이외의 지역에서는 평균 공연비보다 더 희박한 상태가 되도록 하는 연료의 성층화를 통하여 극복할 수 있다. 이와같은 회박 연소방식의 문제점을 해결하기 위해서는 흡입 및 압축과정에서 실린더 내의 유동구조를 파악하는 것이 중요하다.

엔진 연소실 내부유동은 복잡한 3차원 유동이며, 비정상적인 난류특성을 갖고 있다. 실제로 운전되는 엔진에서 압축행정 말기의 연소실 내부는 고온, 고압 상태이고, 연소에 이르는 일련의 과정들이 순간적으로 발생하기 때문에 실험적 연구가 극히 어렵다. 그러나 최근에 들어서 LDV, PIV, PTV와 같은 방법들을 적용하여 연소실 내의 유동 구조를 규명하고 있다.¹⁻⁵⁾

본 연구에서는 피스톤이 없는 정상상태에서 1-채널 LDV를 사용하여 흡기포트, 흡기밸브 및 실린더에 의해서 생성된 3차원 속도를 측정하였

다. 측정된 속도 분포를 이용하여 얻어진 스월값을 흡기포트의 스월측정에 주로 사용되는 임펄스 토크 스월 미터(impulse torque swirl meter)로 측정된 값들과 정량적으로 비교하였다. 또한 선회류를 많이 발생시키는 흡기포트인 나선형 포트를 사용하여 밸브 양정에 따른 실린더내의 유동 실험을 수행하였다.

2. 실험 장치 및 방법

정상상태에서 실린더내의 유속을 측정하기 위한 LDV 실험장치의 구성도를 Fig.1에 나타내었다. 구성도는 크게 시험부(test section), LDV 시스템, 주변장치로 이루어져 있다. 시험부는 360도 눈금이 표시된 회전판 위에 NC 기계를 사용하여 수지로 가공한 실린더 헤드를 설치하였고, 실린더 라이너는 레이저가 접근할 수 있도록 직경이 75.6mm인 파이렉스(pyrex glass)로 제작하였다. LDV 시스템은 1차원 300mW의 아르곤-이온 레이저와 광섬유전송 트랜스미터, 3차원 이송장치 그리고 신호처리기인 BSA(Burst Spectrum Analyzer)로 구성되었다. 주변장치로는 송풍기, 서지탱크, 충류형 유량계, 디지털 마노미터, 486PC, 입자공급장치(particle seeder)가 있으며 공급입자(particle seeding)는 직경이 0.22 μ m인 이산화티타늄(TiO₂)과 알콜을 섞어서 사용하였다.

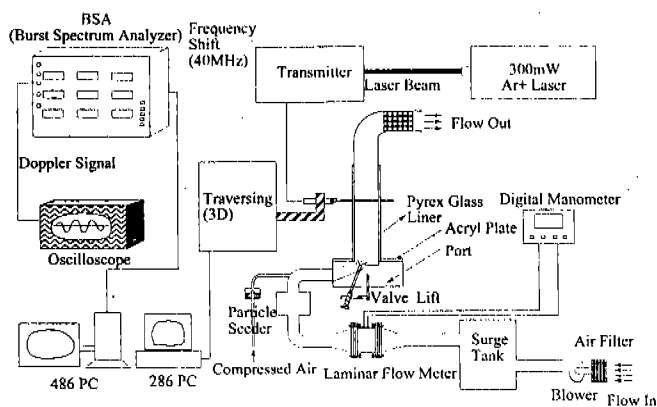


Fig.1 Schematic diagram of experimental setup

LDV로 측정된 속도의 신뢰성을 확인하기 위해서, 자석이 붙은 팬(fan)을 회전시키고 동시에 오실로스코프에 연결된 근접센서로 속도를 측정한다. 다음 LDV로 측정된 속도와 비교하였다. 또한, 수렴성을 확인한 결과 3,000~5,000개의 샘플수에서 수렴된 결과가 나타났다. 본 실험은 정상 유동 실험이므로 10,000개의 샘플수로써 실험을 진행하였다. 실린더 라이너로 쓰인 내열유리의 두께가 2mm이므로 굴절률은 실험에 영향을 거의 주지 않으며 각 부분에서 굴절률 테스트를 실시하여 이를 확인하였다.

정상 상태에서 임펄스 토크 스윙 미터를 실린더 라이너 상부(실린더 헤드면에서부터 132mm)에 장착하여 밸브 양정에 따른 토크를 측정하였으며 이 값을 이용하여 무차원 스윙(non-dimensional swirl)을 계산하였다. 또한, 밸브 양정에 따른 흡기계의 압력손실과 유량을 측정하여 유량계수를 구하였다. 한편 수치해석 결과와 비교하기 위해서 해석조건과 동일한 조건[흡기포트: 표준사양; 흡기밸브 양정: (1.5mm, 3.5mm, 7.2mm); 실린더 헤드면에서의 축방향거리(z): (30mm, 100mm, 170mm)]에서 3차원의 평균속도와 난류강도를 측정하였다. Fig.2에 축방향의 좌표를 나타내었다. 포트형상 변화에 따른 유동변화를 살펴보기 위해서 예비스윙(pre-swirl)을 줄 수 있는 나선형 포트를 제작하여 대표적인 밸브 양정(3.5mm, 7.2mm)과 단면(z=30mm, z=132mm)을 선택하여 LDV로 평균속도와 난류강도를 측정하였다. 이때, 표준사양 포트와 나선형 포트의

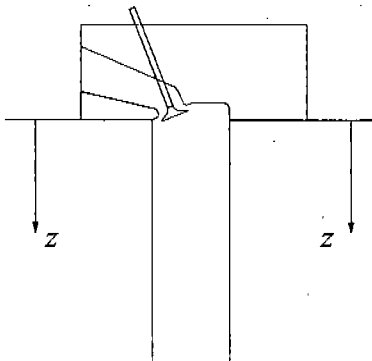


Fig.2 Coordinate system

스윙비(swirl ratio)는 각각 3.2, 5.5이다.

한 단면에서 실린더 중심을 기준으로 하여 5mm 간격의 측정점에서 측정한다. 다음, 미소면적으로 분할하고 한 단면에 대한 수치적분을 수행하여 유동의 각운동량 유속을 구하였으며, 이 값을 임펄스 토크 스윙 미터에서 측정된 토크 값과 비교하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유량계수 및 무차원 스윙

유량계로 측정된 유량과 실린더 라이너 상의 한 단면을 잘랐을 때 그 면적을 통과한 유량속도 측정값으로부터 수치적분으로 계산하여 비교하였다. 실린더 헤드면에 가까운 단면일수록 유동의 요동이 심해서 유량의 차이가 크고 점점 멀어짐에 따라 유량의 차이(오차: 1~2%)가 근소해진다. 이는 실린더 헤드면 부근에서의 속도 구배가 크기 때문에 보간(interpolation)할 때 생긴 오차로 생각된다.

포트형상에 따른 유량계수의 분포를 살펴보면 (Fig.3), 밸브 양정이 작을 때 나선형 포트가 표준사양 포트보다 유량계수가 크게 나타나고, 밸브 양정이 커짐에 따라 유량계수의 반전현상이 나타난다. 특히, 밸브 양정이 7.2mm인 경우는 나선형 포트가 20%정도 작게 나타난다. 이것은

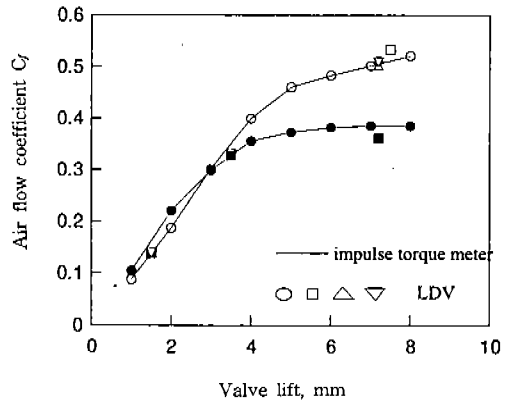


Fig.3 Air flow coefficient distribution with valve lift (solid: helical port, open: standard port)

나선형 포트의 경우 포트내 나선형 유로가 유동의 진행을 가로막는 역할을 하기 때문에 유량은 감소하고 압력손실은 커지게 되어 유량계수가 작아진다.

포트 형상에 관계없이 밸브양정이 증가할수록 임펄스 토크 미터와 LDV로 측정하여 계산한 스윙값은 거의 같게 나타남을 Fig.4에서 알 수 있다. 특히, 표준사양 포트에서 $z=30\text{mm}$ 인 경우

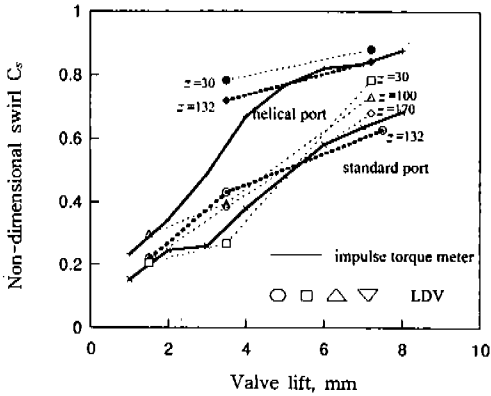


Fig.4 Non-dimensional swirl distribution with valve lift (solid : helical port, open : standard port)

는 밸브 양정이 증가할수록 LDV로 측정된 값이 임펄스 토크 미터로 측정된 값보다 상당히 크게 나타난다. 이것은 유동 형태에서도 알 수 있듯이, 밸브양정이 작은 경우에는 큰 스윙이 거의 대칭으로 두 개 나타남으로 인해 무차원 스윙이 작아지는데 반하여, 밸브양정이 커짐에 따라 작은 스윙을 포함한 균일한 큰 스윙로 바뀌어가기 때문에 무차원 스윙이 크게 나타난다.

포트 상호간 무차원 스윙의 관계를 살펴보면, 밸브 양정이 3.5mm일 때 나선형 포트가 표준사양 포트보다 무차원 스윙이 거의 두배 가까이되고 밸브양정이 증가함에 따라 차이가 근소해진다. 표준사양 포트인 경우의 유동은 흡기 매니폴드를 통해 포트로 들어오면서 한쪽방향으로 편심되어 밸브주위를 통과 후에 뒤섞이기 때문에 작은 스윙을 갖고 있는 반면에, 나선형 포트인 경우는 강한 예비스윙(pre-swirl)이 유도되어 실린더 헤드에 가까운 단면부터 하나의 균일한 스윙구조를 보이기 때문에 무차원 스윙이 크게 나타난다. 그러나 밸브 양정이 커지면 표준사양 포트도 편심에 의한 예비스윙 효과가 증가하게 되어 무차원 스윙값의 차이가 작게 나타난다.

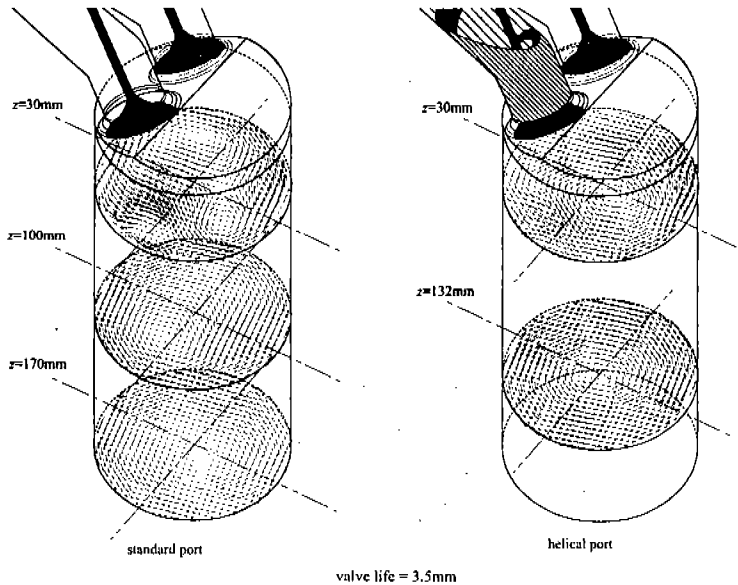


Fig.5 Comparison of in-cylinder flows between the standard and helical ports

3.2 포트 형상변화에 따른 유동구조 비교

밸브 양정이 3.5mm일 때 속도 분포를 측정하여 표준사양 포트와 나선형 포트간의 유동구조를 Fig.5에 나타내었다.

표준사양 포트는 $z=30\text{mm}$ 일 때 실린더 중심과 밸브출구에서 가장 먼 실린더 벽면을 연결했을 때 좌측편이 약간 더 큰 두개의 반시계방향 스월이 양쪽에 존재하고, 밸브출구에서 가장 가까운 실린더 벽면에 작은 시계방향의 스월이 나타난다. 밸브편심과 실린더 헤드면의 경사 때문에 약간의 예비스월을 갖는 유동이 밸브출구를 빠져나오면서 가까운 실린더벽에 강하게 충돌한 일부의 유동이 반시계 방향으로 회전하면서 실린더 중심을 향해 진행한다. 이 유동은 다시 반대편과 왼쪽편에서 밀려오는 유동 때문에 일부는 실린더 헤드면으로부터 멀어지고 일부는 밸브 아래쪽을 향해 나아가면서 역류를 형성한다. 이와 유사한 현상은 여러 논문에서 보고되고 있다.⁷⁾ 이 유동은 실린더 헤드면으로부터 멀어짐($z=100\text{mm}$)에 따라 나선형으로 꼬이면서 진행하여 스월중심이 실린더 중심에서 벗어난 한개의

균일한 스월을 형성하고 더 멀어짐($z=170\text{mm}$)에 따라 스월중심이 실린더 중심과 거의 일치한다.

이러한 유동구조를 명확히 살펴보기 위하여 축방향 속도 등고선과 난류 운동에너지 등고선을 각각 Fig.6과 Fig.7에 나타내었다. 밸브 아랫면을 빠져나온 유동은 가까운 실린더 벽면에 강하게 충돌하여 큰 난류 운동에너지를 생성한 후 실린더 중심과 축방향으로 확산되어 진행한다. 양 옆으로는 작은 난류 운동에너지를 갖는 역류가 형성되고 밸브 윗면을 빠져나온 일부의 유동이 실린더 헤드면과 나란히 진행하다가 실린더 벽면에 부딪힌 후 벽면을 따라 축방향으로 나아가면서 전체적으로 반시계 방향의 스월을 형성하는 선회류의 구조를 보여준다. 나선형 포트인 경우는 강한 예비스월을 주었기 때문에 밸브를 빠져나오면서 바로 한개의 스월을 형성하고 실린더 헤드면으로부터 멀어지면서 실린더 중심과 스월 중심이 일치한다. $z=30\text{mm}$ 에서는 실린더 중심 근처에서 한개의 역류영역이 생성되고 밸브 아랫면에 가까운 실린더 벽면 근처에서는 난류 운동에너지가 크게 나타났다.

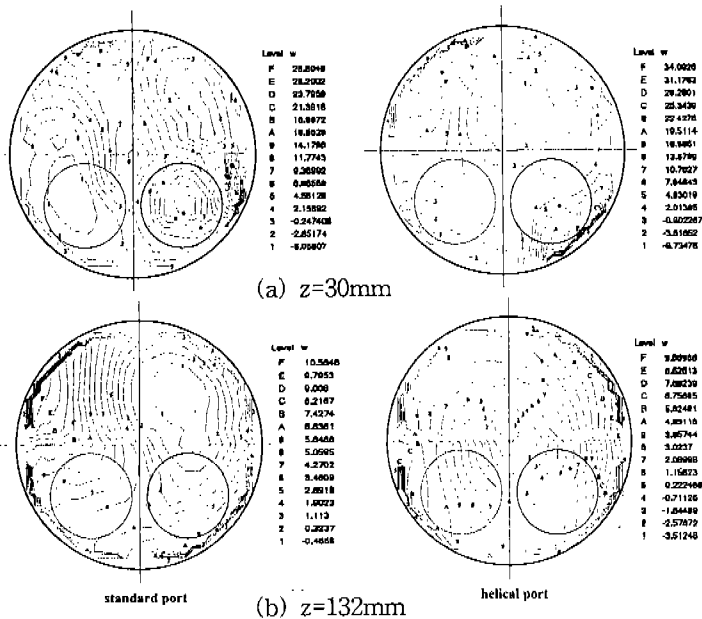


Fig.6 Comparison of axial velocity between the standard and helical ports at 3.5mm valve lift

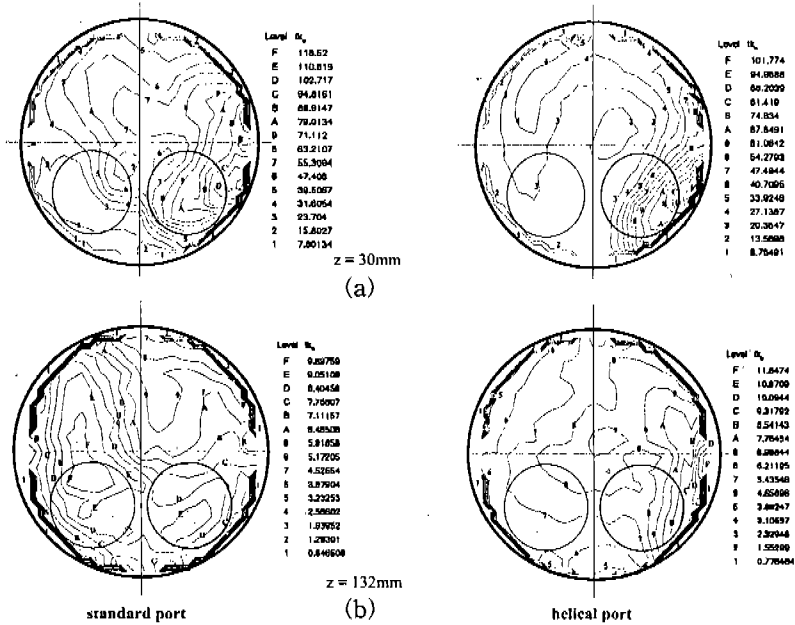


Fig.7 Comparison of the turbulence kinetic energy between the standard and helical ports at 3.5mm valve lift

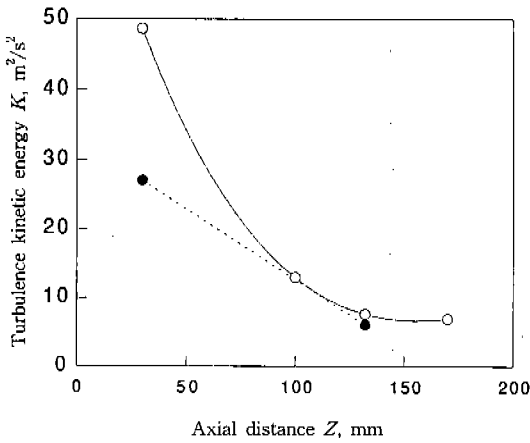


Fig.8 Turbulence kinetic energy distribution along the axial distance(solid : helical port, open : standard port)

이러한 유동양상을 정량적으로 분석하기 위해서 벨브양정이 3.5mm일 때 LDV로 측정된 속도 요동(RMS)값에 의한 난류 운동에너지를 Fig.8에 나타내었다. $z=30\text{mm}$ 에서 표준사양 포트의 난류 운동에너지가 나선형 포트에 비해 2배정도

가 되었고 z 가 증가함에 따라 거의 같게 나타났다. 이러한 현상은 유동이 실린더 벽면에 강하게 충돌하여 전체적으로 큰 난류 에너지를 생성했기 때문이다.

Fig.9는 실린더 헤드로부터의 거리에 따른 접선방향 속도의 분포를 보여준다. 표준사양 포트인 경우는 처음에 유동이 큰 접선방향 속도를 갖고 있다가 z 가 증가함에 따라 실린더 중심에서 약간 벗어난 와류를 형성한다. 그러나 나선형 포트인 경우는 처음부터 실린더 중심에 일치하는 경향을 보이다가 z 가 증가함에 따라 와류를 이룬다.

실린더 헤드로부터 거리가 멀어짐에 따른 실린더 중심과 스월 중심에 대한 무차원 스월값의 분포를 Fig.10에 나타내었다. 표준사양 포트인 경우는 실린더 중심에 대한 무차원 스월값이 스월중심에 대한 무차원 스월값의 55%($z=30\text{mm}$ 일 때)이고 z 가 증가함에 따라 이들의 차이가 근소해진다. 이것은 Fig.5를 살펴보면 알 수 있다. 즉, 실린더 벽에서 강하게 충돌한 유동이 큰 속도를 갖고 실린더 중심쪽으로 진행하므로, 스

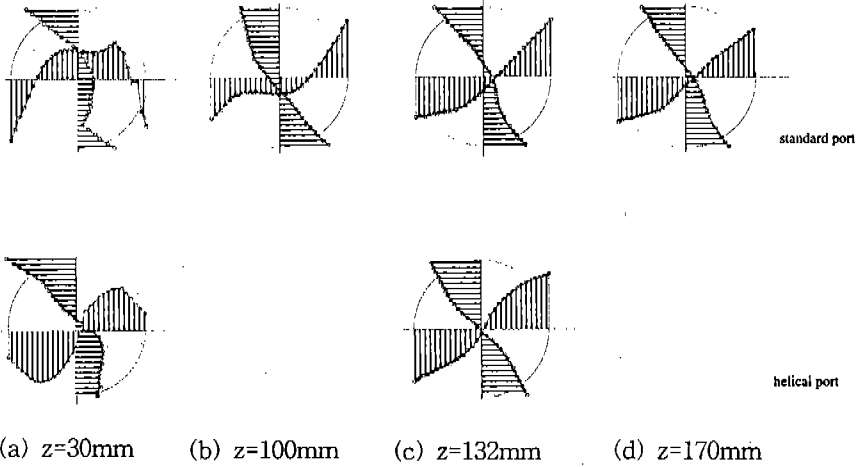


Fig.9 Tangential velocity distribution along the axial distance at 3.5mm valve lift

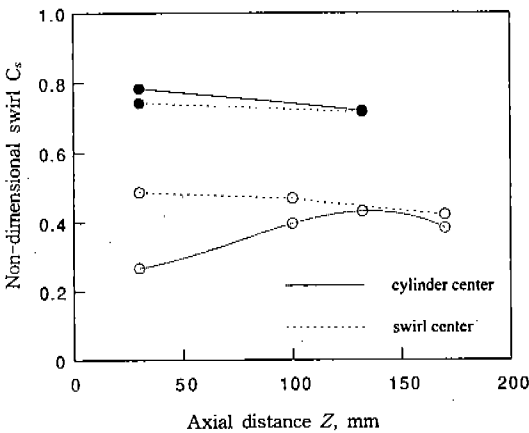


Fig.10 Non-dimensional swirl distribution along the axial distance (solid : helical port, open : standard port)

월 중심에서 계산한 무차원 스윙값이 실린더 중심에서 계산한 무차원 스윙값 보다 크게 나타난다. 그러나, 나선형 포트인 경우는 초기에 실린더 중심과 스윙중심이 일치하지 않기 때문에 스윙값이 약간 다르게 나타나지만 실린더 헤드면으로부터 멀어짐에 따라 거의 같은 값을 갖게 된다.

4. 결 론

회박 연소 엔진의 정상유동 조건에서 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 정상상태의 유동실험을 통하여 나선형 포트가 표준사양 포트에 비해 밸브 양정이 증가함에 따라 흡입과정에서 생성되는 스윙은 커지지만 유량계수가 작아지는 것을 알 수 있었다. 밸브 양정이 작을 때는 포트형상을 바꾸어도 예비스윙 효과가 작아서 무차원 스윙값에는 별로 차이가 없었으나 밸브 양정이 증가함에 따라 포트의 형상이 중요한 변수로 작용하였다. 측정된 삼차원 평균속도 분포와 난류에너지 분포로부터 포트형상에 따른 무차원 스윙값의 차이를 설명할 수 있었다.

후 기

본 연구는 자동차부품연구원이 주관하는 차세대 자동차 기술개발 사업의 연구비로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. C. R. Stone and N. Ladommatos, "The Measurement and Analysis of Swirl in

- Steady Flow”, SAE 921642, 1992.
2. T. Hirotomi, I. Nagayama, S. Kobayashi, M. Yamamasu, “Study of Swirl in a Spark Ignition Engine”, SAE 810496, 1981.
 3. M. J. Tindal, R. S. Cheung, and M. Yianneskis, “Velocity Characteristics of Steady Flow through Engine Inlet Port and Cylinders”, SAE 880383, 1988.
 4. G. Wigley, M. G. Hawkins, “Three Dimensional Velocity Measurements by Laser Anemometry in Diesel Engine Cylinder Under Steady State Inlet Flow Condition”, SAE 780060, 1978.
 5. A. Cogho, G. Brunello, and E. Tassi, “Effects of Intake Ports on the In-Cylinder Air Motion under Steady Flow Conditions”, SAE 880384, 1988.
 6. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1989.
 7. D. A. Willis, W. E. Meyer, and C. Birnie, Jr., “Mapping of Airflow Patterns in Engine with Induction Swirl”, SAE 660093, 1966.