⊙ 研究論文

축대칭 엔진 실린더내의 유동장에 관한 수치적 연구

임 재 문* · 최 재 성**

A Numerical Study on In-cylinder Flow Fields of an Axisymmetric Engine

J. M. Lim* · J. S. Choi**

Key words : In-cylinder Flow(실린더내 유동), Turbulence Intensity(난류강도), Numerical Analysis(수치해석), Modified k-ε Model(수정 k-ε 모델)

Abstract

A numerical prediction was performed to clarify the air motion in the cylinder of an axisymmetric four-stroke reciprocating engine at its intake and compression stage.

A scheme of finite volume method is used for the calculation. Modified k-ε turbulence model is adopted and wall function is applied to the grids near the wall. The predicted mean velocity and rms velocity profiles showed a reasonable agreement with an available experimental data at its intake and compression stage.

The predicted in-cylinder flow fields show that a strong turbulent twin vortex structure is produced during induction, but it commences to decay rapidly around inlet valve closure. The mean velocity continues to fall to a low level during compression, but the turbulence intensity attains an approximate constant level.

서 론

내연기관의 연소실 내부 유동장은 기관의 출력 및 배기가스의 조성에 직접적인 영향을 미치므로, 내부 유동장에 대한 이해는 우수한 운전특성과 배기특성을 지닌 기관의 개발을 위해 필수적이다.

이와 같이 기관의 주요 현상이 가스 유동과 깊이 관련되므로, 이에 대한 연구는 모든 과정을 이해하는데 극히 중요하고, 기관의 최적 설계에 기여할 것이다. 그러나 이러한 가스 유동은 일반적으로 비정상 상태이고 복잡한 난류를 동반하여 매우 복잡하기 때문에 실험적 연구를 통해서 유동특성을 명확하게 규명하기가 쉽지 않다. 따라서 연료와 공기의 혼합, 연소 등에 효율적인 영향을 미칠 수 있는 흡입포트 형상이나 연소실 형상의 설계는 대부분 오랜 시간에 걸쳐 많은 노력을 필요

* 정회원, 국방과학연구소(원고접수일 : 99년 4월)
** 정회원, 한국해양대학교

로 하는 경험이나 시행착오법에 의존해 오고 있다. 그러나 최근 컴퓨터 하드웨어가 급속히 발달하고 효율적인 모델링 기법이 개발되면서, 다차원 수치 해석은 많은 기억 용량과 계산 시간을 요하는 단점에도 불구하고, 커다란 잠재력을 가지고 내연기관 실린더내 가스유동 해석에 적용되어 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 내연기관의 실린더내 유동해석에 적절한 해석도구를 제시한다는 관점에서, 실린더내의 흡입, 압축 과정에 대한 유동을 수치적으로 해석하고, 2차원 축대칭 모델엔진에 대한 실험 결과와 비교하여 수치해석의 타당성을 검증한 후, 크랭크각 변화에 따른 속도장, 난류 강도의 변화를 예측하였다. 또한 선회류와 밸브 시트각이 내부 유동장에 미치는 영향에 관하여도 검토하였다.

2. 수학적 모델

일반적으로 실린더내 유동을 해석하는 데에는 질량, 운동량, 에너지 보존방정식과 난류 에너지 및 난류 소산율 전달방정식과 밀도, 압력, 온도 값과 관련된 가스 상태방정식이 기초가 되고 있다. 본 연구에서는 실린더내 프로세스를 통계적 평균에 의해 적절히 표현할 수 있다는 가정하에 이러한 방정식들을 앙상블 평균형(ensemble averaged form)으로 푼다.

또한 움직이는 경계(피스톤)를 갖는 영역에서 계산이 이루어져야 하므로, 피스톤의 움직임에 따라 수축, 팽창하는 좌표계를 취한다.

이들 지배방정식과 좌표변환에 관하여는 전보[1]에서 기술하였다.

3. 계산 조건

3.1 대상 엔진

수치 해석적 연구에서는 적용하고 있는 수치해석 방법이나 모델들의 정확성 및 타당성이 입증되어야 계산 결과를 신뢰할 수 있다.

본 연구에서 적용한 수치해석의 타당성 검증을 위해, 많은 연구자들이 인용해 온 Ahmadi-Befrui et al.의 실험[2]을 인용하여 수치 계산 결과와 실험 결과를 비교하였다.

Table 1 Geometric details of model engine[2]

Bore	75mm
Stroke	94mm
Compression ratio	3.5
Connecting rod length	363.5mm
Intake valve	
Diameter(D)	34.0mm
Maximum lift(L)	7.3mm
Dimensionless lift(L/D)	0.21
Seat angle	60°
Opening time	6° BTDC
Closing time	44° ABDC

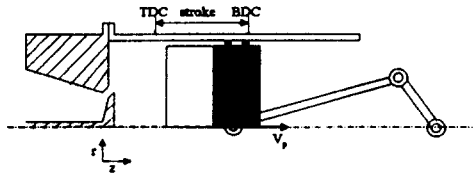


Fig.1 Diagram of model engine[2]

이 실험에 사용된 모델엔진의 제원은 Table 1과 같고, 개략도는 Fig. 1과 같다.

모델엔진은 투명 실린더내에서 피스톤이 구동모터 및 커넥팅로드에 의해 왕복 운동하는 구조이다. 구동모터는 200rpm으로 정속 회전하며 오차범위는 0.5%이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 실린더 헤드 중심에 밸브가 위치한다. 밸브 양정은 참고문헌 [2]에 제시된 값을 적용하였다.

실험에서는 크랭크각 ATDC 36°, 90°, 270°일 때 실린더내 여러 곳의 축방향 평균속도(axial mean velocity)와 난류속도(root mean square velocity)를 측정하였다.

3.2 격자 구조

계산에 사용한 격자계는 Fig. 2와 같다. 실린더내 유동 계산시, 격자수의 증가에 따라 변화되지 않는 수렴된 해를 얻기 위해 강신형 등[3]의 연구에서 권고한 최소값인 40×40 보다 조밀한 60×60 격자로 계산하였고, 시간 증분은 크랭크 각 1°씩으로 하였다. 유동이 복잡하게 형성되는 곳의 유동을 좀더 정확히 파악하기 위하여, 실린더 내를 몇 개

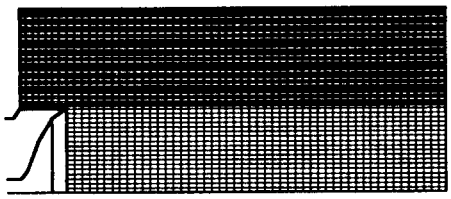


Fig. 2 Grid structure

의 영역으로 나누어 격자 간격을 다르게 설정하였다. 격자계의 r좌표는 실린더 중앙과 밸브 사이를 일정 간격으로 설정하고, 유동이 더욱 복잡하게 형성될 것으로 예상되는 밸브와 실린더벽 사이를 더욱 조밀한 간격으로 설정하였다.

z좌표는 피스톤과 밸브의 움직임에 따라 축방향으로 수축 또는 팽창하도록 설정하였으며, 유동이 더욱 복잡하게 형성될 것으로 예상되는 밸브와 실린더 헤드 사이를 더욱 조밀하게 설정하였다

3. 3 난류 모델

엔진실린더와 같이 복잡한 기하학적 형상에서 생성되는 유동의 수치계산에는, 난류 운동에너지와 에너지 소산율의 전달 방정식을 포함하는 $k-\varepsilon$ 모델이 많이 사용되며 유용한 결과를 제공한다.

그러나 등방성의 가정하에 비압축성 유동문제의 해석을 위해 개발된 $k-\varepsilon$모델은 압축 행정시 길이 스케일이 증가하는 물리적으로 타당치 못한 결과를 초래하는 단점을 갖고 있다.[4] 이러한 문제 해결을 위하여 압축 및 팽창과정에 수반되는 밀도변화를 고려한 수정된 $k-\varepsilon$ 모델의 이용이 일반적인 경향이며[5], 본 논문에서도 수정된 $k-\varepsilon$모델[6]을 사용하였다.

본 논문에 적용한 난류 운동에너지k 및 소산율ε에 대한 수송 방정식을 직교 텐서(cartesian tensor) 형식으로 나타내면 다음과 같다.

• 난류 운동에너지

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_T}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+2\mu_T s_{ij}s_{ij} - \frac{2}{3}(\mu_T s_{ii}^2+\rho k s_{ii})-\rho\varepsilon$$

• 소산율

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu_T}{\sigma_k}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+\frac{\varepsilon}{k}C_1[2\mu_T s_{ij}s_{ij} - \frac{2}{3}(\mu_T s_{ii}^2+\rho k s_{ii})]-\frac{C_2\rho\varepsilon^2}{k}-\rho\varepsilon s_{ii}$$

여기서 μ_T는 난류 점성(turbulence viscosity), σ_k는 난류 플랜틀 수, s_{ij}는 변형율(strain rate), s_{ii}는 속도 divergence이다.

3. 4 경계 조건

흡기 경계조건은 밸브 오리피스 면에서 정하였다. 여기서 유입유량은 전보[1]에 기술한 바와 같이 일반 오리피스 관계식을 적용하였으며 밸브 양정에 따라 유량계수(discharge coefficient)가 변화하는 것으로 하고[7], 포트 압력은 미리 대기압으로 설정하여 계산하였다.

모델 엔진이라고 하더라도 밸브 출구면에서 유동 변수를 정확히 계측하기는 어려우므로 다음과 같은 가정을 하였다.

1) 작동유체는 플러그 형태의 분포를 이루며, 밸브 시트각(60°)으로 들어간다.

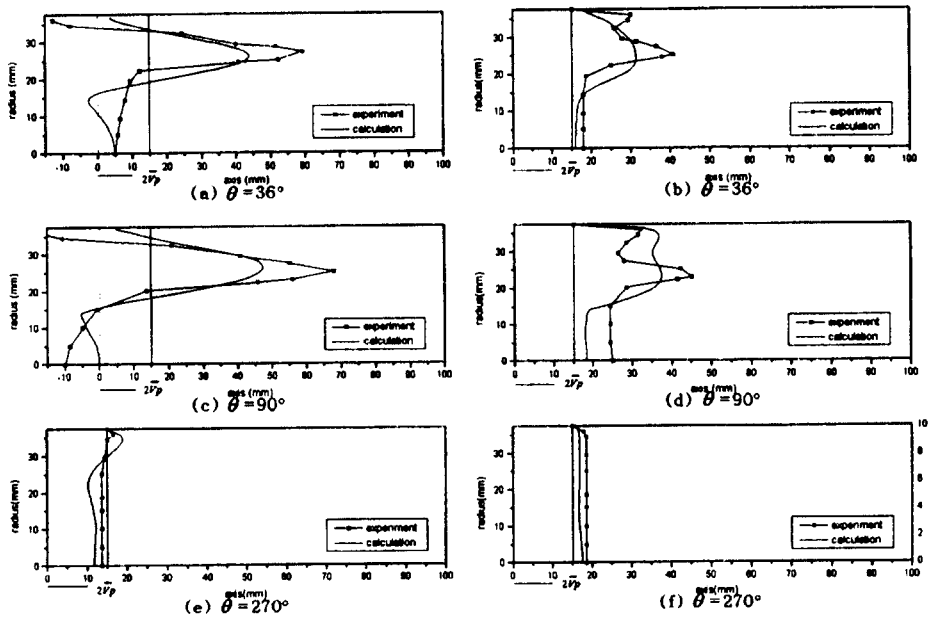
2) 유입 속도 V_{in}은 유입유량의 계산으로부터 결정하며, 흡입 난류에너지 k_{in}과 흡입 소산율 ε_{in}은 각각 $0.01\,V_{in}^2$ 및 $3.65\frac{k_{in}^{\frac{3}{2}}}{l}$으로 추정한다.[2] 여기서 l은 순간 밸브 양정이다.

벽에서의 속도에 대한 경계 조건으로 난류 벽법칙을 사용한다. 사용한 벽법칙에 대하여는 전보[1]에서 기술하였다.

4. 결과 및 고찰

4. 1 실험 결과와의 비교

Fig.3(a)~(f)에 축방향 평균속도와 난류속도의 단면 분포를 나타내었다. 모든 속도는 피스톤 평균속도 $\bar{V}_p=0.6267$ ms^{-1}로 무차원화 하였다. Ahmadi-Befrui et al.[2]의 실험에서 측정된 축방향 평균속도 및 난류속도와의 비교를 위하여, 실험에서와



(A) mean velocity (B) rms velocity

Fig. 3 Axial mean velocity and rms velocity profiles

같은 조건인 실린더 헤드로부터 15mm 떨어진 단면에서의 속도를 계산한 후, 계산값을 실험값과 함께 나타내어 계산의 타당성을 고찰하였다.

Fig.3(c)는 크랭크각 90° 에서의 축방향 평균속도이다. 밸브에서 유입되는 상당히 높은 속도의 흡입유동에 의하여 중심축에서 26mm 정도 벽 쪽으로 이동한 위치에서 최대치를 보이고 있다. 계산 최대치가 실험 최대치보다 적게 나타나고 있는데, 이는 흡입 유동의 난류에너지가 과소 평가 되었기 때문인 것으로 생각된다. 계산치는 유동형태를 정성적으로 잘 예측하고 있으며, 중심축 부근과 최대치를 나타내는 영역, 실린디 벽 근처를 제외한 영역에서 실험치에 거의 근접하는 결과를 보이고 있다.

Fig.3(d)는 크랭크각 90° 에서의 축방향 난류속도이다. 여기서 난류속도는 피스톤 평균속도로 무차원화함으로써 난류강도와 같다. 흡입포트에서 높은 난류에너지의 유입과 속도구배에 의한 난류에너지의 생성으로 인하여, 중심축에서 20mm 정도 벽쪽으로 이동한 위치에서 최대치를 나타내고 있다. 난류속도 역시 실험치와 전반적으로 일치하고 있다.

압축과정인 크랭크각 270° 에서의 축방향 평균속도와 난류속도의 단면 분포를 Fig.3 (e)와 (f)에 나타내었다. 거의 모든 영역에서 실험치에 근접하는 좋은 결과를 보이고 있다. 이러한 난류속도는 연소를 동반하는 유동에서 화염 전파 과정을 지배하는 중요 인자이므로, 이에 대한 정확한 예측, 특히 TDC에 가까운 크랭크 각에서의 정확한 예측은 실린더내의 난류유동 해석에서 매우 중요하며 많은 가능성을 제시하고 있다.

4. 2 속도장 및 난류강도

실린더내 유동 특성을 나타내기 위해, Fig. 4(a)~(l)에 일정한 크랭크 각에서의 속도장과 난류강도 분포를 나타내었다. 난류강도는 $\sqrt{2k/3}/V_p$로 정의된다.

Fig.4(a)는 크랭크각 36° 의 흡입 초기과정으로, 작동유체가 제트 형태로 유입되어 밸브 안쪽 및 바깥쪽에서 분리되면서 두개의 와류가 형성되는 것을 관찰할 수 있다. 시계방향으로 선회하는 큰 와류가 실린더 중앙부에 형성되고, 반시계 방향으로 선회하는 작은 와류가 실린더 헤드와 벽 사이에 형

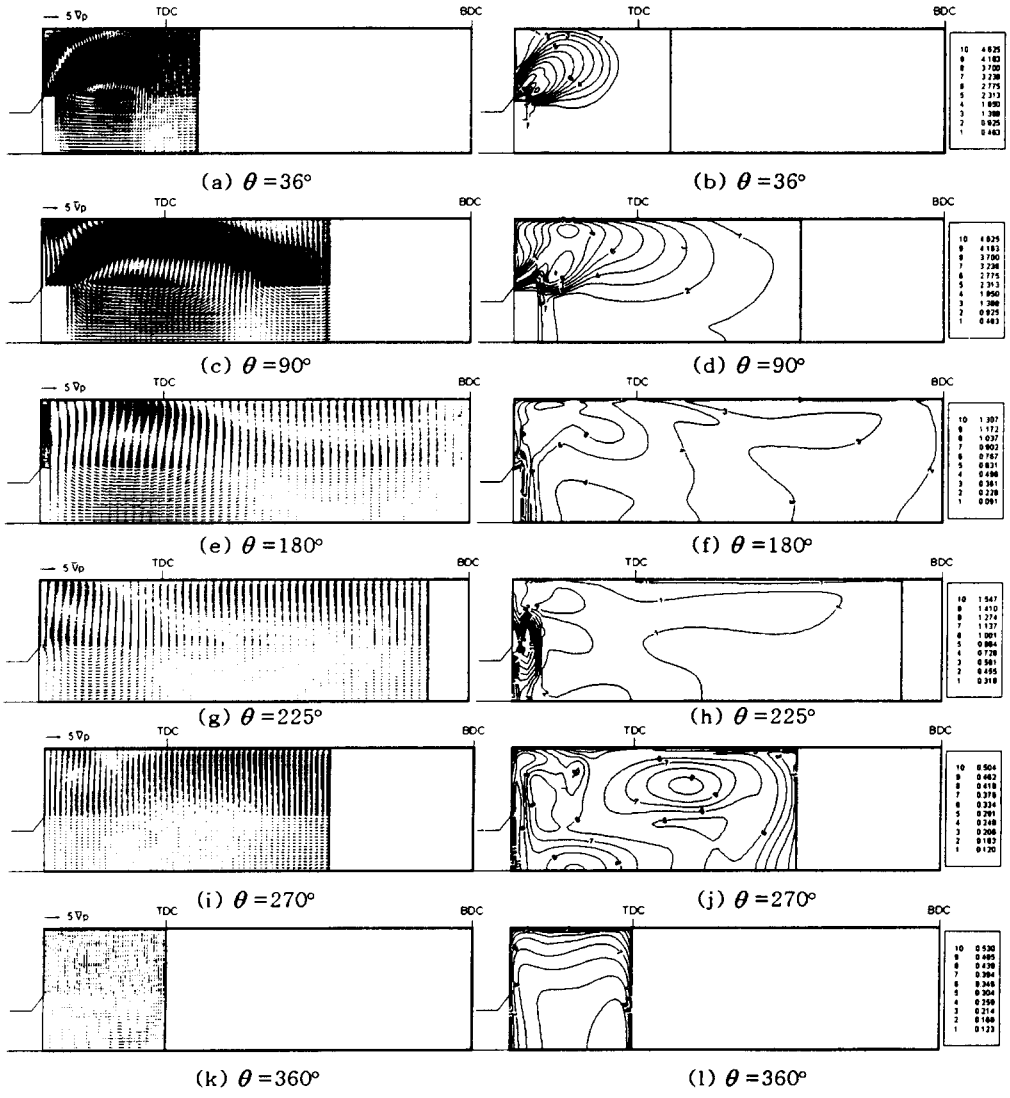


Fig. 4 Predictions of velocity and turbulence intensity fields

성된다. 이러한 유동 형태는 Hoult[8]의 가시화 실험에서 밝혀진 결과와 일치하며, 이것은 밸브 시트각 60°의 경사진 흡입포트 형상과 피스톤 운동에 의하여 생성된 고속의 흡입 유동이 실린더 벽에 부딪히면서 발생한다. 한편 제트의 전단층 내에 강한 난류가 형성되며, 이러한 형태는 흡기과정에 걸쳐 지속된다.

Fig.4(c)는 크랭크각 90°를 나타낸다. 두개의 와류를 형성하는 유동형태는 큰 변화 없이 유지되고, 밸브 면에서의 흡입 속도가 최대로 되므로 최대 속도를 갖는 강한 와류를 형성한다. 시계 방향의 큰 와류는 피스톤의 운동에 따라 피스톤 방향으로 확장되었고, 반시계 방향의 작은 와류는 밸브 양정이 최대가 됨에 따라 그 영역이 확장되었다. 피스톤 속도가 상당히 커짐에 따라 피스톤 근처 유동의 대부분이 피스톤 방향으로 움직이고 있다.

실린더내 유동은 흡기과정이 종료되기 직전부터 크게 달라지기 시작한다. 즉, 흡입속도가 감소하고, 난류의 주 생성원이 사라진다. 흡입 종반인 크랭크각 180°(Fig.4(e))에서는 밸브면에서의 흡입속도와 피스톤 속도가 감소함에 따라 실린더내 유동장의 크기는 급격히 감소하여 흡입 중반까지 선명하게 보이던 두개의 와류 형태는 유지되나 속도는 크게 약화 되었다. 또한 피스톤 속도가 감소함에 따라, 유동이 피스톤면에 부딪히면서 피스톤면과 실린더 벽 사이에 반시계 방향의 작은 와류가 새롭게 형성되고 있음을 알 수 있다. 이는 기존의 연구[2,3,4]에 비해 조밀한 격자를 사용하여 계산하므로, 비교적 유동의 변화가 적을 것으로 예상되는 피스톤민 근처도 상대적으로 조밀한 격자간격으로 계산됨에 따라, 타 연구에서는 명확히 식별되지 않았던 반시계 방향의 와류가 새롭게 생성되는 것이 확인된 것이

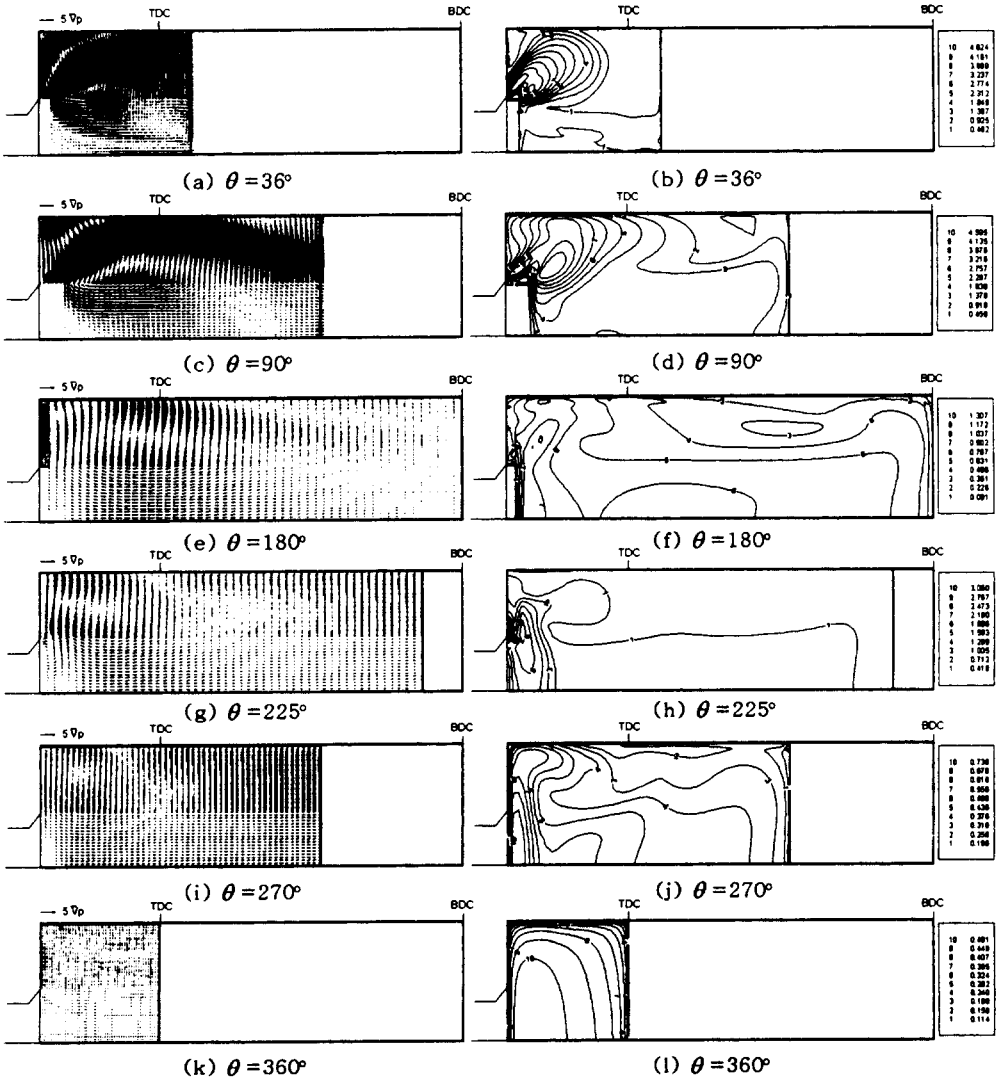


Fig. 5 Predictions of velocity and turbulence intensity fields with swirl

다. 이러한 반경방향 및 축방향 속도는 흡입 유동과 피스톤 운동에 크게 의존하고 있음을 알 수 있다.

Fig.4(g) 및 (h)는 흡기밸브가 닫힌 직후인 크랭크 각 225°의 경우로, 피스톤의 움직임이 방향을 바꾸면서 난류장은 균질화하고 약해지며, 와류의 움직임도 크게 감소한다. 실린더 헤드와 벽사이의 반시계 방향의 와류는 크랭크 각 225°에서는 실제적으로 소멸되었고, 오히려 시계 방향의 와류가 약하게 생성되고 있다. Fig. 4(i) 및 (k)에서 보는 바와 같이, 중앙부의 시계방향의 큰 와류는 압축과정을 거치서 상사점에 이르렀을 때에도 미세하나마 세력을 유지하고 있다.

난류강도는 흡입과정 초기에는 대체로 밸브팁에서의 전단에 의하여 증가하다가 흡입과정 말기에는 크게 약해지고 있다. 그러나 압축의 영향 때문에 압축과정 중에는 크게 약해지지 않고 거의 일정한 값을 유지하고 있음을 관찰할 수 있다. 압축후 상사점에 도달했을 때 최대값의 위치는 피스톤 면쪽으로 약간 집근하고 있다.

4. 3 선회류가 있는 경우

선회류가 있는 경우의 계산 결과를 Fig.5에 나타내었다. 선회류가 없는 경우에 비해 와류의 강도가 선회류의 영향으로 약해졌다. 또한 선회류가 없는 경우와는 달리 중심축 부근의 밸브 하단에서 또 다른 반시계 방향의 작은 와류가 형성되는 것을 알 수 있다. 크랭크각 180° 즉 하사점에 이르렀을 때, 선회류가 없는 경우에 피스톤면과 실린더벽 사이에 형성되던 반시계 방향의 와류가 선회류의 영향으로 크게 감소하였다. 압축과정을 통하여는 모서리의 작은 와류들이 약해지면서 거의 축방향으로 선형적인 속도의 분포를 갖게되며 상사점에서는 거의 소멸되거나, 매우 약하게 유지되고 있다.

난류강도의 분포는 흡입초기에는 선회류가 없는 경우와 유사한 분포를 취하나 선회류에 의하여 약간 큰 값을 가지며, 실린더내에 넓게 분포된다. 압축과정에서는 난류강도의 최대값의 위치가 선회류가 없는 경우에 비해 밸브 하단쪽으로 약간 접근하고 있다.

4.4 밸브 형상에 따른 변화

밸브 시트각이 각각 60°, 45°, 30°인 경우에 대한 계산 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 밸브 시트각이 45°보다 큰 경우에는 전 밸브 양정에 걸쳐서 제

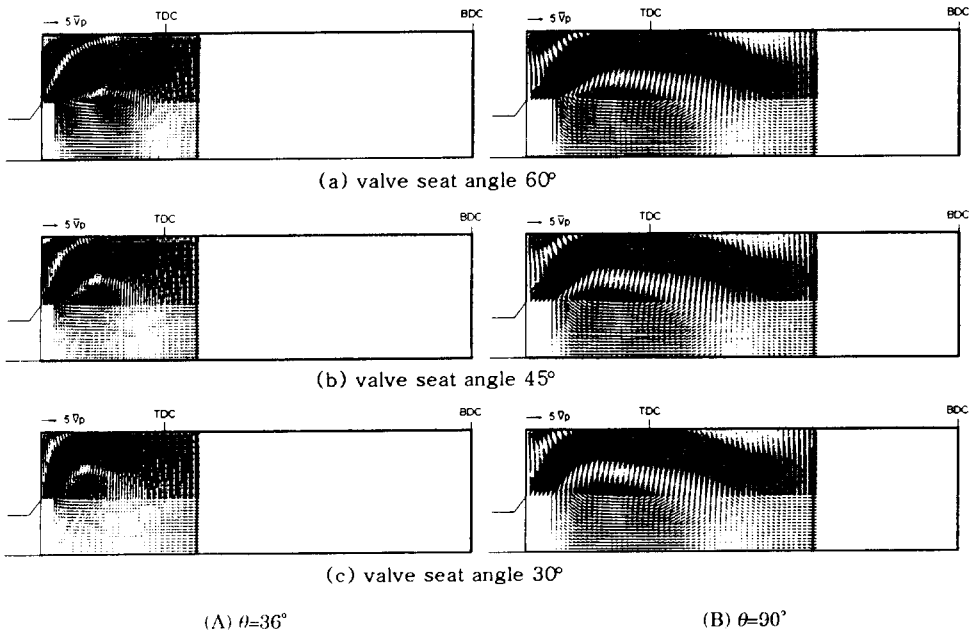


Fig. 6 Velocity fields for different valve seat angle

트의 궤적과 강도가 변화하기는 하나 전반적인 유동은 앞절에 기술한 것과 유사한 형태를 보이고 있다. 그러나 밸브 시트각이 30°인 경우에는 제트의 바깥쪽이 실린더 헤드로부터 분리되지 않는, 다른 형태의 유동 구조가 나타난다. 따라서 실린더 헤드와 벽사이의 와류는 거의 감소하거나 모두 사라지는 형태를 보이고 있다. 이러한 유동형태는 Arcoumanis et al.[9,10]의 실험 결과와 일치한다.

5. 결 론

축대칭 모델엔진의 실린더내 유동에 대해 수치해석적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

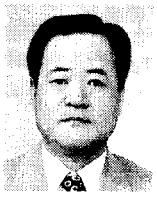
1) 흡기 및 압축 과정중의 실린더내 축방향 평균속도 및 난류속도 계산 결과는 Ahmadi-Befrui et al.[2]의 실험 결과와 비교적 잘 일치하였다.
2) 기존의 연구에 비해 조밀한 격자를 사용하여 계산한 결과, 타 연구에서는 명확히 확인되지 않았던, 흡기과정 말기에 피스톤면과 실린더 벽 사이에 반시계 방향의 와류가 새롭게 형성되는 결과를 얻었다.
3) 선회류가 있는 경우에는 압축과정 말기의 난류강도의 최대치가 선회류가 없는 경우보다 밸브 하단쪽으로 접근하였다.
4) 밸브 시트각이 30° 이하로 되는 경우에는 실린더 헤드와 벽사이의 유동형태가 밸브 시트각 45° 이상인 경우와 크게 달라져, Arcoumanis et al.[10]의 실험 결과와 일치하였다.

참고문헌

1. 임재문, 최재성, "박용 디젤기관의 배기과정중 실린더내 공기유동의 수치해석", 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp.103～109, 1997
2. Ahmadi Befrui, B., Arcoumanis, C., Bicen, A. F., Gosman, A. D., Jahanbakhsh, A. and Whitelaw, J. H., "Calculations and Measurements of the Flow in a Motored Model Engine and Implications for Open-Chamber Direct-Injection Engines", Imperial College of Science and Technology, DE82 019033, 1981.10
3. 강신형, 이창훈, "축대칭 왕복 엔진의 흡입 및 압축과정에서 유동 및 열전달의 수치해석", 대한기계학회논문집, 제11권 제3호, pp.395～408, 1987.
4. Watkins, A. P., Bo, T. and Lea, C. J., "Turbulents Flow Simulations in Model Reciprocating Engines with a Differential Stress Model", Third International Conference on Computers in Reciprocating Engines and Gas Turbine, C499/005, pp.281～290, IMechE, 1996.
5. Reynolds, W. C., "Modeling of Fluid Motions in Engines", Combustion Modeling in Reciprocating Engines, ed. Mattavi, J. N. and Amann, C. A., pp.41～68, Plenum Press, New York, 1980.
6. Ahmadi-Befrui, B. and Gosman, A. D., "Assessment of variants of the $k-\varepsilon$ turbulence model for engine flow applications", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol.9, pp.1073～1086, 1989.
7. Bicen, A. F., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", Journal of Fluids Engineering, ASME, Vol.107, pp.413-420, 1985.9.
8. Hoult, D. P. and Wong, V. W. "The Generation of Turbulence in an Internal Combustion Engine", Combustion Modeling in Reciprocating Engines, ed. Mattavi, J. N. and Amann., C. A., pp.131-160, Plenum Press, New York, 1980.
9. Gosman, A. D., "Flow Processes in Cylinders", The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine, Volume II, ed. J. H. Horlock and D. E. Winterbone, Clarendon Press, pp.617～772, 1986
10. Arcoumanis, C., Bicen, A. F., and Whitelaw, J. H., "Measurements in a Motored Four-stroke Reciprocating Model Engine", Journal of Fluids Engineering, ASME, Vol.104, pp.235～241, 1982.

저 자 소 개

임재문(林栽文)
1958년 10월생. 1981년 2월 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1987년 2월 동대학원 졸업(석사). 1997년 2월 동대학원 박사과정 수료. 1987년~현재 국방과학연구소 선임연구원. 당학회 회원



최재성(崔在星)
1952년 5월생. 1974년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1976년 동대학원 졸업(석사). 1986년 일본경도대학 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1974년~현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수. 당학회 총무이사