

실린더 내부 유동장에 대한 흡입 밸브의 편심 효과에 관한 수치적 연구

A Numerical Study of the Eccentricity Effect of the Intake Valve on the In-Cylinder Flow Field

양 회 천*, 최 영 기*, 유 흥 선**, 고 상 근***, 허 선 무****
 H. C. Yang, Y. K. Choi, H. S. Ryou, S. K. Kauh, S. M. Huh

ABSTRACT

Three dimensional numerical calculation carried out to investigate the eccentricity effect of intake valve on the in-cylinder flow fields for the intake stroke and the compression stroke.

During the intake stroke, a corner vortex in the vicinity of the valve exit interacted strongly with a toroidal vortex in the case of axisymmetric valve. But a weak interaction between the corner vortex and the toroidal vortex occurred due to the eccentricity of the valve in the narrow region between valve and cylinder wall in the case of offset valve.

During the compression stroke, it was found that a solid body rotation was maintained in the radial-circumferential plane in the case of axisymmetric valve. But a weak secondary vortex was formed in the radial-circumferential plane in the case of offset valve, because of the interaction between swirl flows and inward flows towards cylinder axis.

The calculated turbulence intensity presented a similar trend with the experiential results but, in spite of using the modified $k-\epsilon$ model, it was found that the qualitative difference between the numerical results and experimental results was large in the region where the velocity gradient is substantial.

기 호 설 명

$C_1, C_2, C_3, C_D, C_\mu$: 난류 모델 상수
 I : 내부 에너지
 J : 원주 방향 지시자
 K : 축 방향 지시자
 k : 난류 운동 에너지

L : 밸브 양정
 P : 압 력
 Pr, Pr_t : 층류 및 난류 프란틀수
 $S_I, S_k, S_m, S_\epsilon$: 각 지배 방정식의 생성항
 U : 반경 방향 속도 성분
 U_i : 속도 벡터의 i 성분 ($i=1, 2, 3$)
 U_j : 속도 벡터의 j 성분 ($j=1, 2, 3$)

* 중앙대학교 기계공학과
 ** 중앙대학교 기계공학과, 정회원
 *** 서울대학교 기계공학과, 정회원
 **** 국방과학연구소

u'	: rms (root mean square) 속도 ($= (3k/2)^{1/2}$)
V	: 원주 방향 속도 성분
W	: 축 방향 속도 성분
W_p	: 평균 피스톤 속도
Z	: 축 방향 좌표
ϵ	: 난류 운동 에너지 소산율
μ_{eff}	: 유효 점성 계수 ($= \mu + \mu_t$)
μ_t	: 난류 점성 계수 ($= C_\mu \rho k^2 / \epsilon$)
ρ	: 공기의 밀도
σ_{eff}	: 유효 프란틀수 ($= Pr + Pr_t$)
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: k 와 ϵ 에 대한 난류 프란틀수
θ	: 크랭크 각도

1. 서 론

내연기관에 이용되는 흡입포트와 흡입밸브의 형상 및 위치는 기관의 성능을 결정하는 중요한 영향 인자중의 하나로 알려져 있지만 실험적인 연구의 어려움 때문에 여러 형상의 포트와 밸브에 의해서 형성된 실린더 내부유동장에 대한 연구결과는 그다지 많지 않은 실정이다. 흡입계통(intake system)에 의해서 형성된 실린더 내부유동장은 압축행정 말기의 연료분무에 의한 분무특성과 함께 연소과정을 지배하는 중요한 요소이다. 특히 흡입포트 형상과 밸브 출구에서의 유동분포에 따라서 형성되는 선회류는 소규모의 직접분무 디젤기관의 경우에 연료와 공기의 혼합율에 지배적인 영향을 미치게 되어 연소기간을 단축시키며 압축행정에서 생성되는 스쿼시 유동과 상호작용하여 유동구조를 변경시키고 피스톤 보울내의 난류량을 크게 증가시키는 것으로 알려지고 있다.¹⁻³⁾

한편 실용되는 내연기관의 작동상태는 비정상적이기 때문에 실험적 연구와 수치적 연구를 병행하는 경우 밸브 출구에서의 경계조건을 처리하는데 어려움이 따르게 된다. 즉 밸브는 아주 짧은 시간동안에 개폐되며 이때 밸브를 통해서 실린더내로 유입되는 공기는 비정상상태이기 때문에 정량적으로 정확한 결과를 얻기가 대단히 곤란하다. 따라서 대부분

의 수치적 연구들은 정상상태의 실험조건하에서 수행된 실험결과들을 경제적으로 이용하고 있는데 이는 비정상상태에서 실험하는 경우의 난이도나 경제성 등에 비교할 때 정상상태에서는 실험이 비교적 용이하며 실험결과의 오차가 별로 크지 않기 때문이다.⁴⁻⁶⁾

일반적으로는 내연기관의 난류장 해석에는 $k-\epsilon$ 모델을 이용하고 있다. 그러나 등방성의 가정을 근거로 하고 있으며 벽함수를 이용하고 있는 $k-\epsilon$ 모델은 압축 및 팽창이 반복되는 실린더 내부유동장 해석시 압축행정에서 길이 척도가 증가하는 물리적으로 타당치 못한 결과를 초래할 수도 있지만 적용성, 경제성 등을 고려할 때 압축 및 팽창과정에 수반되는 밀도변화를 고려하여 수정한 $k-\epsilon$ 모델이 일반적으로 이용되고 있다.⁷⁻⁹⁾

근래에 들어서 세계적으로 고속엔진에 대한 요구와 배기가스 및 소음에 대한 규제가 강화되는 추세에 따라 흡입유동에 의해 발생하는 실린더 내부유동장의 특성에 대한 보다 정확한 이해와 흡입유동의 적절한 조절, 그리고 압축행정에서의 유동장 변화에 대한 연구는 고성능 엔진개발에 있어서 필수적 요소들로 인식되고 있으며, 또한 물리적 타당성 및 정확성을 갖는 다차원 수치해석 모델 및 난류모델의 개발과 병행하여 수치해석에 필요한 경계조건의 제공 및 수치해석 결과에 대한 타당성 조사를 위해 실험적 연구가 중요시되고 있다.

본 연구에서는 흡입포트 및 밸브를 통한 흡입유동이 실린더 내부유동장 변화에 미치는 영향을 조사하기 위하여 밸브가 편심된 경우와 편심되지 않은 경우의 흡입행정 및 압축행정시의 실린더 내부유동장 변화를 3차원 수치해석하여 기존의 실험결과¹⁰⁻¹¹⁾ 및 수치해석 결과와 비교하고자 한다.¹²⁻¹⁵⁾

2. 지배방정식

실제로 내연기관 연소실내의 기체상(gas phase)은 압축행정 말기에 분무되는 액체연료에 의해서 두가지 면에서 영향을 받는다.

첫째는 기체가 점유하던 공간을 분부액적이 점유하는 현상으로 이 현상은 기체상 지배방정식에 보이드올(void fraction)을 도입하여 처리 할 수 있다. 여기서 보이드올이란 단위 부피중 기체가 차지하는 부피의 비로서 정의 된다.

둘째는 이상(two phase) 사이의 물질전달, 에너지전달 그리고 운동량전달 현상이다.

그러나 본 연구에서는 연료분무가 없는 경우의 유동장 해석에 극한하고 있으므로 이러한 영향들을 고려하지 않고 ensemble-averaging 을 취하면 지배방정식들은 다음과 같다.

질량보존 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = S_m \quad (1)$$

운동량보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

에너지보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{eff}} \frac{\partial I}{\partial x_j} \right) + S_I \quad (3)$$

난류 운동에너지 전달 방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + S_k \quad (4)$$

난류 운동에너지 소산을 방정식

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + S_\epsilon \quad (5)$$

또한 난류 운동에너지 전달방정식의 생성항 S_k 는 다음과 같다.

$$S_k = P_k - \rho C_D \epsilon \quad (6)$$

한편 내연기관의 실린더 내부유동장 해석시 표준 $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 경우 압축행정이 진행되는 동안 길이척도(length scale)가 증가하는 물리적으로 타당치 못한 결과를 발생시킬 수도 있다. 따라서 본 연구에서는 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 밀도변화를 고려하여 난류 운동에너지 소산율 방정식을 수정한 모델을 이용한다. 수정 $k-\epsilon$ 난류모델의 난류 운동에너지 소산율 방정식의 생성항 S_ϵ 는 다음과 같다.

$$S_\epsilon = C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k + \rho \epsilon \left(C_3 - \frac{2}{3} C_1 \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

한편 난류 운동에너지 생성항 P_k 는 다음과 같다.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial U_j}{\partial x_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \quad (8)$$

위의 난류모델에서 사용된 모델 상수들은 Table 1에 주어져 있다.

Table 1 Modified $k-\epsilon$ model constants

C_μ	σ_k	σ_ϵ	C_1	C_2	C_3	C_D
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92	-0.3733	1.0

최종적으로 위의 텐서 형태로 기술된 지배방정식의 일반 좌표계 (x^1, x^2, x^3) 를 원통좌표

계 (r, θ, z) 로 좌표변환시키면 원통좌표계에 서의 지배방정식을 얻을 수 있다.

3. 수치해석

3.1 해석방법

각 보존 방정식에 대한 수치해를 구하기 위 해서는 전체 계산영역에서의 편미분 방정식 을 유한 차분의 형태로 나타내어 모든 계산 격자점에서 연립해를 구해야 하는데 본 연구 에서는 직교격자로 형성된 3차원 제어체적을 정의하고 각 보존 방정식을 이 체적내에서 체 적적분으로 차분화 시키는 유한 체적법(finite volume method)을 이용한다.

시간영역에 대해서는 explicit scheme 보 다 시간단계(time step)당 요구되는 계산량 은 많지만 시간중분을 크게 잡을 수 있는 implicit scheme 을 이용하며, 공간영역에 대 해서는 hybrid scheme 을 이용한다.

종속변수의 배열에는 각 벡터량들과 스칼라 량에 대해서는 서로 다른 제어체적을 정의함 으로서 필요한 보간의 양이 증가하고 밸브출 구 등에서 경계조건을 처리하는데 번잡함이 따르기는 하지만 압력장과 속도장을 연결 하 는데 특별한 보간법이 필요치 않고 간단한 선 형보간을 이용해도 되는 엇갈림(staggered) 격자계를 이용한다.

또한 압력-속도 연결 문제를 처리하기 위 하여 PISO 알고리즘을 이용하게 되는데 본 연구에서 이용된 PISO 알고리즘은 해의 정 확성을 높이고 반복계산의 횟수를 줄일 수 있 는 알고리즘으로서 기본 개념은 각 시간단계 (time step) 동안 한번의 예측단계(predictor step)와 두번의 보정단계(corrector step)를 갖는 time marching 방법이다.

3.2 격자생성 및 경계조건

Fig.1에 나타낸 4가지 연소실 형상에 대 한 계산격자는 피스톤이 하사점(BDC)에 도 달했을 때의 밸브영역 및 연소실영역에서의 격자를 나타내고 있다. 본 연구의 경우는 피 스톤의 팽창 및 압축에 따라 경계가 이동하

기 때문에 크랭크 각도에 따라 밸브영역 및 밸브와 피스톤헤드 사이 영역의 격자는 밸 브 및 피스톤 운동에 따른 경계변화를 처리 하는 부 프로그램에서 자동으로 조절된다. 반 면에 피스톤 내부 격자간격은 일정하게 유지 된다.

한편 밸브가 편심된 경우에는 밸브와 연소 실벽 사이가 가까운 밸브유동은 밸브와 연소

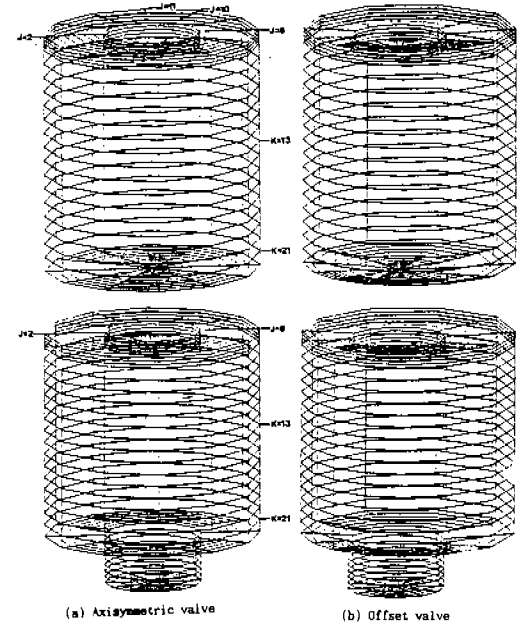


Fig.1 Calculation domain

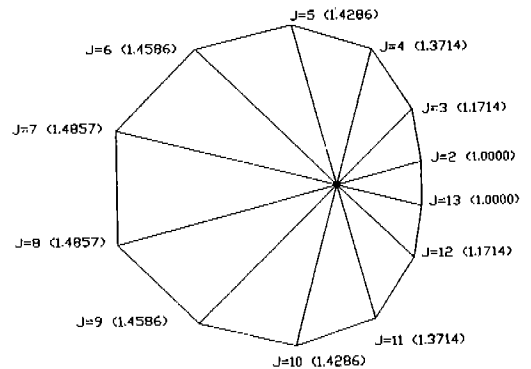


Fig.2 Mass flow rate distribution of the intake valve periphery considering offset valve confinement

실벽 사이가 먼쪽 보다 상대적으로 제한을 받게 된다. 따라서 이와 같은 밸브의 편심효과를 고려하여 밸브를 통한 질량유량이 변하도록, 즉 Fig.2와 같은 분포로 밸브와 연소실벽 사이가 먼쪽의 밸브 출구 계산결점이 가까운쪽의 계산결점보다 최대 1.4857배 정도 질량유량이 증가하도록 처리했으며, 또한 밸브양정에 따라서도 밸브 출구면에서의 유량분포가 달라지도록 처리했다.

Fig.3은 밸브양정에 따른 밸브를 통한 질량유량을 나타내고 있다. 피스톤이 하사점을 지나 압축행정이 시작되면 흡입행정에서 오는 달리 피스톤의 상향운동이 연소실 내부유동장 변화에 크게 영향을 미치게 된다. 이러한 영향으로 흡입행정 막기에서는 밸브를 통한 공기의 역류현상을 볼 수 있다.

한편 이동하는 경계인 피스톤 헤드면 및 피스톤 보울 밑면의 처리는, 흡입행정시에는 피스톤의 팽창운동에 따른 실린더 내부와 밸브사이의 압력차에 의해서 밸브를 통해 공기가 유입되도록 하는데 초점을 맞추어 경계면에서의 속도를 0으로 처리했으며, 압축행정시에는 피스톤 헤드 및 보울 밑면의 경계절점에 피스톤의 평균속도가 경계조건으로 주어지도록 처리하여 피스톤의 상향운동을 유동장 변화에 고려하였다. 그러나 흡입행정시 피스톤헤드의 속도를 0으로 처리하는 것이 엄밀하게는 맞지않는 가정이지만 시간중분을 크랭크각 0.5도로 설정한 경우와 크랭크각 1도로 설정한 경우의 해의 오차가 충분히 작고, 밸브를 통

한 흡입유동이 전체 유동장에 지배적인 영향을 미치기 때문에 그에 의한 오차는 크지 않을 것으로 생각된다.

또한 실제 엔진에서는 흡입포트 및 밸브의 형상과 위치 등에 따라서 선회류가 발생되지만 본 수치 해석적 연구에서는 원주방향 속도에 대한 반경방향 속도의 비로써 정의되는 선회비를 4로 초기조건에 설정하였다. 여기서 반경방향 속도는 흡입밸브를 통해 유입되는 질량유량에 의해 결정된다.

4. 계산결과 및 고찰

본 연구에서는 Table 2의 엔진 사양과 Fig. 1의 4가지 연소실 형상을 계산영역으로 채택하여 흡입행정 및 압축행정중의 운동장 변화에 미치는 밸브의 편심효과를 연구하고자 한다. 여기서 피스톤 헤드가 평평한 경우는 반경방향, 원주방향, 축방향에 대해 $15 \times 14 \times 22$ 의 격자계로 구성되며, 보울-피스톤 헤드의 경우는 $15 \times 14 \times 30$ 의 격자계로 구성된다. 그런데 본 연구에서 사용한 컴퓨터인 APOLLO DOMAIN 4000으로는 $15 \times 14 \times 30$ 의 보울-피스톤 형상의 격자계에 대해 각 경우당 50시간 이상의 전산시간이 소요되어 격자를 세분하는 데에 어려움이 있었다.

한편 본 연구에서는 시간중분을 크랭크각 1도(rpm 2500인 경우 0.000066667sec)로 설정하였는데 시간중분을 더 세분한 크랭크각 0.5도(rpm 2500인 경우 0.000033334sec)인 경우와 비교하여 해의 정확도에 거의 차이가 없음을 확인할 수 있었다.

수치해석 결과와의 비교를 위한 실험자료로 밸브가 편심되지 않은 경우에는 Bicen 등¹⁰⁾의 결과, 밸브가 편심된 경우에는 Arcoumanis 등¹¹⁾의 결과를 이용했다. 여기서 Bicen 등의 연구결과는 엔진속도가 200 rpm 이고, 밸브양정이 6 mm인 크랭크각 ATDC 48도 일때 실린더 헤드로부터 축방향으로 15 mm 떨어진 반경방향 평면에서의 축방향 속도분포 및 난류강도를 나타내며, Arcoumanis 등의 결과는 엔진속도가 1000 rpm과 2500rpm

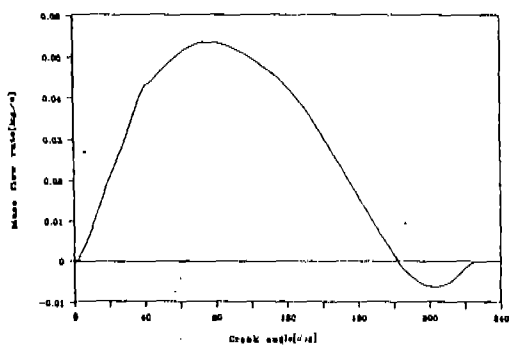


Fig.3 Mass flow rate through Intake valve

Table 2 Engine Specification

		Flat Piston	Bowl Piston
Bore	[mm]	73.5	73.5
Stroke	[mm]	70.0	91.53
Connecting rod length	[mm]	130.0	130.0
Compressing ratio		7.4	7.4
Clearance height	[mm]	10.9	10.9
Engine speed	[rpm]	1000, 2500	1000, 2500
Inlet valve opening	[deg]	-14° BTDC	-14° BTDC
Inlet valve closed	[deg]	228° ATDC	228° ATDC
Maximum valve lift	[mm]	8.3125	8.3125
Valve seat angle	[deg]	45°	45°
Valve diameter	[mm]	33.25	33.25
Piston bowl radius	[mm]		16.625
Piston bowl depth	[mm]		16.625

이고, 밸브양정이 6 mm인 크랭크각 ATDC 52도 일때의 축방향으로 15 mm 떨어진 곳에서의 축방향 속도분포를 나타낸다.

4.1 흡입행정중의 유동장 변화

Fig. 4와 5는 피스톤 헤드가 평평하며 밸브가 편심되지 않은 연소실 형상에서 크랭크각 ATDC 48도 일때 $J=2$ 인 반경-축방향 평면에서의 축방향 평균속도와 난류강도를 실험치와 비교한 것이며, Fig. 6은 피스톤 헤드가 평평하며 밸브가 편심된 연소실 형상에서 크랭크각 ATDC 52도 일때 $J=2$ 와 $J=8$ 인 반경-축방향 평면에서의 축방향 평균속도를 실험치와 비교한 것이다. Fig. 7은 $J=4$ 와 $J=10$ 인, Fig. 8은 $J=5$ 와 $J=11$ 인 반경-축방향 평면에서의 축방향 평균속도에 대한 수치해석 결과이다. 일반적으로 밸브를 통한 유동은 밸브시트로부터 박리되어 큰 속도구배를 갖는 전단층을 형성하여 난류를 발생시키며, 이와 같은 영향으로 밸브헤드와 피스톤헤드 사이의 영역에는 연소실 내부 유동장을 지배하는 큰 와류가 생성되고 실린더벽과 실린더헤드 사이의 코너 부근의 밸브 영역에는 반대방향으로 회전하는 작은 와류가 생성된다. 이는 밸브를 통한 흡입 공기가 실

린더벽과 충돌하여 대부분은 피스톤헤드 방향으로 하향유동을 하고 일부만이 실린더헤드쪽으로 상향유동을 하기 때문이다.

밸브가 편심되지 않은 Fig. 4에서는 실린더헤드쪽 코너 부근에 생성된 와류의 영향이 밸브헤드면 아래까지 미치게 되어 밸브 아래쪽에 생성된 큰 와류와 상호작용하는 것을 볼 수 있다.

반면에 밸브가 편심된 Fig. 6, 7, 8의 경우에는 편심밸브의 영향으로 원주방향의 위치에 따라서 와류의 크기 및 강도가 변하는 것을 알 수 있다. Fig. 6의 편심밸브와 실린더벽 사이가 가장 가까운 $J=2$ 인 평면에서 축방향

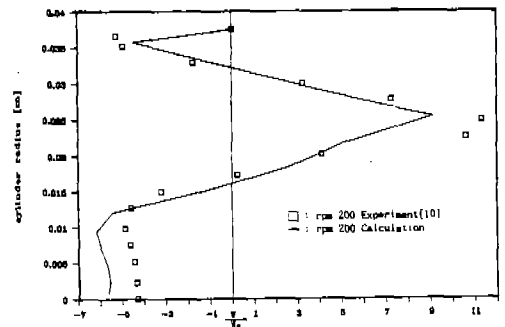


Fig. 4 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta=48^\circ$ ($L=6\text{mm}$) and $Z=15\text{mm}$

최대속도가 발생되며, 실린더 헤드 코너 부근의 와류의 크기가 작아지기 때문에 밸브헤드와 피스톤헤드 사이에 생성된 와류가 전연소실에 지배적인 영향을 미치게 된다. Fig. 7의 $J=4$ 와 $J=10$ 인 평면에서는 밸브헤드와 피스톤헤드 사이에 형성된 와류의 중심이 밸브헤드쪽으로 이동하여 밸브헤드 부근의 상향 유동의 강도를 증가시키는 것을 알 수 있다. 한편 Fig. 8은 밸브로부터 $J=5$ 인 평면의 실린더벽과 $J=11$ 인 평면의 실린더벽 사이의 거리가 같은 경우이기 때문에 Fig. 4의 밸브가 편심되지 않은 경우와 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

한편 Fig. 5의 밸브가 편심되지 않은 경우의 난류강도는 실험치와 정성적으로 유사한 경향을 나타내지만, 속도구배가 변하는 영역과 실린더벽 부근에서는 오차가 크게 나타나

는 것을 알 수 있다. 특히 속도구배가 변하는 영역에서는 거의 2배의 오차가 발생한다. 이는 본 연구에서 난류모델 타당성 조사를 통해 압축행정시 길이 척도가 감소하는 것으로 확인된 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 밀도 변화를 고려한 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용하고 있지만 이 수정 $k-\epsilon$ 모델도 근본적으로 국소적 등방성을 가정하는 벡함수를 이용하고 있으며, 역 압력 구배의 효과와 같은 문제를 고려하지 못하기 때문인 것으로 생각된다.

전반적으로 이용한 실험결과와 본 연구의 수치해석 결과 사이에는 상당한 오차가 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 인용한 참고문헌에서는 일반적인 엔진 사양에 대한 자료를 제외하고는 밸브의 배출계수 및 질량 유량과 같이 흡입행정에 직접적인 영향을 미치는 자료들을 이용할 수 없었기 때문에 밸브의 출

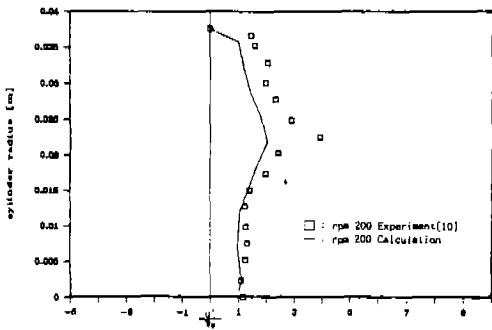


Fig. 5 Comparison of rms velocity distribution at $\theta = 48^\circ$ ($L = 6 \text{ mm}$) and $Z = 15 \text{ mm}$

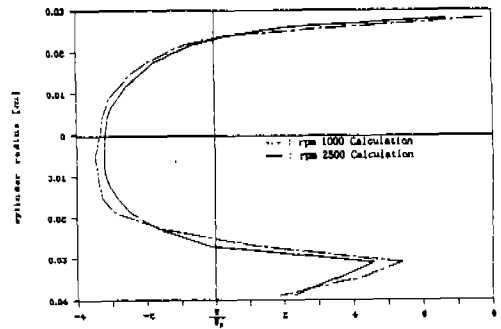


Fig. 7 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta = 52^\circ$ ($L = 6 \text{ mm}$) and $Z = 15 \text{ mm}$, planes $J = 4$ and $J = 10$

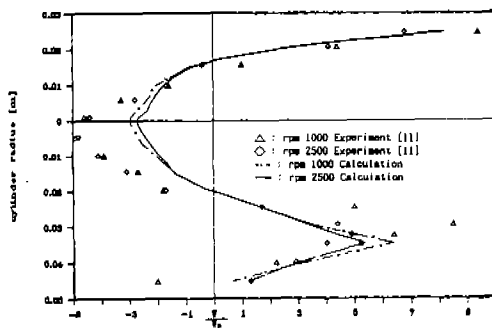


Fig. 6 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta = 52^\circ$ ($L = 6 \text{ mm}$) and $Z = 15 \text{ mm}$, planes $J = 2$ and $J = 8$

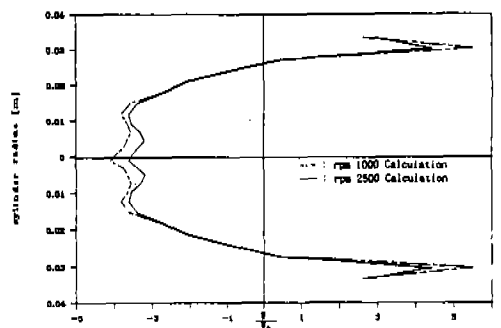
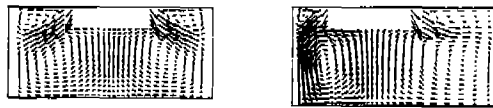


Fig. 8 Comparison of axial mean velocity distribution at $\theta = 52^\circ$ ($L = 6 \text{ mm}$) and $Z = 15 \text{ mm}$, planes $J = 5$ and $J = 11$

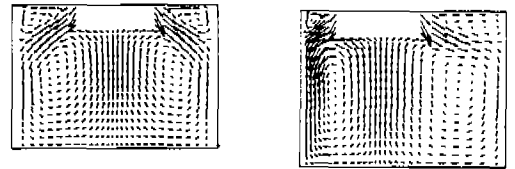
구 경계조건을 시험치와 동일하게 처리하기 곤란했다. 따라서 대략 전체적인 질량유량을 유추하고 밸브가 편심되지 않은 경우에는 밸브 출구 경계면에 일정하게 분포시켰으며, 밸브가 편심된 경우에는 밸브의 편심효과를 고려하여 Fig.2와 같은 분포로 밸브 출구 경계면에서의 경계조건을 처리한데 그 원인이 있는 것으로 생각된다.

Fig.9와 10은 흡입행정중인 ATDC 60도와 ATDC 90도 일때 피스톤헤드가 평평한 연소실 형상의 반경-축방향 평면과 반경-원주방향 평면에서의 유동장을 나타낸다. Fig.4와 6의 결과에서 알 수 있었던 것처럼 밸브가 편심되지 않은 경우의 밸브영역과 밸브가 편심된 경우의 밸브와 실린더벽 사이가 면쪽의 밸브영역에 생성된 와류가 밸브 헤드 아

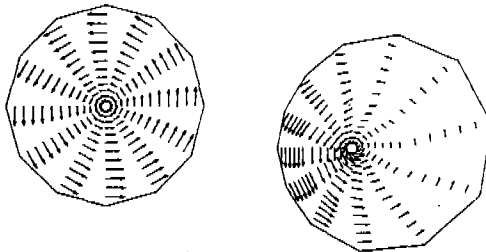
래쪽까지 영향을 미치게 되어 밸브 아래쪽의 큰 와류와 상호 작용하는 것을 볼 수 있다. 반면에 밸브가 편심되었을 때는 밸브와 실린더 벽사이가 가까운 쪽의 밸브영역에 생성된 와류는 상대적으로 크기가 작아지며 밸브 아래쪽에 생성된 와류의 중심이 밸브와 피스톤헤드 사이의 중간쯤에 위치하게 되어 와류가 지배적인 영향을 미치게 된다. 한편 밸브가 편심되지 않은 경우의 반경-원주방향 평면에서는 흡입행정이 진행되면서 실린더 중심축 부근의 선회류의 강도가 증가하고 선회류의 분포도 전 영역에 걸쳐서 균일해지는 것을 볼 수 있다. 반면에 밸브가 편심된 경우는 흡입행정이 진행되면서 실린더 중심축 부근의 선회류의 강도는 증가하지만 밸브의 편심효과 때문에 균일한 분포를 나타내지 못한다. 특



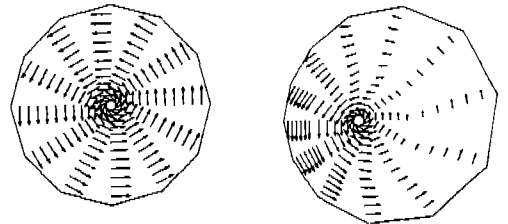
(a) planes J=2 and J=8



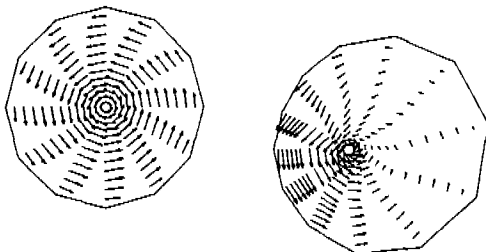
(a) planes J=2 and J=8



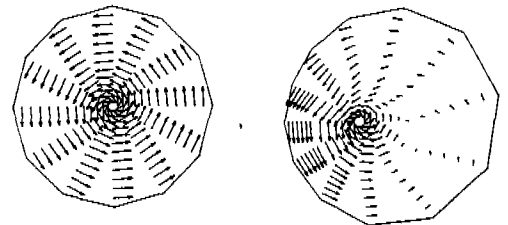
(b) plane K=13



(b) plane K=13



(c) plane K=21



(c) plane K=21

Fig.9 Predicted velocity fields at $\theta = 60^\circ$
ATDC $U_{max} = 46.5$ [m/s], $V_{max} = 90.2$ [m/s], $W_{max} = 47.5$ [m/s]

Fig.10 Predicted velocity fields at $\theta = 90^\circ$
ATDC $U_{max} = 40.6$ [m/s], $V_{max} = 79.4$ [m/s], $W_{max} = 40.7$ [m/s]

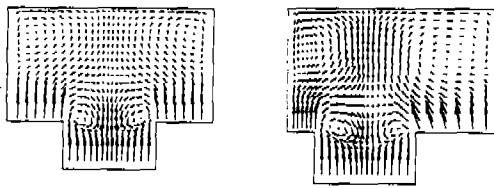
히 ATDC 90 도 일때 $K=21$ 인 평면의 밸브와 실린더벽 사이가 먼쪽에서는 실린더 중심축 쪽으로 향하는 유동이 발생하는 것을 볼 수 있다.

4.2 압축행정중의 유동장 변화

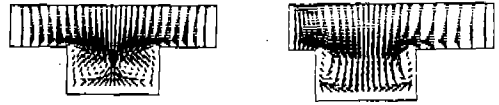
Fig.11 과 12는 압축행정중인 ATDC 300도와 ATDC 340도에서의 유동장을 나타낸다. Fig.11에서 밸브와 피스톤 보울이 편심된 경우, 반경-축방향 평면의 밸브와 실린더벽 사이가 먼쪽에서는 스퀴시유동이 발생하는 것을 볼 수 있다. 따라서 와류의 중심은 밸브가 편심되지 않을 경우 보다 피스톤 헤드 쪽으로 이동하며, 와류의 강도가 증가하여 넓게 영향을 미치는 것을 볼 수 있다. 한편 밸브가 편

심된 경우의 $K=21$ 인 평면에서는 밸브와 실린더벽 사이가 먼쪽에서 실린더 중심축 방향으로 향하는 유동의 강도가 증가하여 흡입행정에서 주어진 기존의 반시계 방향으로 회전하는 선회류와 상호작용하여 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다.

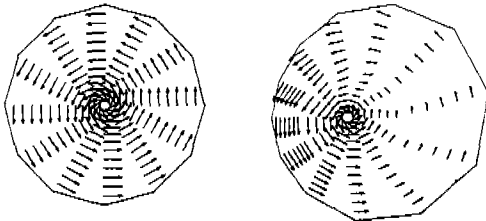
Fig.12의 연료분무 직전인 ATDC 340도에서는 스퀴시유동의 강도가 크게 증가하여 보울내에 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 그런데 밸브가 편심되지 않은 경우에서 보울 전체에 영향을 미치는 와류가 생성되는 반면에 밸브가 편심된 경우에는 보울벽쪽으로 치우친 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 한편 밸브가 편심되지 않은 경우의 $K=21$ 인 평면에서는 실린더 중심축 부근의 선회류의 강도가 크



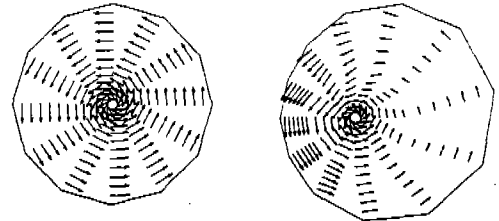
(a) planes J=2 and J=8



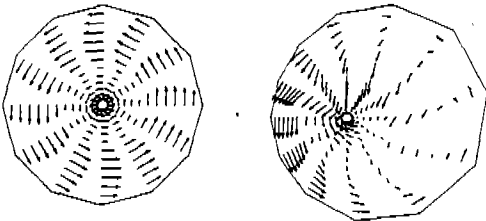
(a) planes J=2 and J=8



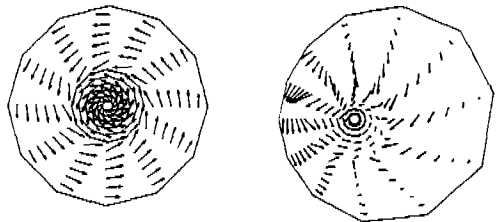
(b) plane K=13



(b) plane K=13



(c) plane K=21



(c) plane K=21

Fig.11 Predicted velocity fields at $\theta=300^\circ$
ATDC $U_{\max}=10.6$ [m/s], $V_{\max}=21.2$
[m/s], $W_{\max}=10.8$ [m/s]

Fig.12 Predicted velocity fields at $\theta=340^\circ$
ATDC $U_{\max}=10.5$ [m/s], $V_{\max}=21.0$
[m/s], $W_{\max}=6.0$ [m/s]

게 증가하는 것을 볼 수 있다. 반면에 밸브가 편심된 경우에는 실린더 중심축 쪽으로 향하는 유동의 강도가 증가하며, 와류의 중심은 실린더 벽쪽으로 치우치고 약화되는 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 Table 2의 엔진 사양과 Fig. 1의 4가지 연소실 형상에 대해 흡입행정 및 압축행정중의 유동장 변화에 미치는 흡입밸브의 편심효과에 관한 수치해석적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 밸브가 편심되지 않은 경우, 밸브를 통한 흡입유동에 의해 생성된 실린더 헤드쪽 코너 부근의 와류와 밸브 헤드 아래쪽의 와류가 상호작용하는 것을 볼 수 있다. 반면에 밸브가 편심된 경우, 밸브와 실린더 벽 사이가 면쪽에서는 밸브가 편심되지 않은 경우와 유사한 경향을 나타내지만 밸브와 실린더 벽 사이가 가까운 쪽에서는 실린더 헤드쪽 코너 부근의 와류가 작아져서 밸브헤드 아래쪽의 와류가 지배적인 영향을 미치게 된다.

2) 밸브의 편심 여부에 상관없이 난류강도 분포는 정성적으로 실험치와 유사한 경향을 나타내지만 속도구배가 변하는 영역과 실린더벽 부근에서는 정량적으로 오차가 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 이는 $k-\epsilon$ 모델 자체가 국소적인 등방성을 가정하는 벽함수를 이용하고 있으며, 역압력 구배에 의한 영향 등을 고려하지 못함으로써 발생하는 구조적 문제점을 갖고 있기 때문에 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 밀도변화를 고려한 수정 $k-\epsilon$ 모델도 실린더 내부유동과 같은 복잡한 유동장 해석시의 물리적 타당성이 결여되기 때문인 것으로 생각된다.

3) 압축행정시 밸브가 편심된 경우에는 반경-원주방향 평면에서도 실린더 중심축 방향으로 향하는 유동의 발생으로 인해 작은 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 이는 압축행정말기의 연료분무시 연료의 혼합 및 연소 효율 향상에 기여 할 것으로 생각된다.

후 기

본 논문은 국방과학연구소의 장기 기초과제 (과제번호 90-5-6)의 연구비 지원하에 수행되었으며 관계제위께 심심한 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

1. F. Brandl, Reverencic, W. Cartellieri, and J. C. Dent, "Turbulent Air Flow in the Combustion Bowl of a D. I. Diesel Engine and its Effect on Engine Performance", SAE 790040.
2. C. Arcoumanis, A. F. Bicen, and J. H. Whitelaw, "Squish and Swirl-squish Interaction in Motored Model Engines", J. Fluids Eng., Vol.105, pp.105-112, 1983.
3. C. Arcoumanis, C. Vafidis, and J. H. Whitelaw, "Valve and In-cylinder Flow Generated by a Helical Port in a Production Diesel Engine", ASME J. Fluids Eng., Vol.109, pp.368-375, 1987.
4. B. Ahmadi-Befrui, C. Arcoumanis, A. F. Bicen, A. D. Gosman, A. Jahanbakhsh, and J. H. Whitelaw, "Calculation and Measurements of the Flow in a Motored Model Engine and Implications to Open-Chamber Direct-Injection Engines", Proc. Symposium on Three Dimensional Turbulent Shear Flows, ASME Spring Meeting, St. Louis, 1982.
5. I. Fukutani, and E. Watanabe, "Air Flow Through Poppet Inlet Valves-Analysis of Static and Dynamic Flow Coefficients", SAE 820154.
6. M. Haghgoie, J. C. Kent, and R. J. Tabaczynski, "Intake Valve Cylinder Boundary Flow Characteristics in an Internal Combustion Engine", Comb. Sci. Tech., Vol.38, 1984.
7. T. Morel and N. N. Mansour, "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines", SAE 820040.
8. S. H. El Thary, "K- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", J. Energy, Vol.7, No.4, pp.345-353, 1983.

9. P. Shah and N. C. Markatos, "Computer Simulation of Turbulence in Internal Combustion Engines", *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, Vol.7, pp.927-952, 1987.
10. A. F. Bicen, C. Vafidis, and J. H. Whitelaw, "Steady and Unsteady Airflow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", *ASME J. Fluids Eng.*, Vol.107, pp.413-420, 1985.
11. C. Arcoumanis, C. Vafidis, G. Vorropoulos, and J. H. Whitelaw, "Correlation between Valve and In-cylinder Flow in a Motored Reciprocating Engine", *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 109, pp.1-9, 1987.
12. A. D. Gosman, Y. Y. Tsui, and A. P. Watkins, "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engine", SAE 8440229.
13. W. Brandstatter, R. J. R. Johns, and G. Wigley, "The Effect of Inlet Port Geometry on In-cylinder Flow Structure", SAE 850449.
14. D. C. Haworth, S. H. El Thary, M. S. Huebler, and S. Chang, "Multidimensional Port-and-Cylinder Flow Calculations for Two-and Four-Valve per Cylinder Engines : Influence of Intake Configuration on Flow Structure", SAE 900257.
15. 최영진, 양희천, 유홍선, 최영기, "보울 형상과 선회비에 따른 디젤기관 실린더 내의 유동장 해석", *한국자동차공학회지*, 제 13 권, 제 2 호, pp.50~66, 1991.