

포트각도에 따른 2행정기관 실린더내의 유동장 해석 Analysis of the Flow Field in a Two-Stroke Engine Cylinder of Different Intake Ports Angles

홍 기 배*, 최 영 진**, 양 희 천**, 유 흥 선*** 정 인 석****
K. B. Hong, Y. J. Choi, H. C. Yang, H. S. Ryou, I. S. Jeung

ABSTRACT

The characteristics of the flow processes in the cylinder of the two-stroke cycle engines have become the subject of increasing interest and attention owing to the simplicity and the higher power per unit weight of the two-stroke cycle engine.

Among the many factors which influence on the scavenging flow, the port angle is important factor. Hence, four different type models with one inlet-port and two side-ports are studied to show the effect of port angle on the laminar scavenging flow.

When the inlet-port axial angle is relatively larger than the side-port axial angle, it is showed that the fresh charge penetrate into the burned gas and displace it first toward the cylinder head and then toward the exhaust port.

When the inlet-port axial angle is much less than the side-port axial angle, the fresh charge through the inlet-port directly move toward the exhaust port.

The result showed that the model A may suppress the generation of vortices in the vicinity of inlet and side ports which restrict the sufficient supply of fresh charge and obstruct the perfect displacement of all combustion products.

주요기술용어 : 2행정기관(two stroke engine), 소기유동(scavenging flow) 포트의 위치 및 각도(position and angle of port), 급기효율(trapping efficiency), ICED-ALE방법(ICED-ALE method)

* 충주공업전문대학 열냉동관리과

** 중앙대학교 대학원 기계공학과

*** 중앙대학교 공과대학 기계공학과 정회원

**** 서울대학교 공과대학 항공우주공학과 정회원

기 호 설 명

- a : PGS(Pressure Gradient Scaling) 방법에 이용되는 계수
 C_d : 배출계수(discharge coefficient)
 C_p : 유체의 정압비열
 C_{pm} : m성분의 정압비열
 h_m : m성분의 엔탈피
 I : 유체의 내부 에너지
 I_m : m성분의 내부 에너지
 i : 반경방향 지시자
 L : 열유속 벡터
 j : 원주방향 지시자
 k : 축방향 지시자
 P : 유체의 압력
 R_0 : 일반 기체상수
 T : 유체의 온도
 t : 시간
 U : 유체의 속도 벡터
 V : 포트를 통한 유체의 흡입속도
 W_m : m성분의 몰중량
 ρ : 유체의 밀도
 ρ_m : m성분의 밀도
 θ_1 : 흡입포트의 축방향 각도
 θ_2 : 측면포트의 축방향 각도
 θ_3 : 측면포트의 실린더 접선방향 각도
 g : 점성 응력텐서

1. 서 론

내연기관은 작동 싸이클에 따라 4행정기관과 2행정기관으로 분류할 수 있다. 4행정기관에서는 크랭크축 2회전당 한번의 출력행정(power stroke)이 발생하는 반면에 2행정기관에서는 크랭크축 1회전당 한번의 출력행정이 발생하므로 고효율을 얻을 수 있고, 보다 간단한 흡·배기 계통의 설계가 가능하므로 제작이 용이하며 차체를 경량화할 수 있다.

일반적으로 2행정기관에서는 피스톤이 하사점부근에 도달할 때 피스톤의 운동에 의해서 열리고 닫히는 실린더 라이너에 있는 흡·배기

포트를 통해서 흡·배기 유동이 조절된다. 그런데 흡·배기 포트가 약간의 시차를 두고 함께 열리기 때문에 연소된 가스의 일부가 새로운 혼합기(fresh charge) 혹은 공기와 섞여 실린더 내에 잔류하게 되며 새로운 혼합기 혹은 공기의 일부가 소기과정 동안 배기포트를 통해 실린더를 빠져나가게 된다. 이러한 현상들로 말미암아 불안전 연소가 발생하며 연료의 비효율적인 이용을 초래하게 된다. 이와같은 문제점들은 실린더헤드의 형태, 흡·배기 포트의 위치 및 각도에 따라 크게 영향을 받는 것으로 알려지고 있으므로 흡입유동이 곧바로 배기포트로 배출되지 않고, 잔류가스를 효율적으로 소기(scavenging)할 수 있도록 피스톤헤드 형상과 흡·배기 포트를 설계하는 것이 중요하다.¹⁾

최근에 들어서 문제가 되고 있는 지구의 온난화는 프레온 가스와 연소에 의해서 발생하는 이산화탄소가 주된 원인으로 지적되고 있다. 내연기관에서 주로 이용되는 탄화수소 연료의 탄소성분은 흡입공기중의 산소와 결합하여 완전 연소되면 이산화탄소로 변하는 것이므로 어떤 화학적인 방법도 일정한 엔진 출력을 유지하면서 이산화탄소의 배출량을 감소시킬 수 있는 방안이 될 수 없다. 이는 엔진의 중량을 감소시키면서 동시에 출력을 증대시키는 방법만이 기존 출력에 대해서 상대적으로 이산화탄소의 배출량을 감소시킬 수 있다는 것을 의미한다. 따라서 지금까지는 4행정기관을 주로 사용하던 세계의 각 자동차회사들에서도 2행정기관의 단점에도 불구하고 2행정기관에 대한 관심이 집중되고 있다.

Sher²⁾는 흡입포트 2개, 배기포트 1개인 2행정기관의 소기과정에 대해 수치해석 하였는데 실린더 형상을 2차원으로 가정하여 2개의 흡입포트를 갖는 엔진을 1개의 흡입포트만이 피스톤헤드의 중심에 위치한다고 가정하였기 때문에 흡입포트의 각도의 중요성이 무시되었다.

Sweeney³⁾은 loop-scavenging 형태의 2행정기관의 소기과정에 대해 기존의 상용코드인 PHOENICS코드를 이용하여 3차원 해석하였다.

Schwarz⁴⁾은 원통좌표계를 이용할 때 실린더

중심축 부근에 격자가 집중되어 흡·배기 포트가 위치한 실린더벽 부근에서의 흡·배기 유동에 대한 부정확한 예측을 방지하기 위하여 Cartesian좌표계를 이용하여 3차원 수치해석하였다.

Fabre등⁵⁾은 KIVA-II 코드를 이용하여 3차원 해석하였는데 크랭크각도 증분시의 흡·배기 포트의 압력은 열역학적 해석을 통하여 계산하였다.

그러나 위와같은 연구결과들을 분석한 결과 연소된 가스가 새로운 혼합기 혹은 공기와 섞이지 않고 배기되도록하며, 새로운 혼합기 혹은 공기가 곧바로 배기되지 않도록 하는데 포트의 위치 및 각도에 따른 흡입유동의 변화가 상당한 영향을 미치는 것으로 알려지고 있지만 포트 각도의 변화에 대한 연구결과는 그다지 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 층류유동에 대해 기존의 3차원 수치해석 코드인 KIVA-II 코드⁶⁾를 수정하여 흡입포트 3개, 배기포트 1개 그리고 실린더와 피스톤으로 구성된 2행정기관의 흡입 포트 각도 변화가 실린더 내부유동장 및 소기 과정에 미치는 영향을 정성적으로 해석하고자 한다.

2. 지배 방정식

비정상, 압축성 층류유동의 지배 방정식은 다음과 같다. 혼합물의 질량보존 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (1)$$

운동량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) \\ = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla P + \nabla \cdot \underline{\underline{g}} \end{aligned} \quad (2)$$

에너지 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} I) \\ = -P \nabla \cdot \mathbf{U} + \underline{\underline{g}} : \nabla \mathbf{U} - \nabla \cdot \mathbf{J} \end{aligned} \quad (3)$$

이상기체 상태방정식은 다음과 같다.

$$P = R_0 T \sum (\rho_m / W_m) \quad (4)$$

$$I(T) = \sum (\rho_m / \rho) I_m(T)$$

$$C_p(T) = \sum (\rho_m / \rho) C_{pm}(T)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T / W_m$$

3. 수치 해석

3.1 수치해석 방법

2행정기관에 대한 수치모델 및 적용을 위해 다음과 같은 수치해석 기법을 사용하였다. 엔진 내에서는 화학반응에 의한 연소과정과 함께 피스톤의 운동에 의해 유체 유동의 시간에 따른 변화가 발생한다. 이러한 현상을 수치해석하기 위해서는 경계조건이 이동하여야 하며, 피스톤 운동에 따른 격자점의 순간적인 이동이 전체 계산영역에서 매시간 마다 이루어져야 한다. 이것이 라그랑지안 방식의 기본개념이며, 움직이지 않는 경계조건을 이용하는 것이 오일러리안 방식의 기본개념이다. 본 연구의 2행정기관에서는 피스톤의 움직임에 따라 경계조건이 이동하는 행정구간과 경계조건이 이동하지 않는 실린더 헤드 부분이 있는 경우이다. 이러한 형태의 경계조건을 갖는 비정상 문제는 라그랑지안 방식과 오일러리안 방식의 혼합된 개념을 필요로 한다. 세부적인 사항은 KIVA-II 코드 매뉴얼⁶⁾을 참고하기로 한다.

3.1.1 시간 차분(Temporal Differencing)

계산하고자 하는 모든 변수들은 t^n 상태에서 t^{n+1} 시간 상태로 곧바로 진행되는 것이 아니라 Δt

$=t^{n+1}-t^n$ 의 한 사이클 동안 3 phases(or stages)로 구성된다.

phase A, B에서는 계산격자가 유체와 함께 움직이는 라그랑지안 방식으로 기술된다.

phase A : 분무(spray)나 화학반응등에 기인한 질량 및 에너지의 생성항을 계산한다.

phase B : 라그랑지안 방식으로 압력 구배항, 속도 dilatation항, 확산항등을 수정된 SIMPLE 방법에 의해서 implicit하게 처리한다. 원래의 SIMPLE방법⁷⁾과는 달리 수정된 SIMPLE방법은 다음과 같은 2단계로 구성된다.

1단계 - 압력장 P^n 를 가정하고 확산항을 implicit하게 차별화한 차분 방정식을 이용하여 다른 유동변수들을 계산한다. 원래의 SIMPLE방법에서는 대류항도 implicit하게 차별화하여 1단계에서 처리하나 수정된 SIMPLE 방법에서는 implicit한 방법에 비해서 몇가지 중요한 장점을 갖는 subcycled explicit 방법으로 phase C에서 처리한다.

2단계 - 압력항을 implicit하게 차별화한 차분식을 이용하여 압력장을 보정한다. 가정한 압력장과 보정한 압력장을 비교하여 수렴조건에 만족되면 phase C로 넘어간다.

phase C : 유체에 대해 상대적 운동을 하는 격자와 관련된 대류항을 계산하는 rezone phase이다. 대류항의 처리는 QSOU(quasi second order upwind) 방법을 이용한다.

3.1.2 공간 차분(Spatial Differencing)

공간차분은 ALE방법⁸⁻⁹⁾을 근거로 하고 있다. 이 방법에서는 임의의 육면체로 구성되는 격자계를 이용한다. 공간차분법은 미분 방정식의 국부적인 보전성을 유지하는 검사체적법이나 적분평형(integral balance)법¹⁰⁾으로 구성된다.

3.2 초기조건 및 경계조건

초기조건으로는 격자생성을 위한 연소실의 기하학적인 형상에 대한 입력데이터, 엔진의 속

도등이며, 경계조건으로는 벽면에서 no slip 조건을 이용하며 배기포트의 출구에서는 구배가 0인 조건을 이용한다. 엔진사양 및 초기조건과 경계조건들의 세부적인 사항을 표 1과 표 2에 나타내었다.

Table 1. Engine specification

Engine speed [rpm]	: 1600
Bore [cm]	: 9
Stroke [cm]	: 6.73
Compression ratio	: 19
Initial crank angle [deg]	: ATDC 90
Port opening crank angle [deg]	
inlet port	: ATDC 140
side port	: ATDC 140
exhaust port	: ATDC 120
Port closed crank angle [deg]	
inlet port	: ATDC 220
side port	: ATDC 220
exhaust port	: ATDC 240

Table 2. Initial condition and boundary condition

Initial temperature of cylinder [K]	: 400
Initial pressure of cylinder [atm]	: 7
Pressure of inlet and side port [atm]	: 12
Pressure of exhaust port [atm]	: 1
Density of exhaust port [kg/m ³]	: 1.184
Temperature of exhaust port [atm]	: 300

한편 흡입포트의 밀도는 다음과 같은 방식으로 처리한다.

$$\rho = \frac{3.48 * 10^{-3} P}{T}$$

또한 흡입포트에서 실린더내로 유입되는 유체의 속도는 다음과 같다.

$$V = C_d \left(\frac{2\Delta P}{\rho} \right)^{1/2}$$

여기서 $C_j=0.8$ 을 이용한다.

4. 계산결과 및 고찰

4.1 격자 생성

그림 1은 초기의 계산격자 모양을 나타내고 있다. 내연기관의 실린더 내부유동은 피스톤과 밸브의 운동에 따라 경계 및 격자가 이동하게 되므로 이를 처리할 수 있는 적절한 방법이 필요하게 된다. 따라서 본 연구에서는 피스톤이 운동하는 행정구간은 국부 유동속도와 같이 격자점들이 움직이는 라그랑지안 방식을 채택하였으며, 실린더헤드는 격자점들이 고정된 오일러리안 방식을 채택하였다. 라그랑지안 방식을 사용할 경우는 각 격자점들의 종속변수들 역시 국부 유동속도와 같이 움직이므로 계산시 대류의 영향을 무시할 수 있다. 피스톤이 운동하는 행정구간의 격자구성은 반경×원주×축방향에 대하여 $10 \times 24 \times 14$ 이며 실린더헤드의 격자구성은 $6 \times 24 \times 4$ 이다. 한편 그림 2에서와 같이 실린더벽 주위의 포트구성은 원주방향으로 45° 폭인 2개의 측면포트와 30° 폭인 흡입포트 1개 그리고 60° 폭으로 1개의 배기포트를 구성하였다.

흡입포트 및 측면포트 그리고 배기포트내의 격자수는 팽창행정 동안에는 크랭크각도가 10° 증가할 때마다 축방향으로 1개의 격자를 생성시키며 압축행정 동안에는 1개의 격자를 소멸시키는데 최대 8개의 격자를 생성 혹은 소멸시킨다. 또한 흡입 및 측면포트와 배기포트가 약간의 시차를 두고 열리도록 축방향 위치를 설정하였기 때문에 격자수에서 2개의 차이가 나도록 구성하였다.

본 연구에서는 초기의 시간간격을 0.0004초로 하여 계산하였으며 시간간격은 매 사이클마다 수렴상태에 따라 변하게 되는데 평균적으로 한 사이클당 크랭크각 0.1도씩 변화된다. 계산은 ATDC 90° 부터 ATDC 270° 까지 수행하였으며 소요된 계산시간은 IBM PC 486 컴퓨터로 약 18시간 정도였다.

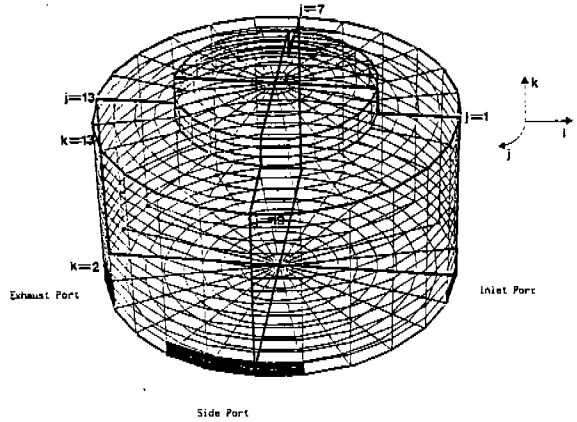


Fig.1 Computational mesh

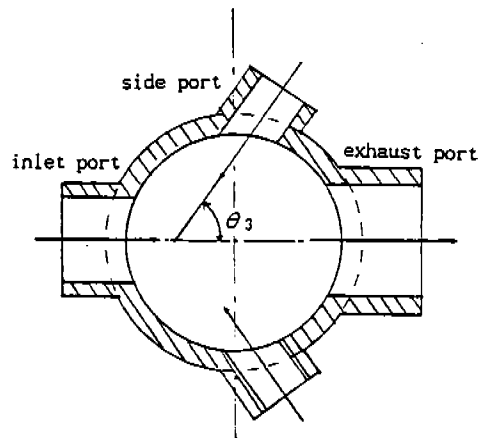
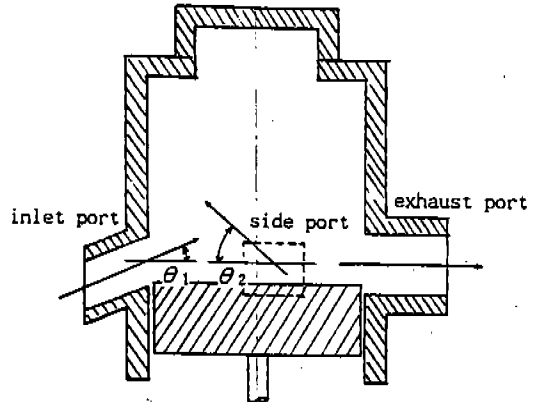


Fig.2 Cylinder and ports geometry

4.2 포트각도의 구성

본 연구에서는 포트각도가 실린더 내부유동장 변화에 미치는 영향을 조사하기 위하여 그림 2와 같은 형태로 포트를 구성하였다. 포트의 구성은 cross-scavenging과 loop-scavenging의 혼합된 형태로 3개의 흡입포트중에서 1개는 cross-scavenging 형태로 배기포트와 대응하는 위치에(이하 '흡입포트'라함) 그리고 나머지 2개는 loop-scavenging형태로 배기포트의 측면에 위치한(이하 '측면포트'라함)모형을 설정하였다.

표 3은 3개의 흡입 및 측면포트의 각도를 변화시켜 설정한 4가지 모델을 나타낸다.

Table 3. Design of inlet and side ports

모델 형태	각 포트의 각도
모델 A	$\theta_1=80^\circ$
	$\theta_2=30^\circ$
	$\theta_3=30^\circ$
모델 B	$\theta_1=80^\circ$
	$\theta_2=60^\circ$
	$\theta_3=30^\circ$
모델 C	$\theta_1=45^\circ$
	$\theta_2=60^\circ$
	$\theta_3=30^\circ$
모델 D	$\theta_1=20^\circ$
	$\theta_2=60^\circ$
	$\theta_3=30^\circ$

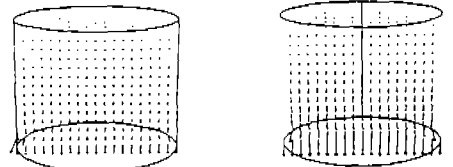
4.3 실린더 내부유동장 해석

계산결과는 흡입 및 측면포트를 통해서 유입된 흡입유동의 속도분포 및 밀도분포를 나타낸다. 각각의 결과는 배기포트와 이에 대응하는 cross-scavenging 형태의 흡입포트를 지나는 $j=1$ 과 $j=13$ 인 반경-축방향 평면, loop-scavenging 형태의 측면포트를 지나는 $j=7$ 과 $j=19$ 인 반경-축방향 평면, $k=2$ 인 반경-원주방향 평면 그리고 $k=13$ 인 반경-원주방향 평면에서의 속도분포 및 밀도분포를 나타내고 있다.

그림 3은 ATDC 140° 에서의 모델 A의 계산결과

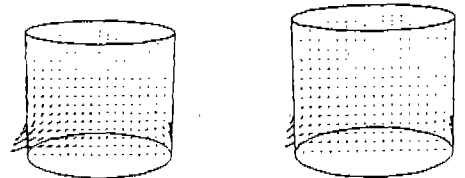
로 흡입 및 측면포트가 닫혀 있는 상태에서 팽창하는 과정으로 모든 모델에서 실린더 내부유동장 형태가 비슷한 경향을 나타낸다.

ATDC 160° 인 그림 4에서는 흡입 및 측면포트 그리고 배기포트가 모두 열린 상태로 각 모델의 포트 주위에서만 유동이 시작되는 것을 볼 수 있다. 즉 아직까지는 포트각도의 변화에 따른 유동장의 변화가 별로 크지 않다는 것을 나타낸다.



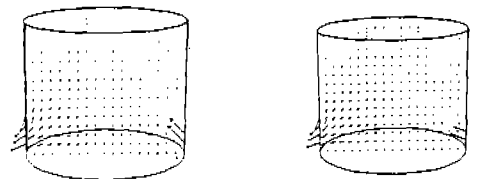
(1) planes $j=1$ and $j=13$ (2) planes $j=7$ and $j=19$

Fig.3 Velocity distribution of model A at ATDC 140°
 $U_{max}=3.7$ [m/s], $V_{max}=1.1$ [m/s],
 $W_{max}=11$ [m/s]



model A

model B



model C

model D

Fig.4 Velocity distribution of planes $j=1$ and $j=13$ at ATDC 160°
 $U_{max}=32$ [m/s], $V_{max}=16$ [m/s],
 $W_{max}=33$ [m/s]

ATDC 180°인 그림 5에서는 흡입 및 측면포트 그리고 배기포트가 최대로 열린 상태로 실린더 헤드의 유동장에는 아직까지 영향을 미치지 못하지만 측면포트의 각도가 커질수록 와류의 중심이 실린더중심쪽으로 이동하며 와류의 크기가 커지기 때문에 거의 실린더 내부 전체에 영향을 미치는 것을 볼 수 있다. 한편 2행정기관에서는 흡입과정에서 발생하는 흡입 및 측면포트 주위의 와류가 흡입유동을 방해하여 새로운 혼합기나 공기의 충분한 공급을 방해할 수 있으며, 또한 연소된 가스를 실린더내에 잔류케하므로 완전한 소기유동을 저해하는 요인이 될 수 있다. 그런데 본 연구에서는 그림 2에서 보는바와 같이 두개의 측면포트가 대칭적 형상으로 위치한 모델을 설

정했기 때문에 측면포트 주위에서의 와류 발생은 불가피한 것으로 생각되나 적절한 측면포트 각도의 설정을 통하여 흡입포트 주위에서의 와류 발생을 억제시킬 수 있을 것으로 생각된다. 특히 소기과정을 지배하는 유동은 흡입포트를 통한 흡입 주유동이므로 이와같은 흡입포트 주위의 와류 발생 억제를 통하여 흡입 주유동의 약화를 방지하는 것이 기관 성능향상에 유익하리라 생각된다. 한편 각 모델의 흡입포트 주위의 밀도선의 분포는 새로운 혼합기의 유입 방향에 종속적임을 알 수 있다. 특히 흡입포트의 축방향 각도(θ_1)가 측면포트의 축방향 각도(θ_2)에 비해서 매우 작은 모델 D의 $j=1$ 과 $j=13$ 인 평면에서의 흡입유동의 밀도선의 분포가 곧바로 배기

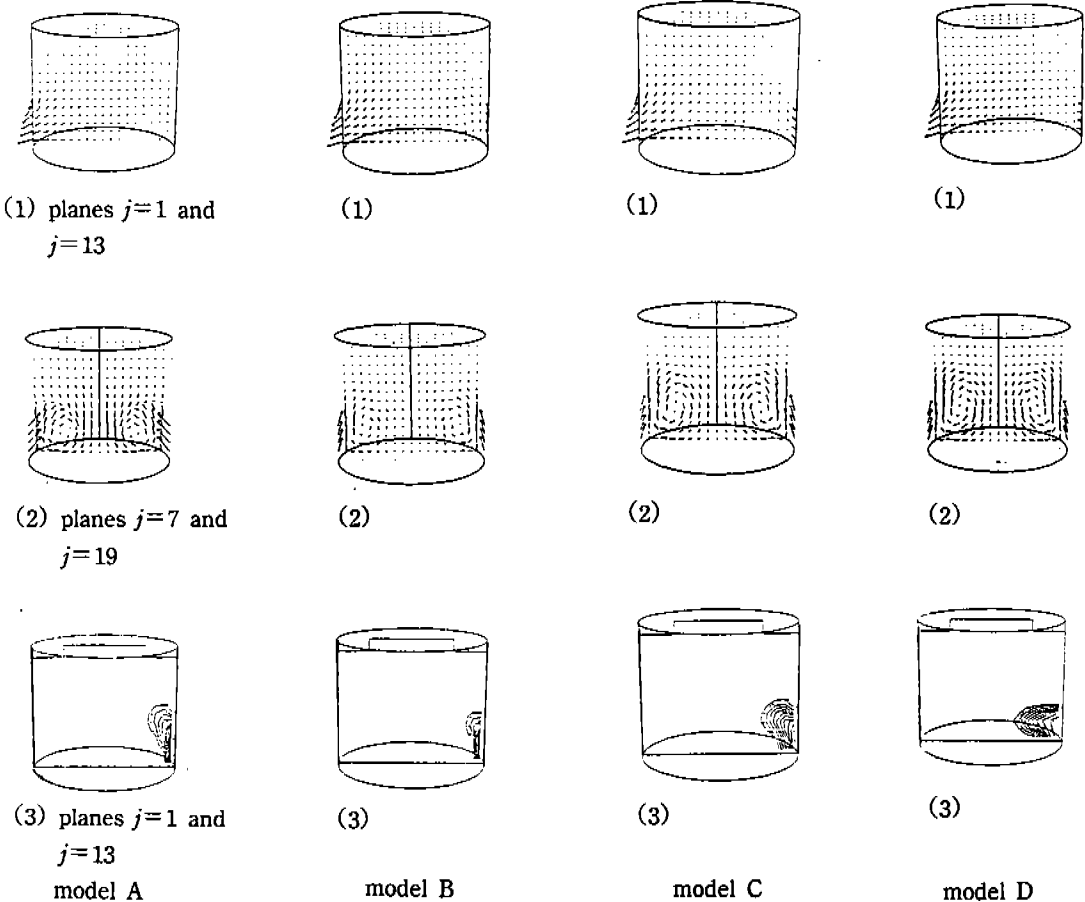


Fig.5 Velocity and density distribution at ATDC 180°
 $U_{max}=100$ [m/s], $V_{max}=25$ [m/s], $W_{max}=80$ [m/s]

포트 쪽으로 확산되는 것을 볼 수 있다. 이러한 형상은 cross-scavenging 형태의 흡입포트를 통한 흡입유동이 곧바로 배기포트쪽으로 확산되지 않도록 loop-scavenging 형태의 측면포트를 통한 흡입유동이 영향을 미쳐야 하지만 모델 D에서는 측면포트의 축방향 각도에 비해서 흡입포트의 축방향 각도가 매우 작아서 흡입포트의 흡입 주유동이 배기포트쪽으로 확산되는 것을 측면포트의 흡입 주유동이 억제하지 못하기 때문이다. 한편 그림 5의 모델 A(1)과 모델 B(1)를 ATDC 160°에서의 결과인 그림 4의 모델 A와 모델 B의 결과와 비교하면, 그림 5의 모델 A(1)에서는 측면포트의 축방향 각도(θ_2)가 흡입포트의 축방향 각도(θ_1)보다 매우 작기 때문에 측면

포트에서의 흡입유동이 흡입포트 주위의 유동에 영향을 미치게 되어 흡입포트 주위에 생성되었던 와류가 소멸된다. 반면 그림 5의 모델 B(1)에서는 측면포트와 흡입포트의 축방향 각도 차이가 모델 A에 비해서 상대적으로 작기 때문에 측면포트의 흡입유동이 흡입포트 주위의 와류를 강화시키는 역할을 하게 되어 흡입포트 주위의 와류가 더 강화되는 것을 볼 수 있다.

ATDC 200°인 그림 6에서는 흡입 및 측면포트를 통한 흡입유동이 실린더헤드까지 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이전까지의 유동장 형태와 비교할 때 각 모델 전체의 유동장이 소기 유동, 즉 흡입포트를 통한 흡입유동이 실린더헤드까지 도달한후 배기포트를 통해 배기되는 것

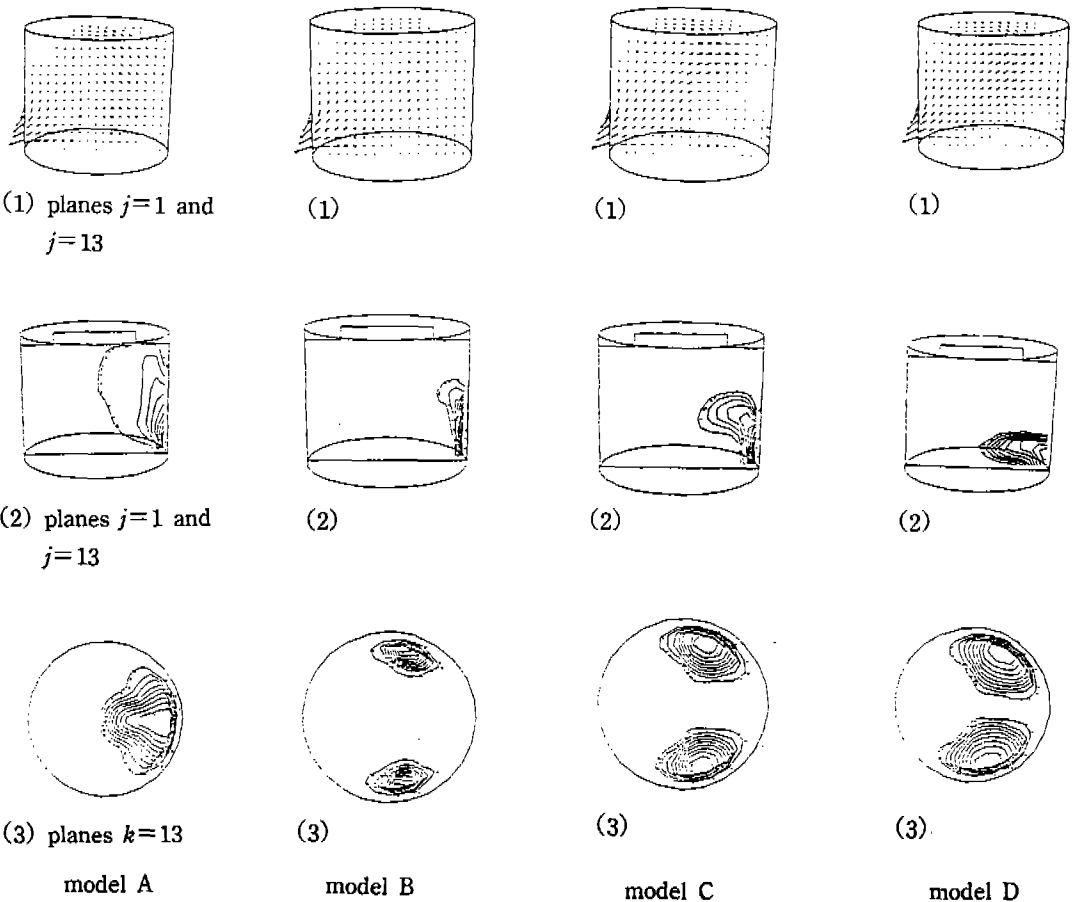


Fig.6 Velocity and density distribution at ATDC 200°
 $U_{max}=140$ [m/s], $V_{max}=39$ [m/s], $W_{max}=110$ [m/s]

을 알 수 있다. 특히 모델 A의 경우 (1)과 (2)에서 보면 흡입포트를 통한 흡입유동의 밀도선이 실린더헤드 부근까지 확산되며, 흡입유동이 실린더헤드까지 도달한후 대칭적으로 배기되는 전형적인 소기유동형태를 볼 수 있다. 이는 모델 A의 흡입포트의 축방향 각도(θ_1)가 측면포트의 축방향각도(θ_2)에 비해서 훨씬 크며 이러한 포트 각도의 구성이 흡입포트를 통한 흡입 주유동의 소기유동 반경을 크게 하기 때문이다. 이에 비하여 모델 B(1), 모델 C(1), 모델 D(1)의 다른 모델들에서는 모델 A와 같은 거의 대칭적인 형태의 소기유동장이 형성되지 못하고 흡입포트 주위에 작은 와류가 발생하며 실린더벽과 실린더헤드 사이의 코너 부근의 유동장이 정적이거

나 작은 와류가 발생하는 것을 볼 수 있다. 이러한 코너부근 유동장의 정적인 상태나 작은 와류의 발생은 연소된 가스를 잔류시키게 되고 새로운 혼합기나 공기의 공급이 불충분하게 되므로 소기유동이 불완전함을 보여 주는 것인데 그이유는 흡입포트의 흡입유동과 측면포트의 흡입유동이 서로 충돌하여 흡입포트 주위의 유동장에 영향을 미치며 이에 따라 흡입 주유동의 속도가 감소하게 되어 코너 부근까지 영향을 미치지 못하기 때문인 것으로 생각된다. 또한 모델 A(3)의 $k=13$ 인 평면에서는 소기유동을 지배하는 흡입포트를 통한 흡입유동이 거의 실린더헤드 부근까지 도달하여 배기포트쪽으로 확산되는 반면에 다른 모델들에서는 두 측면포트를 통한

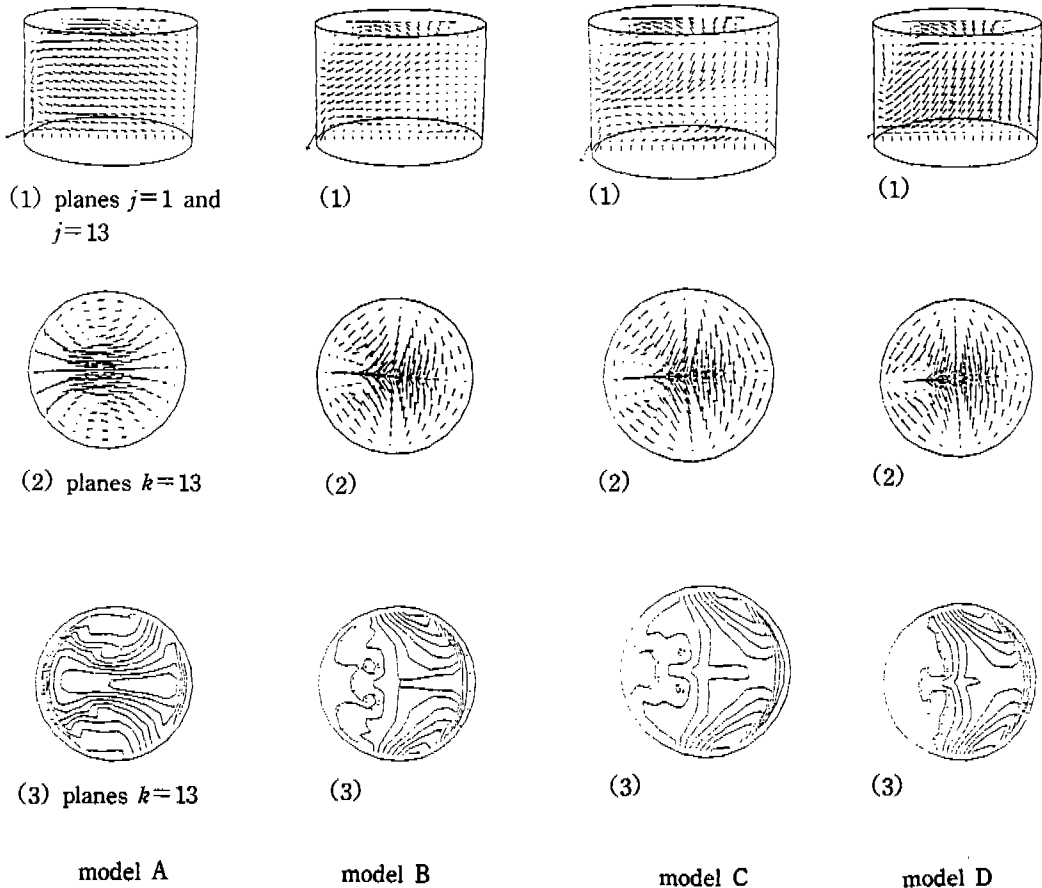


Fig.7 Velocity and density distribution at ATDC 240°
 $U_{max}=31$ [m/s], $V_{max}=25$ [m/s], $W_{max}=43$ [m/s]

흡입유동만이 대칭적 형상으로 실린더헤드 부근까지 확산되는 것을 볼 수 있다.

ATDC 240°인 그림 7에서는 흡입 및 측면포트가 닫히고 배기포트만이 열린 상태이므로 모든 모델에서 배기포트쪽으로 강한 유동장이 형성되는 것을 볼 수 있다. 모델 A(2)의 $k=13$ 인 평면에서는 실린더 중심축 부근으로 집중되던 유동장이 배기포트쪽으로 확산되면서 실린더벽 부근에서는 반대방향으로 회전하는 유동이 발생된다. 이러한 유동과 기존의 유동장이 상호작용하여 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 압축행정중에 발생하는 와류는 소기과정이 완전하게 이루어진 상태라면 기관의 성능향상에 유익하다. 특히 이와같은 압축행정중에 발생하는

와류는 연료분사시 연료와 공기의 혼합을 가속시키게 된다. 한편 모델 B(2), 모델 C(2), 모델 D(2)에서는 측면 포트쪽에서 실린더 중심축쪽으로 유동이 집중되는 것을 알 수 있다. 또한 모델 A(3)에서는 배기포트 주위까지 전영역에 걸쳐서 흡입유동의 밀도선이 확장되어 있는 반면에 다른 모델에서는 흡입유동의 밀도선의 분포가 흡입 및 측면포트 주위에 한정되는 것을 알 수 있다. 이는 모델 A에 비해서 다른 모델들의 측면포트의 각도가 상대적으로 크기 때문이다.

한편 표 1의 엔진사양에 의하면 ATDC 240도에서 배기포트가 닫히 상태이나 피스톤의 팽창 및 압축에 따른 격자 재생성 과정에서 열리는 때는 ATDC 120도에서 ATDC 140도의 20도 동안

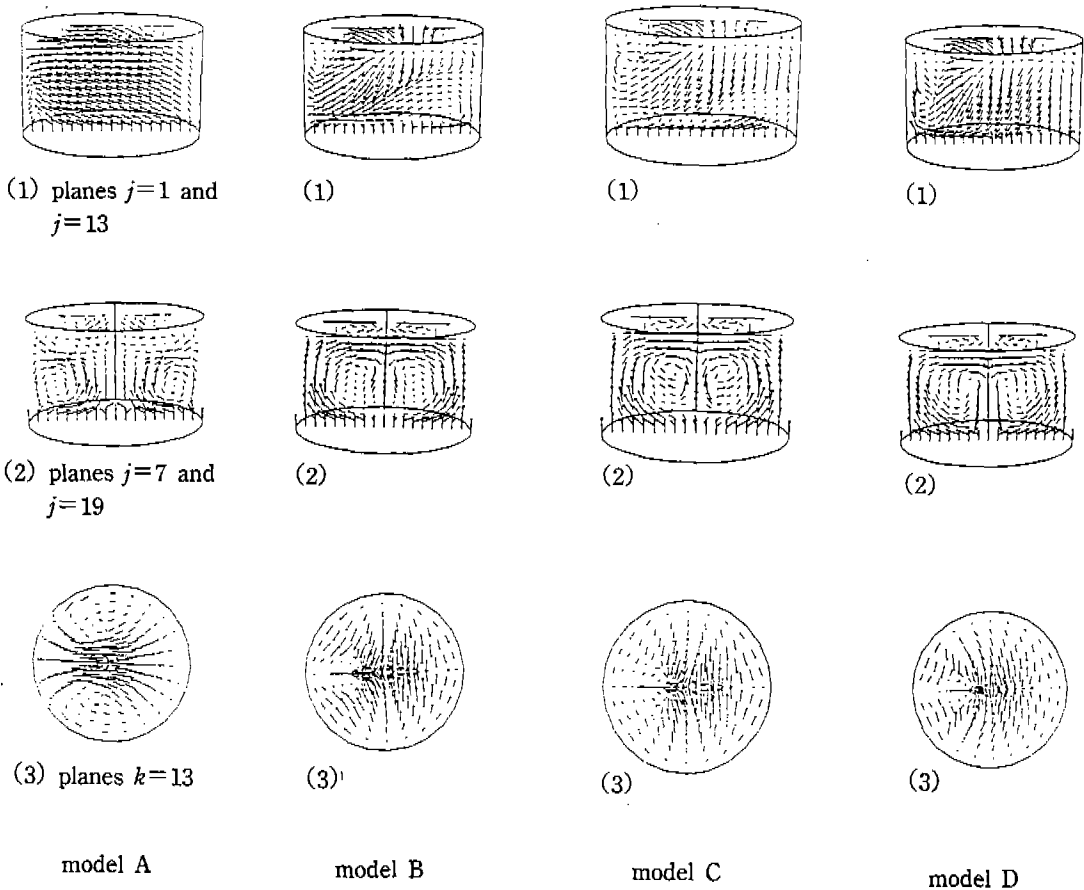


Fig.8 Velocity distribution at ATDC 260°

$$U_{max} = 29 \text{ [m/s]}, \quad V_{max} = 19 \text{ [m/s]}, \quad W_{max} = 19 \text{ [m/s]}$$

배기포트의 출구 경계점이 1개 생성되는 반면에 달리는 때는 같은 크랭크각 동안 2개의 출구 경계점이 생성되도록 처리했기 때문에 그림 7의 배기포트쪽 출구 경계에 하나의 유출속도 성분이 나타나고 있다.

ATDC 260°인 그림 8에서는 흡입 및 측면포트 그리고 배기포트가 모두 닫힌 상태로 이전의 흡·배기 과정을 통하여 형성된 유동장이 피스톤의 압축운동의 영향을 강하게 받게되어 와류가 강화되는 것을 볼 수 있다. 또한 모델 A(3)의 k=13인 반경-원주방향 평면에 발생했던 와류의 크기가 확대되고 강도가 강화되므로서 지속적으로 영향을 미치게 되는 것을 알 수 있다.

4.4 급기효율(trapping efficiency)에 대한 해석

급기효율(trapping efficiency)은 소기행정(scavenging process)이 끝난뒤 실린더에 남아 있는 새로운 공기량과 흡입된 공기량의 비로써 정의된다. 본 연구에서는 4가지의 각 모델에 대해 흡입포트와 측면포트가 열려있는 동안의 각 순간에서의 포트 개방면적과 흡입속도와와 흡입의 평균치로 흡입된 공기량을 계산하며, 소기행정이 끝난뒤 실린더에 남아있는 공기량은 위와같이 계산된 흡입공기량과 배기포트 개방면적과 배기속도의 곱으로 계산된 공기량과의 차이로 산출한다. 그러나 실제로는 완전한 소기가 이루어지지 않기 때문에 전단계에서의 잔류공기가 존재하게 되는데 흡입공기량과 배기공기량의 차이만으로 실린더내에 남아있는 공기량을 산출하게 되면 전단계에서의 잔류공기가 포함되게 된다. 따라서 본 연구에서는 전단계에서 잔류된 공기량을 정확히 계산할 수 없는 관계로 잔류공기량이 포함된 공기량을 급기효율을 정의하기 위한 새로운 공기량으로 처리한다. 이와 같이 산출된 공기량들로 급기효율을 계산하면 다음과 같다.

일반적으로 모델 A 및 모델 B와 같이 측면포트의 축방향 각도에 비해서 흡입포트의 축방향 각도가 상대적으로 큰 경우에는 흡입행정 초기에 흡입된 공기가 실린더 헤드쪽으로 확산되어

Table 4. Trapping efficiency

모델 형태	급기효율
모델 A	0.66
모델 B	0.63
모델 C	0.61
모델 D	0.60

전형적인 소기유동의 형태를 나타내므로 상대적으로 급기효율이 높게 나타나는 반면에 모델 C 및 모델 D에서는 상대적인 고압으로 흡입된 공기가 곧바로 배기포트쪽으로 확산되어 배출되는 공기량이 증가하므로 급기효율이 낮게 나타나는 것을 볼 수 있다. 한편 본 연구에서는 유동장에 대한 정성적인 예측에 초점을 맞추어 연구한 결과로서 위에서 산출한 급기효율의 정량적인 정확성에 상당한 오차가 있을 것으로 생각된다.

5. 결 론

2행정기관에서는 흡입포트와 배기포트가 약간의 시차를 두고 같이 열리기 때문에 흡입된 새로운 혼합기 혹은 공기의 일부가 배기포트를 통해 배출되거나 연소된 가스가 완전하게 배출되지 못하고 실린더내에 잔류케 되므로 소기과정이 불완전하게 되어 기관의 효율향상을 저해할 수 있다. 이와같은 불완전 소기과정을 해결할 수 있는 방법중에서 흡입포트의 위치 및 각도의 최적화 방법이 완전한 소기과정에 접근할 수 있는 방법으로 널리 인식되고 있으나 연구결과는 그다지 많지 않다. 특히 흡입포트의 위치 및 각도의 최적화 방법의 연구를 위해서는 흡입포트의 각도변화에 따른 실린더 내부유동장 해석이 필수적 요건으로 인식되고 있다.

따라서 본 연구에서는 그림 2와 표 3에 나타낸 바와 같은 흡입 및 측면포트의 각도를 변화시킨 4가지 모델에 대해 실린더 내부유동장 및 밀도분포를 수치해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 측면포트의 축방향 각도(θ_2)에 대해서 흡

입포트의 축방향 각도(θ_1)가 상대적으로 크면 흡입포트를 통한 흡입 주유동이 실린더헤드 부근까지 도달한 후 배출되는 전형적인 소기유동에 접근하게 되므로 연소된 가스의 완전한 배출이 가능하리라 생각된다.

2. 측면포트의 축방향 각도(θ_2)에 대해서 흡입포트의 축방향 각도(θ_1)가 아주 작으면 흡입포트를 통한 흡입유동이 곧바로 배기 포트쪽으로 확산되어 배출되므로 에너지의 비효율적인 이용을 초래하게 된다.
3. 새로운 혼합기 혹은 공기의 흡입과정 초기에 흡입 및 측면포트 주위에서 발생하는 와류는 흡입유동의 약화를 초래하여 새로운 혼합기 혹은 공기의 충분한 공급을 방해할 뿐만 아니라 연소된 가스를 잔류시키는 역할을 할 수 있으므로 적절한 포트 각도의 설정을 통하여 흡입과정중의 와류발생을 억제하는 것이 기관의 효율향상에 도움이 되리라 생각된다.
4. 본 연구에서는 모델 A와 같은 포트각도의 설정을 통하여 흡입유동이 실린더헤드 부근까지 도달한후 배출되는 전형적인 소기유동에 접근할 수 있었으며, 반경-원주방향 평면에 발생한 와류가 압축행정시에도 지속적인 영향을 미치게 되어 연료분사가 있는 경우 연료와 공기의 혼합을 가속시킬 것으로 생각된다.
5. 모델 A와 같이 측면포트의 축방향 각도(θ_2)에 비해서 흡입포트의 축방향 각도(θ_1)가 상대적으로 큰 모델에서는 흡입행정 초기에 흡입된 공기가 곧바로 배기포트쪽으로 확산되어 배출되는 것을 방지할 수 있으며 전형적인 소기유동을 가능하게 하므로 상대적으로 급기효율이 높게 나타나는 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

1. J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill Book Company.
2. E. Sher, "A New Practical Model for the Scavenging Process in a Two-Stroke Cycle Engine", Advances in Two-Stroke Cycle Engine Technology, pp.13-22, 1985.
3. M. E. G. Sweeney, G. B. G. Swann, R. G. Kenny and G. P. Blair, "Computational Fluid Dynamics Applied to Two-Stroke Engine Scavenging", Advances in Two-Stroke Cycle Engine Technology, pp.65-78, 1985.
4. M. P. Schwarz, G. J. Thornton and W. Gilbert, "In-Cylinder Flow Simulation for a Motored Two-Stroke Engine", Computational Fluid Dynamics, pp.631-640, 1988.
5. A. Fabre and C. Ferreira, "Three Dimensional Modeling of Flow and Mixture Preparation in a Two-Stroke Engine", Proceeding of the International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in I. C. Engines-COMODIA 90, PP.475-480, 1990.
6. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke and T. D. Butler, "KIVA-II : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays", Los Alamos Report, LA-11560-MS, 1989.
7. S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
8. C. W. Hirt, A. A. Amsden and J. L. Cook, "An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds", J. Comp. Phys., Vol.14, pp.227-253, 1974.
9. W. E. Pracht, "Calculating Three-Dimensional Fluid Flow at All Speeds with an Eulerian-Lagrangian Computing Mesh", J. Comp. Phys., Vol.17, pp.132-159, 1975.