

유니프로우 소기식 두상밸브형엔진에서 RNG 난류모델의 평가와 과급압력변화가 소기유동에 미치는 영향

조 상 무 · 허 선 철 · 박 권 하

Assessment of RNG Turbulence Model and the Effect of Inlet Pressure on Scavenging Flow

S. M. Cho, S. C. Heo, K. Park

Abstract

Many studies for improving a scavenging efficiency have been executed by using simulative manner. This paper addresses to a scavenging process in a uniflow two stroke cycle engine. The processes are simulated for scavenging pressure variation, after the assessment of turbulent models. The results have shown that employing RNG $k-\epsilon$ model gave more accurate velocity profiles near the cylinder wall compared with the standard $k-\epsilon$ model and the charged fresh air has increased with the scavenging pressure increase.

Key Words : 2-stroke engine(2행정기관), Scavenging flow(소기효율),
Turbulence model(난류모델)

기호설명

D: Diffusivity
J: Heat flux
K: Turbulence energy
 ϵ : Turbulence energy dissipation rate
 ρ : Gas density
I: Unit internal energy
 σ : Viscosity shear stress
n: Polytropic exponent
P: Gas pressure

1. 서 론

구동기구가 복잡하지만 소기효율이 높은 두상밸브형 유니프로우 소기식엔진은 2행정 저속대형기관에 널리 사용되고 있다. 4행정기관과 달리 크랭크각 130° 정도에서 급기와 배기를 동시에 수행하는 2행정기관은 소기효율이 엔진성능에 중요한 영향을 미치기 때문에 이를 향상하기 위하여 많은 연구들이 수행되고 있다.

대형기관에서의 실험적 연구는 많은 비용과 시간이 요구되는 관계로 계산적 연구에 의하여 그 특성을 파악하는 경우가 많다. 소기특성을 파악하기 위해서는 소기유동에 정확한 해석이 요구되지만 급기와 소기과정은 빠른 속도로 작은 공간을 통과하는 복잡한 유동을 동반하며 피스톤운동에 의한 압축과정이 주어짐으로써 정확한 해석을 하

는데 많은 어려움이 있다.

초기 엔진유동계산은 Gosman과 Johns⁽¹⁾, Ahma de-Befru⁽²⁾에 의하여 축대칭 2차원 유동으로 해석 되었으며, 이는 Gosman⁽³⁾에 의하여 3차원으로 확장되었다. 이후 많은 연구들이^(5,6,7) 수행되었는데, Shah⁽⁷⁾는 k-ε, 수정 k-ε, k-W모델을 Monaghan⁽⁸⁾의 실험치와 비교 평가 하였다. 그에 의하면 k-W난류모델이 적합하다는 결과를 보여주었다.

Mao⁽⁹⁾는 엔진 실린더 내의 복잡한 형상을 더 잘 반영하여 시뮬레이션 할 수 있도록 하기 위하여, 엔진 내부 유동 계산에 최초로 유한요소법을 적용하였으며, Kong⁽¹⁰⁾은 흡기계통까지 유동계산의 범위를 확대하였다. 하지만 압축과정의 유동과 밸브주위등 급속히 확대되며 고속으로 흐르는 유동장에 대한 예측결과는 실험치와 많은 차이를 보이고 있다. 소기 유동에 대한 연구는 주로 소기 효율향상에 미치는 설계인자들의 영향에 관한 것으로, Ravi⁽¹¹⁾등은 CARE라는 다차원 코드를 이용하여 흡배기 밸브의 크기와 닫힘시기가 소기에 미치는 영향을 연구 하였으며, Uzkan⁽¹²⁾은 CONCHAS코드⁽¹³⁾를 이용하여 피스톤상단, 흡입포트입구 측으로 사다리꼴의 장애물을 설치했을때의 소기 효율개선방안을 연구했다.

Diwakar⁽¹⁴⁾는 KIVA코드를 이용하여 실린더를 3차원적으로 해석하고 자신의 CONCHAS 코드⁽¹³⁾를 이용하여 2차원으로 해석한 이전의 해석결과와 비교하여 유동장 예측에 있어서 2차원 해석과 축방향 와류가 발생하는 지점은 같으나 크기와 모양이 다르게 나타남을 보였다. Lee와 Sung⁽¹⁵⁾은 KIVA코드를 이용하여 2행정 기관의 소기과정에 실린더 내의 유동장을 해석하여 최적의 스웰 유동을 생성시키기위한 흡입포트의 각도를 제시하고, 흡입구의 높이가 높아지면 급기효율이 향상함을 보였다.

본 연구는 RNG난류모델과 수정k-ε 난류모델을 비교하여 적당한 모델을 선정하고, 이 모델을 적용하여 2행정 기관의 과급압력 변화에 따른 소기 유동장의 변화를 알아보고자 한다.

2. 수학적 모델

전달방정식은 다음과 같이 모델링된다.

화학종 m에 대한 질량보존방정식은,

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}) = \rho^s \quad (1)$$

여기에서 ρ_m , ρ 는 각각 화학종 m과 전체밀도, \mathbf{u} 는 유속, D 는 확산계수를 나타낸다.

모멘텀보존식은,

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p - A_0 \nabla(2/3 \rho k) + \nabla \cdot \sigma + F^s + \rho \mathbf{g} \quad (2)$$

여기서, p 는 유체의 압력이며 σ 는 점성전단응력으로 다음과 같이 Newtonian형식으로 쓴다.⁽⁶⁾

$$\sigma = \mu[\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] - \lambda \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{I} \quad (3)$$

에너지방정식은

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot J + \rho \varepsilon + \dot{Q}^c + \dot{Q}^s \quad (4)$$

이며, I 는 단위내부에너지이며, 열 유속 J 는

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla(\rho_m / \rho) \quad (5)$$

으로 나타낸다.

k-ε모델에 대하여, 난류운동에너지(k)에 관한 보존식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \sigma : \nabla \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon + \dot{W}^s \quad (6)$$

그리고 난류운동에너지소산율 ε 에 관한 보존식은

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -\left(\frac{2}{3} C_1 - C_3\right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] \\ & + \frac{\varepsilon}{k} [C_1 \sigma : \nabla - C_2 \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s] \quad (7) \end{aligned}$$

으로 표시되며 또한 RNG k-ε 모델에서는 ε 식이 다음과 같이 변경된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -\left(\frac{2}{3} C_1 - C_3 + \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \mathbf{u}\right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} \\ & + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} [(C_{\varepsilon 1} - C_\eta) \sigma \nabla \\ & - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s] \quad (8) \end{aligned}$$

윗 식에서

$$C_3 = \frac{-1 + C_1 - 3m(n-1)}{3}$$

$$+ \frac{(-1)^{\delta} \sqrt{6} C_{\mu} C_{\eta} \eta}{3} \quad (9)$$

이때 여기서 m 은 0.5이며, η 는 난류 대 평균 변형률 시간 척도의 비율, n 은 플리트포퍼 지수이다.

$$C_{\eta} = \frac{\eta(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (10)$$

두 난류모델에서 사용한 상수값들은 다음과 같다.

Table 1 Values of the turbulence model constants

	C_{μ}	C_1	C_2	C_3	Pr_t	Pr_s	η_0	β	C_s
modified k- ϵ	0.09	1.44	1.92	-1.0	1.0	1.3	-	-	1.5
RNG k- ϵ	0.085	1.42	1.68	Eq.(9)	0.72	0.72	4.38	0.012	1.5

3. 계산 조건

3.1 모델엔진 및 계산조건

모델 엔진은 직경 75mm의 투명 실린더 내에서 피스톤이 구동모터 및 커넥팅로드에 의해 왕복 운동하는 구조로 구동모터는 200rpm으로 정속 회전하며 오차 범위는 $\pm 0.5\%$ 이며 실린더 헤드 중심에 직경 34mm의 밸브가 위치한다.

Fig. 1과 2는 각각 계산격자의 3차원 및 그 단면 형상을 보여준다. 피스톤 및 밸브의 움직임을 고려하였으며 최대 64000개의 격자를 갖는다.

Table 2 Geometric details of model engine

Bore (cm)	7.5
Stroke (cm)	9.4
Compression ratio	3.5
Connecting rod length (cm)	36.35
Intake valve	
Diameter (cm)	3.40
Maximum lift(L) (cm)	0.73
Seat angle (°)	60
Valve open at (° BTDC)	6
Valve close at (° ABDC)	44
Initial gas pressure (atm)	1
Initial gas temperature (K)	297

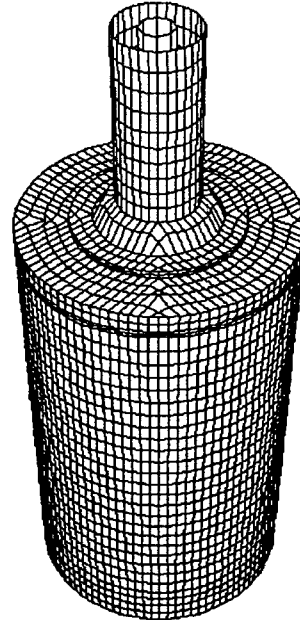


Fig. 1 Calculation grids in 3-D view

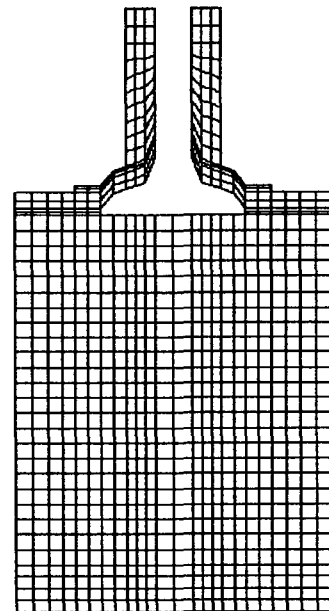
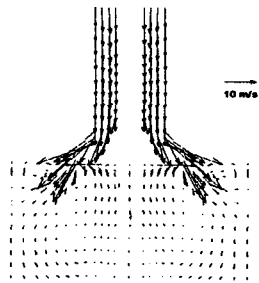
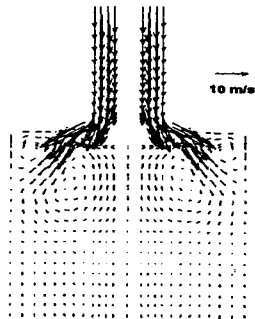


Fig. 2 Slice grids

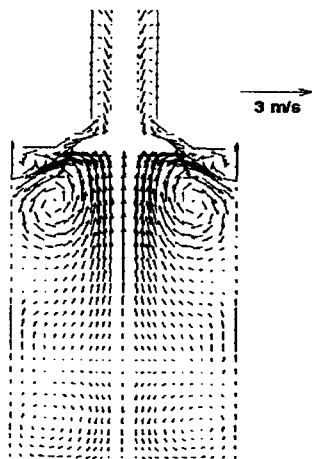
3.2 결과 및 모델의 평가



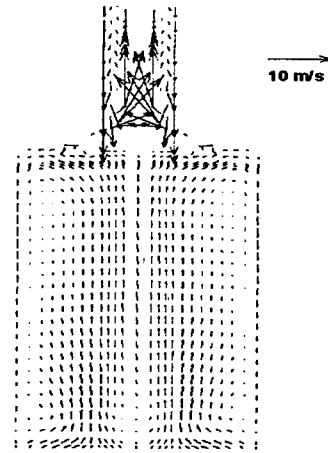
(a) Crank angle 36 °



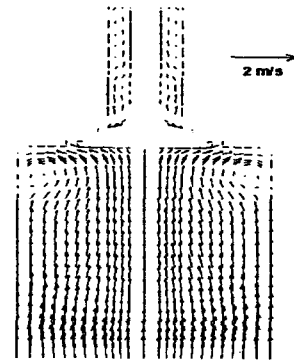
(b) Crank angle 90 °



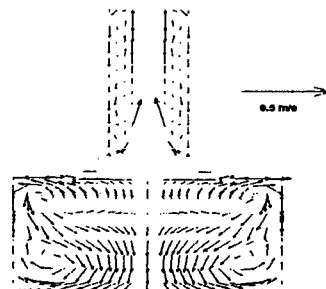
(c) Crank angle 180 °



(d) Crank angle 226 °



(e) Crank angle 270 °



(f) Crank angle 360 °

Fig. 3 Flow fields predicted by modified k-ε model

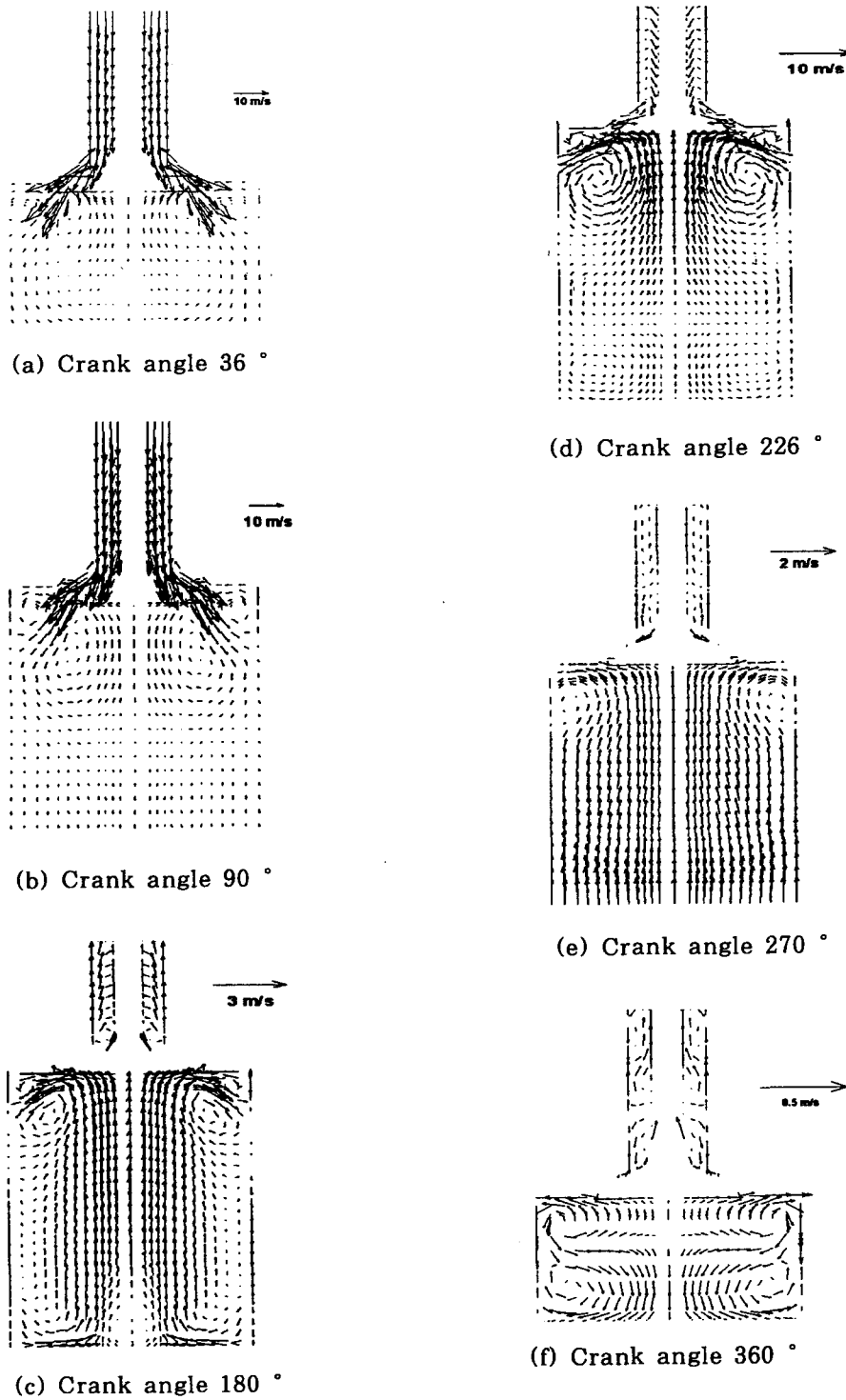


Fig. 4 Flow fields predicted by $k-\epsilon$ RNG model

Fig 3, 4는 수정 $k-\epsilon$ 난류모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용한 경우의 유동특성을 보여준다. 밸브가 열리면서 유동이 시작된 36° 의 경우에는 밸브사이로 강하게 유입되는 제트유동의 영향으로 양쪽에 와류동이 형성되고 있음을 알 수 있다. 90° , 180° 에서는 이러한 유동이 더욱 명확해 지고 있으며 이는 수정 $k-\epsilon$ 모델이나 RNG $k-\epsilon$ 모델에서 거의 유사함을 보여준다. 그러나 압축이 시작되면서 두 모델은 매우 상이한 유동예측을 하게 된다. 226° 에서 비교해 보면 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용한 경우 Fig. 5의 (d)에서 보듯 밸브의 영향으로 발생하는 와류동이 미세하게 발생한다. 그러나 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용한 Fig. 6의 (d)는 와류동의 형성을 확실하게 나타내고 있다. 이러한 차이는 압축이 진행될수록 점점 감소하다가 압축말기에는 이 차이가 거의 없어지게 된다.

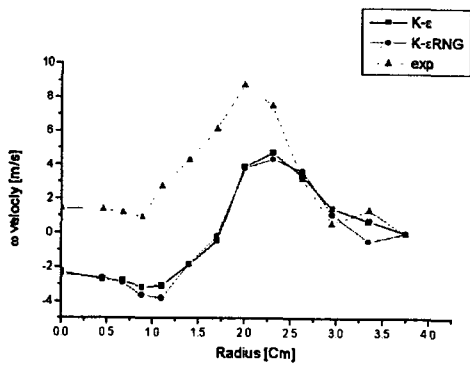


Fig. 5 Crank angle 36°

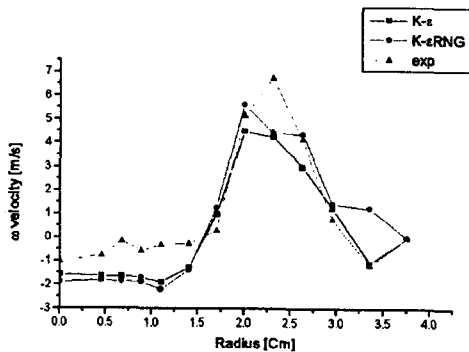


Fig. 6 Crank angle 90°

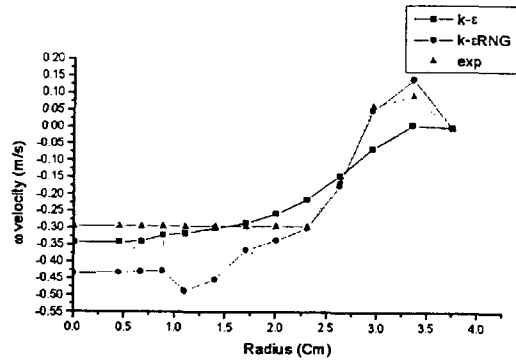


Fig. 7 Crank angle 270°

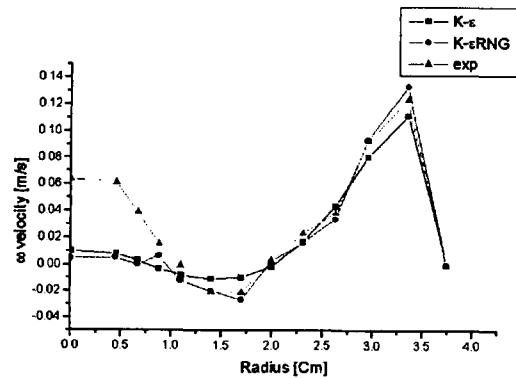


Fig. 8 Crank angle 360°

Fig. 5에서 10은 실린더 헤드에서 1cm 떨어진 단면에서 축 방향 유동속도를 비교한 것으로 수정 $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델에 의한 계산 결과와 Ahmdi vefrui의 실험결과로 비교한다. 크랭크 각 36° (Fig. 5)에서는 속도의 크기 차이는 있으나 그래프의 형상은 실험치와 비슷한 모습을 보여주고 있으며 속도의 크기 차이가 상당히 있고, 또한 반경 20mm 지점까지의 계산치는 음의 방향을 나타내고 있는 반면에 실험치는 양의 방향을 나타내고 있는 차이를 보여주고 있다.

그러나 크랭크각 90° (Fig. 6)에서는 실험치와 계산치의 형상이 비슷한 모습을 보여주고 있으며 수정 $k-\epsilon$ 모델보다는 RNG $k-\epsilon$ 모델이 실험치와 더욱 근사한 것을 보여주고 있다. 크랭크각 270° (Fig. 7)에서는 반경 25mm 이내의 실험치의 값은 수정 $k-\epsilon$ 모델이 근사한 것 같으나 반경 25mm 이상이 되면 RNG $k-\epsilon$ 모델과 비슷한 현상을 보여준다.

크랭크각 360° (Fig. 8)에서의 결과를 보면 반경 10mm 이내는 실험치와 계산치가 상이 하나 그 이후는 수정k-ε 모델과 근사한 경향을 나타내고 있는 것을 보여 주고 있다.

위에 나타난 실험치와 계산치의 불일치 한 부분은 실험시 주위 환경의 고려를 어떻게 설정 하였는지에 대한 데이터 부족으로 계산치와 정확하게 일치하지 않는 것 같다. 그럼에도 불구하고 흡입 초기에는 상당히 다른 결과를 나타내었는데 크랭크각 90° (Fig. 6)부터 크랭크각 360° (Fig. 8)까지의 결과는 약간의 차이는 있으나 비슷하게 나타나고 있는 것을 보여 주고 있다.

특히 크랭크각 360° 에서는 반경 10mm이내에서는 실험치와 약간 틀리나 그 이후는 실험치 특히 RNG k-ε 모델과 거의 흡사하다.

흡입초기에 계산 최대치가 실험 최대치보다 적게 나타나는 것은 흡입유동의 난류에너지가 과소 평가 되었기 때문일 것이라고 생각되어진다.

4. 소기유동에 대한 과금압력의 영향

4.1 엔진 및 계산조건

소기 유동장을 해석하기 위한 대상엔진은 과금을 행하는 유니프로우식 엔진으로 실린더 헤드에 한 개의 배기밸브가 있으며 실린더 하단에 18개의 소기공을 두고 있다.

Table 3 Specification of the engine

Engin speed (rpm)	176
Stroke (cm)	139
Bord (cm)	42
Connecting Rod Length (cm)	182
Inlet port open (° ATDC)	140
Inlet port close (° ATDC)	220
Inlet pressure (kg/cm ²)	3~9
Exhaust velve open (° ATDC)	116
Exhaust valve close (° ATDC)	257
Exhaust velve lift (cm)	0.4
Initial sylinder pressure (kg/cm ²)	5
initial crank angle (° ATDC)	116

Fig. 9과 10은 사용된 계산 격자로 3차원 및 단면 형상을 보여준다.

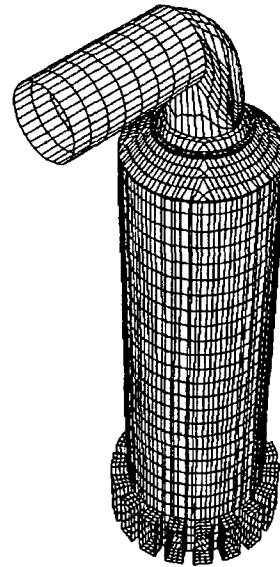


Fig. 9 Calculation grids in 3-D view

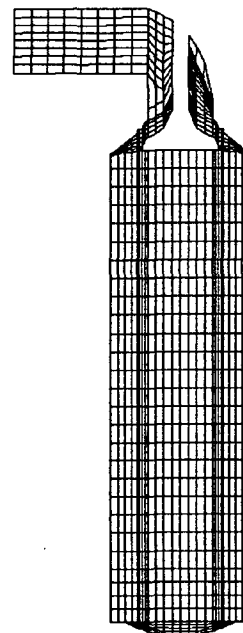
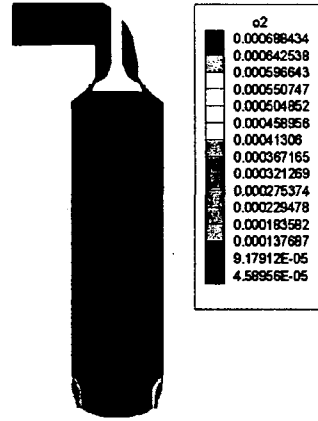
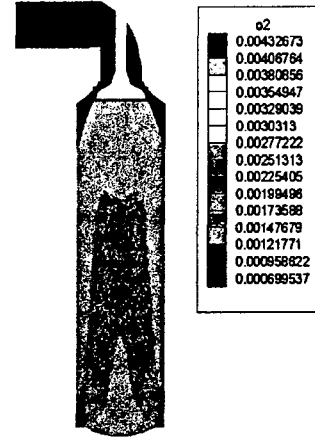


Fig. 10 Slice grids

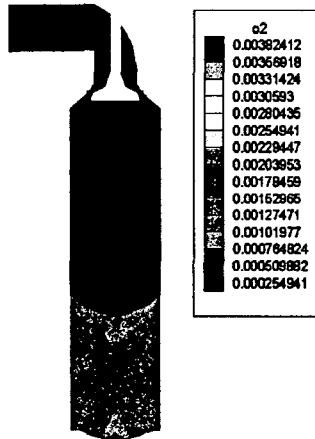
4.2 2행정 엔진의 과급압력변화에 따른 소기형상



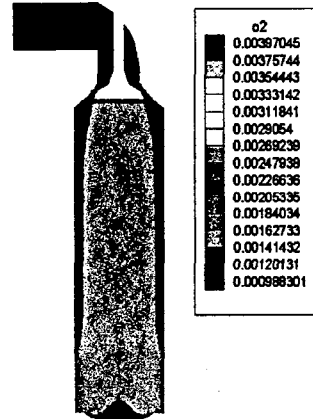
(a) crank angle 140°



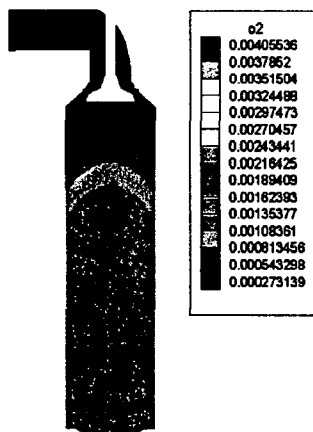
(d) crank angle 200°



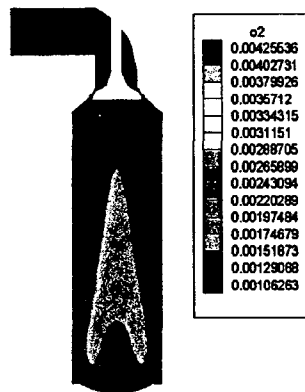
(b) crank angle 160°



(e) crank angle 220°

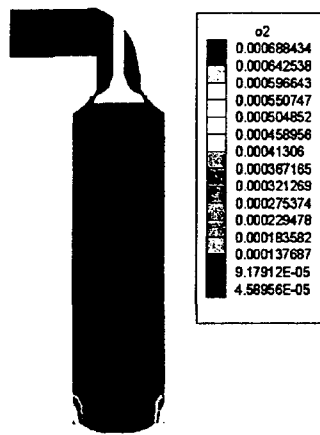


(c) crank angle 180°

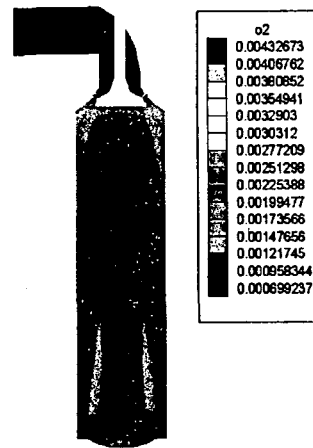


(f) Crank angle 240°

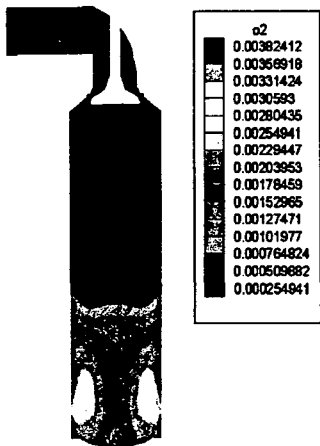
Fig. 11 Scavenging process at scavenging pressure 3kg/cm²



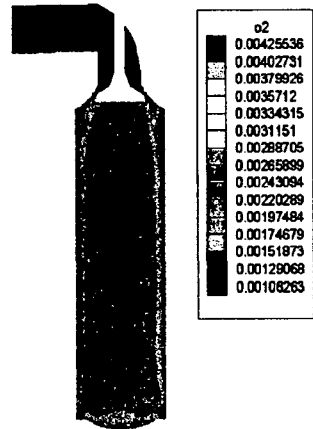
(a) Crank angle 140°



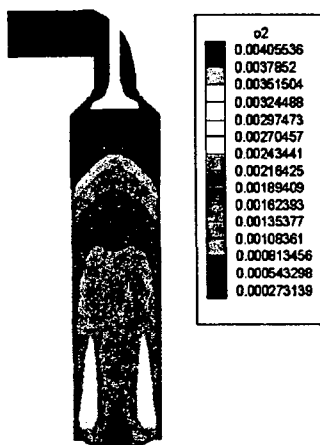
(d) Crank angle 200°



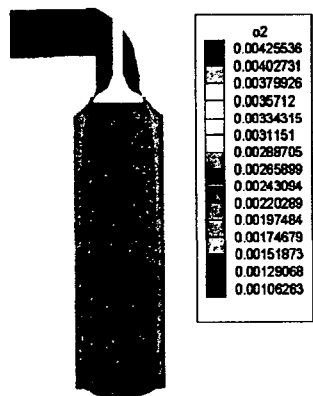
(b) Crank angle 160°



(e) Crank angle 220°

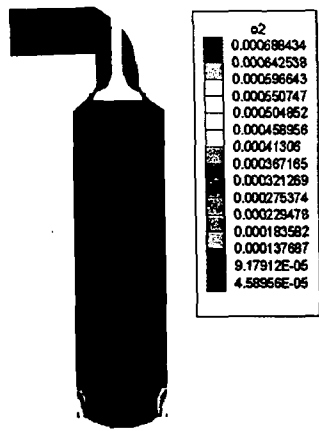


(c) Crank angle 180°

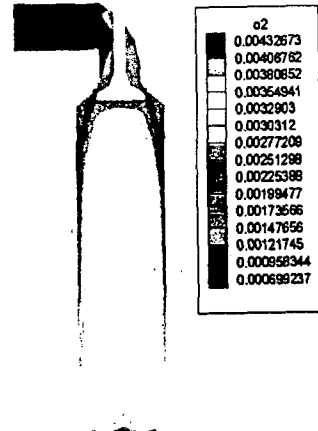


(f) Crank angle 240°

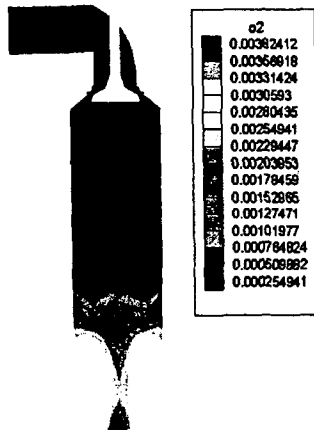
Fig. 12 Scavenging process at scavenging pressure 5kg/cm²



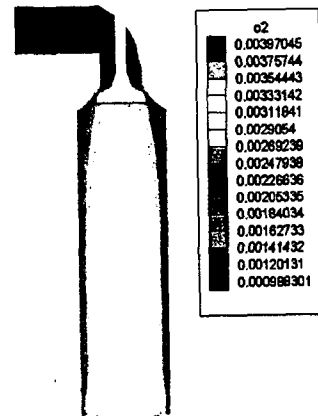
(a) Crank angle 140°



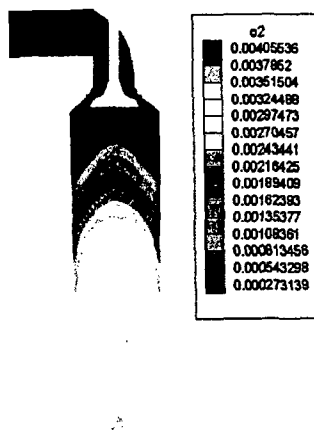
(d) Crank angle 200°



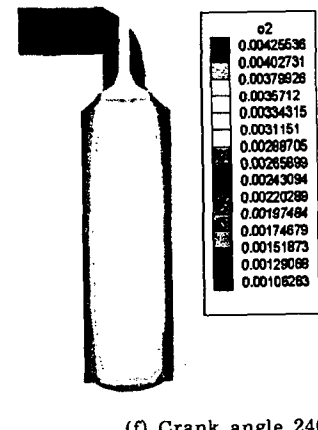
(b) Crank angle 160°



(e) Crank angle 220°

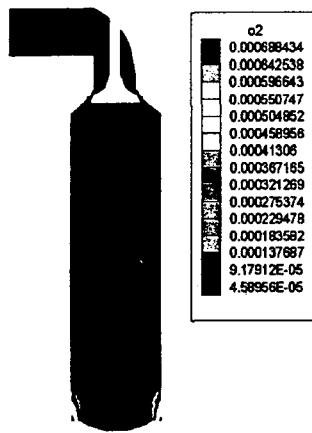


(c) Crank angle 180°

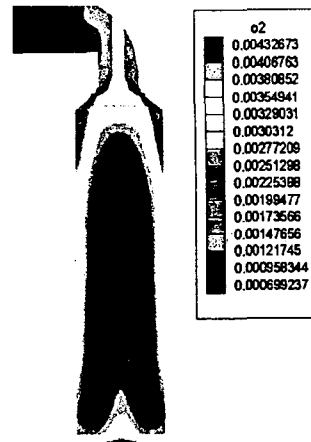


(f) Crank angle 240°

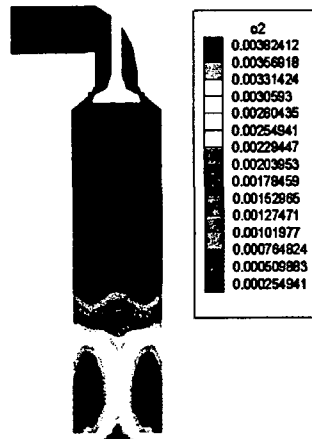
Fig. 13 Scavenging process at scavenging pressure 7kg/cm²



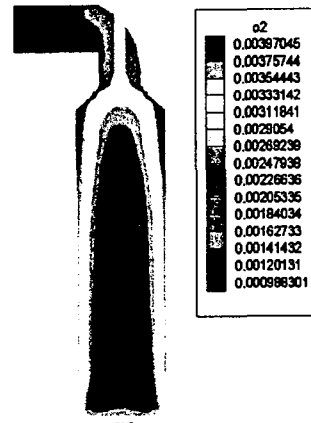
(a) Crank angle 140°



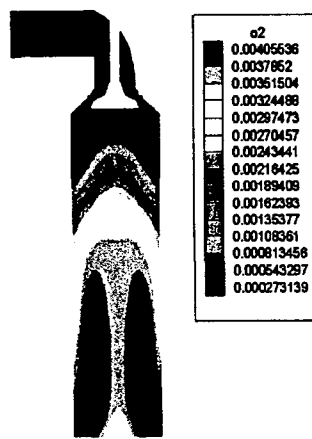
(d) Crank angle 200°



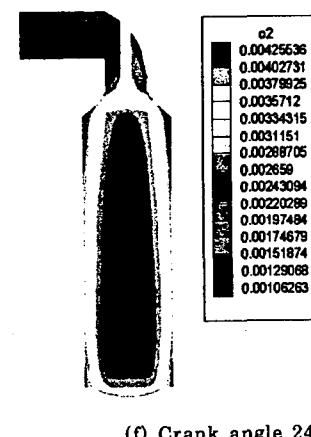
(b) Crank angle 160°



(e) Crank angle 220°

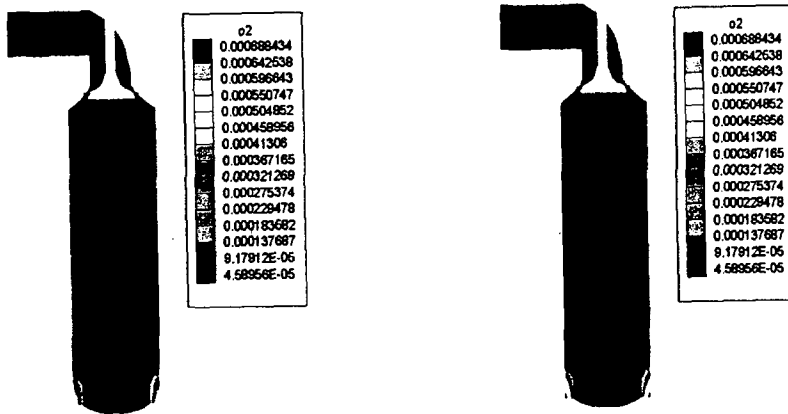


(c) Crank angle 180°



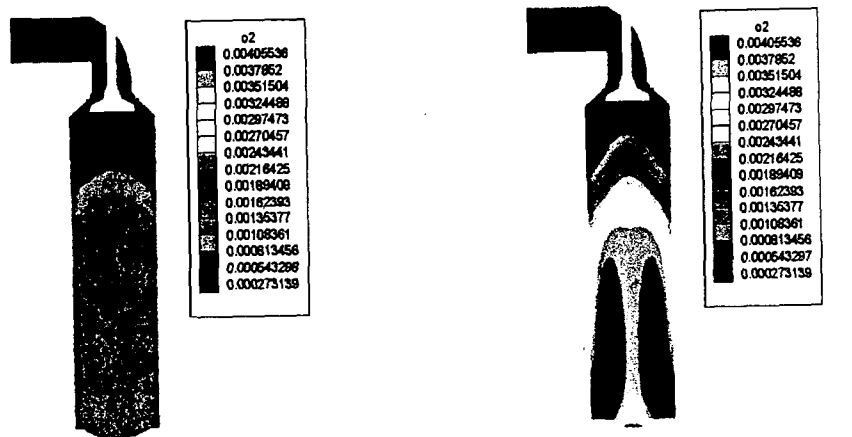
(f) Crank angle 240°

Fig. 14 Scavenging process at scavenging pressure 9kg/cm²



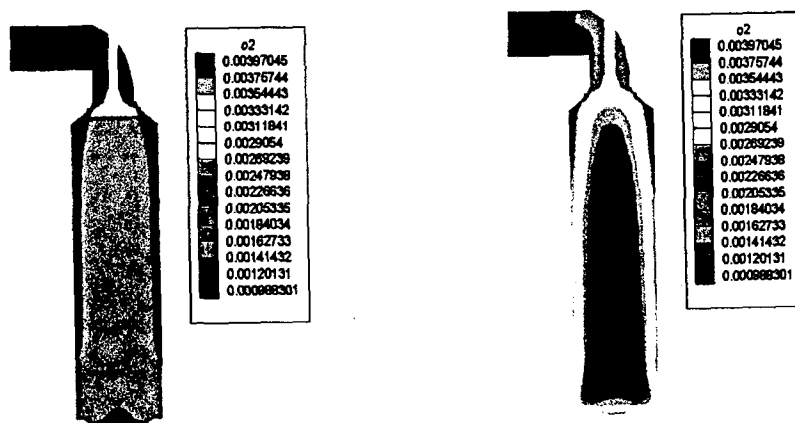
(a) charging with 3bar (b) charging with 9bar

Fig. 15 Comparison of scavenging flows at 140°



(a) charging with 3bar (b) Charging with 9bar

Fig. 16 Comparison of scavenging flows at 180°



(a) charging with 3bar (a) charging with 9bar

Fig. 17 Comparison of scavenging flows at 220°

Fig. 11, Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14는 3, 5, 7, 9kg/cm²으로 과급압력을 변화시킬때의 소기과정을 크랭크 각도별로 보여준다. 소기되는 새로운 공기를 명확히 구별하기 위하여 흡기의 성분은 일반 공기의 성분인 N₂가 76.71%, O₂가 23.29%로 하며 실린더 내의 가스성분은 100% CO₂로 하여 계산을 수행한다. 크랭크각 140°에서 소기공이 열리며 유입되는 신기는 소기공 주위에 분포되고 있으며 크랭크각 140°에서 180°까지 빠른 속도로 연소 가스를 몰아내면서 크랭크각 200°에 이르면 실린더 내부를 거의 채우며 크랭크각 240°까지 신기의 양을 증가시키는 것을 알 수 있다.

Fig. 15는 크랭크각 140°이며 소기구가 막 열리는 구간으로 3kg/cm²와 9kg/cm²에서의 초기소기과정을 보여준다. 소기공의 개방량이 너무 작아 많은 양의 신기가 들어오지 못하므로 과급압력의 변화에 큰 차이를 보이지 않는다.

Fig. 16은 크랭크각 180°이며 소기구가 완전히 열리는 구간으로 3kg/cm²와 9kg/cm²에서의 중기소기과정을 보여준다. 과급압력이 높은 9kg/cm²일때 3kg/cm²에서보다 급격히 많은 양의 신기가 유입된다. 실린더 내의 연소가스가 배기밸브의 틈새로 나가는 것은 한정되므로 신기가 잔존가스를 실린더 윗부분으로 밀어 붙이며 실린더 내부를 채우는 것을 알 수 있다. 9kg/cm²로 과급할 때 더 많은 산소가 실린더 내부를 채우게 된다.

Fig. 17은 크랭크각 220°이며 소기구가 막 닫히는 구간으로 3kg/cm²와 9kg/cm²에서의 소기말기를 보여준다. 소기구로부터 더 이상의 신기유입이 없는 유동상태에서 배기밸브는 여전히 열려있는 상태이며 잔존 가스와 함께 일부의 신기가 배기밸브쪽으로 유출된다. 여전히 9kg/cm²로 과급할 때 많은 양의 산소가 실린더내를 채우고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

KIVA코드를 이용한 모델엔진의 실린더내 유동장에대한 수정k-ε 모델과 RNG k-ε 모델의 평가 및 2행정 유니플로우엔진에서 과급압력의 변화가 소기현상에 미치는 영향을 검토한 결과는 다음과 같이 요약된다.

· 모델엔진에서의 난류모델 평가 결과 RNG k-ε 모델이 중기이후의 유동예측에 더욱 정확한 값을 주고 있다.

· 과급압력변화의 영향을 평가한 결과로 전반적인 소기과정이 소기압력과 관계없이 유사한 형태를 보이고 있지만, 압력의 증가에 따라 소기 유입농도가 비례적으로 증가함을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Gosman,A.D. and Johns, R.J.R., "Development of a Predictive Tool for in Cylinder Gas Motion in Engines" SAE 780315,1978
- (2) Ahmadi-Berui, B., Arcoumainis, C., Bicen,A.F., Gosman, A.D., Jahanbaksh, A.and White law, J.H., "Calculation and Measurements of the flow in a Motored Model Engine and Implication and Measurements of the flow in a Motored Model Engine and Implications for Open-chamber, Direct-Injection Engines", NTISDE82019033, 1982
- (3) Gosman,A.D.,Tsui,Y.Y., and Watkins A. P., "Calculation of Three-Dimensional Air Motion in Model Engines", FS/83/29,1980
- (4) Grasso,F.andBracco, F.V., "Computed and Measured Turbulence in Axisymmetric Reciprocation Engines", AIAA Journal, Vol.21, No.4, pp601-607,1983
- (5) Brandstatter ,W.,Johns,R.J.R and Wigley, "The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure",SAE 850499, 1985
- (6) Yamade Toshio, Inoue Tokuta, Yoshimastu Akio, Hiramatsu Takeshi and Konishi Masaaki, "In-Cylinder Gas motion of Multivalve Engine-Three Dimensional Numerical Simulation", SAE Paper 860465 , 1986
- (7) Priti Shah, "Mathematical Modelling of Flow and Combustion in Internal Combustion Engines", PhD Thames Polytechnic pp.19-43 ,pp67-102,1989
- (8) Monaghan, M. O. and Pettifer, H.F. "Air Motion and its Effects on Dissel Performance and Emissions",SAE810255, 1981
- (9) Mao, Y.,Buffat,M.and Jeandel,D., "simulation of the Turbulent Flow Inside the Combustion Chamber of a Rediprocation Engine whith a Finite Element Method",ASME Journal of Fluides Engineering, Vol.166, pp363-369, 1994.6

- (10) Kong.S.C and Hong,C.W., "Multidimensional Intake Flow Modeling of a Fourstroke Engine with Comparisons to Flow Velocity Measurements", SAE 970883,1997
- (11) M. R. Ravi and A. G. Marathe, "Effect of Port Sizes and Timings on the Scavenging Characteristics of a Uniflow Scavenged Engine", SAE Paper No.92078 2 ; 1992.
- (12) T. Uzkan, "Analytically Predicted Improvements in the scavenging and Trapping Efficiency of Two-Cycle Engine", SAE Paper No.880108, 1988
- (13) L. D. Cloutman, J. K. Dukowicz, J. D. Ramshaw, and A. A. amsden, "CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Sprays", Los Alamos National Laboratory Report, LA-9294-MS, 1982.
- (14) R. Diwakar, "Three-Dimensional Modeling of the In-Cylinder Gas Exchange Processes in a Uniflow-Scavenged Two-Stroke Engine", SAE Paper No. 870596, 1987.
- (15) Sangsu Lee, Nakwon Sung, "The study on the Scavenging Process of a 2-Stroke Diesel Engine", ASME Paper No. 98-ICE-137, 1998.
- (16) A.A.Amsden, P.J.O'Rourke, and T.D Butler, "KIVA-II:A Computer Program for Chemically Reactive Flows with sprays", Los Alamos National Laboratory Report No. LA-11560-MS,1989.
- (17) A.A.Amsden, "KIVA-3 KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries", Los Alamos National Laboratory Report No. LA-12503-MS, 1993
- (18) A.A.Amsden, "KIVA-3V: A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves", Los Alamos National Laboratory Report No. LA-UR-97-698,1997.

휴대폰 : 016-851-8388 (조 상무)
 e-mail : minmay94@hanmail.net
 분 야 : 동력공학