

RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용한 포트/밸브계 및 실린더내의 유동해석

박 상 규* · 양 회 천**

Flow Analysis within a Port/Valve Assembly and Cylinder Using a RNG $k-\epsilon$ Model

S. K. Park · H. C. Yang

Key words : Flow analysis(유동해석), Port/valve assembly(포트/밸브계), Modified $k-\epsilon$ model(수정 $k-\epsilon$ 모델), RNG $k-\epsilon$ model(RNG $k-\epsilon$ 모델), FVM(유한체적법)

Abstract

Applicability of the RNG $k-\epsilon$ model to the analysis of unsteady axisymmetric turbulent flow of a reciprocating engine including port/valve assembly is studied numerically. The governing equations based on a non-orthogonal coordinate formulation with Cartesian velocity components are used and discretised by the finite volume method with non-staggered variable arrangements. The predicted results using the RNG $k-\epsilon$ model of the unsteady axisymmetric turbulent flow within a cylinder of reciprocating model engine including port/valve assembly are compared to these from the modified $k-\epsilon$ model and experimental data. Using the RNG $k-\epsilon$ model, the predicted axial and radial velocity at the valve exit and in-cylinder region show good agreements with the experimental data. The application of the RNG $k-\epsilon$ model seems to have some potential for the simulations of the unsteady turbulent flow within a port/valve-cylinder assembly over the modified $k-\epsilon$ model.

1. 서 론

본 연구는 RNG $k-\epsilon$ 모델의 내연기관 내부유동장 해석에 대한 적용성과 타당성에 대한 연구를 목적으로 한다. 현재 가장 일반적으로 이용되는

$k-\epsilon$ 모델은 모델자체가 단순하며 예측성능이 우수하지만 국부적인 평형 및 에디의 등방성 가정을 포함하며, 강한 압력구배나 유선의 곡률효과에 의해서 생성되는 부가적인 변형율이 난류 구조에 미치는 영향을 모델 자체의 구조적인 모순으로 인해

* 여수대학교 기계공학과 (원고접수일 : 97년 7월)

** 여수대학교 자동차공학과

적절하게 모사하기 어렵다. 그러므로 이러한 문제점의 해결을 위한 추가적인 모델링의 개발은 공학적으로 널리 응용되고 있는 여러가지 복잡한 유동들에 대한 수치해의 정확성 및 타당성 향상의 측면에서 반드시 필요하다. 따라서 이러한 k-ε 모델의 단점을 개선하고자 국내외적으로 많은 수정된 k-ε 모델들¹¹⁻¹⁵⁾이 제안되어 왔다.

한편 Wilson은 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성에 따른 격자 세분화의 한계를 극복할 수 있는 접근방법중의 하나로 RNG방법(Renormalization Group method)¹⁶⁻¹⁷⁾을 제시하였다. RNG 방법은 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$ 의 Kolmogorov 법칙을 따르는 작은 에디들의 평형영역에 대한 이론을 제공한다. 한편 k-ε 모델에서의 국부적 평형 및 등방성의 가정은 Kolmogorov의 평형이론¹⁸⁾에 의해 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급은 작은 에디들에서 점성의 영향에 의한 에너지 소산율과 같아야만 한다는 것을 의미한다. 이는 작은 에디들이 점성계수를 분자 점성계수에서 유효 에디 점성계수로 증가시키는 역할을 하게 되는 것을 의미하므로 국부적 평형 및 등방성의 가정을 근거로 한 k-ε 모델에서는 유효 점성계수가 과도하게 예측되게 된다.

내연기관 흡기계의 포트/밸브 주위의 유동특성은 실린더 내부유동을 결정하는 중용한 인자중의 하나로 연소 등에 영향을 미치게 되어 성능향상 및 공해방지를 위한 새로운 엔진설계에서 필수적 요소로 작용하고 있다. 그러나 엔진구조의 복잡성 및 측정의 난이도 때문에 대부분 단순화시킨 모델 엔진에서의 실험적 연구가 주류를 이루어 왔으나, 근래에 들어서는 컴퓨터의 성능향상과 전산유체역학의 발달로 다차원 수치해석기법을 이용한 연구가 활발하게 수행되고 있다. Bicen 등¹⁹⁾은 축대칭엔진에 대한 흡입행정시의 밸브계와 실린더 내부의 정상 및 비정상 유동특성에 대해 실험적 연구를 수행하였다. Arcoumanis 등은 디젤엔진의 헬리컬포트에서 생성된 스웰이 밸브계와 실린더 내부 유동에 미치는 영향에 대해 실험적으로 연구한바 있으며²⁰⁾, 엔진속도에 따른 밸브계와 실린더 내부 유동과의 상관관계에 대해 연구하였다²¹⁾. Gosman 등은 k-ε 모델 및 벽법칙을 이용하여 모

델엔진에서의 유동장 및 온도장을 계산하고 실험결과와 비교하였으며, 또한 수치해석방법을 검증하고자 하는 연구를 수행하였다¹²⁻¹³⁾.

본 연구에서는 축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 비정상, 압축성 유동특성에 대해 수치해석하여 실험결과¹⁹⁾와 비교하고 정성적으로 해석함으로써 내연기관 포트/밸브계 및 실린더의 최적 설계조건에 도출에 기여하고자 한다.

2. 이론적 해석

2.1 지배방정식

뉴턴 유체의 비정상 유동에 대해 비직교 좌표계상에서 Cartesian 속도성분을 사용하여 시간 평균된 압축성 난류 유동의 지배 방정식을 텐서 형식으로 나타내면 다음과 같다¹⁴⁾.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial t} (J\rho\phi) + \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^i} [\rho G_m \beta_{it} \phi - \delta_{it} \frac{\Gamma_\phi}{J} \frac{\partial \phi}{\partial x^j} \beta_{jt}^n \beta_{it}^n] = S_\phi \quad (1)$$

위의 식에서 S_ϕ 와 Γ_ϕ 는 종속변수 ϕ 에 대한 생성항과 확산계수이다. 엔진유동을 해석하는 경우 피스톤의 운동에 따른 내부 격자들의 수축 및 팽창의 영향을 고려할 필요가 있다. 따라서 이러한 영향을 고려하기 위하여 본 연구의 수정 k-ε 모델에서는 식(2)에 나타낸바와 같이 난류에너지 소산을 방정식에 C_3 가 포함된 항을 추가하였다. 한편 RNG k-ε 모델¹⁶⁾의 난류 운동에너지 방정식은 수정 k-ε 모델의 형태와 같고, 난류 운동에너지 소산을 방정식은 식(3)에 나타낸바와 같이 소산을 방정식에 다른 형태의 생성항($-\rho R$)이 추가된 형태이다.

$$C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} + C_3 \rho \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x^i} \quad (2)$$

$$C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_3 \rho \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x^i} - \rho R \quad (3)$$

여기서 변형율 항(rate-of-strain term) R 은 다음과 같이 주어진다.

$$R = 2\mu S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x} \frac{\partial u_j}{\partial x} \quad (4)$$

이 항을 본 연구의 RNG k-ε 모델에서는 다음과 같이 처리하였다.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$\text{여기서 } S_{ij} = \frac{1}{2} (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}), \quad \eta = \frac{Sk}{\epsilon}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad \beta = 0.012, \quad \eta_0 = \sqrt{\frac{C_2 - 1}{C_\mu(C_1 - 1)}}$$

RNG k-ε 모델의 난류 점성계수는 차원해석을 통해 k-ε 모델에서의 난류 점성계수식과 같고 Cμ 값만 약간 상이한 형태로 얻을 수 있으나, 저 Re 수 효과를 고려하기 위해 다음과 같은 일반적인 형태로 난류 점성계수를 결정한다.⁶⁾

$$\mu_t = \mu [1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu} \frac{k}{\epsilon}}]^2 \quad (6)$$

한편 수정 k-ε 모델에서의 난류 점성계수는 다음과 같이 처리한다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$

모델상수들은 Table 2와 같다.

Table 2 Coefficients of the turbulence model.

	α_k	α_ϵ	C_μ	C_1	C_2	C_3
modified k-ε model	1.0	1.30	0.09	1.44	1.92	-0.37
RNG k-ε model	1.0	1.39	0.09	1.42	1.68	-0.37

2.2 수치해석 방법

격자계는 내부 격자점들이 시간이 증분되면서 경계의 이동에 따라 상대적 위치로 이동하도록 처리하였다. Fig. 1은 Table 3에 나타난 사양의 포트/밸브계를 갖는 축대칭 모델엔진에 대한 ATDC 68° 일때의 격자계로 축방향, 반경방향에 대해 100×46의 구조를 갖는다.

지배 방정식의 차분화는 지배 방정식을 검사 체

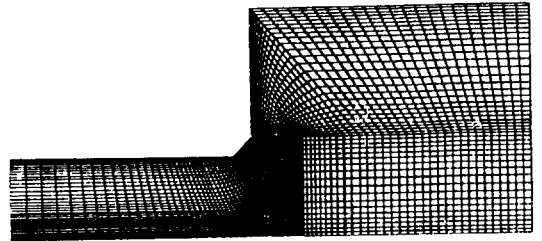


Fig. 1 Computational grid systems(100×46 grids)

Table 3 Model engine specification for intake flow calculation

Engine speed[rev/min]	: 200.0
Bore diameter[mm]	: 75.0
Stroke[mm]	: 94.0
Valve diameter[mm]	: 33.0
Compression ratio	: 7.7
Maximum valve lift[mm]	: 9.2
Clearance height[mm]	: 14.0

적에 대해 체적적분으로 이산화시키는 유한 체적법을 사용하여 대수 방정식을 얻는다. 대류항에 대해서는 선형 상류 차분법을 사용하였고 확산항에 대해 중심 차분법을 사용하여 차분화시켜 지배 방정식을 이산화하였다.¹⁴⁾

이산화된 방정식은 SIP(Strongly Implicit Procedure)¹⁵⁾ 방법으로 풀어 각각의 변수 값들을 구해낸다. 본 연구에서는 계산 절점에 대한 차분화된 운동량 방정식을 제어 표면에서의 속도 구배에 대한 보간식으로 사용하므로써 압력 구배를 계산 절점에서의 값으로 나타내어 압력과 속도를 연결시킬 수 있는 Rhie¹⁶⁾가 제시한 방법을 이용하였다. 압력과 속도의 연결에는 SIMPLE 알고리즘을 사용하여 처리하였다.

2.3 경계조건

입구 경계에서의 속도분포는 실험결과로부터 주어진 레이놀즈수에 해당되는 속도를 경계면에 수직인 값으로 주었다. 또한 실험결과에서 측정된 중심선의 난류강도를 균일한 분포의 입구경계조건으로 처리하였다. 작동 유체는 공기로서 입구면

에서 대기압 상태인 1기압, 295K 이고 모든 벽면의 온도는 340K 로 균일하게 주었다. 한편 입구면의 흡입 유량은 순간 피스톤속도에 의하여 구하여 처리하는 참고문헌⁽¹⁷⁾의 방법과 동일하게 처리하였다. 대칭면에서는 경계면에 수직한 방향으로 모든 종속 변수의 값에 구배가 0(zero)이라는 조건으로 처리하였다. 벽면경계 조건은 점착 조건을 사용하여 운동량 방정식과 에너지 방정식에서 대류항을 소거시켰으며 확산항은 첫번째 격자점에서 벽 마찰 응력 τ_w 를 사용하여 다음과 같이 처리된다.

$$\text{고정 벽면 : } (a_p + \tau_w \delta A) U_{i,p} = \sum a_m U_{i,m} + S_u \quad (8)$$

$$\text{이동 벽면 : } (a_p + \tau_w \delta A) U_{i,p} = \sum a_m U_{i,m} + (S_u + \tau_w U_{i,w} \delta A) \quad (9)$$

여기서 아래첨자 m은 경계면을 제외한 이웃 격자점들이다. 난류 에너지에 대한 경계조건은 벽면에서의 구배가 0이며, 난류 에너지 소멸율에 대한 경계 조건은 벽면으로부터 첫 번째 계산점에 적용하며 다음과 같다.

$$\epsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k \beta^2}{\chi \delta n} \quad (10)$$

3. 결과 및 고찰

축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 유동장의 변화를 수치해석하였다. 계산을 위한 격자계는 Fig. 1과 같으며 축방향, 반경방향에 대해 100×46의 격자로 구성하였다. 시간간격은 밸브양정(valve lift)에 따라 크랭크각 2°~5° 범위로 하여 저양정(L/D<0.13)에서 2°로 계산하고 양정과 함께 증가시켜 고양정에서는 5°로 계산하였다. 작동유체는 공기로서 이상기체로 가정하며, 유체의 비열은 일정한 것으로 가정하였다. 밸브양정은 ATDC 102° 에서 9.2mm로 최대가 되며, 밸브의 최대속도는 ATDC 27° 에서 0.156m/s 이다⁽¹⁷⁾. 해의 수렴조건은 압력보정 방정식에서의 질량 생성항 및 운동량 방정식에서의 잉여오차의 절대값의 총합과 입구에서 유입되는 대유량과의 차이가 0.001이하이면 수렴되는 것으로

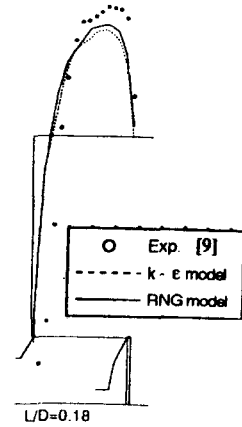


Fig. 2 Radial velocity profiles at the valve exit(L/D=0.18, θ=47°)

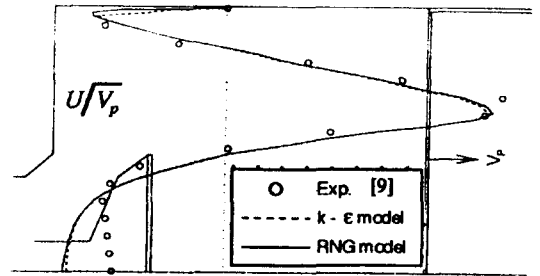


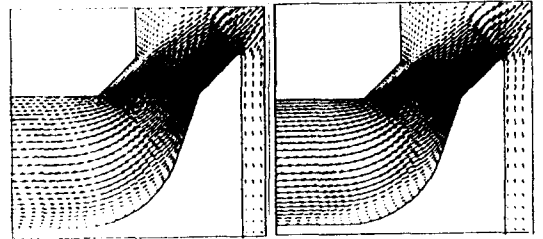
Fig. 3 Axial velocity at z=15mm (L/D=0.18, θ=47°)

조건을 설정하였다.

Fig. 2와 Fig. 3은 ATDC 47°(L/D=0.18)일때 밸브출구에서의 반경방향 속도성분과 실린더 헤드로부터 피스톤 헤드쪽으로 z=15mm인 곳에서 축방향 속도를 실험결과와 비교한 것이다. 유체는 밸브를 통해 연소실로 세트와 같이 분출되며, 유로면적이 최소가 되는 흡입 밸브의 밸브목에서 최대속도를 갖는다. 실험결과에서는 유동은 밸브양정이 L/D=0.18 일때 밸브시이트로부터 박리되면서 큰 속도구배를 갖는 전단층(shear layer)을 형성하며, 밸브양정이 증가하면서 박리영역이 확장되는 것으로 알려지고 있다⁽⁹⁾. 축방향 속도성분

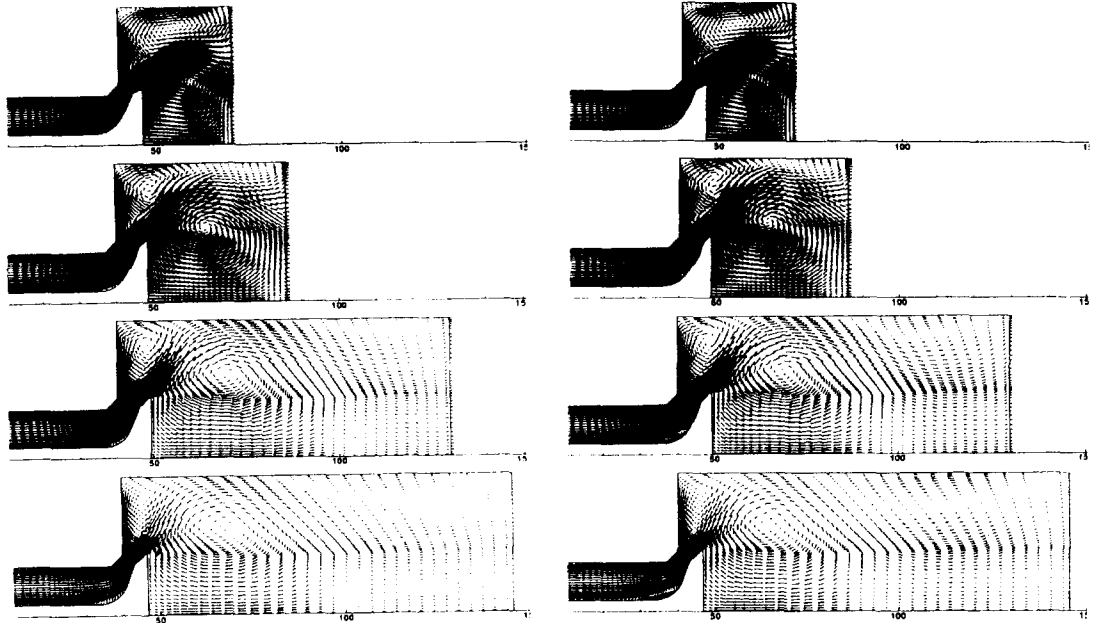
의 계산결과는 실험치와 잘 일치함을 볼 수 있으며, 최대값과 그 위치가 실험치와 약간의 차이를 보이거나 이것은 입구유량과 밸브의 개폐 시기가 실험에서와 다르기 때문인 것으로 생각된다. 전체적으로 계산결과는 실험치와 비교하여 정성적으로 일치하는 경향을 나타내고 있다. 한편 정량적으로는 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우가 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우보다 실험치에 근접하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 ATDC 68° ($L/D=0.24$)일때의 밸브 주위의 유동장을 나타낸 것이다. 유동은 밸브 시이트의 중앙부에서 박리하기 시작하여 밸브양정이 증가하면서 밸브 시이트로부터 완전히 떨어져 나가며, 양정이 최대가 될 때까지 박리영역이 점점 커지게 된다. 또한 흡입행정이 진행되면서 밸브스텝 하단부의 재순환영역도 점차 커지게 된다. 정량적으로는 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우가 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우보다 스텝하단부의 재순환 영역이 크게 나타나는 것을 알 수 있다.



(a) modified $k-\epsilon$ model (b) RNG $k-\epsilon$ model
Fig. 4 Velocity vectors at the valve gap
 ($L/D=0.24, \theta=68^\circ$)

Fig. 5는 ATDC 47° 에서 ATDC 160° 까지 평균 피스톤속도에 의해 무차원화된 속도를 나타낸 것이다. 흡입행정 초기에는 밸브로부터 분출된 유체가 피스톤의 팽창 운동에 의해 피스톤헤드 방향으로 가속되어 피스톤면에 충돌하면서 밸브와 피스톤 및 실린더의 헤드와 벽 사이에 각각 시계방



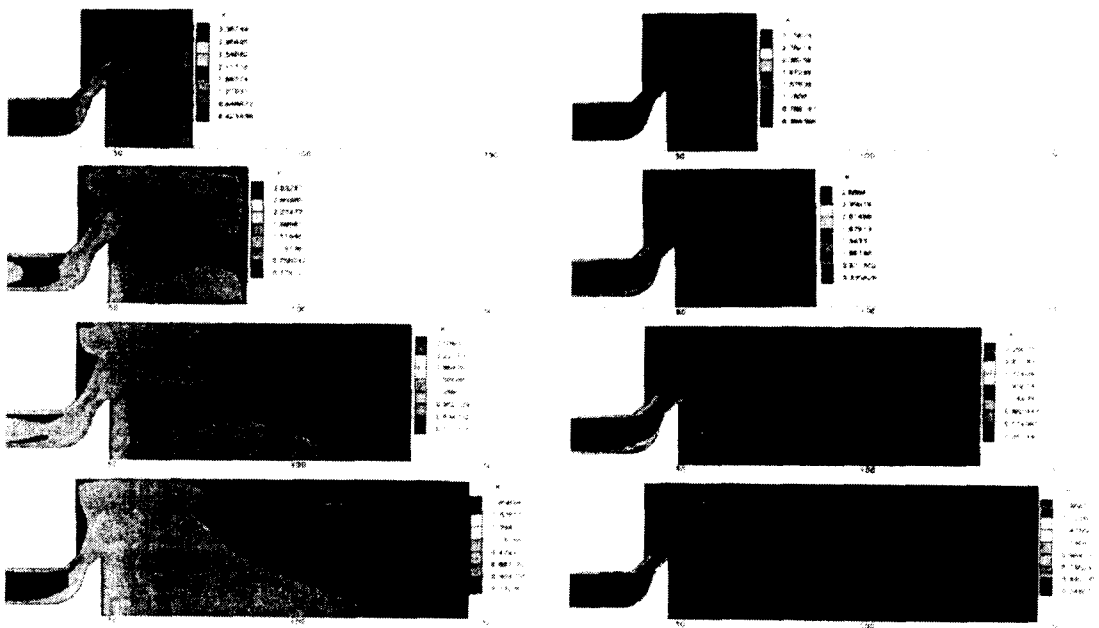
(a) modified $k-\epsilon$ model (b) RNG $k-\epsilon$ model

Fig. 5 Velocity vectors (from top to bottom : $\theta=47^\circ, \theta=68^\circ, \theta=125^\circ, \theta=160^\circ$)

향과 반시계방향으로 회전하는 두개의 큰 와류를 형성시키는 것을 볼 수 있다. 양정이 증가함에 따라 시계방향의 와류는 강도가 커져 실린더 벽 부근까지 팽창하면서 밸브 출구에서 분출되는 유체를 밀어 올리게 되어 ATDC 68° 이후에는 유체가 실린더 벽에 충돌하고, 피스톤이 팽창하면서 실린더 벽 부근에서 유체의 정체현상이 나타난다. 이러한 유체의 정체현상은 피스톤헤드에 가까운 벽 부근의 와류발생과 관계되는데, ATDC 68° 이후에 이 영역에서 반시계방향의 제3의 새로운 와류가 형성되어 실린더 내부의 유동은 세개의 와류로 형성된 것을 볼 수 있다. 그런데 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용한 경우가 수정 $k-\epsilon$ 모델의 경우보다 피스톤헤드에 가까운 벽부근 와류의 강도가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 한편 시계방향 와류의 영향으로 실린더 헤드 부근의 반시계방향 와류는 크기가 작아지면서 와류의 중심이 실린더 헤드 방향으로 이

동한다.

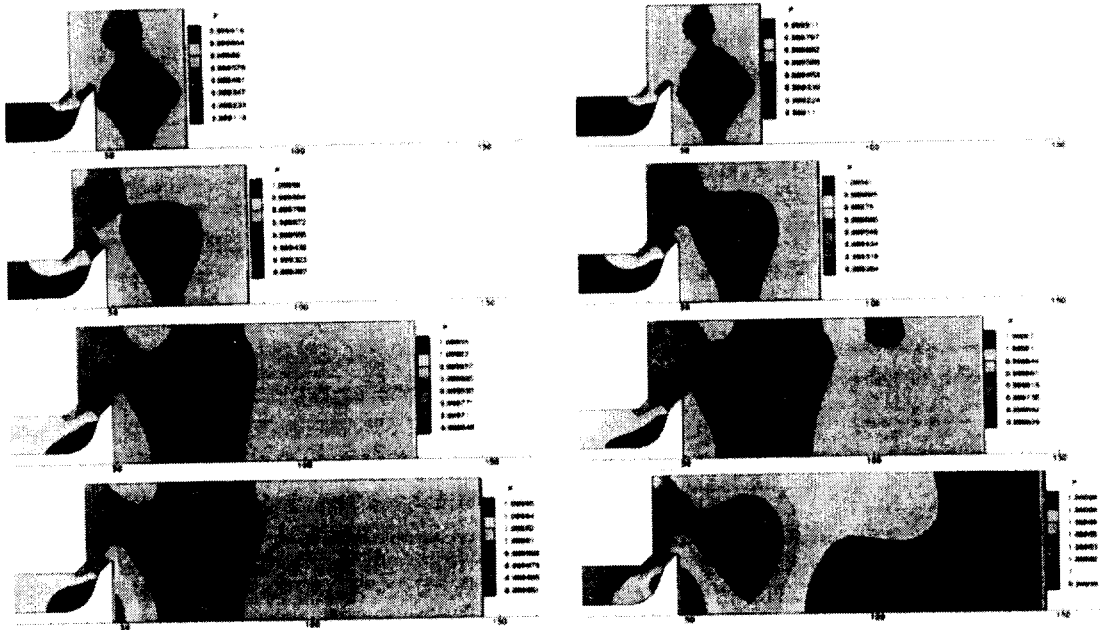
Fig. 6은 ATDC 47°에서 ATDC 160°까지 평균 피스톤속도로 무차원화한 난류강도를 나타낸다. 난류강도는 유체가 벽면과 상호작용하는 곳이나 두 유동의 상호작용으로 속도구배가 큰 곳에서 강하게 나타난다. 흡입행정 초기에는 입구면으로부터 유입되는 유체가 충돌하는 밸브면의 선단부근이나 밸브출구로부터 분출된 유체가 충돌하는 실린더 벽부근에 난류강도가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 한편 흡입행정 후반부에서는 유체가 밸브 시이트로부터 박리되면서 큰 속도구배가 발생하는 영역과 밸브헤드부근에 상대적으로 큰 난류강도가 나타나는 것을 알 수 있다. 전체적으로는 흡입행정이 진행되면서 난류강도는 점차 약화되는 것을 알 수 있다. 한편 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용한 경우에는 본 연구의 배경설명에서도 언급했던바와 같이 난류점성계수를 과도하게 예측하기 때문



(a) modified $k-\epsilon$ model

(b) RNG $k-\epsilon$ model

Fig. 6 Turbulent intensity contours (from top to bottom : $\theta=47^\circ, \theta=68^\circ, \theta=125^\circ, \theta=160^\circ$)



(a) modified $k - \epsilon$ model

(b) RNG $k - \epsilon$ model

Fig. 7 Pressure contours (from top to bottom : $(\theta=47^\circ, \theta=68^\circ, \theta=125^\circ, \theta=160^\circ)$)

에 RNG $k - \epsilon$ 모델을 적용한 경우보다 전체적으로 난류강도, 다시말하면 난류운동에너지가 크게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 7은 ATDC 47°에서 ATDC 160°까지 유입면의 압력인 대기압으로 무차원화한 압력장을 나타낸다. 흡입행정 동안 유체가 충돌하는 영역에서 상대적으로 약간 높은 압력분포를 보이며, 밸브와 피스톤 사이의 와류의 중심부에서 낮은 압력분포가 형성되는 것을 알 수 있다. 흡입행정 중반까지는 입구면으로부터 들어오는 유체가 부딪히는 밸브크라운 부근에서 압력이 가장 높게 나타났다. 한편 수정 $k - \epsilon$ 모델을 적용한 경우 ATDC125° 이후에는 실린더 벽부근의 제3의 와류는 밸브와 피스톤 사이의 와류강도보다 상당히 약하기 때문에 이 영역에서 압력분포의 변화에 크게 영향을 미치지 못하지만 RNG $k - \epsilon$ 모델을 이용하는 경우에는 Fig. 5의 설명에서 지적한바와 같이 이영역의 와

류강도가 수정 $k - \epsilon$ 모델을 적용한 경우보다 커지기 때문에 압력분포에 변화가 나타나는 것을 알 수 있다. 흡입행정 말기에는 전체적으로 실린더내의 압력이 입구면의 압력보다 높아지는 것을 알 수 있는데, 이러한 압력분포는 밸브출구에서의 역류현상이 발생하는 원인이 된다.

Fig. 8은 ATDC 47°에서 ATDC 160°까지의 온도장을 나타낸다. 경계조건에서 기술했던바와 같이 흡입공기의 온도는 295K 이고 모든 벽면의 온도는 340K로 처리하였다. 흡입행정 초기에는 피스톤헤드에 충돌한 흡입유체의 대부분이 피스톤헤드를 따라 실린더 축방향으로 이동하기 때문에 밸브와 피스톤사이의 와류영역에 상대적으로 낮은 온도분포가 나타난다. 한편 피스톤헤드 부근의 제3의 와류에 의한 정체현상으로 벽으로부터 실린더 중심축쪽에서의 열전달이 방해를 받기 때문에 이 영역의 온도분포가 높게 나타나는 것을 알

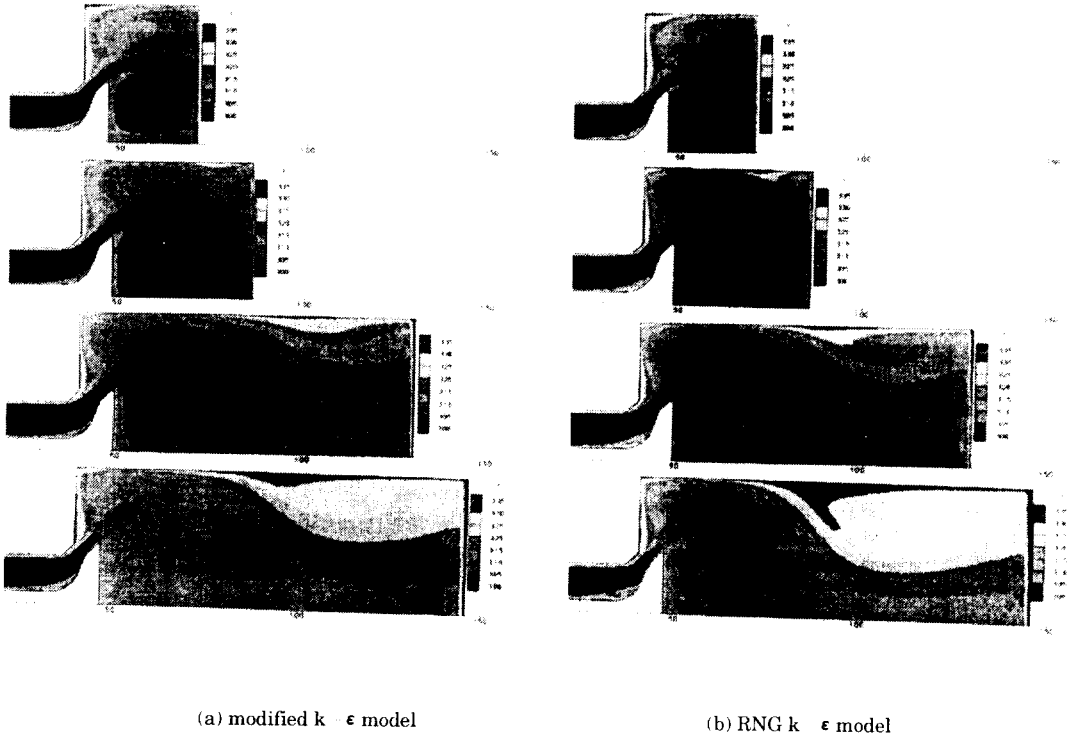


Fig. 8 Temperature contours (from top to bottom : $\theta=47^\circ, \theta=68^\circ, \theta=125^\circ, \theta=160^\circ$)

수 있다. 또한 흡입행정 후반부로 갈수록 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 경우에는 이 영역에서의 와류강도가 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용한 경우보다 크기 때문에 상대적으로 고온영역이 넓게 나타나는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 유동에 대해 수치해석하고 실험결과 및 수정 $k-\epsilon$ 모델의 계산결과와 비교한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 밸브출구에서의 반경방향 속도분포 및 실린더 내부유동의 축방향 속도성분은 전체적으로 실험치와 비교하여 정성적으로 일치하는 경향을 나타내며, 정량적으로는 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우가 수정 $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우보다 실험

치에 근접하는 것을 알 수 있다.

(2) 흡입행정이 진행되면서 밸브와 피스톤 사이, 실린더헤드의 코너부근 그리고 피스톤헤드 부근의 실린더 벽쪽에 각각 하나씩 세개의 와류가 형성되는 것을 알 수 있다. 이와같은 와류의 생성은 압력, 난류량 그리고 온도 등의 실린더내의 여러 가지 유동변수에 상당한 영향을 미치게 된다.

(3) RNG 방법의 물리적 배경의 적용성 및 수치해의 정량적 타당성을 고려할때 내연기관의 흡입계나 실린더 내부의 유동특성 해석에 수정 $k-\epsilon$ 모델보다는 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 것이 타당할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Park, S. W. and Chung, M. K., "Curvature Dependent Two Equation Model for Prediction

- of Turbulent Recirculating Flows," AIAA J, Vol. 27, No. 3, pp. 340 - 344, 1989.
2. 명현국, "이차적인 변형을 효과를 나타내는 새로운 변수의 제안," 대한기계학회 논문집, Vol. 18, No. 1, pp. 184 - 192, 1994.
 3. Reynolds, W. C., "Modeling of Fluid Motions in Engines", An Introductory Overview, in Combustion Modeling in Reciprocating Engines, ed. J. N. Mattavi and C. A. Amann, pp. 41 - 68, Plenum Press, New York, 1980.
 4. Morel, T. and Mansour, N. N., "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines", SAE 820040, 1982.
 5. El Tahry, S. H., "k - ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", J. Energy, Vol. 7, No. 4, pp. 345 - 353, 1983.
 6. Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., Maruzewski, J. and Patel, B., "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations", Proceedings of the Int. Conference on Near - Wall Turbulent Flows, Tempe, Arizona, U. S. A., 15 - 17 March, pp. 1031 - 1046, 1993.
 7. Yakhot, V. and Smith, L. M., "The Renormalization Group, The ϵ - Expansion and Derivation of Turbulence Models", J. Sci. Comput., 3, 35, 1992.
 8. Tennekes, H. and Lumley, J. L., A First Course in Turbulence, The MIT Press, 1973.
 9. Bicen, A. F., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., "Steady and Unsteady airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", ASME J. Fluids Eng., Vol.107, pp.413 - 420, 1985.
 10. Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., "Valve and In - cylinder Flow Generated by a Helical Port in a Production Diesel Engine", Trans. of the ASME, Vol. 109, pp.368 - 375, 1987.
 11. Arcoumanis, C., Vafidis, C., Vorropoulos, G. and Whitelaw, J. H., "Correlation Between Valve and In - cylinder Flow in a Motored Reciprocating Engine", ASME J. Fluids Eng., Vol.109, pp.1 - 9, 1987.
 12. Gosman, A. D. and Ahmed, A. M. Y., "Measurement and Multidimensional Prediction of Flow in a Axisymmetric Port/Valve Assembly", SAE 870592., SAE 870592, 1987.
 13. Gosman, A. D., "Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines", SAE 850344, 1985.
 14. Peric, M., "A Finite Volume Method for the Prediction of Three - Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts", Ph.D. Thesis, Univ. of London, 1985.
 15. Stone, H. L., "Iterative Solution of Implicit Approximations of Multidimensional Partial Differential Equations", SIAM J, Numerical Analysis, Vol. 5, No. 3, pp. 530 - 559, 1968.
 16. Rhie, C.M., "A Numerical Study of the Flow Past an Isolated Airfoil with Separation", Ph.D.Thesis, Dept. of Mech. and Ind. Eng., University of Illinois at Urbana - Champaign, 1981.
 17. 조진행, 유홍선, 최영기, "축대칭 왕복엔진의 비정상 난류유동에 대한 수치해석," 대한기계학회 논문집, Vol. 18, No. 1, pp. 139 - 149, 1994.

저 자 소 개



박상규(朴相圭)

1960년 5월생. 1981년 조선대학교 공과대학 정밀기계공학과 졸업. 1983년 인하대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1989년 인하대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1991년 - 현재 여수대학교 기계공학과 부교수. 당학회 종신회원



양희천(楊熙千)

1961년 4월생. 1985년 중앙대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1987년 중앙대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1994년 중앙대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1997년 - 현재 여수대학교 자동차공학과 전임강사. 당학회 회원



정동화(鄭東和)

1958년 9월생. 1981년 조선대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1992년 한양대학교 산업대학원 기계공학과(석사). 1995년 경북대학교 대학원 기계공학과 박사과정수료. 1990년 - 현재 순천공업전문대학 차량기계과 조교수. 학회종신회원.