

<논 문>

RNG k-ε 모델의 적용성에 대한 연구

양희천* · 유홍선** · 임종한***

(1996년 11월 5일 접수)

A Study of Applicability of a RNG k-ε Model

Hei-Cheon Yang, Hong-Sun Ryou and Jong-Han Lim

Key Words : Renormalization Group Method(RNG 방법), Modified k-ε Model(수정 k-ε 모델), RNG k-ε Model(RNG k-ε 모델), FVM(유한체적법), Non-Orthogonal Coordinate(비직교좌표), Non-Staggered Grid(비엇갈림 격자)

Abstract

In this study, the applicability of the RNG k-ε model to the analysis of the complex flows is studied. 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-ε model of three complex flows, i. e., the flow over a backward-facing step and a blunt flat plate, the flow around a 2D model car are compared to these from the standard k-ε model and experimental data. That of the unsteady axisymmetric turbulent flow within a cylinder of reciprocating model engine including port/valve assembly and the spray characteristics within a chamber of direct injection model engine are compared to these from the standard k-ε model and experimental data. The results of reattachment length, seperated eddy size, average surface pressure distribution using the RNG k-ε model show more reasonable trends comparing with the experimental data than those using the modified k-ε model. Although the predicted rms velocity using the modified k-ε model is lower considerably than the experimental data in incylinder flow with poppet valve, predicted axial and radial velocity distributions at the valve exit and in-cylinder region show good agreements with the experimental data. The spray tip penetration predicted using the RNG k-ε model is more close to the experimental data than that using the modified k-ε model. The application of the RNG k-ε model seems to have some potential for the simulations of the unsteady turbulent flow within a port/valve-cylinder assembly and the spray characteristics over the modified k-ε model.

———— 기 호 설 명 ————		<i>D</i>	: 밸브 직경
<i>a</i>	: 차분방정식의 계수	<i>d</i>	: 분사노즐 직경
<i>C_m, C₁, C₂, C₃</i>	: 난류모델 상수	<i>G_m</i>	: 격자의 이동에 의한 유체의 상대속도
*회원, 여수수산대학교 자동차공학과		<i>J'</i>	: 좌표변환의 Jacobian
**회원, 중앙대학교 기계공학과		<i>k</i>	: 난류운동에너지
***회원, 경원전문대학 자동차정비과			

L	: 벨브양정
L_c	: 특성길이
Pa, P_i	: 정적 연소실 내부압력, 분사압력
P_k	: 난류운동에너지 생성항
Pr, Pr_t	: 온도장의 프란틀수
R	: 변형률
S_p	: 지배방정식의 생성항
T	: 온도
TI	: 난류강도
t	: 시간
U_i	: Cartesian 좌표계에서 평균속도의 i 방향성분
U_0	: 입구의 평균속도
U_{inj}	: 노즐출구에서 연료의 분사속도
u'	: rms 속도
V_p, \bar{V}_p	: 순간 피스톤속도, 평균 피스톤속도
x^j	: 비직교 좌표계
y^m	: Cartesian 좌표계
y^+	: 벽으로부터의 무차원거리
z	: 순간 피스톤위치

그리스문자

α_m^i	: Contravariant 단위벡터의 Cartesian 성분
δA	: 격자의 면적
δn	: 벽으로부터의 수직거리
ε	: 난류운동에너지 소산율
χ	: Von-Karman 상수
μ, μ_t, μ_{eff}	: 층류, 난류, 유효점성계수
θ	: 크랭크각도
ρ	: 밀도
ϕ	: 지배방정식의 종속변수(1, U, V, k, ε , T)
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: k, ε 방정식의 난류 프란틀수
τ	: 전단응력
Γ	: 확산계수

1. 서 론

현재 적용성 및 계산수행의 경제성 등의 측면을 고려할 때 가장 일반적으로 이용되는 k- ε 모델은

모델자체가 단순하며 예측능력이 우수하지만 국부적인 평형 및 에디의 등방성 가정을 포함하며, 강한 압력구배나 유선의 곡률효과에 의해서 생성되는 부가적인 변형률이 난류 구조에 미치는 영향을 모델 자체의 구조적인 모순으로 인해 적절하게 묘사하기 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 모델들^(1~10)이 제안되어 왔다.

적분 스케일의 에디로부터 격자의 크기에 비해 대단히 작은 크기의 에디들까지 존재하는 난류장의 난류특성을 정확하게 예측하기 위해서는 격자를 세분해야 하지만 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성으로 인해 격자의 세분화에는 한계가 있다. Wilson은 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성에 따른 격자 세분화의 한계를 극복할 수 있는 접근방법 중의 하나로 RNG방법(RenormalizationGroupmethod)^(11~13)을 제시하였다. RNG 방법은 큰 에디들의 거동을 지배하는 운동방정식에 의해 물리적 현상들의 복잡한 동력학적 특성을 설명하고자 하는 모델링의 기초를 제공한다. 특히 RNG 방법은 구체적으로 이용할 수 있는 특성길이나 시간 스케일에 대한 자료가 충분치 못한 현상들의 해석에 적용할 수 있다는 것이 주요 개념 중의 하나인데, 이는 난류에 대해서 초기조건이나 불안정성(instability) 이론을 통해서 생성되는 동력학적 힘들에 무관해야만 하는 작은 에디들의 거동을 기술하는데 이 방법이 적용될 수 있음을 의미한다. 다시 말하면 RNG 방법은 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$ 의 Kolmogorov 법칙을 따르는 작은 에디들의 평형영역에 대한 이론을 제공한다는 것을 의미한다. 즉 RNG 방법을 이용하여 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$ 의 Kolmogorov의 거동을 따르는 Kolmogorov 평형영역의 등방성의 작은 에디들을 에너지 스펙트럼 구간에서 제거시키고 k- ε RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 유도하게 된다. 이와같은 제거 과정을 반복적으로 계속하면 최종적으로 난류의 적분 스케일에서의 평균 유동량들에 대한 방정식을 얻게 된다. 제거된 구간의 영향은 이러한 반복적인 제거과정에서 수정 점성계수, 수정된 비선형항 등에 의해서 보정된다. 결과적으로 높

은 wave 수(작은 에디들)의 영역에 RNG 방법을 반복적으로 적용하게 되면 물리적 현상들의 동력학적 특성들에 대해 적절한 격자구조를 갖고 타당성 있는 해석이 가능한 지배방정식을 얻을 수 있게 된다. 한편 k-ε 모델에서의 국부적 평형 및 등방성의 가정은 Kolmogorov의 평형이론⁽¹⁴⁾에 의해 작은 에디들의 운동은 상대적으로 작은 시간 스케일을 갖기 때문에 상대적으로 느리게 거동하는 큰 에디들의 난류거동과 평균운동에는 무관하고 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급률에만 의존하게 되는데, 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급률은 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 근거로한 k-ε 모델에서는 유효 점성계수가 과도하게 예측되게 된다.

본 연구는 k-ε 모델의 단점을 개선하기 위해서 물리학 및 공학의 여러분야에서 응용되고 있는 RNG 방법을 난류유동에 적용하여 새로운 개념에서 유도해낸 RNG k-ε 모델의 내연기관 내부유동장 및 분류특성 해석에 대한 적용성과 타당성에 대한 연구를 목적으로 한다. 이러한 연구목적을 위해 먼저 기하학적인 모양이 간단하면서도 전단층의 박리 및 재부착, 새로운 전단층의 발달, 재순환 유동 등 매우 복잡한 유동 양상을 포함하고 있어서 박리 유동에 대한 기본유동으로서 국내외적으로 많은 연구^(4,5,15-17)가 수행되고 있으며, 또한 새로운 난류모델의 검증에 많이 이용되고 있는 후향계단(backward-facing step) 주위의 비압축성 유동에 대해 수치해석하고 실험결과⁽¹⁵⁾와 비교함으로써 수치해석방법 및 난류모델의 타당성과 정확성을 검증하였다. 후향계단 유동에 대한 수치적 연구결과들을 고찰해보면, 표준 k-ε 모델은 복잡한 후향계단 유동으로부터 발생하는 이차적인 변형률 효과(secondary straining effect)를 충분히 고려하지 못하기 때문에 재부착 길이(reattachment length)를 실험치에 비해 20% 정도 짧게 예측한다는 연구결과가 발표되었다.⁽¹⁶⁾ 따라서 이와같은 문제점을 해결하기 위해 여러형태의 수정 k-ε 모델들^(2,4,17,18)이 제안되었으나, 이들 수정모델들은 곡률에 의한 2차적인 변형률 효과를 나타내는 변수로 Leschziner와 Rodi,⁽¹⁾ Laundar et al.⁽²⁾가 제시한 Richardson 수

를 사용했다. 그러나 이 변수는 좌표계에 의존하지 않는 조건인 텐서 불변성 조건을 만족하지 않고 좌표계에 의존하므로 사용이 불편하고 3차원으로 확장이 어렵다는 단점이 있으며, 또한 곡률 이외의 2차적인 변형률효과를 포함하지 않아서 여러가지 유동현상으로부터 발생하는 이차적인 변형률 효과들을 복합적으로 고려하지 못한다는 연구결과가 발표되었다.⁽⁵⁾ 최근에 발표된 이 연구에서는 텐서 불변성 조건을 만족시키면서 2차적인 변형률 효과를 나타내는 새로운 변수를 단순한 형태로 제안하고 기존 변수들을 이 변수로 대체시킬 것을 제안하였다. 이 변수는 박리 및 재부착현상을 나타내는 복잡한 유동에 대해 적외좌표계로 나타낼 수 있어서 사용이 편리하며, 또한 3차원에서의 확장이 용이하다고 설명하고 있다. 이 모델을 이용한 계산에서 재부착 길이에 대해 상당히 개선된 예측결과를 얻었으며, 이러한 결과로부터 모델의 수정항 함수형태의 중요성을 인식했다는 연구결과를 발표하였다. 또한 직사각형 둔체(blunt flat plate) 및 2차원 차체모형(2D model car) 주위의 비압축성 유동에 대해 수치해석하고 실험결과^(11,19)와 비교함으로써 수치해석방법 및 난류모델의 타당성과 정확성을 검증하였다. 그리고 축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 비정상, 압축성 유동과 디젤기관 연소실을 단순화시킨 정적 실린더내의 분류특성에 대해 수치해석하고 실험결과⁽²⁰⁻²¹⁾와 비교하여 RNG k-ε 모델의 적용성 및 타당성에 대해 연구함으로써 내연기관의 최적 설계조건 도출에 응용할 수 있는 이론적 배경을 제공하고자 한다.

2. 지배 방정식

2.1 지배 방정식

뉴턴 유체의 비정상 유동에 대해 비직교 좌표계 상에서 Cartesian 속도성분을 사용하여 시간 평균된 압축성 난류 유동의 지배 방정식을 텐서 형식으로 나타내면 다음과 같다.⁽²²⁾

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial t} (J\rho\phi) + \frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[\rho G_m \beta_m^j \phi - \delta_n^j \frac{\Gamma_\phi}{J} \frac{\partial \phi}{\partial x^n} \beta_m^n \beta_m^j \right] = S_\phi \quad (1)$$

여기서, $\phi : 1, U, V, k, \epsilon, T$

$J : \text{좌표변환의 Jacobian}$

$\beta_m^j : J\alpha_m^j$

Table 1 The source terms and coefficients

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0
U_i	μ_{eff}	$-\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} \left[\tau_{mj} \beta_m^i - \delta_n^j \frac{\mu_{eff}}{J} \frac{\partial U_i}{\partial x_n} \beta_m^n \beta_m^j + \delta_m^i P \beta_m^j \right]$
k	μ_{eff} / σ_k	$P_k - \rho \epsilon$
ϵ	$\mu_{eff} / \rho \epsilon$	$C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} + C_3 \rho \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x^i}, \quad C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_3 \rho \epsilon \frac{\partial U_i}{\partial x^i} - \rho R$
T	$\Gamma^a = \frac{\mu}{P} r + \frac{\mu_t}{P} r$	0

G_m : 격자의 이동에 따른 유동의 상대속도

$$\left(G_m = U_m - \frac{\partial y^m}{\partial t} \right)$$

위의 식에서 U_m 은 Cartesian 좌표계에서 m방향의 유체유체속도를 나타내고 S_ϕ 와 Γ_ϕ 는 종속변수 ϕ 에 대한 생성항과 확산계수이며 Table 1에 나타내었다.

엔진유동을 해석하는 경우 수직응력 및 비회전 변형에 의한 난류에너지 생성과 피스톤의 운동에 따른 내부 격자들의 수축 및 팽창의 영향을 고려할 필요가 있다. 따라서 이러한 영향을 고려하기 위하여 본 연구의 수정 k- ϵ 모델에서는 난류에너지 소산율 방정식에 C_3 가 포함된 항, 난류에너지 생성항(P_k)에 두번째 항을 추가하였다.

여기서

$$\tau_{mi} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x^n} \alpha_m^n + \frac{\partial U_m}{\partial x^i} \alpha_i^m - \frac{2}{3} \delta_m^i \frac{\partial U_k}{\partial y^k} \right) - \frac{2}{3} \delta_m^i k \quad (2)$$

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x^n} \alpha_j^n + \frac{\partial U_j}{\partial x^m} \alpha_i^m \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x^n} \alpha_j^n \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial y^k} \right) \left(\frac{\partial U_k}{\partial y^k} \right) \quad (3)$$

RNG k- ϵ 모델⁽¹¹⁾의 난류 운동에너지 방정식은 수정 k- ϵ 모델의 형태와 같고, 난류 운동에너지 소산율 방정식은 Table 1의 ϵ 방정식의 두번째 생성항에 나타낸바와 같이 수정 k- ϵ 모델의 소산율 방정식에 다른 형태의 생성항($-\rho R$)이 추가된 형태인데, RNG k- ϵ 모델이 수정 k- ϵ 모델과 다른 점은 다음과 같은 것으로 설명되고 있다.

(1) 고 Re 수 영역에서 RNG k- ϵ 모델의 모델 상수들은 이론적으로 결정된다.

(2) RNG k- ϵ 모델의 난류 운동에너지 소산율 방정식에 나타나는 변형률 항은 비 등방성 효과나 유동의 급격한 변형에 대한 효과를 보정하는 항이다.

(3) 비 평형효과를 고려할 수 있도록 입력조건외 급격한 변화시 응답특성에 대한 수정효과가 고려되었다.

(4) 저 Re 수 효과를 RNG 이론을 이용하여 직접적으로 고려할 수 있다.

(5) RNG 이론을 층류유동(stratification flow)이나 회전유동에 확장함으로써 성층화 효과나 선회 효과를 고려할 수 있다.

여기서 변형률 항(rate-of-strain term) R은 다음과 같이 주어진다.

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

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

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

여기서

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

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad \beta = 0.012,$$

$$\eta_0 = \sqrt{\frac{C_2 - 1}{C_\mu(C_1 - 1)}}$$

R항은 η 의 값이 작은 영역에서는 μ_t 를 다소 증가시키게 된다. 그러나 이 값은 수정 k- ϵ 모델에서 보다는 작은 값이다. 한편, η 의 값이 큰 영역에서는 R항의 부호가 바뀌어서 μ_t 를 감소시키게 된다. 이러한 R항의 성질은 박리 등에 의해서 생

Table 2 Coefficients of the turbulence model

	σ_k	σ_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

성되는 유동의 비등방성 효과를 모사하는 특성이 있다. RNG k-ε 모델의 난류 점성계수는 차원해석을 통해 k-ε 모델에서의 난류 점성계수식과 같고 C_μ 값만 약간 상이한 형태로 얻을 수 있으나, 저 Re 수 효과를 고려하기 위해 다음과 같은 일반적인 형태로 난류 점성계수를 결정한다.⁽¹¹⁾

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

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.

3. 수치 해석

3.1 격자계

비직교 좌표계에서는 곡선 경계면에 대해 경계조건을 직접 적용할 수 있으며, 격자를 간단한 대수적 보간법으로 형성시킬 수 있고 격자 분포 또한 원하는 곳에 자유롭게 배치하여 격자 분포를 최적화할 수 있다. 격자계는 최초에 경계점을 주고 대수적 보간법에 의해 내부 격자점들을 생성하게 된다. 한편 이동경계인 경우에는 내부 격자점들이 시간이 증가하면서 경계의 이동에 따라 상대적 위치로 이동하도록 처리하였다. Fig. 1은 후향계단 및 직사각형 둔체 주위와 2차원 차체모형 주위의 비압축성 유동해석에 이용된 계산영역의 차원을 나타낸다. Fig. 2는 Fig. 1의 계산영역에 대해 위에서 언급한 대수적 보간법을 이용하여 생성시킨 격자계를 나타낸다. Fig. 3은 Table 3과 Table 4에 나타낸 바와 같은 포트/밸브계의 축대칭 모델엔진과 분무 계산을 위한 정적 연소실 사양에 대한 격자계를 나타낸다. Fig. 3(a)는 흡입유동을 해석하기 위해서 사용된 모델 엔진의 ATDC 68° 일 때의 격자계로 축방향, 반경방향에 대해 100×46의 구조를 갖는다. 시간이 증가함에 따라 경계면인 피스톤과 밸브

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
Stem diameter [mm]	6.0
Connecting rod length [mm]	363.5
Compression ratio	7.7
Maximum valve lift [mm]	9.2
Clearance height [mm]	14.0

Table 4 Quiescent chamber specification for spray calculation

Bore[mm]	190
Stroke[mm]	450
Pressure of combustion chamber [MPa]	2.0
Initial temperature of combustion chamber [K]	300
Fuel temperature [K]	300
Injection pressure [MPa]	10, 30
Injection nozzle diameter [mm]	0.3

가 이동하기 때문에 내부의 격자는 피스톤과 밸브의 상대변위를 고려하여 새로운 위치로 이동하도록 처리하였으나 격자수는 일정하게 하였다. Fig. 3(b)는 분무 계산을 위한 정적 연소실의 격자계로 반경방향, 원주방향, 축방향에 대해 40×38×60의 구조로 생성시켰다.

3.2 지배 방정식의 차분화

앞 장에서 나타낸 비직교 좌표계에 대한 지배 방

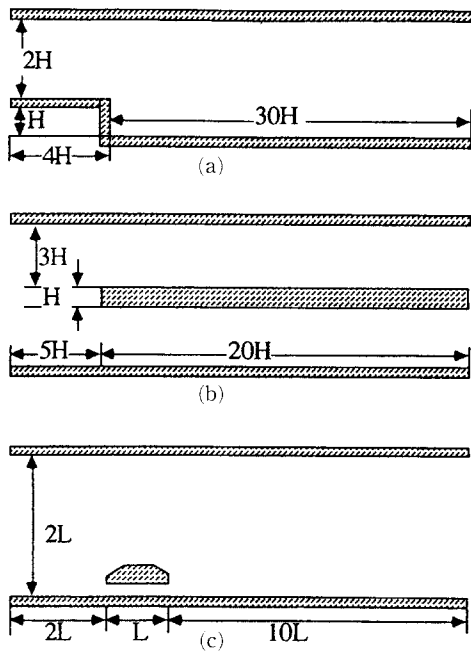


Fig. 1 Dimensions of the Calculation domain. (a) for the flow over a backward-facing step (b) for the flow over a blunt flat plate (c) for the flow around a 2D model car

하였고 확산항에 대해 중심 차분법을 사용하여 차분화시켜 지배 방정식을 이산화하였다.⁽²²⁾

3.3 해석방법

앞 절에서 이산화된 방정식은 주 격자점(P, N, S, E, W)에서 유동 변수만 저장하여 음함수적(implicit)인 처리를 하고 나머지 격자점(NW, NE, SW, SE)에서의 변수 값들은 양함수적(explicit)인 처리를 하여 전 단계의 값들을 사용, 변수 처리시 계산 용량을 줄여준다. 최종적으로 5개의 대각 행렬이 만들어지고 이를 SIP(Strongly Implicit Procedure)⁽²³⁾ 방법으로 풀어 각각의 변수 값을 구해낸다. 본 계산에서는 Cartesian 속도 성분을 사용하므로 엇갈림(staggered) 격자계를 사용하는 경우 유동 방향이 변함에 따라 속도 성분과 제어 표면이 경사지게 되며, 유동 방향이 90°로 변하는 경우에는 이들 속도 성분이 제어 표면과 평행하게 되어 제어 체적으로 들어오거나 나가는 질량 유량이 없어지게 된다. 이러한 문제점은 모든 변수를 제어 체적의 중심에 위치시키는 비엇갈림(nonstaggered) 격자계를 사용함으로써 해결될 수 있다. 따라서 본 계산에서는 비엇갈림 격자계를 이용하였다. 비엇갈

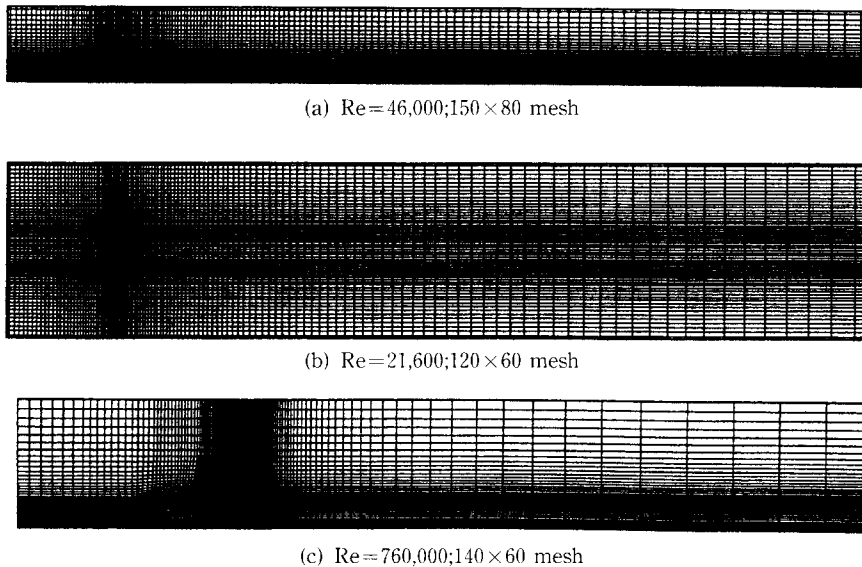


Fig. 2 Computational grid systems

정식을 검사 체적에 대해 체적 적분을 하여 이산화시키는 유한 체적법을 사용하여 대수 방정식을 얻는다. 대류항에 대해서는 선형 상류 차분법을 사용

림 변수 배열을 사용하여 모든 변수를 체적의 중심에 위치하도록 하여 물리적으로 타당성을 갖도록 하였으나 1차 미분항인 대류항을 선형 보간법을 사

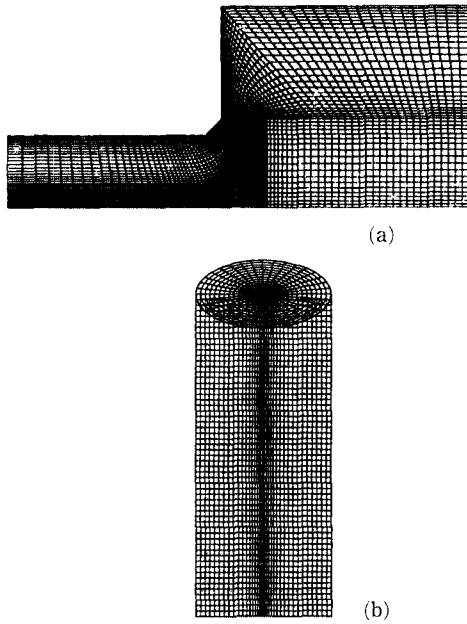


Fig. 3 Computational grid systems for engine flow and spray calculation. (a) port/valvecylinder assembly(100×46 grids) (b) quiescent combustion chamber(40×38×60 grids)

용하여 중심 격자점(P)에서의 속도를 구하면 P점에서의 압력이 계산 영역에 포함되지 않아 압력과 속도가 연결되지 않는 문제가 발생되는데 본 연구에서는 계산 질점에 대한 차분화된 운동량 방정식을 제어 표면에서의 속도 구배에 대한 보간식으로 사용하므로써 압력 구배를 계산 질점에서의 값으로 나타내어 압력과 속도를 연결시킬 수 있는 Rhie⁽²⁴⁾가 제시한 방법을 이용하였다. 압력과 속도의 연결에는 SIMPLE 알고리즘을 사용하여 처리하였다.

3.4 경계조건

3.4.1 입구 경계조건

입구 경계에서의 속도분포는 실험결과로부터 주어진 레이놀즈수에 해당되는 속도를 경계면에 수직 한 값으로 주었다. 또한 실험결과에서 측정된 중심선의 난류강도를 균일한 분포의 입구경계조건으로 주었으며 난류운동에너지와 난류에너지 소산율의 입구조건을 다음과 같은 식으로 주었다.

$$k_{in} = (TI \cdot U_0)^2 \quad (8)$$

$$\epsilon_{in} = C_\mu k_{in}^{3/2} \quad (9)$$

여기서 특성길이 L_c 는 계단, 둔체 그리고 모형 차체의 높이 등으로 처리하였다.

포트/밸브를 포함한 축대칭 엔진의 연소실에 대해 2차원 난류 유동을 수치해석하는 경우의 작동 유체는 공기로서 입구면에서 대기압 상태인 1기압, 295 K 이고 모든 벽면의 온도는 340 K로 균일하게 주었다. 대부분의 수치 해석에서는 밸브 출구에서의 압력차를 실험자료로부터 구하여 밸브 출구에서 1차원 단열 팽창 과정으로 가정하여 흡입 유량을 결정하기 때문에 주어진 엔진 속도에서 크랭크각에 따른 피스톤 속도의 영향을 고려할 수 없으므로 입구면에서의 부정확한 경계조건으로 인하여 실린더 내부유동을 예측하는데 문제점이 따른다. 따라서 본 연구에서는 입구면의 흡입 유량을 순간 피스톤 속도에 의하여 구하여 처리하는 참고문헌⁽²⁵⁾의 방법과 동일하게 처리하였다.

3.4.2 대칭 경계조건

대칭 경계면에 수직한 방향으로 모든 종속 변수의 값에 구배가 0(zero)이라는 다음과 같은 조건으로 처리하였다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (10)$$

3.4.3 벽면 경계조건

벽면 경계 조건은 점착 조건을 사용하여 운동량 방정식과 에너지 방정식에서 대류항을 소거시켰으며 확산항은 첫번째 격자점에서 벽 마찰 응력 τ_w 를 사용하여 다음과 같이 처리된다.

$$\text{고정 벽면} : (a_P + \tau_w \delta A) U_{PP} = \sum a_m U_{im} + S_u \quad (11)$$

$$\text{이동 벽면} : (a_P + \tau_w \delta A) U_{PP} = \sum a_m U_{im} + (S_u + \tau_w U_{iw} \delta A) \quad (12)$$

여기서 아래첨자 m은 경계면을 제외한 이웃 격자점들이다. 위의 식에서 전단응력 τ_w 는 아래와 같다.

$$\tau_w = \frac{\mu}{\delta n}, \quad y_P^+ \leq 11.63 \quad (13)$$

$$\tau_w = \frac{\rho_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} \chi}{\ln(E y_P^+)}, \quad y_P^+ \geq 11.63 \quad (14)$$

위 식에서 벽면에서의 수직거리 δn , 난류에너지 k_P , Von-Karman 상수 χ 그리고 적분상수 E를 사용하여 벽면으로부터 무차원 수직거리 y_P^+ 를 나타내면 다음과 같다.

$$y_P^+ = \frac{\rho_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} \delta n}{\mu} \quad (15)$$

난류 에너지에 대한 경계 조건은 벽면에서의 구배가 0이며, 난류 에너지 소멸률에 대한 경계 조건은 벽면으로부터 첫번째 계산점에 적용하며 다음과 같다.

$$\epsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{\chi \delta n} \quad (16)$$

3.4.4 분사조건

분사연료의 무화과정에 대해서는 분사된 연료가 분사격자로 간주한 하나의 격자를 통과하는 동안에 액적들로 무화되는 것으로 가정한다. 액적의 분사속력 U_{inj} 는 오리피스 유동 방정식으로부터 다음과 같이 처리하였다.

$$U_{inj} = C_o \left(\frac{2\Delta P}{\rho d} \right)^{1/2} \quad (17)$$

여기서 C_o , ΔP , ρd 는 유량계수, 노즐과 연소실 사이의 압력차이, 액적의 밀도를 나타낸다. 유량계수 $C_o = 0.6$ 이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 난류모델의 검증을 위한 예비계산

본 연구에서는 먼저 난류모델의 적용성 검증을 위한 예비계산으로 후향계단 유동, 직사각형의 단체를 갖는 유로내의 유동, 2차원 차체모형 주위의 유동에 대해 수치계산하고 실험결과들과 비교분석하였다. 예비계산에서는 내부 격자들의 수축 및 팽창의 영향을 고려할 필요가 없는 유동문제를 해석하므로 난류에너지 소산율 방정식에 C_3 항이 포함되지 않은 형태의 RNG k- ϵ 모델과 표준 k- ϵ 모델을 이용하였다. 격자계는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 비균일 격자계를 사용하여 관심영역인 재순환 영역에 조밀한 격자계가 구성되도록 하였다. 해의 격자계 비의존성을 검증하기 위해 여러 가지 서로 다른 격자계에 대해 계산하였는데, Thangam과 Hur⁽²⁶⁾는 본 연구에서와 같은 조건의 후향계단 유동의 계산에서 허용할 수 있는 오차범위내의 해를 얻기 위해서는 최소한 166×73 이상의 격자계가 필요하다는 연구결과를 발표한 바 있다. 따라서 본 연구에서는 그들의 격자계와 비슷한 150×80의 격자계를 이용하여 계산한 결과를 비교검증하였으며,

또한 직사각형의 단체를 갖는 유로내의 유동과 2차원 차체모형 주위의 유동계산에서도 후향계단 유동계산에서 이용한 격자계와 거의 같은 정도의 종횡비를 갖도록 격자계를 구성하였다. 직사각형의 단체를 갖는 유로내의 유동계산에는 120×60의 격자계, 2차원 차체모형 주위의 유동계산에는 140×60의 격자계를 이용하였다. 해의 수렴조건은 압력보정 방정식에서의 질량 생성항 및 운동량 방정식에서의 잉여오차의 절대값의 총합과 입구에서 유입되는 대용량과의 차이가 0.001 이하이면 수렴되는 것으로 조건을 설정하였다.

본 연구에서의 난류모델의 예측성능 검증을 위한 첫번째 계산대상인 후향계단 유동의 계산조건은 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 실험조건과 같다. 상온의 공기를 작동유체로 하는 이 유동은 특성길이를 계단높이 H로 하고, 특성속도를 입구의 주유동속도 U_0 로 할 때 Re 수는 46,000이다. Fig. 1(a)에 나타낸 바와 같이 계산영역은 좌표 기준점을 계단의 하단으로 할 때 주 유동방향으로 -4H부터 30H까지, 수직방향으로는 0부터 3H까지 설정하였다. 후향계단 유동의 계산에서 모든 계산변수들에 대해 해의 타당성을 보장하기 위해서는 계단으로부터 출구까지의 거리가 계단 높이의 약 30배 이상이 필요하다는 연구결과가 발표된 바 있다.⁽¹⁸⁾

Fig. 4에는 표준 k- ϵ 모델과 RNG k- ϵ 모델에 의해 예측된 유선분포를 나타낸다. 먼저 표준 k- ϵ

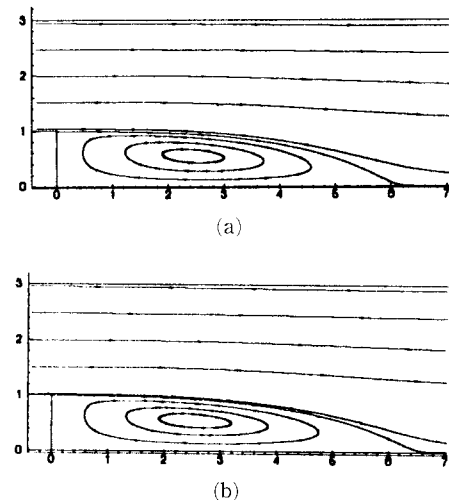


Fig. 4 Streamlines for the flow over a backward-facing step at $Re=46,000$. (a) standard k- ϵ model (b) RNG k- ϵ model

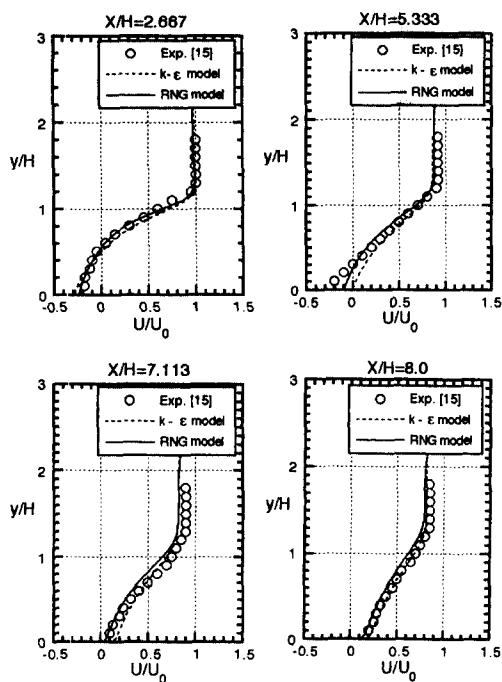


Fig. 5 Mean velocity profiles for the flow over a backward-facing step at selected locations

모델을 이용하는 경우의 재부착길이는 약 6.0 정도로 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 실험값인 $X_R/H=7.1$ 에 비해 약 15% 정도 낮게 예측하며, RNG k-ε 모델을 이용하는 경우의 재부착길이는 6.5 정도로 약 8% 내외의 오차를 나타내서 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우 재부착길이가 실험결과에 상당히 근접한 것을 알 수 있다. 일반적으로 계산영역 및 계산격자의 구조가 적당하고 초기조건이나 경계조건의 설정이 타당한 경우 전산유체역학에서 발생할 수 있는 오차의 주요 원인은 난류모델 및 유한차분방식인 것으로 알려지고 있다. 특히 속도가 커지면 대류항의 영향이 커져서 저차의 유한차분방식을 사용할 경우 오류 확률이 증가되어 많은 오차가 발생하게 된다. 초기의 RNG k-ε 모델을 이용한 계산에서는 재부착 길이가 약 4.0 정도로 지나치게 짧게 예측되었다는 연구결과가 발표된 바 있다.⁽¹⁸⁾ 초기의 RNG k-ε 모델에서는 $C_1=1.063$ 으로 1에 근접한 모델상수를 제시하였는데 이러한 값은 지나치게 소산적인 유동특성을 갖게 만들어 재순환 영역의 크기를 작게 하기 때문에 이와같은 결과가 초래된 것이라고 발표되었다. 그러나 $C_1=1.42$ 의 수정된 모델상수를 이용한 계산에서는 훨씬 개선된 예측결과를 얻을

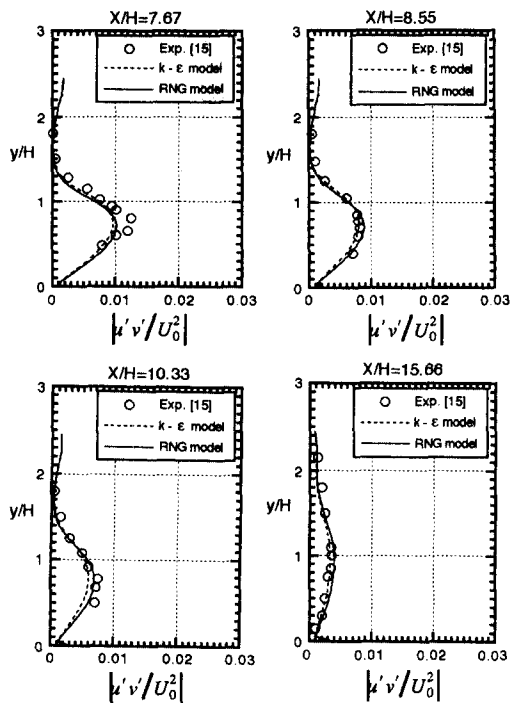


Fig. 6 Reynolds shear stress profiles for the flow over a backward-facing step at selected locations

수 있을 것이라고 기술한 바와 같이 본 연구에서도 개선된 결과를 얻을 수 있었다. Fig. 5에는 계단 하류의 여러 위치에서의 주유동방향 평균속도분포를 나타낸다. 각각의 경우 모두 재부착점 부근을 제외하고 전체적인 유동양상은 실험결과와 유사하나 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우 상당히 개선된 예측결과를 나타낸다. 특히 하단 벽면에 가까운 재순환 및 재발달 영역에서 뚜렷이 개선된 결과를 나타내고 있다. Fig. 6에는 계단 하류의 여러 위치에서의 무차원화된 레이놀즈 응력분포를 나타낸다. 기존의 연구결과⁽¹⁶⁾에 따르면 난류모델이 재부착길이를 짧게 예측하는 것은 재순환 영역에서의 전단응력을 너무 크게 예측하기 때문인 것으로 알려지고 있다. 표준 k-ε 모델에서의 국부적 평형 및 등방성의 가정은 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급률이 작은 에디들에서 점성의 영향에 의한 에너지 소산율과 같아야만 한다는 것을 의미하므로 공급된 에너지를 소산시키기 위해서는 에디의 점성계수가 커져야만 하고 이에 따라 전단응력이 과도하게 예측되는 것으로 알려지고 있다. 각각의 경우 모두 재부착점 부근의 재발달영역 초기를 제외하고

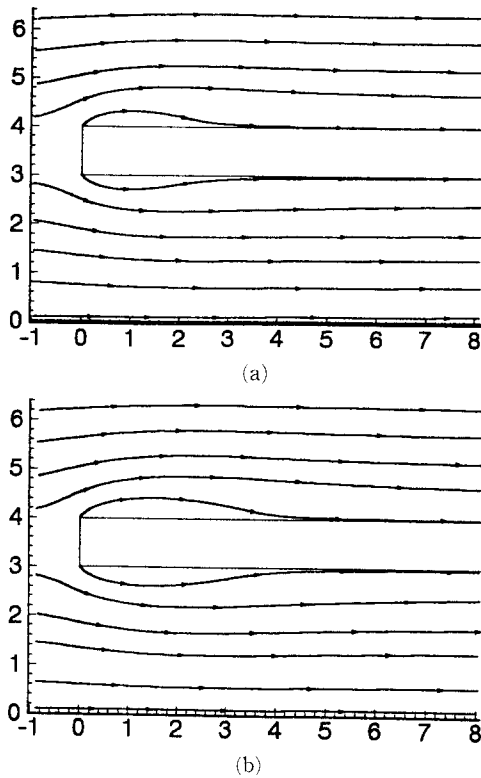


Fig. 7 Streamlines for the flow over a blunt flat plate at $Re=21,600$. (a) standard $k-\epsilon$ model (b) RNG $k-\epsilon$ model

전체적인 양상이 정상적으로나 정량적으로 실험결과와 유사하며 RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우 좋은 예측결과를 나타낸다.

난류모델의 검증에 위한 두번째 계산대상인 직사각형의 둔체를 갖는 유로내의 유동의 계산조건은 참고문헌⁽¹¹⁾의 조건과 같게 설정하였다. 후향계단 유동계산에서와 마찬가지로 상온의 공기를 작동유체로 하고, 특성길이를 직사각형 둔체 높이의 절반인 $1/2H$ 로 하고, 특성속도를 입구의 주유동속도 U_0 로 할 때 Re 수는 21,600이다. Fig. 1(b)에 나타낸 바와 같이 계산영역은 좌표 기준점을 둔체의 선단으로 할 때 주유동방향으로 $-5H$ 부터 $20H$ 까지 설정하였다.

Fig. 7에는 표준 $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델에 의해 예측된 유선분포를 나타낸다. RNG $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우 재순환 영역의 크기가 둔체 높이의 약 4배 정도로 참고문헌⁽¹¹⁾의 결과와 잘 일치하는 반면에 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하는 경우에는 재

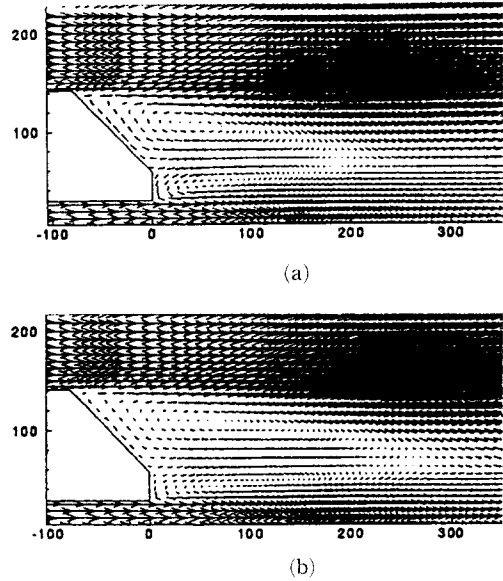


Fig. 8 Velocity distributions around a 2D model car at $Re=760,000$. (a) standard $k-\epsilon$ model (b) RNG $k-\epsilon$ model

순환 영역의 크기가 상당히 작아지는 결과를 보여 주고 있다. 이러한 결과는 표준 $k-\epsilon$ 모델에서 난류점성계수를 과도하게 예측하기 때문인 것으로 사료된다.

난류모델의 검증을 위한 세번째 계산 대상인 2차원 차체모형 주위 유동의 계산조건은 참고문헌⁽¹⁹⁾의 실험조건과 같다. 후향계단 유동계산에서와 마찬가지로 상온의 공기를 작동유체로 하고, 특성길이를 차체모형의 길이 L 로 하고, 특성속도를 입구의 주유동속도 U_0 로 할 때 Re 수는 760,000이다. Fig. 1(c)에 나타낸 바와 같이 계산영역은 차체모형의 전면으로부터 $-2L$, 차체모형의 후면으로부터 $10L$ 까지로 설정하였다.

Fig. 8에는 표준 $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델에 의해 예측된 차체모형 주위의 속도분포를 나타낸다. 후류영역에는 차체의 뒷경사면 끝 부분을 중심으로 상하부에 한쌍의 재순환 영역이 존재하는 것을 알 수 있다. 이러한 재순환 영역은 차체를 지나면서 차체의 하단면과 뒷경사면을 따라서 흐르는 유동의 상호작용의 영향으로 발생된 것으로 재순환 영역의 구조는 이것의 영향을 받는다. 본 연구의 결과에서는 뒷경사면의 경사각의 영향으로 상부에서 발생된 재순환 영역이 하부의 재순환 영역보다 상대적으로 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 전체

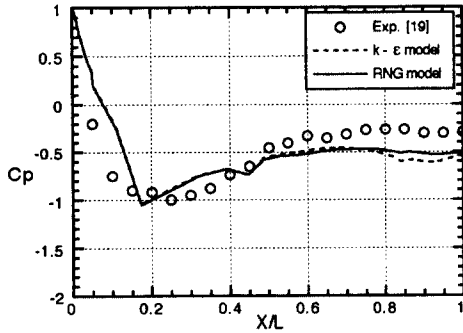


Fig. 9 Pressure distribution on the upper surface of a 2D model car

적으로 고찰해 보면 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우의 재순환 영역의 크기가 후향계단 유동과 직사각형의 뜰체를 갖는 유로내의 유동에서와 마찬가지로 표준 k-ε 모델을 적용하는 경우보다 크게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 9에는 차체의 윗면에서의 압력계수를 나타낸다. 예측할 수 있었던 바와 같이 앞 범퍼 부근에서 정체영역이 나타나고, 본넷트와 앞 창에 해당하는 영역에서 역압력 구배가 형성되는 것을 알 수 있다. 이러한 압력분포가 계속되다가 roof 전반부에서 최소값에 도달한 후 회복되는 것을 알 수 있다. 한편 뒷 창문 부분에 생성된 커다란 vortex의 영향으로 뒷 창문부분에는 거의 일정한 압력분포가 나타나는 것을 알 수 있다. 전체적으로 볼 때 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우 이전의 계산결과들과 마찬가지로 정성적인 경향뿐만 아니라 정량적으로도 여러가지 오차요인을 고려하면 상당히 개선된 예측결과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

4.2 내연기관내의 유동 및 분무특성 해석

참고문헌⁽²⁰⁾의 사양과 같은 축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 유동장의 변화를 수치해석하였다. 계산을 위한 격자계는 Fig. 3(a)와 같으며 축방향, 반경방향에 대해 100×46의 격자로 구성하였다. 시간간격은 밸브양정 (valve lift)에 따라 크랭크각 2°~5° 범위로 하여 저장정(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 9.2 mm로 최대가 되며, 밸브의 최대속도는 ATDC 27°에서 0.156 m/s이다.⁽²⁵⁾

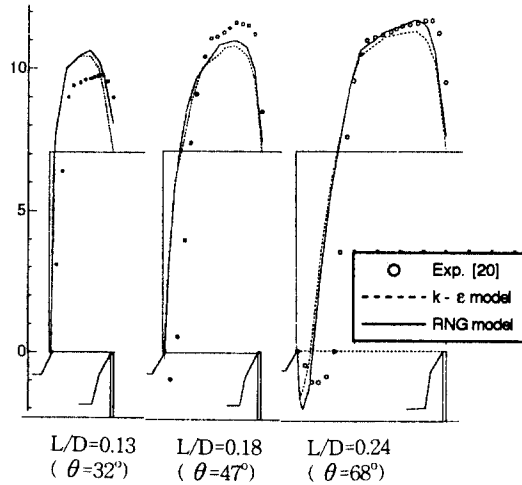


Fig. 10 Radial velocity profiles at the valve exit

또한 정적인 조건에서의 분무선단 도달거리에 대해 수치계산하고 정성적으로 비교분석하였다. 계산에 이용된 격자계는 Fig. 3(b)에 나타낸 바와 같이 40×38×60의 격자계를 이용하였다. 계산조건은 분사노즐의 직경을 0.3 mm, 정적인 조건의 연소실 내부압력을 2.0 MPa, 분사압력을 10.30 MPa로 변화시켰다. 분사되는 연료는 n-nodocane (C₁₂H₂₆)이다. 연료의 분사조건은 Fig. 3(b)에 나타낸 것과 같은 축대칭 형상의 연소실 중심축위에 위치한 단공노즐로부터 실험결과를 이용한 초기조건인 분무각내에서 임의의 방향으로 액적들이 분사되는 것으로 처리하였다. 분사속력은 식 (17)를 이용하여 분사노즐과 정적 연소실내의 압력차에 의해서 처리되도록 하였다. 한편 분사되는 액체연료의 온도와 연소실내의 온도를 같게 처리했기 때문에 증발현상은 고려되지 않았다. 분무특성 해석에 이용된 계산코드의 지배방정식 및 수치해석 방법은 본 연구의 2장 및 3장의 내용과 상이한 형태인데, 본 저자의 기존의 연구결과 등에 상세하게 기술되어 있다.⁽²⁸⁻³⁰⁾

Fig. 10은 밸브출구에서의 반경방향 속도성분을 실험결과와 비교한 것이다. 유체는 밸브를 통해 연소실로 세트와 같이 분출되며, 유로면적이 최소가 되는 흡입 밸브의 밸브목(valve throat)에서 최대속도를 갖는데, 이때의 속도는 평균 피스톤속도의 10배 정도가 되는 것을 알 수 있다. 실험결과에서 유동은 밸브양정이 L/D=0.18 일 때 밸브 시트로부터 박리되면서 큰 속도구배를 갖는 전단층(shear layer)을 형성하며, 밸브양정이 증가하면서 박리영

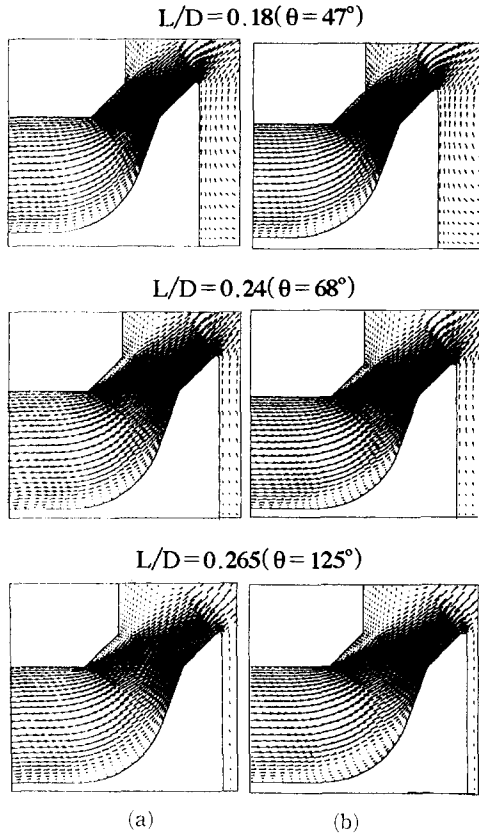


Fig. 11 Velocity vectors at the valve gap (a) modified k-ε model (b) RNG k-ε model

역이 확장되는 것을 볼 수 있다. 계산결과는 실험치와 비교하여 유동의 박리시기가 약간 늦으며, 박리영역을 약간 작게 예측하고 있으나 정성적으로는 일치하는 경향을 나타내고 있다. 한편 정량적으로는 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우가 수정 k-ε 모델을 적용하는 경우보다 실험치에 근접하는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 흡입행정 동안의 밸브양정에 따른 밸브 주위의 유동장을 나타낸 것이다. 유동은 $L/D=0.18$ 이후에 밸브 시트의 중앙부에서 박리하기 시작하여 밸브양정이 증가하면서 밸브 시트로부터 완전히 떨어져 나가며, 양정이 최대가 될 때까지 박리영역이 점점 커지는 것을 볼 수 있다. 정량적으로는 RNG k-ε 모델을 적용하는 경우가 수정 k-ε 모델을 적용하는 경우보다 스템하단부의 재순환 영역이 크게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 12는 ATDC 47°($L/D=0.18$)일 때 실린더 헤드로부터 피스톤 헤드 쪽으로 $z=15\text{ mm}$ 인 곳에서 축방향과 반경방향 속도 및 $\sqrt{2k/3}/V_p$ 로 정의되는

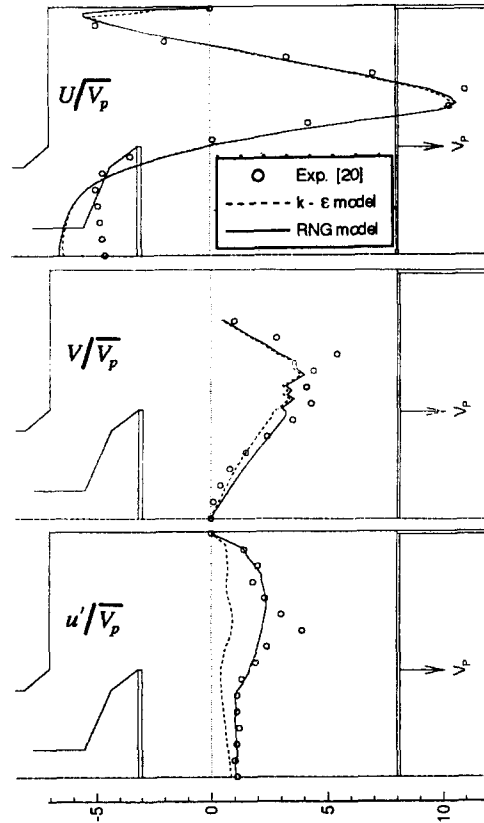


Fig. 12 Axial, radial and rms velocity at $z=15\text{ mm}$, $L/D=0.18(\theta=47^\circ)$

난류강도를 실험결과와 비교한 것이다. 축방향과 반경방향 속도성분의 계산결과는 실험치와 잘 일치함을 볼 수 있으며, 최대값과 그 위치가 실험치와 약간의 차이를 보이나 이것은 입구유량과 밸브의 개폐 시기가 실험에서와 다르기 때문인 것으로 생각된다. 수정 k-ε 모델에서는 실험에서 구한 축방향의 난류강도와는 다소 정량적인 차이를 보이나 RNG k-ε 모델을 적용한 경우에는 정성적으로나 정량적으로 실험결과에 상당히 근접하는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 ATDC 47°에서 ATDC 125°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 시계방향(와류 B)과 반시계방향(와류 A)으로 회전하는 두개의 큰 와류를 형성시키는 것을 볼 수 있다. 양정이 증가함에 따라 시계방향의 와류는 강도가 커

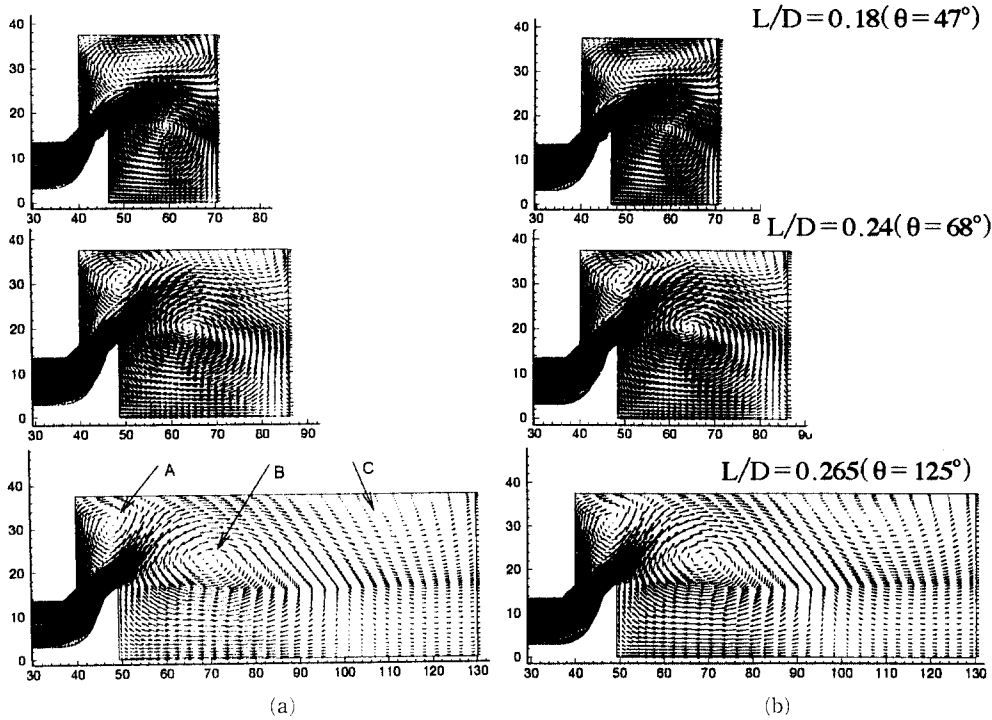


Fig. 13 Velocity vectors within the port/valvecylinder assembly (a) modified k-ε model (b) RNG k-ε model

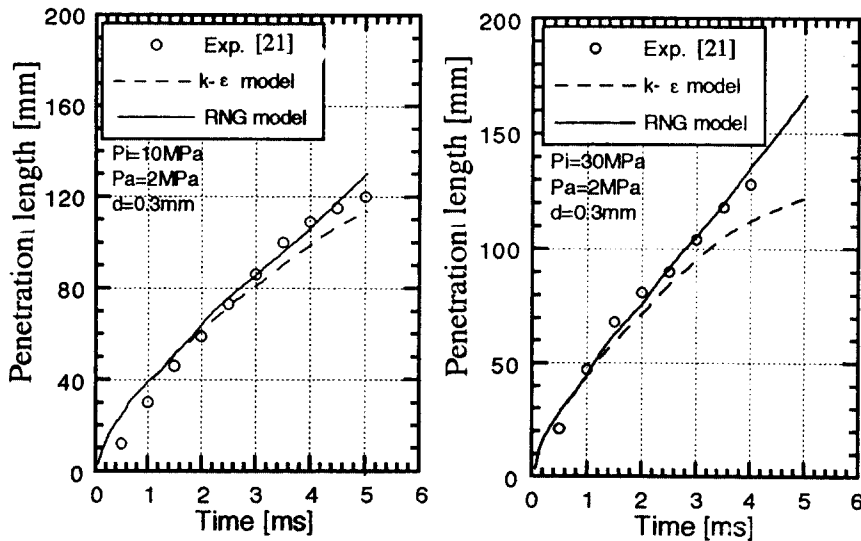


Fig. 14 Spray tip penetratin of injection pressure 10, 30MPa versus time after fuel injection

저 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. ATDC 125°일 때 이 영역에서 반시계방향의 제3의 새로운 와류(와류 C)가 형성되어 실린더 내부의 유동은 세 개의 와류로 형성된 것을 볼 수 있다. RNG k-ε 모델을 적용한 경우에 수정

$k-\epsilon$ 모델의 경우보다 와류 C의 강도가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 한편 시계방향 와류의 영향으로 실린더 헤드 부근의 반시계방향 와류는 크기가 작아지면서 와류의 중심이 실린더 헤드 방향으로 이동한다.

Fig. 14는 분사노즐의 직경이 0.3mm이고 분사압력이 10, 30 MPa인 경우의 분무 경과시간에 따른 분무선단의 도달거리를 실험결과와 비교한 것이다. 본 연구의 모든 조건에서 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 분무선단의 도달거리가 짧아지는 것을 알 수 있는데, 이는 유효 점성계수의 차이에 따른 기상의 분무영역 내로의 유입량, 분무액적의 상호작용 및 확산 정도의 차이에 기인하는 것으로 생각된다. 전반적으로 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때가 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 실험결과에 근접하는 것을 알 수 있다. 실제적인 조건에서는 일반적으로 분사노즐 부근에 액주 상태의 분무가 형성되는 것으로 알려지고 있는데, 수치적 연구에서는 노즐출구에서 액적들이 분사되는 것으로 초기조건 및 경계조건을 처리해야 하며, 비교자료의 부족 등으로 인해 시간경과에 따라 변동하는 연료의 분사량을 정확하게 초기조건으로 처리하지 못하는 데에 정량적 오차요인이 있는 것으로 생각된다. 한편 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 경우에 분사압력이 커질수록 분무 후반부로 가면 거의 선형적으로 분무선단의 도달거리가 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 실험결과나 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용한 계산결과와는 정성적으로 약간 상이한 경향임을 알 수 있다. 그러나 현재까지 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하여 분무특성에 대해 연구한 결과 및 비교검증할 수 있는 자료가 없기 때문에 단정적으로 이러한 경향의 원인을 언급하기가 곤란하다.

5. 결론

본 연구에서 후향계단과 직사각형 문체 및 2차원 차체모형 주위의 비압축성 유동에 대해 수치해석하고 실험결과와 비교하여 수치해석방법 및 난류모델의 타당성과 정확성을 검증하고, 축대칭 모델엔진에서 흡입행정시의 포트/밸브계 및 실린더 내부의 유동과 디젤기관 연소실을 단순화시킨 정적 실린더 내의 분무특성에 대해 수치해석하고 실험결과와 비교하여 RNG $k-\epsilon$ 모델의 적용성 및 타당성에 대해

연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전단층의 박리 및 재부착, 새로운 전단층의 형성 및 재순환 유동의 발달 등과 같은 공학적으로 매우 복잡한 유동구조를 갖고 있는 유동에 대한 수치계산결과 재부착 길이, 재순환 영역의 크기, 압력분포 등에 대해 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때가 표준 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 개선된 결과를 보여주었으며, 실험결과에 보다 근접한 경향을 나타내었다.

(2) 밸브출구 유동의 박리 시기나 그 크기는 상당히 정확하게 예측되었으며, 실린더 내부유동에서도 축방향 및 반경방향 속도 성분은 경향이나 크기가 실험결과와 잘 일치하였다. 난류 강도는 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 정량적으로나 정성적으로 실험결과에 근접한 결과를 얻을 수 있었다.

(3) RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 점성계수가 크기 때문에 분무영역 밖으로 액적들의 확산율이 커지며 기상의 분무영역내로의 유입이 활발해지고 분무액적의 상호작용이 촉진되어 분무가 진행됨에 따라 분무액적은 분무 폭방향으로 넓게 확산되기 때문에, 전반적으로 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 표준 $k-\epsilon$ 모델을 이용했을 때 보다 분무선단 도달거리가 커지고 실험결과에 근접하는 예측결과를 얻었다.

(4) RNG 방법의 물리적 배경의 적용성 및 수치해의 정량적 타당성을 고려할 때 내연기관의 흡입계나 실린더 내부의 유동 및 디젤기관의 분무특성 해석에 수정 $k-\epsilon$ 모델보다는 RNG $k-\epsilon$ 모델을 이용하는 것이 타당할 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Leschziner, M. A. and Rodi, W., 1981, "Calculation of Annular and Twin Parallel Jets Using Various Discretization Schemes and Turbulence Model Variations," *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, Vol. 103, pp. 352~360.
- (2) Launder, B. E., Pridden, C. H. and Sharma, B. I., 1977, "The Calculation of Turbulent Boundary Layers on Spinning and Curved Surfaces," *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, Vol. 99, pp. 231~239.
- (3) Yakhot, V. and Orszag, S. A., 1992, "Development of Turbulence Models for Shear Flows by

- a Double Expansion Technique," *Rhys. Fluids A* 4(7), July, pp. 1510~1520.
- (4) Park, S. W. and Chung, M. K., 1989, "Curvature-Dependent Two-Equation Model for Prediction of Turbulent Recirculating Flows," *AIAA J*, Vol. 27, No. 3, pp. 340~344.
- (5) 명현국, 1994, "이차적인 변형율 효과를 나타내는 새로운 변수의 제안," *대한기계학회 논문집*, Vol. 18, No. 1, pp. 184~192.
- (6) Watkins, A. P., 1977, "Flow and Heat Transfer in Piston/Cylinder Assemblies", Ph. D. Thesis, University of London.
- (7) Reynolds, W. C., 1980, "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.
- (8) Morel, T. and Mansour, N. N., 1982, "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines," *SAE 820040*.
- (9) Ramos, J. I. and Sirignano, W. A., 1980, "Axisymmetric Flow Model with and without Swirl in a Piston Cylinder Arrangement with Idealized Valve Operation," *SAE 800284*.
- (10) El Tahry, S. H., 1983, "k- ϵ Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows," *J. Energy*, Vol. 7, No. 4, pp. 345~353.
- (11) Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., Maruzewski, J. and Patel, B., 1993, "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.
- (12) Yakhot, V. and Orszag, S. A., 1986, "Renormalization Group Analysis of Turbulence : 1. Basic Theory," *J. Sci. Comput.*, 1, 3.
- (13) Yakhot, V. and Smith, L. M., 1992, "The Renormalization Group, The ϵ -Expansion and Derivation of Turbulence Models," *J. Sci. Comput.*, 3, 35.
- (14) Tennekes, H. and Lumley, J. L., 1973, *A First Course in Turbulence*, The MIT Press.
- (15) Kim, J., Kline, S. J. and Johnston J. P., 1980, "Investigation of a Reattaching Turbulent Shear Layer : Flow Over a Backward-Facing Step," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 102, pp. 302~308, September.
- (16) Nallasamy, M., 1987, "Turbulence Models and Their Applications to the Prediction of Internal Flows : A Review," *Computers and Fluids*, Vol. 15, No. 2, pp. 151~194.
- (17) 류호선, 박승호, 1990, "후향계단 유동계산에 의한 2-방정식 난류모형의 평가," *한국항공우주학회지*, Vol. 18, No. 3, pp. 34~42.
- (18) Thangam, S. and Speziale, C. G., 1992, "Turbulent Flow Past a Backward-Facing Step : A Critical Evaluation of Two-Equation Models," *AIAA J*, Vol. 30, No. 5, pp. 1314-1320, May.
- (19) Yoo, J. Y., Kim, S. R., Kang, S. H., Baik, S. J., Lee, T. S. and Kim, E. S., 1989, "An Experimental Study on the Flow Around a Simplified 2-Dimensional Vehicle-Like Body," *Transactions of KSME*, Vol. 13, No. 1, pp. 178~189.
- (20) Bicen, A. F., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., 1985, "Steady and Unsteady airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 107, pp. 413~420.
- (21) Chi, Y. H., Lee, J. H. and Kim, E. S., 1992, "An Experimental Study on Spray Pattern and Droplet Size Distribution of Diesel Spray," *J. of Korean SAE*, Vol. 14, No. 3, pp. 102~108.
- (22) Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three-Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts," Ph. D. Thesis, Univ. of London.
- (23) Stone, H. L., 1968, "Iterative Solution of Implicit Approximations of Multidimensional Partial Differential Equations," *SIAM J. Numerical Analysis*, Vol. 5, No. 3, pp. 530~559.
- (24) Rhie, C. M., 1981, "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.
- (25) 조진행, 유홍선, 최영기, 1994, "축대칭 왕복엔진의 비정상 난류유동에 대한 수치해석," *대한기계학회논문집*, Vol. 18, No. 1, pp. 139~149.
- (26) Thangam, S. and Hur, N., 1991, "A Highly

- Resolved Numerical Study of Turbulent Separated Flow Past a Backward-Facing Step," *Int. Journal of Engineering Science*, Vol. 29, No. 5, pp. 607~615.
- (27) Watkins, A. P., 1989, "Three-Dimensional Modelling of Gas Flow and Sprays in Diesel Engines," ed. N. C. Markatos, *Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines*, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 193~237.
- (28) Yang, H. C., Ryou, H. S., Jeong, Y. T. and Choi, Y. K., 1996, "Spray Characteristics in a Direct Injection Diesel Engine," *Atomization and Sprays*, Vol. 6, No. 1, pp. 95~109.
- (29) 양희천, 최영기, 유홍선, 1995, "디젤기관 연료 분무의 분산 현상에 대한 수치해석적 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제3권, 제6호, pp. 8~22.
- (30) 양희천, 정연태, 최영기, 유홍선, 1993, "직접 분사식 엔진의 압력변화에 따른 유동장 및 분무특성에 대한 수치해석적 연구," 대한 기계학회 논문집, 제17권, 제9호, pp. 2339~2358.