

HIMSEN 6H21/32 엔진 실린더 내 유동해석

윤옥현* · 김진원* · 하지수*

Analysis on the In-cylinder Flow of HIMSEN 6H21/32 Engine

Wook-hyun Yoon, Jin-won Kim and Ji-soo Ha

Key Words: Moving Mesh(이동격자), $k-\epsilon$ turbulence model(난류모델), tumbling motion(텀블 운동), vortex(와류), recirculation zone(재순환영역)

Abstract

In computational study of the flow in piston engines and the flow through moving valves, the use of moving vertices is essential for modelling flows with moving boundaries. The positions of cell vertices in such cases must be allowed to vary with time. To simulate 3-dimensional port-valve and piston-cylinder of HIMSEN 6H21/32 engine, a commercially available code, STAR-CD, was used. Changes in mesh geometry was specified by PROSTAR commands.(i.e. the Change Grid operation in the EVENTS command module.) Control of the intake flow is expected to play an important role as designers seek to obtain better fuel spray characteristics, fuel mixing and mixture preparation, combustion performance, and emissions reductions to meet national standards.

As a result of analysis, velocity fields indicate the presence of a structured flow comprised of one pair of counter-rotating vortices under the intake valve during the early induction process. These flow structures remain visible for most of the intake process. As the piston moves towards BDC, these vortices develops into a larger tumbling motion that dominates the flow structure.

기호설명

ρ : 밀도

u_i : 속도 성분

g_i : 중력가속도

p : 압력

μ_{eff} : 유효점성계수(Effective Viscosity)

μ_t : 난류점성계수(Turbulent Viscosity)

μ : 분자점성계수(Molecular Viscosity)

μ_t / σ_k : k 의 확산계수

μ_t / σ_ϵ : ϵ 의 확산계수

G_k : k 의 생성항

G_b : 부력에 의한 생성항

난류모델의 상수항들은 다음과 같다.

$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.14, C_2 = 1.92$

$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$

$k_t (= \mu_t / Pr_t)$: 난류에 의한 전도율

Pr_t : 난류 Prandtl Number

1. 서론

연소 시스템은 크게 4가지, 즉 가솔린 엔진, 디젤 엔진, 산업용 화로, 가스터빈으로 구분할 수 있다. 특히, 디젤 엔진을 비롯한 내연기관의 실린더 내 유동 및 연소현상을 규명하는데 있어서 열과 물질전달, 유체역학 및 난류 등의 물리적인 측면과 반응 동력학의 화학적인 측면을 동시에 고려해야 하고, 고열에 따른 유동장내의 밀도변

* 현대중공업(주) 산업기술연구소

E-mail : whyoun@hhi.co.kr

TEL : 052-230-3227

화가 심하기 때문에 대부분 실험을 바탕으로 한 경험에 의존해 왔다. 하지만, 수학적 모델을 이용한 수치적 해석방법이 발달함에 따라 그 유용성이 인정되면서 수치적 해석방법도 기정 사실이 되어 실험적 해석방법과 상호 보완적이어야 한다는 인식이 지배적이게 되었다. 이러한 컴퓨터를 이용한 전산유체역학을 사용하면, 엔진 형상의 개념설계 단계에서 간단히 유동특성을 예측하여 곧바로 설계변경에 이용할 수 있는 이점과 비용 절감의 장점이 있다.

실린더 내의 공기의 움직임은 직접분사식 디젤 엔진의 성능에 중요한 영향을 미친다. 흡기 포트를 통하여 실린더 내로 들어온 공기의 유동특성을 규명하는 것은 엔진 출력 및 에미션 특성을 결정하는 중요한 인자이다. 하지만, 기존의 연구들은 피스톤 및 밸브의 움직임을 배제한 단순화된 실험용 흡기 포트-밸브-실린더 내의 정상상태의 유동해석이 그 주를 이루어 왔고, 이러한 정상상태의 유동해석만으로는 엔진 내의 Transient한 현상을 제대로 규명할 수 없었다. 따라서, 본 연구는 유한체적법에 근거한 범용프로그램인 STAR-CD의 Moving Mesh 알고리즘을 사용하여 당사 고유모델 중형엔진(HIMSEN 6H21/32)내의 3차원 유동현상을 수치적으로 계산하여 흡,배기 포트, 밸브 및 피스톤 바울의 형상에 따른 유동특성을 규명하는데 그 목적이 있다.

2. 수치 해석

2.1 지배 방정식

본 해석에서 사용되어진 질량 보존 방정식과 운동량 보존 방정식, 난류점성계수의 계산에 필요한 난류 운동 에너지 보존 방정식과 에너지 소산을 보존 방정식(표준 $k-\epsilon$ 모델)은 다음과 같은 tensor로 표시되어 진다.

▶ 질량 보존 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

▶ 운동량 보존 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\mu_{eff} = \mu_t + \mu = \frac{C_\mu k^2}{\epsilon} + \mu \quad (3)$$

▶ 난류 운동 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5)$$

▶ 에너지 소산 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k + (1 - C_{3\epsilon}) G_b + C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (7)$$

▶ 에너지 보존 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_t}{c_p} \frac{\partial H}{\partial x_i} \right) + \tau_{ik} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \quad (8)$$

2.2 HIMSEN 6H21/32 엔진 형상 및 격자 생성

당사의 고유모델 중형엔진(HIMSEN 6H21/32)의 측면도, 정면도 및 3차원 형상이 Fig. 1에 나타나 있다. 피스톤 행정길이는 320mm이고, 피스톤 bore 210mm, 엔진 rpm은 900, 커넥팅 로드 길이는 640mm이다. 그리고, 피스톤이 상사점에 도달하였을 때의 압축비는 16이고, Piston Crown Volume은 189.1 cc이다.

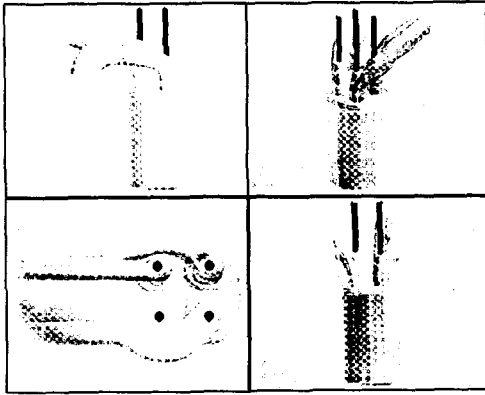


Fig. 1 HIMSEN 6H21/32 엔진의 형상

최종적으로 생성된 격자는 Fig. 2에 잘 나타나 있고, 생성된 격자수는 흡·배기 포트가 100,000 cell, 실린더 및 실린더 헤드가 140,000 cell 이고 유동해석에 사용된 총 격자수는 240,000 cell이다.

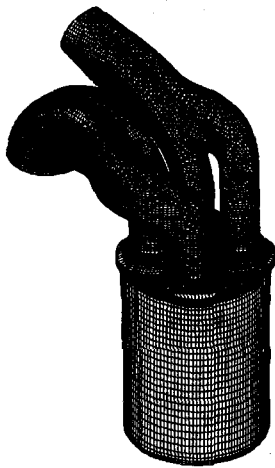


Fig. 2 격자 생성(Mesh Generation)

2.3 경계 조건 및 Valve Lift Profile

흡·배기 포트 입구 및 출구에는 압력 조건(흡기 : 3.85 bar, 배기 : 3.5 bar)을 설정하여 주었다. 실제로는 크랭크 각도에 따라 흡·배기 포트 입구 및 출구에 압력맥동현상이 생겨 크랭크 각도에 따라 흡·배기 압력이 변하지만, 본 해석에서는 실제로 측정된 값의 평균값을 경계조건으로 설정하여 주었다.

Fig. 3에는 크랭크 각도에 따른 흡·배기 밸브의 Lift Profile이 나타나 있고, 그에 따라 재 생성된 격자가 Fig. 4에 잘 나타나 있다. 그림에서 보듯이, 크랭크 각도(이하 CA)가 180° 일 때, 배기 밸브가 12.8 mm 열려있고 흡기 밸브는 닫혀져 있으며 피스톤은 하사점에 도달한 상태이다. CA 270° 일 때, 흡기 밸브는 여전히 닫혀져 있고, 배기 밸브는 최대로 열려져 있으며(16.7 mm), CA 314.3° 일 때, 흡기 밸브가 열리기 시작하여 피스톤이 상사점에 도달하는 CA 360° 일 때는 흡, 배기 밸브가 오버 랩 되어 있다. CA 450° 일 때는 배기 밸브가 닫혀져 있고, 흡기 밸브는 최대로 열려져 있으며(16.7 mm), 피스톤이 다시 하사점에 도달하는 540° 일 때는 흡기 밸브도 거의 닫혀져 있다. 그리고, 흡기 및 배기 밸브가 모두 닫혀져 있는 상태에서 다시 피스톤이 상승하기 시작하며 폭발 후 팽창되는 과정을 거친다. 이러한 모든 과정은 CA 720° 를 주기로 반복된다.

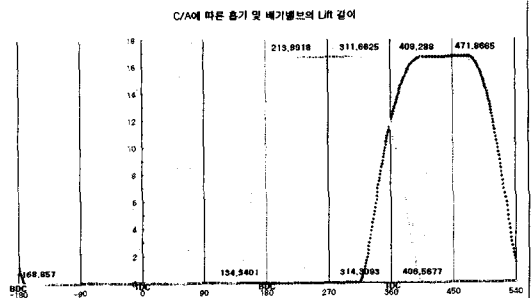


Fig. 3. 크랭크 각도에 따른 Valve Lift Profile

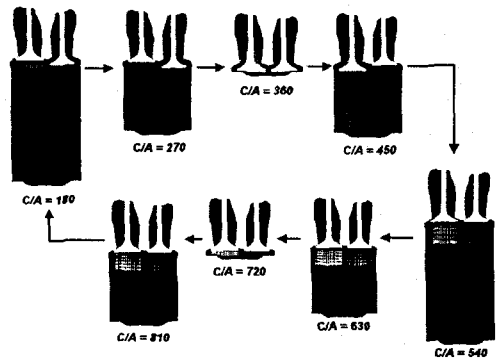


Fig. 4 크랭크 각도에 따른 격자 생성

3. 실린더 내 유동 해석 결과

본 실린더 내 유동해석은 연소 과정을 제외한 흡기 밸브가 열리기 직전인 CA 310° 부터 흡기 밸브가 닫히기 직전인 CA 540° 까지 계산을 수행하였다. 시간증분(Δt)은 CA 0.2° 즉, $0.2/(6 \times 900) = 3.7037 \times 10^{-5}$ sec 로 설정해 주었고, 총 CA 230°, 4.26×10^{-2} sec 동안 transient 해석을 수행하였다.

먼저, 실린더 내 유동해석 결과를 도시하기 위한 단면들이 Fig. 5에 잘 나타나 있다. Fig. 5에서 보듯이, Section 1 및 Section 2 단면은 흡기 밸브와 배기 밸브의 중심을 지나는 단면이고, Section 3 단면은 2개의 흡기 밸브의 중심을 지나는 단면이며, Section 4 단면은 흡기 및 배기 밸브 사이에 있는 실린더 가운데를 지나는 단면이다.

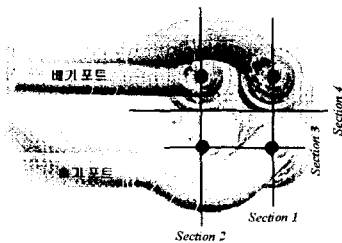


Fig. 5 유동 해석 결과를 도시하기 위한 단면들

Fig. 6 ~ Fig. 9는 Fig. 5의 Section 1 단면에서의 속도 벡터를 나타내고 있다.

CA 340° (Intake Valve Lift(이하 IVL) : 6.4 mm, Exhaust Valve Lift(이하 EVL) : 15.2 mm)일 때는 흡기 포트 내의 압력이 실린더 및 배기 포트의 압력보다 높기 때문에 흡기 포트를 통해서 실린더 내로 들어온 공기의 일부는 바로 배기 포트에 빠져나가고, 일부는 피스톤 bowl을 따라 실린더 내를 y방향으로 이동하다가 배기 포트에 빠져나간다. 그리고, 흡기 밸브 아래의 왼쪽 및 배기 밸브의 뒷면에 반시계 방향의 Vortex가 존재하고 있음을 알 수 있다.

피스톤이 상사점에 이르는 CA 360° (IVL : 11.7 mm, EVL : 11.8 mm)일 때는 배기 밸브 뒷

면의 반시계 방향의 Vortex가 점점 더 커지다가 CA 380° (IVL : 15.2 mm, EVL : 6.4 mm)일 때는 피스톤이 하강하면서 배기 밸브 뒷면의 Vortex가 깨지게 된다. 그리고, 피스톤이 하강하면서 배기 포트에 존재하던 유동의 일부가 실린더 내로 빨려 들어오게 되고, 실린더 헤드의 왼쪽 가장자리에 시계 방향의 재순환 영역이 존재하고 있음을 알 수 있다.

CA 420° (IVL : 16.7 mm, EVL : 0 mm)일 때는 흡기 과정에서 나타나는 전형적인 유동현상인, 흡기 밸브의 아래에 서로 다른 방향으로 회전하는 한 쌍의 Vortices가 존재하고 있음을 관찰할 수 있다. CA이 증가하고 피스톤이 하사점을 향하여 아래로 움직임에 따라 흡기 밸브의 아래에 형성된 2개의 Vortices는 실린더 내의 유동 특성을 결정하는 2개의 tumbling 유동으로 발달하고 있음을 알 수 있고, 실린더 헤드의 왼쪽 가장자리에는 시계 방향의 재순환 영역이 계속 존재하고 있음을 관찰할 수 있다.

Fig. 10 ~ Fig. 14는 Fig. 5의 Section 4 단면에서의 속도 벡터를 나타내고 있다. CA 340° 일 때는 실린더 가운데와 실린더 가장자리에 각각 2개의 서로 다른 방향으로 회전하는 Vortices가 존재하고, 피스톤이 상사점에 도달하는 CA 360° 와 피스톤이 상사점에서 하사점을 향하여 약간 움직인 380° 일 때도 그 크기는 차이가 있으나 여전히 두 쌍의 Vortices를 관찰할 수 있다. CA 420° 일 때는 흡기 밸브와 밸브 시트의 틈 사이로 가속되어 실린더 내로 들어온 공기 중, 일부는 실린더 벽면을 따라 아래로 내려오고 일부는 실린더 가운데에서 합쳐져서 피스톤 bowl의 가운데 부분을 향하고 있다. 그리고, 두 부분의 유동 사이에 저속의 유동영역이 존재하고 있다. 이 Section 4 단면에서는 CA이 증가하고 피스톤이 하사점을 향하여 움직임에 따라 대체로 대칭적인 유동형태를 유지하고 있다.

본 흡기 과정동안 실린더 내로 들어온 공기 유량은 1,836 kg/hr로 실제 측정된 공기 유량(터보차저로 들어가는 유량을 측정된 것임), 1,498 kg/hr과 약 22% 정도의 차이가 발생하였는데 그 이유는 흡·배기 입구 및 출구에서의 압력 맥동

을 고려하지 못했기 때문이라 생각된다.

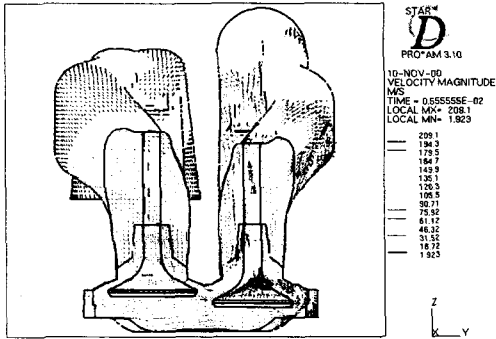


Fig. 6 CA=340° 일 때의 속도 벡터(Section 1)

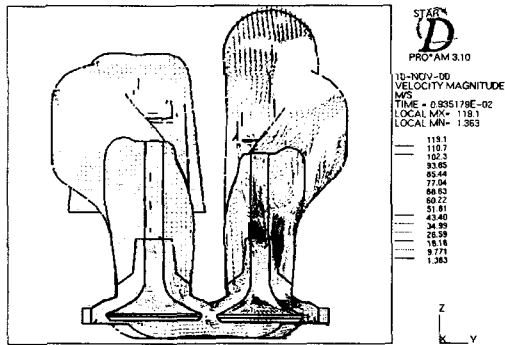


Fig. 7 CA=360° 일 때의 속도 벡터(Section 1)

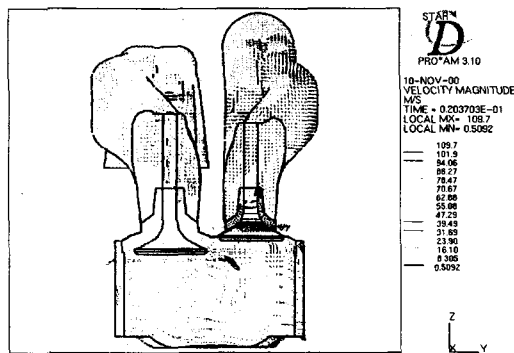


Fig. 8 CA=420° 일 때의 속도 벡터(Section 1)

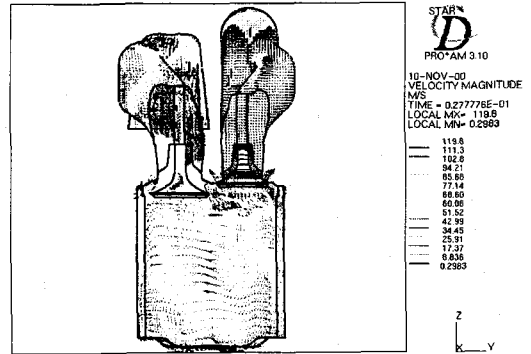


Fig. 9 CA=460° 일 때의 속도 벡터(Section 1)

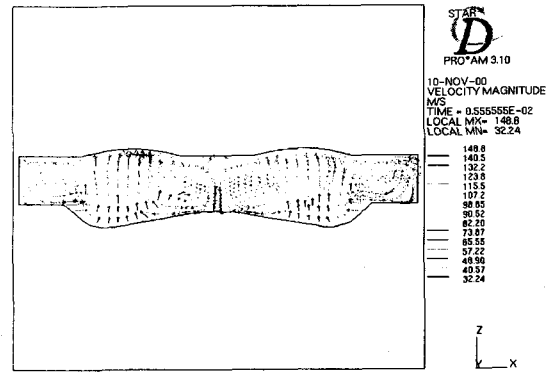


Fig. 10 CA=340° 일 때의 속도 벡터(Section 4)

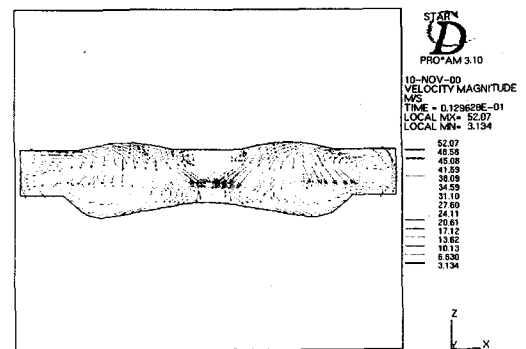


Fig. 11 CA=360° 일 때의 속도 벡터(Section 4)

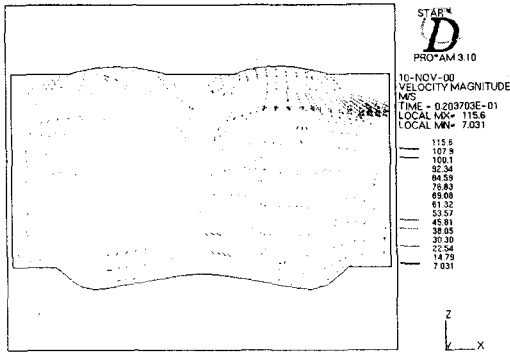


Fig. 12 CA=420° 일 때의 속도 벡터(Section 4)

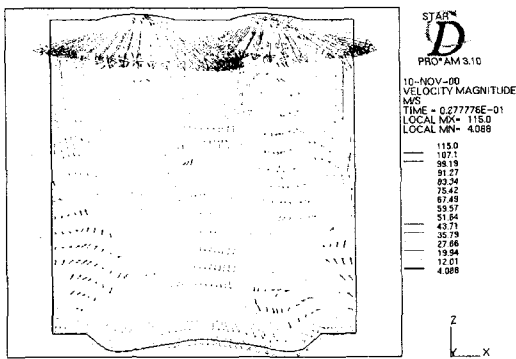


Fig. 14 CA=460° 일 때의 속도 벡터(Section 4)

4. 결론

본 연구는 고유모델 중형엔진(HIMSEN 6H21/32) 내의 transient한 유동현상을 수치적으로 계산하기 위하여 필수적으로 사용되어지는 Moving Mesh의 알고리즘을 이해하고 크랭크 각도에 따른 흡기, 배기 밸브 및 피스톤의 움직임을 고려하여 흡입 과정동안의 유동현상을 해석한 후, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 흡기 포트와 흡기 밸브 및 피스톤 bowl의 형상이 움직임에 따라 실린더 내에 4개의 주요한 tumbling 유동이 형성되고 있음을 알 수 있었고, 이러한 4개의 tumbling 유동은 각각의 흡기 밸브

아래에 형성된 서로 다른 방향으로 회전하는 2개의 Vortices가 피스톤이 하사점을 향하여 움직이는 동안 점점 발달하여 형성되고 있음을 알 수 있었다.

2) 연료분무 및 연소해석에 필요한 기초자료로 활용될 수 있을 것이라 생각된다.

참고문헌

- (1) D. G. Lilley, " Flowfield Modeling in Practical Combustors : A Review ", J. Energy, Vol. 3, No. 4, pp. 193~210, 1979.
- (2) R. Taghavi, & A. Dupont, " Investigation of the Effect of Inlet Port on the Flow in a Combustion Chamber Using Multidimensional Modeling ", ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 111, pp. 479~484, 1989.
- (3) R. Taghavi, A. Dupont, & J. F. Dupont, " Aerodynamic and Thermal Analysis of an Engine Cylinder Head Using Numerical Flow Simulation ", ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 112, pp. 335~340, 1999.
- (4) W. Brandstatter, R. J. R. Johns & G. Wigley, " The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure ", SAE Technical Paper 850499, 1985
- (5) S. Jonnavithula & T. Marinaccio, " Transient Intake Port Simulation with Moving Mesh and Postion Bowl ", Analysis and Design Application Co. Report No. 47-02-015, 1992.
- (6) T.-W. Kuo & S. Chang, " Three-Dimensional Computations of Flow and Fuel Injection in an Engine Intake Port ", ASME J. Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 113, pp. 427~432, 1991.