

〈論 文〉

축대칭엔진 실린더 내의 유동장에 관한 수치해석적 연구

김영환* · 유정열** · 강신형**

(1992년 7월 18일 접수)

Numerical Study on Flow Field in the Cylinder of an Axisymmetric Engine

Young-Hwan Kim, Jung Yul Yoo and Shin-Hyoung Kang

Key Words : Diesel Engine(디젤엔진), Numerical Diffusion(수치확산), Linear Upwind Difference Scheme(선형상류차분도식)

Abstract

Viscous flow and heat transfer phenomena in an axisymmetric cylinder which models a diesel engine have been numerically studied. In order to search for a way to minimize numerical diffusion, the effectiveness and the appropriateness of two selected numerical schemes for convective terms in the governing equations have been tested. They are Linear Upwind Difference Scheme and Hybrid Scheme. Using a standard $k-\epsilon$ turbulence model, the calculation has been carried out basically up to 180° of crank angle. As a result, it was shown from comparison with previous experimental data that Linear Upwind Difference Scheme is less influenced than Hybrid Scheme by the numerical diffusion and it was suggested that these effects of numerical diffusion can be more significant than those due to turbulence modeling.

1. 서 론

내연기관의 연소실 내의 유동현상은 움직이는 밸브와 피스톤, 복잡한 기하학적인 형상, 난류화염전파, 실린더벽 및 기관 주위로 생기는 열전달 등으로 인하여 해석이 용이하지 않다. 그러므로, 얼마 전까지는 새로운 기관의 개발이나 기존의 기관의 성능 향상을 위하여 실험과 이에 근거한 경험적인 간단한 이론에 의존하여 왔으나, 최근에는 계측장비의 발달과 더불어 컴퓨터의 발달로 보다 적절한 수치해석적 방법을 적용할 수 있게 되었다. 일반

적으로 내연기관의 실린더 내의 유동장은 연소과정에 매우 중요한 영향을 미치며, 흡입과정에서 실린더 벽면을 통한 열전달 및 압축과정에서의 열손실은 체적효율과 배기가스의 합성에 영향을 준다. 특히 디젤기관에 있어서 실린더 내의 유동의 특징은 나선형 흡입 제트에 의해 만들어지는 큰 스케일의 회전유동, 실린더 축에 대한 선회(swirl)의 생성과 그 발달, 연소과정 중의 유동 등이 있는데, 선회 및 난류량은 연료와 공기의 혼합 및 연소 현상에 직접적으로 영향을 미칠 뿐 아니라, 압축과정 중에 입구쪽으로부터 연소실 내로 발생하는 난류는 스퀴시(squish) 영역에서 증가하기도 하며, 배기물의 합성에도 영향을 미친다. 따라서, 실린더 내의 유동 및 열전달 현상에 대한 정확한 해석이 요구된

*정회원, 대우중공업주식회사 제품기술부 연구원

**정회원, 서울대학교 기계공학과

여기서, $\tilde{U} = U - U_v - \zeta U_r$ 로서 움직이는 좌표계에 대한 상대속도이고 U_r, Z_r 은 다음과 같이 나타난다.

$$\begin{aligned} U_r &= U_P - U_v, \quad Z_r = Z_P - Z_v \quad \text{for } \xi \geq 0 \\ U_r &= U_v, \quad Z_r = Z_v \quad \text{for } \xi < 0 \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, 하첨자 P, V 는 각각 피스톤 및 밸브를 나타낸다.

2.2 경계조건

유입면에서의 경계조건으로는 압축성 효과를 고려하여 유입유량을 먼저 결정한다.^(4,5) 반경방향 유입속도 V_{in} 는 유입유량으로부터 유입면에 걸쳐 일정하게 가정하였다. 밸브 시이트각도 α 에 의하여 축방향 유입속도 성분 U_{in} , 선회속도 성분 W_{in} 은 다음과 같이 유입면에 걸쳐 일정하게 분포시켰다.

$$\begin{aligned} U_{in} &= V_{in} \tan \alpha \\ W_{in} &= \sqrt{U_{in}^2 + V_{in}^2} S = U_0 S \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 S 는 선회도이고, 흡입 난류운동에너지 k_{in} 는 $0.01 U_0^2$, 흡입 난류운동에너지 소산률 ϵ_{in} 은 $3.65 k_{in}^{3/2} / \ell$ 로 가정하였으며, ℓ 은 순간적인 밸브 간격⁽⁷⁾이다. 흡입 유체의 온도는 295K, 실린더 헤드, 실린더벽, 피스톤면, 밸브면에서는 340K의 등온으로 가정한다. 초기조건으로는, 유동장의 주기성을 나타내는데 적합한 조건이 채택되어야 하나 경제성 등의 이유로 실행에 어려움이 있으므로, 단지 실린더 내부의 유동은 대기압에서 정체되고 있고 온도는 295K로 일정하다고 가정한다.

2.3 이산화 및 수치해석방법

변화된 지배방정식을 이산화하기 위하여 엇갈림 격자계(staggered-grid system)를 채택하였으며 검사체적에 기초한 유한체적법(finite volume method)을 적용하였다. 대류항을 차분하기 위해 하이브리드 도식(hybrid scheme)과 선형상류차분도식(linear upwind difference scheme)을 사용하였다.

일반적으로 대류항이 큰 경우에, 유동방향과 격자선이 심하게 어긋나면 대류항에 대해서 1차 정확도(first-order accuracy)를 가지는 상류차분은 수치확산이 커지는 문제점이 있다. 그러므로, 이러한 수치확산에 의한 해의 부정확성을 극복하기 위해서 2차 정확도(second-order accuracy)의 선형상류차분도식을 사용하여 계산하고, 하이브리드 도식에 의한 계산 결과와 비교하였다. 선형상류차분도식은

검사체적면에서의 유동변수값을 유동방향에 따라서 상류 지역의 2개의 유동변수값으로부터 외삽하여 취함으로써 수치확산에 의한 오차를 상당히 줄일 수 있다. 선형상류차분도식을 1차원 유동의 경우에 대하여 검사체적의 e 면을 예로 들어 적용하면 다음과 같다.

$$\phi_e = \begin{cases} \phi_P + (\phi_P - \phi_W)(1 - f_w) & \text{if } F_e > 0 \\ \phi_E + (\phi_E - \phi_{EE})f_E & \text{if } F_e < 0 \end{cases} \quad (7)$$

여기서 f_E, f_w 는 인접하는 검사체적면들 사이의 거리비를 나타내는 선형내삽상수로서

$$f_w = \frac{(\delta x)_W}{(\delta x)_P + (\delta x)_W}, \quad f_E = \frac{(\delta x)_E}{(\delta x)_E + (\delta x)_{EE}} \quad (8)$$

이며 Fig. 2에는 윗 식(7), (8)의 의미를 간단한 개략도로 예시하였다.⁽⁸⁾ 선형상류차분도식은 2차의 정확도를 가지고 있으나 유계성(boundedness)을 만족하지 않는 단점을 가지고 있는데, 본 연구에서는 다만 대수방정식의 계수들 중 교차방향 확산항들과 관련된 부분을 생성항으로 처리함으로써 이 문제에 수반되어 발생되는 해의 발산을 다소나마 억제시키고자 하였다.

풀고자 하는 지배방정식이 시간에 대하여 포물선형이고, 공간에 대하여 타원형이므로 time-marching하면서 각 유동변수에 대하여 반복계산법(iteration method)을 사용하여 해를 구한다. 일반적으로 많이 쓰이는 TDMA(tri-diagonal matrix algorithm)를 이용한 선순법(line-by-line method)을 각각 축방향, 반경방향으로 사용하였고, 압축성 효과를 고려한 SIMPLE알고리즘을 이용하였다. 계산을 통틀어서 수렴조건은 다음과 같다.

$$\frac{|\phi - \phi^*|_{\max}}{|\phi|_{\max}} < 0.01 \quad (9)$$

여기서 상첨자 *는 이전 단계에서 계산된 값을 의미한다.

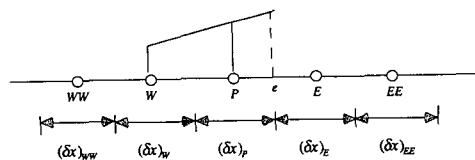


Fig. 2 Schematic presentation of LUDS

3. 결과 및 검토

본 계산에서 사용된 격자계를 Fig. 3에 나타내었다. 지배방정식의 대류항의 차분을 위하여 하이브리드도식을 적용하였던 강신형, 이창훈의 연구⁽⁴⁾에서는 격자의 세분화에 따른 영향을 실험치와 비교하였는데, 격자수를 20×20, 30×30, 40×40으로 증가시키기에 따라 평균속도는 실험치에 접근해 가지만, 난류강도는 여전히 실험치와 상당한 차이가 있음을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 축방향 및 반경방향으로 각각 40개씩의 격자를 취하였으며, 모델 엔진의 기하학적인 변수는 Table 1에 나

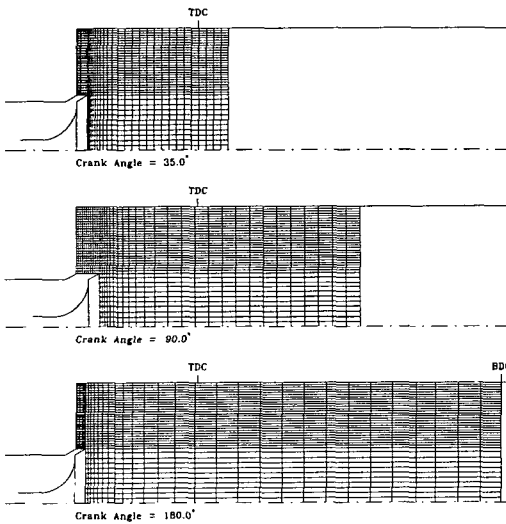


Fig. 3 Grid system for numerical simulation

Table 1 Characteristics of piston-cylinder assembly

Bore	75.0 mm
Stroke	94.0 mm
Compression ratio	3.5
Connecting rod length	363.5 mm
Intake valve :	
Diameter	34.0 mm
Maximum lift	7.3 mm
Seat angle	60.0 deg.
Opens at	6.0 deg. BTDC
Closes at	44.0 deg. ABDC

타내었다.^(4,5) 실험치와의 비교를 위해서 참고문헌 (7)의 모델 엔진을 사용하였고, 시간간격은 크랭크 각도 5°로 하였으며, 엔진 회전수가 200 rpm이므로 시간간격은 약 0.00417초에 해당된다. 작동유체는 공기이며, 점성계수 및 밀도를 제외한 물성치의 온도에 따른 변화는 무시하였고, 대기의 밀도, 점성계수, 실린더 보어, 실린더 평균속도에 근거한 레이놀즈수는 2797이다.

Fig. 4~Fig. 7은 다른 수치기법에 따른 영향을 실험치와 비교해서 나타낸 것이다. Fig. 4는 크랭크 각 35°에서 축방향위치 z=15 mm에서 축방향 평균속도의 반경방향분포를 나타낸 것이다. 어느 수치기법을 사용하건 실험치와 차이를 보이고 있다. 이는 부정확한 초기조건 등의 영향을 아직 많이 받고 있기 때문으로 생각된다. 대체적으로 선형상류 차분도식을 사용하였을 때가 하이브리드 도식을 사용하였을 때보다 훨씬 실험치와 근접하여 있음을 알 수 있다. 이는 앞서도 밝혔듯이 역류가 생기는

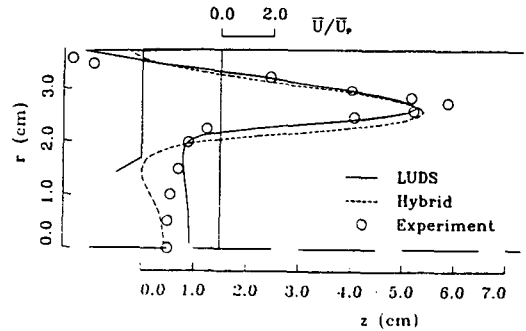


Fig. 4 Effects of various schemes on radial distributions of axial mean velocity at z=15 mm at crank angle=35°

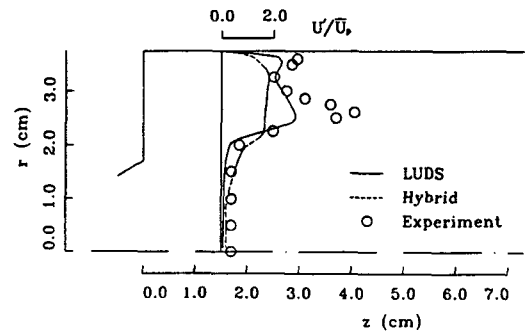


Fig. 5 Effects of various schemes on radial distributions of turbulence intensity at z=15 mm at crank angle=35°

유동에서는, 격자선이 유동방향과 일치하지 않기 때문에 생기는 수치 확산의 영향이 크기 때문으로 생각된다. Fig. 5에는 같은 위치에서의 난류강도의 반경방향분포가 나타나 있다. 여기에서도 선형상류차분도식이 하이브리드 도식보다 우수함을 알 수 있다. Fig. 6과 Fig. 7에는 크랭크각 90°일 때 같은 위치에서의 축방향 평균속도와 난류강도의 반경방향분포의 결과가 도시되어 있다. 축방향 평균속도의 경우에는 선형상류차분도식을 사용하였을 때 실험치와 거의 일치함을 알 수 있다. 또한, 난류강도의 경우에도 선형상류차분도식을 사용하였을 때 정성적으로나 정량적으로 훨씬 더 실험치에 근접해감을 알 수 있다. 이는 크랭크각이 진행될수록 초기의 부정확한 조건의 영향이 점차 사라지고 있음을 의미한다. 이것으로 미루어 실제 유동장에서 난류모델링의 정확성도 중요하지만 그보다도 수치확산에 따른 오차를 먼저 줄이는 것이 급선무라 하겠다.

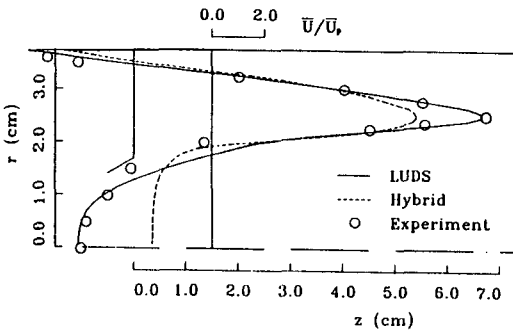


Fig. 6 Effects of various schemes on radial distributions of axial mean velocity at $z=15$ mm at crank angle=90°

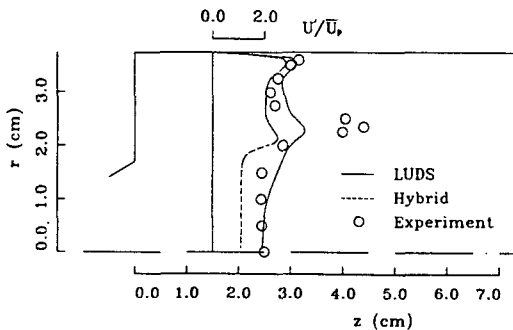


Fig. 7 Effects of various schemes on radial distributions of turbulence intensity at $z=15$ mm at crank angle=90°

수치기법의 차이에 따른 흡입유량의 차이를 Table 2에 나타내었다. 거의 차이가 없음을 볼 수 있으며, 수치기법의 차이에 따른 실린더 내의 기체의 평균온도와 열전달량은 Table 3에 나타내었다. 기체의 평균온도의 경우 별로 차이를 찾아볼 수 없지만 벽을 통한 열전달량은 차이가 나고 있음을 알 수 있다. 흡입유량은 체적효율과 직접적인 관련이 있으므로 정확한 예측이 필요하고 이를 위해서는 벽면에서의 열전달 현상을 정확하게 모사할 수 있어야 한다. 이를 위하여 열전달 현상을 비교적 정확하게 예측하는 것으로 알려진 저레이놀즈수 $k-\epsilon$ 모델 (Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Model) 과 같은 난류모델을 사용하면 더욱 좋은 결과를 기대할 수 있을 것으로 생각된다.

Fig. 8~Fig. 10에는 엔진 실린더 내의 기체의 속도 벡터를 나타내었다. 이것을 보면 선형상류차분도식을 사용하였을 때와 하이브리드 도식을 사용하였을 때 와류의 중심이 약간 달라짐을 알 수 있다.

유량계수값은 0.6을 사용하였는데 실제로 유량계수값은 밸브 리프트와 밸브 유효지름의 비 및 레이놀즈수의 함수로 알려져 있다. 또한 밸브 리프트의

Table 2 Effects of various schemes on the inlet flow rate

Crank angle (deg.)	inlet flow rate (10^{-3} kg/s)	
	Hybrid Scheme	LUDS
5.0	0.225	0.226
10.0	0.774	0.774
15.0	1.29	1.290
20.0	1.79	1.78
25.0	2.25	2.25
30.0	2.69	2.68
35.0	3.10	3.07
40.0	3.46	3.43
45.0	3.79	3.76
50.0	4.08	4.05
55.0	4.33	4.31
60.0	4.54	4.52
65.0	4.72	4.69
70.0	4.84	4.82
75.0	4.98	4.96
80.0	5.01	4.99
85.0	5.02	5.00
90.0	4.99	4.97

간격에 따라서 박리현상이 생기기도 하여 실제 유입속도는 계산에서 균일하게 가정된 것보다 클 것

으로 생각된다.

Fig. 11에는 국소적인 누셀트수의 분포가 나타나 있는데 수치기법에 따라 최대 누셀트수가 나타나는 위치가 조금 다를 수 있다.

이 계산에서 주로 생길 수 있는 오차는 여러 가지가 있으나 크게는 유입면에서의 초기조건의 부정확성과 수치확산, 그리고 부정확한 난류 모델링에 있을 것으로 생각한다. 유입면에서의 조건을 정확하게 기술하기 위해서는 일반좌표계를 사용한 지배방정식을 풀어서 밸브 형상에 따른 변화도 살펴보

Table 3 Effects of various schemes on bulk temperature and total wall heat flow rate

Crank angle (deg.)	Bulk Temp. K (Heat flow rate 10W)	
	Hybrid Scheme	LUDS
5.0	295.7(4.117)	295.7(4.120)
10.0	296.4(2.792)	296.4(2.766)
15.0	297.0(2.354)	297.0(2.328)
20.0	297.6(2.112)	297.5(2.125)
25.0	298.0(2.032)	298.0(2.267)
30.0	298.4(2.139)	298.5(2.684)
35.0	298.7(2.419)	298.9(3.167)
40.0	299.1(2.754)	299.4(3.647)
45.0	299.4(3.090)	299.8(4.090)
50.0	299.8(3.432)	300.3(4.427)
55.0	300.1(3.755)	300.7(4.670)
60.0	300.4(4.026)	301.1(4.871)
65.0	300.7(4.253)	301.4(5.050)
70.0	300.9(4.458)	301.7(5.208)
75.0	301.2(4.665)	302.0(5.373)
80.0	301.4(4.855)	302.3(5.547)
85.0	301.7(5.029)	302.5(5.739)
90.0	301.9(5.188)	302.8(5.940)

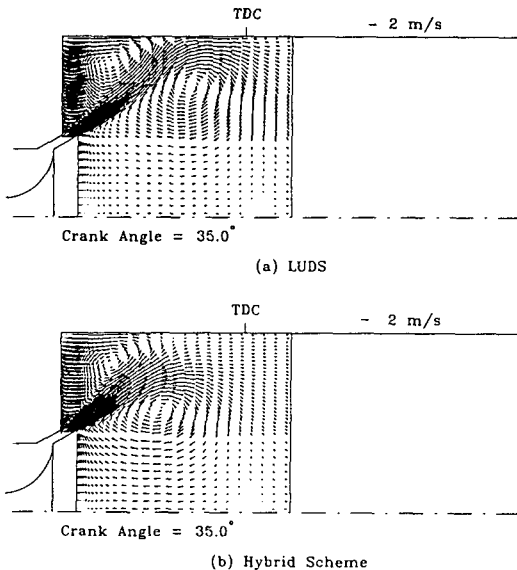


Fig. 8 Predicted mean velocity vectors at crank angle=35°

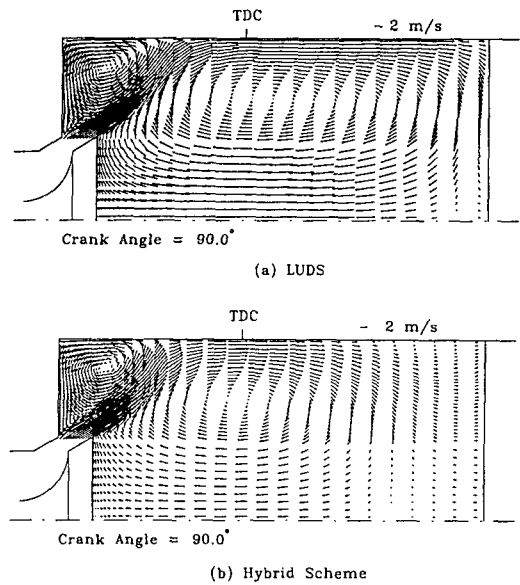


Fig. 9 Predicted mean velocity vectors at crank angle=90°

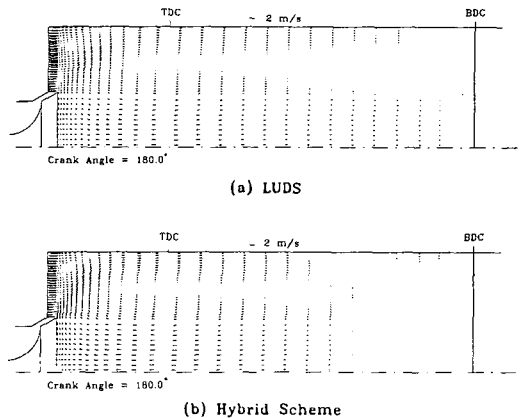


Fig. 10 Predicted mean velocity vectors at crank angle=180°

아야 할 것으로 생각된다. 또, 수치확산을 줄이기 위해서는 선형상류차분도식이나 QUICK과 같은 수치기법을 사용하여야 될 것으로 생각한다. 실제 엔진에서 흡입과정 말기부터는 난류 특성이 거의 등방성이 되는 것으로 알려져 있다. 그렇지만, 참고 문헌 (4,5)로부터도 알 수 있듯이 난류모델의 부정확성에 따른 오차도 클 것으로 생각된다.

지금까지의 계산은 기본적으로 하이브리드 도식의 경우에는 크랭크각도 360°까지 해석하였고,^(4,5) 선형상류차분도식의 경우에는 크랭크각도 180°까지 해석하였다. 선형상류차분도식을 사용할 경우 크랭크각도 180°을 지나면서부터 수렴이 잘 안되고 발산하는 것을 볼 수 있었는데 이것은 흡기밸브가 열린 상황에서 피스톤이 압축행정에 들어가므로 전체적인 유동장에 걸쳐서 유동방향의 변화가 매우 커지고 유동이 불안정하게 되기 때문인 것으로 생각되며, 거기에서 원래 선형상류차분도식의 수렴성이 좋지 않은 문제가 겹쳐져서 발생하는 문제인 것으로 생각된다. 이 문제를 해결하기 위해서는 크랭크각도 180°일 때부터 흡기밸브가 열려 있는 동안까지는 안정성이 뛰어난 하이브리드 도식을 사용하거나 시간 간격을 더 줄여서 계산하는 것도 생각해볼 수 있다.

사실상 크랭크각도 범위에 따라 유동장 특성에 보다 적합한 차분기법을 선택적으로 적용하는 것은 매우 바람직스러운 방법으로 제안할 수 있다. 이것은 앞서 언급된 레이놀즈수 모델과 같은 난류모델링의 개선과 함께 고찰되면 더욱 훌륭한 후속 연구과제를 구성한다.

4. 결 론

엔진 실린더 내의 2차원 축대칭 유동 및 열전달 특성을 보다 정확히 예측하기 위하여 지배방정식의 대류항을 선형상류차분도식으로 차분화하는 프로그램을 작성하였다. 신뢰성을 검증하기 위하여 기존 실험치와 비교하였고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 축대칭 모델 엔진의 흡입과정에서의 유동에 대한 결과는 기존의 수치해석적 연구결과보다 실험치에 정성적으로 더 잘 일치하며, 충분히 받아들일 만하다.

(2) 난류모델에 따른 영향 못지않게 지배방정식들의 대류항의 차분기법에 따른 영향이 큰 것을 알 수 있으며 이는 평균속도와 난류량 등이 수치확산의 영향을 많이 받고 있음을 의미한다.

(3) 전체 행정에 걸쳐서 보다 개선된 결과를 얻기 위하여는 유입면 경계조건의 보다 정확한 서술, 보다 실제적인 난류모델링의 도입과 아울러, 크랭크각도 범위에 따른 적절한 차분기법의 채택이 필요하다.

후 기

이 연구는 한국과학재단지정 터보동력기계 연구센터와 한국학술진흥재단의 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Gosman, A.D. and Harvey, P.S., 1982, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric D.I.Diesel," SAE Paper No. 820036.
- (2) Cloutman, L.D., Dukowicz, J.K., Ramshaw, J. D. and Amsden, A.A., 1982, "CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows

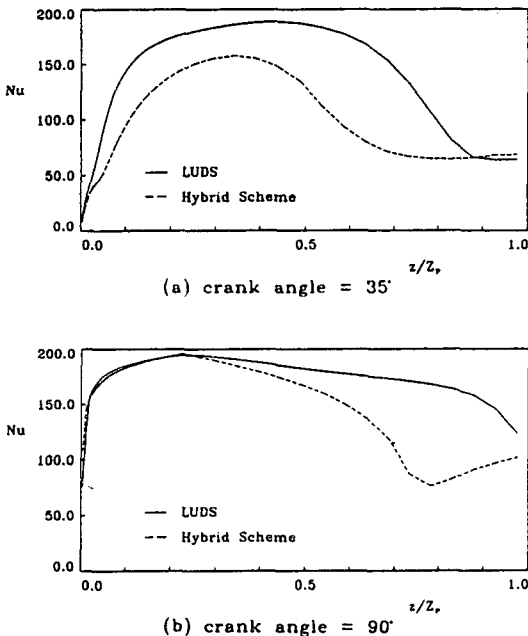


Fig. 11 Distributions of local Nusselt number on the cylinder wall

- with Fuel Sprays," LA-9294-MS.
- (3) Amsden, A.A., Ramshaw, J.D., O'Rourke, P.J. and Dukowicz, J.K., 1985, "KIVA : A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid with Chemical Reactions and Fuel Sprays," LA-10245-MS.
- (4) 강신형, 이창훈, 1987, "축대칭 왕복엔진의 흡입 및 압축과정에서 유동 및 열전달의 수치해석," 대한기계학회논문집 제11권 제3호, pp. 395~408.
- (5) Kang, S. H. and Lee, C.H., 1987, "Application of an Algebraic Stress Model to Axisymmetric Flows in an Engine-Like Cylinder," Proceedings of the 2nd International Symposium on Transport Phenomena in Turbulent Flows, pp. 619~631.
- (6) 정진은, 1990 "전기점화기관에서 스웰이 실린더 내의 유동 및 연소에 미치는 영향에 관한 수치해석," 서울대학교 공학박사학위논문.
- (7) Ahmadi-Befrui, B., Arcoumanis, C., Bicen, A. F., Gosman, A.D., Jahanbakhsh, A. and Whitelaw, J.H., 1982, "Calculations and Measurements of the Flow in a Motored Model Engine and Implications to Open-Chamber Direct-Injection Engines," Proceedings of Symposium on Three Dimensional Turbulent Shear Flows, ASME Spring Meeting, St. Louis.
- (8) 윤준원, 유정열, 1992, "터빈 블레이드 통로에서의 3차원 점성유동에 대한 수치해석," 대한기계학회논문집 제16권 제3호, pp. 527~539.
- (9) Mattavi, J.M. and Amann, C.A., 1980, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press, New York.
- (10) Bicen, A.F., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H., 1985, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," ASME Trans., Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 413~420.
- (11) Gosman, A.D., Melling, A., Whitelaw, J.H. and Watkins, P., 1978, "Axisymmetric Flow in a Motored Reciprocating Engine," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering, Vol. 192, pp. 213~223.