

논문

직분식 디젤엔진의 흡입·압축 행정시 엔진 실린더 내의 비정상 유동 해석

주 경 제^{*1}, 박 형 구^{*2}

Transient Flow Analyses of the Intake and Compression Processes In a Direct Injection Engine

K. J. Joo and H. K. Park

The transient flow fields in a direct injection engine was analyzed by using the STAR-CD CFD code during the intake/compression processes. The analyses were focused on the computation grid generation by using the IC3M code which is a pre-developed and especially well adapted for the analyses of internal combustion engine. The results showed that the used grid generation technique was well suited for the flow analyses on any internal combustion engine.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 비정상유동(Unsteady Flow), PISO 알고리즘, STAR-CD, ICEMCFD Diesel Engine,

1. 서 론

최근 자동차 제조업체에서는 CO₂의 국제규제 강화로 승용차용 디젤엔진 개발에 대한 관심이 높아지고 있으며, 엔진개발 기간 단축과 시작엔진의 제작방향을 제시하고자, 가상엔진(Virtual Engine)의 개념을 도입하고 있다.¹⁾ 더불어, 컴퓨터 기술과 상용 CFD 코드의 급속한 발달로 과거에 비하여 엔진내부의 비정상유동 해석이 수월해졌다. 그러나, 내연기관의 유동현상은 매우 복잡하여 해석결과 검증 및 정상유동 실험결과

와 상관관계를 얻는 데에는 아직도 많은 어려움이 있다.²⁾

내연기관 내 유동에 영향을 미치는 요소로는 전체 엔진행정 중에 발생하는 공기의 유입, 연료 분사 및 혼합기체의 확산과 압축과정, 연소현상에서 수반되는 화학적 반응, 열전달 등이 있다. 그리고, 물리적인 요소로서 흡입구의 형상, 연소실 구조, 밸브의 크기, 위치 및 개폐조건, 연소정도 및 점화시점이며, 디젤기관의 경우 분사 노즐의 위치, 각도 등 여러 인자에 의해 좌우된다.³⁾ 여기서, 기관의 성능을 결정하는 가장 큰 요인은 흡입과 압축행정 시 발생하는 유동현상이다.

이와 같은 엔진 내 유동현상을 고려하여, 내연기관의 성능을 높이기 위한 방법으로는 연소실 내 난류강도를 증대시켜 흡입된 공기와 연료의 혼합을 빠르고 원활하게 하고, 착화 후 화염의

* 2002년 3월 5일 접수

^{*1} 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과^{*2} 정회원, 전남대학교 기계공학과

확산속도를 높이는 것이다. 따라서, 디젤엔진 설계 시 흡입행정과 압축행정에 발생하는 유동형태에 많은 관심을 갖게 되었다.

현재, 디젤엔진의 연소실 내의 유동을 가시화하기 위한 연구로는 LDV, PIV 등의 계측기구를 이용한 많은 실험과 CFD 상용코드를 이용한 전산유체역학의 응용이 있다.⁴⁾

하지만, 계측기구를 이용한 연구는 실험장치 구성의 어려움과 측정자에 따른 오차를 포함하고 있다.

CFD 코드를 이용한 전산해석에서는 엔진의 성능을 결정하는 복잡한 형상의 포트와 헬리컬 밸브 및 밸브시트, 커튼 등과 같이 Structured Grid를 사용하기 힘든 부분의 격자를 형성하는데 많은 시간을 필요로 하였고, Unstructured Grid를 사용할 경우 각각의 격자사이의 연속성이 문제가 되어 만족스러운 결과를 얻을 수 없었다.

본 연구의 목적은 엔진 연소실내 유동장을 해석함에 있어서 격자생성 시간단축과 엔진형상에 따른 Unstructured Grid와 Structured Grid를 혼합하여 생성할 수 있음을 보여주고자 한다. 또한, 엔진의 흡입·압축과정에서 발생하는 연소실 내의 특징적인 유동형태인 스윙과 텀블 및 압축말기의 스퀴시와 난류에너지 변화를 관찰하여 이러한 유동형태들이 연소실 내 유동장에 미치는 영향을 알아보려고 한다.

2. 본 론

2.1 엔진 제원

본 연구에서 사용된 디젤엔진은 4-Valve DI 엔진으로 엔진 제원은 Table 1 과 같다.

2.2 지배방정식

수치해석 상용코드인 STAR-CD⁵⁾을 사용하였

Table 1 Dimensions of a 4-Valve DI Engine

Engine	4 valve type
Bore	83
Stroke	92
Maxium Intake Valve Lift	7.85
Maxium Exhaust Valve Lift	7.95
Compression Ratio	17.7

는데 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{U}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g}\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{U}_j U_i - \tau_{ij}) \\ & = \frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 \sqrt{g} 는 metric tensor 의 determinant 를 나타낸다. 본 연구에서 사용된 난류 모델로는 표준 고 k- ϵ 모델을 이용하였으며, 지배방정식은 아래와 같고, 각각의 상수는 Table 2와 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g}\rho x) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}x - \frac{\mu_{ij}}{\sigma_k} - \frac{\partial k}{\partial x_j}) \\ & = \mu_t(P + P_b) - \rho \epsilon - \frac{2}{3}(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{여기에서 } P = 2S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

$$P_B = -\frac{g}{\sigma_{ht}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j})$$

$$= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}]$$

$$- C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4)$$

Turbulent Viscosity 와 k-ε 관계는 다음과 같다.

$$\mu_t = f_\mu C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

k 및 ε, l 의 상호 관계는 다음과 같다.

$$\epsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (6)$$

Table 2 Coefficients of κ-ε Model

C _μ	σ _k	σ _ε	C _{ε1}	C _{ε2}	C _{ε3}	C _{ε4}	k	E
0.09	1.0	1.22	1.44	1.92	0.0 or 1.0*	-0.33	0.42	9.0

2.3 해석방법 및 격자생성

본 연구의 해석대상인 4-Valve DI엔진은 HSDI 승용 디젤엔진으로서, Siamesed 형상의 Tangential Port와 Reentrant type의 Bowl형상을 가지고 있는 엔진이다. 특히, 흡기 Port의 곡률이 깊고 엔진의 밸브 시트 부와 엔진 Chamber의 간격이 매우 조밀하여, 유효한 aspect ratio을 유지하는 격자형성에 어려움이 있다.

전산해석 범위는 배기 행정 마지막에 보여지는 밸브 오버랩 형상을 고려하여, 배기행정 말기인 CA 335 °에서 시작하여 압축행정 말기 CA 740 ° 까지 수행하였다. 실제 엔진의 움직임을 모사하기 위하여 이동격자방법 중 한가지인 cell addition and

deletion 기법을 사용하였으며, 연소실 내 비정상 유동현상을 해석하기 위하여 PISO 알고리즘을 적용하였다.

해석대상 엔진의 격자생성은 ICEMCFD에서 개발한 Rapid Mesh Generator인 IC3M을 이용하였다.

IC3M을 이용한 격자생성 방법의 특징은 크게 세가지로 요약할 수 있다. 첫 번째로는 엔진의 형상을 Port, Chamber, Bowl, Cylinder Wall, Valve Part로 나누어 격자를 생성하므로 각 부분의 Geometry 특징을 고려한 격자생성을 할 수 있으며, 두 번째로는 격자생성 과정에서 사용자가 원하는 격자모듈을 선택하여 엔진형상에 적용할 수 있다. 세 번째로는 Loop 기능을 이용한 자동 격자생성 방법이 있다.

본 연구에서는 Tetra 격자모듈을 선택하여 Valve 부를 제외한 엔진부분의 격자를 직접 생성하였다.

IC3M으로 생성된 4-Valve DI엔진 격자를 살펴보면, 엔진의 왕복운동이 이루어지는 밸브 영역은 Hexa 형태의 격자로 구성하였고, 형상이 복잡하며 곡률이 심한 각 포트 부와 피스톤 bowl 영역에는 Tetra 형태의 격자를 적용하였다. 격자의 연속성을 고려하여 Tetra 형태로 구성되었던 연소실과 각 포트 부의 벽면처리는 Prism 형태의 격자를 사용하였다.

형성된 격자수는 4-Valve DI엔진의 피스톤이 하사점에 이르렀을때 약 670,000개이고, 연소실 내의 스웰과 텀블을 잘 표현하기 위하여 bowl 형상과 연소실 내부에 충분한 격자의 수를 할당하였다.

격자구성이 완료된 해석모델을 전산해석 프로그램인 STAR-CD로 읽어들인 후, aspect ratio 및 wrapage, skewness 등 격자구성과 연속성이 계산에 적합한지 검사하였고, 적절하지 못한 부분을 발견했을 시 격자형성의 재조정 과정을 수행하였다.

특히, 이동격자 부분인 밸브하단과 bowl부의 구성모듈이 다르기 때문에 격자간의 연속성을 고려하여 계산과정의 시간 간격을 작게 하였다. 경계조건으로 각 포트입구는 일정한 대기압 조건

으로 설정하였다. 엔진모델의 피스톤 회전수는 2000 rpm이며, 계산시간 간격은 CA (Crank Angle) 0.175로 1.05×10^{-5} sec로 하였고, IBM RS6000에서 계산을 수행하였다.

3. 계산결과 및 고찰

IC3M을 이용하여 생성한 엔진격자와 단면의 위치는 Fig. 1과 같다.

연소실 내의 속도분포를 살펴보면, 배기행정 말기인 Fig. 2 (a)는 밸브시트 부분에 강한 유동이 형성됨과 bowl 부분에 스퀴시 형태와 유사한 유동이 발생함을 보여준다.

흡입행정 초기인 Fig. 2 (b)는 유입되고 있는 유량이 흡기밸브 상단에서부터 실린더 안쪽으로 스윙형태의 유동으로 발전되고 있음을 보여준다.

또한, 밸브시트 부분에서 jet와 같은 속도분포를 나타내며, bowl 영역에서는 흡입유량의 영향을 받아 스윙이 형성되고 있다. Fig. 2 (c)는 진행 중인 흡입행정에 해당되며, 스윙의 형태가 연소실 중앙으로 강하게 발전되어가고 있다.

Fig. 2 (d)는 흡입행정 중 흡입 밸브가 최대 양정까지 도달했을 때이다. 흡입행정 초기에 발생되었던 스윙이 점차 분산되고 있음이 보여지며, 피스톤 흡입운동의 영향을 받아 연소실 중앙에서 텀블이 발생하고 있다.

Fig. 2 (e)는 흡입행정말기이다. 연소실 안에서 발달되었던 텀블의 강도가 점차적으로 약해지고 있음을 관찰할 수 있다. Fig. 2 (f)는 압축행정 말기를 나타내고 있으며, bowl 부분에 압축행정 말기의 유동특성인 스퀴시가 발생하고 있음을 보여준다.

다음은 엔진행정 중 연소실에서 발생하는 난류 운동에너지를 살펴보면, 흡입행정 초기인 Fig. 3 (a)는 유입되는 유량이 실린더 벽면에 부딪힘으로 인해 난류운동에너지가 증가하고 있음을 보여준다. 흡입행정이 진행됨에 따라 점차적으로 난류운동에너지가 밸브상단에서 밸브시트와 연소실 중앙으로 강하게 확산되어 감을 Fig. 3 (b)에서 관

찰할 수 있다. 흡입밸브가 최대 양정까지 열린 Fig. 3 (c)는 난류운동에너지가 흡입밸브 상단에서 연소실 전 부분으로 점점 더 증가되어 감을 보여준다. Fig. 3 (d)는 흡입행정 말기이며, 흡입행정 말기에는 엔진 흡기계로부터 유동의 유입이 점차적으로 감소되므로, 난류운동에너지는 실린더 벽면으로 확산되면서 소멸되어진다.

연소실 상사점 부근의 유동형태를 관찰하면, Fig. 4 (a)는 흡입 행정 중 밸브가 최대 양정까지 열렸을 때이며, 흡입밸브로부터 원주방향으로 스윙유동이 발생하고 있다. 또한, 실린더 벽면에 충돌된 유동들이 복잡한 난류를 형성하고 있음이 보여진다. 흡입 행정 말기과정에 해당되는 Fig. 4 (b)에서는 실린더 벽면과 충돌한 난류유동이 분쇄되며 연소실 중앙으로 발달되고 있다.

압축행정 말기인 Fig. 4 (c)는 유동형태가 실린더 벽면에서 중앙으로 시계방향의 강한 난류를 형성하고 있는데 이것은 압축말기 유동특성인 스퀴시의 영향으로 판단되며, 연소실 내 압력이 점차 증가 되어가고 있음을 보여준다.

이와 같이, 연소가 배제된 전산해석에서 엔진연소실 내 유동특징인 스윙과 텀블 및 스퀴시가 각 엔진행정에서 발생되어짐이 확인되었고, 압력분포 및 난류운동에너지도 잘 묘사되었다

본 연구에서는 Rapid Mesh Generation 기법을 이용하여 엔진의 물리적 형상이 가지고 있는 특성에 중점 두고 격자를 생성하였다.

특히, 기존의 엔진 CFD 해석에서는 사용할 수 있는 격자의 모듈이 제한적인 면이 있었으나, 본 연구에서는 엔진의 형상에 적절한 격자모듈을 사용자의 임의로 선택하여 사용하였다. 또한, 각각의 격자의 연속성을 고려하여 표현함으로 전산해석의 질을 높일 수 있었다.

현재, 자동차 산업현장에서 승용 디젤엔진 개발에 대한 연구가 요구되고 있다. 본 연구에서는 지금까지 이루어진 엔진 전산해석 과정의 단점인 전처리과정에 소요되었던 시간을 크게 절감하였다. 더불어, 다양한 관점으로 엔진을 해석함으로써, 전산해석이 실제 산업현장에서도 유용하다는 것을 보여 줄 수 있다고 사려된다.

4. 결 론

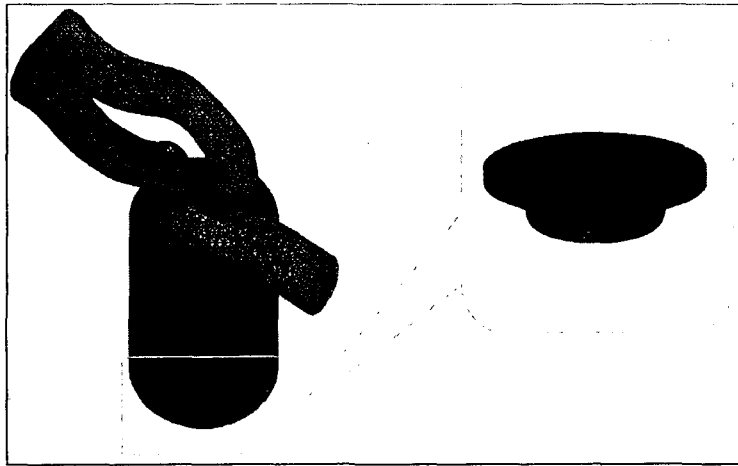
- 1) 전산유체코드를 이용하여 엔진 내 비정상 상태 유동장을 해석함으로써, 전산유체코드의 효율성을 검증하였다.
- 2) 빠른 격자생성개념을 도입함으로써, 초기엔진 개발 시 격자생성시간을 절약하여, 전산해석의 정확성 및 효율성을 증대시킬 수 있음을 확인하였다.
- 3) 엔진성능을 결정하는 흡입·압축행정의 유동형태를 관찰할 수 있었으며, 연소실 내의 특징적인 유동형태인 스윙과 텀블 및 압축말기에 생성되는 스퀴시를 관찰할 수 있었다.

후 기

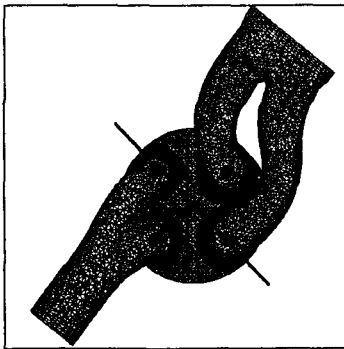
본 연구는 현대자동차 선형연구소의 지원을 받아 수행한 연구내용이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

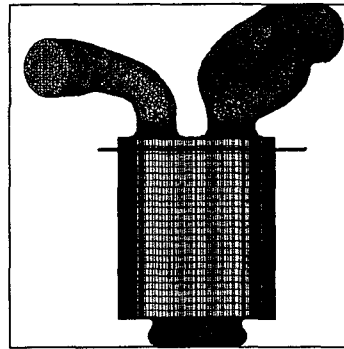
- [1] 민경덕, "CFD를 이용한 승용차용 HSDI 디젤 엔진 해석", 자동차공학지, pp.27-33, 2001
- [2] 김미로, 조남효, "CFD를 이용한 직접분사식 엔진의 비정상해석", STAR-CD User's Conference, pp.55-60, 2000.
- [3] 양희천, 이준식, 유정열, 최해천, "회박엔진 연소실 내의 유동해석(I)" SAE NO. 953792, pp.188, 1995
- [4] 김영남, 이경환, "SI엔진의 밸브리프트에 따른 흡입포트 및 실린더 내 정상 3차원 유동장해석", SAE NO. 953769, pp.82-89, 1995
- [5] CD-Adapco, "STAR-CD Version 3.15 User Guide", Computational Dynamics(2001)



(a) Mesh Plot

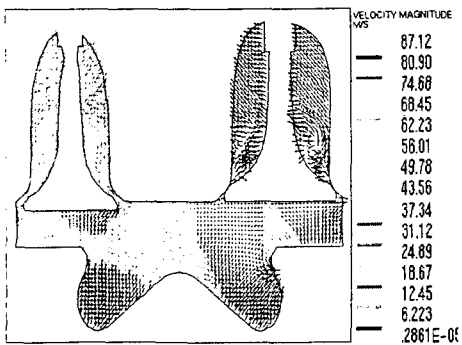


(b) Top Plane

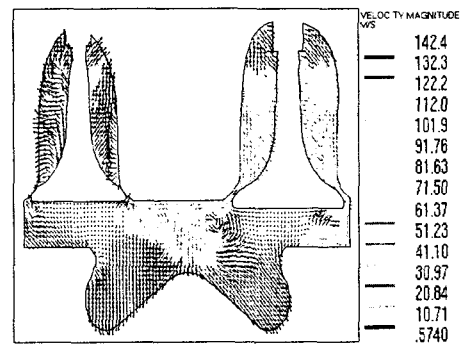


(c) Side Plane

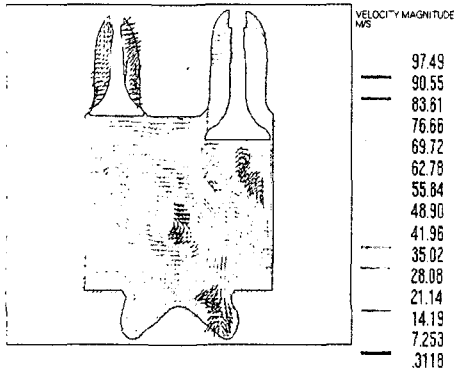
Fig. 1 4-Valve DI Engine



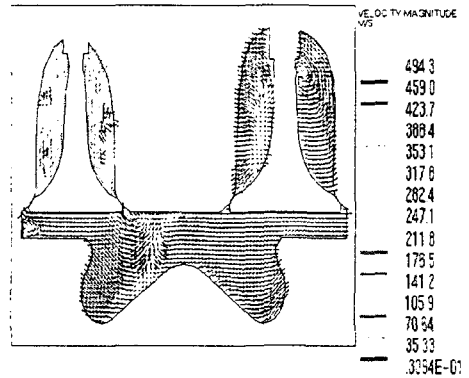
(a) CA 340 °



(b) CA 380 °

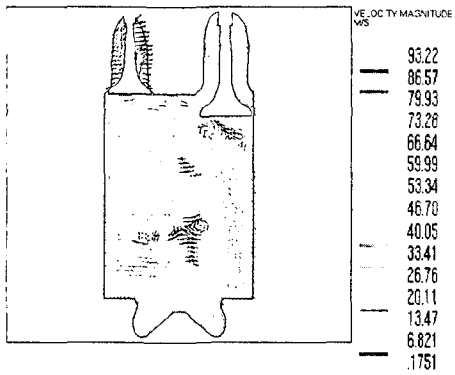


(c) CA 440 °

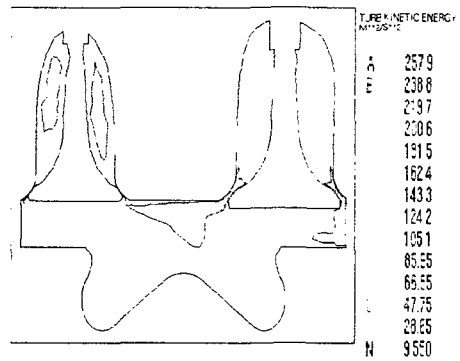


(f) CA 700 °

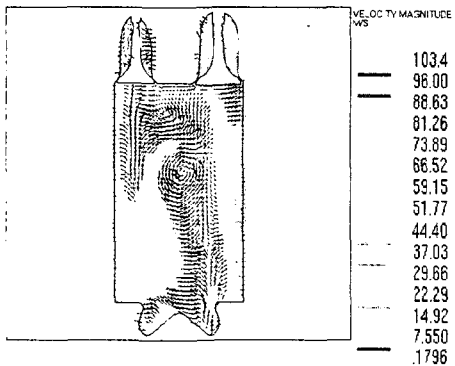
Fig. 2 Velocity Field



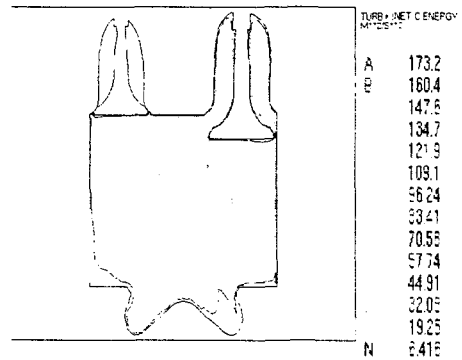
(d) CA 473 °



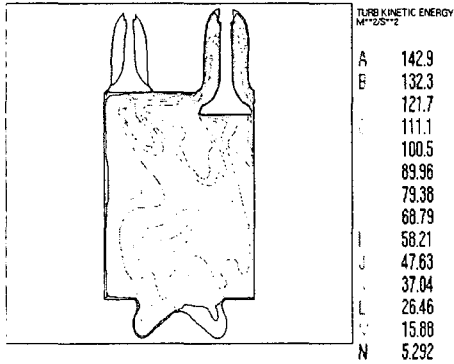
(a) CA 380 °



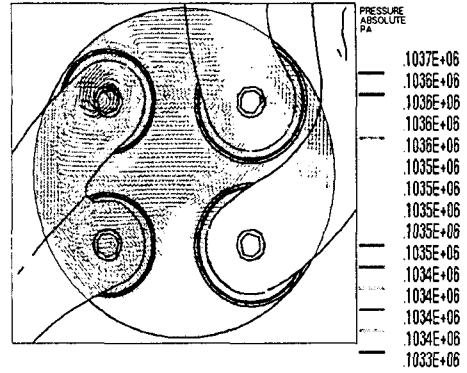
(e) CA 565 °



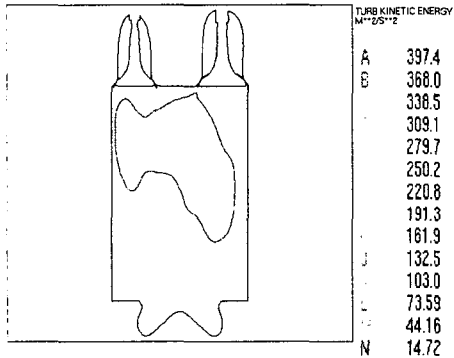
(b) CA 440 °



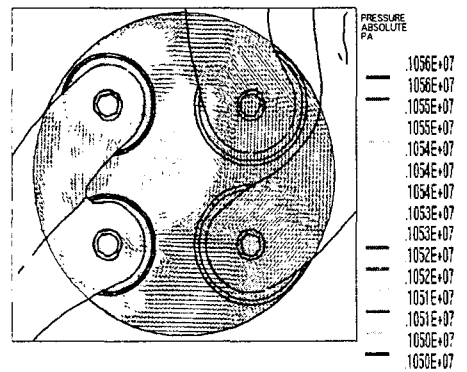
(c) CA 473 °



(b) CA 565 °



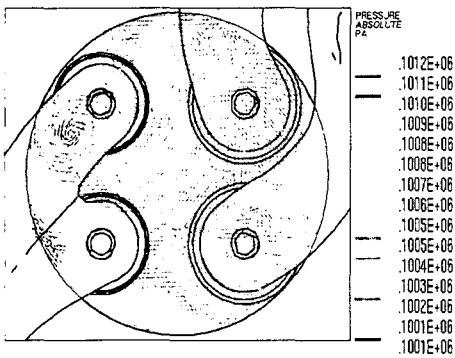
(d) CA 584 °



(c) CA 740 °

Fig. 3 Turbulence Kinetic Energy

Fig. 4 Velocity and Pressure Field (z=1)



(a) CA 473 °