

Coherent Flame Model을 이용한 스파크 점화 기관 연소 모사

Combustion Simulation of a Spark Ignition Engine
by the Coherent Flame Model

허 강 열
K. Y. Huh



허 강 열
• 1957년 1월생
• 내연기관
• 정회원, 포항공과대학 부교수

1. 서 론

스파크 점화기관의 연소 과정 해석은 엔진 성능 분석 및 예측의 핵심이며 배기가스 배출과도 밀접히 연관된다. 연소 해석 방법에는 크게 엔진 테스트 베드에서의 연소실 압력 측정 방법과 관련 보존식의 해를 구하는 해석적 방법이 있으며 후자에는 영차원 사이클 시뮬레이션과 3차원 유동 및 연소 해석이 있다. 스파크 점화기관의 영차원 해석은 기연소 영역과 미연소 영역을 처리하는 방법에 따라 단일 영역 모델과 복수 영역 모델로 구분되며 본 논문에서는 이영역 모델인 유사차원해석법¹⁾을 사용하였다. 전술한 연소 압력 측정, 유사차원 및 3차원 해석 방법은 각각 장단점과 다른 방법으로 대체될 수 없는 고유의 적용 영역을 갖는다. 연소 압력 측정법은 실제 엔진의 연소 진행 과정을 쉽게 직접 측정할 수 있는 유일한 방법으로서 해석 모델에 의한 예측 결과의 타당성을 검증하거나 열방출량의 입력 자료를

제공한다. 영차원 사이클 시뮬레이션은 연소실 체적내의 분포를 균일하다고 가정함으로써 계산이 용이하며 시스템 전반의 해석에 유리하지만 3차원 해석과 같은 난류 유동 분포나 화염 전파등의 직접적인 모사는 불가능하다. 본 논문에서는 4기통 소형 가솔린 엔진에 대해 이들 세가지 방법을 동시에 적용하여 각 방법에 대한 일관된 비교 판단의 근거를 제공하고 각각의 적용 범위 및 해석 결과의 타당성을 검증하고자 한다. 3차원 연소 모델로는 예혼합 난류 화염에 대해 최근 적용되고 있는 Coherent Flame Model²⁾을 사용하였으며 흡기 포트와 연소실, 밸브등을 동시에 처리하기 위한 개선된 KIVA-2코드³⁾를 사용하였다.

2. 실험 장치

본 연구의 실험 장치는 그림 1에 나타난 바와 같이 엔진, 동력계, 압력 센서, 압력취득장치, 자료처리 및 도시 프로그램, F/A ratio 측정기로 구성되어 있다. 본 연구에서 사용한 TBI식 1.5L OHC I4엔진은 ECU에 의해 연료분사량과 스파크 점화시간을 제어하는 전자제어방식이며, 연소실 형상 및 포트형상은 그림 2와 같다. 주요 엔진 제원은 표 1에 주어져 있다. 동력계는 최대 용량 130KW, 최고 운전속도 10,000rpm의 eddy current

type을 사용하였다.

연소실 내의 압력 측정을 위해서 Kistler사의 spart plug adaptor type(model 6051 A5)의 piezo-electric 압력센서를 사용하였다. 압력센서로 부터 발생하는 신호는 미세하므로 일반적으로 A/D변환기 측정범위로의 증폭을 필요로 하며 이를 위해 Kistler사의 5011 charge amplifier를 사용하였다.

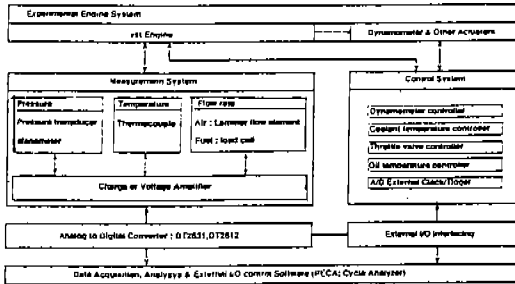
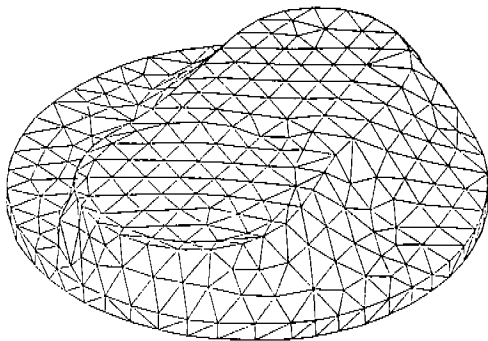
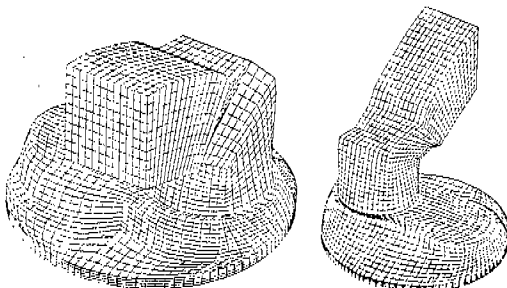


그림 1 엔진 테스트 베드 장치 구성도



(a) 유사 차원 해석 표면격자



(b) 3차원 해석 격자

그림 2 연소실 형상

표 1 엔진제원

압축비	9.0
직경[mm]	76.5
행정[mm]	81.5
컨벡팅 로드 길이[mm]	130.0
스파크 타이밍	27degrees BTDC
흡기 밸브 열림	18degrees BTDC
흡기 밸브 닫힘	56degrees ATDC
배기 밸브 열림	60degrees BBDC
배기 밸브 닫힘	25degrees ATDC
흡기 밸브 직경[mm]	33
배기 밸브 직경[mm]	27
흡기 밸브 리프트[mm]	5.61
배기 밸브 리프트[mm]	6.12

이렇게 증폭된 신호는 최대 250kHz의 데이터 처리가 가능한 A/D변환기로 보내어지며 이와 동시에 엔진의 크랭크축에 연결된 엔코더로부터 클럭펄스(3600pulse/rev)와 트리거펄스(1pulse/rev)가 External Clock/Trigger 발생 회로로 보내어진다. External Clock/Trigger 발생 회로는 엔코더의 클럭펄스를 resolution 압력 측정에 맞도록 분주하며, 트리거펄스는 A/D변환기와 크랭크 각도를 동기화하도록 구성되어 있다. 동기화된 신호는 A/D변환기의 클럭과 트리거신호로 사용된다. A/D변환기는 클럭펄스를 기준으로 아날로그 압력데이터를 디지털화하여 퍼스널컴퓨터의 램에 실시간으로 저장된다. 본 연구에서는 7200 data/cycle의 resolution으로 50 cycle을 측정하였다.

3. 유사 차원 해석

본 논문의 유사차원 해석은 Poulos & Heywood¹⁾의 방법을 대상 엔진에 적용하여 결과를 얻었다. 유사차원 해석은 연소실을 개방된 control volume으로 하여 이에 대한 질량 및 에너지 보존식과 적절한 상태방정식의 해를 구하는 것이므로 control volume내의 분포는 균일하다고 가정한다. 그러나 스파크 점화기관에서는 화염 경계면을

중심으로 기연소 영역과 미연소 영역이 뚜렷이 구분되며 온도 및 밀도등의 상태에도 현저한 차이가 지므로 각각을 독립적인 균일한 기체상태로 처리한다. 이 때 화염의 위치와 연소실 형상의 상관관계는 구형 화염을 가정함으로써 화염 반경과 각 영역의 부피, 열전달 면적, 화염 면적등에 대한 간단한 테이블로서 입력한다. 본 논문에서는 3차원 해석에 사용한 형상 데이터의 표면에 그림 2(a)와 같은 삼각형 자유격자를 형성하여 사용하였다. 유사차원 해석은 화염 전파의 3차원 형상을 고려함으로써 영차원 해석과 3차원 해석의 중간적 형태로서 영차원 해석에서의 형상 처리 문제와 3차원 해석에서의 과도한 계산 시간등의 문제점을 해결할 수 있다. 그러나 난류 계산을 위한 적분형의 k-ε 모델로는 연소실 내의 다양한 유동 패턴과 연소의 민감한 반응을 정확히 재현하기는 어렵다. 또한 Poulos & Heywood의 논문에는 흡기 밸브에서 유입되는 운동에너지의 보존식에 압력 차이에 의한 일의 영향이 결여되어 있는 것으로 생각된다.

4. 3차원 해석

스파크 점화기관의 화염 구조는 대체로 thin reaction sheet 영역에 속하며 고속저부하 운전시 잔류 및 배기가스 재순환의 증가로 distributed reaction 영역에 일부 속하게 된다.^{4,5)} 그림 2에서 난류 속도와 층류화염속도의 비, U^*/S_L , 과 kolmogorov 길이와 층류화염 두께의 비, l_t/d_L , 의 2차원 좌표계에서 스파크 점화기관의 운전 영역을 시도하였다. 난류 예혼합 연소에 대해 만족할 만한 모델은 아직 없으나 몇가지 모델이 사용된 바 있으며 계속 새로운 모델이 개발되고 실험 데이터를 통한 검증이 이루어지고 있다. Eddy breakup 모델⁶⁾은 Damkohler 수가 큰 reaction sheet 영역에서만 적용 가능하지만 비교적 간단하여 3차원 계산에 많이 쓰이고 있다. 실제 엔진이 운전되는 전 범위에서 사용이 가능한 연소 모델로서는 pdf모델^{7,8)}과 화염 면적의 천이방정식에 의한 모델^{2,9)}이 있다. 이 때 추가되는 변수로서 U^*/S_L 은 난류와 함께 층류 화염 전파 속도가 화염

면적 및 형상을 결정하는 것을 고려하기 위한 것이며 ω/ut 는 화염의 *curvature, stretch* 등에 의한 화염 소멸등을 고려하기 위한 것이다. 이외에도 KIVA 코드에 내장된 *partial equilibrium* 모델¹⁰⁾은 난류의 영향을 무시하고 단순히 화학 반응의 속도에 따라 평형 반응과 kinetic 반응으로 나누어 수치적으로 처리하였다. Bracco의 mixing-controlled 모델¹¹⁾은 평형 상태로의 진행을 exponential 함수 형태를 취하도록 하였으며 이 때 relaxation time scale은 화학 반응과 난류의 시간 스케일의 합으로 하였다. Fractal 모델^{12, 13)}은 복잡한 곡선이나 면의 총합이 측정 길이 스케일의 power 함수로 주어지는 것을 이용하는 모델로서 최근에 영차원 열역학적 해석에 성공적으로 적용된 사례가 있다.¹³⁾ Direct numerical simulation¹⁴⁾은 난류에 대한 추가의 모델이 없이 직접 Navier-Stokes 방정식의 해를 구하는 방법으로서 과도한 계산 시간등으로 인해 엔진 계산에 직접 활용하는 데는 문제가 있다.

본 연구에서는 화염 밀도의 천이 방정식에 의한 coherent flame 모델(혹은 flame sheet 모델)을 사용하였으며 flame stretch에 의한 생성, 화염 상호 작용 및 quenching에 의한 소멸항들을 포함하였다.²⁾ 연소 반응율은 다음과 같이 화염 밀도와 층류 화염 속도, 미연소가스 밀도의 곱에 의해 주어진다.

$$\frac{D\rho Y_1}{Dt} = -\rho_n S_L \sum$$

여기서 화염 밀도는 단위 체적당 화염 총면적을 나타낸다. 화염 밀도에 대한 천이방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \sum}{\partial t} + \nabla \cdot (u \sum) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\rho D_{\Sigma} \nabla \sum) + s \sum - \frac{\beta \rho_n S_L \sum}{\rho Y_1}$$

s는 다음과 같이 주어진다.

$$s = +ae \quad \text{for } e < e_s$$

$$- \gamma(e - e_s) \quad \text{for } e > e_s$$

여기서는 e 는 평균 strain rate으로 $k-\epsilon$ 난류 모델에서는

$$e = c_\epsilon \frac{\epsilon}{K}$$

으로 주어지며 c_ϵ 는 상수이다. e_s 는 stretching에 의해 화염이 꺼지는 임계 strain rate, Y_1 은 전체 혼합기 중 미연혼합기의 질량비이다.

점화과정은 스파크플러그에서 화염의 반경이 시간의 선형 함수로서 증가한다고 가정하며 이때 화염핵의 반경은 다음과 같이 주어진다.

$$R(t) = S_L(t - t_{ign})T_b/T_u + R_0$$

이때 화염 밀도는 점화가 일어나는 계산 격자 체적을 이용하여

$$\sum = 4\pi R^2 / \text{cell volume}$$

로 한다. 점화시기에는 층류 화염의 형태로 발전하다가 화염핵의 크기가 난류의 와류 크기에 도달하면 난류 화염으로 천이되는 것으로 가정하였다. 이때 와류의 크기는 다음과 같다.

$$\lambda = c_\lambda k^{3/2} / \epsilon$$

각 상수들은 다음값들을 사용하였다.

$$\alpha = 3.0, \beta = 5.0, c_\epsilon = 5.0$$

이 중 α 는 Cheng²⁾이 사용한 5.0-8.0보다 약간 작은 값이며 실험적으로 측정된 압력을 재현하기 위해 결정한 값이다.

스파크 점화기관의 주요 배기가스는 NO_x , CO, HC등이며 배출량은 chemical kinetics나 실린더 내 유동, 열전달, 상변화등에 의해 결정된다.

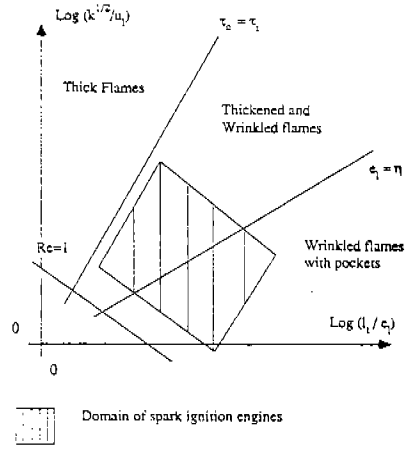
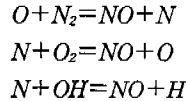


그림 3 예혼합 난류 연소 영역⁵⁾

NO_x 는 extended Zeldovich mechanism에 의해 비교적 정확히 기술되므로 Zeldovich 모델을 직접 사용하였다.



이들 반응은 연소 반응과는 독립적으로 분리해서 처리되며 관련 반응 상수등은 문헌²⁾에 주어져 있다. 이 때 질소 N을 제외한 관련 radical들의 농도는 평형 상태에 있다고 가정하며 NO_2 의 생성은 무시한다.

CO는 연소 반응과 밀접히 연관되어 있으며 one-step global reaction에 대한 현재의 난류 연소 모델로써는 정확한 모사가 어렵다. HC는 생성 과정이 crevice flow나 윤활유로의 absorption, 벽에서의 열전달에 의한 flame quenching등으로서 이들 현상 또한 현재 3차원 코드로써는 모사가 어렵다.²⁾ 따라서 본 연구에서는 배기가스 중 NO_x 배출량 예측에만 국한하기로 한다.

5. 결과 및 토의

5.1 연소실 압력측정과 유사차원 해석

연소실 압력 데이터는 그림 4에 나타난 바와

같이 50 사이클에 대한 사이클 변화가 그리 크지 않으며 상사점 후 10도 정도에서 최대치에 도달한다. 엔진의 운전 조건은 전부하, 2000rpm이며 당량비 1.1에서 정상 상태를 유지하였다. 이들 50 사이클에 대해 Phase average한 입력 데이터를 p-V와 log p-log V 좌표 상에서 나타낸 것이 그림 5이다. 여기서 압축 및 팽창 상태에서의 폴리트로픽 변화를 확인할 수 있으며 폴리트로픽 지수는 1.3 정도이다. 연소실 압력에 대한 측정치, 유사차원 해석, 3차원 해석 결과를 그림 6에서 비교하였으며 변화의 경향이 잘 일치하는 것을 알

수 있다. 여기서 연소실 압력의 일치 여부는 그리 중요하지 않으며 유사차원 해석에서는 Wiebe 함수의 연소기간에 의해, 3차원 해석에서는 Coherent flame 모델 상수 α 에 의해 임의로 조정할 결과이다. 유사차원 해석의 결과로서 평균운동에너지와 난류운동에너지, 피스톤, 헤드, 실린더 라이너로의 열손실, 경계층과 중심부에서의 NO_x 생성량 등을 그림 7, 그림 8, 그림 9에 나타내었다. 표 2는 유사차원 해석의 주요입력변수이다. 그림 7에서는 흡입 과정 중에 평균운동에너지가 난류운동에너지로 변환되는 것을 알 수 있다. 그림 8에서 각 부분으로의 열유속이 거의 일치하며 최대 열유속은 최대압력이 발생하는 시점이다. 표 2에서 실린더, 피스톤, 헤드의 표면온도를 모두 500K 가정하였다. 그림 9에서 NO_x는 주로 최대온도가 발생하는 기연소 부분의 중심부에서 생성되는 것을 알 수 있다.

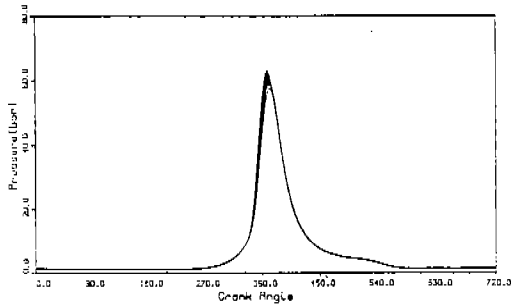


그림 4 크랭크 각도 vs. 연소실 압력 측정 데이터(50cycle)

5.2 스파크 점화기관 유동 및 연소 3차원 해석

본 연구에 사용된 엔진의 흡입포트와 연소실 형상은 그림 2(b)와 같으며, 스윙포트와 스파크 플러그 반대쪽에 스쿼시 영역을 갖는 연소실이다.

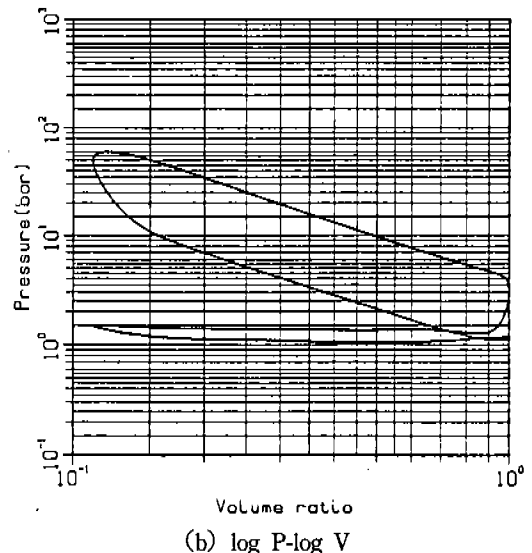
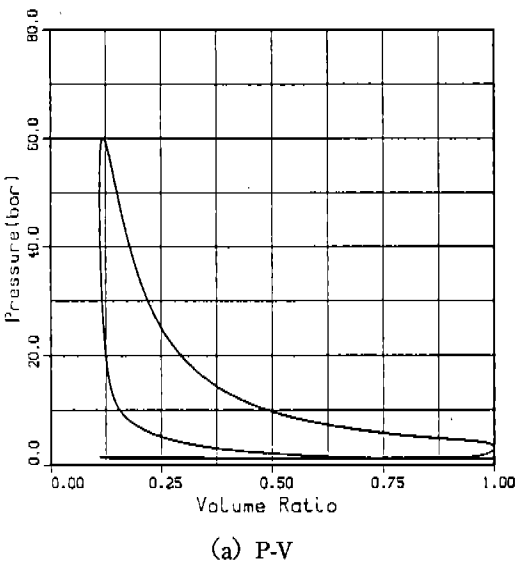


그림 5 연소실 체적 vs. 연소실 압력

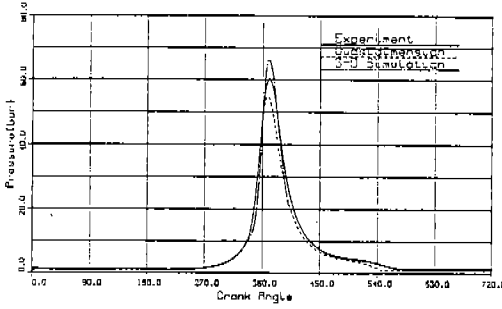


그림 6 입력결과 비교

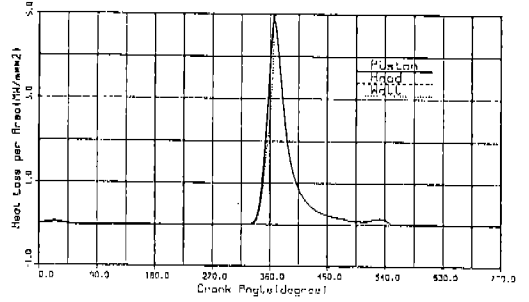


그림 8 유사차원해석에 의한 열손실율

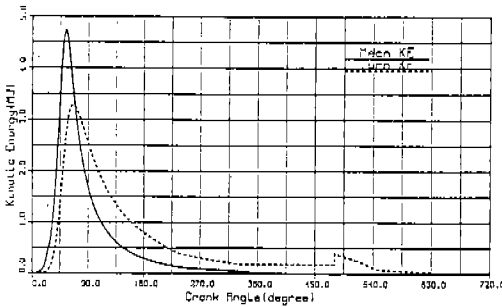


그림 7 평균 운동에너지 및 난류 운동에너지 변화

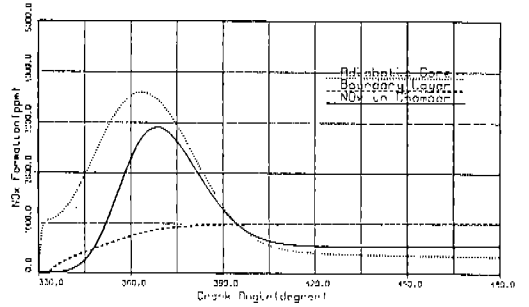


그림 9 유사차원해석에 의한 NOx 생성량

표 2 유사차원해석 주요입력변수

흡기다기관압력	1.0atm
배기다기관압력	1.0atm
혼합기온도	300K
EGR 온도	450K
EGR	10.0%
점화시기	30 degrees BTDC
대기압력	1.0atm
대기온도	298K
당량비	1.1
Wiebe Function 상수 a	5
Wiebe Function 상수 m	2.0
Wiebe Function Burn	50 degrees
Duration	
엔진속도	2000rpm
피스톤온도	500K
실린더헤드온도	500K
실린더벽온도	500K

CAD 데이터가 없기 때문에 직접 헤드를 절단하여 도면과 실측치로 부터 3차원 형상을 재구성함으로써 실제 형상을 정확히 재현하지는 못하였다. 3차원계산은 상사점으로부터 흡입밸브가 열린 상태에서 흡입행정이 시작하여 236도 ATDC에서 밸브가 닫힐때까지 지속되며, 밸브가 닫힌 후 330도 ATDC에서 스파크 점화시까지 압축행정이 진행된다. 스파크 점화후에는 점화 단계와 화염 전파 단계를 거쳐 폭발행정으로 이어지며, 400도 ATDC에서 계산을 종료하였다. 밸브는 실제 형상과 운동을 재현할 수 있으나 포트 데이터의 정확도와 해석에 소요되는 시간 등을 고려하여 단순한 평판으로 대체하였다. 당량비는 1.1, 배기가스 재순환율은 10%, 엔진속도는 2000rpm으로 하였으며 흡입포트 상부의 경계조건은 압력 경계 조건으로서 1기압으로 하였다. 흡입행정시에 밸브 주위로 연료/공기 혼합기가 빠른 속도로 유입되어 들어오면서 시계 반대 방향의 스윙과 흡입 초기에 약한 텀블이 형성된다. 흡입초기에는

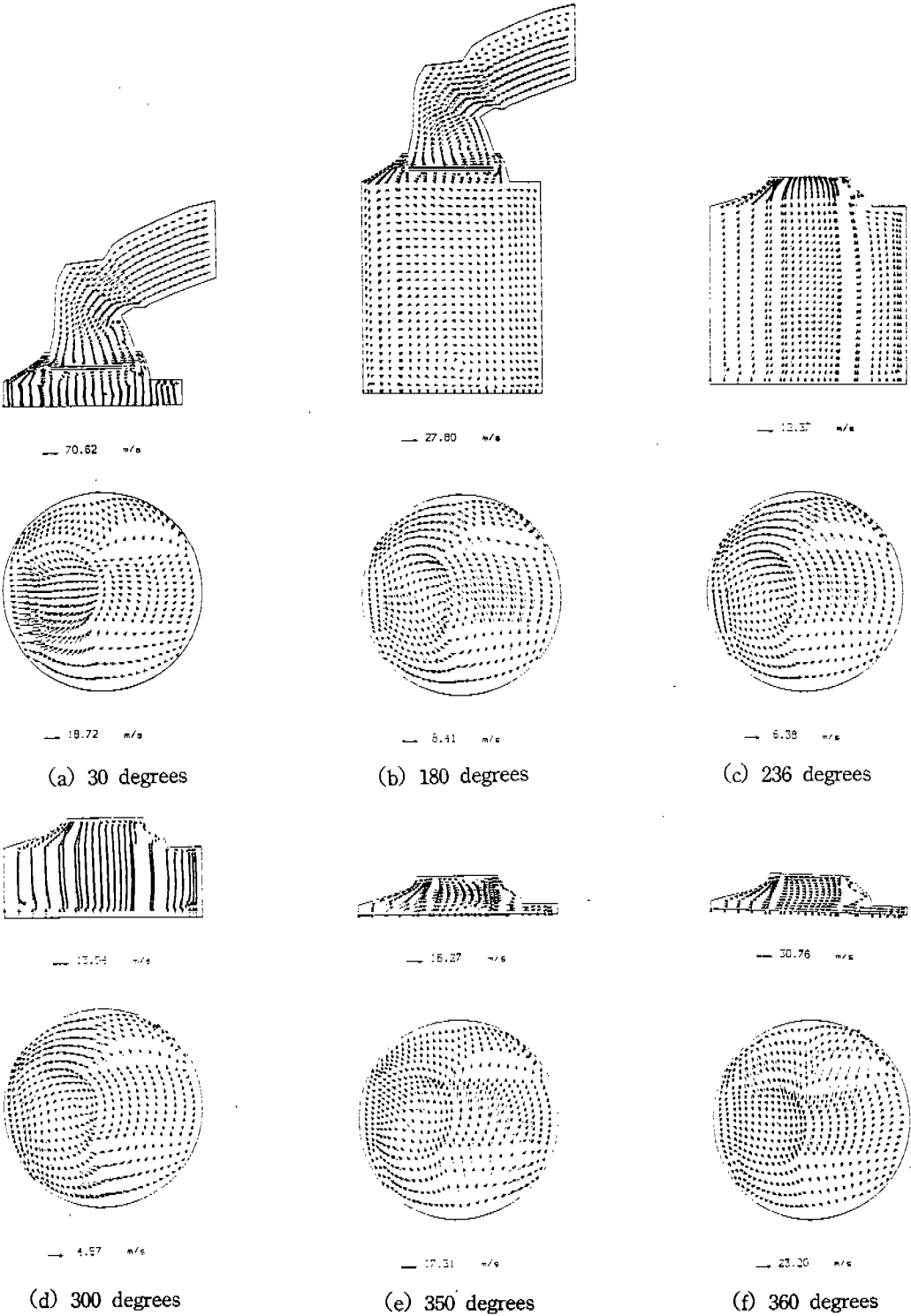
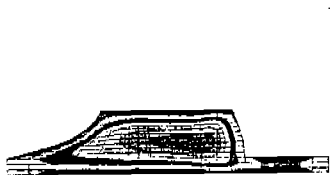


그림 10 속도분포



(a-1) 350 degrees길이 스케일



(b-1) 360 degrees길이 스케일

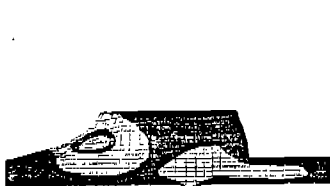


(a-2) 350 degrees운동에너지



(b-2) 360 degrees운동에너지

그림 11 난류 길이 스케일 및 운동에너지 분포



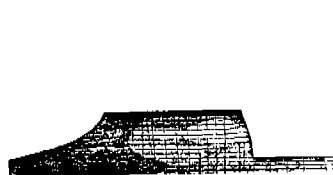
(a) 340 degrees



(b) 350 degrees



(c) 360 degrees



(d) 370 degrees

그림 12 온도분포

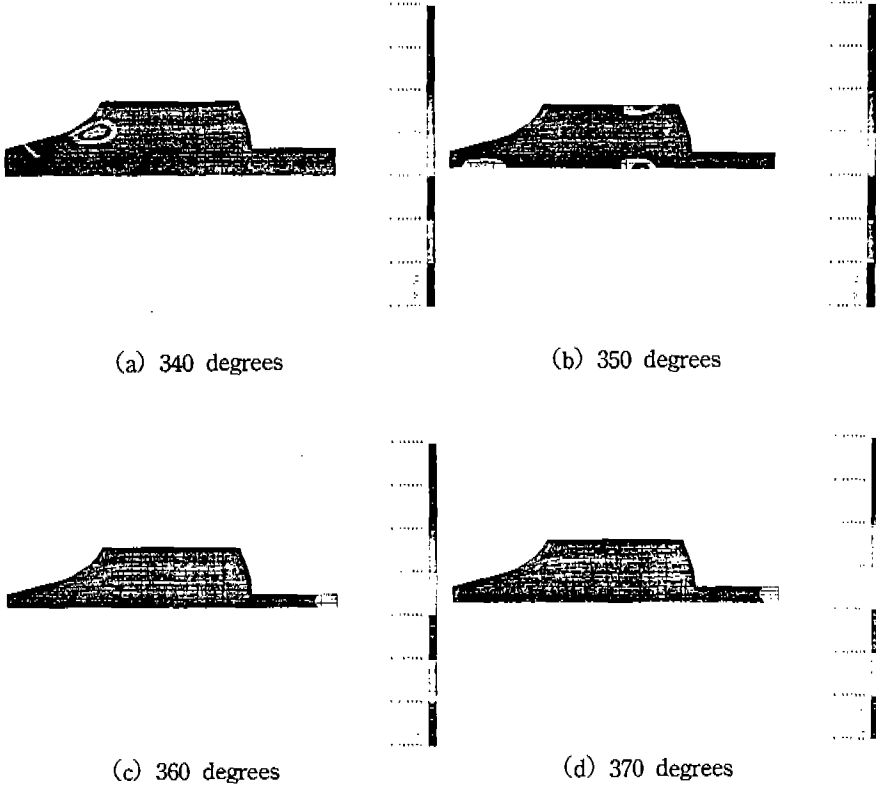


그림 13 화염 밀도 분포

밸브 하단벽에 부딪혀 나오는 유동이 주류를 형성하다가 흡입 말기와 압축 행정시에 각 운동량이 보존되는 하나의 조직된 스윙로 재구성되는 것을 볼 수 있다. 압축 행정시에 텀블유동은 소멸되며 압축말기에 스퀴시유동이 주류를 형성하게 된다. 또한 흡입 행정시에 난류운동에너지는 최대 속도와 속도구배가 발생하는 밸브 주위에서 최대가 되며, 압축행정시에는 중심부에서 난류 운동 에너지와 길이 스케일이 최대가 된다. 연소가 시작되면 화염 주위로 팽창하는 속도를 볼 수 있으며, 스퀴시에 의한 유동과 혼합하여 복잡한 3차원 유동을 형성한다. 점화시기는 330도 ATDC의 스파크 타이밍부터 337도 ATDC까지이며, 이때 점화핵의 크기가 난류 와류 크기와 동일한 0.2cm정도에 도달한다. 350도 ATDC에서는 화염에 의한 팽창이 스퀴시 유동보다 우세하며, 360도 ATDC에서는 스퀴시 유동이 우세하다. 온도 분포 및 화염 밀도 분포에서 화염면 중심부가 스파크

플러그 방향으로 밀려 들어간 것은 스퀴시 유동의 영향으로 보여지며, 대류와 확산에 의해 전파되는 화염위치의 임의적인 변화는 사이클간 변화의 주요인이 된다. 온도 분포에서는 340도 ATDC에 스파크플러그 주위에 점화핵에 의한 고온영역이 형성되며, 350도 ATDC에 연소실 중앙부까지 진행한다. 360도 ATDC에는 일부 영역을 제외한 연소 영역과 370도 ATDC에서는 화염이 전체 연소실을 지나간 것으로 보이나 연소반응은 계속 중임을 알 수 있다. 화염 밀도 분포는 온도분포와 대체로 일치하며, 화염 밀도가 최대인 점이 화염이 존재하는 위치가 된다.

6. 결 론

스파크 점화기관의 연소 해석을 수행하기 위해 연소실 입력 측정, 유사 차원 해석, 3차원 유동 및 연소 해석을 수행하여 결과를 비교하였다.

이들방법들은 서로 일치하는 경향을 보이며 상호간의 장단점을 보완하는 역할을 할 수 있음을 알 수 있다. 본 연구는 이러한 시도의 첫번째 결과로서 계속적인 비교 연구가 수행될 예정이다. 주요 결론은 다음과 같다.

- 1) Coherent flame 모델에 의해 스파크점화기관 연소과정의 3차원해석을 성공적으로 수행하였으며, 기존의 화학반응모델이나 Eddy Breakup 모델보다 만족스러운 결과를 얻을 수 있었다.
- 2) 엔진 테스트 베드에서의 연소실 압력 데이터, 유사차원해석, 3차원해석 결과를 비교하여 잘 일치하는 결과를 얻었으며, 임의 상수들은 포괄적인 실험데이터에 근거하여 결정되어야 한다.
- 3) 본 연구에 사용된 엔진에서 연소 진행시 화염형상은 스퀴시 유동의 영향에 의해 증감부가 밀려들어간 단순한 구형과는 다른 형상을 갖는 결과를 얻었다. 스퀴시 영역이 가장 늦게 연소되므로 이부분이 미연소에 의한 HC 가스 발생 혹은 노킹의 영향을 받기 위한 영역이 될 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 포항공대 첨단유체공학연구센터와 G7 차세대자동차 기술의 저공해 공통기반 기술 과제에 지원하에 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. S.G.Poulos and J.B.Heywood, "The effect of chamber geometry on spark ignition engine combustion", SAE 830334.
2. W.K.Cheng, J.A.Diringer, "Numerical modelling of SI engine combustion with a flame sheet model", SAE 910268.
3. K.Y.Huh, K.K.Kim and K.Min, "Multidimensional cycle simulation of flow field, combustion and heat transfer in a spark ignition", SAE 920588.
4. J.Abraham, F.A.Williams, F.V.Bracco, "A discussion of a turbulent flame structure in premixed charges", SAE 850345.
5. H.Naji, R.Said, R.P.Borghi, "Towards a general turbulent combustion model for spark ignition engines", SAE 890672.
6. D.B.Spalding, "Mixing and chemical reactions in steady confined turbulent flames", Proceedings of 13th Int. Symp. on Combustion, pp.649, Combustion Institute, 1971.
7. R.Borghi, B.Argueyrolles, S.Gauffie, P.Souhaite, "Application of a presumed p.d.f. model of turbulent combustion to reciprocating engines", Proceedings of 21st Int. Symp. on Combustion, pp.1591-1599, Combustion Institute, 1986.
8. R. Borghi, "Turbulent combustion modelling", Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 14, pp.245-292, 1988.
9. P.Boudier, S.Henriot, T.Poinsot, T.Baritaud, "A model for turbulent flame ignition and propagation in spark ignition engines", Proceedings of 24th Int. Symp. on Combustion, pp.503-510, Combustion Institute, 1992.
10. J.D.Ramshaw, "Partial chemical equilibrium in fluid dynamics", Phys. Fluids Vol.23, No.4, April 1980.
11. F.Grasso, F.V.Bracco, "Evaluation of a mixing-controlled model for engine combustion", Combustion Science and Technology, Vol.28, pp. 185-210, 1982.
12. F.C.Gouldin, "An application of fractals to modelling premixed turbulent flames", Combustion and Flame, Vol.68, pp.249-266, 1987.
13. R.D. Matthews, Y.W.Chin, "A fractal-based S.I engine model: Comparisons of predictions with experimental data", SAE 910079.
14. A.J.Majda, SIAM Review, Vol.33, pp.349, 1991.