

〈논 문〉 SAE NO. 96370014

디젤연소용기에 직접분사된 천연가스와 파일럿오일의 복합연소 모델링

Modeling the Dual-Fuel Combustion of Natural Gas and Pilot Distillate Injected Directly into a Diesel Combustion Bomb

최 인 수*
I. S. Choi

ABSTRACT

Dual-fuel engines are being researched with emphasis on the possible types of natural gas supply systems. Hence, a three-dimensional combustion model by using finite volume method was developed to provide a fundamental understanding of the auto-ignition of pilot distillate and subsequent burning of natural gas, when the natural gas as well as the distillate was directly injected into a quiescent diesel engine like combustion bomb. The computer model was calibrated by comparing with the experimental results of combustion bomb tests and the numerical results were investigated for the mixed combustion phenomena.

With high-pressure natural gas injection, it was found that the gaseous fuel injection characteristics had to be well harmonised with that of the pilot distillate. For better combustion efficiency, however, further researches are required for the optimisation of injection system in the existence of air motion.

주요기술용어 : Dual-fuel combustion(이원연료연소), Natural gas injection(천연가스분사), 3-D combustion model(3차원 연소모델), Finite volume method(유한체적법)

기 호 설 명

A : 면적 (m²)

C_d : 유량계수

D_B : 연소실 직경 (m)

H_B : 연소실 깊이 (m)

L : 연소한계치 (% mass)

L_m : 빔 평균거리 (m)

m : 질량 (kg)

P : 압력 (kPa)

Q_{hr} : 열전달율 (kJ/kg)

q_{hr} : 단위면적당 열전달율 (kJ/kg·m²)

R_{ng} : 천연가스의 기체상수 (kJ/K)

R_u : 기체상수 (kJ/mol·K)

* 정회원, 한국중소기업컨설팅

S_o : 생성항
 T : 온도(K)
 t : 시간(sec)
 U : 가스 속도(m/s)
 V : 체적(m^3)
 x : 질량구성비
 y_s : 그을음의 체적비
 Γ_o : 와류 확산계수(Pa·s)
 γ : 천연가스의 비열비
 ϵ : 방사율
 ν : 동점성계수(m^2/s)
 ρ : 밀도(kg/m^3)

하 첨 자

c : 계산 셀
 f : 연료
 g : 기체
 n : 분사노즐
 ng : 천연가스
 w : 연소실 벽면
 r, θ, z : 원통좌표계의 세 방향 성분

1. 서 론

가스연료를 내연기관에 사용하려는 실험은 Rudolf Diesel에 의해 이미 시도된 적이 있으며, '70년대 두차례의 석유판동을 겪고난 후 대체연료 사용에 다시 관심을 갖게 되었다. 근래에는 대기오염문제가 심각하게 대두되어 차량엔진들로부터 배출되는 유해가스를 줄이려는 목적으로 기존의 액체 석유연료 대신에 천연가스의 사용이 연구되고 있다.

디젤엔진에 천연가스를 사용하는 방법으로 가스카브레터를 사용하여 흡입공기와 혼합된 상태로 공급하는 것과 디젤유 분사와 유사하게 실린더내에 직접분사하는 방법이 있다. 후자의 경우, 밸브중첩기간에 일어날 수 있는 연료손실이 없고 가스연료 사용비를 극대화할 수 있는 장점이 있으나, 별도의 가스연료 분사 및 제어장치가 필요로 하여 엔진가격의 상승요인을 지니고 있다. 하지만 계속 엄격해지는 매연배출 규정에 비해 만족하

는 새로운 엔진을 개발하기 위해서는 디젤엔진의 가격도 그 이상으로 상승하리라 예상되고 천연가스의 가격이 디젤유에 비하여 상대적으로 낮으므로, 기술적인 문제만 해결된다면 가스분사식 이원연료엔진의 경쟁력은 충분하다고 판단되어 이에 대한 연구가 뉴질랜드, 미국, 캐나다, 호주 등의 여러나라에서 진행되고 있다.

천연가스를 기존의 디젤엔진에 가스상태로 직접분사하여 사용하는 방식은 철도차량용 중속엔진을 개조하여 미국의 SWRI가 시험하였고¹⁾, 버스·트럭용 고속엔진의 경우는 호주가스공사(AGL)가 개조 시험하여²⁾ 그 가능성을 충분히 보여주었다. 그들의 시험결과를 볼 때, 파일럿오일과 천연가스 분사장치를 최적화시키면 디젤엔진과 대등한 열효율을 얻을 수 있을 것으로 나타났다.

한편, 기존 엔진의 개선 및 새로운 모델의 개발시에 시간과 경비절감을 위해서 전산모의시험이 폭 넓게 활용되고 있다. 그러나 시간중속적이고 불균일 연소특성 때문에 디젤연소에 대한 연구는 아직도 진행 중에 있는 부문이 많고, 복합연소도 최근에 다시 대두된 문제이므로 이에 대한 연구결과는 거의 발표되지 않았다.

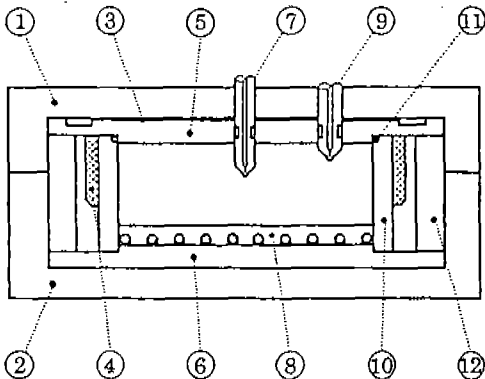
아울러 천연가스를 디젤유와 유사하게 연소실내에 고압으로 직접분사하여 일어나는 복합연소양상의 해석을 위해 단일영역 연소모델은 연료분사에 따른 국부변화를 모사하는데 한계가 있으므로, 본 연구에서는 유한체적법을 이용한 3차원 연소모델을 개발하였다. 또한 계산결과의 입증을 위하여 정적연소용기와 천연가스 분사기를 제작하여 연소실험을 하였고, 결과치들을 비교분석하였다.

2. 실험 장치

이원연료를 독립적으로 분사시켜 연소실험을 수행하기 위하여 차량용 디젤엔진 압축행정 말기의 실린더 용적과 유사한 연소용기를 직경 108 mm, 길이 21mm로 제작하여 사용하였다. Fig.1은 연소용기의 단면도로 구성품들을 나타내고 있다. 연소에 필요한 공기는 압축탱크로부터 고압으로

주입한 후, 실린더 외벽과 연소실 밀면에 설치한 전기코일(④, ⑧)을 사용하여 고온으로 가열시켰다. 그리고 연소실내의 공기온도 및 압력이 엔진의 압축행정 말기의 조건과 유사하면 파일럿오일과 천연가스를 각각 분사시켜, 연소실내의 압력변화를 컴퓨터와 연결된 자동측정장치로 읽어 파일로 저장하도록 하였다. 파일럿오일의 분사장치(⑦)는 다른 종류의 연소실험도 가능하도록 연소실 상판(①, ⑤)의 중앙에 설치하였고, 기존 디젤엔진의 분사장치를 개조하여 필요시에 분사가 한번만 이루어지도록 하였다³⁾. 한편 천연가스 분사기(⑨)는 연소실 중심축에서 36mm 떨어진 위치에 설치하였고, 원주방향으로 균등하게 위치한 4개의 분사구 방향은 파일럿오일의 4개 분사구 방향과 45° 회전된 상태로 고정시켰다. 파일럿오일의 분사구 직경은 0.2mm로 연소실 상판 밀면으로부터 8mm 그리고 가스분사구는 0.25mm로 3.65mm 깊게 설치하였고, 분사구 간의 각도는 모두 150°이다.

Fig.2는 천연가스 분사기의 구조를 나타내고 있다. 이는 연필형 디젤 분사기를 절단하여 노즐

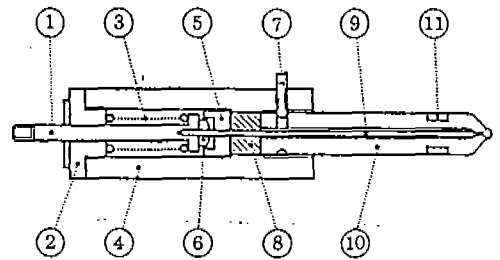


- ① Upper casing ② Lower casing
- ③ Gasket ④ Heating coil ⑤ Top plate
- ⑥ Bottom plate ⑦ Distillate injector
- ⑧ Heating coil ⑨ Gas injector
- ⑩ Cylinder ⑪ O-ring ⑫ Ceramic tube

Fig.1 Structure of combustion bomb

과 니들 하부로 사용하였고, 상부는 스테인레스 재료를 사용하여 제작하였다. 천연가스의 공급관은 내경 3mm의 스테인레스관으로 기밀유지가 완벽하도록 은납땜하였다. 그리고 분사기 내부에는 PTFE시일을 가압 삽입시켜 몸체와 니들 사이로 가스가 누설되는 것을 극소화시켰으나, 관로 연결부위의 누설, 분사스프링의 성능불량 등으로 인하여 설계치보다 훨씬 낮은 약 100bar, 36mg/sec의 분사율로 실험하였다.

파일럿오일의 분사는 기존 디젤엔진의 분사장치를 개조하여 필요시에 한번만의 분사가 이루어지도록 하였다³⁾. 이와 유사하게, 천연가스도 불연속적인 분사가 필요하므로 토글(toggle)장치, 캠 및 스프링으로 구성된 작동장치를 제작하여 사용하였다. Fig.3은 이러한 장치를 나타내고 있는데, 토글장치에 전단력을 가하면 작동기 스프링의 이완력에 의해 스펀들에 우측(화살표 방향)으로 매우 빠른 속도로 움직이게 된다. 이때 스펀들에 가공된 캠에 의해 가스분사기 니들이



- ① Upper needle ② Spring retainer
- ③ Injector spring ④ Upper body
- ⑤ Seal retainer ⑥ Locking nut
- ⑦ Gas supply tube ⑧ Seal ⑨ Lower needle
- ⑩ Lower body ⑪ Seal

Fig.2 Natural gas injector

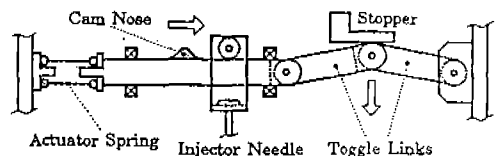


Fig.3 Actuator for natural gas injector

들어올려지고, 노즐구가 개방됨에 따라 천연가스는 자체압력에 의해 분사된다. 그리고 캠 위치가 우측으로 더욱 이동하면 니이들은 가스분사기 스프링의 복원력에 의하여 제자리로 돌아가서 1회의 순간적인 분사가 이루어지도록 하였다.

아울러 천연가스 공급계통은 고압탱크, 완충고, 관로 그리고 밸브들로 구성하였고, 관로 중간의 조그만 완충고는 분사기간중 가스압력의 급격한 변화를 방지하기 위하여 설치하였다.

3. 연소 모델링

3.1 천연가스 분사

천연가스는 고압의 기체상태로 연소실내에 직접분사되므로, 가스가 압축성을 고려한 등엔트로피 초우킹 흐름식(isentropic choked flow)을 사용하여 식 (1)과 같이 정체상태의 값들로 천연가스 분사율을 결정하였다⁴⁾. 또한, 분사속도(V_{ng})는 상온에서 음속과 같다고 가정하여 식 (2)와 같이 구하였다.

$$\frac{dm_{ng}}{dt} = \frac{C_d A_n P_{ng,0}}{\sqrt{Z_{ng} R_{ng} T_{ng,0}}} \sqrt{1000\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (1)$$

$$V_{ng} = \sqrt{100 \gamma Z_{ng} R_{ng} T_{ng,0}} \quad (2)$$

위의 식 (1)에서 압축계수(Z_{ng})는 Benedict-Webb-Rubin 상태방정식을 이용하여 천연가스의 구성성분물에 따라 결정하였고⁵⁾, 천연가스는 체적비 97%의 CH_4 그리고 각각 1.5%의 CO_2 와 N_2 로 구성된 것으로 가정하였다. 또한 식 (2)는 분사진행방향의 속도를 의미하므로 원통좌표계와 어울리도록 중심축에 대하여 기울려진 각도를 고려하여 3가지 속도성분으로 나누어 계산하였다.

3.2 파일럿오일의 분사

파일럿오일의 분사율은 비압축성 오리피스 방정식으로 구하였고, 계산시간별로 방사상의 3개

층 그리고 원주방향으로 8개로 분할하여 개별 입자그룹은 균일한 온도, 밀도, 입자크기 등을 가진 것으로 가정하였다. 각 입자그룹은 Bracco⁶⁾와 Hiroyasu⁷⁾의 실험식을 이용하여 결정하였고, 미립화시간 경과후 액체입자들의 기화율은 단일액적의 열 및 질량 교환이론을 적용하여 결정하였다. 아울러 연소실 벽면과 충돌한 후의 입자그룹의 속도는 Hiroyasu⁷⁾와 Watkins⁸⁾의 실험식들을 사용하여 결정하였고, 벽면에 충돌한 입자그룹과 접근하는 또다른 입자그룹들은 선형운동량법칙에 따라 운동량을 교환하나 그들의 질량, 온도, 입자수, 입자크기 등은 변화하지 않는 것으로 가정하여 계산하였다.

3.3 충전가스의 열손실

열손실내의 충전가스로부터 벽면으로의 열손실은 대류와 복사로 구분하였고, Fig.1에서 보여주는 연소실 벽들은 계산면의상 상, 하 그리고 측벽만 하나씩 있는 것으로 간략화시켰고, 벽면에 대한 계산격자는 연소실 공간의 계산격자와 연결되게 하였다. 연소실벽 셀간의 열전달율은 1차원 전도방정식으로 구하였고, 충전가스의 가장 바깥쪽의 셀과 이웃한 벽면 셀간의 열전달율도 1차원 대류방정식으로 결정하였다.

복사에 의한 열손실을 계산하는데 천연가스는 그을음없이 깨끗이 연소가 이루어지는 것으로 가정하였고, 디젤유의 연소시 발생하는 그을음(soot)과 연소가스 중의 H_2O 와 CO_2 만을 고려하여 방사율을 구하였다. 그러나 다차원모델에서는 계산시간이 너무 과다해지므로 가스성분의 방사율은 광대역이론(wide band theory)⁹⁾에 의해 구한 값들을 주로 사용하는 구간내에서 그들의 부분압력과 가스온도를 함수로 하는 식으로 간략화시켜 사용하였고, Soot의 방사율(ϵ_s)은 비회색체로 가정하여 식 (3)과 같이 구하였다¹⁰⁾.

$$\epsilon_s = 1 - \exp(-1500y, T_g L_m) \quad (3)$$

$$L_m = \frac{3.6 V_c}{\sum_{nb} A_c} \quad (4)$$

그리고 이와 같이 구한 값들로부터 충전가스의 총방사율(ϵ_i)은 다음 식(5)를 사용하여 결정하였다.

$$\epsilon_i = 1 - (1 - \epsilon_s)(1 - \epsilon_g) \quad (5)$$

한편, 가스와 가스, 벽과 가스 그리고 벽과 벽의 관계를 직대면적(Direct Viewing Area)들로 나타내기에는 계산과정이 너무 복잡해지므로, 인접셀로부터 방사에 의해 기준셀에 들어온 열은 방사율에 따라 일정량은 흡수되고 나머지는 인접셀로 고르게 확산된다고 가정하여 식 (7)과 식 (8)을 유도하였고, 모든 셀에 대하여 식 (6)을 Gauss-Seidal 반복법으로 풀었다.

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{dQ_{hr,in}}{dt} - \frac{dQ_{hr,out}}{dt} \quad (6)$$

$$dQ_{hr,in} = \sum_{nb} (dq_{hr,out})_{nb} \cdot A_c \quad (7)$$

$$dQ_{hr,out} = \epsilon_i \sigma T_g^4 \sum_{nb} A_c + (1 - \epsilon_i) \frac{dQ_{hr,in}}{dt} \quad (8)$$

3.4 벽면과의 마찰에 의한 충전가스의 운동량변화

본 연구는 연소실내의 공기유동이 없는 상태에서 수행하였으나, 천연가스와 같은 가스연료를 분사할 때는 그 효과가 작지만 유체흐름이 완전히 성숙한 상태가 아니므로 천연가스가 벽면을 따라 확산되는 것을 모사하기 위해서 가스운동량의 마찰손실을 구할 필요가 있다. 그러므로 Murakami¹¹⁾ 등이 제안한 이영역(twe-zone) 스월모델을 선형운동량의 식으로 치환하여 사용하였다.

1) r, θ , z-방향 속도성분의 진행방향에 대해

$$\frac{d(m_g U)}{dt} = -0.156 \rho_g U^2 \left(\frac{\nu_g}{U D_B \text{ or } U H_B} \right)^{0.2} A_w \quad (9)$$

2) θ -방향 속도성분의 연소실 바닥과 상면에

대해

$$\frac{d(m_g U \theta)}{dt} = -0.053 \rho_g U \theta^2 \left(\frac{\nu_g}{D_B U \theta} \right)^{0.2} A_w \quad (10)$$

3.5 이원연료의 복합연소

자세한 사슬반응을 모사하는 방법은 과다한 계산비용 때문에 다차원모델링에서는 현실적으로 적용하기 곤란하여 Arrhenius 반응식을 널리 사용하고 있다. 단일연료의 연소율(R_s)은 식 (11)과 같이 각 셀의 산소 및 연료 질량비 그리고 가스의 평균온도를 사용하여 결정하였고, 각 연료의 상수들(a, b, E_A)은 Westbrook과 Dryer¹²⁾가 제안한 값들을 이용하였으며 반응상수(A_A)는 실험치와 비교하여 조정하였다.

$$R_s = -A_A \rho_g^{a+b} x_f^a x_{O_2}^b \exp \left(\frac{-E_A}{R_u T_g} \right) \quad (11)$$

그러나 두 가지 이상의 연료성분과 공기의 혼합체가 동시에 반응을 일으키는 복합연소의 경우에는 식 (11)을 곧바로 적용하기 어려우므로, 식 (12) 및 (13)과 같이 반응확산계수($C_{R,i}$)를 새로이 도입하여 이원연료의 복합연소시 각 연료의 반응율($R_{d,i}$)을 구하였다. 그리고 식 (12)에서 상수(a_i)는 식 (14)의 연료질량구성비 승수 a와 같다.

$$R_{d,i} = R_{s,i} C_{R,i}^{a_i-1} \quad (12)$$

$$C_{R,i} = \frac{\sum_{j=1}^2 R_{s,j}}{R_{s,i}} \quad (13)$$

이와 같은 반응은 혼합체의 연소가능영역에서만 가능하고, 천연가스의 메탄성분은 자연발화가 불가능하다고 가정하여 기준 또는 인접한 셀에서 연소가 진행되고 있을 때만 반응하는 것으로 가정하였다. 반면 파일럿오일의 초기착화시에는 식 (11)을 그대로 적용하였다. 파일럿오일의 기체

는 n-Dodecane(C₁₂H₂₆)의 단일성분으로 가정하였고, 연소가능 상한치와 하한치는 체적비로 각각 4.78과 0.63%, 그리고 천연가스의 메탄가스는 15와 5%로 하였다. 그러나 이들은 상온에서 공기와 단일연료가 혼합된 경우의 값이므로 온도 상승에 따른 연소한계치는 Burgess-Wheeler⁽¹³⁾의 법칙에 따라 보정하였다. 물론 이러한 상·하한치는 압력, 수분 등의 연소생성물에 따라 변화하나 일정하지않고, 압력과 연소생성물의 영향력은 서로 상쇄하는 경향이 있다. 그러므로 충전가스의 성분 중 산소만을 고려하여 계산 편의상 질량기준으로 변환시켰고, 단일연료성분의 연소한계치로부터 혼합된 이원연료의 최종값들은 Le Charteliler법칙⁽¹³⁾을 이용하여 구하였다.

$$L_{mix} = \frac{\sum_{i=1}^2 x_{f,i}}{\sum_{i=1}^2 \frac{x_{f,i}}{L_i}} \quad (14)$$

3.6 계산 과정

연소실내의 가스상태 변화과정은 κ-ε 난류모델⁽¹⁴⁾을 사용하여 계산하였고, 비정상, 불균일성 복합연소과정을 가능한 간략화시켜 해석하였다. 원통좌표계를 사용한 3차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho_g \phi)}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_g r U_r \phi)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_g U_\theta \phi)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho_g U_z \phi)}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\frac{\Gamma_\phi}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z}) + S_\phi \quad (15)$$

위의 식 (15)에서 종속변수(φ)는 파일럿오일의 분사, 천연가스의 분사, 혼합체의 연소, 열전달과 벽면과의 마찰에 의한 충전가스운동량 손실 등에 따른 화학성분의 질량비, 엔탈피 그리고 운동량 방정식의 세 방향 성분을 나타낸다. 이러한 변수들의 해를 구하는 방법으로 유한체적법과 Gauss-Seidal 반복법을 사용하였다.

Fig.4는 연소계산시 필요한 연소실 공간의 3

차원 계산격자를 나타내며, 계산시간을 단축시키기 위하여 다소 거칠은 격자간격을 취하였고, r 방향으로 15, θ방향으로 44 그리고 z방향으로 7개의 분할이다. 본 연구에서는 Fig.1에서 보는 바와 같이 파일럿오일의 분사노즐이 연소실의 중심축에 그리고 가스분사노즐이 중심축에서 36mm 떨어져 있고 서로의 분사구들은 45° 회전된 상태로 대칭이므로, 연소실 체적의 절반만을 계산하였다.

아울러 Fig.5는 두가지 연료를 모두 직접분사

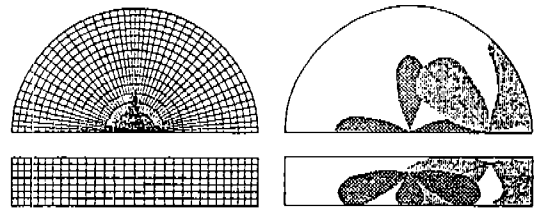


Fig.4 Computational grid and spray configuration

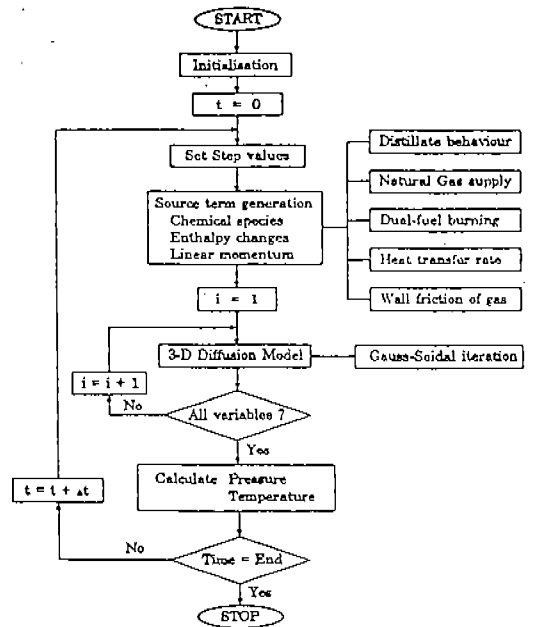


Fig.5 Flow chart of natural gas injected dual-fuel combustion model

한 연소현상의 계산과정을 나타낸 그림으로, 초기치 설정, 파일럿오일의 분사 및 거동, 천연가스분사, 복합연소, 열전달, 기체의 운동량 변화, 3차원 확산모델, 각 계산시점에서의 연소실 온도 및 압력 그리고 결과치의 출력으로 나누어졌다.

파일럿오일의 거동은 매 계산단계마다 연소실 내에서 각 입자그룹의 위치를 파악하는 것으로 이루어졌다. 입자그룹이 위치하는 해당 셀의 조건에서 연료입자의 기화율 및 온도변화율을 구하고, 다음 단계의 계산을 위하여 입자그룹들간의 충돌여부를 고려하여 그들의 속도를 다시 결정하였다. 그리고 입자들의 기화에 따른 계산셀에서 기체상태의 연료유입량 및 엔탈피 변화량은 3차원 확산모델의 생성항으로 처리하였다. 아울러 천연가스는 가스상으로 분사되므로 분사구가 위치한 셀들에만 가스가 공급되어 확산되는 것으로 해석하였다.

연소에 의한 엔탈피 변화량 및 가스성분의 변화 등도 매 단계마다 계산한 후 확산모델을 이용하여 다시 각셀에서의 온도, 속도 그리고 질량구성비의 변화를 결정하였다. 연소실내의 가스온도는 각 셀의 질량을 기준으로 평균값을 구하고 기체상수도 결정하여, 최종적으로 연소실내 순간압력은 이상기체 상태방정식을 사용하여 결정하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig.6은 디젤유만을 분사하였을 경우의 연소용기내 압력변화를 비교한 그림으로, 실선은 실험치를 그리고 점선은 계산치를 나타내고 있다. 먼저 실험치를 보면, 대체적으로 압력상승을 기준으로 한 착화지연기간은 짧지만 연소기간이 매우 길고 압력상승도 느리고 낮게 나타났다. 이는 실제 엔진의 연료분사시점에서의 연소실보다 연소용기의 체적은 크고 초기온도는 낮아 연소가 느리게 진행되었을 것으로 해석된다. 또한 스월(swirl)과 같은 공기유동이 없어서 연료와 공기의 혼합 및 화염확산도 효과적으로 이루어지지 못한 것으로 판단된다.

계산치(점선)의 착화지연기간이 길고, 압력상승은 10msec부터 급격히 이루어지나 연소말기에도 압력강하는 두드러지게 나타나지 않았다. 이는 실험시 디젤유의 분사기 주변을 냉각수로 냉각시켰지만, 연소실내의 공기를 고온으로 가열하는 동안 노즐내부의 간극체에 존재한 액체상태의 연료가 기화되었기 때문이라 추정된다. 그러므로 분사가 된 후에 파일럿오일의 혼합기체는 정상적인 상태보다 빨리 착화되었지만, 분사된 연료의 침투력이 낮아 넓게 확산되지 못하고 연소도 느리게 진행된 것으로 추정된다. 연소말기

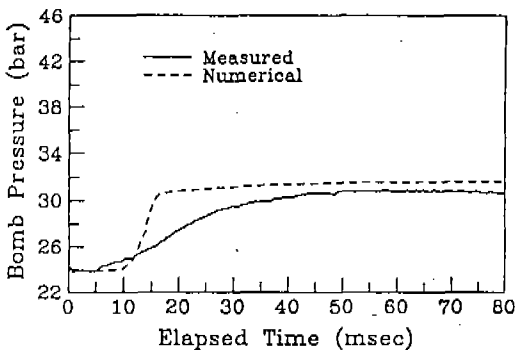


Fig.6 Comparison of bomb pressure traces (Sole distillate)(Initial condition : 24.0bar, 653.2K)

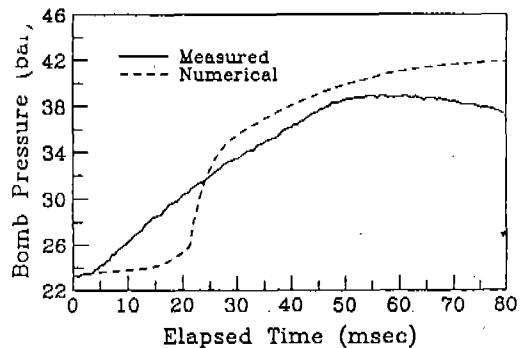


Fig.7 Comparison of bomb pressure traces (Dual-fuel)(Initial condition : 23.3bar, 649.2K, Natural gas injection pressure : 98bar)

의 압력강하는 충전가스의 열손실이 주요 원인이지만, 미세하게나마 존재한 가스누설로 인해 누적되었을 가능성이 높다. 그러나 계산시에는 이러한 가스누설이나 분사기 주변의 냉각수로의 열손실을 고려하지 않았기 때문에, 계산결과의 착화지연기간이 길고 연소말기의 열손실에 의한 압력강하는 아주 느리게 진행되는 열발생과 상쇄되어 뚜렷히 나타나지 않았다.

Fig.7은 천연가스와 파일럿오일을 동시에 분사한 복합연소결과를 비교한 그림이다. 그러나 천연가스의 분사압력이 설계치는 400bar보다 훨씬 낮아 효과적인 확산이 이루어지지 못하였고, 압력상승도 약 15bar에 그친 것으로 나타났다. 실험치(실선)는 착화지연기간이 거의 없어 완전한 압력상승을 보이고 있는 반면, 계산치(점선)는 가스상의 천연가스 분사에 의하여 약간의 압력증가는 있지만, 약 15msec이후에 압력이 급증히 상승하다가 완만하게 계속되고 있다. 이러한 차이는 실험에서 파일럿오일과 유사하게 천연가스도 가열된 상태로 분사되어 연소가 일찍 시작되었을 것이다. 아울러 계산에서 천연가스의 가연성분을 메탄가스만으로 가정하였는데, 미소량의 프로판과 부탄가스 등은 메탄성분보다 반응이 빠르므로 초기 압력차이가 더욱 야기되었을 것이다. 또한 계산시간의 제한때문에 계산격자를 거칠게 구성하였는데, 이로 인하여 연료의 확산과정이 다소 부정확하게 묘사되어 화염확산의 경계부분에서 연소가 계속 진행되는 것으로 계산하였

고, 연소말기의 압력차이가 커진 것으로 판단된다. 그리고 분사전에 연료의 가열에 따른 온도상승을 고려하지 않아 실제보다 연료의 확산이 넓게 계산되었을 가능성도 있다.

실험결과와 비교할 때 다소의 차이는 있지만, 계산결과의 유형은 어느정도 복합연소 양상을 묘사하고 있다. 그러므로 그러한 차이의 원인 및 연소 진행과정을 보다 구체적으로 살펴보기 위하여 계산결과로부터 시간별 및 국부적 변화를 고찰하여 보았다.

Fig.8은 디젤유만을 분사하였을 경우 연료의 시간별 상태변화를 나타낸 그림으로, 분사된 액체연료는 약 2msec 이내에 모두 기화되었으나 이의 40%정도가 연소되지 못한 것으로 나타났다. 또한 충전공기의 초기온도가 다소 낮아 파일럿오일의 자연발화가 순간적으로 촉진되지 못하고 10msec 이후에나 약간의 연료가 연소되어 국부온도가 상승하면서 가속된 것으로 보인다. 그러나 16msec 이후에는 연소속도가 급격히 저하되고 연료와 공기가 계속적으로 혼합되지 못하여 연소가 효율적으로 완료되지 못한 것으로 판단된다.

그리고 Fig.9는 디젤유 단독분사시와 천연가스-파일럿오일을 동시에 직접분사한 경우에 있어서 각 연료량의 시간별 변화를 비교한 그림이다. 이원연료 분사시에 파일럿오일의 연소는 디젤유 단독분사의 경우보다 느리게 진행되었지만, 약 45msec 이후에도 계속 진행되어 보다 더욱

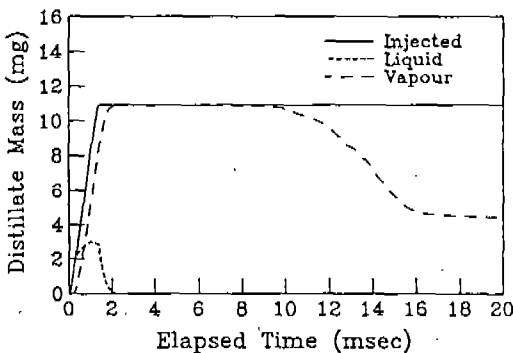


Fig.8 Phase changes of distillate (Sole distillate)

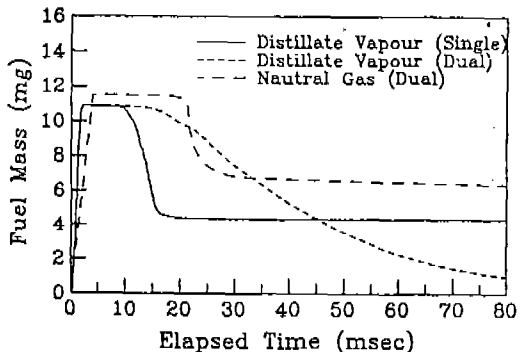


Fig.9 Comparison of fuel mass unburned (Sole distillate+Dual-fuel)

많은 양이 연소된 것으로 나타났다. 이와 같이 디젤유 기화성분의 연소속도 차이는 다음과 같은 원인때문으로 사료된다. 즉, 파일럿오일이 천연가스와 공기중의 산소를 공유하기 때문에 그의 연소는 느리게 진행되었지만, 천연가스분사에 의한 운동에너지 유입으로 연료-공기혼합에 다소 도움을 받아 디젤유 단독분사시보다 연소가 넓게 이루어진 것으로 보인다. 한편 천연가스는 약 20msec 이후부터 가스성분이 밀집한 부위의 국부온도가 상승하였을 때, 비로소 메탄가스의 연소도 파일럿오일과 함께 가속된 것으로 보인다. 그러나 천연가스의 분사위치가 한쪽으로 편중되어 있고 분사압력도 낮은 관계로 파일럿오일의 화염 확산부위에 존재한 천연가스만 연소되고, 공기 및 천연가스가 계속적으로 혼합되지 못하여 곧 가스성분의 연소속도는 둔화되고 그의 절반 이상이 연소되지 못한 것으로 나타났다. 물론 약 22msec까지 천연가스의 연소가 미미한 것은 청냉가스 중에 질량비로 약 5%정도 함유된 다른 가연가스 성분을 모두 반응속도가 그들보다 느린 메탄가스로 가정하였기 때문도 있지만, 디젤 엔진과 같은 직접분사식 연소에서는 Timoney¹⁵⁾가 지적하였듯이 기계장치와 작동매체의 불규칙적인 변화 때문에 동일조건에서 실험하여도 다소 차이가 있는 실험결과가 나타나는 요인도 있을 것으로 판단된다.

천연가스와 파일럿오일을 동시에 직접분사한

이원연료연소현상을 모사한 결과로서, Fig.10은 실험개시 후 20msec에서 국부온도와 파일럿오일의 기체질량비 분포를 나타낸 그림들이며, 반원은 파일럿오일의 분사진행방향에 따른 단면이고, 그 밑의 그림은 파일럿오일의 분사줄기 사이의 단면을 나타내고 있다. (a)에서 가스온도는 파일럿오일의 분사축 주변에서 주로 높고 천연가스 분사위치에서는 더욱 집중된 온도분포를 보이고 있는데, 이 시점부터 천연가스의 연소가 본격화된 것으로 보인다. 그리고 (b)의 파일럿오일의 기체성분은 약간 좌측으로 치우쳐 연소실 하부로 집중된 것으로 나타났다. 이는 Fig.1과 4에 나타난 바와 같이 천연가스의 분사위치가 연소실 중심축에서 36mm 우측으로 떨어져 있으므로, 고압으로 분사된 천연가스 운동에너지에 의하여 파일럿오일의 기체성분이 약간 좌측으로 치우쳐 확산된 것으로 보인다. 하지만 분사된 천연가스의 운동에너지만으로는 공기유동이 부족하여 공기와 연료가 적절히 혼합되지 못해 많은 양의 천연가스가 연소되지 못하고, 파일럿오일의 화염과 인접한 부위에서의 천연가스와 공기중의 산소가 소모되었다. 이를 보면 스웰과 같은 공기유동은 효율적인 연소결과를 얻기 위해서 필수적이며, 천연가스의 분사방향과 파일럿오일의 분사는 서로 조화가 되도록 이루어져야 함을 알 수 있다

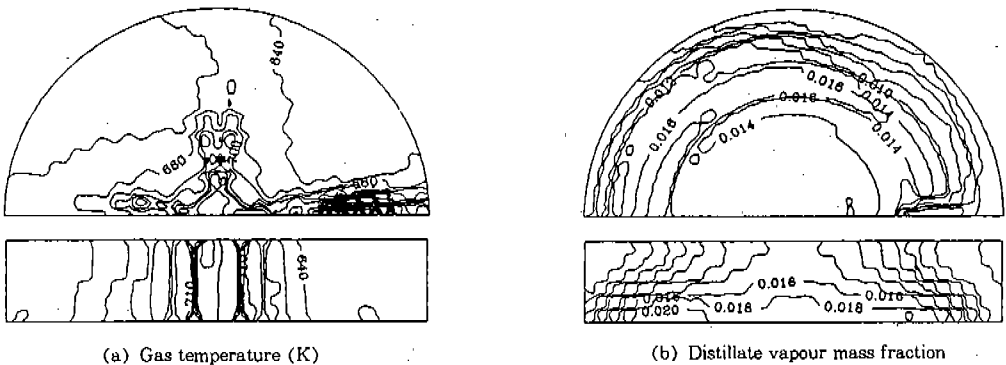


Fig.10 Contour plots of temperature and distillate vapour mass concentration (dual-fuel)

5. 결 론

천연가스를 파일럿오일과 같이 연소실내에 고압으로 직접분사하여 일어나는 복합연소현상에 대한 본 연구의 기초적인 결과들을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 천연가스를 가스상태로 분사할 경우 액체 연료보다 비중이 낮으므로 파일럿오일의 분사압력보다 높은 압력을 유지하여야 한다.
- 2) 천연가스가 파일럿오일의 초기발화점 주변에 집중되도록 가스분사방향 및 분사시점을 조절하여, 파일럿오일의 착화에 이어 곧바로 천연가스의 발화가 이루어지도록 한다.
- 3) 그러나 파일럿오일의 거동에 영향을 주지 않도록 천연가스의 분사는 파일럿오일보다 선행되지 않아야 한다.
- 4) 천연가스의 가연성분들을 모두 포함시켜 모델링하는 것이 바람직하다.

참 고 문 헌

1. Wakenell, J. F., O'Neal, G. B. and Baker, Q. A., "High-pressure late cycle direct injection of natural gas in a rail medium speed diesel engine", SAE 772041, 1987.
2. Lom, E. J. and Ly, K. H., "High pressure injection of natural gas ins a two stroke diesel engine", SAE 902230, 1990.
3. 최인수, "천연가스가 예혼합된 정적연소실에 파일럿오일을 분사한 복합연소현상", 한국자동차공학회는문집 제 3 권 제 6 호 1995. 11.
4. Miller, D. S. (eds.), "Compressible internal flow", British hydromechanic research Association, 1984.
5. Reid, R. C. and Sherwood, T. K., "The properties of gases and liquids, their estimation and correlations (2nd ed.)", pp. 626-628, McGraw Hill, 1958.
6. Bracco, F. V., "Modeling of engine sprays", SAE 850394, 1985.
7. Hiroyasu, H. and Nishida, K., "Fuel spray trajectory and dispersion in a DI diesel engine combustion chamber", SAE 890462, 1989.
8. Watkins, A. P. and Wang, D. M., "A new model for diesel spray impaction on walls and comparison with experiments", Proc. of COMODIA 90, pp.243-248, Tokyo, 1990.
9. Edwards, D. K. and Balakrishnan, A., "Thermal radiation by combustion gases", Int. J. of heat and mass transfer, Vol.16, pp.25-40, 1973.
10. Whitehouse, N. D. and Shahad, H. A. K., "Radiative heat transfer calculations from soot clouds for a quiescent combustion chamber diesel engine", in Flow in internal combustion engine-II, FED-Vol. 20, pp.89-97, ASME, 1984.
11. Murakami, A., Ari, M. and Hiroyasu, H., "Swirl measurements and modeling in direct injection diesel engines", SAE 880385, 1988.
12. Westbrook, C. K. and Dryer, F. L., "Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames", Combustion science and technology, Vol.27, pp.31-43, 1981.
13. Rose, J. W. and Cooper, J. R. (eds.), "Technical data on fuel", 7th ed., The british national committee, World energy confrence, 1977.
14. Launder, B. E., and Spalding, D. B., "The numerical computation of turbulent flows", Computer methods in applied mechanics and engineering, Vol.3, pp.269-289, 1974.
15. Timoney, D. J., "Problems with heat release analysis in D. I. diesels", SAE 870270, 1987.

〈논 문〉 SAE NO. 96370015

루프소기형태의 2행정기관에서 분사압력 및 분사각도에 따른 분무특성 연구

Effects of Injection Pressure and Injection Angle on Spray Characteristics in Loop Scavenged Type 2-stroke Engines

채 수*, 유 홍 선**
S. Chae, H. S. Ryou

ABSTRACT

The flow field and spray characteristics for loop scavenged type 2stroke engine having pancake shape was numerically computed using KIVA-II code. The cylinder has 1intake port, 2side intake ports and 1exhaust port with induced flow angle 25 deg. In engine calculation, the chop techniques is used to strip or add planes of cells across the mesh adjacent to the TDC and the BDC(parts parts) for preventing the demand of exceed time during the computation, providing a control on cell height in the squish region. The modified turbulent model including the consideration of the compressibility effect due to the compression and expansion of piston was also used.

The case of 25 deg.(injection angle) which is opposite to scavenging flow direction shows better the distribution of droplets and the evaporation rate of droplets compared to other cases(0 deg., - 25 deg.). When injection pressure was increased, the spray tip penetration became longer. When injection pressure was increased, the interaction between the upward gas velocity and spray droplets strongly cause. Thus the breakup of droplets is strongly occurred and the evaporation rate of droplets was found to be better.

주요기술용어 : Two-stroke Engine, Chop, Spray, Injection Pressure, Injection Angle, Breakup, Evaporation

1. 서 론

2행정기관은 4행정기관에 비해 동일 실린더

체적내에서 얻어지는 출력이 크고 가볍고 제작할 수 있어 최근까지도 미국, 독일 그리고 일본과 호주등과 같은 선진국에서는 많은 연구들을 하고 있다.[1] 특히 80년대부터는 전자기술의 발달과 컴퓨터의 향상으로 전산 유체역학이 발전하면서 다차원 해석 기법을 2행정 기관의 모사실험에

* 정희원, 중앙대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 중앙대학교 기계공학과

응용하였고 또한 다양한 연소실 및 운전 조건에 대해 수치적으로 예측함으로써 엔진 설계 및 제작과정에 많은 정보를 제공해왔다. 가장 대표적인 프로그램으로는 영국계열의 EPISO, SPEED SPRAY와 미국계열의 KIVA[2] 프로그램과 같은 것이다. 국내에서도 최근에 이와 같은 방법들이 소개되어 자동차산업의 발전추세와 함께 업계와 학계에서도 그 필요성과 가능성에 대해 인식을 같이 하고있다. 윤금중등[3]은 직접분사방식과 외부에서 소기를 공급하는 3가지 방식의 포트형태에 대해 Jante방법으로 정적인 상태와 운전중인상태에서 2행정기관의 성능을 측정 비교한바 있으며, 허강열 등[4, 5]은 돔형태의, 실린더 헤드 형상에 포켓밸브가 있는 2행정 기관에 대해 유동장 및 연소현상을 KIVA-II를 이용하여 3차원적으로 계산하였다. 유흥선등[6, 7, 8]은 Pancake형태의 실린더 헤드형상을 가진 직접 분사식 2행정 기관에 대해 흡기 포트각, 분사압력을 변화시키면서 유동장 및 분무특성에 대해 3차원적으로 계산하였다. 그 밖에 Haruo등[9]들은 실린더 헤드에 포켓밸브가 있는 2행정 기관에 대해 가스연료 직접분사시스템을 모델로 하여 소기효율 및 기관성능등을 실험적으로 연구한 바 있고 Douglas 등[10]은 연료계를 수동으로 전자제어하여 배기포트가 닫히는 짧은 시간내에 실린더내로 연료를 직접 분사시켜 short-circuiting 현상을 제거하는 실험적 연구를 한바 있다. Nuti[11]는 직접연료분사식 2행정 기관에서 소기 펌프를 분리하여 수치 해석하였는데 그 결과 저연비 소비가능성을 제시한 바 있다. 이와같이 2행정기관의 성능 향상인자로는 소기유동과 분무특성임을 알 수 있다. 소기유동은 주로 Cross Scavenged Type, Loop Scavenged Type 그리고 Uniflow Scavenged Type 등이 있으나 이들 소기형태는 다소 소기가 완전하지 못하고 short-circuiting현상으로 인해 배기포트로 많은 연료가 빠져나가며 HC의 배출량이 많다는 단점이 있다. 분무특성은 실린더내의 연소상태와 배기 가스량을 결정짓는 중요한 과정으로 분사각, 액적크기에 대한 분포함수, SMR등을 들 수 있으며 분무특성을 결정짓는 인자로는 실린더의

헤드형상, 분사압력 및 공기 유입포트각등을 들 수 있다. 그러나 실린더내의 유동 및 분무상태는 실린더헤드 형상 및 소기유동 그리고 분사압력, 분사각에 따라 복잡하게 형성되므로 이와같은 2행정기관의 유동 및 분무특성을 정량적으로 이해한다는것은 쉽지않다. 따라서 이러한 문제점들을 이해하고 예측하는것은 2행정 기관 뿐만아니라 모든 내연기관을 설계하고 제작하는데 이론적 자료로서 매우 중요하다.

본 연구에서는 이와같은 문제점을 예측하고 해결하기위하여 미국계열의 KIVA-II code로 다음과 같이 계산하였다. (i) 복합 Loop Scavenged Type을 사용하여 실린더내에 적절한 혼합기를 형성 하였고 (ii) 소기직후 실린더내로 연료를 직접 분사하여 Short circuiting현상으로 야기되는 연료손실을 방지하였다. (iii) 아울러 분사압력과 분사각을 변화시키면서 이들이 실린더 내의 유동장 및 분무특성에 대해 어떤 영향을 주는지 정성적으로 고찰하였다.

2. 지배방정식

연소실내의 작동유체는 이상기체로 가정하였으며 난류는 피스톤 운동에 따른 실린더내의 밀도변화를 고려한 κ - ϵ 모델을 적용하였다. 이러한 조건이 고려된 비정상, 비압축성 난류 유동을 지배하는 방정식들은 다음과 같다.

2.1 질량보존방정식

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[\rho D \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}^s \delta_{m1} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = \dot{\rho}^s \quad (2)$$

$$\dot{\rho}^s = - \int f \rho_s A \pi r^2 R d v d r d T_s d y d y \quad (3)$$

밀도, 여기서 u 는 유체 속도, ρ_m 은 화학 종의 m 의 ρ 는 혼합물의 밀도이고, $\dot{\rho}^s$ 는 각각 분무에 의한 생성 항이다. D 는 Fick의 확산법칙을 따르는 확산계수이며 δ 는 Dirac delta 함수이다.

2.2 운동량보존방정식

$$\frac{\partial(ru)}{\partial t} + \nabla \cdot (ruu) = \frac{-1}{a^2} \nabla p - A_0 \nabla \left(\frac{2}{3} rk \right) + \nabla \cdot \sigma + F^S + rg \quad (4)$$

$$\sigma = \mu \left[\nabla u + (\nabla u)^T \right] + \lambda \nabla \cdot uI \quad (5)$$

$$F^S = - \int fr_d \left(\frac{3}{4} pr^3 F^v + 4pr^2 Rv \right) dv dr dT dy dy \quad (6)$$

여기서 p 는 유체의 압력, pressure gradient scaling과 연결되어 사용되는 a 는 압력이 거의 균일한 저마하수 유동장에서 계산효율을 높이기 위한 계수이다. A_0 는 층류일 때는 0, 난류일 때는 1로 사용되는 계수이며, F^S 는 분무로 야기되는 단위체적당 운동량율이다.

2.3 에너지 보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho uI) = -p \nabla \cdot u + (1 - A_0) \sigma \nabla u - \nabla \cdot J + A_0 \rho \epsilon + \dot{Q}^S \quad (7)$$

$$\dot{Q}^S = - \int f \rho_d \left[4\pi r^2 R [I_c(T_d) + \frac{1}{2}(\nu - u)^2] + \frac{4}{3} \pi r^3 [c_i T_d + F^v \cdot (u - v - u')] \right] dv dr dT_d dy dy \quad (8)$$

엔탈피의 확산과 열전도에 의한 열플럭스는 다음과 같다.

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (9)$$

여기서 K , T 는 열전도 계수 및 온도이며, h_m 은 화학종 m 의 엔탈피이다.

\dot{Q}^S 는 분무에 의한 생성 항이다.

2.4 κ - ϵ 방정식

피스톤 왕복운동으로 실린더 내의 부피 변화가

발생하고 이로 인해 length scale이 변화한다. 이를 고려한 κ - ϵ 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho \kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \kappa) = -\frac{2}{3} \rho \kappa \nabla \cdot u + \sigma \nabla u + \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{\rho r \kappa} \right) \nabla \kappa \right] - \rho \epsilon + \dot{W}^S \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \epsilon) = -\left(\frac{2}{3} c_{\epsilon 1} - c_{\epsilon 3} \right) \rho \epsilon \nabla \cdot u + \left[\left(\frac{\mu}{\rho r \epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{\kappa} \left(c_{\epsilon 1} \sigma \nabla u - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon + c_{\epsilon 5} \dot{W}^S \right) \quad (11)$$

$$\dot{W}^S = - \int fr_d \frac{3}{4} pr^3 F^v \cdot u' dv dr dT_d dy dy \quad (12)$$

\dot{W}^S 는 분무와 상호작용으로 발생하는 생성항이며 모델에 사용한 κ - ϵ 상수는 Table 1과 같다.

2.5 상태방정식

$$p = R_0 T \sum_m \left(\frac{\rho_m}{W_m} \right), \quad I(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) I(T) \quad (13)$$

$$C_p(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) C_{pm}(T), \quad h_m(T) = I_m(T) + \frac{R_0 T}{W_m}$$

여기서 R_0 는 일반가스상수, W_m 은 화학종 m 의 몰중량이며 I_m 은 화학종 m 의 내부에너지이다. c_{pm} 은 m 의 정압비열이다.

3. 분무해석

분무해석은 Stochastic larangian 방법에 의해 분무액적들을 수백개 혹은 수천개로 나누고 각각

Table 1 κ - ϵ 모델 상수들

$c_{\epsilon 1}$	$c_{\epsilon 2}$	$c_{\epsilon 3}$	$F_{r\kappa}$	$F_{r\epsilon}$
1.44	1.92	-1.0	1.0	1.3

의 그룹을 대표하는 위치, 속도 그리고 온도, 크기등을 정의하여 각 그룹의 변화를 계산으로 추적해간다. 즉, 분사각, 액적크기에 대한 분포함수, SMR, 분사율등의 분무특성과 매 time당 쏘아지는 분무의 갯수가 결정되면 [0, 1] 범위내에서 random number를 결정하여 각 그룹의 속도, 방향, 크기를 결정한다. 시간에 따른 위치와 속도변화는 초기속도, 위치와 주변기체와의 drag force에 의해 결정된다. 액적크기변화는 연료와 기체상호간의 질량전달과 분산, 충돌과 융합에 의해 결정된다.

3.1 분무 방정식

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x \cdot (fv) + \nabla_r \cdot (fR) + \frac{\partial}{\partial r} (fR) + \frac{\partial}{\partial T_d} (fT_d) + \frac{\partial}{\partial y} (f\dot{y}) + \frac{\partial}{\partial y} (f\dot{y}) = f_{coll} + f_{bu} \quad (14)$$

- 여기서, f : 액적의 분포함수
- F : 액적의 속도
- R : 액적의 반경
- T_d : 액적의 각각 온도변화율
- \dot{y} : 액적의 진동속도
- f_{coll} : 분무충돌에 의한 생성항
- f_{bu} : 분무분산에 의한 생성항

4. 수치해석

Fig.1은 계산격자모델이다. 격자수는 실린더의 반경, 원주 그리고 축방향에 대해 각각 $9 \times 24 \times 16$ 이다. Fig.2와 Fig.3은 실린더위 각기 다른 단면들로서 흡기포트, 측면 포트 그리고 배기포트를 나타내고 있다. 계산에 적용된 엔진 제원과 초기조건은 Table 2와 같다.

4.1 경계조건

벽면에서의 속도는 no slip조건, 배기포트에는 구배가 0인조건으로 처리하였다. 흡입포트에서의 유입속도 및 밀도식은 다음과 같다.

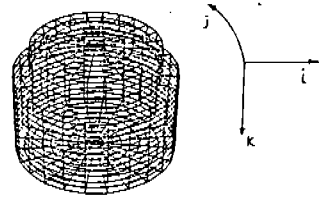


Fig.1 Computational mesh($9 \times 24 \times 16$ grids)

Table 2 엔진제원 및 초기조건

초기조건	값
엔진 형태	루프소기타입
엔진속도 (rpm)	1500
보어×행정 (mm)	90×67.3
배기량 (cc)	428.14
흡기, 측면 포트 open	ATDC-230에서
기간 (deg)	ABDC-130
배기포트 open	ATDC-250에서
기간 (deg)	ABDC-110
연료	옥탄 (C_8H_{18})
노즐	1개 (2 hole)
노즐 직경 (cm)	0.032
분사액적들의 갯수	2,000
초기 SMR (μm)	0.5
분사시작 (deg)	ATDC-100
분사종결 (deg)	ATDC-87.328
분무각 (deg)	20
분사압력 (bar)	30, 45, 70
흡기포트각, θ_1 (deg)	45
측면포트각, θ_2 (deg)	45
측면포트각, θ (deg)	30
분사각 (deg)	25, 0, -25
화학종 밀도 (g/cc)	$CO_2 = 3.060 \times 10^{-4}$ $N_2 = 1.1600 \times 10^{-3}$ $H_2O = 1.45 \times 10^{-4}$

Table 3 배기 포트의 경계조건

온도 (K)	압력 (atm)	밀도 (kg/m^3)	속도 (cm/sec)
300	1	1.184	$\frac{\partial u}{\partial n} = 0$

$$V = C_d \left(\frac{\nabla p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad \rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (15)$$

배기포트에서의 경계조건은 Table 3와 같다.

5. 결과 및 토의

계산은 ATDC-260 deg에서 ATDC-1 deg.까

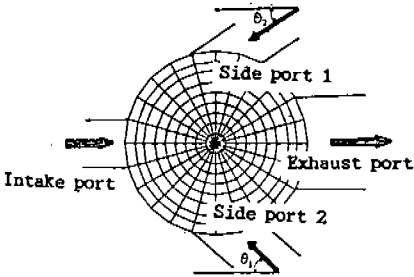
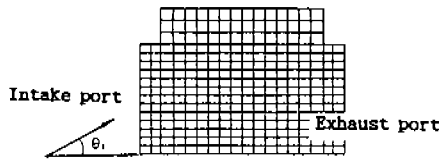


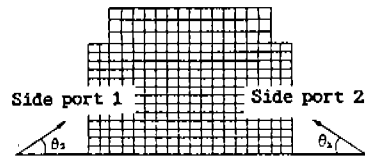
Fig.2 Ports parts on K=2 plane(B plane)

지 팽창 및 압축과정에서 수행하였으며 계산시 과도한 계산시간을 방지하고 수치적 안정성을 고려하여 실린더 헤드부와 포트부에서는 크랭크각 매 10deg.마다 축방향으로 계산격자를 1개씩 생성 또는 서렬시키는 침삭방법을 도입하였다. 또한 피스톤이 운동하는 행정구간은 국부유동속도와 같이 격자점들이 움직이는 라그랑지안 방식, 헤드부분은 격자점들을 고정시켜놓은 오일러리안 방식을 채택하였다.

분사시에 초기액적들의 SMR은 5um, 분무각은 20deg.로 설정하였으며 액적 표면에서의 질량 및 에너지 전달은 Frossling 관계식을 이용하였다. 액적의 온도가 임계온도를 초과할 경우에는 그 액적군은 완전히 기화한것으로 가정하였으며 계산을 위한 초기 time step은 5x10^-6초이다. 매 cycle마다 평균 크랭크 각은 약 0.05deg이며 전체계산에 소요된 시간은 HP 720워क्स테션으로 약 9시간 30분 소요되었다.

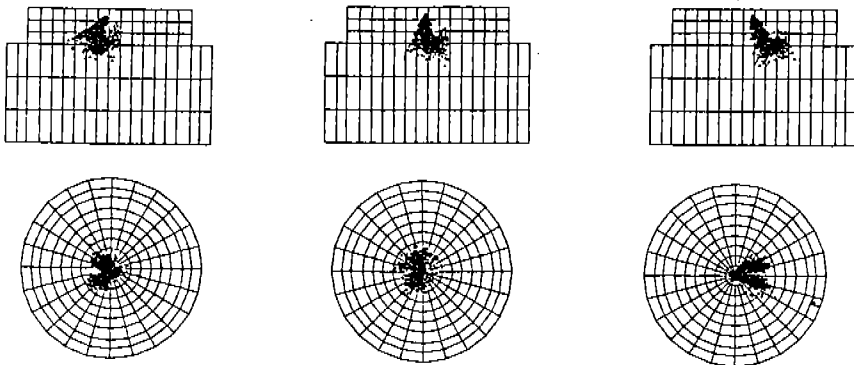


(a) Intake port angle on J=1, 13 plane(A plane)



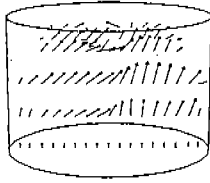
(b) Side ports angles on J=7, 19 plane

Fig.3 Intake and Side ports angles on J=1,13 and J=7, 19

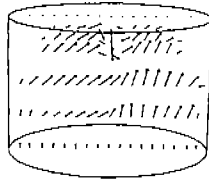


(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

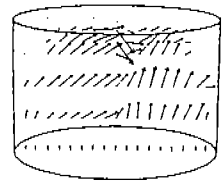
Fig.4 Distribution of droplets dispersion at ATDC-92 deg.



UMAX=2.016E+03
VMAX=2.684E+02
WMAX=2.336E+03



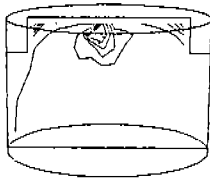
UMAX=1.715E+03
VMAX=2.661E+02
WMAX=2.895E+03



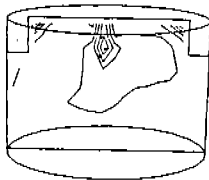
UMAX=1.960E+03
VMAX=2.684E+02
WMAX=2.369E+03

(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

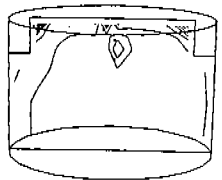
Fig.5 Velocity vector at ATDC-92 deg.



L=1.028E-03
H=1.258E-03



L=1.020E-03
H=1.234E-03



L=1.016E-03
H=1.190E-03

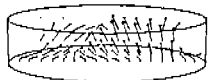
(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.6 Distribution of density at ATDC-92 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

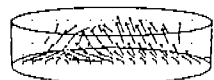
Fig.7 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.



UMAX=4.546E+02
VMAX=2.227E+02
WMAX=7.995E+02



UMAX=5.467E+02
VMAX=2.898E+02
WMAX=6.705E+02



UMAX=4.852E+02
VMAX=2.388E+02
WMAX=5.904E+02

(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.8 Velocity vector on A plane at ATDC-5 deg.

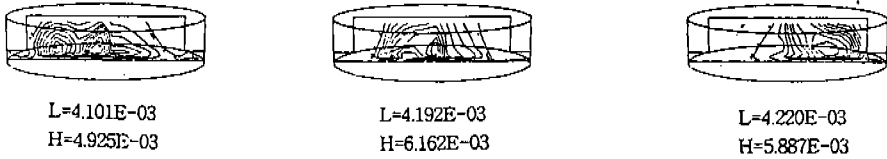
5.1 분사각의 변화에 따른 유동 및 분무 특성의 고찰

계산시 실린더내로 분사되는 연료 분사각은 실린더 중심축을 기준으로하여 좌우로 각각 25deg 그리고 실린더 중심축방향인 0deg이며 계산결과는 다음과같다.

Fig.4, Fig5 그리고 Fig.6은 분사직후인 ATDC-92 deg.에서 각각 실린더내의 액적 분산 분포 및 속도분포 및 밀도분포를 나타내고 있다. 전체적으로 분무 액적들은 주어진 분사방향으로 향하고 있으나 흡기포트에서 유입된 상향유동과

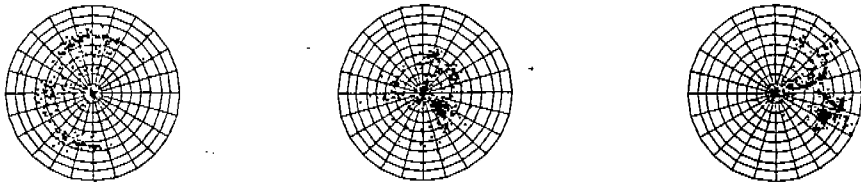
피스톤 운동으로 상승하는 유동으로 인해 그 선단들이 길게 뻗지 못하고 실린더 헤드 중심부로 향하고 있다. 특히 상승하면서 우측으로 향하는 속도로 인해 (a)와 (b)와 같이 분사방향이 그와 대응하는 경우에도 액적들이 오른쪽으로 향하고 있다. 그 밀도를 보면 (a)인경우가 실린더 헤드 중심부에 다소 좌측으로 강하게 분포되어 있으며 (b)와 (c)인 경우에는 중심부 혹은 중심부에서 다소 우측으로 분포되어 있다.

Fig.7, Fig.8 그리고 Fig.9는 상사점 부근인 ATDC-5 deg.에서 각각 분무액적 그리고 실린더내의 속도분포 그리고 밀도분포를 나타내고 있



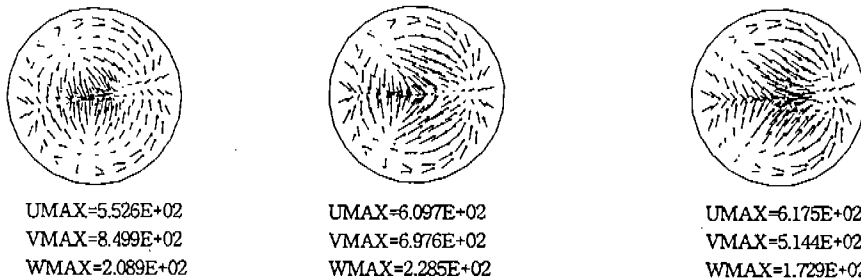
(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.9 Distribution of density on A plane at ATDC-5 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.10 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.11 Velocity vector on B plane at ATDC-5 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=-25 deg.

Fig.12 Distribution of density on B plane at ATDC-5 deg.

Table 4 ATDC-5 deg에서 액적들의 갯수

분사각(deg.)	25	0	-25
액적들의 갯수(개)	371	398	546

다. 그중 (a)의 경우는 압축과정에서 오른쪽으로 향하는 잔류 흡기 유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동방향에 대항하여 연료를 분사하기 때문에 이들 사이의 강한 유동상호작용으로 분사액적들이 (b)와 (c)에 비해 크게 줄어들고 있다. 이는 이들간에 강한 유동상호작용으로 인해 분무액적들의 분산이 잘 일어나기 때문이며 그에따라 기화율도 좋기때문일것이다. 또한 (a)에 비해 (b)와 (c)인 경우가 피스톤 헤드부에 분포 액적들이 더욱 많이 쌓여있으며 특히 (c)인 경우에는 우측편으로 크게 치우쳐 있다. 속도를 보면 분사각이 좌에서 우측으로 갈수록 상승속도가 줄어들고 있다.

Fig.10, Fig.11 그리고 Fig.12는 ATDC-5 deg.에서 액적들의 분포, 속도분포 및 밀도분포를 B plane으로 보여주고 있다. 액적분포와 밀도분포를 보면 (a)인 경우에 실린더 중심에 적절히 분포되어있으며, (b)와 (c)인 경우에는 실린더 중심부의 분무액적들이 일부는 덩어리처럼 분포되어있거나 한쪽방향으로 치우쳐있다. 속도는 분사각이 우측으로 이동할수록 우측으로 진행하는 유동속도가 더욱 증가하고 있다.

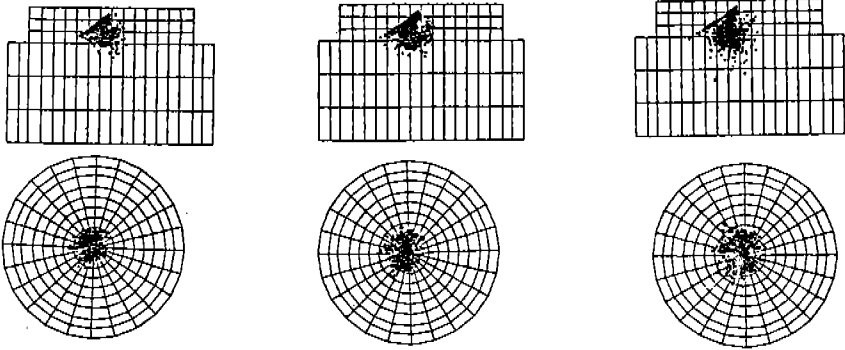
이상으로 분사각의 변화에 따른 실린더 내의 유동 및 분무특성을 보면 Table 4와 같이 분사

각이 25deg인 경우가 다른 경우에 비해 상사점 부근에서 분무액적들이 현저히 줄어들고 있으며 피스톤 표면에도 적게 쌓인다. 이는 압축행정에서 오른쪽으로 향하는 잔류흡기 유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동에 대항하여 연료를 분사하므로 이들 사이에 강한 상호작용이 일어나기 때문이다. 이들의 강한 상호작용은 분무액적들의 분산을 강하게 촉진시키므로 기화율은 향상된다.

5.2 분사압력의 변화에 따른 유동 및 분무특성의 고찰

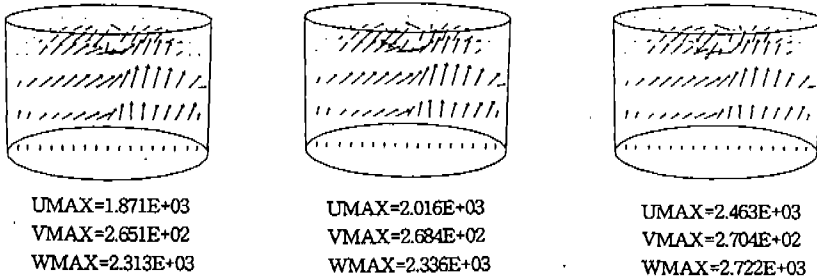
실린더내로 분사되는 연료 분사압력은 각각 30bar, 45bar 그리고 70bar이며 계산에서 얻은 결과는 다음과 같다. 이때 분사각은 실린더 중심축을 기준으로하여 25deg.이다.

Fig.13, Fig.14 그리고 Fig.15는 ATDC-92deg.에서 실린더내의 액적분포, 속도분포 그리고 난류에너지 분포를 나타내고 있다. 이때의 연료 분사각은 모두 25deg.이다. 전체적으로 (a), (b) 그리고 (c) 모두 상승하는 유동으로 인해 분무액적선단이 실린더 헤드부로 향하고있다. 분사압력이 가장 큰 (c)인 경우, (a)와 (b)에 비해 분무액적의 선단 침투길이가 가장길게 나타나고 있으며 실린더 중심부에서도 가장 넓게 분포되어있다. 속도 및 난류에너지도 (c)인 경우가 가장 크게 나타나고 있다. 이는 연료분사직후에는 압축행정 초기이기 때문에 피스톤 운동으로 인해 실린더내에서 상승하는 유동과 분무액적들 간에는 유동 상쇄 작용보다는 촉진효과를 야기하기 때문이다.



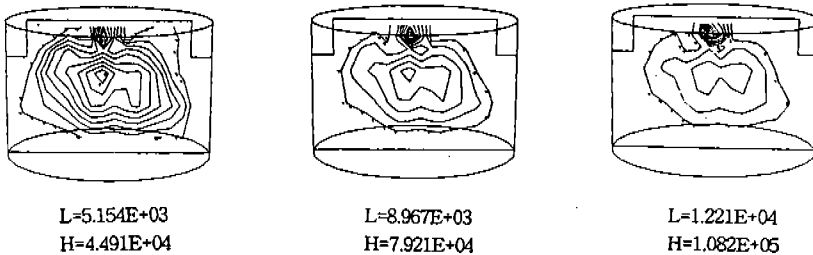
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.13 Distribution of droplets dispersion on A and B planes at ATDC-92 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.14 Velocity vector on A plane at ATDC-92 deg.



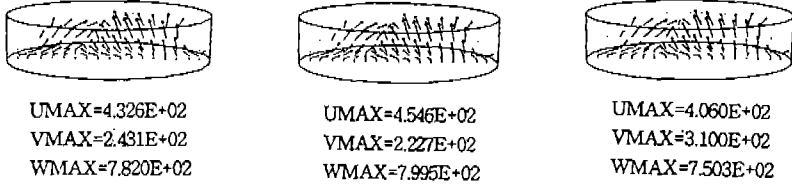
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.15 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-92 deg.



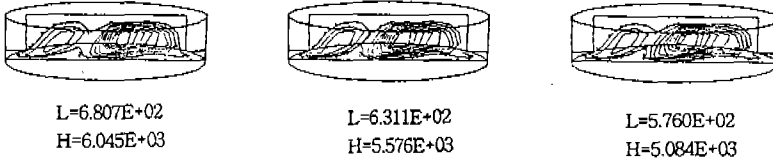
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.16 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.



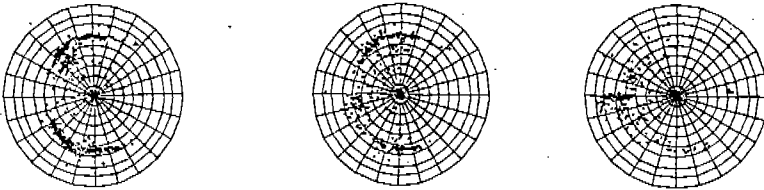
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.17 Velocity vector on A plane at ATDC- 5 deg.



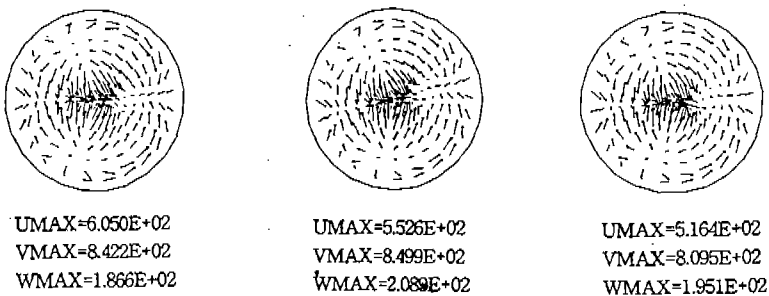
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.18 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-5 deg.



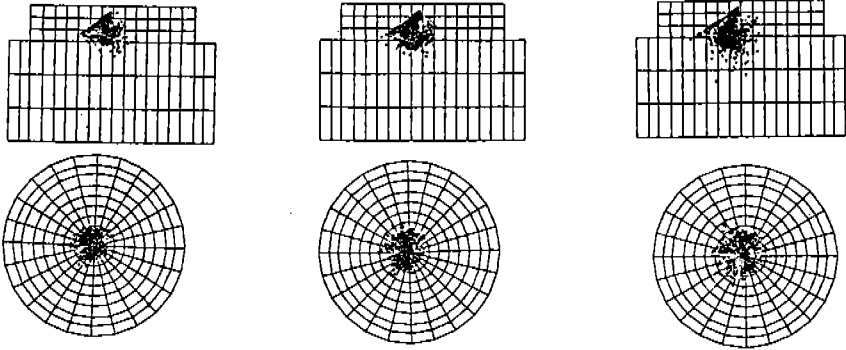
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.19 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



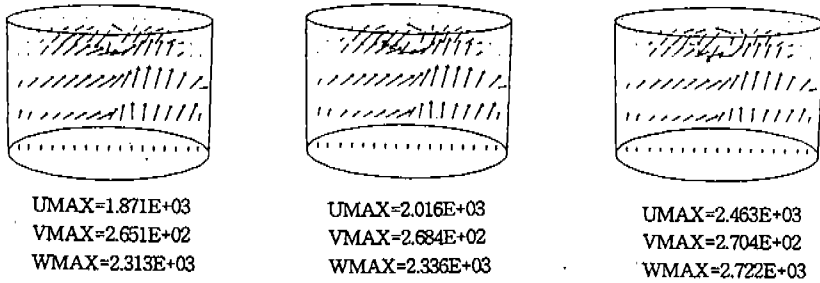
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.20 Velocity vector on B plane at ATDC- 5 deg.



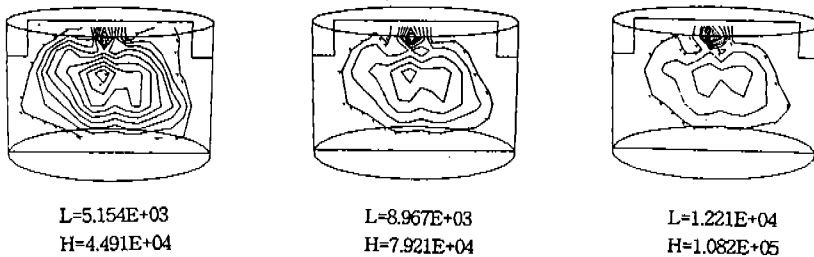
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.13 Distribution of droplets dispersion on A and B planes at ATDC-92 deg.



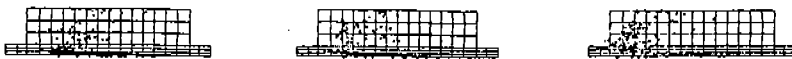
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.14 Velocity vector on A plane at ATDC-92 deg.



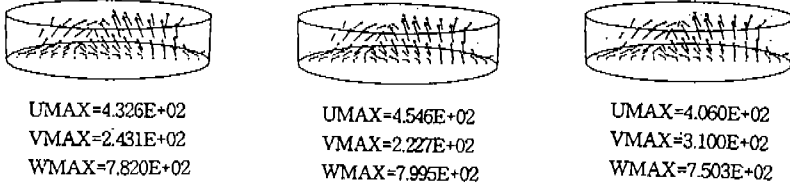
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.15 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-92 deg.



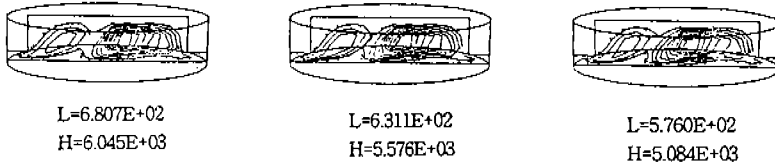
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.16 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.



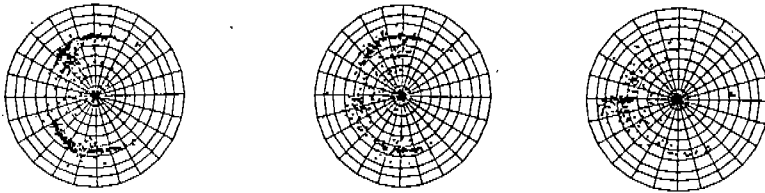
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.17 Velocity vector on A plane at ATDC- 5 deg.



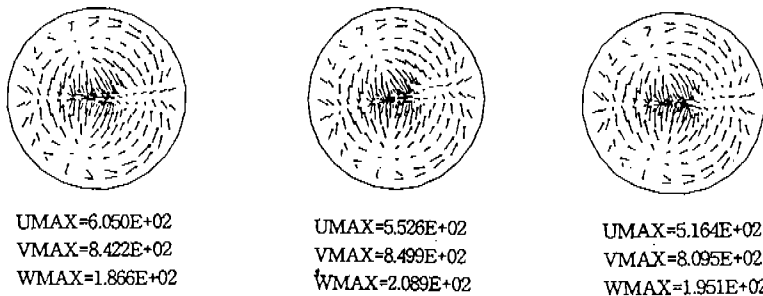
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.18 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.19 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.20 Velocity vector on B plane at ATDC- 5 deg.