

고압 상태에서의 연료 분무의 증발 및 연소 특성 해석

Numerical Studies on Vaporization Characterization and Combustion Processes in High-Pressure Fuel Sprays

문 윤완*, 김 용모**, 김 새원***, 김 주연****, 윤 인용****
 Y. W. Moon, Y. M. Kim, S. W. Kim, J. Y. Kim, I. Y. Yoon

ABSTRACT

The vaporization characteristics and spray combustion processes in the high-pressure environment are numerically investigated. This study employ the high-pressure vaporization model together with the state-of-art spray submodels. The present high-pressure vaporization model can account for transient liquid heating, circulation effect inside the droplet, forced convection, Stefan flow effect, real gas effect and ambient gas solubility in the liquid droplets. Computations are carried out for the evaporating sprays, the evaporating and burning sprays, and the spray combustion processes of the turbocharged diesel engine. Numerical results indicate that the high-pressure effects are quite crucial for simulating the spray combustion processes including vaporization, spray dynamics, combustion, and pollutant formation.

주요기술용어 : Droplet Vaporization(액적증발), Real Gas Behaviour (실제기체거동), Phase Equilibrium(상평형), Turbocharged Diesel Engine(터보과급 디젤엔진)

1. 서론

액체연료를 사용하는 엔진에 있어서, 그 연소효율, 안정성 및 공해가스 형성에 지대한 영향을 미치는 연료액적의 증발 및 연소현상을 규명하기 위하여 많은 실험적, 수치적 연구들이 이루어져 왔다.⁽²⁻⁴⁾

많은 실험과 연구에 의하면, 보다 정확히 연료분무증발 및 연소를 예측하기 위해서는 액적의 운동과 증발을 얼마나 정확히 예측 하는가에 달려있다고 할 수 있다. 하지만, 액체연료를 사용하는 고성능 엔진에서의 연소실내 압력이 임계압력에 가깝거나 또는 넘어서고 있기 때문에, 고압상태에서의 연료액적의 운동 및 증발

현상, 연소과정 및 공해가스형성 메카니즘에 대한 해석은 저공해 엔진의 최적설계를 위한 필수적인 요소이다.

고압에서의 증발 특성에 대한 많은 이론적인 연구들이 수행되었다.⁽⁵⁻⁸⁾ 이들 연구에서 실제 기체의 거동, 온도, 압력에 따른 상태량 및 증발잠열의 변화, 고압에 의해 주위기체가 액적으로 용해되는 현상 등을 고려하였다. 또한 고압상태에서의 분무연소과정을 모델링하기 위해 액적분열, 점화, 연소, 그리고 매연(soot) 및 NO의 형성에 대한 state-of-art 물리모델을 사용하였다.

본 연구에서는 고압상태의 연료분무의 증발과정을 모사하여 고압상태의 연료분무증발과정 및 연소과정, 실제 터보과급엔진에서 분무연소과정 등에 적용하여 고압증발모델의 예측능력과 공해가스 배출특성에 미치는 영향을 해석하였다.

* 한양대학교 대학원

** 정회원, 한양대학교

*** 생산기술연구원

**** 아시아 자동차

2. 지배 방정식

액상과 기상에서 발생하는 중요한 물리 현상들은 비정상, 다차원 연립방정식으로 모델링된다. Eulerian-Lagrangian 다상 유동해석방법은 기상의 지배방정식은 Euler 좌표계로 표시되는 반면 액상의 지배방정식은 Lagrangian 좌표계로 표현되며 기상과 액상의 지배방정식은 질량, 운동량, 열전달률을 나타내는 상호 관련된 생성항으로 결합된다. 본 연구에서 사용한 물리 및 수치 모델은 Shell 점화모델⁽¹³⁾과 수정된 eddy-breakup 연소모델,⁽¹⁵⁾ 파동 불안정 액적분열모델,⁽¹⁶⁾ 난류에 의한 액적의 분산(dispersion)을 고려해 주기 위한 stochastic 액적추적모델,⁽¹⁷⁾ O'Rourke의 액적충돌모델,⁽¹⁸⁾ 액적/벽면 충돌모델^(19,20) 그리고 고압상태에서 적용할 수 있는 액적증발모델, k-ε 난류 모델, 그리고 매연(soot)의 생성율은 Hiroyasu의 soot 생성모델⁽²¹⁾을 사용하였고 매연(soot)의 산화율은 Nagle과 Strickland-Constable의 산화모델⁽²¹⁾을 이용하여 모델링하였으며 thermal NOx 생성율은 Zel'dovich 메커니즘⁽²¹⁾을 이용하여 모델링하였다. 고압증발모델과 액적분열모델에 대해 아래에 기술하였다

2.1 고압증발모델

액적증발모델을 개발함에 있어서 본 연구에서 기본적으로 설정한 가정들은 다음과 같다. (1) 연료액적은 완전한 구의 연속체라고 가정한다. (2) 기체상태는 구대칭으로 해석하고 여기에 대류효과를 고려하기 위하여 막이론에 근거한 수정관계식을 사용한다. (3) 액체상태도 역시 구대칭으로 해석한다. (4) 기상 - 액상의 경계면은 상평형 조건에 의해서 계산한다. (5) 기체상태는 매순간마다 주어진 경계조건에 대해 정상상태의 구조로 조절되는 준정상기체상태로 가정한다. (6) 기체상태의 평균상태량을 계산하기 위해서는 1/3법칙을 적용하고, 액체상태의 경우 시간과 공간에 따라 변하는 상태량을 고려한다. (7) 주위의 압력은 일정하다고 가

정한다. (8) 복사의 영향은 무시한다. (9) Dufour 효과나 점성소산은 무시한다.

2.1.1 기체상태 지배방정식

기체장의 해석을 위해 Abramzon과 Sirignano⁽¹⁰⁾가 제안한 막이론(film theory)을 도입하였다. 막이론에서는 액적표면과 기체유동사이의 열 및 질량전달이 일정한 두께 $\delta (=r_f - r_o)$ 를 갖는 가상의 막(film)내에 집중되어있다고 가정하는 것인데, 이 막의 두께는 전도나 확산과 같은 순수하게 분자운동에 의한 수송률이, 표면과 외부유동 간의 대류에 의한 열 및 질량전달의 실제 강도를 나타내도록 정해주는 개념이다.

액적의 증발시 대류 영향을 고려했을 때 열전달 및 물질전달은 다음의 식에 의해 결정된다.

$$Nu^* = 2 + \frac{(Nu_o - 2)}{F(B_T)} \quad (1)$$

$$Sh^* = 2 + \frac{(Sh_o - 2)}{F(B_M)} \quad (2)$$

강제대류나 자연대류가 없을 경우라 하더라도 증발하는 액적의 경우는 반지름방향의 유동이 항상 존재하게 된다. 막이론의 입장에서 보면 이러한 Stefan유동은 막의 두께를 증가시키는 역할을 한다. Abramzon과 Sirignano⁽¹⁰⁾는 이러한 막두께의 변화가 Reynolds수나 Prandtl 혹은 Schmidt 수의 함수라기보다는 Spalding전달수 B에 더 큰 영향을 받는다고 하였다.

$$F(B) = (1 + B)^{0.7} \frac{\ln(1+B)}{B} \quad (3)$$

본 연구에서는 증발이 없는 경우, 구형입자와 유동유체사이의 대류에 의한 열 및 질량전달에서의 Nusselt 수와 Sherwood 수를 Ranz와 Marshall⁽¹¹⁾의 관계식으로부터 계산하였다.

$$\begin{aligned} Nu_o &= 2 + 0.6 \sqrt{Re} Pr^{1/3} \\ Sh_o &= 2 + 0.6 \sqrt{Re} Sc^{1/3} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 계산에 사용된 열역학적 및 물리적 상태량들은 1/3법칙을 따라 막에서의 기준온도 및 농도에서 계산된 값을 사용하나, Reynolds 수에 사용되는 밀도만은 자유유동조건에서 계산한다.

또한 막이론에 의해서 다음의 증발률식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_F = 2\pi r_s \rho_g D_g Sh^* \ln(1 + B_M) \quad (5)$$

$$\dot{m}_F = 2\pi r_s \frac{k_g}{C_M} Nu^* \ln(1 + B_T) \quad (6)$$

여기서 하첨자 's'는 액적의 표면을 나타내고, 'g'는 기체막에서 계산된 값이라는 것을 나타낸다. 여기서, B_M , B_T 는 각각 Spalding의 질량전달수 및 열전달수⁽⁸⁾로 다음과 같이 정의된다.

$$B_M = \frac{Y_{F_s} - Y_{F_\infty}}{1 - Y_{F_s}} \quad (7)$$

$$B_T = \frac{C_M(T_\infty - T_s)}{L(p, T_s) + Q_L/\dot{m}} \quad (8)$$

여기서 $L(p, T_s)$ 은 연료의 증발잠열을 나타내고, Q_L 은 액적 속으로 전달된 열로 다음과 같다.

$$Q_L = 4\pi r_s^2 \left(k \frac{dT}{dr} \right) \quad (9)$$

식(5)와 식(6)의 두 식으로부터 Spalding의 질량전달수 B_M 과 열전달수 B_T 사이에 다음의 관계식이 성립함을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} B_T &= (1 + B_M)^\phi - 1 \\ \text{여기서 } \phi &= \frac{C_M \rho_g D_g}{k_g} \frac{Sh^*}{Nu^*} \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)과 식(1),(2)의 반복계산을 통해 수립된 전달수로부터 Sherwood 수 및 Nusselt 수가

계산되면 액적의 증발률은 식(5)로부터 얻을 수 있고, 또 기체상태에서 Stefan유동 및 대류 효과를 포함하는, 액적표면으로의 열전달률을 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$Q_g = 2\pi r_s k_g (T_\infty - T_s) Nu \quad (11)$$

액적표면에 전달된 열의 일부는 액적의 증발열로 사용되고 나머지는 액적내부로 전달되어 액적의 가열에 관여하게 되므로 다음과 같이 액적내부로의 열전달률을 계산할 수 있다.

$$Q_L = Q_g - \dot{m}_t \sum_{i=1}^N \epsilon_i h_{vap,i} \quad (12)$$

위 식에서 $h_{vap,i}$ 는 연료성분의 증발엔탈피이고 ϵ_i 는 다음과 같다.

$$\epsilon_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_t} = \frac{(Y_{i_s}(1 + B_M) - Y_{i_\infty})}{B_M} \quad (13)$$

2.1.2 상태방정식

액적증발에 있어서 액체상태와 기체장을 전반적으로 지배하는 상태방정식의 선택은 매우 중요하다고 할 수 있다. 특히 연료액적의 증발 현상은 고온, 고압 상태에서 일어나므로 단순히 이상기체방정식을 사용할 수도 없다. 실제 기체를 다루는 상태방정식에는 여러 가지가 있지만 그중 대표적인 것들로 Redlich - Kwong, Soave - Redlich - Kwong, Peng - Robinson 상태방정식이 있고, 비교적 정확하나 복잡한 것으로는 Lee - Kesler 상태방정식이 있다⁽¹¹⁾. 여기서는 Peng - Robinson 상태방정식을 사용하였다⁽²⁵⁾.

2.1.3 상평형 조건

액체상태와 기체상태를 연결하기 위하여 액상 - 기상 of 경계면에 대한 물리적 양상을 이해하는 것이 액적증발 모델링에 있어서 필수적

이다.

각 성분에 대한 증기 - 액체 평형조건은 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$T^v = T^l; P^v = P^l; f_i^v = f_i^l \quad (14)$$

여기서 첨자 v, l 은 각각 증기와 액체상태를 나타내고 f_i 는 i -성분의 fugacity로 다음 관계식으로부터 계산할 수 있다.

$$R_u T \ln \left(\frac{f_i}{X_i P} \right) = \int_V^{\infty} \left(\left(\frac{\partial P}{\partial n_i} \right)_{T, V, n_j} - \frac{R_u T}{V} \right) dV - R_u T \ln Z \quad (15)$$

여기서, X_i 는 i -성분의 몰분율, V 는 전체부피, 그리고 Z 는 압축계수이다. 위 식에서 알 수 있는 바와 같이, fugacity는 각 상에서 성분들의 상태량과 농도 그리고 그 시스템의 온도, 압력에 의하여 결정된다.

2.1.4 열역학적 및 물리적 상태량

액적증발모델을 개발하는데 있어서 각 성분의 각 상에서의 물리적 상태량을 정확하게 계산하는 것이 중요하다. 이에 본 연구에서는 Peng - Robinson 상태방정식⁽²⁵⁾을 사용하였고 상평형 계산에도 적용하였다. 기체상태 및 액체상태에서 각 성분의 상태량은 온도와 압력의 함수로써 계산하였다. 혼합물의 상태량은 적절한 혼합법칙⁽¹⁰⁾을 사용하여 계산하였다. 상태량을 계산하기 위한 적절한 관계식을 찾지 못한 경우나, 관계식들을 검증하는 과정에서 실측결과⁽¹¹⁾들과 잘 맞지 않는 자료들에 대해서는 실험결과를 curve fitting⁽²⁶⁾하여 관계식을 유도하여 적용하였다.

2.2 액적 분열 모델

본 연구에서는 미립화과정과 액적분열과정을 액체제트에 대해 선형안정성 해석결과를 이용

Table 1 The test conditions for evaporating sprays

Case	Koß et al ⁽²¹⁾	Hou et al ⁽²³⁾
Gas pressure (MPa)	5	10.2
Initial gas temperature (K)	800	905
Fuel	heptane	dodecane
Injected mass (mg)	6	90.4
Injection time (ms)	1.3	3.1
Nozzle diameter (mm)	0.2	0.32
Initial droplet velocity (m/s)	225	-
Injection pressure (MPa)	-	152
Initial droplet temperature (K)	313	300
Atmosphere	N ₂	

한 Reitz⁽¹⁶⁾의 파동 분열 모델(wave instability model)을 사용하였다. 이 방법은 액체의 관성력, 표면장력, 그리고 액체제트에 작용하는 공기역학적 힘의 서로 다른 조합의 영향으로 인한 다양한 미립화영역뿐만 아니라 intact core의 길이를 예측할 수 있다. 이 모델에서의 액적의 평균크기와 분열속도는 다음과 같다.

$$r = \begin{cases} B_0 \Lambda & \text{if } B_0 \Lambda \leq a \\ \min \left\{ (3\pi a^2 W / 2\Omega)^{0.33}, (3a^2 \Lambda / 4)^{0.33} \right\} & \text{if } B_0 \Lambda > a \end{cases} \quad (16)$$

$$\frac{da}{dt} = - \frac{(a-r)}{\tau_b} \quad (17)$$

$$\tau_b = 3.726 B_1 a / \Lambda \Omega \quad (18)$$

여기서 $B_0=0.61, B_1=10$

이 모델에서 중요한 매개변수인 가장 빠르게 성장하는 파의 파장, Λ 와 파의 최대성장율, Ω 는 round jet의 표면파동 분산방정식의 수치적 해를 curve fitting하여 얻은 관계식에 의해 각각 결정된다. 액적분열과정에 대한 지배방정식은 미립화과정의 해석에 사용되는 식과 동일하며 더 미세한 액적의 parcel들은 그것의 질량이

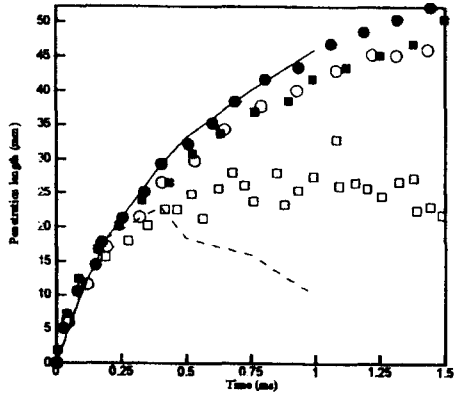


Fig. 1 Spray and vapor penetration length for Koß et al⁽²²⁾ case ; —vapor, ... spray, ■ (vapor), □ (spray) ; high-pressure model, ● (vapor), ○ (spray) ; low-pressure model.

분열되기 전의 액적질량의 20%에 도달할 때 생성된다. 미립화과정에서 분열상수는 Reitz⁽¹⁶⁾에 의해 제안된 값, $B_1=10$ 을 사용하고 액적의 2차 분열에 대해서는 O'Rourke와 Amsden⁽¹⁴⁾에 의하여 제안된 값, $B_1=1.73$ 을 사용하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

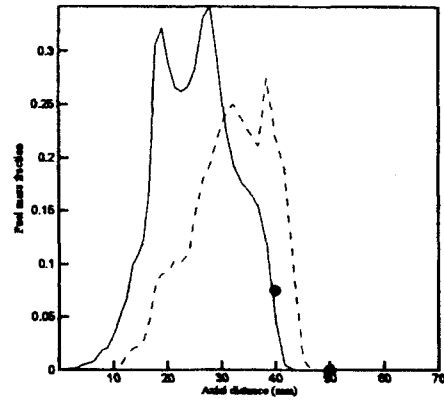


Fig. 2 Axial fuel fraction for Koß et al⁽²²⁾ case, 1 ms after the start of injection. ; ● measurement, — high-pressure model, ... low-pressure model

고온·고압하에서 액적의 운동 및 증발과정은 저압증발모델과 고압증발모델의 예측능력을 검증하기 위해 수치적으로 많은 연구가 이루어지고 있다. 저압증발모델⁽⁹⁾은 상평형의 계산식 Clasius-Clapeyron 식을 사용하므로 압력의 영향을 고려하지 못 함으로 한정된 아임제 상태와 저압의 환경에서만 적용 가능한 반면 본 연

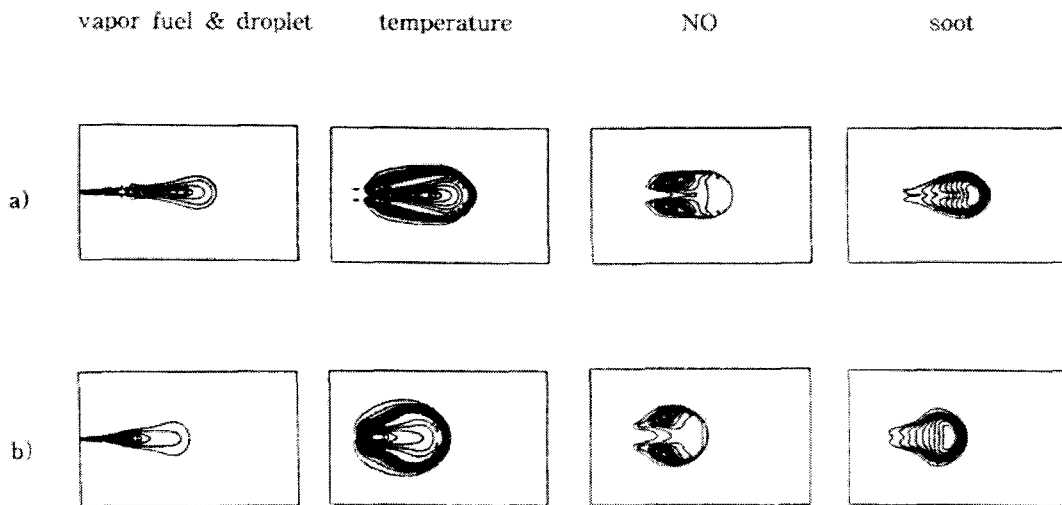


Fig. 3 Instantaneous flowfield in the combustion chamber at 1.0ms
a) low-pressure model b) high-pressure model

구에서의 고압증발모델은 디젤엔진의 운전조건과 유사한 고온·고압하에서도 적용 가능하다는 장점이 있다.

본 연구에서 사용된 고압증발모델의 수치적 예측능력을 검증하기 위하여 Koß 등⁽²²⁾의 고압에서 증발하는 디젤연료분무에 대한 실험결과를 채택하였으며 실험조건은 Table 1에 수록하였다. 또한 이 실험에 대해 채택한 계산영역은 반경방향 5cm, 축방향 7cm이고 수치격자는 각각 30개, 60개로 인젝타와 중심면 근방에 밀집되게 분포시켜 놓았다. Koß 등⁽²²⁾이 실험에 사용한 연료는 heptane(C₇H₁₆)이고 노즐의 직경은 0.2mm이다. 또한 연료증기의 분무관통길이는 연료증기의 최고치의 1%라 정의하였다.

Fig.1은 시간대에 따른 분무관통길이별 고압증발모델과 저압증발모델의 계산결과를 실험치와 비교한 것이다. 수치결과에서 보면 연료증기의 관통거리는 실험치와 두 모델간의 차이가 크지 않음을 알 수 있으며 약간 고압증발모델이 분무 후반부에서 과소예측하는 것을 볼 수 있다. 그러나 액적의 분무관통길이는 저압증발모델에서 크게 과대예측하는 것을 알 수 있다. 고압증발모델에서는 수치계산결과는 t ≤ 0.4ms보다 작은 영역에서 실험결과와 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있

다. 시간이 0.4ms보다 큰 영역에서는 액적의 분무관통길이가 감소하는 특이한 실험결과를 보여주고 있으나 이것은 본 모델에서는 예측하지 못하였다.

Fig.2는 분무시작 후 1ms가 경과했을 때 연료증기질량분율의 축방향분포이다. 고압증발모델은 인젝타근처 상류부분(18mm ≤ x ≤ 28mm)에서 연료증기가 매우 농후해짐을 볼 수 있는데 이것은 분무영역에서 증발율의 증가로 인한 것이라 사료된다. 그러나 저압증발모델은 상류영역에서 매우 희박한 연료증기의 분포를 보여주며 연료증기의 최고치는 상대적으로 인젝타에서 멀리 떨어진 하류영역(x=40mm)에 나타남을 알 수 있다. 이 하류영역(x=40mm)에서 고압증발모델은 실험치와 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있으며 저압증발모델은 정량적, 정성적으로 옳지 못한 경향을 나타냄을 알 수 있다. 그러나 고압증발모델은 x ≥ 40mm인 영역에서는 Fig.1에서 언급했듯이 연료증기의 분무관통길이를 다소 과소예측하는 것을 볼 수 있으며 이로 인해 연료의 질량분율도 다소 과소예측하는 것을 알 수 있다. 이러한 검증을 통해 얻어진 수치결과는 고압상태에서 분무에 대한 증발과정을 공학적인 정확도를 유지하면서 예측할 수 있으리라 사료된다.

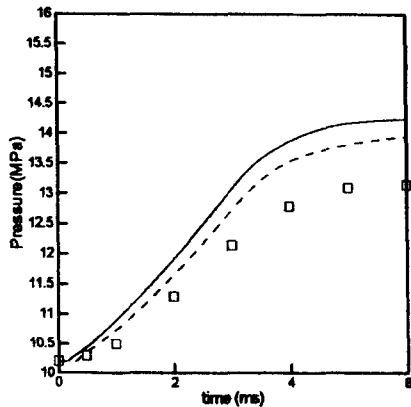


Fig. 4 Measured and computed chamber pressures versus time for different vaporization models ; □ measurement ; --- low-pressure model ; — high-pressure model

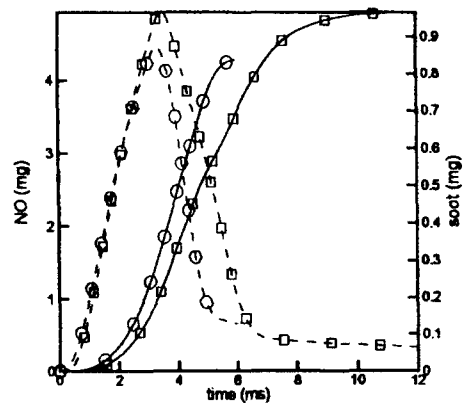


Fig. 5 NO and soot histories versus time for different vaporization models ; □ low-pressure model ; ○ high-pressure model ; — NO ; --- soot

본 연구에서 적용한 고압증발모델의 연소장에서의 예측능력을 검증하기 위하여 Hou 등⁽²⁴⁾이 실험한 결과를 채택하였고 실험조건은 Table 1에 수록하였다. 실험에서 연료는 고압 연소실의 측면 증앙에서 분사되며 연료는 df #2를 사용하였고 노즐의 직경은 0.32mm이다. 실험에서의 연소실은 직경 114.3mm, 28.56mm의 깊이를 갖는 납작한 원통 모양이나 연소장 자체는 단순한 형상일 때 주로 연소실의 형상보다는 분무 특성에 영향을 더 많이 받으므로 수치계산시 계산영역은 직경 30mm, 길이 103.6mm를 갖는 축대칭 격자를 사용하였다. 또한 연소실내의 압력과 온도는 연료가 분사되기 전 수소, 아세틸렌, 산소, 질소의 예혼합 연소물 통하여 고온·고압의 온도와 압력을 만들었으며 이로 인해 초기 혼합물의 가스 조성은 $Y_{O_2}=0.228$, $Y_{N_2}=0.659$, $Y_{CO_2}=0.091$,

$Y_{H_2O}=0.022$ 이다. 가스 조성중에 CO_2 와 H_2O 는 상대적으로 큰 열용량을 가지고 있으므로 연소실내의 온도와 압력에 영향을 크게 미친다. 그러므로 연료의 증발특성이 약간만 달라지더라도 상당히 다른 결과를 초래한다. 또한 $t=4.0ms$ 이후의 화염은 연소실벽에 충돌하므로 화염구조나 매연(soot), NO의 생성에 영향을 미치므로 여기서는 순수한 고압 유동장에서의 증발을 관측하기 위해 분무 후 4.0ms까지의 범위를 결과로 채택하였다.

Fig.3은 분무 후 1ms일 때 증발모델에 따른 분무연소장이다. 고압증발모델에서는 고압의 영향으로 분무관통길이가 짧아지고 증발율이 커짐으로 연료중기가 인젝터 근처의 상류부분에 농후하게 있음을 볼 수 있으며 이로 인해 상류부분에서 점화가 되어 화염장이 형성되는 것을 볼 수 있다. 그러나 저압증발모델에서는

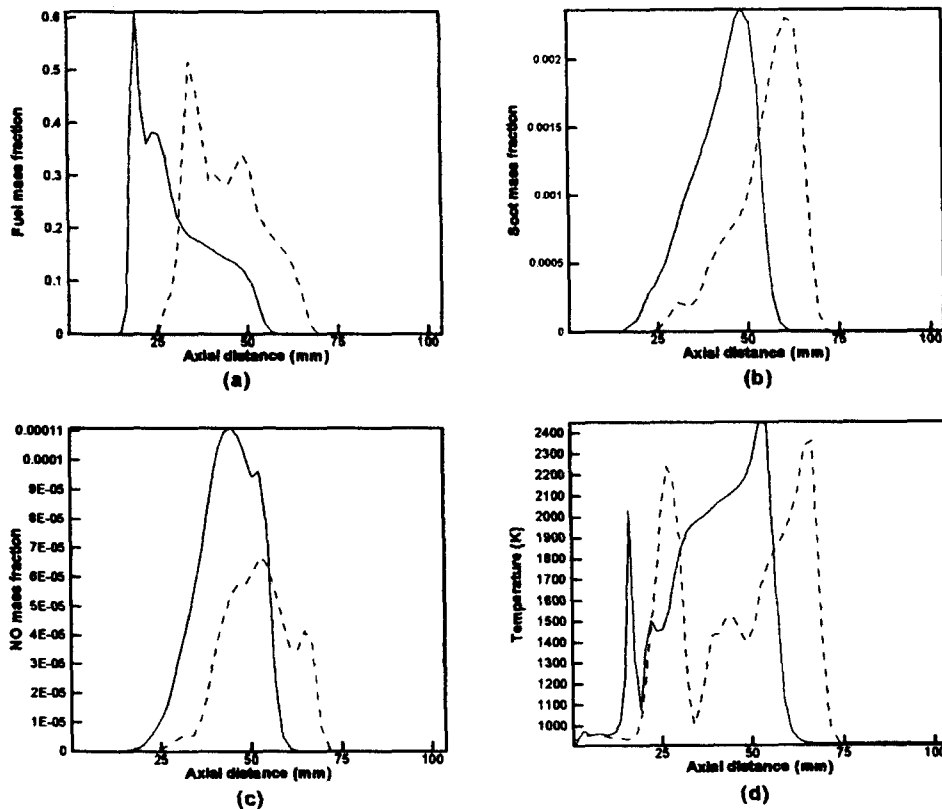


Fig. 6 Centerline profiles a) fuel mass fraction b) soot mass fraction c) NO mass fraction d) temperature at 1.0ms ; --- low-pressure model ; — high-pressure model

중발율이 낮아 상대적으로 하류부분에 화염장이 형성되는 것을 볼 수 있다. 또한 NO는 자발화가 되는 온도가 매우 높은 곳에서 주로 생성되고 soot는 온도가 매우 높고 연료가 농후한 곳에서 생성되므로 고압중발모델은 상대적으로 상류부분에, 저압중발모델은 하류부분에 각각 생성되는 것을 볼 수 있다.

Fig.4는 시간에 따른 압력의 수치계산결과와 실험치를 비교하였다. 시간에 따른 압력변화에서는 두 가지 중발모델의 수치적 계산이 정성적으로는 실험치와 잘 일치하나 정량적으로는 다소 과대예측을 하는 것을 볼 수 있다. 이것은 시간의 변화에 따른 분사량의 부정확함과 고온의 연소가스와 벽면과의 충돌로 인한 열전달 문제로 생각할 수 있다. 또한 고압중발모델이 저압중발모델보다 과대예측하는 것은 분사 초기에서 급격한 중발로 인하여 점화지연시기가 단축되고 분사화염장이 상대적으로 빨리 형성되기 때문이다.

Fig.5는 시간에 따라 저압중발모델과 고압중발모델의 이 NO와 매연(soot)의 발생에 미치는 영향을 보여준다. 고압중발모델은 분사초기에 중발율이 급격하게 증가하여 연료의 중발을 촉진시키므로 분사의 주위에서 유입되는 산소의 증가로 인해 점화지연이 단축되어 초기연소과정에서는 화염면의 온도증가로의 영향으로 NO의 발생이 증가하나 후기연소과정에서는 혼합기의 밀도증가로 연소된 혼합기의 온도는 상대

적으로 감소하게 되어 thermal NO의 발생량은 감소하게 된다. 상대적으로 저압중발모델은 중발율이 낮아 점화지연시간이 길어지므로 NO의 발생시점은 지연되나 지속적인 잔류분무의 연소로 인해 NO는 계속 증가하게 된다. 또한 고압중발모델에서는 중발율의 증가로 급격한 연소반응을 일으켜 연소초기에는 매연(soot)이 빨리 생성되며 연소후기에는 공기와 연소가스의 혼합이 촉진되어 soot의 산화율이 증가되므로 매연(soot)이 감소하는 것을 볼 수 있으나 저압중발모델은 낮은 중발율로 인해 점화지연시간이 증가해 연소초기에는 매연(soot)의 생성율이 낮으나 연소후기에는 잔류분무의 연소로 인해 연소실내의 온도가 완만하게 감소하므로 매연(soot)의 생성율이 증가하다가 공기와 연소가스의 혼합으로 인해 매연(soot)의 산화율이 증가되어 매연(soot)이 감소하는 것을 볼 수 있다.

Fig.6은 초기연소상태인 $t=1\text{ms}$ 에서 축방향을 따라 $t=1\text{ms}$ 일 때 연료의 질량분율, 매연(soot)의 질량분율, NO의 질량분율, 온도분포를 보여준다. 두 모델 모두 매연(soot)의 생성은 선단 끝과 온도가 높은 지점에서 발생하는 것을 보여주고 있다. 같은 조건하에서 중발모델의 영향을 본 것이므로 두 모델에서 계산된 수치해석 결과는 정성적으로는 매우 유사한 결과를 보여주고 있고 대부분 최대값들은 크게 차이가 나지 않는 것을 알 수 있다. 그러나 NO는 최대값에서 거의 두 배 가까이 차이가 나는 것을 볼 수 있는데 이것은 NO가 온도에 매우 민감하기 때문이라 사료된다.

본 연구에서 고압중발모델이 실제 직접분사식 디젤엔진의 성능, 연소특성 및 배기가스의 생성과정에 미치는 영향을 수치해석하기 위해 채택한 엔진의 제원은 아시아 자동차에서 개발 중인 터보과급 대형 디젤엔진의 주요 제원과 동일하며 엔진의 제원은 Table 2에 수록하였다. 사용된 연료는 tetradecane($\text{C}_{14}\text{H}_{30}$)이고 저압중발모델과 고압중발모델의 실제 엔진에서의 예측능력을 검증하기 위해 수치계산을 수행하였으며 초기 선회분포에 대하여는 강제회전으로 가정하였다.

Fig.7은 표준공기상태와 rpm 1900일 때 연소

Table 2 Engine specification

rpm	1900
Cylinder bore × stroke (mm)	133.0 × 155.0
Compression ratio	17.18 : 1
number of nozzle orifice × diameter (mm)	6 × 0.27
Swirl ratio	2.08
Start of injection (deg.)	-5.0
Fuel injected (g/cyc)	0.035
Intake air pressure (bar _{abs})	2.528
Intake air temperature (K)	324.0

실내의 압력변화이다. 저압증발모델의 경우 Reitz가 처음에 제안한 값 $B_1=10$ 과 대형 디젤 엔진을 위해 다시 제안한 값 $B_1=50^{(23)}$ 을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 그림에서 보듯이 $B_1=10$ 을 사용하여 수치해석을 하였을 때는 고압증발모델을 사용하여 수치해석을 때와 거의 비슷한 값을 갖는 반면 $B_1=50$ 을 사용하여 수치해석을 수행하였을 때는 최대 10bar까지 차이가 있는 것을 알 수 있다. 이것은 액적분열모델에서 $B_1=10$ 일 경우 액적의 분열이 급속도로 일어나 공기의 유입이 잘 되어 점화지연시간이 짧아져서 연소가 일어나기 때문인 반면 $B_1=50$ 인 경우 액주의 길이가 길어짐으로써 액적의 분열이 느려짐으로 점화지연시간이 길어져 화염장의 형성이 잘 이루어지지 않기 때문이라 사료된다. 수치계산결과에 보는 바와 같이 고압증발모델에서는 B_1 값의 보정없이 실험치에 보다 근접함을 알 수 있다. 이는 기존의 저압증발모델이 고온·고압의 환경에서는 예측하는데 한계가 있음을 보여주며 TDC이후의 연소 후기부분은 두 가지 모델의 계산결과가 실험치와 차이를 보이는 것은 대형 디젤엔진내의 분무시기를 크게 지연시킬 경우 난류분무연소과정의 소염영역 근방에서 연소되기 때문에

Damkohler수가 상대적으로 큰 영역에서 적용될 수 있는 난류연소모델의 한계때문이라고 사료된다.

Fig.8은 $B_1=10, B_1=50$ 일 때의 저압증발모델과 고압증발모델에서의 NO와 매연(soot)의 해석결과이다. 결과에서 보듯이 $B_1=10$ 일 때의 저압증발모델과 고압증발모델에서 계산한 결과는 정성적으로 같은 결과를 보여주고 있다. NO는 크랭크 각도 약 30도에서 평형상태가 되며 매연(soot)은 크랭크 각도 약 25도에서 평형상태가 되는 것을 보여 주고 있다. 이것은 Fig.8에서 언급한 바와 같이 $B_1=10$ 일 때는 액주의 길이가 상대적으로 짧아져 액적분열이 빨리 일어나는 반면 $B_1=50$ 일 때는 화염장이 거의 형성이 안되어서 NO와 매연(soot)이 거의 생성되지 않음을 볼 수 있다. 또한 $B_1=10$ 일 때의 저압증발모델이 고압증발모델과는 정성적으로는 같으나 정량적으로 차이가 나는 것은 저압증발모델은 고온·고압의 효과를 고려하지 못했기 때문이라 사료된다.

5. 결론

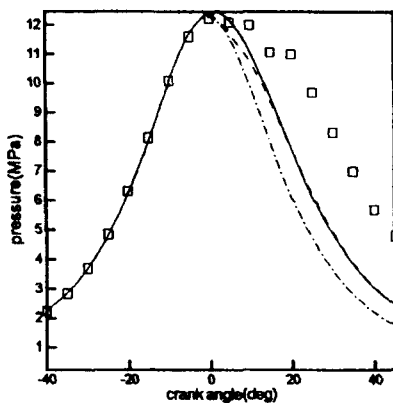


Fig. 7 Computed pressures in the combustion chamber for the injection timing for different vaporization models ; \square measurement ; --- low-pressure model($B_1=10$) ; - · - low-pressure model($B_1=50$) ; — high-pressure model

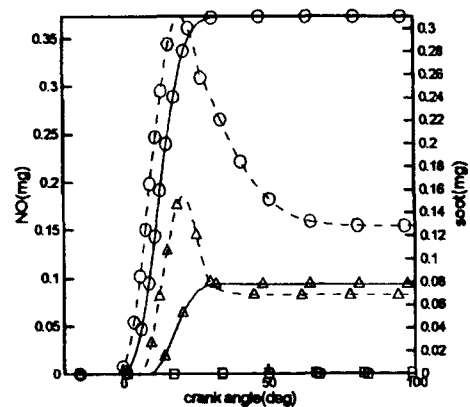


Fig. 8 NO and soot histories for effects of vaporization model ; \circ high-pressure model ; \triangle low-pressure model($B_1=10$) ; \square low-pressure model($B_1=50$) ; — NO ; --- soot

본 연구에서는 고압증발모델과 저압증발모델의 연소장에서의 예측능력과 매연가스 형성 특성을 해석하고 실제 엔진에 적용하여 봄으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서 고압증발모델은 분무관통길이에서 비교적 잘 예측하고 있으며 또한 연료증기의 분무관통길이를 다소 과소예측하나 연료증기의 질량분포를 대체적으로 잘 예측하였으며 분무연소유동 예측시 공학적인 정확도를 유지하리라 사료된다.
- 2) 연소장에서 저압증발모델은 증발율이 작아 하류부분에서 화염장이 형성되는 반면 고압증발모델은 인젝터 부분의 상류에서 연료증기가 농후한 분포를 예측하였다.
- 3) 고압증발모델에서는 액적의 빠른 증발과 액적분열로 인해 유입되는 공기가 많아져 점화지연시간이 감소하여 연소초기에는 급격하게 NO와 매연(soot)이 생성되나 연소후기에서는 공기와 연소가스의 빠른 혼합으로 인하여 감소하거나 평형상태에 도달하는 것을 볼 수 있었다.
- 4) 고압증발모델에서는 연료의 임계상태의 도달을 잘 예측하고 연소가 빨리 일어나고 지속적으로 연소가 됨으로 해서 연소후기에 매연(soot)의 산화과정과 NO의 평형상태를 잘 보여준 반면 저압증발모델은 연소과정을 제대로 예측하지 못하여 공해물질의 예측에 적절하지 않음을 알 수 있다.
- 5) 실제 엔진 적용시 분사시기가 상사점(TDC) 근처일 때는 유동장의 혼합특성으로 인해 2차 유동의 만나는 지점에서 연료증기가 정체되어 화염이 연소실 전체로 전파하는 것을 방해하는 한편 분사시기가 빠른 경우에는 자발화가 일어나기 전에 연료의 확산이 발생하므로 화염이 연소실 전체로 확산됨을 알았고 분무관통거리가 매우 짧은 것은 고압을 고려한 액적증발모델을 사용한것의 결과이지만 수치적 확산도 부분적으로 영향을 미칠 것으로 사료된다.

참고문헌

1. W. E. Ranz, W. R. Marshall, Jr., "Evaporation from Drops", *Chemical Engineering Progress*, Vol 48, pp. 141-146, 173-180, 1952
2. G. M. Faeth, "Current Status of Droplet and Liquid Combustion", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.3, pp.191 - 224, 1977
3. C. K. Law, "Recent Advanced in Droplet Vaporization and Combustion", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.8, pp.171 - 201, 1982
4. S. K. Aggarwal, A. Y. Tong, and W. A. Sirignano, "A Comparison of Vaporization Models in Spray Calculations", *AIAA Journal*, Vol.22, No.10, pp.1448 - 1457, 1984
5. J. A. Manrique, and G. L. Borman, "Calculations of Steady State Droplet Vaporization at High Ambient Pressure", *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol.12 pp.1081 - 1095, 1969
6. E. W. Curtis, and P. V. Farrell, "A Numerical Study of High - Pressure Droplet Vaporization", *Acta Astronautica*, Vol.13, N0.11/12, pp.673 - 680, 1986
7. H. Jia, and G. Gogos, "High Pressure Droplet Vaporization; Effects of Liquid - Phase Gas Solubility", *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol.36, pp.303 - 314, 1993
8. K. C. Hsieh, K.C., J. S. Shuen, and V. Yang, "Droplet Vaporization In High-Pressure Environments 1:Near Critical Conditions", *Combust. Sci. and Tech.*, Vol.76, pp.111 - 132, 1991
9. K. K. Kuo, "Principles of Bombustion," John Wiley & Sons, 1986
10. B. Abramzon, W. A. Sirignano, "Approximate Theory of a Single Droplet Vaporization in a Convective Field: Effects of Variable Properties, Stefan Flow and Transient Liquid Heating",

- Proceedings of Second ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Vol.1, pp.11-18, 1987
11. R. C. Reid, J. M. Prausnitz, and B. E. Poling, *The Properties of Gases & Liquids*, forth edition, McGraw - Hill, 1987
 12. D. R. Lide, and H. P. R. Frederikse, *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, 74th edition, CRC Press, 1994
 13. M. Halstead, L. Kirsh, and C. Quinn, "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model," *Combust. Flame*, 30, pp. 45~60. 1977
 14. P. J. O'Rourke, and A. A. Amsden, "The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup," *SAE Technical Paper*, 872089, 1987
 15. B. F. Magnussen, and B. H. Hjertager, "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion," *16th Symposium (International) on Combustion*, *Combustion Institute*, pp 719~729, 1976
 16. R. D. Reitz, "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays," *Atomization and Sprays Technology*, 3, pp. 309~337, 1987
 17. Y. M. Kim, and H. M. Shang, and C. P. Chen, "Studies on Droplet-Turbulence Interaction," *KSME J.*, Vol. 8, No. 4, pp. 364~374, 1994
 18. P. J. O'Rourke, "Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays," *Los Alamos National Laboratory report LA-9069-T*, 1981
 19. J. D. Naber, and R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," *SAE Paper* 880107, 1988
 20. M. A. Gonzalez and R. D. Reiz, "A Study of Diesel Cold Starting Using Both Cycle Analysis and Multidimensional Calculation," *SAE Paper* 910180, 1991
 21. M. A. Patterson, Kong, S. C. Hampson, G. J. and Reitz, R. D. "Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions," *SAE Paper* 94052, 1994.
 22. H. J. Koß, D. Brüggermann, A. Wiartalla, H. Bäcker, and A. Breuer, *Additional Report*, CEC programme JRC-IDEA, confidential, 1992
 23. S. C. Kong, Z. Han, R. D. Reiz, "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation," *SAE Paper* 950278, 1995
 24. Z-X. Hou, J. Abraham, and D. L. Siebers, "Modeling of Diesel Sprays in a VeryHigh Pressure Chamber, PartII : Effects of Combustion," *SAE Paper* 950603, 1995
 25. 유 용욱, 김 용모, "고압상태의 증발특성 해석결과에 미치는 상태방정식의 영향," *한국액체미립화학회지* 제2권 제3호, pp. 32-43, 1997
 26. 유 용욱, " 고압유동장에서의 연료액적의 증발특성 해석," *한양대학교 대학원 석사학위논문*, 1998