

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.6.615

중형 직분식 디젤 엔진의 0-D Multi-zone 연소 모델 및 1-D Cycle Simulation 연계 기법 개발[§]

최승목* · 민경덕*[†] · 김기두**

* 서울대학교 기계항공공학부, ** 현대중공업 엔진연구소

Development of 0D Multizone Combustion Model and Its Coupling with 1D Cycle-Simulation Model for Medium-Sized Direct-Injection Diesel Engine

Seungmok Choi*, Kyoungdoug Min*[†], and Ki-doo Kim**

* School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul Nat'l Univ.,

** Engine Research Dep't, R&D Division, Hyundai Heavy Industries Co., LTD.

(Received December 28, 2009 ; Revised May 7, 2010; Accepted May 10, 2010)

Key Words : Direct Injection Diesel Engine(직분식 디젤 엔진), Diesel Combustion Model(디젤 연소 모델), 1-D Cycle Simulation(1 차원 사이클 해석)

초록: 본 연구에서는 중형 직분식 선박용 엔진의 성능 및 NOx 배출물 예측을 위한 0-D multi-zone 분무 연소 모델이 개발되었다. 모델은 상용 1-D 사이클 해석 프로그램 (Boost)와 연동할 수 있도록 개발되었으며, 흡배기 시스템을 포함한 엔진 전체에 대한 동시 해석이 가능하였다. 연소 모델은 Fortran90 으로 개발되었으며, AVL 에서 제공된 'user defined high pressure cycle (UDHPC) interface'를 통해 Boost 와 연동되었다. 두 가지의 인젝터 (8 홀, 10 홀)에 대해 두 가지 부하에서 해석을 수행하였으며, 해석 결과는 실제 엔진의 성능 실험 결과를 잘 추종하였다.

Abstract: In this study, a 0D multizone spray-combustion model is developed for the estimation of the performance and NOx emission of medium-sized direct-injection marine diesel engine. The developed combustion model is coupled with the commercial 1D cycle-simulation model, Boost, to analyze the entire engine system, including the intake and exhaust. The combustion model code was generated using Fortran90, and the model was coupled with Boost by connecting the generated code to a user-defined high-pressure cycle (UDHPC) interface. Simulation was performed for two injectors (8 holes and 10 holes) and two engine loads (50% and 100%), and the results of simulation were in good agreement with engine performance test.

- 기호설명 -

A_n : 노즐 홀 면적
 d_n : 노즐 홀 직경
 ρ : 밀도
 μ : Viscosity
 ΔP : 분사압
 u_i : Zone 의 초기분사속도
 t_b : Break-up 시간
 S_{BB} : Break-up 전의 분무 길이
 S_{AB} : Break-up 후의 분무 길이

S_L : 반경방향 분무길이 편차
 C_D : Discharge coefficient
 C_{PL} : Penetration length coefficient
 C_{Aent} : Air entrainment coefficient
 \dot{m}_a : 공기유입량
 d_{32} : 연료 액적의 초기 SMD
 d_l : 연료 액적의 지름
 D_v : Diesel vapor diffusivity
 $P_{v,surf}$: Vapor pressure
 k : 비열비
 C_P : 정압비열
 ϕ_i : Zone 의 당량비
 N : 액적 개수

§ 이 논문은 대한기계학회 2009 년도 추계학술대회 (2009. 11. 4.-6., 용평리조트) 발표논문임

† Corresponding Author, kadmin@snu.ac.kr

q_i	: Zone 의 발열량
\dot{Q}_c	: 벽면 열전달률
X	: 질량분률
[]	: 부피당 몰 수
M	: 분자량
m_s	: Soot 질량
m_{sf}	: Soot 생성 질량
m_{so}	: Soot 산화 질량

1. 서론

엔진의 복잡한 유동 및 연소 현상을 모사 해석하기 위해서는 적절한 가정을 통한 시뮬레이션 모델이 필요하다. 특히 디젤 엔진의 연소는 분무, 공기유입, 증발 및 연소 등을 포함한 복잡한 현상이며, 엔진 성능에 큰 영향을 미치면서도 정확한 예측이 어려운 부분이다. 이에 디젤 엔진의 연소 모델을 개발하기 위한 연구가 많이 진행되고 있다.

시뮬레이션 기법 중 CFD 를 이용하는 3 차원 시뮬레이션은 상당히 정확한 연소 현상 예측이 가능하나, 모델의 복잡성으로 인해 계산에 오랜 시간이 소요되며, 개발 단계의 여러 조건을 단기간에 모사하는데 한계가 있다. 0 차원 시뮬레이션은 계산 시간이 빠른 장점이 있으나, 실린더 내의 연소 현상을 균일하게 가정하기 때문에 공간적으로 불균일한 디젤 연소의 열발생률 및 배출물 생성을 예측하는데 한계가 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해 현상학적인 수식을 이용한 multi-zone 모델이 개발되었으며, 이를 통해 0 차원 시뮬레이션 정도의 빠른 계산 시간에 상당히 신뢰할 수 있는 연소 해석 결과를 얻을 수 있게 되었다.

Multi-zone 연소 모델은 Hiroyasu 에 의해 개발⁽³⁾된 이후로, 많은 응용 및 개선이 이루어져 왔다. Assanis 등⁽¹⁾과 Hountalas 등⁽⁹⁾은 Hiroyasu 의 spray 모델 개념을 바탕으로 모델을 다양한 노즐 형상 및 분사율에 적용하고, 다양한 분사 조건에 대하여 검증한 사례가 있다. Arya 등^(12,13)은 spray zone 의 생성에 있어서 각 zone 의 부피를 고려한 수식을 사용하였으며, 자동차용 소형 엔진에 적용하여 다양한 운전 조건에 대하여 이를 검증하였다. Arsie 등⁽¹¹⁾은 Hiroyasu 의 spray 모델 개념을 바탕으로 자동차용 소형 디젤 엔진에서 다단 분사에 조건에 대해 모델을 적용하였다. Alain 등⁽¹⁴⁾은 Dec⁽⁵⁾과 Siebers⁽⁶⁻⁸⁾의 spray 측정 실험을 바탕으로 하여 spray 분무 예측에 있어 새로운 수식을 도입한 5-zone 모델을 개발하고, 이를 자동차용 소형 엔진

의 다양한 운전 조건에 대해 검증하였다. 하지만 지금까지 현상학적인 multi-zone 모델은 주로 자동차용 소형 디젤 엔진에 주로 적용되어 개발되었으며, 이를 중형급 이상의 엔진에 적용한 예가 거의 없다.

본 연구에서는 현상학적인 multi-zone 모델을 중형급 엔진에 적용하여 분무, 증발, 혼합 등 연소 현상 모사에 사용된 수식 및 계수들의 조정을 통해 중형급 엔진에서의 열발생률 및 배출물 예측 가능성을 살펴보았다. 또한 터보차저가 주로 사용되는 디젤 엔진의 특성상, 연소와 흡배기 현상이 서로 영향을 주기 때문에 정확한 해석 결과를 얻기 위해서는 흡배기 및 연소를 동시에 해석할 필요가 있다. 이에 개발된 연소 모델을 상용 1 차원 사이클 해석 프로그램인 Boost 와 연동하여 흡배기를 포함한 엔진 전체의 시스템에 대해 해석할 수 있었으며, 두 가지의 인젝터 사양에 대해 검증함으로써 향후 다른 사양의 엔진 개발 시 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다.

2. Multi-zone 연소 모델

2.1 연소 모델의 개요

Multi-zone 연소 모델은 0 차원 연소 모델의 단순성을 유지하면서 디젤 연소에서 spray 의 공간적인 온도 및 조성의 불균일을 고려하기 위하여 Fig. 1와 같이 spray 를 길이방향과 반경방향으로 수십~수백 개의 zone 으로 나누고, 각각의 zone 마다 온도와 조성을 갖는 것으로 가정한다. 각각의 zone 은 공기 유입, 증발, 연소, 배출물 생성 등에 있어 독립적으로 계산된다.

Multi-zone 연소 모델에서 연소 계산에 사용된 가정은 다음과 같다.

① 하나의 zone 은 하나의 균일한 온도 및 조성을 갖는다.

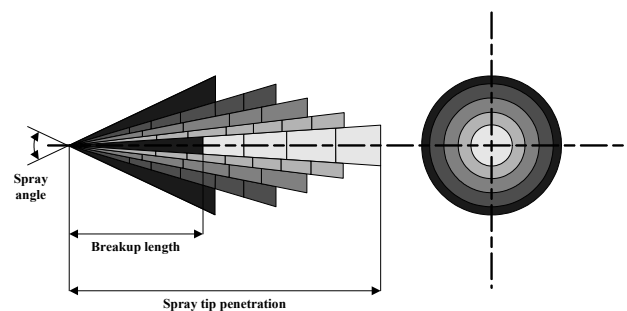


Fig. 1 Multi-zone model concept

- ② Fuel zone 사이의 물질 전달은 없다.
- ③ Spray 에서 일어나는 물질 전달은 주변의 air zone 으로 부터의 공기 유입뿐이다.
- ④ 하나의 zone 에서 연소가 일어나면, 모든 zone 에서 동시다발적으로 연소가 일어난다.

2.2 Spray 모델

2.2.1 Spray zone 생성

Spray zone 생성은 측정된 분사율로부터 주어진 time step, zone 의 수에 따라 결정된다. 길이방향 zone 의 개수는 본 모델의 경우 30 개 이상이다. 연소 부분의 time step 은 본 모델에서 0.01ms 정도로 설정하였으며, zone 생성 기간보다 time step 이 훨씬 작기 때문에 zone 이 생성되는 time step 에 도달하면, 새로운 길이방향의 zone 이 생성되며 해당 zone 에 포함되는 연료의 질량과 분사압력 및 분사속도를 계산하게 된다. 분사압력과 분사속도는 zone 의 질량을 통해 식 (1)과 같이 구해진다.⁽¹⁾

$$\Delta P_i = \left(\frac{\dot{m}_i}{C_D A_n} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_l} \quad (1)$$

$$u_i = C_D \sqrt{2 \Delta P_i / \rho_l}$$

2.2.2 분무길이 및 공기유입량 예측

Break-up 전과 후로 나누어 spray 의 분무길이가 달라지게 되며, spray 로의 공기유입 및 증발은 break-up 이후에 시작된다. Break-up 및 분무길이와 관련된 식은 분무실험을 통해 실험적으로 구해지게 되며, penetration length coefficient, discharge coefficient 를 조정하여 측정된 분무길이와 맞도록 한다.

$$t_b = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{PL}}{C_D} \right)^2 \frac{\rho_l d_n}{(\rho_a \Delta P)^{0.5}} \quad (2)$$

$$S_{BB} = C_D \left(\frac{2 \Delta P_i}{\rho_l} \right)^{0.5} t$$

$$S_{AB} = C_{PL} \left(\frac{\Delta P_i}{\rho_a} \right)^{0.25} (d_n t)^{0.5} \quad (3)$$

$$S_L = S \exp[-8.557 \times 10^{-3} (L-1)^2]$$

L : L^{th} radial zone

Break-up 시점은 식 (2)로부터 구해지며, 식 (3)은 break-up 과 spray 의 분무길이를 구하는 식으로, S_{BB} 는 break-up 전의 분무길이, S_{AB} 는 break-up

후의 분무길이이다. Spray 의 중심이 주변보다 분무길이가 긴 특성을 반영하기 위해 반경방향 zone 의 분무길이 차이를 고려하도록 S_L 이 S_{BB} 와 S_{AB} 에 곱해진다.⁽²⁰⁾

각 zone 의 공기유입량은 분무길이로부터 운동량 보존식을 통해 식 (4)와 같이 유도된다.

$$\dot{m}_a = -C_{Aent} \frac{m_f u_i}{(dS/dt)^2} \frac{d^2 S}{dt^2} \quad (4)$$

2.2.3 액적 크기 및 증발률 예측

Breck-up 이후에 연료는 작은 액적으로 쪼개지게 되며, 한 zone 에서는 모든 액적이 같은 초기 SMD 를 갖는 것으로 가정하여 식 (5)를 통해 구해진다.⁽⁴⁾

$$\frac{d_{32}}{d_n} = MAX \left(\frac{d_{32}^{LS}}{d_n}, \frac{d_{32}^{HS}}{d_n} \right) \quad (5)$$

where,

$$\frac{d_{32}^{LS}}{d_n} = 4.12 Re_i^{0.12} We_i^{-0.75} \left(\frac{\mu_l}{\mu_a} \right)^{0.54} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.18}$$

$$\frac{d_{32}^{HS}}{d_n} = 0.38 Re_i^{0.25} We_i^{-0.32} \left(\frac{\mu_l}{\mu_a} \right)^{0.37} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{-0.47}$$

$$Re_i = \frac{\rho_l u_i d_n}{\mu_l}$$

$$We_i = \frac{u_i^2 d_n \rho_l}{\sigma}$$

반경 방향의 초기 액적 크기의 차이는 spray 의 주변부로 갈수록 액적이 작아지도록 식 (5)에서 계산된 SMD 에 Table 1와 같이 가중치를 부여하였다. Zone 1 이 spray 중심의 zone 이고, 숫자가 커질수록 외곽 부분의 zone 을 나타낸다.

액적의 증발은 mass diffusion 과 액적으로의 열 전달을 함께 고려한 식으로써 구해진다. 액적의 온도와 주변 기체의 온도에서 액적의 증발률은 식 (6)과 같이 구해지며,⁽¹⁶⁾ 그로 인해 변화된 액적 지름은 식 (7)과 같이 계산된다.

Table 1 Initial SMD weighting along the radial direction

Zone	1	2	3	4	5
SMD weights	1.336	1.178	1.0	0.842	0.733

$$\frac{dm_{fv}}{dt} = -\frac{dm_l}{dt} = \pi d_l N D_v S h \frac{P_t}{R_v T_m} \ln \left(\frac{P_t}{P_t - P_{v,surf}} \right) \quad (6)$$

$$d_l = \left[6 \left(m_{l,i} - \int dm_{fv} \right) / \pi N \rho_l \right]^{1/3} \quad (7)$$

액적으로의 열전달량은 식 (8)과 같이 구해지며,⁽¹⁷⁾ 이 때 boundary layer thickness 의 효과를 고려하기 위해 factor $\left(\frac{z}{e^z - 1} \right)$ 가 곱해지게 되며, z 는 식 (9)와 같이 coefficient C_z 에 의해 조절된다. 액적으로의 열전달량이 계산되면, 에너지 보존에 의해 식 (10)과 같이 액적의 온도 변화가 계산된다.

$$q = \pi d_l N k_m (T_g - T_l) Nu \left(\frac{z}{e^z - 1} \right) \quad (8)$$

$$z = C_z \frac{C_{pv} \frac{dm_{fv}}{dt}}{\pi d_l N k_m Nu} \quad (9)$$

$$\frac{dT_l}{dt} = \frac{1}{m_l C_{pl}} \left(q - \lambda \frac{dm_{fv}}{dt} \right) \quad (10)$$

2.3 연소율 모델

2.3.1 점화지연 예측

연료가 분사된 시점부터 연소가 시작될 때까지의 점화지연은 식 (11)에 의해 구해진다. 분사 시작시점 (t_{inj})부터 압력, 온도, 당량비에 대한 각 zone 의 점화지연 시간 (τ_i)을 계산하고, 점화지연 시간의 역수를 매 time step 마다 적분하여 값이 1 이 되는 순간을 연소 시작시점 (t_{ign})으로 판단한다.⁽²⁰⁾

$$\int_{t_{inj}}^{t_{ign}} \frac{1}{\tau_i} = 1 \quad (11)$$

$$\tau_i(P, T_i, \phi_i) = C_{ID} P^{-2.5} \phi_i^{-1.04} \exp \left(\frac{E^*}{T_i} \right)$$

여기서 C_{ID} 는 ignition delay coefficient 로 점화지연 시간을 조절하게 되며, 본 연구에서는 0.004 가 사용되었다. E^* 는 activation energy 로 주로 5000 을 사용한다. 어느 한 zone 의 연소가 시작된 경우 다음 time step 에 모든 zone 에서 전체적으로 연소가 일어나는 것으로 가정하였다.

2.3.2 연소율 예측

Multi-zone 모델에서 연소율은 각각의 zone 에 대해

서 계산되게 되며, 각 zone 의 연소율을 모두 합하여 연소실 전체의 연소율을 구하게 된다. 연소율은 premixed combustion, mixing controlled combustion 으로 나누어 계산된다. Premixed combustion 으로 분사 시점부터 연소 시작시점까지 증발과 공기유입으로 생성된 연료와 공기의 혼합기가 한꺼번에 연소되는 단계이다. Mixing controlled combustion 으로 연소 중에 새로 증발되어 생성되는 연료 증기와 공기 유입으로 생성되는 공기가 만나면서 연소가 일어나는 단계이다. Mixing controlled combustion 에서 당량비가 1 보다 작은 zone 에서는 연소가 연료 증발에 의한 연료 증기 공급으로 조절되고, 당량비가 1 보다 큰 zone 에서는 연소가 공기 유입에 의한 공기 공급으로 조절된다고 가정하였다.

2.4 열전달 모델

Multi-zone 모델에서의 열전달은 크게 엔진 벽면으로의 열전달, 연료 액적으로의 열전달, 그리고 열전달을 각 zone 에 분배하는 과정으로 구성된다.

본 모델에서는 엔진 벽면으로의 대류 열전달만을 고려하였다. 열전달 모델은 선행 연구에서 많이 쓰였던 Woschini 의 모델⁽²⁾을 사용하였다.

Cylinder 가스로부터 액적으로의 열전달은 식 (8)에 의해 각 zone 에 대해 구해진다. 앞서 가정한 것처럼, 하나의 zone 에서 액적은 하나의 크기를 가지기 때문에, 단일 액적의 열전달량을 zone 의 연료 액적 수에 곱하여 계산하였다.

엔진 벽면 열전달은 cylinder 전체의 열전달량이 계산되는 것이고, 연료 액적 열전달은 연료가 포함된 fuel zone 하나에 대해서 계산되는 것이기 때문에, 이 열전달량을 각 zone 에 분배하는 방법이 필요하다. 이를 위해서 열전달량을 각 zone 의 질량-온도의 곱에 대한 평균으로 식 (12)와 같이 열전달량을 분배하게 되며, 이를 통해 각각의 zone 의 열전달량이 구해진다.⁽¹⁾

$$\dot{Q}_i = -q_i \frac{m_i T_i}{m_a T_a + m_i T_i} - \dot{Q}_c \frac{m_i T_i}{\sum_{i=zones} m_i T_i} \quad (12)$$

2.5 배출물 모델

2.5.1 NOx 생성 모델

Multi-zone 모델에서 하나의 zone 은 공기 유입이 일어나는 개방 시스템이기 때문에, 유입되는 공기의 유량을 고려하여 extended Zeldovich's mechanism⁽¹⁸⁾을 통해 구해진 반응률을 사용하여 NO 의 생성을 식 (13)으로 유도할 수 있다.

$$\frac{DX_{NO}}{Dt} = \frac{2(M_{NO} / \rho_{C.V.}) R_1 \left\{ 1 - ([NO] / [NO]_e)^2 \right\}}{1 + ([NO] / [NO]_e) R_1 / (R_2 + R_3)} - \frac{\dot{m}_a}{m_{tot}} X_{NO} \quad (13)$$

2.5.2 Soot 생성 모델

Soot 는 연소 과정에서 생성과 산화의 두 단계를 거쳐서 발생한다. Spray 의 내부에서 연료의 연결고리가 깨지고 합성되면서 soot 가 발생하고, 발생한 soot 가 spray 의 바깥쪽에서 공기와 만나서 산화되는 과정을 거친다. Soot 의 생성 모델로는 multi-zone 모델에서 주로 쓰여 온 식 (14)의 semi-empirical, two-rate equation 모델이 사용되었다.⁽¹⁹⁾

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{so}}{dt}$$

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_f P^{0.5} \exp\left(\frac{-E_{sf}}{RT}\right) \quad (14)$$

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_s \frac{P_{ox}}{P} P^{1.8} \exp\left(\frac{-E_{so}}{RT}\right)$$

3. 연소 모델과 상용 코드의 연동

본 모델은 상용 1 차원 사이클 해석 프로그램인 AVL 사의 Boost 와 연동하여 연소 계산을 수행할 수 있도록 수정 및 개발되었다. 흡기 및 배기 시스템의 1 차원 유동 계산을 수행할 수 있는 Boost 의 연소 모델로써 삽입되어 흡배기 시스템을 포함한 엔진 전체에 대한 해석이 동시에 가능하였다.

User subroutine 은 AVL 사에서 제공받은 user defined high pressure cycle (UDHPC) interface 를 바탕으로 이를 수정하여 작성되었다. UDHPC interface 는 Fortran90 기반의 subroutine 으로, Boost 프로그램과 연동하여 흡기밸브 닫힘 시점부터 배기밸브 열림 시점까지의 압축 및 연소, 팽창과정의 계산이 가능하도록 구조를 갖추고 있다. UDHPC 에 선언되어 있는 변수들을 사용하여 사용자가 새로운 code 를 첨부함으로써, Boost 와 새로운 연소 모델의 연동이 가능하다.⁽²⁰⁾

UDHPC 는 및 연소모델과의 연동은 Fig. 2과 같은 구조로 구성되어 있다. UDHPC_INITMODEL 에서 input 변수들을 입력 받고, UDHPC_INIT_TS 에서 매 Boost 의 time step 마다 Boost 변수들과 연소 모델 변수들을 연결하여 연소 모델을 호출하는 방식으로 연소 모델에 연결한다. 연소 모델에서는

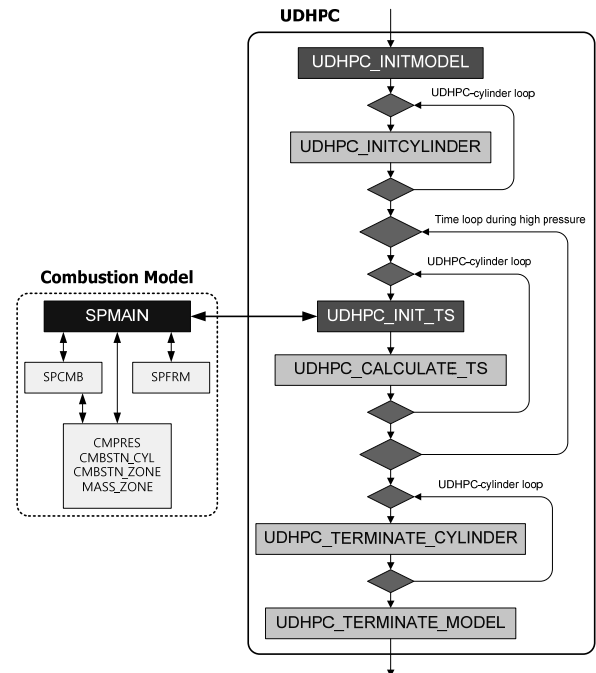


Fig. 2 UDHPC-combustion model link flowchart

입력된 시간과 변수들을 통해서 연소 여부를 판단하여 하위 subroutine 의 호출을 통해 연소 계산을 수행하고, 그 결과를 다시 UDHPC_INIT_TS 로 보낸다. Boost 에서 cycle simulation 을 수행하기 때문에, 계산이 수렴할 때까지 반복 계산을 수행하게 된다. 본 모델에서는 각 iteration 에서의 모든 계산 과정은 UDHPC_INIT_TS 에서 연소 모델을 호출함으로써 수행된다.

4. 모델 검증 결과

4.1 대상 엔진 및 해석 조건

대상 엔진은 선박 추진용 또는 발전용으로 쓰이는 중형 엔진으로 사양은 다음 Table 2과 같다.

계산은 100 %, 50 %의 두 가지 부하, 10 홀, 8 홀의 두 가지 인젝터 사양에 대해서 수행 되었으며, 총 네 가지 조건으로 Table 3과 같다.

인젝터 사양 및 부하 변화에 따라 연소 모델에 입력되는 분사율이 바뀌게 된다. 분사율은 상온 상태의 분무 실험을 통해 구해진 결과이며, Fig. 3 은 네 가지 조건의 한 홀 당 연료 분사율을 비교한 것이다. 분공의 크기가 동일하기 때문에, 동일 부하의 경우 비슷한 분사량을 확보하기 위해 8 홀의 분사 기간이 길어진 것을 확인할 수 있다.

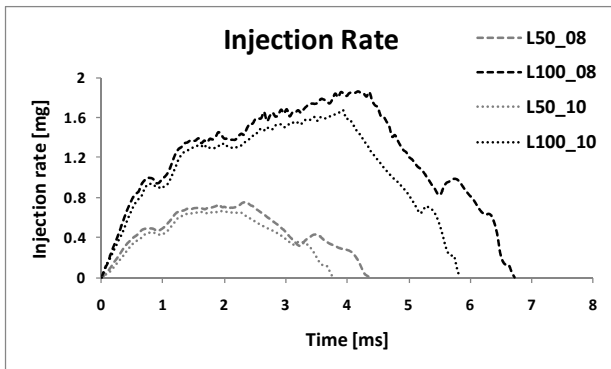
상용 프로그램인 Boost 로 구성된 6 기통 엔진 모델에 연소 모델을 연동하여 흡배기 전체에 대해 해석하였으며, 연소 모델에서는 Boost 의 유동해석

Table 2 Engine specification

Bore [mm]	210
Stroke [mm]	320
Con. lod length [mm]	640
C/R [-]	17
No. cylinder	6
Speed [rpm]	720
Valve timing [IVC/EVO]	-180/128

Table 3 Simulation cases

	L100_10	L50_10	L100_08	L50_08
Hole Dia. [mm]	0.32			
Hole No.	10		8	
Inj. Timing [deg.ATDC]	-2.6			
Fuel Cons. [g/kWh]	188	192.2	190.6	193.1
Power [kW/cyl.]	160	80	160	80

**Fig. 3** Injection rate of a single nozzle hole

결과를 통해 흡기 밸브 닫힘 (IVC) 시기의 초기 압력과 초기 온도를 넘겨받아 IVC 부터 배기 밸브 열림 (EVO) 시기까지 계산하였다. 중형 엔진으로 bore 가 비교적 크므로, spray-wall 및 spray 간의 간섭은 무시하였으며, 계산을 빠르게 하기 위해 cylinder 를 홀 수로 나누어 한 홀에서 분사된 spray 하나에 대해 연소 과정을 계산하였다. Cycle simulation 의 수렴 조건은 각 cylinder 의 IMEP 의 cycle 별 편차가 500 Pa 이하가 되도록 설정하였다.

4.2 연소 모델 검증

연소 모델의 검증을 위해 네 가지 조건에 대해 실험으로 측정된 분무 관통길이, 연소압, 배출물 (NOx)를 비교하였다.

Table 4 Coefficients and variables of each case

	L100_10	L50_10	L100_08	L50_08
Fueling [g]	1.393	0.712	1.412	0.715
T_{Piston} [K]	619.85	460.85	619.85	460.85
T_{Head} [K]	619.85	460.85	619.85	460.85
T_{Liner} [K]	421.35	390.35	421.35	390.35
C_{PL}	3.1	3.1	3.1	3.1
C_{AENT}	0.61	0.65	0.6	0.7
C_{ID}	4.e-3	4.e-3	4.e-3	4.e-3

4.2.1 분무 및 연소 검증

Table 4는 모델의 검증을 위해 각 조건의 해석 시 변경된 변수 및 계수를 정리한 것이다.

Spray 모델을 검증하기 위해, 분무 관통길이에 대해 실험과 해석을 비교하였다. 관련 계수 (C_{PL})는 커질수록 분무길이가 길어지게 되며, 짧을수록 초기 속도와 분무속도와의 운동량 차이가 커지기 때문에 공기 유입량이 커지는 효과가 나타난다. C_{PL} 을 3.1로 하였을 때 모든 조건에 대해 실험과 유사하게 추종하였다.

압축 과정은 열전달 모델에서 별다른 계수 변화 없이 부하 별 벽면 온도만을 다르게 설정 (Table 4)하는 것만으로 실험값을 잘 모사하였다. 압축 말기의 압력이 유사하다는 것은 흡기 과정 및 압축과정의 열전달이 현상을 잘 모사하고 있는 것이며, 연소 시 해석이 실험과 비슷한 분위기 조건을 만족한다고 할 수 있다.

연소 과정은 다른 계수를 모두 고정한 상태에서 공기 유입량과 관련된 계수(C_{AENT})를 0.6 ~ 0.7 사이로 조정 (Table 4)함으로써 실험으로 측정된 연소 압력을 잘 모사하였다. 해석된 결과에 의하면, 본 엔진에서 전체 연소 중 premixed combustion 은 0.1 % 정도로 매우 작고, 분무된 연료는 break-up 이후에 뜨거운 공기에 의해 빠르게 증발되어 mixing controlled combustion 단계에서 대부분의 zone 이 당량비 1 이상인 농후한 zone 을 형성하게 된다. 따라서 연소율은 zone 으로의 공기유입량에 의해 가장 민감하게 바뀌었으며, 공기유입량이 커질수록 연소율이 빨라졌다. C_{AENT} 는 공기유입량을 직접적으로 조절하는 변수이고, 연소율에 가장 큰 영향을 미쳤다.

Fig. 4는 네 가지 조건에 대해 실험으로 측정된 연소압과 해석적으로 예측된 실린더 내 압력을 비교한 것이다. 모든 조건에 해석 결과가 대해 압축, 연소, 팽창 과정을 잘 추종하였으며, 이는 연소 모델이 대상 엔진의 부하 및 인젝터 사양의 변화에 대해 연소 현상을 잘 모사하고 있다고 할 수 있다.

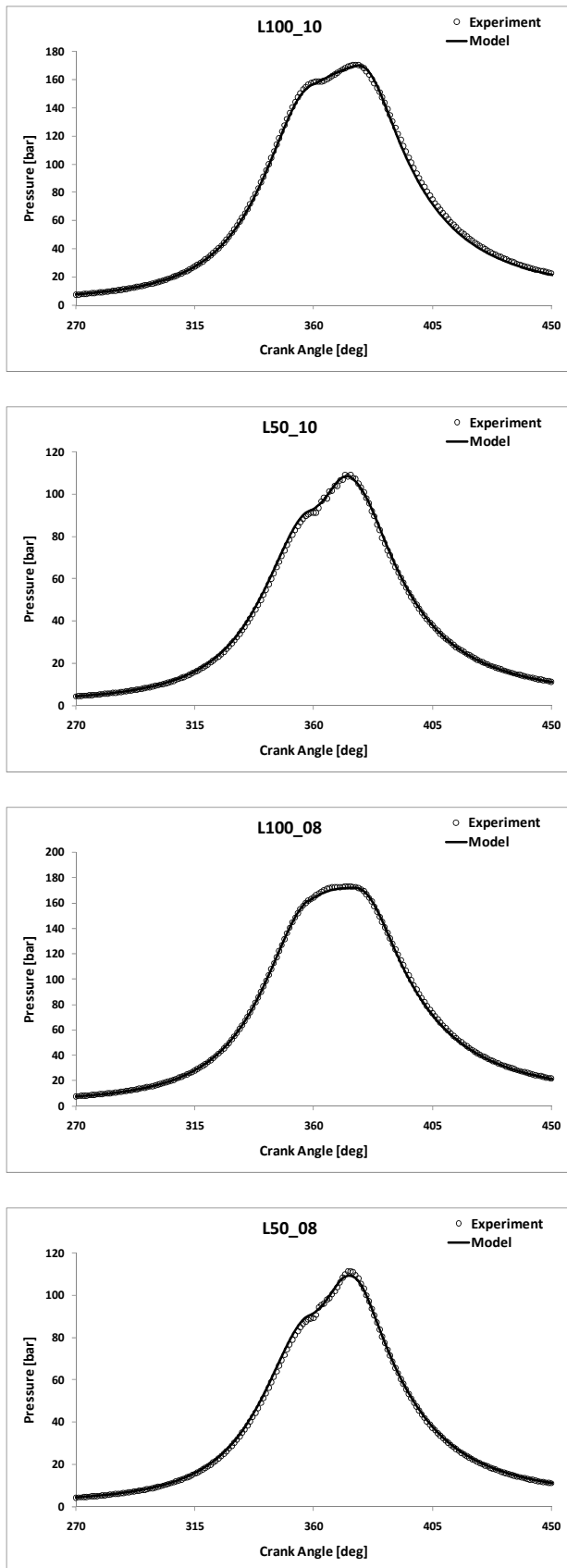


Fig. 4 Comparison cylinder pressure of experiment and calculation

Table 5 Comparison of NOx emission

	Experiment (g/kWh)	Calculation (g/kWh)	Difference (%)
L100_10	12.98	6.49	49.98
L50_10	9.91	6.10	38.43
L100_08	13.52	5.86	56.64
L50_08	13.37	6.42	52.01

4.2.2 배출물 비교

NOx 예측은 계수의 조정이 없는 상태에서 Table 5와 같이 실험 결과와 비교하여 50 % 정도의 오차를 보였으며, 네 가지 조건에 대해 부하 및 인젝터 사양 변화에 따른 경향성이 실험과 일치하지 않았다.

NOx 배출량이 실제보다 작게 예측되는 원인은 Arrhenius 타입의 여타 연소율 계산식이 사용되지 않고 air entrainment 량에 의해 조절되는 연소율 계산 방식에 있는 것으로 판단된다. 이에 따라 해당 계수가 0.6 ~ 0.7 인 경우 연소율 matching 이 되었으며 따라서 각 zone 내의 산소 농도가 실제보다 작을 수 있고, 이로 인해 NOx 생성량이 작게 계산될 수 있다.

NOx 모델의 검증은 위해서는 향후 연소율 계산 부분에 개선이 필요하며, 더 많은 조건에 대해 실험 결과와 비교하여 경향성을 파악할 필요가 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

중형 발전 및 선박용 엔진 엔진의 연소율을 모사하는 0 차원 multi-zone concept 의 연소 모델을 개발하였으며, 개발된 연소 모델을 상용 1-D 엔진 해석 프로그램인 Boost 에 user subroutine 으로 연동하는 데 성공하였다. 이를 통해 흡배기 시스템을 포함한 엔진 전체의 통합적 해석이 가능하였다.

두 가지 부하 (100 %, 50 %)와 두 가지 인젝터 사양 (10 홀, 8 홀)에 대해서 총 네 가지 조건에 대한 실험 결과와 해석 결과를 비교하였으며, 모든 조건에서 분무 관통길이 (C_{PL})를 실험과 맞춘 상태에서 공기유입량 계수 (C_{AENT})의 조정만으로 연소압을 유사하게 예측할 수 있었다.

NOx 예측은 모든 조건에 대해 오차가 40 ~ 60 % 정도로 신뢰할 만한 수준은 아니었으며, 경향성 판단 여부는 더 많은 실험 및 해석 조건의 비교가 필요하리라 생각된다.

후 기

본 연구는 “현대중공업” 과 산학협동으로 진행되었으며, 재정적인 지원 및 실험 데이터를 제공하였다. 본 연구의 모델 개발을 지원한 “현대중공업 엔진연구실” 에 감사의 뜻을 전한다.

참고문헌

- (1) Dohoy Jung and Dennis N. Assanis, 2001, “Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions,” *SAE Paper*, 2001-01-1246.
- (2) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Co.
- (3) Hiroyasu, H. and Kadota, T., 1976, “Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines,” *SAE Paper*, 760129.
- (4) Hiroyasu, H., Arai, M., and Tabata, M., 1989, “Empirical quations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel pray,” *SAE Paper*, 890464.
- (5) Dec, J.E., 1997, “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging,” *SAE paper*, 970873.
- (6) Naber, J.D., Siebers, D.L., 1996, “Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays,” *SAE paper*, 960034.
- (7) Siebers, D.L., 1999, “Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization,” *SAE paper*, 1999-01-0528.
- (8) Higgins, B.S., Mueller, C.J., Siebers, D.L., 1999, “Measurements of Fuel Effects on Liquid-Phase Penetration in DI Sprays,” *SAE paper*, 1999-01-0519.
- (9) Hountalas, D. T., Kouremenos, D. A., and Pariotis, E. G., 2002, “Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutions of a DI Heavy Duty Diesel Engine,” *SAE Paper*, 2002-01-0074.
- (10) Assanis, D. N. and Heywood, J. B., 1986, “Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies,” *SAE Paper*, 860329.
- (11) Arsie, I., Genova, F. D., Mogavero, A., Pianese, C., Rizzo, G., Caraceni, A., Cioffi P., and Flauti, G., 2006, “Multi-Zone Predictive Modeling of Common Rail Multi-Injection Diesel Engines,” *SAE Paper*, 2006-01-1384.
- (12) Wallace, F.J., Khalil Arya, S., Hawley, J.G., and Dang, D., 2000, “A Zero Dimensional Simulation Model for HSDI Diesel Engines for Predicting NOx, Spray and Swirl Formation,” *THESEL 2000., Conference on Thermo – and Fluid Dynamic Process in Diesel Engines*, pp. 369~384.
- (13) Khalil Arya, S., Wallace, F.J., and Hawley, J.G., 2002, “Further Development of a Computational Model for HSDI Diesel Engines with High-Pressure Common Rail Fuel Injection,” *THESEL 2002., Conference on Thermo – and Fluid Dynamic Process in Diesel Engines*, pp. 471~486.
- (14) Maiboom, Alain, Tauzia, Xavier, Hétet, Jean-François, Cormerais and Mickaël, 2006, “A 5-Zones Phenomenological Combustion Model for DI Diesel Engine for a Wide Range of Operating Conditions,” *FISTA*, F2006P112.
- (15) Ho Teng, James C. McCandless and Jeffrey B. Schneyer, 2003, Compression Ignition Delay (Physical + Chemical) of Dimethyl Ether - An Alternative Fuel for Compression-Ignition Engines, *SAE paper*, 2003-01-0759.
- (16) Borman, G. L. and Johnson, J. H., 1962, “Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air,” *SAE Paper* 598C.
- (17) Gosman, A. D. and Johns, R. J. R., 1980, “Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct Injection Engines,” *SAE Paper*, 800091.
- (18) Lavoie, G. A., Heywood, J. B., and Keck, J. C., 1970, “Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines,” *Combust. Sci. Technol.*, Vol. 1, pp. 313~326.
- (19) Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M., 1983, “Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions (Part 1 Combustion Modeling),” *Bulletin of the JSME*, Vol. 26, No. 214, pp. 569~575.
- (20) Boost version 4.0.1 User’s Guide, 2003, AVL.