

발전용 대형 엔진 적용을 위한 천연가스-디젤 혼소에 대한 수치 해석적 연구

서동균[†] · 허광범 · 정연태 · 김의현
한국전력공사 전력연구원

Numerical Study on Co-Combustion in Diesel Engine for Heavy-Duty Power Generation

DONG-KYUN SEO[†], KWANG-BEOM HUR, YEONTAE JEONG, EUI-HYUN KIM

Korea Electric Power Corporation(KEPCO) Research Institute, 105 Munji-Ro, Yuseong-Gu, Daejeon, 305-760, Korea

Abstract >> Recently KEPCO, KOGAS and other institutions are jointly conducting an R&D for the development and demonstration of the power generation system based on a natural gas/diesel engine on an island. As a preliminary study, co-combustion in the dual fuel engine, which is expected to produce a few mega-watts of electricity, was modeled and calculated using computational fluid dynamics (CFD). The applied key assumptions are 2-dimensional axisymmetric, transient and static volume chemical reaction. Based on the selected blending ratio, which is the key operating condition, natural gas is substituted instead of diesel fuel (basis of high heating value). Results showed that as the blending ratio increases, the reaction rate of the combustion increases and thus maximum temperature is reached more rapidly. For the optimal performance, various geometric or operational studies will further be conducted.

Key words : Duel fuel engine(혼소엔진), Blending ratio(혼소비), Computational fluid dynamics (CFD)

Nomenclature

A_r	: Pre-exponential factor	E_r	: Activation energy of reaction r
BR	: Blending Ratio	G_k, G_b	: Turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients and buoyancy
$C_{j,r}$: Molar concentration of species j in reaction r	HHV_i	: High heating value of species i
C_1, C_2	: Realizable $k-\epsilon$ model constant	k	: Turbulence kinetic energy
$D_{i,m}$: Mass diffusion coefficient for species i, m^2/s	k_{eff}	: Effective thermal conductivity
E	: Total energy	$k_{f,r}, k_{b,r}$: Forward and backward rate constant for reaction r
		K_r	: Equilibrium constant for the r th reaction
		m_i	: mass of species i
		$M_{w,i}$: Molecular weight of species i

[†] Corresponding author : dkseo@kepco.co.kr

Received : 2015.**.** in revised form : 2015.**.** Accepted : 2015.**.**

Copyright © 2015 KHNES

p	: Static pressure
R	: Universal gas constant
R_i	: Source term of species i
S_h	: Heat sources
S_{ij}	: Mean strain rate
S_k, S_ϵ	: Generalized source term
Sc_t	: Turbulent Schmidt number
T	: Static temperature
u, u_p	: Gas and Particle velocity
u'_i, u'_j	: Mean velocity components
$\overline{u_i}, \overline{u_j}$: Fluctuating velocity components
x_i, x_j	: Coordinate of directions
Y_i	: Mass fraction of species i
Γ	: Finite rate/eddy Dissipation third-body rate
ϵ	: Turbulence dissipation rate
η	: Ratio of turbulence to mean shear time scale
$\eta'_{j,r}, \eta''_{j,r}$: Rate exponent for reactant and product species j in reaction r
μ	: Dynamic viscosity
μ_t	: Turbulent viscosity
ν	: Kinematic viscosity
ρ	: Gas density
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: Turbulent Prandtl numbers for k and ϵ
$(\tau_{ij})_{eff}$: Deviatoric stress tensor
$v'_{i,r}, v''_{i,r}$: Stoichiometric coefficient for reactant and product i in reaction r

1. 서 론

세계적으로 화석연료의 매장량이 감소하고 있고 이산화탄소등의 환경성 문제로 인하여 대체 연료 사용으로 문제를 해결하려는 다양한 노력들이 진행되고 있다. 발전 분야에서도 이러한 문제 해결을 위해 원자력과 신

재생 에너지 등이 주목 받고 있지만 원자력의 경우 안전에 대한 불신이 지속적으로 제기되고 있고 신재생 에너지의 경우에는 그 효율이나 비용 등의 측면에서 약점을 가지고 있다. 이러한 문제들로 인하여 현실적으로 화석연료의 이용이 당분간 기존처럼 지속될 것으로 사료된다¹⁾. 이에 대안으로 기존의 화석연료에 바이오매스 및 폐기물과 같은 신재생 연료를 혼소시키는 노력이 국내 외적으로 활발히 진행되고 있다^{2,3)}.

한편, 한전 등은 보일러 등유제도 폐지로 인해 증가가 예상되는 도서지역의 발전비용의 증가를 대비하여 기존의 디젤엔진에 액화천연가스를 일부 혼합해서 발전하는 과제를 진행하고 있다. 이 중 핵심 과제 중 하나가 천연가스/디젤 혼소 엔진으로 개조하는 과제이다⁴⁾. 이러한 개조를 착수하기 위해서 사전에 다양한 설계안 및 작동조건에서 엔진 내에서 발생하는 연소 특성을 살펴볼 필요가 있다. 본 논문에서는 전산유체역학을 이용하여 수MW급 발전용 엔진의 혼소에 대한 해석을 수행하였다.

전산유체역학을 이용한 천연가스 디젤 혼소엔진에 대한 연구는 수송용 엔진을 중심으로 꾸준히 진행되어 왔다. Oullette 등은 KIVA 2를 이용하여 고압직분식 디젤엔진에 대한 천연가스/디젤 혼합 해석을 하였다⁵⁾. Mtui는 대용량 발전용 디젤엔진에 대하여 천연가스를 80%까지 혼합하여 GT-POWER와 KIVA 3를 이용하여 해석을 수행하였다⁶⁾. Hussain 등은 바이오가스/디젤 혼합이 난류에너지, 난류소산율 그리고 NOx 발생에 미치는 영향을 FLUENT를 이용하여 계산하였다⁷⁾. Mansour 등은 화학반응 메커니즘을 이용하여 가스/디젤 혼소현상을 수치적으로 모델링하였다⁸⁾. 국내에도 기존의 디젤엔진을 기반으로 천연가스를 대체하는 실험적⁴⁾ 수치해석적⁹⁾ 연구가 시도되는 단계에 있다. 본 논문에서는 수 MW급의 도서지방 분산용 전력공급시스템 혼소엔진을 대상으로 열 유동 및 화학반응의 해석적 연구를 통해서 혼소 특성을 살펴보았다.

2. 기초이론

2.1 해석 대상

적용된 엔진은 수 MW급 발전용 디젤엔진의 주요 제원은 Table 1에 나타나 있다⁹⁾. Fig. 1은 본 연구의 해석

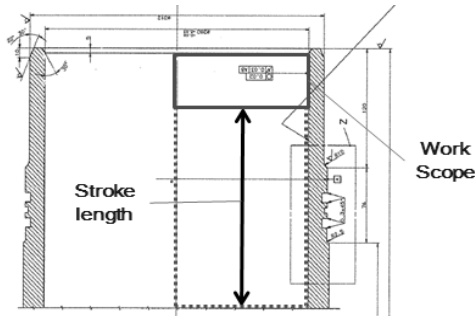


Fig. 1 Schematics of a duel fuel engine

Table 1 Summary of Duel Engine specification

Spec Summary	
Engine Speed, RPM	720
Brake Power, kW	1,680
BMEP, bar	17.8
Max. Combustion Pressure, bar	130
BSFC, g/kWh	188.6
Air flow rate, kg/hr	12,733

Table 2 Governing equations

Continuity	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \rho \frac{v_r}{r} = m_s$	(1)
Momentum	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) + F_s$	(2)
Energy	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h$	(3)
Gas species	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho u Y_i) = \nabla \cdot \left((\rho D_{im} + \frac{\mu}{Sc_i}) \nabla Y_i \right) + R_i$	(4)
Turbulence	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + S_k$	(5)
	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + S_\epsilon$	(6)
	where, $\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.2, C_1 = \max\left(0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right), C_2 = 1.9, \eta = S \frac{k}{\epsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$	(7)

대상 엔진의 단면을 나타낸 것이다. 실린더 피스톤이 상사점에 도달할 때 형성되는 구간을 해석의 주 영역으로 삼았다.

2.2 수치해석

적용된 형상 및 격자 생성을 위해서 Gambit 2.4.6을 사용하였다. 해석에는 ANSYS®의 FLUENT 6.3.26를 사용하였다. 엔진의 특성을 수치적으로 모사하기 위해서 적용된 지배방정식은 질량, 운동량, 에너지, 화학종 보존방정식이다. 그리고 난류 유동의 모델링을 위해 Stand k-ε 난류모델을 적용하였다. Table 2는 적용된 지배방정식들을 나타낸다. 액적 상태의 디젤 연료의 거동 및 기화를 모델링하기 위해 DPM (Discrete Phase Model) 모델을 사용하였다. 이 때 액적의 초기온도는 500K으로 하였다. 기화된 디젤연료를 포함한 기체상의 화학 반응 메커니즘은 총 6가지 기체(C₁₀H₂₂, O₂, CO, CO₂, H₂O, CH₄)로 구성되어있다. 각 기체의 물질 전달은 Table 2의 화학종 보존 방정식(4)을 사용하였다. 화학 반응률을 계산하기 위해 Finite rate 모델을 사용하였고, 이때 화학종 생성율(R_i)은 다음의 식으로 구하였다.

Table 3 Global reactions and reaction constants for the Duel Engine

$$k_r = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT}$$

Reaction	A_r (unit)	E_r (J/kmol)	β_r	Ref.	Eq. Num
$C_{10}H_{22}+15.5O_2 \rightarrow 10CO_2+11H_2O$	2.59e+7	1.26e+08	0	(10)	(11)
$CH_4+1.5O_2 \rightarrow CO+2H_2O$	5.01e+11	2.00e+08	0	(10)	(12)
$CO+0.5O_2 \rightarrow CO_2$	2.2e+12	1.67e+08	0	(10)	(13)

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^N \Gamma(\nu''_{i,r} - \nu'_{i,r}) (k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta_{j,r}}) \quad (8)$$

여기서, $M_{w,i}$ 는 화학종 i 의 분자량, Γ 는 Third body 계수, $C_{j,r}$ 은 화학종의 몰농도, $\eta_{j,r}$ 은 정반응 지수, $\eta'_{j,r}$ 은 역반응 지수를 나타낸다. 정반응 상수 및 역반응 상수는 다음 식으로 각각 나타낼 수 있다.

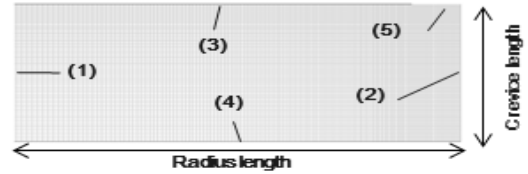
$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT} \quad (9)$$

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r} \quad (10)$$

여기서, A_r 는 Pre-exponential factor, β_r 는 온도의 지수, E_r 는 활성화 에너지, R 은 기체상수, K_r 은 반응식 r 의 평형상수이다. Table 3은 혼소엔진 내의 반응식에 대한 반응상수를 나타낸 것이다. 엔진 내에서 열전달에서 복사가 중요하기 때문에, 비교적 정확한 복사 모델로 알려진 Discrete Ordinate (DO) 모델을 사용하였다.

3. 경계조건 및 해석조건

해석시간의 단축과 모델링의 간소화를 위해 엔진을 축대칭으로 가정하였다. 이 때 적용된 셀의 개수는 약 12,800개로 하였다. Fig. 2는 본 계산을 수행하기 위한 메쉬와 경계조건을 나타낸 것이다. 피스톤이 상사점 (Top Dead Center)일 때 정적 연소로 해석을 수행하였다. 해석을 위한 경계조건은 기존의 논문을 참조하였다⁽¹¹⁾. 혼소비(Blending Ratio)는 발열량(High Heating Value)



No	Boundary Conditions	Values (Kelvin)
(1)	Side	450
(2)	Axis Symmetry	-
(3)	Roof	450
(4)	Piston Head	450
(5)	Injection Source	450

Fig. 2 Wall Boundary Conditions

Table 4 Fuel Properties for Calculations

Fuels	Properties	Values	Ref.
Diesel	HHV, kcal/kg	43,200	(12)
	Density, kg/Nm ³	0.798	(13)
LNG	HHV, kcal/Nm ³	9,523	

기준으로 0%, 20%, 50%를 적용하였다(Table 4). 이 때 혼소비의 정의는 다음과 같다.

$$BR = \frac{m_{CH_4} HHV_{CH_4}}{m_{CH_4} HHV_{CH_4} + m_{diesel} HHV_{diesel}} \quad (14)$$

여기서 발열량을 산정할 때 적용된 연료 정보는 Table 4와 같다. 이렇게 구한 천연가스와 디젤 양을 투입량으로 산정했다. 천연가스의 경우 공기와의 예혼합 (Pre-mixed)으로 가정했고 디젤은 Fig. 2의 경계조건에서 Injection Source에서 액적으로 분사하는 것으로 가

Table 5 Summary of Operational Conditions

Operating Conditions	Values
Blending Ratio of LNG and Diesel	0.0, 0.2, 0.5 (HHV Basis)
Injection Duration (second)	0.03
Calculation Times (second)	TDC 0.0 ~ 0.1
Initial Condition (Temp/Press/Stoichiometric Ratio)	1200K/80atm/0.58
Volume(TDC)	0.00363 m ³

정했다. 분사 기간은 0.03 sec¹²⁾로 가정 했으며 해석 기간은 분사시작 후부터 0.01sec 기간까지로 했다. 당량비는 기존의 혼소논문을 참고하여 0.58로 정하였다⁸⁾. 본 계산의 경우 TDC 조건에서의 정적 연소이기 때문에 해석 대상의 부피는 주어진 피스톤 반경과 크레비스 길이를 가지고 원통으로 구하였다. Table 5는 주요 작동조건을 요약한 것이다.

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 연소특성

Fig. 3은 분사 후 혼소비 0.2에 대한 속도를 벡터로 나타낸 그림이다. 분사 후 형성되는 분사부 주위에 형성하는 높은 속도는 디젤의 분사 때문이다. 디젤 분사부를 중심으로 형성되는 정체구간(붉은색 화살표시)은 분사 직후(1 ms)에는 분사부 쪽에서 형성되고, 10, 30ms에는 각각 실린더 헤드의 중앙과 벽면 쪽 사이에서 형성된다. 100 ms에 이르면 실린더 헤드의 벽면 쪽에 정체구간이 형성된다.

Fig. 4는 이러한 정체구간이 미연 디젤의 액적에 끼치는 영향을 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 30ms까지는 디젤이 분사되지만, 이후에는 더 이상 분사가 되지 않는 것을 볼 수 있다. 디젤은 가운데 위쪽에서 분사되고 분사된 액적은 피스톤 헤더가 가장 먼저 충돌한다. 충돌된 디젤 액적은 실린더를 타고 옆면으로 따라가다가 미연의디젤이 가장 자리에 생기는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 미연의 디젤이 실린더 벽면에 형성되는 이유는 실

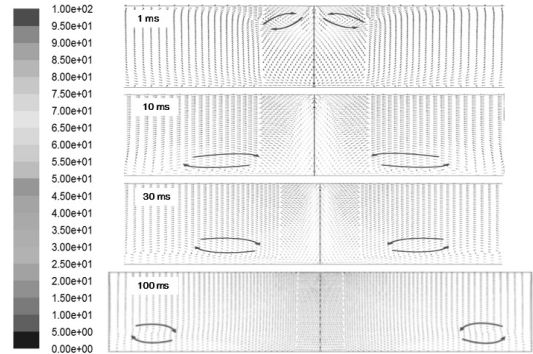


Fig. 3 Evolution of velocity vector after injection (B/R:0.2)

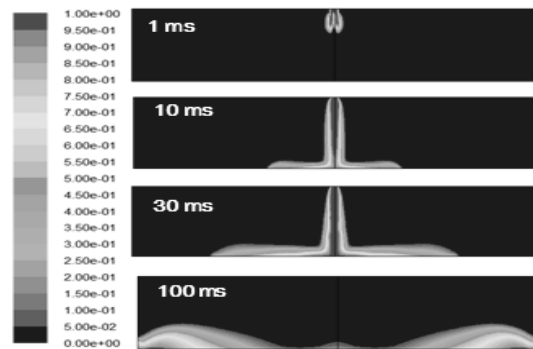


Fig. 4 Evolution of diesel mass fraction after injection (B/R:0.2)

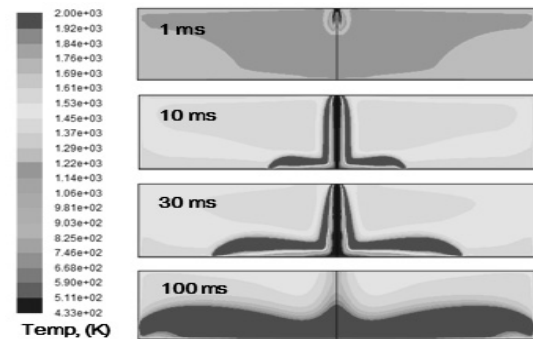


Fig. 5 Evolution of temperature after injection (B/R:0.2)

린더 벽면의 냉각조건(Fig. 2) 때문으로 사료된다.

Fig. 5는 분사 후 혼소비 0.2에 대한 온도에 대한 것이다. 그림에서 1 ms일 때 약 1200K에서 10 ms 일 때 약 1500K으로 온도가 상승한다. 이때의 온도상승은 메탄의 연소반응(식 11) 때문이다. 이때 실린더 내에 균일하게 있었던 메탄의 양은 급격히 감소한다(Fig. 6 참조).

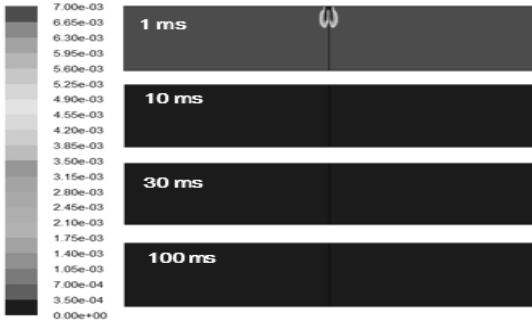


Fig. 6 Evolution of methane mass fraction after injection (B/R:0.2)

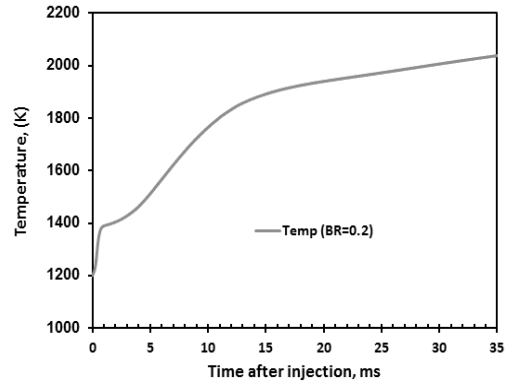


Fig. 8 Evolution of temperature after injection (B/C:0.2)

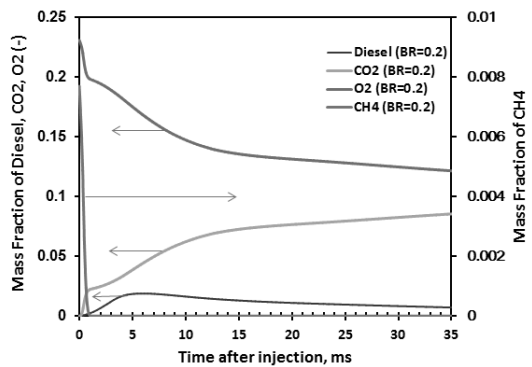


Fig. 7 Evolution of species mass fraction after injection (B/C:0.2)

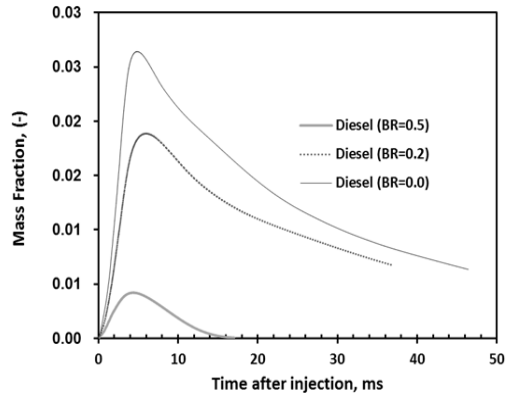


Fig. 9 Evolution of diesel mass fraction for three BRs

분사 직후에 질량분율이 분사직후에는 7.7%이었다가 1.0 ms일 때 질량분율이 0.2%로 줄어들었다. 분사부에 낮은 온도는 연소기내 분사되는 디젤액적의 분사온도가 주위보다 낮기 때문이다. 이후에는 디젤의 연소반응(식 12)으로 인하여 추가적으로 온도가 상승한다.

Fig. 7은 혼소 비 0.2에 대해서 분사 후부터 30 ms 동안 화학종에 대한 질량 평균을 나타낸 그림이다. 디젤은 분사직후부터 0.3 ms까지 일정한 유량으로 총 0.00155kg이 분사된다. 그림에서 알 수 있듯이 디젤은 액체에서의 기화로 인하여 화학종의 양으로서 증가하다가 5ms부터 천천히 감소하였다. 이는 여기에서 분사되어 증발한 디젤 양보다 디젤의 연소반응(식 12)에 의한 디젤의 소모가 점점 더 증가한 것을 의미한다. Fig. 8은 혼소 비 0.2에 대해서 분사 후부터 30 ms 동안 온도에 대한 질량 평균을 나타낸 그림이다. 분사 후 약 0.6ms에

서 온도가 1200K에서 1400K으로 증가하였고, 이때 메탄이 급격히 감소하였으며, 산소의 질량 분율이 0.23에서 0.2로 감소하였다. 반면에 이산화탄소의 질량 분율은 증가하였다.

4. 2 혼합비의 영향

기존의 고가의 디젤연료를 LNG로 대체할 때의 특성을 보이기 위해 본 논문에서는 LNG를 메탄이라고 가정하고 혼소특성을 살펴보았다. 이때 투입되는 혼합되는 전체 연료의 발열량(식 14의 분모 부분)은 동일하다고 가정하였다. 이때 발열량 기준해서 메탄과 디젤의 혼소비가 0.0, 0.2, 0.5 세 가지 경우를 선정하였다. 즉 혼소비 BR이 증가할수록 디젤의 양이 감소한다.

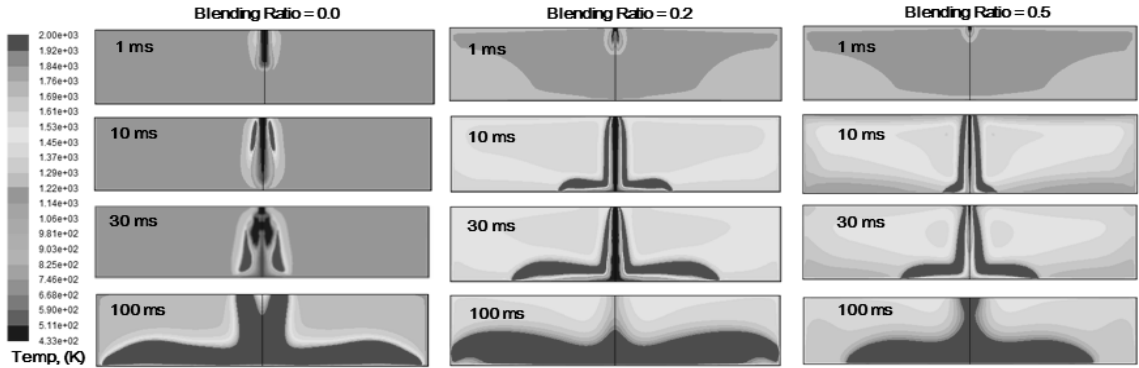


Fig. 10 Evolution of temperature distributions for three BRs of 0.0, 0.2 and 0.5

Fig. 9는 이 세 혼소비에 대한 기체상 디젤의 질량 분율을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 메탄이 증가할수록(혼소비가 증가할수록) 디젤의 연소속도가 빨라지는 것임을 알 수 있다. 이는 상대적으로 메탄의 연소 속도가 빠르기 때문이다. 이를 위해 세 가지 혼소비에 대한 온도분포를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 혼소가 되지 않은 경우(BR=0), 전체적으로 초기온도 변화가 없었다. 반면에 혼소가 적용된 경우(BR=0.2, 0.5)인 경우는 메탄량이 증가하기 때문에 메탄의 연소 특성이 반영되었다. 상대적으로 연소 반응성이 증가하였기 때문에 실린더 내의 온도를 연소 후 10 ms 내에 초기온도 대비 200~300K을 증가시켰다. 이러한 초기 온도의 증가는 이후의 반응성도 증대에 영향을 끼쳤다(Fig. 10참조). 이를 통해서 메탄의 물분율이 증가할수록 전체 연소성이 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 메탄 함유량이 증가할수록 연소반응성의 증가로 인해 온도가 급상승하기 때문에, 이는 NOx 발생 등 환경성에 부정적 영향을 끼칠 것으로 사료된다. 따라서 이러한 사항들을 종합적으로 고려하여 적절한 설계안을 도출해야 할 것이다.

5. 결 론

한전은 도서지역을 대상으로 발전비용 저감을 대비하여 발전용 천연가스/디젤 혼소 엔진을 개조하는 노력

을 진행하고 있다. 본 연구에서는 대상 엔진의 개조를 위한 기초연구로서 기존의 디젤 엔진에 대해서 메탄의 혼소율을 변경시킴으로 연소특성을 상용 전산유체역학 툴을 이용하여 살펴보았다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 혼소 계산에서 디젤 연소 모사는 한 점에서 연료가 발생하는 DPM 모델을 적용했고, 메탄 연소 모사는 일종의 예혼합 연소로서 초기조건에서 균일하게 혼합된 것을 가정하였다. 계산결과 적절한 접근법이라고 사료된다.
- 2) 분사시스템에서 분사되는 디젤 분사는 연소실 내 유동특성에 영향을 미치며 이로 인하여 정체구간이 발생한다. 이러한 미연 특성은 실린더 헤드의 벽면 쪽에서 주로 발생하였다.
- 3) 혼소율을 증가시킬수록 메탄의 연소성이 전체 연소 특성에 반영되는데, 메탄의 연소성은 비교적 높기 때문에 총량적으로 연소성이 증가함을 확인할 수 있었다.
- 4) 향후 연구에서는 NOx 모델 등을 추가하여 배기가스 예측을 중심으로 연구를 수행할 것이다.

후 기

본 연구는 2013년도 산업통상자원부 재원으로 한국

에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(천연가스 디젤 혼소 분산형 발전시스템 개발)(No. 2013101010176B).

References

1. Korean Statistical Information Service, 2012.
2. U.S. Department of Energy, Energy Information Administration, 2009.
3. KONETIC, "Report on Environmental Technology Policy Overseas", Vol. 92, 2013.
4. G. B. Cho, C. Kim, D. S. Kim, and H. S. Kim, "A Study on the Emission Characteristics of LNG-diesel Dual-fuel Engine for Euro 2 Standard", Journal of the Korean Institute of Gas, Vol. 15, No. 1, 2011, pp. 9-14.
5. P. Oullette, P. L. Mtui, and P. G. Hill, "Numerical Simulation of Directly Injected Natural Gas and Pilot Diesel Fuel in a Two Stroke Compression Ignition Engine", State of Alternative Fuel Technologies. SAE Paper 981400.
6. P. L. Mtui, "Performance and emissions modeling of natural gas dual fueling of large diesel engines", International Journal of Scientific & Technology Research, Vol. 2, 2013, pp. 317-323.
7. S. M. Hussin, B. S. P. Kumar, and K. V. K. Reddy, "CFD analysis of combustion and emissions to study the effect of compression ratio and biogas substitution in a diesel engine with experimental verification", International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 4, No. 2 2012, pp. 473-492.
8. C. Mansour, A. Bounf, A. Aris, and F. Gaillard, "Gas/Diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine", International Journal of Thermal Science, Vol. 40, 2001, pp. 409-424.
9. J. Cho, H. Cha, S. Song, K. M. Chun, and K. Hur, "A preliminary study on engine performance of the modified natural gas/diesel dual fuel engine based on a heavy-duty diesel engine for power generation by numerical method", Spring Conference of The Korean Society of Mechanical Engineers, 2014, pp. 196-197.
10. FLUENT Inc., FLUENT 6.3 User's Guide, Lebanon, PA, U. S., 2002.
11. H. J. Chun, "A Study on Prediction of Combustion and Flow Characteristics in a Heavy-Duty Diesel Engine", Masters dissertation, 2002.
12. S. Y. Lee, "Internal Combustion Engine", 1996, BoSungGak.
13. KOGAS Homepage.