

고속 고부하 상태의 DISI 엔진에서 메탄올-가솔린 혼합연료의 연료 혼합비와 2단 분사가 엔진 내부유동 및 연소특성에 미치는 영향

배진우¹⁾ · 서주형¹⁾ · 이재성¹⁾ · 김호영²⁾

고려대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 고려대학교 기계공학부²⁾

The Effect of Mixing Rate and Multi Stage Injection on the Internal Flow Field and Combustion Characteristics of DISI Engine Using Methanol-gasoline Blended Fuel at High Speed / High Load Condition

Jinwoo Bae¹⁾ · Juhyeong Seo¹⁾ · Jae Seong Lee¹⁾ · Ho Young Kim²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Korea University, Seoul 136-713, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

(Received 13 December 2011 / Revised 28 March 2013 / Accepted 29 April 2013)

Abstract : Numerical studies were conducted to investigate the internal flow field and combustion characteristics of DISI engine with methanol blended in gasoline. Dual injection was applied and the characteristics were compared to single injection strategy. The amount of the fuel injection was corresponded to air-fuel ratio of each fuel for complete combustion. The preforming model in this study, software STAR-CD was employed for both modeling and solving. The operating speed condition were at 4000 rpm/WOT (Wide open throttle) where the engine was fully warmed. The results of single injection with M28 showed that the uniformity, equivalence ratio, in-cylinder pressure and temperature increased comparing to gasoline (M0). When dual injection was applied, there was no significant change in uniformity and equivalence ratio but the in-cylinder pressure and temperature increased. When M28 fuel and single injection was applied, the CO (Carbon monoxide) and NO (Nitrogen oxides) emission inside the combustion chamber increased approximately 36%, 9% comparing with benchmarking case in cylinder prior to TWC (Three Way Catalytic converter). When dual stage injection was applied, both CO and NO emission amount increased.

Key words : CFD(전산 유체 역학), DISI engine(Direct Injection Spark Ignition engine, 스파크점화식 직분사 엔진), Blended fuel(혼합연료), Injection duration(분사기간), Uniformity(균일도), Equivalence ratio(당량비)

Nomenclature

M0 : gasoline 100%, methanol 0%
M28 : gasoline 72%, methanol 28%
SOI : start of injection
EOI : end of injection
SMD : sauter mean diameter (D32)

Subscript

1,2 : first, second

1. 서론

자동차 산업에 있어서 에너지와 환경 문제에 대한 세계적인 관심으로 인해 친환경 고효율 차량개발이라는 목표는 고성능, 고연비, 환경규제 이 모두를 만족하는 차량개발 쪽으로 이동하고 있다.¹⁾ 이를 만족하기 위해 가솔린 차량 부문에서는 기존

*Corresponding author, E-mail: kimhy@korea.ac.kr

PFI 방식의 엔진에서 DISI 방식 엔진으로 변화하였다. 그러나 DISI 엔진을 사용함에도 불구하고 석유가용 한계와 배기규제 강화라는 문제는 계속해서 대두되고 있다. 이런 문제점을 해결하기 위한 방안으로 대체연료의 도입은 선택되고 있다. 20세기가 ‘석유경제’의 시대였다면 이제는 포스트 석유경제로 넘어가는 과도기에 해당한다.²⁾ 자동차의 대체연료로 고려되고 있는 물질들로는 압축 천연가스, LNG, LPG, 수소, 바이오 디젤, 메탄올과 에탄올 등의 알코올류 등이 활발히 연구 되고 있다.³⁾ 이러한 대체연료 중 가장 경쟁력이 있는 후보가 메탄올이다. 메탄올은 1몰 당 50%의 높은 산소함유량을 가지고 있으므로 완전연소가 가능하여 HC, CO와 같은 배기성분을 줄일 수 있다. 옥탄가가 매우 높고 자발화 온도가 높기 때문에 반 노킹성이 강한 연료이기도 하며 증발잠열이 높으므로 체적효율을 높이고 실린더 내부의 온도를 낮추어 결과적으로 압축비를 증가시킬 수 있다. 또한 층류 화염속도가 빠르기 때문에 화염의 안정성 또한 갖출 수 있다.⁴⁾ 이러한 메탄올의 많은 장점은 수송연료의 대체연료로 사용됨으로써 메탄올이 포스트 석유경제를 주도 할 것이라 판단된다.⁵⁾ 그러나 메탄올을 이용한 엔진을 개발하기 위한 개발비용 및 인프라의 부재가 개발의 걸림돌로 작용할 것으로 보인다. 따라서 가솔린/디젤에 메탄올을 혼합하여 이용하는 것이 더 적합할 것으로 판단된다.

Myung⁶⁾ 등은 FFV(Flexible Fuel Vehicle)의 엔진 성능과 내구시험평가를 통해 M85의 냉시동성 개선을 위한 실험적 연구를 하였다. 그리고 배기저감 시스템 적용에 따른 가솔린 및 M85 연료의 NMOG (Non-Methane Organic Gases) 배출수준을 검토하여 FFV의 가능성을 평가하였다. Liu⁷⁾ 등은 M10 ~ M30 혼합연료의 엔진성능과 배기물질에 미치는 영향에 대해 고찰하였다. PFI 엔진에서 가솔린 100% 연료를 사용하였을 때 보다 메탄올 함량이 많아질수록 토크와 출력은 낮아지는 결과를 얻었다. Park⁸⁾ 등은 GDI 엔진에서 가솔린 연료와 알코올 연료를 분사하였을 때 연료 미립화 및 분사 특성 연구하였다. 분사 압력을 높이면 spray cone angle이 감소하는 결과를 가져왔으며 실린더 내 분무 침투거리가 증가하였다. 또한 각각의 연료에서 분사압력이 높아질수록

액적의 미립화와 실린더 내부의 균일도는 높은 값을 가지는 것을 확인하였다.

최근 메탄올-가솔린 혼합연료를 통한 연구가 이루어지고 있지만 2단 분사를 적용한 연구가 진행되고 있지 못한 실정이다. 2단 분사는 고압 분사를 통한 침투거리를 감소시켜 벽면 젖힘 현상을 줄일 수 있으며 시동 운전조건 시 배기 특성을 크게 향상시킬 수 있는 장점을 지니고 있다. 이러한 2단 분사에서의 연료의 분사 기간 변화를 통해 실린더 내 혼합기 분포 최적화시켜 동력 및 배기 특성을 향상시킬 수 있을 것이다. 혼합기 분포의 경우 실험적으로 분석하기 어려운 부분이다. 수치해석은 실험적으로 분석이 어려운 변수들의 측정이 가능하기 때문에 내연 기관에서 야기되는 물리적인 현상을 이해하는데 이점이 있다. 따라서 본 연구에서는 고속 고부하 운전조건(4000 rpm/WOT) 상태인 DISI 엔진에서 메탄올 함량의 변화와 2단 분사 시 전/후기 분사기간의 변화가 혼합기 형성 및 연소 특성에 미치는 영향을 3차원, 비정상, 난류, 열-유동 해석을 통해 고찰하였다.

2. 수치 해석

본 연구에서는 3차원 전산해석을 수행하기 위해 현재 내연기관에서 보편적으로 사용되고 있는 사용자 코드인 CD-Adapco 사의 STAR-CD를 사용하였다.

2.1 지배 방정식

수치해석을 위해 사용된 일반적인 기체상의 보존 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (1)$$

Table 1은 식 (1)에서 각각의 변수들을 나타내고 있다.

연료 액적의 거동은 다음과 같은 식 (2)와 (3)으로 표현하였다.

$$m_d \frac{du_{di}}{dt} = \frac{1}{2} C_D \rho A_D |u_i - u_{di}| (u_i - u_{di}) - V_d \nabla p \quad (2)$$

$$\frac{dx_{di}}{dt} = u_{di} \quad (3)$$

Table 1 Generalized equation

Equation	Φ	Γ_Φ	S_Φ
Continuity	1	0	$S_{d,m}$
Momentum	u_i	μ_e	$-\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \left(\rho k + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right) + S_{d,u_i}$
Turbulent kinetic energy	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$G_k - \rho \varepsilon$
TKE dissipation rate	ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon)$
Species	Y_s	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_Y}$	$S_{d,j}$
Energy	h	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_h}$	$S_{d,h}$

$\mu_e = \mu + \mu_t$ σ_ϕ : Turb. Prantle NO.

$\mu_t = \frac{\rho c_\mu k^2}{\varepsilon}$ $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

여기서 u_i 와 u_{di} 는 각각 기체상의 속도와 액적의 속도를 의미하며 x_{di} 는 액적의 변위를 나타낸다. 항력계수 C_D 는 Yuen & Chen⁹⁾ 상관 계수를 사용하였다. 식 (4)와 식 (5)는 단일 액적의 질량 및 에너지 보존 방정식을 나타내고 있다.

$$\frac{dm_d}{dt} = -2\pi \frac{k}{C_p} D_d \cdot \left(1 + 0.23Re^{1/2} \right) \ln \left(\frac{1 + C_p(T - T_d)}{h_{fg}} \right) \quad (4)$$

$$m_d \frac{d(C_{p,d}T_d)}{dt} = -A_s h(T_d - T) + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (5)$$

2.2 격자 생성

해석에 사용할 엔진을 모델링하기 위하여 3차원 CAD 데이터를 생성한 후 엔진 모델의 격자를 생성하기 위해 PRO-AM을 사용하였고, 크랭크 각도 변화에 따라 이동하는 격자를 생성하기 위해 ES-ICE를 사용하였다. 인젝터는 흡기포트 사이에 위치하고 흡·배기 포트 및 실린더의 형상, 노즐 분공들의 위치가 좌우 대칭이므로 전체 형상의 1/2부분만 해석 영역으로 고려하였다. 생성된 격자의 개수는 TDC에서 약 142,000 개, BDC에서 344,000 개다. 본 연구의 해석 대상인 엔진 연소계의 형상 및 생성 격

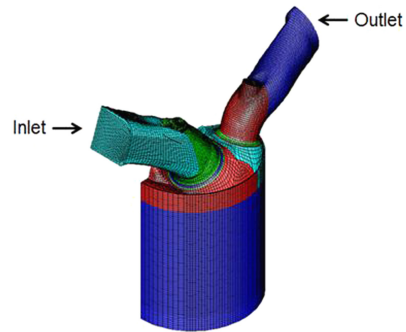


Fig. 1 Generated grid by ES-ICE software

Table 2 Engine specifications and operating conditions

Description	Specification
Bore × Stroke (mm)	88 × 97
Displacement volume (cc)	2400 (600 cc/cycle × 4 cycle)
Compression ratio	11.3
IVO (°CA bTDC)/IVC (°CA aBDC)	13.45/46.6
EVO (°CA bBDC)/EVC (°CA aTDC)	38.12/5.9
SOI (°CA)/EOI (°CA)	-329/-248
Number of injection hole	6
Hole diameter (mm)/Nozzle L/D	0.8/4
Spray angle (o)	14
Spark timing (°CA bTDC)	16.14
Equivalence ratio	0.98

자를 Fig. 1에 나타내었고 사용된 엔진의 제원 및 운전조건을 Table 2에 나타내었다.

실린더 내부로 분사된 총 연료량은 각각의 Case에서 흡입되는 신기의 질량을 측정 후 각각의 신기량을 기준으로 당량비가 0.98을 만족시키는 연료량을 계산하여 실린더 내부로 분사하였다. 또한 SO₂는 IVC 시기와 동일하게 설정하였다.

2.3 엔진 해석 조건

본 연구에 사용되어진 엔진 해석 조건은 Fig. 2에 나타내었다. 입구 및 출구조건과 흡입신기량 및 당량비는 실제 엔진 작동 조건에서의 실험 데이터를 참고하였다. 실린더 내부의 초기조건 및 Fig. 2에 나타낸 실린더 내의 각 벽면 부분은 적절하게 가정된 값이며 나머지 벽면은 단열조건으로 가정하였다. 전체 해석 구간은 1.5 cycle이며 앞의 0.5 cycle은 이전 사이클의 유동을 반영하는 한편 수렴성을 증가

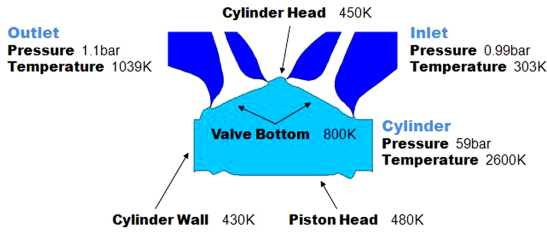


Fig. 2 Initial and boundary conditions of the generated inlet, outlet, piston crown, cylinder head and cylinder wall

시킴이 해석 구간에 포함하도록 한 것이다. 또한 배기 TDC 이후의 10 °CA를 배기포트가 닫히는 시점 (5.88 °CA aTDC)까지 고려하기 위하여 해석구간에 포함시켰다. 본 논문에서는 압축행정 TDC를 0 °CA로 나타내었다. 비정상상태 계산의 time step은 0.2 °CA이며 maximum residual은 PISO의 경우 1.0×e-4이며 나머지 방정식들은 1.0×e-3이다.

2.4 수치 해법

본 연구에서는 난류 유동의 계산을 위해 $k-\epsilon$ /RNG¹⁰⁾ 모델을 사용하였고, 흡·배기 과정 및 압축과정에 대해서는 비정상 유동해석에 적합한 PISO¹¹⁾ 알고리즘을 사용하였다. 시간에 대한 차분항 처리는 1차 정확도를 갖는 완전음해법을 사용하였다. 대류항 차분법으로는 계산의 정확도에 있어서 격자구조나 뒤틀림에 덜 민감한 MARS (Monotone Advection and Reconstruction Scheme)¹²⁾를 사용했다. 본 연구에 사용된 분사기는 Solid Cone 형태의 다중 홀 분사방식을 적용하고 있다. 분무의 초기 직경은 분공홀의 크기로 가정하고 분무의 분열 예측을 위해 Reitz-Diwaker¹³⁾ 모델을 사용하였다. 연소 모델로는 ECFM-3Z 모델¹⁴⁾을 사용하였다. 액적간의 충돌 및 응축에 관한 적용은 수치해석 계산시간의 기하학적 증가로 인해 고려되지 않았다. 분무된 액적들과 실린더 내부 벽면의 충돌로 인하여 발생하는 연료액막 현상과 고온의 벽면에서 액적 튀김 현상을 예측하기 위해서 Bai 모델¹⁵⁾을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 연료의 혼합비와 2단 분사가 혼합기 형성 및 연소 특성에 미치는 영향을 고찰하기 위

Table 3 Parametric studies for different fuels (M0 and M28) and injection duration

Fuel	SOI ₁ (°CA)	EOI ₁ (°CA)	SOI ₂ (°CA)	EOI ₂ (°CA)	Case
M0	-300	-248.7			A1(BM)
	-300	-256.8	-112	-103.9	A2
	-300	-265.0	-112	-95.8	A3
	-300	-273.1	-112	-87.7	A4
M28	-300	-248.7			B1
	-300	-256.8	-112	-103.9	B2
	-300	-265.0	-112	-95.8	B3
	-300	-273.1	-112	-87.7	B4

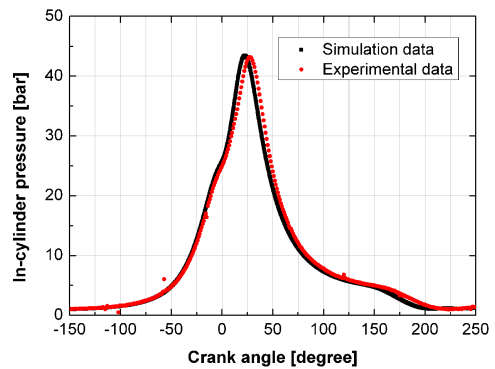


Fig. 3 Comparison of in-cylinder pressure on simulation with experiment

해 메탄올 함량과 2단 분사 시 전/후기 분사기간을 변경하였다. 총 분사기간은 동일하게 81 °CA로 하였으며 전/후기 분사기간의 비율은 10:0, 9:1, 8:2, 7:3의 네 가지를 고려하였다.

Table 3은 각각의 변수에 대한 Case 조건을 나타내고 있으며 Case A1을 기준 (Benchmarking; BM) Case로 설정하였다. 가솔린 및 메탄올의 혼합비에 대한 혼합기준은 질량(kg)으로 하였다. 수치 모델의 신뢰성을 평가하기 위해 다음 Fig. 3과 Fig. 4는 각 압력선도 및 열방출량 선도를 나타내고 있다. 수치해석 및 실험의 운전 조건은 4000 rpm/WOT이며 보다 자세한 제원은 Table 2에 기재되어 있다.

연소실 내 압력 및 열방출량 수치해석 결과를 실험 값과 비교하여 각 Fig. 3, Fig. 4에 나타난다. 실험과 수치해석을 통해 얻은 압력 선도와 열방출량 선도의 경향이 전반적으로 유사한 것으로 나타났으며 각 최대 값의 오차율이 3% 미만인 것으로 나타났다. 따라서 본 연구에서 적용된 모델에 의한 해석은 실

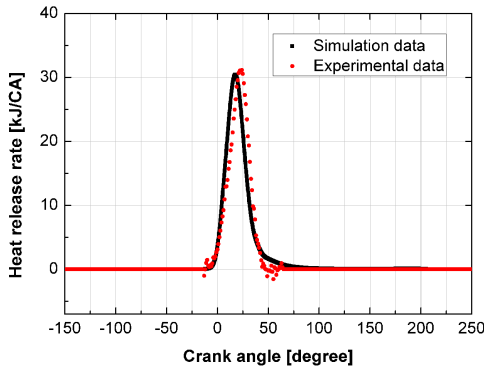


Fig. 4 Comparison of heat release rate on simulation with experiment

제 실린더 내부의 연소 특성을 충분히 반영해 주고 있다고 판단하였다.

3.1 실린더 내부에서의 유동 및 혼합특성

Fig. 5(a)와 (b)는 연료혼합비와 전/후기 분사기간을 변화시켰을 때의 균일도, 당량비를 나타내고 있다. 균일도를 통해 신기와 연료가 얼마나 균일하게 혼합되었는지 판단할 수 있다. Case A1과 Case B1에서 확인 할 수 있듯이 M0과 M28의 균일도는 압축말기인 -20°CA 에서 0.9로 큰 차이를 보이지 않는 것을 알 수 있다. 2단 분사 시 후기분사 비중이 증가할수록 상대적으로 전기분사량은 감소하기 때문에 흡입된 신기와 혼합되는데 수월해진다. 이는 SO_2 이전까지 균일도의 상승으로 나타나게 되지만 EOI_2 는 지각되므로 후기 분사된 연료가 확산하는데 충분한 시간을 확보할 수 없게 된다. 그 결과 -20°CA 에서 단일 분사 시 보다 낮은 균일도를 가지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5(b)를 통해 알 수 있듯이 혼합연료에서 메탄올 함량이 증가할수록 당량비는 증가하는 경향을 보였다. -20°CA 에서 Case B1은 Case A1에 비해 당량비가 4.8%가 상승된 것을 확인할 수 있다. 2단 분사의 경우에도 Case A4를 제외한 모든 Case에서 당량비는 단일분사의 경우보다 약 1%정도 상승한다. 이와 같은 결과를 일으키는 원인은 압축행정 시 실린더 내부 온도 상승에 의한 연료의 기화율 상승과 흡기밸브를 통해 역류되는 혼합기 질량의 저감 때문으로 판단된다. Fig. 6은 메탄올 함량에 따른 실린

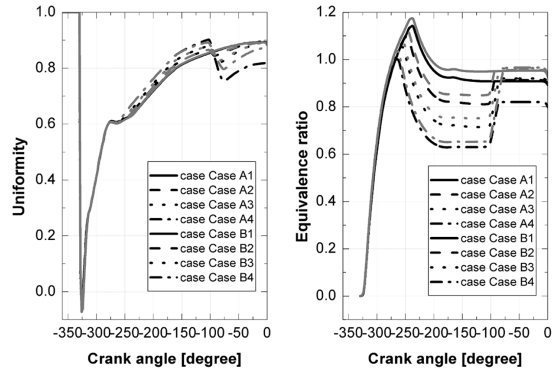


Fig. 5 Uniformity and equivalence ratio with different fuels (M0 and M28) and injection duration

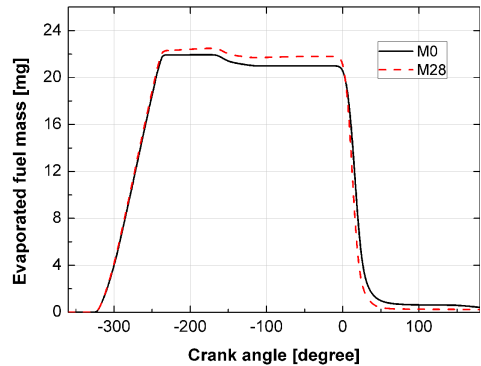


Fig. 6 Evaporated fuel mass for M0 and M28

더 내 연료 기화량을 보여주고 있다. Fig. 6을 통해 메탄올 함량이 증가할수록 연료의 기화량이 증가하는 것으로 나타나며 이것은 Fig. 5(b)의 당량비를 상승시키는 원인이 된다. Case A4는 지각된 EOI_2 로 인한 확산을 저감과 M0의 기화율 부족으로 균일도와 당량비는 각각 0.814, 0.82로 다른 Case들에 비해 낮은 값을 나타냈다.

Fig. 7은 압축행정 동안 실린더 내부에서 기화된 연료의 질량 분율의 변화를 나타내고 있다. Fig. 8은 -180°CA 과 -30°CA 에서 실린더 내부의 속도장을 나타내고 있다. -180°CA 에서 기화된 연료는 실린더 중앙부분에 농후하게 형성된다. 이는 실린더 중심부에서 유동이 주변보다 상대적으로 약하기 때문에 대류에 의한 혼합기의 확산이 잘 일어나지 않아 실린더 중심부에서 농후한 혼합기 분포를 가지게 되고, 이러한 결과는 Fig. 8 -180°CA 의 속도장을 통해 알 수 있다.

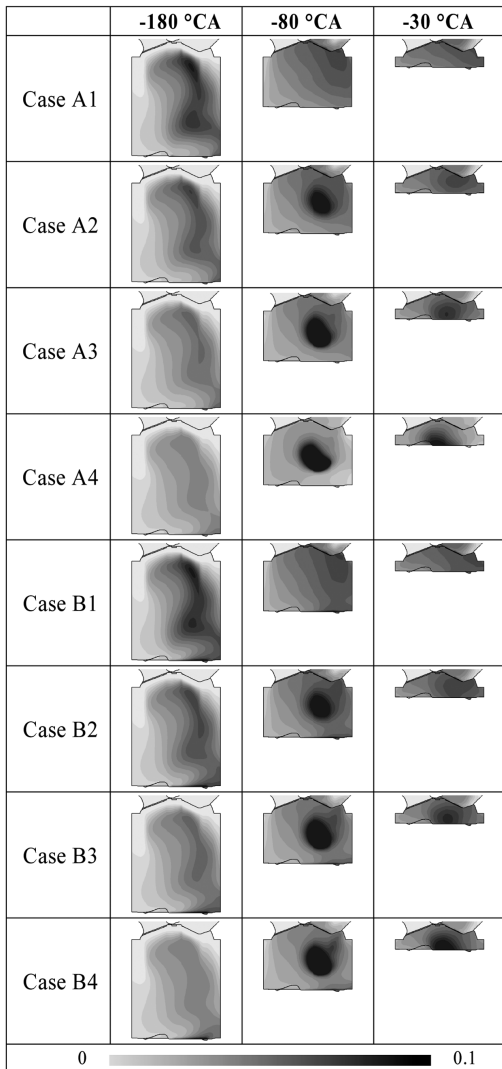


Fig. 7 Variations of evaporated fuel mass fraction with different fuels (M0 and, M28) and injection duration

Fig. 7 Case A1, Case B1을 통해 혼합연료에서 메탄올 함량이 증가하여도 실린더 내부에 형성되는 혼합기 분포에는 큰 변화가 없는 것을 확인할 수 있다. 한편 -80 °CA에서는 기화된 연료가 흡기밸브와 인젝터 쪽에 주로 분포하고 있는 것을 볼 수 있다. 이는 흡기밸브는 압축초기까지 열려 있게 되는데 압축과정에서 혼합기가 피스톤 움직임에 의해 흡기밸브로 일부 역류되는 유동이 발생하며 이러한 유동이 흡기밸브가 닫힌 이후에도 남아 기화되는 연료를 흡기밸브와 인젝터 부근으로 유도하기 때문인

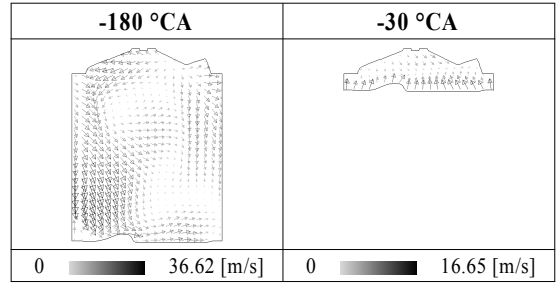


Fig. 8 The flow field and velocity magnitude with various crank angle

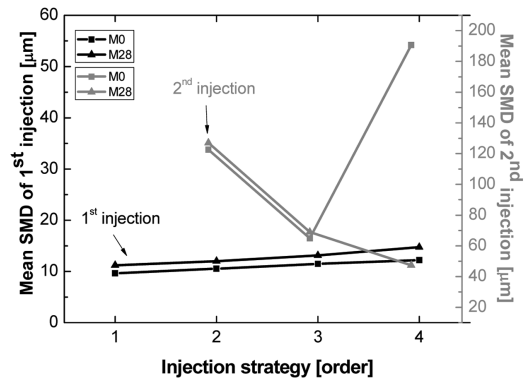


Fig. 9 The SMD of injected fuel during each injections duration

것으로 보인다. 2단 분사 시 후기분사 연료는 실린더 내부에 형성되어 있는 혼합기를 밀어내고 실린더 중앙에서 기화되는 것을 -80 °CA에서 확인할 수 있으며 -30 °CA에서 혼합기는 피스톤 보울 쪽으로 갈수록 농후해 지는 역성층화 분포를 가지게 되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 연료혼합비와 전/후기 분사시간을 변경하였을 때 전/후기 분사시간 동안 분사되는 분무액적의 SMD를 나타내고 있다. 실린더 내부 전체를 측정범위로 설정하여 SMD값을 구하였다. SMD는 분사가 이루어진 이후부터 해당 분사의 연료가 완전히 기화되기까지의 값을 시간 평균화한 것이다. 전기분사시간 동안 분사된 분무액적의 SMD는 10~14 μm로 나타났고 Case A4를 제외한 후기분사 시간 동안 분사된 분무액적의 SMD는 40~130 μm로 나타났다. 후기분사시간 동안 분사된 분무액적의 SMD가 전기분사시간 동안분사 된 분무액적의 SMD보다 큰 값을 가지게 되는 이유는 후기분사압력과 주변

압력간의 차이가 전기분사에 비해 작고 분무액적과 피스톤 헤드와의 충돌에 의한 미립화가 줄어들기 때문에 판단된다. 전/후기 분사 모두에서 M28은 M0에 비해 상대적으로 높은 점성과 표면장력으로 인해 SMD가 더 큰 경향을 보였다.

2단 분사 시 후기분사비중이 증가할수록 전기분사기간 동안 분사된 분무액적의 SMD는 증가하였다. 이는 후기분사비중이 증가할수록 EOI₁은 진각되므로 분사된 연료와 피스톤 헤드와의 충돌량이 감소하기 때문에 판단된다. 후기분사기간 동안 분사된 분무액적의 SMD의 경우 후기분사비중이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 이는 후기분사비중이 증가하여 EOI₂가 지각될수록 후기분사된 분무액적은 상대적으로 높은 실린더 온도에서 분사되게 되므로 분무액적의 기화량이 증가하였기 때문이다. Case A4의 경우 다른 Case들에 비해 SMD가 급증하게 된다. 원인은 실린더 내 존재하는 액적들이 다른 Case들에 비해 기화가 제대로 이루어지지 않은 것으로 판단되나 정확한 원인은 파악할 수 없었다. Fig. 5의 균일도가 낮은 원인도 기화가 제대로 이루어지지 않았기 때문으로 파악할 수 있다.

Fig. 10은 크랭크 각 변화에 따른 피스톤 헤드에 생성된 연료액막의 총 질량을 나타내고 있다. 연료의 분사 방향은 강한 와류가 형성되는 실린더 중심으로 이루어지지 않고 수직에 근접한 분사가 이루어지므로 연료액막은 피스톤 헤드에 대부분 생성되게 된다. SOI₁인 -330 °CA 이후부터 피스톤 헤드에 생성되는 연료액막의 질량은 급격히 증가한다. 이후 피스톤 헤드에 생성된 연료액막은 압축 과정을 거치면서 실린더 내부 온도 상승에 의해 기화되어 질량이 감소하게 된다.

점화시기 직전인 -17 °CA에서 피스톤 헤드에 생성된 연료액막의 질량은 Case A1의 경우 분사된 연료의 8.1%가 연료액막으로 생성되었고 Case B1의 경우 분사된 연료의 4%가 연료액막으로 생성되었다. M28을 사용하였을 때 피스톤 헤드에 생성된 연료액막의 질량이 M0에 비해 크게 감소하는 이유는 이는 M28의 끓는점이 낮고 열전도율이 높아 혼합연료의 기화량이 증가했기 때문이다.

2단 분사 시 전/후기 분사기간의 변화가 피스톤

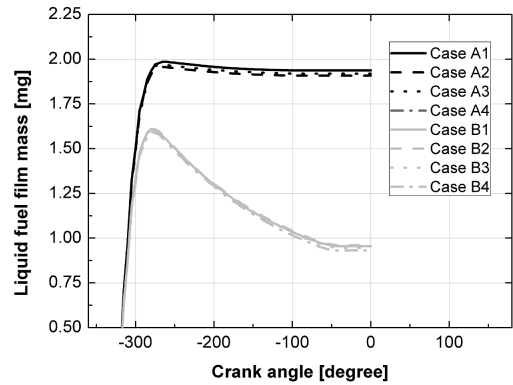


Fig. 10 The liquid fuel film mass generated on piston

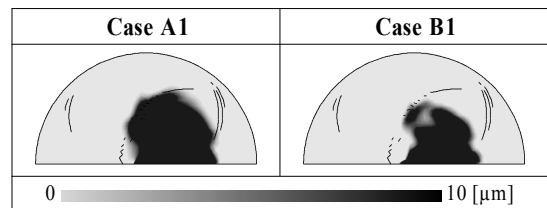


Fig. 11 Liquid fuel film thickness on piston for different fuels (M0 and M28) on -20 CA

헤드에 생성되는 연료액막의 질량에 미치는 영향은 메탄올의 함량 변화에 비해 크지 않았다. 이 때 후기분사기간 동안 분사되는 분무액적은 피스톤과의 충돌량이 적으므로 피스톤 헤드에 생성되는 연료액막의 질량이 미미하게 감소된 것을 알 수 있다.¹⁶⁾

Fig. 11에서 -20 °CA에서 피스톤 상부면에 생성된 연료액막 두께를 나타내었다. 피스톤 헤드에 생성된 연료액막은 피스톤 보울에 국부적으로 생성되며, 혼합연료의 기화량 증가 때문에 M28이 M0보다 연료액막의 두께가 얇은 것을 알 수 있다.

3.2 실린더 내부에서의 연소특성

Fig. 12는 4000 rpm/WOT 상태에서 크랭크 각 변화에 따른 실린더 내부 압력 및 온도 변화를 나타내고 있다. Case A1의 실린더 내부에서의 최고 압력과 온도는 54.8 bar, 2287 K을 나타냈으며 Case B1은 64.6 bar, 2391 K으로 나타냈다. 이를 통해 혼합연료에서 메탄올 함량이 증가할수록 실린더 내부에서의 최고 압력과 온도는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 M28의 총발열량이 M0보다 더 높기 때문인 것으로 보인다. M28의 경우 동일한 당량비를 얻기 위해 M0

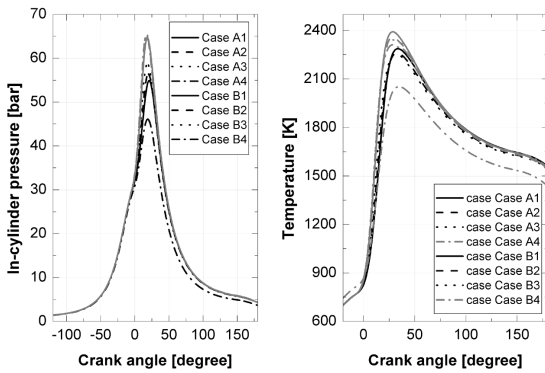


Fig. 12 In-cylinder pressure and temperature with different fuels (M0 and M28) and injection duration

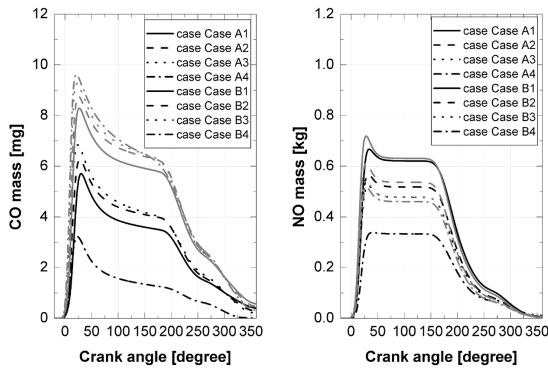


Fig. 13 CO and NO mass generated inside the cylinder with different fuels (M0 and M28) and injection duration

보다 19.30% 많은 연료를 분사하며 이에 따라 총발열량이 M0보다 2.0% 높다.

Case A4를 제외한 나머지 Case에서 2단 분사 시 후기분사의 비중이 증가할수록 압축행정 초기에 흡기포트로 역류되는 혼합기의 질량이 감소하기 때문에 산소와 반응할 수 있는 연료량의 증가로 실린더 내부에서의 최고 압력은 증가한다. 하지만 실린더 내부에서의 최고온도는 후기분사되는 연료의 증발잠열로 인해 감소하게 된다.

Case A4의 경우 Fig. 5를 통해 알 수 있듯이 균일도와 당량비의 저감이 화염의 불완전연소로 이어짐으로써 실린더 내부에서의 발열량 저하에 의해 압력과 온도가 감소한 것으로 판단된다.

Fig. 13(a)는 연료혼합비와 전/후기 분사기간을 변화시켰을 때 실린더 내부에서 생성된 CO의 질량을 나타내고 있다. EVO 직전인 140 °CA에서 CO의 질

량은 Case B1 이 Case A1보다 64% 증가한 것으로 나타났다. CO emission은 주로 A/F ratio와 불완전연소에 의해 지배된다. 앞에서 언급했듯이 M28을 사용하였을 때 기화량의 증가로 당량비가 증가하게 되므로 CO의 질량은 증가하게 된다.¹⁷⁾

2단 분사 시 후기분사비중이 증가할수록 CO의 질량은 증가한다. Fig. 5를 통해 알 수 있듯이 후기분사비중이 커질수록 균일도가 감소하고 이는 불완전연소를 야기시켜 CO의 질량이 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 13(b)는 상태에서 연료혼합비와 전/후기 분사기간을 변화시켰을 때 실린더 내부에서 생성된 NO의 질량을 나타내고 있다. EVO 직전인 140 °CA에서 NO의 질량은 Case B1이 Case A1보다 9%증가한 것을 알 수 있다. NO emission은 O₂의 농도와 연소가스 최고온도에 큰 영향을 받는다. M28을 사용할 때 M0에 비해 발열량과 증류 화염 속도는 증가된다. 이는 실린더 내부 온도증가로 이어져 NO질량을 증가시키게 된다. 2단 분사 시 후기분사비중이 증가할수록 분사되는 연료의 증발잠열로 인해 실린더 내부온도는 감소하므로 NO 질량은 줄어들게 된다.

Fig. 13(a), (b)에서 Case A4는 다른 Case보다 상대적으로 낮은 값을 가진다. Case A4의 경우는 앞에서 언급했듯이 불완전연소에 의한 실린더 내부온도 감소로 낮은 값을 가지게 된 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 4000 rpm/WOT 운전조건인 DISI 엔진에서 메탄올 함량의 변화와 2단 분사 시 전기와 후기분사의 분사기간 변화가 혼합기 형성 및 연소 특성에 미치는 영향을 3차원, 비정상, 난류, 열-유동 해석을 수행하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 메탄올이 혼합연료에 28%첨가되었을 때 당량비는 4.8%증가하였지만 균일도에는 큰 영향을 미치지 못했다. Case A4를 제외한 2단 분사 시 후기분사비중이 증가할수록 균일도는 저감되었지만 당량비는 약 1%증가하게 된다.
- 2) 메탄올 함량이 많은 연료를 사용할수록 표면장력과 점성의 증가로 인해 전/후기 분사기간 동안

분사된 분무액적의 SMD는 증가한다. 2단 분사 시 분무액적의 SMD는 분사압력과 주변압력 사이의 상대압력과 분사된 연료와 피스톤 헤드와의 충돌에 큰 영향을 받는다.

- 3) -17 °CA에서 피스톤 헤드에 생성된 연료액막의 질량은 Case A1의 경우 분사된 연료의 8.1%가 연료액막으로 생성되었고 Case B1의 경우 분사된 연료의 4%가 연료액막으로 생성되었다. 2단 분사는 연료액막 생성에 큰 영향을 미치지 못하였다.
- 4) M28을 사용하였을 때 M0을 사용하였을 때보다 각각 16%, 4%의 증가된 실린더 내부 압력과 온도를 나타냈다. 2단 분사 시에는 후기분사비중이 증가할수록 실린더 내부 압력은 증가하나 분사되는 연료의 증발잠열로 인해 실린더 내부 온도는 감소한다.
- 5) M28을 사용하였을 때 M0을 사용하였을 때 보다 각각 36%, 9%의 증가된 CO와 NO 질량을 나타냈다. 2단 분사 시 후기분사 비중이 증가할수록 CO는 증가하였고 NO는 감소하게 된다. 이는 당량비와 균일도 그리고 실린더 내부 온도와 밀접한 관련을 가졌다.
- 6) 본 연구에 적용된 결과 중 최적화된 Case는 Case B4로 판단된다. 기준 Case (BM) 대비 압력 증가율이 가장 높으며 NO의 생성량도 불완전연소가 일어난 경우를 제외하고 가장 적기 때문이다. 또한 CO 및 NO는 삼원촉매를 이용해 추가적인 저감을 시킬 수 있을 것으로 판단되기 때문이다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업단 사업(10035392-2010-02)의 “가솔린 다운사이징 엔진 기술” 과제의 일부로 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

References

- 1) J. H. Lee, H. Y. Kim and S. S. Yoon, “Numerical Studies on Flow and Combustion Characteristics with Various Injection Method of Gasoline Direct Injection Engine,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.198-204, 2009.
- 2) J. K. Hong, Methanol Opened De-oil Time, LG Weekly Economy Reference, pp.26-30, 2007.
- 3) K. S. Shin, G. T. Bae and S. J. Yoo, “Shock Tube Study of Ignition of Methanol Oxygen Argon Mixture,” Journal of the Korean Chemical Society, Vol.48, No.1, pp.99-102, 2004.
- 4) L. Bromberg and W. K. Cheng, Methanol as an Alternative Transportation Fuel in the US: Options for Sustainable and/or Energy-secure Transportation, Sloan Automotive Laboratory (MIT), pp.1-78, 2010.
- 5) Y. G. Shin, S. S. Hwang and H. S. Lee, “A Feasibility Study for a Flexible Fuel Vehicle,” IX International Symposium on Alcohol Fuels, 1991.
- 6) C. L. Myung, S. H. Lee, Y. G. Shin, S. S. Park and H. S. Lee, “Research and Development of Hyundai FFVs(Flexible Fuel Vehicles),” KSAE 923872, pp.169-179, 1992.
- 7) S. Liu, R. C. Eddy, T. Hu and Y. Wei, “Study of Spark Ignition Engine Fueled with Methanol/gasoline Fuel Blends,” Applied Thermal Engineering, Vol.27, Issues 11-12, pp.1904-1910, 2007.
- 8) S. H. Park, H. J. Kim, H. K. Suh and C. S. Lee, “Atomization and Spray Characteristics of Bioethanol and Biomethanol Blended Gasoline Fuel Injected Through a Direct Injection Gasoline Injector,” International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.30, Issue 6, pp.1183-1192, 2009.
- 9) M. C. Yuen and L. W. Chen, “On Drag of Evaporating Liquid Droplets,” Combustion Science and Technology, Vol.14, Issues 4-6, pp.147-154, 1976.
- 10) V. Yakhot, S. Thangam, T. B. Gatski, S. A. Orszag and C. G. Speziale, “Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique,” Physics of Fluids, Vol.4, Issue 7, pp.1510-1520, 1992.
- 11) R. I. Issa, “Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-splitting,” Journal of Computational Physics, Vol.62, Issue 1, pp.40-65, 1986.
- 12) P. Asproulis, High Resolution Numerical Predictions of Hypersonic Flows on Unstructured Meshes, Ph. D. Dissertation, University of

- London, UK, 1994.
- 13) R. D. Reitz and R. Diwakar, "Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays," SAE 860469, 1986.
 - 14) J. M. Duclos, M. Zolver and T. Baritaud, "3D Modelling of Combustion for DI-SI Engines," Oil & Gas Science and Technology, Vol.54, No.2, pp.259-264, 1999.
 - 15) C. Bai and A. D. Gosman, "Modeling Heat Transfer to Impinging Fuel Sprays in Direct Injection Engines," Atomization and Sprays, Vol.5, Issue 2, pp.213-242, 1995.
 - 16) S. W. Ryu and S. Y. Lee, "An Experimental Study on Post Impingement Behavior of an Electrically Charged Droplet," Ph. D. Dissertation, KAIST, Daejeon, Korea, 2008.
 - 17) J. H. Seo, H. Y. Kim, S. S. Yoon and J. H. Lee, "Analysis of Flow Characteristics and Combustion Characteristics Inside the Cylinder with Various Spray Cone Angle in Gasoline Direct Injection Engine," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.25-30, 2010.