

DME를 사용한 단기통 엔진의 연소특성에 관한 수치해석적 연구

김 현 철^{*1)} · 강 우¹⁾ · 나 병 철¹⁾ · 김 명 환²⁾

자동차부품연구원 에너지부품연구센터¹⁾ · AVL Korea²⁾

A Numerical Study on Combustion Characteristics of Single Cylinder Engine Fueled with DME

Hyunchul Kim^{*1)} · Woo Kang¹⁾ · Byungchul Na¹⁾ · Myunghwan Kim²⁾

¹⁾Energy Technology Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾AVL Korea Co. Ltd. 5F Yujin Building, 518-8 Dogok-dong, Gangnam-gu, Seoul 135-854, Korea

(Received 13 October 2005 / Accepted 3 March 2006)

Abstract : In this research, in order to study the spray, combustion, and emission characteristics of the common rail DME engine, the target engine was disassembled, and 3D CAD file was constructed using a 3D measurement machine and a rapid prototyping machine. Using the obtained 3D geometry, fine moving meshes are generated, and three dimensional non-steady turbulence flow field and combustion phenomenon including spray were numerically analyzed. As a result, IMEP of DME and diesel in medium and high speed revolution showed similar performance. As the DME fuel start to burn in spray area, the vaporized fuel rapidly spreads squish area in low speed revolution. In the case of DME engine, CO and NOx are relatively consistent with experiment results. It was found that the break-up, evaporation, collision model of DME fuel need to be properly adjusted through matching the characteristics of fuel and injector for further improvement.

Key words : DME fuel(DME-연료), DME engine(DME 엔진), Spray analysis(분무해석), Combustion analysis(연소해석), Swirl flow(스월유동), Mesh generation(격자생성), Chemical reaction(화학반응)

Nomenclature

D_d	: instantaneous droplet diameter	RH	: hydrocarbon fuel of nominal composition C_nH_{2n+2}
τ_b	: time scale of the break-up process	R^*	: radical formed from the fuel
We	: Weber number	B	: branching agent
σ_d	: surface tension coefficient	Q	: intermediate species
C_{it}	: empirical coefficient(3.6 ~ 8.4)	P	: products consisting of CO , CO_2 and H_2O
Re_d	: droplet Reynolds number	A_{ebu}, B_{ebu}	: empirical coefficients
C_{s1}	: coefficient with the value 0.5	F, O, P	: fuel, oxidant, products
C_{s2}	: empirical coefficient(2 ~ 20)	κ/ϵ	: micro mixing time scale
		m	: mass of specific component
		n	: reaction mole of specific component
		M	: molecular weight of specific component

*Corresponding author, E-mail: hckim@katech.re.kr

1. 서론

최근 심각한 환경오염에 대한 규제로 디젤 엔진의 배출가스에 대한 규제가 갈수록 엄격해 지고 있다. 디젤 엔진은 가솔린 엔진에 비해 높은 열효율과 경제성에도 불구하고 엔진 진동과 소음, NO_x와 Soot 등의 오염 물질의 배출이 문제가 되고 있다. DME는 디젤엔진이 가지는 배출가스 문제를 개선할 수 있는 연료로서 Soot가 거의 발생하지 않고 다른 연료에 비하여 환경 친화적이므로 많은 연구자들의 관심사가 되고 있다. DME 엔진의 성능 향상과 연비 개선 및 배출가스 저감을 위해서는 연소실 내의 유동장, 연료 분무, 열전달, 그리고 연소 현상에 대한 정량적인 이해가 요구된다. 이러한 이해를 바탕으로 연소실 형상을 개조하고 분사 노즐 및 핵심 설계 인자들을 적절하게 선택함으로써 효율과 경제성 및 저공해 측면에서 우수한 엔진을 개발할 수 있다. 이러한 연구 추세에 따라 연료 분사 및 연소 현상의 3차원 해석을 실험적 연구와 전산유체역학에 의한 계산이 상호 보완적으로 진행되고 있다. 수치해법에 의한 계산은 각 현상들에 대한 모델화를 통하여 각각의 설계 인자들에 의한 독립적인 영향을 파악하는데 효율적이다.

본 연구에서는 차세대 대체연료인 DME를 사용하는 엔진을 개발하기 위한 설계 데이터를 확보하기 위하여 화학반응을 고려한 DME 단기통 엔진의 분무 및 연소해석을 실시함으로써 배출가스 예측을 시도하였고 DME 엔진의 연소실 및 피스톤의 설계를 위한 발판을 구축하였다.

2. 이론해석

전자공학의 발전으로 복잡한 엔진의 거동을 예측하는 것이 가능하게 되어 연소실에서의 분무 및 연소현상을 수치해석 함으로써 그 결과를 초기 설계 단계에 적용하여 고성능 DME 엔진의 개발기간을 단축하기 위한 시도가 이루어지고 있다. 본 연구에서는 단기통 DME 엔진의 연소현상을 보다 정확하게 해석하기 위하여 CHEMKIN을 사용한 화학 반응 메카니즘을 적용하였다.

2.1 대상 엔진의 제원

본 연구에서 사용한 단기통 DME 엔진의 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of DME engine

Description	Specification
Bore×Stroke(mm)	102×100
Displacement(cc)	817
Type	DOHC, 4valve
Compression ratio	17.8
Swirl ratio	1.7
Valve open/close timing	(I/O) BTDC 26° (I/C) ABDC 50° (E/O) BBDC 50° (E/C) ATDC 29°
Connecting rod (mm)	167

2.2 수학적 모델

본 연구에서는 유동 및 연소해석 상용프로그램인 AVL사의 FIRE를 사용하여 계산을 시도하였으며, 적용한 수학적 모델은 다음과 같다.

- 분열모델: 분열모델은 분사된 액적이 각각의 요소로 분열된다고 가정하며, 인젝터 홀에서 분사되는 초기 액적의 크기가 홀의 지름과 같고, 홀의 크기에 종속하여 액적의 분열이 일어난다고 가정하였으며, 노즐에서 분사되는 연료의 양을 속도에 기반을 둔 체적유량으로 입력하였다. 분무를 해석할 때 적용한 파동분열 모델은 액체 형태로 분사된 액적이 시간이 지남에 따라 기체 형태로 변화한다고 가정한다.

- 증발모델: 증발모델은 아래의 수식으로 표현되는 Dukowicz의 수학적모델¹⁾을 사용하였다. 분열될 때의 열 및 질량 전달 계수는 증발모델의 물리적 특성에 따라 정해진다.

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{f_{vs}}{q_s}$$

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left(1 + L \frac{f_{vs}}{q_s} \right)$$

$$\frac{f_{vs}}{q_s} = \frac{-B_y}{h_{\infty} - h_s - (h_{vs} - h_{gs})(\mu_{v\infty} - \mu_{vs})}$$

where, $B_y = \frac{\mu_{v\infty} - \mu_{vs}}{1 - \mu_{vs}}$

$$\dot{Q}_s = D_s \pi \lambda N (T_\infty - T_s)$$

보울의 크기가 작은 디젤 엔진의 경우 인젝터와 보울간의 거리가 짧으므로 상당량의 연료가 분열과 증발되지 못한 채 벽에 충돌하기 때문에 분열 입자가 벽에 충돌하는 현상은 디젤 및 가솔린 엔진에서 중요하다. 이런 현상은 연소과정에 영향을 미쳐 벽 근처에서 불완전 연소로 인한 배출가스 생성을 증가시키게 된다.

• 충돌모델: 본 연구에 사용된 충돌 모델은 충돌 후 입경의 변화를 Weber 수에 의한 함수로 정의하며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} We < 50 & \quad d_1 = d_0 \\ 50 \leq We \leq 300 & \quad d_1 = d_0 \cdot f(We_{\perp, in}) \\ We > 300 & \quad d_1 = 0.2 \cdot d_0 \end{aligned}$$

• 자발착화모델: 자발착화모델은 디젤엔진의 연소 초기에 일어나는 자발착화 현상을 나타내는 모델로서 탄화수소계 연료의 경우 일반적으로 널리 사용되는 Halstead의 쉘(shell) 모델을 사용하였으며 다음과 같은 8개의 축소 반응모델로 구성된다.

- 체인생성단계 $RH + O_2 \rightarrow 2R^*$
- 체인전파단계 $R^* \rightarrow R^* + P$
 $R^* \rightarrow R^* + B$
 $R^* \rightarrow R^* + Q$
 $R^* + Q \rightarrow R^* + B$
- 체인분지단계 $B \rightarrow 2R^*$
- 선형체인종료 $R^* \rightarrow \text{inert products}$
- 2차 체인종료 $2R^* \rightarrow \text{inert products}$
- 반응률 계수 $\kappa = Ae^{(-E/RT)}$

• 화학반응²⁾: 본 연구에서 적용한 화학종 혹은 에너지 보존 방정식에서 나타나는 반응율은 아래 식에서 보여준 것처럼 각 성분이 참여하는 반응에 의한 소스들의 합으로 이루어져 있다.

$$R_i = \sum_k R_{i,k}$$

여기서 $R_{i,k}$ 는 반응 k 에서 화학종 i 의 생성, 혹은 소멸율이고, 반응률 $R_{i,k}$ 는 Arrhenius 반응속도상수 혹은 섭동하는 화학종 성분을 포함하고 있는 난류의 혼합에 의하여 결정 되어지며 이때 Arrhenius

반응속도상수는 다음과 같이 계산된다.

$$R_{i,k} = -v'_{i,k} M_i T^{\beta_k} A_k \prod_j C_j^{\nu_{j,k}} e^{(-E_k/RT)}$$

반응율에 난류의 영향을 고려하는 Eddy 분열 모델은 다음과 같다.

$$R_{i,k} = v'_{i,k} M_i A \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{m_R}{v'_{R,k} M_R}$$

화학반응에 의하여 발생 혹은 소모되는 에너지는 다음과 같이 계산되어지며 에너지 보존방정식의 생성항으로 사용된다.

$$S_{h,reactio}^n = \sum_i h_i^0 R_i$$

Table 2와 같은 화학종 78개를 적용하였고, 화학 반응식은 336개를 고려하였다.

Table 2 Chemical species for combustion analysis of DME engine

H	H ₂	O	O ₂	OH
H ₂ O	N ₂	CO	HCO	CO ₂
CH ₃	CH ₄	HO ₂	H ₂ O ₂	CH ₂ O
CH ₃ O	C ₂ H ₆	C ₂ H ₄	C ₂ H ₅	CH ₂
CH	C ₂ H	C ₂ H ₂	C ₂ H ₃	CH ₂ CH
CH ₂ OH	CH ₂ CO	HCCO	C ₂ H ₅ OH	PC ₂ H ₄ OH
SC ₂ H ₄ OH	CH ₃ CO	CH ₃ CHO	CH ₃ CHO	CH ₃ COCH
CH ₃ COCH ₂	C ₂ H ₃ CHO	C ₂ H ₃ CO	C ₂ H ₅ O	CH ₃ O ₂
C ₂ H ₃ O ₂	CH ₃ O ₂ H	C ₂ H ₃ O ₂ H	C ₂ H ₃ O ₁₋₂	CH ₃ CO ₂
C ₂ H ₄ O ₁₋₂	C ₂ H ₃ O ₂ H	O ₂ C ₂ H ₄ OH	CH ₃ CO ₃	CH ₃ CO ₃ H
C ₂ H ₃ CO	C ₂ H ₃ CO	CH ₃ COCH ₂ O ₂	CH ₃ COCH ₂ O ₂	CH ₃ COCH
HCO ₃ H	HCO ₃	HCO ₂	O ₂ C ₂ H ₄ O ₂ H	CH ₂ O ₂ HCH
CH ₂ CCH ₃ OH	CH ₂ CH ₂ COCH	C ₂ H ₃ COCH ₃	CH ₂ CHOHCO	C ₂ H ₃ COCH ₂
CH ₂ CHOOCOC	CH ₃ CHCOCH	C ₂ H ₃ COCH ₃	CH ₂ CH ₂ CHO	CH ₃ OCH ₃
CH ₃ OCH ₂	CH ₃ OCH ₂ O ₂	CH ₂ OCH ₂ O ₂	CH ₃ OCH ₂ O ₂ H	CH ₃ OCH ₂ O
O ₂ CH ₂ OCH ₂ O ₂	HO ₂ CH ₂ OCH	OCH ₂ OCHO		

2.3 격자생성

수치해석을 위한 격자는 Fig. 1에 나타나 있으며 해석시간의 절약을 위하여 실제 단기통 엔진의 1/6에 대한 격자를 생성하였다. 격자의 수는 BDC에서 약 24,000개이다. 본 연구의 격자생성과정은 FIRE 내의 FAME/ FAME-Engine 기능을 사용하였다.

2.4 해석방법 및 경계조건

본 연구에서 DME 엔진 해석에 사용한 계산 구간은 IVC~EVO (CA230°~CA490°) 구간이다. 수치 해

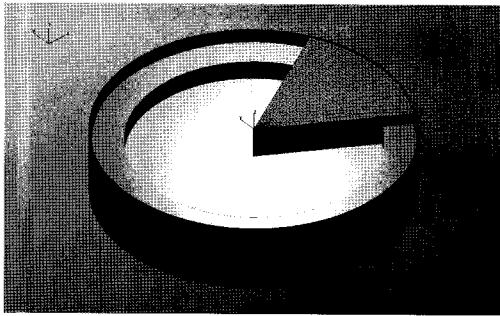


Fig. 1 Mesh generation of DME engine

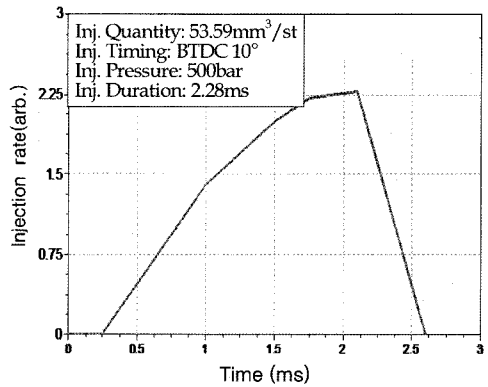


Fig. 2 Injection rate of DME

Table 3 Boundary condition

	Engine speed	Item	Value
Initial condition (at IVC)	800 rpm	Pressure	1.1113bar
		Temperature	363K
		Swirl ratio	2.1
		Turbulent kinetic energy	$6.32427\text{m}^2/\text{s}^2$
		Turbulent length scale	0.0085m
	1400 rpm	Pressure	1.1609bar
		Temperature	363K
		Swirl ratio	2.1
		Turbulent kinetic energy	$19.37\text{m}^2/\text{s}^2$
		Turbulent length scale	0.0085m
	2000 rpm	Pressure	1.133bar
		Temperature	363K
		Swirl ratio	2.1
		Turbulent kinetic energy	$39.5\text{m}^2/\text{s}^2$
		Turbulent length scale	0.0085m
Boundary condition	Piston temperature	575K	
	Cylinder head temperature	550K	
	Cylinder liner temperature	470K	

석을 위해 계산이 시작되는 시점에서 필요한 실린더 내 압력, 온도 등 초기조건과 해석에 사용한 경계 조건은 Table 3과 같다. 또한 해석에 사용된 조건의 경우 압력은 측정된 실린더 압력에서 주어졌다.

2.5 분사율

인젝터로부터의 연료분사³⁾는 전기적 신호에 의해 인젝터 니들이 열림으로써 이루어지나 실제 전

기적 신호와 실제 분사율 패턴이 같지 않아 분사 지연이 발생하므로 실제와 근사한 연료 분사율을 해석에 적용하기 위하여 Fig. 2와 같이 인젝터 분사 실험으로부터 얻어진 분사율 데이터를 사용하였다.

3. 해석결과 및 고찰

3.1 분무 형태

분사는 Fig. 3에서 확인할 수 있는 바와 같이 고속으로 갈수록 늦게 시작되며 2000rpm의 경우 TDC 이후에 분사가 시작된다. 실제 분사타이밍이 BTDC 10° 임을 고려할 때 상당한 분사지연이며 분사기간 중에도 저속의 경우 분무 증발이 빠르게 이루어지는데 비해 고속의 경우에는 분무 증발이 원활하게 이루어지지 않고 있다. 실린더 내부의 연소 압력이 고속의 경우에 상승하지 못하는 것으로 보여진다.

또한, 본 연구에서 사용한 단기통 엔진은 일반적인 디젤엔진에 비해 피스톤 보울의 깊이가 낮으므로 피스톤 보울 벽면 근처에 과다한 양의 증발연료가 위치함을 알 수 있다.

3.2 실린더 압력

실험과 해석을 통하여 얻어진 실린더 내부 압력⁴⁾의 변화는 Fig. 4와 같다. 압축압력의 경우 모든 경우에 대해 거의 동일하지만 연소압력이 고속으로 갈수록 상승하지 않는 원인은 모든 회전수에 대하여 동일한 분사기간(2.28ms)과 분사량(53.6 mm³/st)이 적용됨으로써 고속으로 갈수록 고온고압상태에서 연료가 분사되지 않아 연소에 좋지 않은 영향을 미

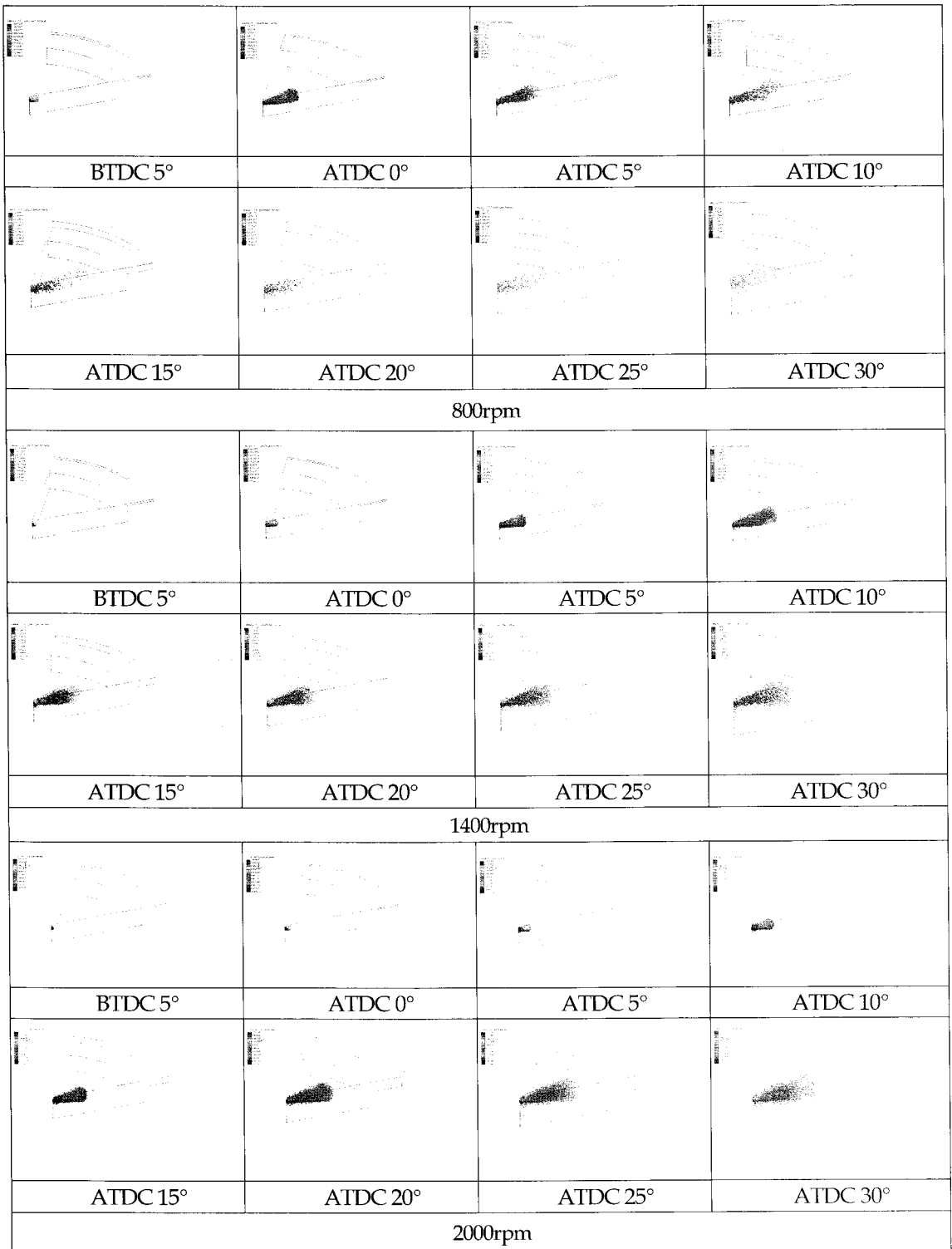


Fig. 3 Comparison of DME injection patterns by engine speed

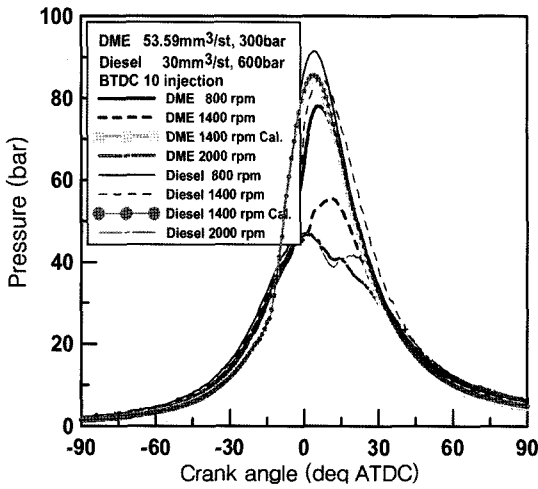


Fig. 4 Cylinder pressure of DME

치기 때문이다.

IMEP의 경우 실험 결과는 4사이클에 대한 결과이며 해석은 IVC ~ EVO 결과 이므로 절대 비교가 어려운 점이 있다. 따라서, 본 연구 결과에서의 특성 값에 대한 실험결과와의 비교는 정량적인 직접비교가 아닌 800rpm을 기준으로 한 normalized 값을 사용하였다. 각 회전수별 상대적 비교는 Fig. 5와 같이 일치하고 있으므로 이를 통하여 회전속도 증가에 따른 IMEP의 변화는 수치해석으로 예측가능하다.

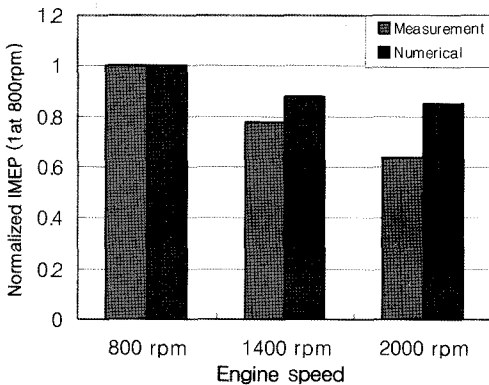


Fig. 5 Comparison of IMEP

3.3 연소해석

본 연구에서는 인젝터 노즐의 홀을 0.25mm, 콘 (cone) 각도를 8°로 하여 적용하였으며, 분사량은 총 분사량 53.6mm³/st를 노즐 홀의 수 6으로 나눈

8.93mm³/st를 설정하여 계산하였다. 분무 및 연소에 대한 해석⁵⁾은 흡기밸브가 닫히는 시기인 BTDC 130°에서부터 배기밸브가 열리는 시기인 ATDC 130°까지 수행하였다. 분사가 시작되는 BTDC 10°까지 크랭크 각 1° 당 계산한 결과를 20° 간격으로 저장하도록 하였다. BTDC 10°부터 연소과정이 주로 발생하는 ATDC 40°까지는 크랭크 각 0.2° 당 계산한 결과를 1° 간격으로 저장하도록 하였다. Fig. 6에서 회전수 및 크랭크 각 변화에 따른 온도분포를 살펴보면 DME 연료가 분사되면서 분무 외곽에서부터 증발현상이 발생하고 연소가 시작되고 있음을 알 수 있다. 800rpm에서는 TDC에서부터 활발한 온도 상승이 일어나지만 엔진 회전수가 증가 할수록 연소가 활발하게 이루어지지 않으며 2000rpm의 경우는 ATDC 10°에 이르러서야 분무 외곽에서 연소가 발생하여 온도가 증가함을 알 수 있다. 또한, 연소과정 후기에서 실린더 내부의 온도분포를 보면 저속일 때 가장 높은 분포를 보인다. 이런 결과는 실린더 압력에서 나타나는 바와 같이 저속일 경우에 연소가 활발하게 발생하여 실린더 압력이 높아지는 경향과 일치한다. 실린더 내부에서의 순간 최대 온도는 약 2500K인 것으로 나타났다.

Fig. 7에서는 실린더 내부에서의 NOx 농도분포를 나타내었다. 분사 진행 후 분무외곽에서 증발하여 발생한 연소온도의 증가로 인해 NOx가 생성되고 있음을 확인 할 수 있다. NOx 생성의 주요 원인은 실린더 내부 온도로서 온도증가가 빠른 저속의 경우 높은 NOx 농도 분포를 보이고 있다. Fig. 8로부터 실린더 내부에서의 CO 농도 분포를 알 수 있다.

3.4 배출가스 특성

DME 엔진의 경우 Soot는 거의 배출되지 않으므로 수치 해석 시 고려되지 않았으며 NOx와 CO를 중심으로 배출가스 특성을 살펴보기로 한다. IMEP 비교에서와 마찬가지로 800rpm을 기준으로 한 상대 비교에서 실험치와 일치하는 경향을 보여주고 있다. NOx의 경우 수치해석 결과가 실험치에 비해 고속에서 낮은 값을 보이는 것은 DME 연료 분사와 관련하여 연소 온도가 실험치에 비해 낮게 계산되어 NOx 배출이 상대적으로 적기 때문이다.

DME를 사용한 단기통 엔진의 연소특성에 관한 수치해석적 연구

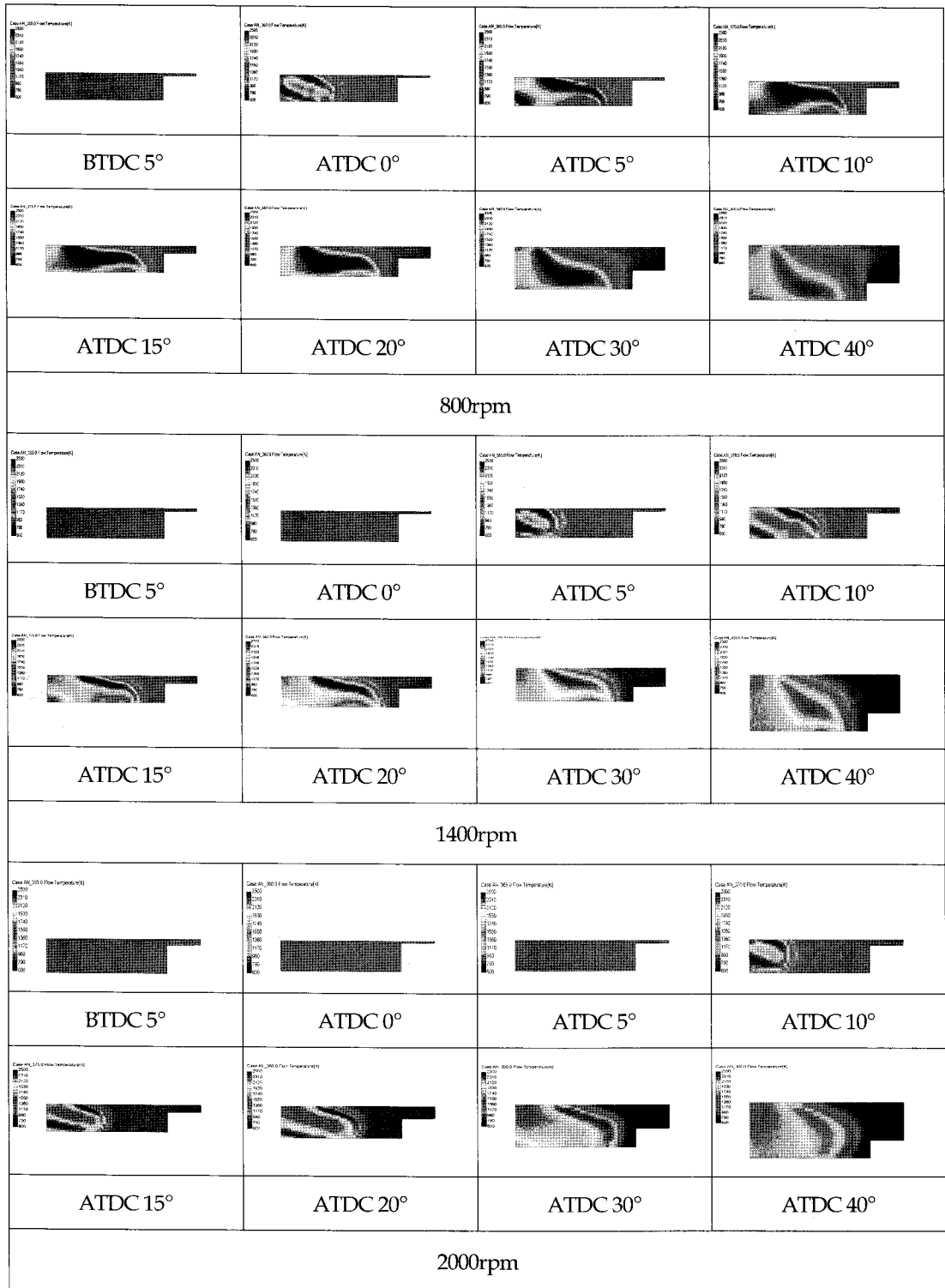


Fig. 6 Comparison of temperature contours by engine speed

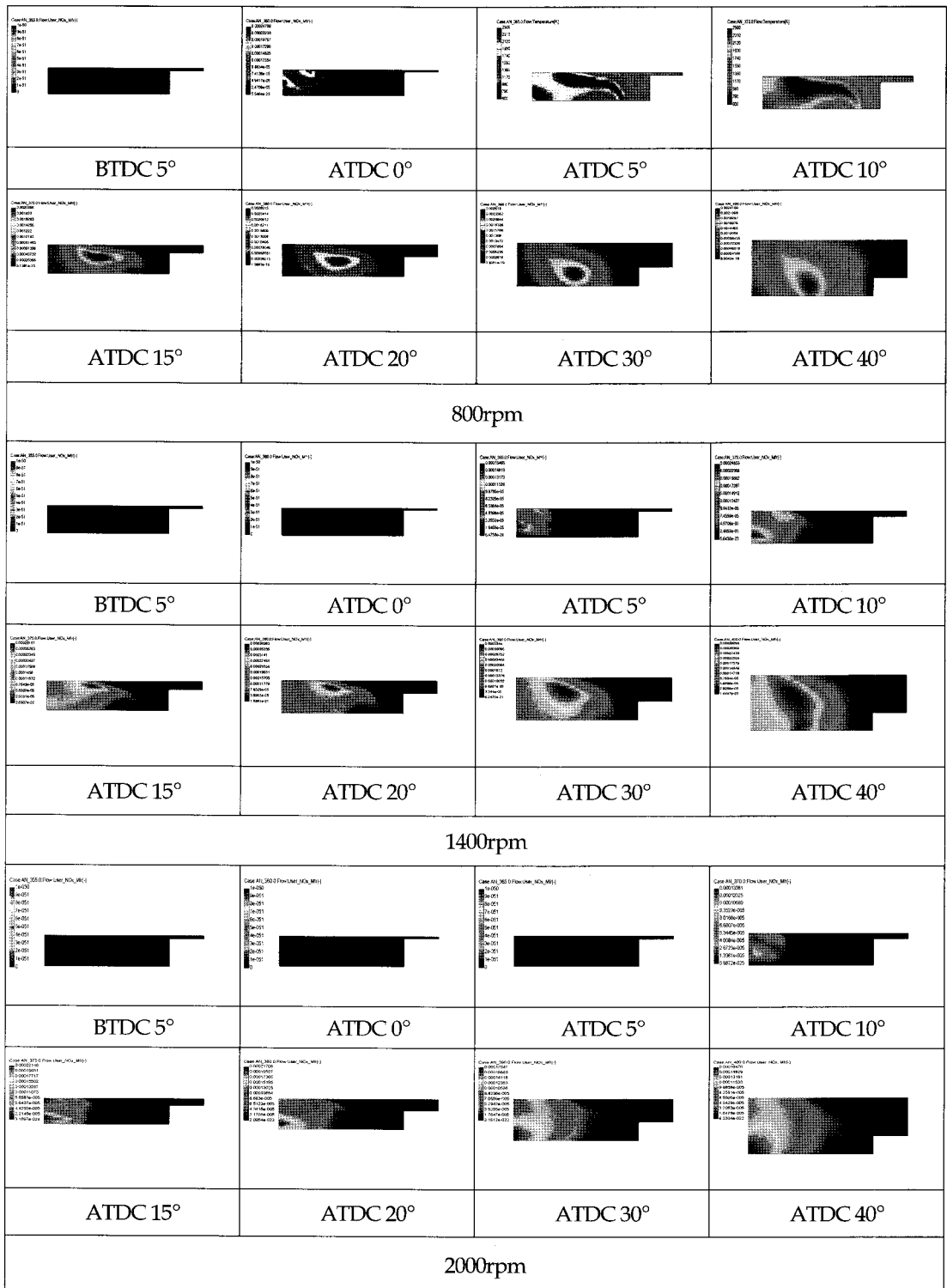


Fig. 7 Comparison of NOx contours by engine speed

A Numerical Study on Combustion Characteristics of Single Cylinder Engine Fueled with DME



Fig. 8 Comparison of CO contours by engine speed

4. 결론

DME 연료를 사용하는 소형 단기통 엔진의 분무 및 연소해석 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 실린더 내의 압력을 실험치와 비교하면 연소압력특성과 IMEP의 경향은 전반적으로 일치함을 알 수 있다. 또한, 고속으로 진행할수록 실험결과와 상대적 차이가 증가하며 그 이유는 분사특성과 연관이 있는 것으로 판단된다.
- 2) 분사특성을 살펴보면 동일한 양의 연료가 동일한 분사기간에 분사됨으로써 고회전 일수록 크랭크 각도 기준의 분사기간은 증가한다. 또한 일반적인 디젤엔진의 피스톤 보울에 비해 깊이가 낮으므로 피스톤 보울 벽면 근처에 과다한 양의 증발연료가 위치함을 알 수 있다. DME 연료 분사의 경우 디젤연료와 분사특성이 다르므로 디젤엔진 해석에 흔히 사용되는 파동분열모델이 아닌 적합한 모델을 사용하는 것이 바람직하며 이에 대한 검증작업이 필요하다.
- 3) 분사단면으로부터 강한 분무 모멘텀에 의해 피스톤 보울 벽면까지 전파되는 강한 속도 분포가 존재함을 확인하였다.
- 4) DME 엔진의 경우 NOx는 비교적 일치하는 경향을 보였으며 저회전 일수록 NOx 양이 증가하는 것은 연소가 원활하여 실린더 내 온도가 더 높기 때문이다. 또한, CO는 전반적으로 실험치와 상

대적 경향이 일치하였다.

- 5) 수치해석 시 화학반응을 고려한 DME 특성이 적용되었으며 DME 연료 분사에 대한 추가적인 검증 작업을 통하여 DME 연료의 분열/증발/벽충돌 모델에 대한 모델 개선이 필요하다.

References

- 1) FIRE Ver. 8.4 Manual, AVL List GmbH, 2005.
- 2) H. C. Kim, W. Kang, B. S. Kim and S. H. Park, "A Study on the Combustion and Exhaust Gas Characteristics of Single Cylinder Engine for DME and Diesel," Transactions of KSAE, Vol.12, No.6, pp.80-89, 2004.
- 3) P. Kapus and H. Ofner, "Development of Fuel Injection Equipment and Combustion System for DI Diesel Operated on Dimethyl Ether," SAE 950062, 1995.
- 4) S. Kajitani, Z. L. Chen and Konno, K. T. Rhee, "Engine Performance and Exhaust Characteristics of Direct-injection Diesel Engine Operated with DME," SAE 972973, 1997.
- 5) Y. D. Pyo, G. C. Kim, Y. J. Lee and M. H. Kim, "A Study on Performance and Exhaust Emissions of DI Diesel Engine Operated with Neat DME and DME Blended Fuels," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.75-82, 2003.