

## 4기통 커먼레일 DME 엔진의 분사조건 보정방법에 대한 연구

정재우\* · 강정호 · 김남호 · 정수진 · 이호길 · 강우

자동차부품연구원 동력시스템연구센터

### Research on the Injection Condition Calibration Process of a Common-rail DME Fueled Engine

Jae-woo Chung\* · Jung-ho Kang · Nam-ho Kim · Soo-Jin Jeong · Ho-gil Lee · Woo Kang

Powertrain System R&D Center, KATECH, 74 Yongjeong-ri, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

(Received 13 February 2008 / Accepted 18 March 2008)

**Abstract** : As the management of fuel efficiency becomes globally reinforced in attempts to find an environment-friendly vehicle that will operate against global warming, the interest in and the demand for the type of vehicle with a high-efficiency diesel engine using light oil. However, it also emits a greater amount of PM (particulate matter) and NOx than emissions from vehicles using other types of fuels. Therefore, the DME (Dimethyl Ether), an oxygen containing fuel draws attention as an alternative fuel for light oil that can be used for diesel engines since it generates very little smoke. But to develop and compare performance of an electric controlled common-rail DME engine, engine tests requires optimized injection conditions at required engine RPM and engine torque. These injection conditions cannot be set freely and the data configuration through the experimentally repeated application requires much time as well as a significant amount of errors and effort. The object of this study is to configure the basic injection map using the results of the DME engine experiments performed so far . For this, in this study, the functionalization of the required equations were performed along with the basic review of the factors that had influence on the data map. Through this, the information on the injection pressure, injection amount, injection duration, injection timing, etc. under certain operation condition could be obtained.

**Key words** : DME(Dimethyl Ether), Common-rail fuel injection(커먼레일연료분사), Alternative fuel(대체연료), Engine calibration(엔진보정)

### 1. 서론

전 세계적으로 지구온난화에 대응하기 위한 친환경 자동차의 실현을 위해 자동차 연비규제가 강화됨에 따라 중단기적으로는 가솔린자동차에 비하여 CO<sub>2</sub>배출량이 30% 이상 적게 배출되는 고효율 경유 디젤엔진 탑재차량에 대한 관심과 수요가 증가되고 있는 추세이다. 그러나 디젤차량은 연료소비율이 적어 온실가스물질인 CO<sub>2</sub> 배출량이 적은 반면에 인

체에 극히 해로운 PM(입자상물질)과 NO<sub>x</sub>의 배출이 다른 연료를 사용하는 차량보다 많아, 유해배출가스를 효과적으로 저감할 수 있는 후처리기술이나 경유 대체연료 개발의 필요성이 시급히 제기되고 있는 실정이다.

DME(Dimethyl Ether)는 합산소 연료로서, 스모크 발생이 극히 적어 디젤엔진에 사용 가능한 경유 대체연료로서 주목받고 있다. 이러한 연료 특성을 바탕으로 하여 국내외적으로 DME 연료를 사용하는 압축착화방식의 엔진 개발을 위한 다양한 연구가

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

추진 중에 있다.<sup>1-4)</sup>

한편으로 근래의 디젤엔진은 전자제어 커먼레일 직분식 연료공급 방식이 주를 이루고 있으며, 따라서 커먼레일 형의 DME 연료공급방식에 대한 연구 또한 진행 중이다.

그러나 엔진의 성능을 평가하거나 개발하기 위하여서는 전자제어 연료계는 기계식과 달리 엔진의 원활한 구동을 위하여 모든 분사조건을 미리 설정하여 주어야 한다.

구체적으로는 각종 센서 및 액츄에이터의 보정값과 전기적 특성 이외에 요구 엔진회전속도와 엔진 토크에서의 각종 3차원 보정데이터를 필요로 한다. 이러한 보정데이터는 임의로 설정할 수 없으며, 반복적용을 통한 데이터의 구성에는 많은 오차와 시간 및 노력이 수반된다.

따라서 본 연구에서는 4기통 커먼레일 DME 엔진을 개발하는 과정에서 필요시 되는 기초적인 분사조건 설정 과정을 구성하였다.

이를 위해 기본적인 엔진실험을 수행하였으며, 실험결과를 이용한 수식의 설정을 통하여 임의의 운전조건에서의 세부보정을 위한 단일분사를 기준으로 기본 분사압력, 분사량, 분사기간, 분사시기 기본 설정을 수행할 수 있었다.

## 2. DME 다기통 엔진실험장치

본 연구에 사용된 엔진은 4기통 2.0리터급 엔진으로 DME 로 구동하기 위하여 연료공급계 및 연료분사계등의 새로운 구성이 이루어졌다.

1차로 DME를 저장하기 위한 연료 탱크와 고압연료펌프로 저압의 연료를 공급하기 위한 저압연료계가 설치되었다. DME는 일반적으로 대기압과 대기는 상태에서 기체로 존재하므로, 저압펌프의 토출압력은 대략 15bar 정도로 유지되었다.

고압의 연료펌프는 디젤엔진의 커먼레일 연료펌프를 개조하여 사용하였으며, 인젝터는 DME연료의 낮은 밀도 및 발열량을 고려하여 직경이 0.3mm 가 되도록 확대 가공하였다.

측정시스템으로는 연소실내의 압력 측정 센서 및 연료압력과 온도 측정 센서 그리고 공기량 측정 센서등이 부착되었으며, DME 소모량은 연료탱크의

Table 1 Specifications of a proto DME engine

Bore×Stroke	83×92 mm
Displacement	1991 cc
Compression ratio	17.7
Fuel supply system	Common-rail electric controlled injector
Num.of nozzle hole×dia.	6×φ0.3
Fuel pump	Common-rail type

Table 2 Specifications of engine test system

Dynamometer	AVL, EC type, 160KW
Emission Analyzer	Horiba, MEXA 9100DEGR
Smoke meter	AVL 415
Engine controller	(주) TEMS
Weighting Machine	Metrer toledo(1g resolution)

무게를 직접 측정하여 확인하였다.

실험엔진의 제어는 다기통 분사제어기, 레일압력제어기 및 제어 프로그램으로 구성되었으며, 수동 제어 및 Feed back 제어가 가능하도록 주문제작하여 실험에 적용하였다.

다음의 Table 1에 엔진의 제원을 제시하였으며, 엔진실험장치의 구성과 주요 실험장치에 대한 제원은 각각 Fig. 1과 Table 2에 제시하였다.

DME 엔진실험시의 실험조건으로는 엔진회전속도는 2200rpm이하, BMEP는 8bar이하 그리고 분사압력은 250bar에서 450bar 범위의 단일분사조건에서 수행되었다. 총 실험조건은 60가지 이상이였다.

## 3. 계산식의 구성 및 예측결과

### 3.1 흡입공기량의 산출

엔진의 토크와 연관되는 효율은 연료공기의 혼합비에 영향을 받으며, 따라서 엔진의 운전조건에 따른 공량의 설정 방법이 필요하다. 본 연구에서는 과급과 EGR이 없는 기초적인 조건에서의 분사조건 보정을 구축하는 것이 1차적인 목적이므로, 체적 효율 또는 흡입공기량은 엔진의 회전속도에만 영향을 받는 것으로 간주하였다. 다음의 식 (1)에 체적효율 식과 Fig. 2에 실제 측정된 엔진회전속도에 따른 체적효율의 측정 결과를 제시하였다.

$$\eta_v = \frac{W_{ic}}{\rho_i} \frac{60}{N} \frac{2}{V_d} = \frac{T_i W_{ic}}{P_i} \frac{60}{N} \frac{2}{V_d} \quad (1)$$

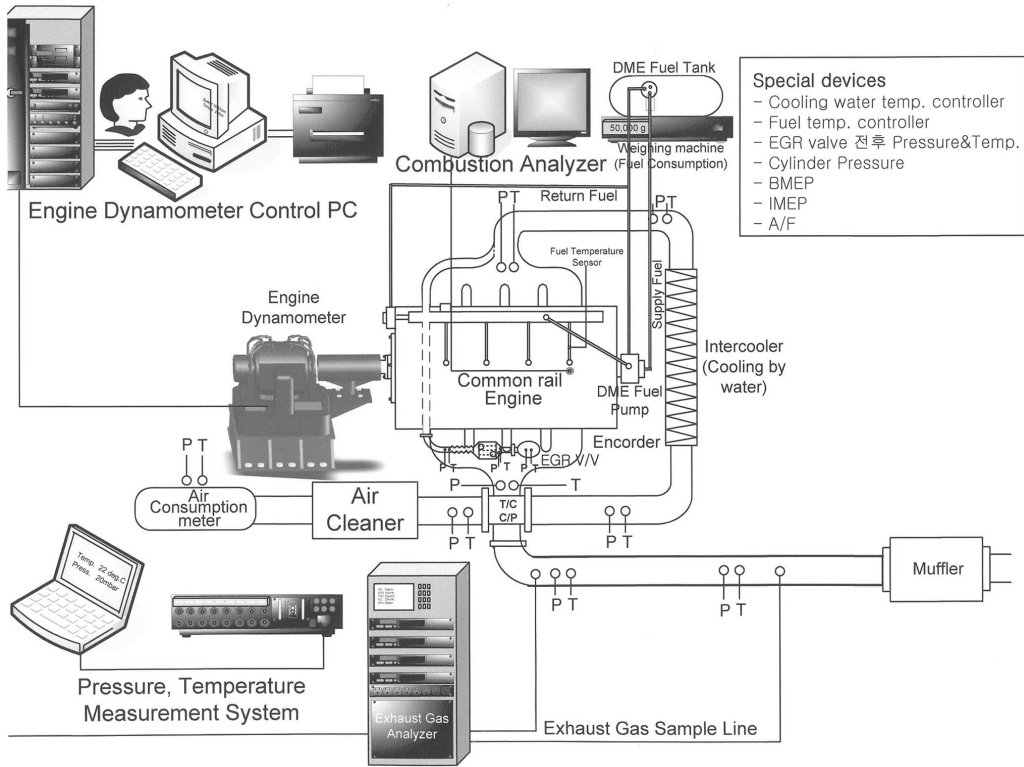


Fig. 1 Schematic of engine test system

where

- $T_i$  : intake air temperature ( $^{\circ}K$ )
- $P_i$  : boost pressure ( $N/m^2$ )
- $\eta_v$  : volumetric efficiency
- $W_{ie}$  : intake air mass flow rate ( $kg/s$ )
- $\rho_i$  : intake air density ( $kg/m^3$ )
- $V_d$  : displacement volume ( $m^3$ )

다음의 식 (2)와 (3)은 Fig. 2의 체적효율을 엔진의 회전속도에 대한 함수로 나타낸 결과이다. 단, 식 (2)는 2000rpm 이하 그리고 식 (3)은 2000rpm 이상의 경우에 적용하였다.

$$\eta_v = a_1 N^3 + a_2 N^2 + a_3 N + a_4 \tag{2}$$

$$\eta_v = b_1 N^2 + b_2 N + b_3 \tag{3}$$

where

$a_i, b_i$  : Constants from engine tests

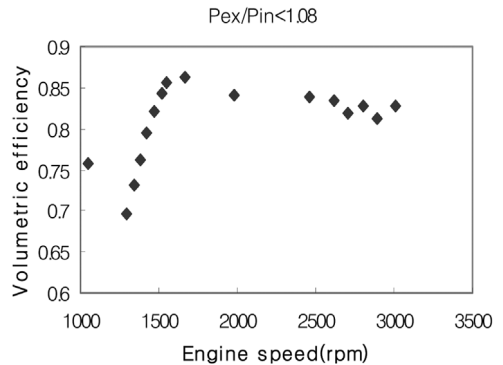


Fig. 2 Volumetric efficiency of test engine without intake and exhaust pressure effects

### 3.2 분사시기의 설정 방법

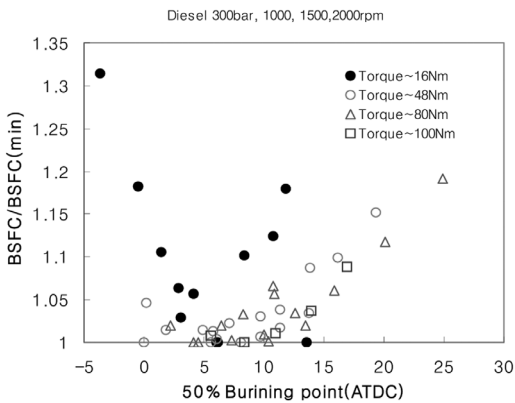
실험결과 분사시기는 엔진의 연비, 연소실내 최고압력, 유해배기가스의 배출량에 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었으며, 분사시기의 설정을 위하여 최적 분사시기에 대한 요구조건을 구체화할 필요가 있다. 본 연구에서의 분사시기의 선정은 최

적연비 구현을 기준으로 설정하였다.

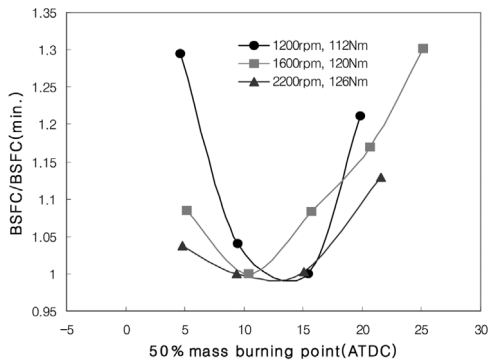
따라서 일반 디젤 연료 및 DME 연료 사용시 분사 시기에 대한 제동효율 또는 연비 변화특성을 조사 하였으며, Fig. 3에 제시된 바와 같이 연료가 50% 연 소되는 시기가 ATDC 10° 부근에 존재하는 경우에 최적의 연비성능을 가지는 것을 알 수 있었다. 따라서 분사시기와 50% 연소지점과의 관계식을 구체화 할 필요가 있으며, 이의 구성을 진행하였다.

한편으로 Fig. 4에서 보여주듯이 단일 분사의 경 우, 동일한 분사시기 및 분사기간 동안은 엔진 회전 속도에 관계없이 시간에 대한 열발생을 패턴이 매 우 유사함을 확인할 수 있었다.

이러한 개념을 토대로 하여 실험시 분사시작부터 50% 연소지점까지의 경과시간을 분사기간만의 합 수로 설정하여 그래프로 나타내면 Fig. 5와 같으며, 관계식은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.



(a) Diesel fuel



(b) DME fuel

Fig. 3 50% mass burning crank angle and bsfc

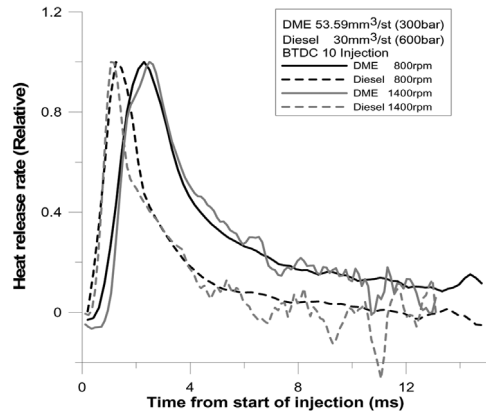


Fig. 4 Relationship between heat release rate and time at DME and diesel

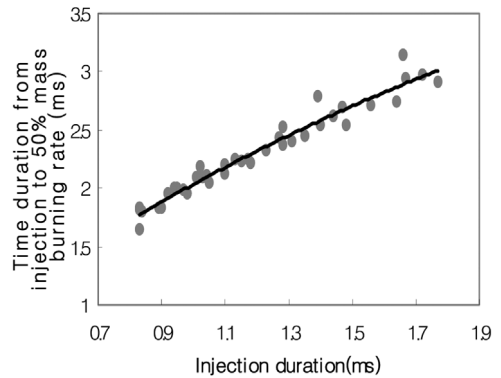


Fig. 5 Time duration to 50% mass burning rate according to injection duration

$$t_{mb50}(ms) = a_1 t_{ene}^2 + a_2 t_{ene} + a_3 \quad (4)$$

where

$t_{mb50}$  : elapsed time from injection triggering to 50% mass burning (ms)

$t_{ene}$  : injector energizing time (ms)

$a_i$  : constants from engine tests

상기의 식은 시간(ms)의 단위를 가지고 있으나, 엔진에서는 크랭크각도를 기준으로 사용하므로, 이 에 따른 단위환산을 수행하여 식을 적용한다.

이러한 과정을 거쳐 요구되는 50% 연소지점과 분사기간이 설정되는 경우 분사시기를 역산할 수 있으며, Fig. 6에는 분사시기와 분사기간이 변경된 경우의 50% 연소지점을 예측한 결과와 실제 엔진실

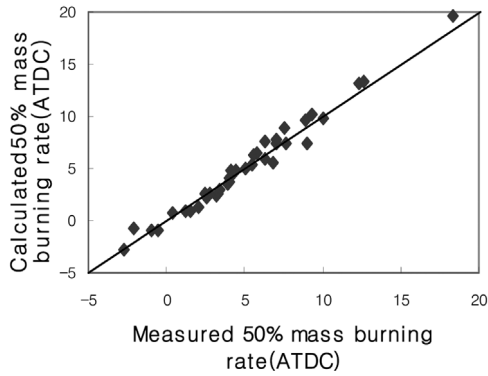


Fig. 6 Comparison of calculated 50% mass burning rate (ATDC) with measured 50% mass burning rate (ATDC)

협 시 측정된 50% 연소지점과의 비교 결과를 제시 하였다.

### 3.3 분사량 결정을 위한 제동효율 및 토크의 계산방법

엔진에서 발생하는 토크는 공급되는 연료의 열량 과 효율에 의하여 결정되며, 엔진의 열효율은 엔진 의 회전속도와 공연비에 영향을 받는 것으로 알려져 있다.<sup>7)</sup>

이를 수식으로 표현하면 다음의 식 (5)와 같이 나 타낼 수 있다.

$$T_e = H_i m_{inj} \eta_i \quad (5)$$

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N + a_3 N^2)(1 - a_4 \lambda^{0.5}) \quad (6)$$

where

- $T_e$  : engine torque (Nm)
- $m_{inj}$  : supplied fuel amount (mg/st)
- $H_i$  : lower calorific value of fuel (kcal/kg)
- $\eta_i$  : brake efficiency
- $N$  : engine speed (rpm)
- $\lambda$  : equivalent ratio
- $a_i$  : constants from engine tests

상기의 수식과 실험결과를 이용하여 실험식을 수립하였다. Fig. 7과 8에는 이렇게 구성된 식을 이 용하여 예측된 효율 및 토크의 실험결과와의 비교 를 나타내고 있다.

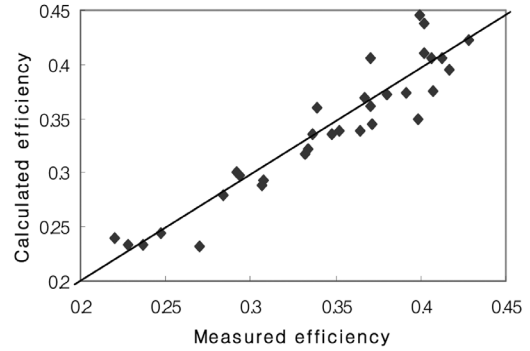


Fig. 7 Comparison of calculated efficiency with measured efficiency

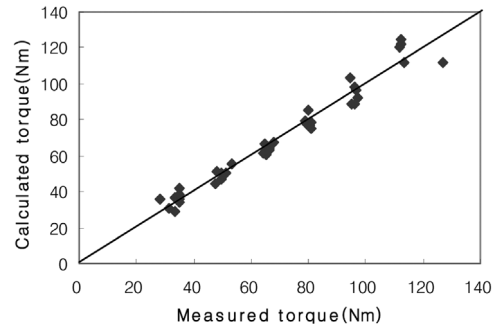


Fig. 8 Comparison of calculated torque with measured torque

### 3.4 인젝터 통전시간의 결정방법

엔진의 요구 토크로부터 연료량이 산정되는 경우 필요 연료량은 분사압력과 인젝터의 통전시간에 따 라 설정된다.

본 연구에서는 솔레노이드구동 인젝터의 분사율 형태를 간단히 일반화하여, 분사량과 분사압 그리 고 통전시간과의 관계식을 가정하고 이를 이용하여 필요연료량에 대한 인젝터의 통전시간을 구하였다.

우선 실험결과에 근거하여 분사율 형태를 Fig. 9 와 같이 근사적인 형태로 가정하였다. 이때 분사 시 작시의 분사율 곡선의 기울기는 동일한 분사압력 조건에서 분사시간의 변화에도 불구하고 동일하며, 분사 종료시의 분사율 곡선의 기울기는 분사 시작 시의 분사율 곡선의 기울기와 값은 동일하며 음의 값을 가진다고 가정한다.

이러한 가정으로부터 다음과 같은 분사율 관련 기본식을 유도하였다.

주어진 분사시간동안의 분사량은 분사율 곡선을

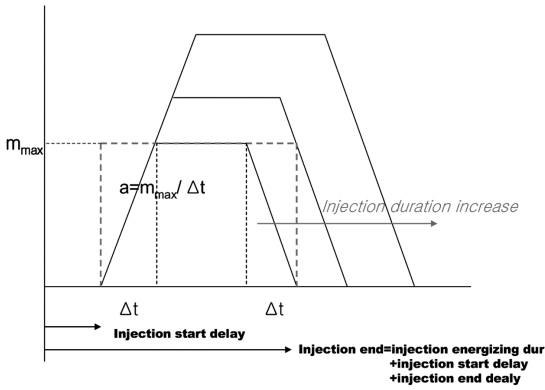


Fig. 9 Injection rate model

적분한 것과 동일하므로 공급되는 연료량은 다음의 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{inj} = \dot{m}_{max} \times (t_{ene} + t_{delay} - \Delta t) \quad (7)$$

where

$m_{inj}$  : supplied fuel amount (mg/st)

$\dot{m}_{max}$  : the maximum injection rate(kg/s)

$$a = \frac{\dot{m}_{max}}{\Delta t} = constant \quad (8)$$

따라서 식 (8)을 식 (7)에 대입하여 정리하면, 다음의 식 (9)와 같이 정리된다.

$$m_{inj} = \dot{m}_{max} \times \left( t_{ene} + t_{delay} - \frac{\dot{m}_{max}}{a} \right) \quad (9)$$

한편 최대 분사율과 분사압력과의 관계를 다음의 식 (10)과 같이 가정한다.

$$\dot{m}_{max} = const \times \sqrt{\Delta P} \quad (10)$$

분사지연기간은 전체계산식 중의 변수를 줄이기 위하여 분사압력의 함수로 간단한 형태로 가정한다.

$$t_{delay} = const \times \sqrt{\Delta P} \quad (11)$$

상기의 식들을 식 (9)에 대입하여 재정립하면 식 (12)와 같이 정리되어진다.

$$m_{inj} = (-a \times c_1^2 + c_1 \times c_2) \times (\sqrt{\Delta P})^2 + t_{ene} \times c_1 \times \sqrt{\Delta P} + c_3 \quad (12)$$

where

$\Delta P$  : Pressure difference between injection pressure and cylinder pressure (bar)

$a, c_i$  : Constants from tests

$t_{ene}$  : Injector energizing time (ms)

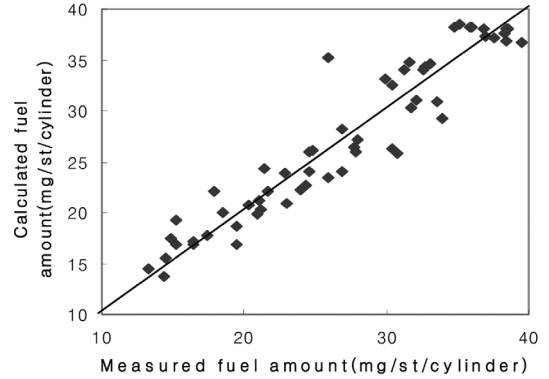


Fig. 10 Comparison of calculated fuel amount with measured fuel amount

Fig. 10은 구성된 식을 이용하여 분사압력과 인젝터 통전시간이 제공되었을 때의 예측된 분사량과 실제 분사량과의 비교를 나타내고 있다.

### 3.5 최대 분사압력의 예측방법

연료가 인젝터로부터 분사될 때의 분사압력과 분사량은 커먼레일에 연료를 공급하여 주는 펌프의 공급능력에 따라 설정되어지며, 고압연료펌프의 송출능력을 함수화하는 경우 실제 엔진의 작동상태에 따른 분사압력을 예측할 수 있다.

연료계를 일정한 체적의 용기라 가정하면 체적내의 압력상승과 공급 연료체적과의 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>5,6)</sup>

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta P}{E} \quad (13)$$

$\Delta V$  : difference of fuel volume in fuel supply system(common-rail and fuel lines)(m<sup>3</sup>)

$V$  : fuel volume in fuel supply system at standard conditions(m<sup>3</sup>)

$\Delta P$  : difference of pressure from 1bar<sub>abs</sub> in fuel supply system (common-rail and fuel lines) (bar)

E : bulk modulus (bar)

따라서, 연료펌프로부터 단위시간 동안 공급되는 연료의 체적을  $V_{supply}$  라 하고, 단위시간 동안 분사되는 연료체적을  $V_{inject}$  라 하였을 때, 별도로 배출되는 연료량이 없다면 식 (14)와 같은 관계를 가진다. 수식 구성을 위한 엔진실험에서는 커먼레일로부터 배출되는 연료는 없었으며, 단지 인젝터로 분사되는 연료량만이 존재하는 상태에서 실험이 수행되었다.

$$V_{supply} = \Delta V + V_{inject} \quad (14)$$

따라서 식 (14)를 식 (13)에 대입하여 정리하고, 본 실험에서는 체적이 아닌 질량측정이 수행되었으므로, 측정결과의 활용을 위하여 분사량은 질량단위로 환산을 수행하면, 다음의 식 (15)를 얻을 수 있다.

$$V_{supply} = \frac{\Delta P \times V}{E} + \frac{1}{\rho} \times m_{inject} \quad (15)$$

식 (15)에서는 연료공급계의 체적 V가 결정되어야 한다. 만약 연료펌프의 용적효율이 펌프회전속도만의 함수라면, 동일한 회전속도에서의 서로 다른 분사압 1, 2에서의 관계식은 다음과 같다.

$$V_{supply,2} - V_{supply,1} = 0 = V \left( \left( \frac{\Delta P}{E} \right)_2 - \left( \frac{\Delta P}{E} \right)_1 \right) + \left( \frac{m_{inject}}{\rho} \right)_2 - \left( \frac{m_{inject}}{\rho} \right)_1 \quad (16)$$

위의 계산식과 실험결과로부터 미지의 V를 계산할 수 있다.

$$V = - \frac{\left( \frac{m_{inject}}{\rho} \right)_2 - \left( \frac{m_{inject}}{\rho} \right)_1}{\left( \frac{\Delta P}{E} \right)_2 - \left( \frac{\Delta P}{E} \right)_1} \quad (17)$$

상기의 식에서 V는 일정하므로, 횡축을  $\Delta P/E$  그리고 종축을  $m_{inject}/\rho$ 로 하는 그래프의 직선의 기울기를 의미하며, Fig. 11에는 실제 실험결과를 두 개의 축으로 정리하여 나타낸 결과이다.

이상의 결과에서 제시되는 기울기의 평균을 사용하여 V를 결정하고 펌프의 회전속도에 따른 공급

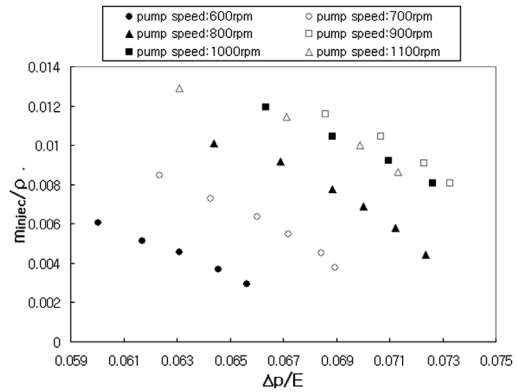


Fig. 11  $(\Delta P/E)$  vs.  $(m_{inj}/\rho)$  in eq.(17)

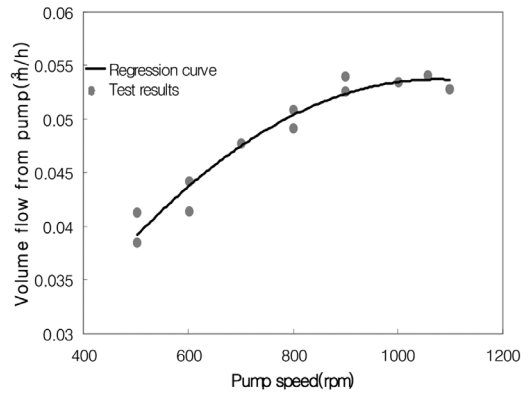


Fig. 12 Volumetric flow of a high pressure pump

연료체적을 계산하면 Fig. 12와 같은 펌프의 회전속도에 따른 단위시간 동안의 송출체적유량 곡선을 얻을 수 있다. Fig. 12중의 점은 실험결과를 나타내며, 실선은 근사선을 나타낸다.

Fig. 12에서 펌프회전속도에 따른 송출체적유량은 펌프의 회전속도에 대한 2차 함수식을 가지며, 엔진회전속도와 토크 조건으로부터 공급연료량이 결정되는 경우, 가능한 연료분사압력의 결정이 가능하므로 분사압력의 보정에 활용이 가능하다.

Fig. 12의 결과를 이용한 근사식의 기본형태는 다음의 식 (18)과 같다.

$$V_{supply} = a_1 N_p^2 + a_2 N_p + a_3 \quad (18)$$

따라서, 식 (16)과 (18)을 이용하여 분사압력을 유추하면 다음과 같다.

$$\Delta P = \left( (a_1 N_p^2 + a_2 N_p + a_3) - \frac{m_{inject}}{\rho} \right) \times \left( \frac{E}{V} \right) \quad (19)$$

where

$N_p$  : pump speed (rpm)

$a_i$  : constants from tests

### 3.6 분사조건 관련 맵데이터 생성

이상과 같이 관계식을 정립하여 기본적인 엔진 보정 데이터의 작성이 수행가능하며, Fig. 13에 계산 흐름도를 제시하였다. 먼저 요구되는 엔진의 회전 속도와 토크를 설정한 후 엔진회전속도에서의 공기량을 계산하고 이와 함께 요구 분사량 결정을 위해 제동효율과 토크를 계산한다. 이때 토크의 계산에는 공연비가 입력데이터로 필요하므로 계속적인 반복 계산을 통하여 요구 토크값과 예측 토크값과의 오차가 최소화되는 연료량을 선정한다. 다음으로 연료펌프의 송출량은 펌프의 회전속도에 의하여 결정되어지므로 엔진의 회전속도로부터 연료 펌프의 회전속도를 결정하고 한편으로 연료 펌프의 송출 유량의 계산 및 공급연료량에 대한 커먼레일내의 연료압력을 계산한다. 이때 계산 중에 들어가는 DME 연료의 밀도 및 체적탄성계수는 압력과 온도의 함수이므로, 초기 분사압력과 계산 후 분사압력이 일정 오차 범위 내에 도달될 때 까지 분사압력을 변경하여 반복계산을 수행한다.

이렇게 특정 엔진회전속도와 토크에서의 분사량 및 분사압력이 결정되어지면 분사기간을 계산할 수 있으며, 분사기간의 결정은 일정 50% 연소지점을

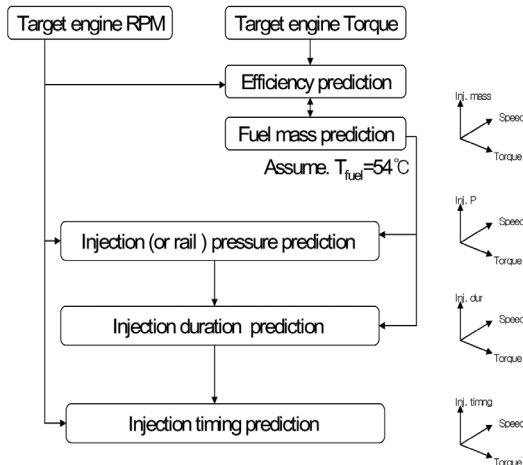
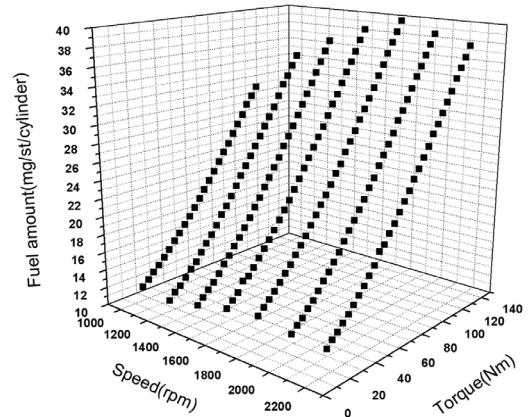
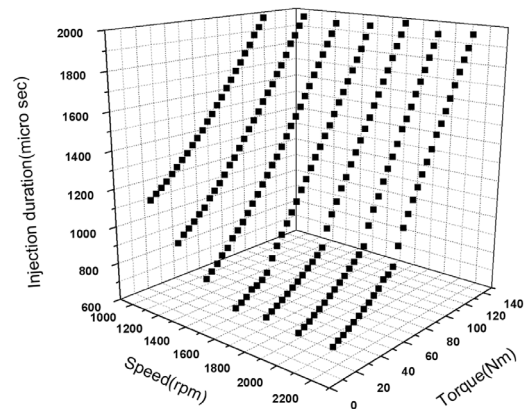


Fig. 13 Flowchart for the calculation of the engine map



(a) Fuel amount map



(b) Injection duration map

Fig. 14 Examples of 3-D engine calibration map

기준으로 하여 분사시기를 예측 계산할 수 있게 하여 준다.

단, 위의 계산에 있어서 연료의 온도는 분사압력의 산정에 매우 많은 영향을 미치며, 정확한 연료온도의 예측 또는 계측 수단은 보정 데이터의 성능을 개선할 수 있을 것으로 생각된다.

다음의 Fig. 14에서 이러한 과정을 통하여 얻어진 3차원 맵데이터를 보여주고 있다.

### 3.7 임의 실험점에서의 실험결과와 예상 결과의 비교

상기에 기술된 수식들을 활용하여 임의의 엔진운전점에서의 예측분사기간과 실제 분사기간과의 비교결과 및 50% 질량연소율의 비교결과를 Table 3과 4에 나타내었다.



Table 3 Comparison of calculated injector energizing duration and measured injector energizing duration

목표속도	목표토크	예측 분사시간	실제 분사시간	오차율
rpm	Nm	micro sec	micro sec	%
900	32	1175.11	1130.00	-3.99
900	63	1494.92	1570.00	4.78
1375	32	921.86	900.00	-2.43
1375	64	1237.64	1200.00	-3.14
1500	32	766.13	820.00	6.57
1500	63	1143.40	1110.00	-3.01
1500	95	1570.21	1460.00	-7.55
1650	32	780.05	780.00	-0.01
1650	63	1106.27	1160.00	4.63
1900	32	782.84	790.00	0.91
1900	63	955.46	960.00	0.47
2200	96	1455.18	1390.00	-4.69

Table 4 Comparison of calculated 50% mass burning crank angle and measured 50% mass burning crank angle

목표속도	목표토크	예측된 50% 질량 연소시기	측정된 50% 질량 연소시기	오차율
rpm	Nm	ATDC	ATDC	%
900	32	9.84	10.14	2.96
900	63	10.57	11.90	11.16
1375	32	9.82	9.90	0.80
1375	64	9.55	9.88	3.28
1500	32	10.08	12.32	18.21
1500	63	10.17	10.13	-0.38
1500	95	10.09	8.84	-14.20
1650	32	9.80	10.44	6.07
1650	63	9.67	9.78	1.09
1900	32	9.90	9.55	-3.63
1900	63	9.94	10.42	4.53
2200	96	9.98	10.22	2.34

예측결과와 실제 측정결과가 비교적 활용이 가능한 수준으로 근사한 결과를 나타내고 있으며, 초기 분사조건설정을 위한 보정데이터의 생성방법으로 적용이 가능함을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구를 통하여 얻은 결과를 간단히 정리하였다.

- 1) 커먼레일 DME 엔진의 개발을 위하여 mean value modelling 기법을 응용하여 분사조건 보정

방법을 구축할 수 있었다.

- 2) 엔진의 연비와 50% 연소율의 발생지점과는 밀접한 관계가 있음을 확인하였으며, 이를 이용하여 분사시기를 설정하는 기본 관계식을 설정할 수 있었다.
- 3) 엔진상태에서의 연료펌프의 성능곡선을 추정하는 방법을 구체화하였으며, 이로부터 특정한 엔진회전속도에서의 최대 분사압력설정방법을 구축할 수 있었다.
- 4) 인젝터의 분사율 곡선을 간단화시켜, 분사압력 및 분사시간에 따른 분사량 관계식을 설정할 수 있었다.
- 5) 임의 운전점에서의 실제 실험결과와 예상결과와의 비교를 통하여 본 연구를 통한 분사조건의 설정방안이 비교적 신뢰성이 있음을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부에서 지원하는 자동차기반 기술개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계 기관에 감사의 뜻을 전합니다.

#### Reference

- 1) Y. J. Lee and Y. K. Kim, "Status of Worldwide DME Engine Vehicle R & D," Auto Journal, KSAE, Vol.25, No.4, pp.27-32, 2003
- 2) S.-H. Nam, Y.-J. Lee and Y.-K. Kim, "Effects of EGR rate on Exhaust Emission Characteristics of DI DME Engine," Spring Conference Proceedings, Vol.I, KSAE, pp.435-440, 2002.
- 3) J. S. Hwang, J. S. Ha and S. Y. No, "Spray Characteristics of DME in Conditions of Common rail Injection System(II)," Int. J. Automotive Technology, Vol.4, No.3, pp.119-124, 2003.
- 4) P. Kapus and H. Ofner, "Development of Fuel injection Equipment and Combustion System for DI Diesel Operated on Dimethyl Ether," SAE 950062, 1995.
- 5) T. Ikeda, Y. Ohmori, A. Takamura, Y. Sato, J. Li and T. Kamimoto, "Measurement of the Rate

- of Multiple Fuel Injection with Diesel Fuel and DME,” SAE 2001-01-0527, 2001.
- 6) H. Teng, J. C. McCandless and J. B. Schneyer, “Thermochemical Characteristics of Dimethyl Ether-An Alternative Fuel for Compression-ignition Engines,” SAE 2001-01-0154, 2001.
- 7) L. Gzzella and A. Amstutz, “Control of Diesel Engine,” IEEE Control Systems, 0272-1708/98, pp.53-71, 1998.