

## 커먼레일 고압분사 시스템 수치 시뮬레이션

### Simulation of High Pressure Common-rail Fuel Injection System

김 홍 열\*, 구 자 예\*\*, 나 형 규\*\*\*, 김 창 수\*\*\*  
H. Y. Kim, J. Y. Koo, H. K. Na, C. S. Kim

#### ABSTRACT

The high pressure common rail injection system offers a high potential for improving emmissions and performance characteristics in large direct diesel engines. High pressures in the common rail with electronic control allows the fuel quantity and injection timing to be optimized and controlled throughout a wide range of engine rpm and load conditions. In this study, high pressure supply pump, common rail, pipes, solenoid and control chamber, and nozzle were modeled in order to predict needle lift, rate of injection, and total injected fuel quantity. When the common rail pressure is raised up to 13.0 MPa and the target injection duration is 1.0 ms, the pressure drop in common rail is about 5.0 MPa. The angle of effective pressurization is necessary to be optimized for the minimum pump drive torque and high pressure in common rail depending on the operating conditions. The characteristics of injection were also greatly influenced by the pressures in common rail, the areas of the inlet and exit orifice of the control chamber.

주요기술용어 : Common Rail Injection System(공통레일분사시스템), Needle Lift(니들변위), Rate of Injection(분사율), Total Injected Fuel(연료분사량)

#### 기 호 설 명

a : 음속

- A : 단면적
- C : 댐핑계수, 유량계수
- D : 파이프 직경
- K : 스프링상수
- k : Darcy-Weisbach 마찰계수
- M : 질량
- P : 압력

\* 정회원, 한국항공대학교 대학원

\*\* 한국항공대학교 항공기계공학과

\*\*\* 정회원, 두원정공(주) 기술연구소

S : 단면적  
t : 시간 (time)  
U : 속도  
V : 체적  
Y : 변위  
 $\beta$  : 체적탄성률 (bulk modulus of fuel)  
 $\lambda$  : 마찰계수 (friction factor)  
 $\rho$  : 밀도 (density)

## 하첨자

AC : 축압실  
CC : 콘트롤실  
D : 딜리버리  
D<sub>SET</sub> : 딜리버리밸브 스프링 셋팅길이  
LF : 파이프부 컷단  
LL : 파이프부 끝단  
NOZ : 노즐  
N<sub>SET</sub> : 니들 스프링 셋팅길이  
OUT : 출구  
PL : 플런저  
SP : 스텝캠버  
SP2 : 스텝캠버출구와 연료탱크 사이의 연료라인

## 1. 서 론

직접분사식 디젤엔진을 주로 사용하는 대형 경유차는 국내에서도 그 숫자는 전체차량의 약 5% 정도이나, 자동차 오염물질의 약 50% 정도를 차지 하는등 대기 오염의 주요원인이 되고 있는 실정이다. DI 엔진에서 매연 및 입자상물질(particulate)을 저감할 수 있는 효과적인 기술은 100MPa 이상의 고압분사를 사용하여 연소실내 분무의 미립화를 촉진시키고 분무에 운동에너지를 주어 연료-공기의 혼합을 좋게 하는 방법이다.<sup>1-3)</sup> 고압화와 더불어 분사시기를 약간 늦추면 입자상 물질과 함께 NO<sub>x</sub>를 동시에 저감할 수 있다. 고압분사방식으로는 보쉬형 펌프를 이용하는 방법<sup>4)</sup>, 캠구동식 유닛 인젝터를 이용하는 방법, common rail에 의한 축압식 구동에 의한 방법등이 있다.<sup>5,6)</sup> 이러한 장치는 전자제어 방식을 채택하고 기존의 분사시스템과는 다르기 때문에 엔진 작동조건에

따른 분사시스템내에서 각 부의 압력, 솔레노이드 밸브의 거동, 니들 거동 등을 예측할 수 있어야 연료분사시기, 분사율, 분사량 등을 알 수 있으며, 이들 자료는 고압분사 시스템 설계 및 저공해 연소실 기초 자료로 사용될 수 있다. 연료 분사는 엔진부하 및 사용조건에 따라 적절한 양의 연료를 공급하여야 하기 때문에 정밀도가 요구되고 여러 운전조건에서 정확하게 작용하여야 한다. 인젝션 시스템의 수치해석은 성능 향상 및 개발을 가속화 할 수 있고 여러 변수들을 변환 시켜 다양한 사양의 동작상태를 파악할 수 있으며, 설계시에 노력과 비용을 절감할 수 있어 보쉬식 분사계의 시뮬레이션은 국내외적으로 많은 연구가 수행되어 왔다. 보쉬식 인젝션 시뮬레이션에서 펌프측, 파이프측, 노즐측의 세부분으로 나누어 해석하며 Runge-Kutta 방법, 반복법, 또는 MOC (Method of characteristic) 방법을 이용하여 미분방정식의 해를 구한다.<sup>7-10)</sup> 2차분사의 존재 여부를 알기 위해 잔압을 계산할 수 있으며 이러한 부분이 프로그램에 포함되어 캠의 후반부에서 전 체압력을 평균하여 계산한다.

Common rail 시스템에서 고압 펌프는 엔진에 의해 구동되며 연료량 자체를 조절하지는 않고, common rail을 통해서 연료를 인젝터에 공급하며 일정한 압력을 유지한다. 연료의 조절은 인젝터의 솔레노이드 밸브에 의한 열림시기 및 열림 정도에 의해 이루어진다. Nippon-Denso에서 개발한 common rail의 압력은 약 100~200MPa 이며 연료 공급은 보통인젝터와 같이 측면으로 보내진다. 이와 동시에 노즐의 뒤쪽(뒷쪽)으로도 common rail의 연료가 솔레노이드 밸브(Nippon-Denso에서는 three way valve, Bosch에서는 two way valve)에 보내지는 펄스의 길이와 펄스의 시작점을 통하여 조절된다. 연료가 분사되지 않을 때 솔레노이드 밸브의 연료는 누설되어 연료통으로 보내진다.

## 2. Common rail 고압분사 시스템

Fig.1은 commonrail 고압분사시스템의 개략도이다. 통상의 고압분사시스템은 펌프로부터 각각 기통에 이르는 별도의 연료라인이 있으나, com-

mon rail 분사 시스템에서는 펌프로부터 common rail인 축압실까지는 공통이며 축압실은 압력저장소(pressure reservoir)의 역할을 하며 축압실로부터 각 인젝터까지는 별도의 연료라인으로 구성되어 있다. common rail에서는 각 기통으로 연료를 압송하지 않아도 되므로 supply pump 크기를 줄일 수 있다. 또한 prestroke에 의해 필요한만큼만 압축하므로 펌프에서의 압축도오류를 줄일 수 있다. 연료분사시기 및 연료량은 각 노즐에 있는 solenoid valve에 의해 조절된다. 연료분사시기 및 분사량이 엔진회전수와는 무관하게 작동할 수 있으므로 common rail을 사용하는 엔진에서는 저속에서도 고압의 연료분사가 가능하다. 이러한 고압분사 때문에 실린더내 혼합을 보다 향상시켜 연소효율을 높이고 유해배출물을 줄일 수 있다.

Common rail(축압실)까지는 고압연료펌프에 있는 2개의 플런저에서 연료가 압축되어 공급되며 각 플런저는 2중캠(또는 3중캠) 형상을 가지고 있으며 서로 180°의 위상을 갖고 있기 때문에 common rail(축압실)에서 2중캠 구조라면 90° 주기로 연료가 공급된다. 플런저실 위에는 통상의 딜리버리밸브가 있으며 여기서 딜리버리밸브는 check 밸브의 역할을 한다. common rail(축압실)에는 고압연료펌프에서 오는 2개의 파이프가 있으며 6기통 엔진이라면 6개의 출구가 인젝터쪽으로

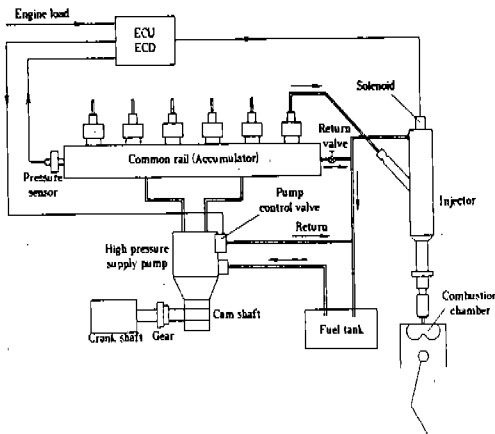


Fig.1 Schematic of a common rail injection system

로 연결되어 있다. common rail(축압실)에는 원하는 고압(예를들면 1,300기압)이상의 압력이 축적되지 않도록 한쪽 끝단에는 릴리프밸브가 있다.

Fig.2는 인젝터부의 상세그림이다. common rail(축압실)에서 연료압력은 엔진의 작동조건과는 관계없이 거의 일정한 고압으로 유지되며 연료가 인젝터부로 공급된다. 인젝터로부터 공급되는 고압의 연료는 동일한 압력으로 콘트롤실과 노즐실로 공급되지만 콘트롤실의 파일럿밸브 단면적이 노즐실의 니들밸브 단면적보다 크거나 같기 때문에 솔레노이드가 deenergized(off)되어 있을 때는 니들이 닫혀있게 된다. 솔레노이드가 energized(on) 되면 콘트롤실의 연료는 콘트롤실 출구 오리피스를 통해 누출되어 콘트롤실 압력이 낮아지면 니들밸브에 작용하는 힘이 스프링힘을 이겨서 니들밸브가 움직이며 연료는 분사된다.

콘트롤실 입구오리피스와 콘트롤실 출구오리피스 단면적에 따라 common rail의 압력, 니들밸브의 거동과 연료분사율이 달라지고 궁극적으로 분무형태나 연소실내 연료분포도 달라지게 된다.

### 3. 수치 모델링

common-rail injection system의 수치시물레이션을 위해서 전체 인젝션시스템을 고압공급 펌프, 파이프, 노즐의 3부분으로 나누었다. com-

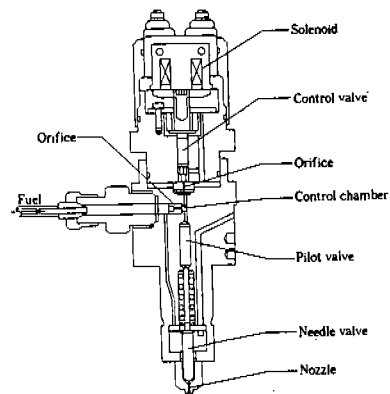


Fig.2 Details of injection in common rail fuel injection system

mon rail(축압실)은 고압공급펌프와 노즐부를 연결하는 것으로 생각할 수 있으며, 축압실 입구는 고압공급펌프부, 그리고 축압실 출구는 노즐부에서 고려하였다.

### 3.1 가정사항

시스템 해석을 위한 지배방정식은 압축성효과와 밸브 움직임으로 인해 발생한 흐름을 표현하는 미분방정식으로 표현한다. 시스템해석을 위한 가정은 다음과 같다.

- 1) 연료의 체탄성계수와 음속은 파이프내의 잔류압력을 기준으로 산정한다.
- 2) 인제션 시스템의 탄성변형율은 무시하고 파이프내의 마찰계수는 일정하다.
- 3) 파이프끝단의 압력손실은 무시한다.
- 4) 연소실의 압력은 일정하다.

### 3.2 지배 방정식

#### 3.2.1 고압공급펌프

##### a) 플린저실 연속방정식

플린저변위로 인한 유량은 플린저실 압축성, 딜리버리실로 흐르는 유량, 그리고 딜리버리밸브 움직임으로 인한 체적변화의 합과 같다.

$$U_P \times S_P = \frac{V_P dP_P}{\beta_P dt} + C_{PL} A_{PL} \sqrt{2(P_P - P_D)/\rho} + S_D \frac{dY_D}{dt}$$

##### b) 딜리버리실 연속방정식

플린저실로부터 딜리버리실로 들어온 유량과 밸브움직임으로 인한 체적감소는 딜리버리실 압축성과 파이프로 흘러간 유량의 합과 같다.

$$C_{PL} A_{PL} \sqrt{2(P_P - P_D)/\rho} + S_D \frac{dY_D}{dt} = \frac{V_D dP_D}{\beta_D dt} + U_{LF} S_{LF}$$

##### c) 딜리버리밸브 운동방정식

밸브의 운동방정식은 2차미분방정식의 형태로 되

며 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 주어진 딜리버리밸브 양단에 미치는 힘과 같다.

$$M_D \frac{d^2 Y_D}{dt^2} + C_D \frac{dY_D}{dt} + K_D (Y_D + Y_{Dset}) = S_D \times (P_P - P_D)$$

##### d) common rail(축압실) 연속방정식

파이프를 통해서 common rail(축압실)로 들어온 유량은 축압실의 압축성과 압력조절기로 나간 유량의 합과 같다.

$$U_{LL} S_{LL} = \frac{V_{AC} dP_{AC}}{\beta_{AC} dt} + C_{OUT} A_{OUT} \sqrt{2(P_{AC} - P_{OUT})/\rho}$$

#### 3.2.2 노즐부

##### a) 축압실 연속방정식

파이프로 나간 유량과 압력조절기로 나간 유량의 합은 축압실의 압축성으로 인한 양과 같다.

$$U_{LF} S_{LF} + C_{OUT} A_{OUT} \sqrt{2(P_{AC} - P_{OUT})/\rho} = \frac{V_{AC} dP_{AC}}{\beta_{AC} dt}$$

##### b) 콘트롤밸브실 연속방정식

노즐실에서 콘트롤밸브실로 들어온 유량은 콘트롤밸브실 압축성양과 스펀실로 나간 유량의 합과 같다.

$$C_{CC} A_{CC} \sqrt{2(P_{NOZ} - P_{CC})/\rho} = \frac{V_{CC} dP_{CC}}{\beta_S dt} + C_{SP} A_{SP} \sqrt{2(P_{CC} - P_{SP})/\rho}$$

##### c) 노즐실 연속방정식

파이프끝단으로부터 들어온 유량은 콘트롤밸브실, 연소실로 나간 유량과 노즐실의 압축성효과 그리고 니들밸브움직임으로 인한 체적변화율의 합과 같다.

$$U_{LL} \times S_{LL} - C_{NOZ} A_{NOZ} \sqrt{2(P_{NOZ} - P_{CYL})/\rho} \\ + \frac{V_{NOZ} dP_{NOZ}}{\beta_N dt} + S_N \frac{dY_N}{dt} \\ + C_{NOZ} A_{NOZ} \sqrt{2(P_{NOZ} - P_{CC})/\rho}$$

d) 스피셜 연속방정식

노즐실로부터 들어온 유량은 스피셜의 압축성효과와 리턴되는 유량의 합과 같다.

$$C_{SP} A_{SP} \sqrt{2(P_{CC} - P_{SP})/\rho} = \frac{V_S dP_{SP}}{\beta_S dt} \\ + C_{SPL2} A_{SP2} \sqrt{2(P_{SP} - P_{SP2})/\rho}$$

e) 니들밸브 운동방정식

밸브의 운동방정식은 2차미분방정식의 형태로 되며 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 주어진 니들밸브 양단에 미치는 힘과 같다.

$$M_N \frac{d^2 Y_N}{dt^2} + C_N \frac{dY_N}{dt} + K_N (Y_N + Y_{Nset}) \\ = S_{N1} \times P_{NOZ} - S_{N2} \times P_{CC}$$

3.2.3 파이프

파이프 흐름 일차원으로 가정한다.

a) 운동량 방정식

$$\frac{\partial P}{\partial x} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2\rho kU = 0$$

여기서  $k = \frac{\lambda U}{4D}$   $\lambda$ 는  $\frac{64}{Re}$  이다

b) 연속 방정식

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0$$

여기서  $a = \sqrt{\frac{\partial P}{\partial \rho}}_s = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  이다.

c) 연속방정식과 운동량 방정식의 조합

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial U}{\partial t} = 0$$

3.3 수치해법

파이프 첫단과 끝단의 압력손실이 없다는 가정 하에서 경계조건을 적용하여 고압공급펌핑부, 파이프부, 노즐부를 연결하여 각 부분들의 변수를 구한다.

딜리버리밸브, 콘트롤밸브 니들등 운동부품이 있는 곳에서의 각 지배방정식은 운동부의 거동유무로 나누어 두가지의 방법으로 구분하여 해석한다.

3.3.1 운동부 거동이 없는 경우

예를들면 풀러저방정식은 다음과 같이 된다.

$$U_P \times S_P = \frac{V_P dP_P}{\beta_P dt} \\ + C_{PL} A_{PL} \sqrt{2(P_P - P_D)/\rho} + S_D \frac{dY_D}{dt}$$

윗식에서 밸브의 운동이 없으므로 오른쪽 3번째항은 0이 된다.

$$U_P \times S_P = \frac{V_P dP_P}{\beta_P dt} \\ + C_{PL} A_{PL} \sqrt{2(P_P - P_D)/\rho}$$

윗식을 차분화하면

$$\frac{V_P}{\beta_P dt} (P_p^{n+1} - P_p^n) \\ = C_{PL} A_{PL} \sqrt{2(P_p^n - P_D)/\rho} + U_P \times S_P$$

고정점반복법(fixed iteration method)을 통해서 풀 수 있다.

즉,  $P_p^n$ 을 가정하여 새로운  $P_p^{n+1}$ 을 구한 후 오차한계에 들어올 때까지 반복하여 구한다.

3.3.2 운동부 거동이 있는 경우

예를들어 니들밸브를 생각하자. 니들밸브의 거동이 있는경우는 아래와 같은 방법으로 구한다.

이 경우 3개의 연속방정식과 니들밸브 운동방정식을 만족시키는 압력, 변위를 구해야 한다. 입력조건은 파이프 끝단의 유량으로 주어진다.

a) 콘트롤밸브 연속방정식

$$C_{CC}A_{CC}\sqrt{2(P_{NOZ}-P_{CC})/\rho}$$

$$= \frac{V_{CC}dP_{CC}}{\beta_{CC}dt} + C_{SP}A_{SP}\sqrt{2(P_{CC}-P_{SP})/\rho}$$

b) 노즐실 연속방정식

$$U_L \times S_L = C_{NOZ}A_{NOZ}\sqrt{2(P_{NOZ}-P_{CYL})/\rho}$$

$$+ \frac{V_N dP_N}{\beta_N dT} + S_N \frac{dY_N}{dT}$$

c) 스펀실 연속방정식

$$C_{SP}A_{SP}\sqrt{2(P_{CC}-P_{SP})/\rho} = \frac{V_{SP}dP_{SP}}{\beta_{SP}dt}$$

$$+ C_{SP2}A_{SP2}\sqrt{2(P_{SP}-P_{SP2})/\rho}$$

d) 니들밸브 운동방정식

$$M_N \frac{d^2Y_N}{dt^2} + C_D \frac{dY_N}{dt} + K_D(Y_N + Y_{set})$$

$$= S_{N1} \times P_N - S_{N2} \times P_{CC}$$

위의 4가지식을 이용하여 아래와 같은 방법으로 노즐부 압력과 변위를 구한다.

- 풀이순서 -

1. 니들밸브변위를 가정하여 d)식에서 니들밸브 하부와 콘트롤밸브 상부사이의 압력차이를 구한다.
2. 이 압력차이를 이용하여 노즐실과 콘트롤밸브실간의 연속방정식(2식)을 이용하여 솔레노이드의 압력을 구한다.
3. 콘트롤밸브실 압력을 이용하여(c식) 스펀실압력을 구한다.
4. 1), 2), 3)항에서 구한 압력을 이용하여 노즐실과 실린더간의 연속방정식(a식)에서 새로운 니들변위를 구한다.
5. 1), 2), 3), 4)의 과정을 오차한계에 들어올

때까지 반복하여 수행한다.  
오차는 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon = \left| \frac{Y^{n+1} - Y^n}{Y^n} \right|$$

### 3.3.3 파이프부 해석

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial U}{\partial t} = 0$$

윗식을 Crank-Nicholson 방법을 통해 차분하여 각단의 속도 및 유량을 구할 수 있다.

### 3.4 입력 데이터 및 검증

고압펌프실의 플런저는 캠형상에 따라 움직이며, 캠은 엔진과 일정비율로 회전하도록 되어 있다. Fig.3은 캠변위를 나타내고 있다. 캠변위는 10°CA에서 시작되고 있으며 최대 캠 변위는 12mm이다. 플런저가 상승하면 연료는 플런저실로 유출되지만 펌프실에 있는 솔레노이드밸브가 열려있으면 연료는 압축되지 않고 연료저장실로 리턴된다. 플런저가 상승하는 동안 원하는 각에서 솔레노이드밸브를 닫으면 연료는 압축되고 압출연료의 압력에 의한 힘이 딜리버리밸브 스프링힘을 이기면 연료는 딜리버리밸브를 통해 압송된다. Fig.3에서 예를들면 연료의 압축시작각도는 45°이며 압축종료각도는 90°이다. 압축시작각을 빨리 정하면 축압실의 압력은 더 많이 올라가지만 구동토크가 증

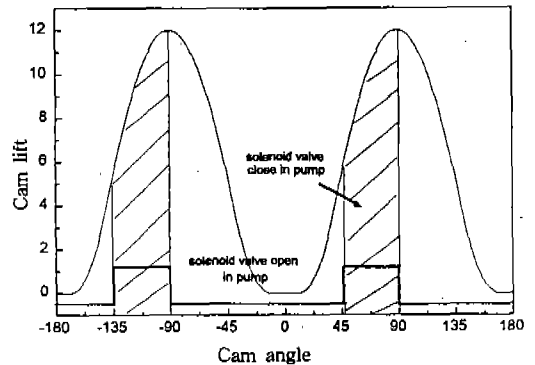
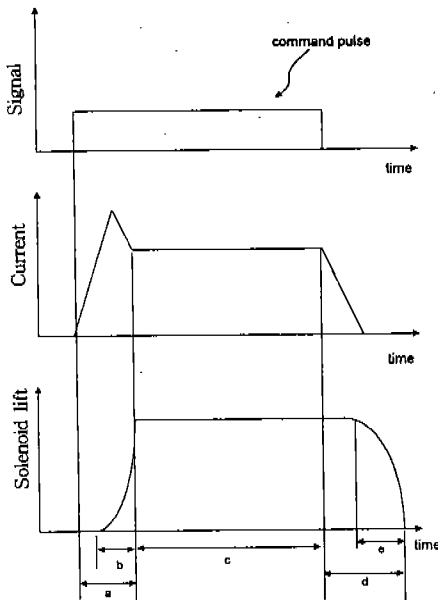


Fig.3 Control of high pressure supply valve

대하기 때문에 엔진의 작동부하, 작동조건 및 요구되는 축압실의 압력에 따라 적절한 압축시작각도가 결정되어야 한다. Fig.4는 솔레노이드 밸브의 구동신호와 전류 및 솔레노이드의 변위를 나타내고 있다. 노즐변위를 조절하는 솔레노이드 밸브의 제원은 Table 1에 나타나 있다. 솔레노이드의 구동시간기간은 기간(a+c)이지만 기간(a)는 솔레노이드 특성에 따라 정해지며 기간(d)도 솔레노이드 특성에 따라 정해진다. 연료분사량을 조절하기 위해서는 Fig.4에서 목표분사시간(target injection duration)인 (c)기간을 조절하는 것이다. 분

Table 1 Characteristic of solenoid valve

response time	duration(msec)
a	1.236
b	0.349
c	0, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0
d	0.696
e	0.356



- a : Total response time
- b : Mechanical response time in rising
- c : Target injection time
- d : Total response time in falling
- e : Mechanical response time in falling

Fig.4 Characteristics of solenoid valve

사시작 캠퍼는 고압연료공급펌프의 캠위치와는 상관없이 원하는 시간에 구동신호를 주면 적절하게 분사시작각도를 조절할 수 있다. 콘트롤밸브의 최대 변위는 0.02cm로 제한되게 설계되어 있다. Table 2는 본 시뮬레이션에 사용된 common rail system의 제원을 나타내고 있다.

본 연구에서 Common rail시스템은 지금 개발 단계에 있어 충분한 실험데이터가 부족한 실정이다. Common rail 분사시스템은 축압실, 콘트롤부를 제외한 부분인 펌프부와 노즐부는 기계식펌프와 동일한 방법으로 작동되고 노즐 형상도 기계식과 비슷하므로 통상의 기계식 직렬형 분사시스템의 수치해석과 실험을 비교하여 수치모델링의 타당성을 검증하였다. Fig.5는 D사의 6D22펌프사양으로 분사율, 펌프쪽 압력, 노즐압력을 비교한 데이터이며 수치시뮬레이션이 대체로 실험 데이터를 잘 예측하고 있다.<sup>11)</sup>

#### 4. 결과 및 토론

Common rail 분사시스템의 각 설계변수가 성능에 미치는 영향을 조사할 때 특별한 언급이 없으면 Table 2에 나타나있는 값들이 기준값이 된다.

Table 2 Input data

플런저 직경	0.9cm
딜리버리 스프링상수	8.7cm
펌프부 파이프 직경	0.22cm
노즐부 파이프 직경	0.18cm
축압실 체적	23.4 cm <sup>3</sup>
니들스프링 상수	132kg/cm
니들밸브 직경	0.4cm
니들밸브 최대변위	0.014cm
노즐 홀 직경	0.018cm
노즐 홀 갯수	6
콘트롤밸브 직경	0.8cm
스펠포트 직경	0.2cm
콘트롤실 입구 오리피스직경	0.05cm
콘트롤실 출구 오리피스직경	0.04cm

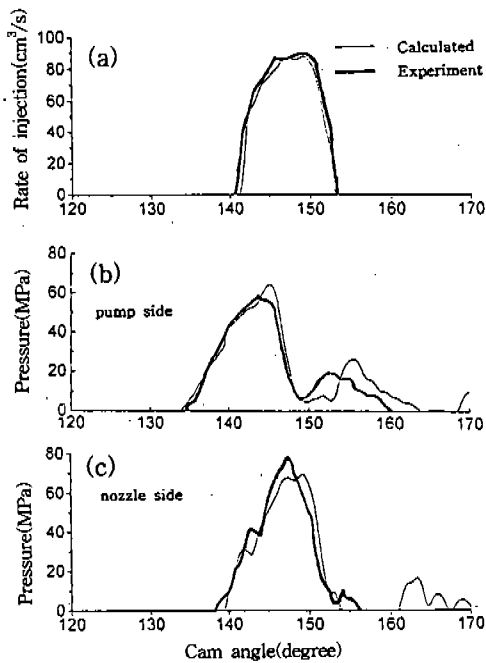
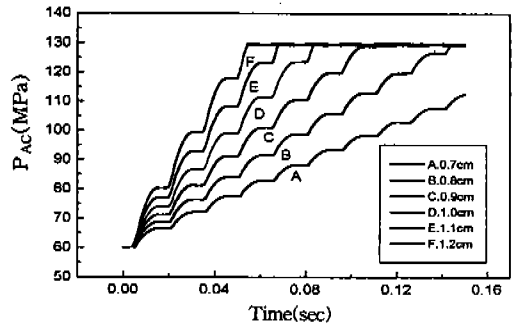
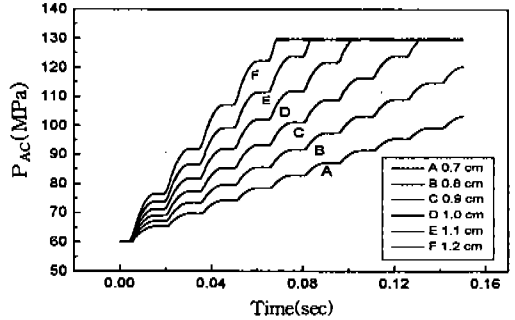


Fig.5 Pressure rising of common rail according to various diameter of plunger



(a) Supply pump only



(b) Whole system

Fig.6은 plunger 직경을 변화시켰을 때 축압실의 압력상승과정을 나타내고 있다. Fig.6에서의 압축은 플린저 전구간에서 일어난다. 즉 압축시작각도는  $0^\circ$ 지만  $0\sim 10^\circ\text{CA}$ 에서는 캠장정이 없으므로 실질적으로는  $10^\circ\text{CA}$ 에서 시작된다. 기준 플린저 직경은  $0.9\text{cm}$ 이며 이때 잔압이  $60\text{MPa}$ 일 때 1회 펌핑시  $11\text{MPa}$ 의 압력상승이 있으나, 잔압이  $120\text{MPa}$ 일 때는  $9\text{MPa}$ 의 압력상승이 일어나고 있다. 잔압이 증가할 때 펌프 1회 회전시 압력상승이 약간 감소하는 것은 딜리버리밸브의 열림압력이 일정(스프링상수 등에 의해서 결정되며 여기서는 플린저실과 딜리버리실의 압력차이가  $10.7\text{MPa}$ 임)할 때 잔압이 증가할수록 플린저실의 압력상승이 따라서 증가하여야 하므로 그에 상응하는 만큼 캠은 더 회전하여야 하며 연료가 딜리버리를 통과하는 전체 캠각은 감소하기 때문이다. plunger 직경을 증가시키면 빠른 시간 내에 common rail의 압력은 상승하지만 너무 과도하면 운동부위의 질량이 증가하고 구동 토크가 증가하기 때문에 적절하지 못하다. 역으로 플린저 직경이 너무 작으면 펌프 1회 압력시 압력상승이 충분하지 않게 된다.

Fig.6 Comparison of injection rate and pressure

Fig.7 (a)와 (b)는 압축시작각도를 변경시켰을 때 축압실의 압력과 압력상승변화량을 나타낸다. 압축시작각도는 Fig.5에서 표시되어 있으며 압축 종료각도는  $90^\circ\text{CA}$ 이다. 유효압축시작각도에서 딜리버리밸브가 바로 열리는 것은 아니다. 딜리버리밸브 열림압력이 될 때까지는 딜리버리밸브는 열리지 않으며 축압실 압력은 올라가지 않는다. 예를 들어 시스템내 잔류압력이  $120\text{MPa}$ 이고 압축시작각도가  $10^\circ\text{CA}$ (기준캠에세는  $0\sim 10^\circ$ 사이에는 변위가 없음) 이때부터 축압실의 압력상승이 일어난다. 이때 압력상승은 약  $9.8\text{MPa}$ 이다. 압축시작각도가 낮아지면 축압실압력이 낮아지고 분출되는 연료유량도 적어진다. 압축시작각도가 빨라지면 축압실 압력은 높아지고 분출유량율도 높아지지만 구동토크가 증가할 것이므로 필요 이상의 빠른 압축시작각도는 바람직하지 못하다.

Fig.8은 유효펌핑시작각도(여기서는  $30^\circ\text{CA}$ )가 전구간의 캠에서 일어나지 않고 어느 적정각도에서 일어나고 있을 때 분사시기를 유효펌핑시작전



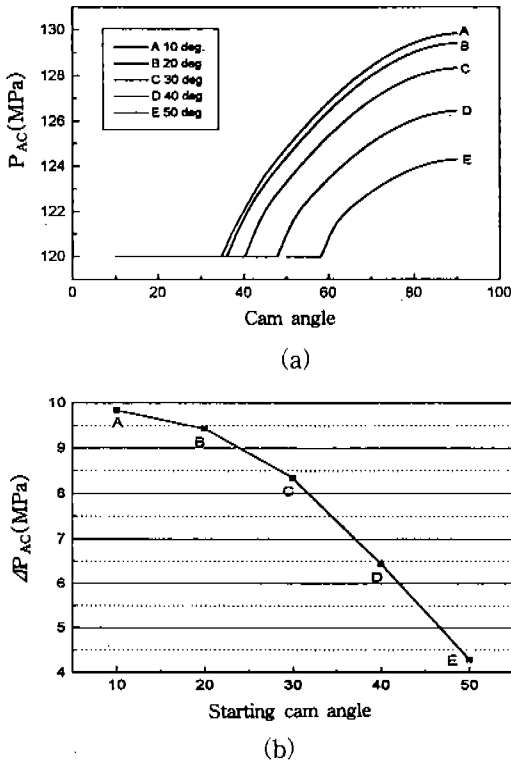


Fig.7 Variation of pressure rise according to starting angle of effective pressurization

과 후에 각각 분사하였을 경우에 콘트롤밸브변위, 니들변위, 축압실 변위, 콘트롤실 압력, 노즐실 압력, 유량의 비교를 나타내고 있다. 펌핑전과 후의 분사시 축압실 압력이외는 거의 변화를 보이지 않고 있다. 축압실압력은 펌핑전 분사하면 약 77MPa 감소하지만 펌핑과 동시에 분사하면 약 70MPa 감소한다. 즉 분사시기를 펌핑시작후에 하면 축압실 압력강하 및 변동을 더 줄일 수 있음을 알 수 있다.

Fig.9는 콘트롤밸브 변화에 따라 변화되는 니들변위, 노즐실압력, 콘트롤실압력과 분사유량을 나타내고 있다. 펌프의 유효압축은 챔 변위의 전기간에서 이루어지며 콘트롤밸브변위는 20°CA에서 시작한다.

Fig.10은 축압실 압력이 130MPa일 때 목표분사시간 변화에 따른 니들변위, 분사율변화, 총분사량 변화를 나타내고 있다. 목표분사시간이 0.6msec 될 때까지는 니들변위는 증가하고 있지만, 그 이

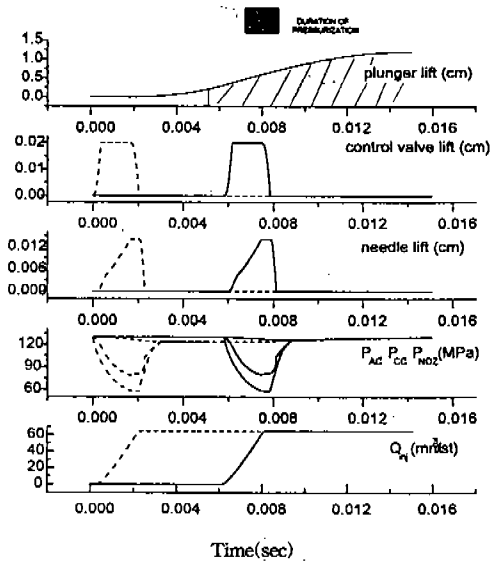


Fig.8 Comparison of control valve lift, needle lift, pressures of common rail, control chamber, and nozzle chamber and flow rate between injection timing before pressurization and after pressurization

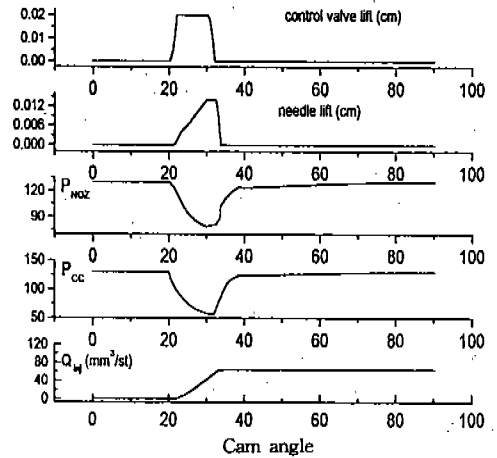


Fig.9 Variation of needle lift, pressure of nozzle chamber, control chamber, flow rate

상 변화시에는 니들은 최대변위에 도달하여 니들 변위는 일정하며 니들이 열리는 기간이 길어지고 있다. 니들이 열릴때는 서서히 열리고 분사율도 서서히 증가하지만 닫힐때는 급격히 닫히며 분사도

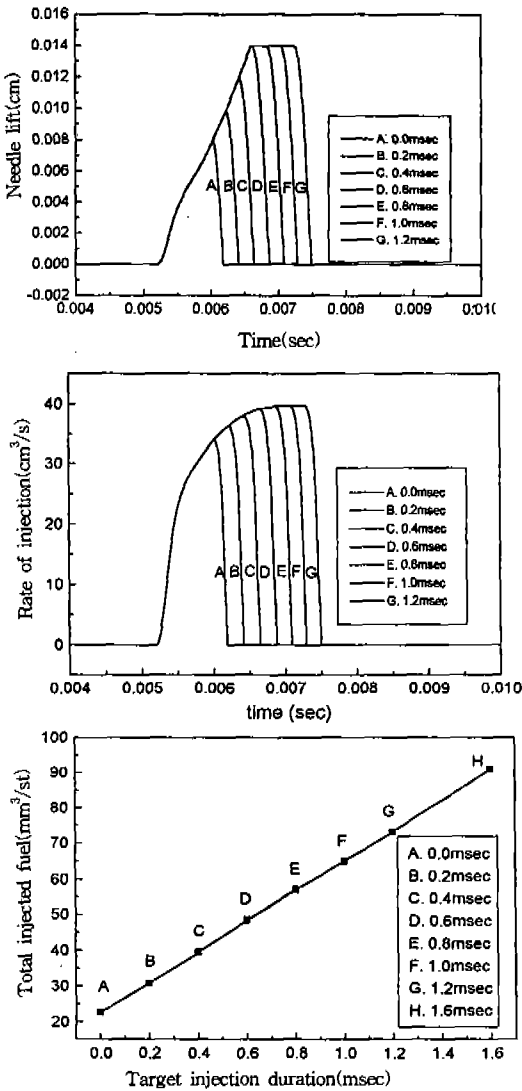


Fig.10 Variation of needle lift, rate of injection, and total injected fuel quantity according to injection duration (numbers in (a) (b) inside figure indicates target injection duration)

급격히 종료된다. 목표분사시간을 0.2msec씩 증가시키면 분사시간 및 분사량은 선형적으로 증가한다.

Fig.11은 축압실 압력이 130MPa이고 목표분사시간 1msec이고 컨트롤실 출구 오리피스 직경 0.04cm일 때 컨트롤실 입구 오리피스 직경을 변화시켰을 때 니들변위, 분사율, 총분사율, 컨트롤

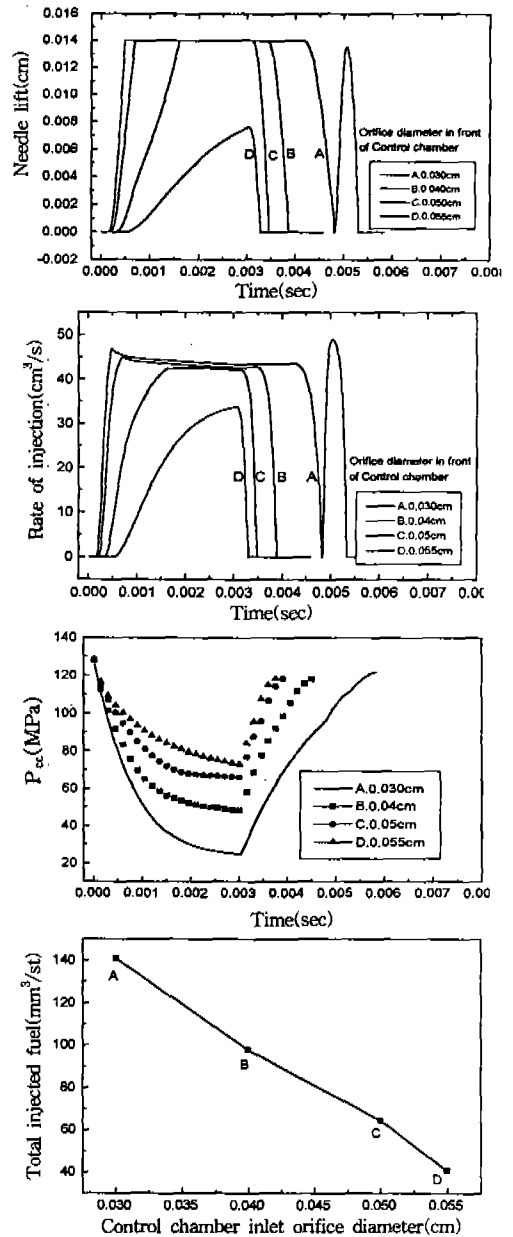


Fig.11 Variation of needle lift, rate of injection, and total injected fuel quantity according to the diameter of orifice in front of control chamber

실 압력, 노즐실 압력을 나타내고 있다. 오리피스 직경이 너무 작으면 축압실에서 공급되는 연료는 노즐실로는 많이 공급되고 컨트롤실로는 적게 공급되어서 컨트롤실의 압력상승이 상대적으로 낮다.

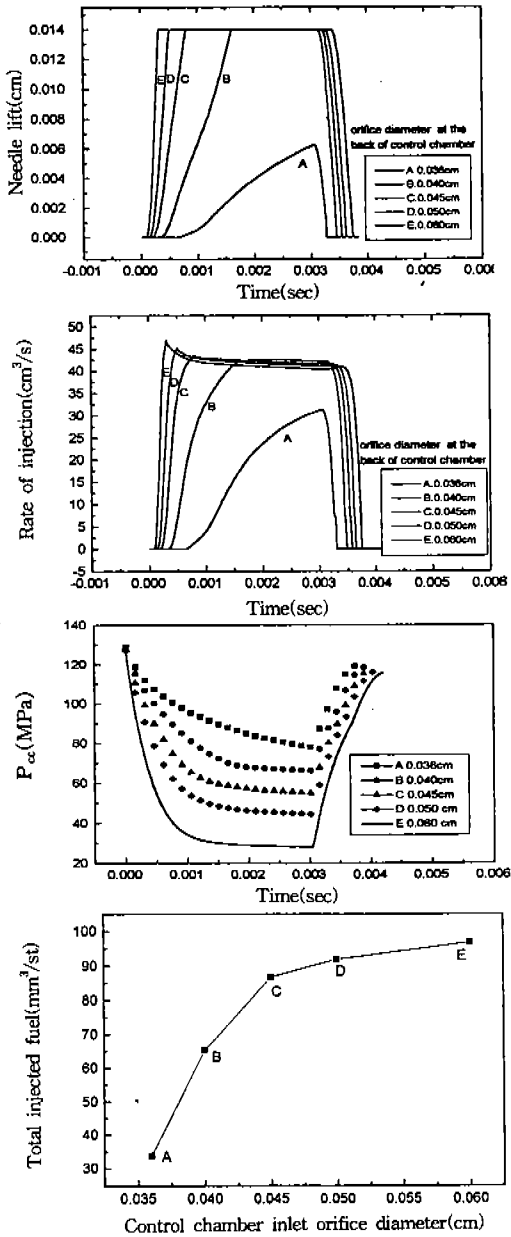


Fig.12 Variation of needle lift, rate of injection, and total injected fuel quantity according to the diameter of orifice at the back of control chamber

오리피스 직경이 작은 경우 콘트롤밸브가 열리면 콘트롤실 압력이 더 빨리 강하되어 니들밸브 상승률은 크다. 콘트롤밸브가 닫힐 때 축압실로부터 콘트롤실로의 공급이 노즐실보다 상대적으로 적으

므로 니들밸브가 열리는 시간이 길다. 너무 오리피스가 적으면 2차 니들상승이 일어날 수도 있다. 오리피스 직경이 너무 크면 콘트롤밸브가 열리더라도 콘트롤실로의 연료공급이 너무 많아서 콘트롤실의 압력강하가 적게 일어나서 니들이 적게 열리게 된다.

Fig.12는 축압실 압력이 130MPa이고 목표분사시간 1msec이고 콘트롤실 입구 오리피스 직경 0.05cm일 때 콘트롤실 출구 오리피스 직경을 변화시켰을 때 니들변위, 분사율, 총분사율, 콘트롤실 압력, 노즐실 압력을 나타내고 있다. 콘트롤실 출구 오리피스 직경이 크면 콘트롤밸브가 열릴 때 콘트롤실 연료가 많이 유출되어 상대적으로 노즐실 압력보다 빨리 낮아지므로 니들이 빨리 열린다. 목표분사시간이 일정하더라도 콘트롤밸브가 닫힌 후에는 콘트롤실의 압력강하가 크게 되어있어서 노즐실압력과 같게 되는 시간이 길게되어 분사기간도 길게 되며 연료분사량은 증가하게 된다. 콘트롤실 출구 오리피스 직경이 작으면 콘트롤밸브가 열릴 때 콘트롤실 연료가 적게 유출되어 상대적으로 노즐실 압력보다 늦게 낮아지므로 니들이 늦게 열린다. 목표분사시간이 일정하더라도 콘트롤밸브가 닫힌 후에는 콘트롤실의 압력강하가 적게 되어있어서 노즐실압력과 같게되는 시간이 짧게되어 분사기간도 짧게 되며 연료분사량은 감소하게 된다.

## 5. 결 론

Common rail 분사시스템의 고압연료공급펌프, 축압실, 콘트롤부, 노즐 각부의 압력, 유량, 밸브 및 니들의 거동을 모사할 수 있는 수치프로그램을 완성하여 다음 사항을 알 수 있었다.

- 1) 기준 설계사양의 고압펌프로는 1회 분사시 약 90기압정도 상승 가능하며 1회 분사시 축압실 약 50기압정도의 압력강하가 있었다.
- 2) 펌프의 구동손실을 최소화하면서 축압시에 필요한 고압을 공급할 수 있는 유효압력시각 각도는 약 30°CA이 적정하다.
- 3) 목표분사시간을 증가시키면 유효분사시간과 분사량이 선형적으로 증가한다.

- 4) 축압실 압력, 콘트롤실 입구 오리피스 크기, 출구 오리피스 크기에 따라 분사율 및 분사량이 변화하므로 이 값들을 최적화 할 필요가 있다. 축압실 압력이 130MPa일 때 적절한 콘트롤실 입구 오리피스직경 0.05cm이고 출구 오리피스직경은 0.04cm이다.

## 후 기

본 연구는 환경부의 '97 경유차 저공해기술개발사업의 일환으로 두원정공(주)에서 지원받아 연구를 수행하였으며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. K. Oblander, K. Kollmann, M. Kramer, and I. Kutschera, "The Influence of High Pressure Injection of Performance and Exhaust Emissions of a High Speed Direct Diesel Engine", SAE paper 890438.
2. I. Yamaguchi, T. Nakahira, and M. Komori, "An Image Analysis of High Speed Combustion Photographs for D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection", SAE paper 901577.
3. M. Suzuki, K. Nishida, and H. Hiroyasu, "고온분사디젤 분무내의 혼합기 형성과정", 일본기계학회논문집(B), 제60권 569호 pp. 327~334, 1994.

4. S. Matsuoka, K. Yokota, T. Kamimoto, and M. Igoshi, "A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engines", SAE paper 760551.
5. M. Miyaki, H. Fujisawa, A. Masuda, and Y. Yamamoto, "Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD-U2 for Diesel Engines", SAE paper 910252.
6. K. Funai, T. Yamaguchi, and S. Itoh, "Injection Rate Shaping Technology with Common rail Fuel System(ECD-U2)", SAE paper 960107.
7. K. Kumar, R. R. Gaur, R. D. Garg, and M.K.G. Babu, "A Finite Difference Scheme for the Simulation of a Fuel Injection System", SAE paper 831337.
8. E. B. Wylie, J. A. Bolt, and M. F. El-Erian, "Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation", SAE paper 710569.
9. R. S. Scullen, and R. J. Hames, "Computer Simulation of the GM Unit Injector", SAE paper 780161.
10. M. Yang, and S. C. Sorenson, "Direct Digital Control of Diesel Engines", SAE paper 940372.
11. "직렬형 디젤연료 인젝션 시스템 수치해석", 산학연구보고서, 두원정공, 1997.