

<論 文>

보쉬식 직렬형 연료분사계의 시뮬레이션에 관한 연구

장 낙 영* · 허 경**

(1984년 1월 18일 접수)

A Study of the Simulation of Bosch Type Fuel Injection System

N. Chang and K. Her

Abstract

A set of governing equations has been derived to describe the instantaneous flow rate and pressure variation inside Bosch type fuel injection systems. A numerical scheme has been developed to solve this set of equations, and as a result a computer program has been written to simulate the performance of Bosch type fuel injection systems while changing various design parameters. The calculation results from this simulation program are in good agreement with corresponding experimental results. It is also found experimentally and numerically that the peak pressure at the delivery chamber increases with the speed of the fuel injection pump. The potential for further development from this program as well as the area of immediate application is discussed to assess the usefulness of the program.

기 호 설 명

- t : 시간(s)
($t=0$: 플런저 배럴내에서 압축이 시작되는 시점)
- E : 연료의 체적탄성률(N/m^2)
- ρ_0 : 상온, 상압에서의 연료의 밀도(kg/m^3)
- C : 연료유내의 음속($C^2=E/\rho_0$)(m/s)
- μ : 연료의 점성계수($N \cdot s/m^2$)
- d : 연료분사관의 내경(m)
- L : 연료분사관의 길이(m)
- x : 연료분사관 길이의 좌표축(m)
($x=0$: 연료분사관 입구)
($x=L$: 연료분사관 출구)

- $P=P(x,t)$: 연료분사관내의 연료유 압력(N/m^2)
- $U=U(x,t)$: 연료분사관내의 연료유 유속(m/s)
- V_p : 플런저 배럴 체적(m^3)
- V_d : 송출 밸브실 체적(m^3)
- S_p : 플런저 단면적(m^2)
- S_d : 송출밸브 단면적(m^2)
- S_i : 연료 입출구의 단면적(m^2)
- S_{pd} : 송출밸브 주위 유로 면적(m^2)
- M_d : 송출밸브 질량(kg)
- K_d : 송출밸브 스프링 상수(N/m)
- D_d : 송출밸브축 점성 감쇠계수($N \cdot s/m$)
- W_d : 송출밸브 스프링 초기장력(N)
- P_i : 연료 입출구의 압력(N/m^2)
- $P_p=P_p(t)$: 플런저 배럴 압력(N/m^2)
- $P_d=P_d(t)$: 송출밸브실 압력(N/m^2)

* 정회원, 대우중공업(주) 기술연구소

**대우중공업(주) 기술연구소

- $Y_p = Y_p(t)$: 플런저 양정 (m)
- $Y_d = Y_d(t)$: 송출밸브 양정 (m)
- V_n : 노즐축압실 체적 (m³)
- S_n : 노즐 니들 밸브 단면적 (m²)
- $S_{n,s}$: 노즐 니들 밸브 선단 단면적 (m²)
- A_n : 연료 분무공 단면적 (m²)
- K_n : 노즐 니들 밸브 스프링 상수 (N/m)
- M_n : 노즐 니들 밸브질량 (kg)
- D_n : 노즐 니들 밸브축 점성감쇠 계수 (N·s/m)
- W_n : 노즐 니들 밸브 초기 장력 (N)
- P_0 : 개변압 (N/m²)
- P_b : 연소실 압력 (N/m²)
- $P_n = P_n(t)$: 노즐 축압실 압력 (N/m²)
- $Y_n = Y_n(t)$: 노즐 니들 밸브 양정 (m)

1. 서 론

디젤 기관의 연료소비, 배기가스 및 매연등을 개선함에 있어 흡입다기관, 흡입구의 개선, 연소실의 개조, 밸브 개폐시기의 조정, 과급기의 개조등 여러가지 수단이 이용되고 있으나, 그중에서 연료분사량과 연료분사 시기의 조정은 가장 중요하며 간편한 방법으로서는 기관 제조업자간에 널리 이용되고 있다.

보쉬식 직렬형 연료분사계(Bosch Type In-Line Fuel Injection System)를 적용하는 디젤 기관에서 연료분사계를 조정하기 위하여 연료분사펌프의 조속기나 연료분사 타이머를 조정하는 것이 보통이고, 이 밖에도 연료 분사노즐의 분무공의 직경 변경, 연료분사관의 길이 또는 내경변경등의 수단이 이용되기도 한다.

디젤기관의 성능개선에 연료분사계의 조정이 많이 이용되고 있는 것은 연료 분사량과 연료분사 시기등이 디젤기관의 출력, 연료소비, 배기가스등에 직접적이고 지대한 영향을 미치고 있기 때문이며, 디젤 기관에서 연료분사계가 차지하고 있는 중요성은 대단히 크다. 그러나 실제 연료분사계의 조정 과정에서 개별 부위의 조정행위가 최종적인 기관성능에 정량적으로 어떤 영향을 미치게 될 것인가는 예측하기 힘들며, 실제로 이러한 상호관계를 규명하는 이론적인 기반이 없으므로 인하여 예기치 못했던 성능저하, 후분사에 의한 매연 발생 또는 이상 소음등의 문제가 야기되어 애로를 겪는 일이 많다.

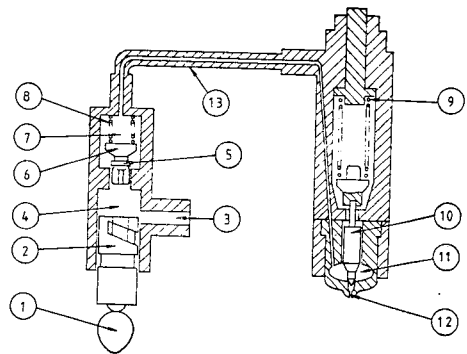
이러한 실험상의 어려움을 최소화하기 위하여 연료분사계의 특성을 이론적으로 예측할 수 있는 기법에 관

하여 많은 연구들이⁽¹⁻³⁾ 수행되어 왔으며, 이러한 연료분사계의 시뮬레이션 기법들은 연료분사 펌프의 제반 설계 변수와 연료분사 관 및 연료분사 노즐의 제반설계 변수들이 연료분사율에 미치는 영향을 복합적으로 고려하고 있다.

우리나라에서는 1979년에 한국과학기술원 학사부 기계공학과⁽⁴⁾에서 연료분사율의 시뮬레이션 기법을 적용하여 계산한 예가 있으나 계산결과와 실험결과와의 비교 검토는 없었다. 본 연구는 저자들이 디젤기관 제조업체에서 디젤 기관의 성능개선을 효율적으로 수행하기 위하여 기업체 연구소에서 쉽게 적용할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 과정에서 수행된 것이며, 아울러 각 기관 회전수에서의 연료분사 관내에서의 압력변화와 노즐 니들 밸브 양정을 측정함으로써 수학적 시뮬레이션 결과와 실제결과를 비교할 수 있게 하였다. 그 결과, 개발된 시뮬레이션 프로그램은 실제 연료분사 과정을 충분히 잘 예측할 수 있었으며, 향후 이 프로그램을 이용하여 연료분사계의 조정에 의한 디젤기관 성능개선을 효율적으로 수행할 수 있을 것으로 기대한다.

2. 연료분사계의 개관

Fig. 1은 보쉬식 직렬형 연료분사계의 개략도이다. 이 연료분사계의 작동원리를 개략적으로 설명하면,



- ① Cam
- ② Plunger
- ③ Spill port
- ④ Plunger barrel
- ⑤ Delivery channel
- ⑥ Delivery valve
- ⑦ Delivery port
- ⑧ Delivery valve spring
- ⑨ Needle valve spring
- ⑩ Needle valve
- ⑪ Sump volume
- ⑫ Fuel injection nozzle
- ⑬ Fuel injection pipe

Fig. 1 Cross-sectional view of a Bosch type fuel injection system

① 분사펌프 구동캠에 의해 ② 플런저가 상승함에 따라 ③ 연료입출구를 통하여 유입된 연료는 연료 출입구가 닫히는 순간 ④ 플런저배럴에서 압축되어 ⑤ 송출밸브를 지지하고 있는 ⑧ 송출밸브 스프링의 초기압력을 넘어서고, ⑤ 송출밸브 사이의 유로를 통하여 ⑦ 송출밸브실로 들어가게 된다. 송출밸브실로 들어온 연료는 ⑬ 연료분사관을 통하여 노즐로 유입된다. ⑪ 노즐의 축압실로 들어온 연료는 개변압에 상당하는 ⑨ 노즐 니들밸브 스프링의 압력보다 높아지면 ⑩ 니들밸브가 올라가며 ⑫ 연료분무공을 통하여 고압의 연료가 연료실로 분사된다.

3. 지배방정식의 유도

연료 분사계의 시뮬레이션을 위하여 연료분사 현상을 연료펌프측, 연료분사관, 연료분사 노즐측의 세 부분으로 나누었으며, 각 부분에서의 식은 각각 다음과 같다.

3.1. 연료분사관

연료분사 관내에서의 연료의 유동을 나타내는 운동방정식은 Navier-Stokes⁽⁶⁾을 일차원화하여 식 (1)과 같이 할 수 있다.

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{32\mu}{d^2} U + \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \quad (1)$$

이 식의 유도과정에서 관내의 유동은 축방향 유동이며 동시에 축대칭인 것으로 가정 하였으며, 반경 방향의 유동은 미소한 것으로 보아 무시하였다. 식 (1)에서 우변의 두번째 항은 층류유동에서 유로저항으로 잘 알려져 있는 항이며, 좌변의 두번째항은 유속의 전미분으로 부터 파생된 항이다. 연료분사관내에서의 연속방정식은 식 (2)와 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + U \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

윗 식 (1), (2)에서 연료의 밀도는 연료압력의 변화에 따라 미소 변화하므로 식 (3)과 같이 압력 P 의 함수로써 대입하였다.

$$\rho = \rho_0 + \frac{P}{C^2} \quad (3)$$

3.2. 연료펌프측

Fig. 1에서 플런저 배럴의 압력변화는 플런저의 움직임에 의해 압축되는 양, 송출밸브의 움직임에 의해

변화되는 양, 송출밸브의 주위로 흘러나가는 양, 연료입출구로 들어오고 나가는 양에 의해 결정된다. 따라서 플런저 배럴내에서의 연속방정식은 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V_p}{E} \cdot \frac{dP_p}{dt} = & S_p \cdot \frac{dY_p}{dt} - S_d \cdot \frac{dY_d}{dt} \\ & - Z \cdot F_{pd} \cdot S_{pd} \cdot \left(\frac{2|P_p - P_d|}{\rho_{pd}} \right)^{0.5} \\ & - Z \cdot H \cdot F_s \cdot S_s \cdot \left(\frac{2|P_p - P_s|}{\rho_{pd}} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 연료의 밀도 ρ_{pd} 는 윗 식 (3)과 마찬가지로 아래 식 (5)에 의하여 변하는 것으로 계산하였으며, F_s 는 연료 입출구의 유량계수로 일정하게 두었다. 또한 Z 는 절대부호속의 값이 양이면 1, 음이면 -1이며 H 는 유효행정중이면 0, 유효행정이 아니면 1이다, Fig. 1에서 플런저는 캠측의 곡면을 따라 이탈없이 움직이는 것으로 가정하였다.

$$\rho_{pd} = \rho_0 + (P_p + P_d) / 2C^2 \quad (5)$$

송출밸브에 적용하는 힘은 스프링 장력, 점성감쇠력 및 송출밸브 전후의 압력차에 의한 힘이었다. 따라서 이를 운동방정식으로 표현하면 식 (6)과 같다.

$$M_d \frac{d^2 Y_d}{dt^2} + D_d \frac{dY_d}{dt} + K_d Y_d = \alpha_d S_d (P_p - P_d) - W_d \quad (6)$$

단, 여기서 α_d 는 송출밸브의 수압계수이다. 송출밸브에서의 압력변화는 플런저 배럴로부터 송출밸브실로 유입되는 양, 송출밸브의 움직임에 의해 압축되는 양, 송출밸브실내에서 연료분사관으로 유출되는 양에 의해 결정되며, 송출밸브실에서의 연속방정식은 식 (7)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{V_d}{E} \frac{dP_d}{dt} = & Z \cdot F_{pd} \cdot S_{pd} \cdot \left(\frac{2|P_p - P_d|}{\rho_{pd}} \right)^{0.5} + S_d \cdot \frac{dY_d}{dt} \\ & - \frac{\pi}{4} d^2 \cdot U(0, t) \end{aligned} \quad (7)$$

3.3. 연료분사노즐 측

Fig. 1에서 노즐축압실의 압력변화는 노즐축압실로 유입되는 연료량, 노즐 니들 밸브의 움직임에 의해 변화한 양, 연료분무공을 통하여 연료실로 유출된 양에 의해 결정되며, 노즐축압실에서의 연속방정식은 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{V_n}{E} \frac{dP_n}{dt} = & \frac{\pi}{4} d^2 U(L, t) - S_n \frac{dY_n}{dt} \\ & - Z \cdot F_n \cdot A_n \cdot \left(\frac{2|P_n - P_b|}{\rho_n} \right)^{0.5} \end{aligned} \quad (8)$$

단, 여기서 F_n 은 노즐 니들 밸브 양정에 따른 유량계수이며, ρ_n 은 식 (3)에서 P 대신 P_n 을 치환하여

사용하였다. 연료분사노즐 니어들 밸브에 작용하는 스프링 장력, 점성감쇠력 및 노즐축압실의 압력이 있다. 이를 운동방정식으로 나타내면 식 (9)와 같다.

$$M_n \frac{d^2 Y_n}{dt^2} + D_n \frac{dY_n}{dt} + K_n Y_n = \alpha_n S_n P_n - W_n \quad (9)$$

단, 여기서 α_n 은 연료분사 노즐 니어들 밸브의 수압 계수이다.

4. 수치계산 과정

4.1. 경계조건 및 초기조건

앞에서 연료분사계의 지배방정식을 연료펌프측, 연료분사관, 연료분사 노즐측의 세부분으로 나누어 유도하였는데, 이 세부분 사이에 압력이 연속되어야 하므로 다음과 같은 경계조건이 주어진다.

$$P_d(t) = P(0, t) + \rho(0, t), [U(0, t)]^2/2 \quad (10)$$

$$P_n(t) = P(L, t) + \rho(L, t), [U(L, t)]^2/2 \quad (11)$$

초기조건으로서는 각부의 초기압력 및 초기유속을 영으로 하였으며, 플린저의 행정 Y_p 는 Fig. 2와 같은 캠곡선의 함수형태와 연료분사펌프의 회전속도에 의하여 규정되는 것으로 하였다.

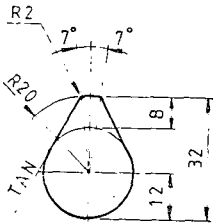


Fig. 2 Cam profile of fuel injection pump

4.2. 유한차분화 과정

이러한 초기조건과 경계조건하에서 앞에서 유도된 지배방정식을 풀기 위하여 수치해석을 도입하였는데, 먼저 연료분사펌프측과 연료분사 노즐측에서는 플린저 배럴압력 P_p , 송출밸브의 양정 Y_p , 송출밸브의 속도 C_p , 송출밸브실의 압력 P_d , 연료분사노즐 축압실압력 P_n , 니어들 밸브 양정 Y_n , 니어들 밸브 속도 C_n 의 7개의 변수로 구성된 벡터 V 를 정의하면, 앞에서 유도된 지배방정식들이 아래의 벡터 방정식

$$\frac{dV}{dt} = f(V)$$

를 규정하기에 충분하므로, 이를 Runge-Kutta 방법으로 유한차분화 하였다. 또한, 연료분사관에서의 지배방정식 (1)~(3)을 다시 쓰면,

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \dots$$

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\rho c^2 \frac{\partial U}{\partial t} + \dots$$

으로 표기되므로, 이것은 쌍곡선형 편미분 방정식에 준하는 것으로 보아 E. Isaacson 과 H.B. Keller⁽⁷⁾의 유한차분법을 적용하여 아래와 같이 전개하였다.

$$U(x, t + \Delta t) = (1/2)[U(x + \Delta x, t) + U(x - \Delta x, t)] + (C\Delta t/2\Delta x) (-1/\rho C) [P(x + \Delta x, t) - P(x - \Delta x, t)] + \dots$$

$$P(x, t + \Delta t) = (1/2) [P(x + \Delta x, t) + P(x - \Delta x, t)] + (C\Delta t/2\Delta x) (-\rho C) [U(x + \Delta x, t) - U(x - \Delta x, t)] + \dots$$

이 유한차분계산이 수렴하기 위하여 $C\Delta t/\Delta x$ 의 비는 $0 < C\Delta t/\Delta x \leq 1$ 의 조건을 만족시키도록 선정하여야 한다.

4.3. 수치계산 결과

이상의 유한차분식을 계산하기 위하여 120KW 급 디젤기관에 부착되는 연료분사펌프(DKKC 1682-934)의 수치를 대입하였다.

연료분사관 내경	$d = 1.75\text{mm}$
연료분사관 길이	$L = 1,000\text{mm}$
플린저 단면적	$S_p = 56.74\text{mm}^2$
연료분무공 단면적	$A_n = 0.28\text{mm}^2$
연료분사노즐개변압	$P_0 = 180\text{bar}$

또한, 연료의 물성치로서 연료의 밀도 $\rho_0 = 830\text{kg/m}^3$, 연료의 점성계수 $\mu = 1.91 \times 10^{-3}\text{N}\cdot\text{s/m}^2$, 연료의 체적탄성계수 $E = 19700\text{bar}$ 를 대입하였다.

연료분사펌프 캠축의 회전각도에 따른 구동캠의 양정을 $g(\theta)$ 로 표시한다면, 연료분사펌프의 분당 회전수가 n 일 때 플린저양정 Y_p 는 아래의 식으로 표시된다.

$$Y_p = g(2\pi n t / 60)$$

연료분사펌프 구동캠의 형상은 Fig. 2에 표시하였다. 이상과 같은 조건하에서 수치계산할 내용은 다음절의 실험치와 비교하기 위하여 아래의 세가지 항목을 선정하였다.

- (1) $x = 0.05\text{m}$ 에서의 연료분사관내 압력(펌프측 압력)
- (2) $x = 0.75\text{m}$ 에서의 연료분사관내 압력(노즐측 압력)
- (3) 연료분사노즐의 니어들밸브 양정

실제 수치계산은 연료분사펌프의 회전수와 기관의 부하율의 영향을 아울러 조사하기 위하여 $n = 1000\text{rpm}$ 의

전부하, $n=800$ rpm의 전부하 및 1/4 부하, $n=500$ rpm의 전부하 및 1/2 부하, 무부하 공회전의 경우들에 대하여 각각 행하였다.

실제 계산은 VAX-11/750 컴퓨터를 이용하여 계산하였으며, 그 결과는 Fig. 3에서 Fig. 8까지 각각 점선으로 표시하였다. 아울러 상응하는 실험결과는 다음 제 5항의 실험개요 및 결과에 따라 역시 Fig. 3에서 Fig. 8까지 실선으로 나타내었는데, 연료분사펌프 회전수 및 부하변동의 모든 범위에 있어서 계산치와 실험치는 개략적으로 잘 일치하고 있다.

Fig. 3은 $n=1000$ rpm의 전부하시의 연료분사계의 거동이며, Fig. 4는 $n=800$ rpm에서의 전부하의 연료분사계의 거동으로서, Fig. 3과 Fig. 4를 비교하면 연료분사펌프측의 최대압력이 $n=800$ rpm인 경우에는 320 bar인 반면 $n=1000$ rpm인 경우에는 410 bar까지 상승하였다.

플런저의 양정은 $Y_p = g(2\pi nt/60)$ 로서 결정되므로 n 이 커지는 경우 Y_p 의 증가속도가, 따라서 커지며, 이로 인하여 지배방정식(4)로부터 플런저배럴내의 압력 P_p 가 급속히 상승할 것이 예견된다. 펌프측의 압력상승에 영향을 미치는 인자로서는 연료분사펌프 회전수 이외에도 다른 중요한 인자들이 많이 있는데, 이를 조사하기 위하여 위(4) 식과 (7)식을 합하면 아래와 같이 된다.

$$\frac{1}{E} \frac{d}{dt}(V_p P_p + V_d P_d) = S_p \frac{dY_p}{dt} - \frac{\pi}{4} d_2 U(0, t) + \dots$$

여기에서 P_p 및 P_d 가 펌프측 압력상승의 척도가 된다는 것을 주목하면, 뒷식은 펌프측 압력상승의 양상이 플런저배럴 체적 V_p , 송출밸브실 체적 V_d , 플런저 단면적 S_p 및 연료분사관 내경 d 에 의하여 어떻게 달라지겠는지를 간단히 표시하는 지표가 된다. 뒷식은 또한 $U(0, t)$ 가 빨리 증가하면 펌프측 압력상승이 덜하여짐을 나타내고 있는데, $U(0, t)$ 를 빨리 증가시키려면 식(1)의 우변 둘째항의 저항항인 $(32\mu/d^2)U$ 로부터 점성계수를 감소시키거나 혹은 연료분사관의 내경 d 를 증가시켜야 하겠음을 알 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 $n=500$ rpm의 전부하 및 1/2 부하에서의 연료분사계의 거동으로서 전부하상태에서는 노즐측 최대압력이 펌프측 최대압력에 비하여 감소되었으나, 1/2 부하상태에서는 비슷한 수준을 유지하고 있다. Fig. 5는 $n=800$ rpm의 1/4 부하에서 계산된 것이며, 이 경우에는 노즐측의 최대압력이 펌프측의 최대압력보다도 오히려 높아지는 현상이 주목되고 있다. Fig. 8은 무부하 공회전의 연료분사계의 거동으로서 연료분사노즐의 니들 밸브가 충분히 상승하지 못함을

알 수 있다.

Fig. 4에서 $t=2.5$ msec 일 때에 펌프측의 압력이 최고 320 bar 까지 상승하였고 그 직후 부터는 급강하 하였는데 노즐측의 압력은 $t=3.0$ msec 로부터 강하하고 있어서 펌프측($x=0.05$ m)으로 부터 노즐측($x=0.75$ m)까지 압력파가 전달되는데에 약 0.5 msec 가 소요됨을 알 수 있다. 이 시간차 0.5 msec 는 압력파가 펌프측으로 부터 노즐측에까지 진행하는데 소요된 시간으로서, 실제로 도달 소요 거리를 연료유내의 음속 C 로 나누어 보면 확인할 수 있는 숫자이다. 압력파 도달 소요시간 0.5 msec 는 Fig. 3으로 부터 Fig. 8에 걸쳐서도 관측되고 있다. Fig. 4에서 펌프측 압력은 $t=0.0$ msec 부터 $t=2.9$ msec 까지 압력파가 지나간 뒤에 다시 $t=4.5$ msec 부터 $t=7.3$ msec 까지 제 2의 압력파군이 휩쓸고 지나가는 것이 관측되며, 이것은 Fig. 4에서 $t=4.2$

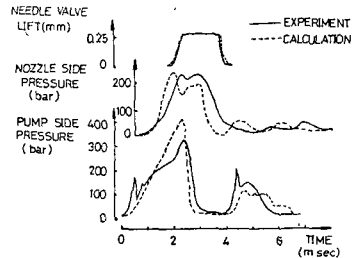


Fig. 3 Pressure variation inside fuel injection system($n=1000$ rpm, full load)

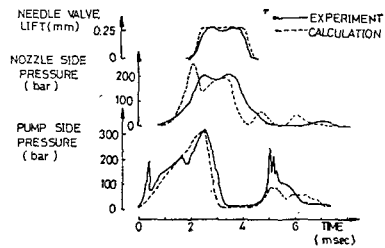


Fig. 4 Pressure variation inside fuel injection system($n=800$ rpm, full load)

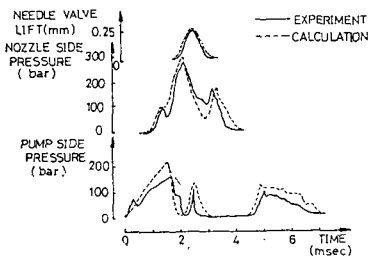


Fig. 5 Pressure variation inside fuel injection system($n=800$ rpm, 1/4 load)

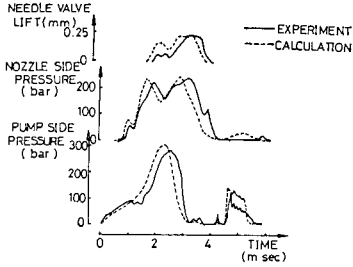


Fig. 6 Pressure variation inside fuel injection system($n=500\text{rpm}$, full load)

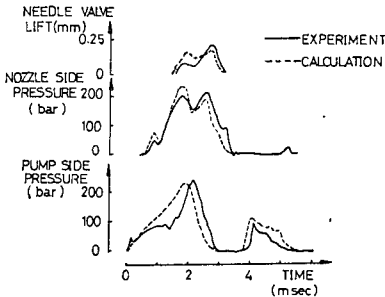


Fig. 7 Pressure variation inside fuel injection system($n=500$, 1/2 load)

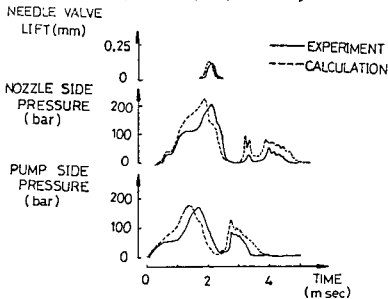


Fig. 8 Pressure variation inside fuel injection system($n=275\text{rpm}$, idling)

msec 일 때에 연료분사노즐의 니들밸브가 닫히는 순간 발생하는 충격파의 영향인 것으로 생각된다. 이와 비슷한 현상이 Fig. 3으로부터 Fig. 8에 걸쳐서도 관측되고 있다.

5. 실험개요 및 결과

연료분사계의 특성을 파악하고, 계산치와 실험치를 비교하기 위하여 Fig. 9의 배치도와 같이 실험을 하였다.

연료분사 펌프의 구동 모우터에 연결되어 있는 연료분사 펌프는 최고출력 120KW의 6기통 디젤기관에 부착되는 것으로서, 연료분사 펌프와 연료분사 펌프 시험

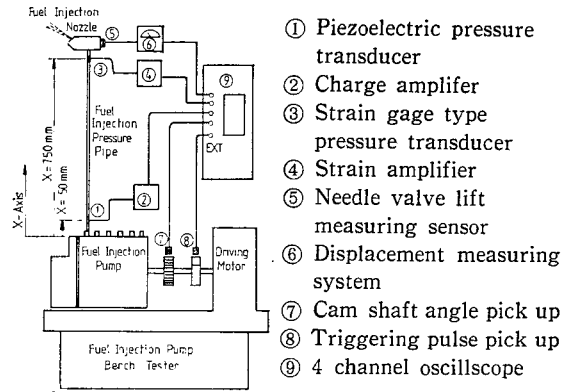


Fig. 9 Schematic diagram of experimental apparatus

- ① Piezoelectric pressure transducer
- ② Charge amplifier
- ③ Strain gage type pressure transducer
- ④ Strain amplifier
- ⑤ Needle valve lift measuring sensor
- ⑥ Displacement measuring system
- ⑦ Cam shaft angle pick up
- ⑧ Triggering pulse pick up
- ⑨ 4 channel oscilloscope

기의 구동모우터 사이의 연결축에는 회전각도를 측정하기 위한 감지기와 플런저 배럴의 압축이 시작되는 시점을 지시하여 주기 위한 감지기가 설치되어 있다. 연료분사 관내의 압력을 측정하기 위하여 펌프측($x=0.05\text{m}$ 위치)에는 피에조식 압력감지기를 설치 하였으며, 노즐측($x=0.75\text{m}$ 위치)에는 스트레인 게이지식 압력감지기를 설치하였다.

또한, 니들 밸브의 양정을 측정하기 위하여 비접촉식 변위감지기를 설치하였다. 이상과 같이, 검출한 연료분사 펌프의 캠축의 회전각도 지시치, 플런저 배럴의 압축이 시작되는 시점을 지시하는 펄스, 연료분사관 입출구의 압력, 니들 밸브의 양정 등은 자기의 변환기 및 증폭기를 거쳐서 4 채널의 오실로스코프에 연결하여 각각의 파형을 관찰할 수 있게 하였다.

이상의 실험개요에 따르는 실험결과는 수치계산과 함께 Fig. 3에서 Fig. 8 까지 각각 실선으로 표기하였다. 상기 실험결과와 계산결과를 해비고 보면 개략적으로 잘 일치하고 있다.

다만, Fig. 3에서 $n=1000\text{rpm}$, 전부하시에 펌프측 최고압력의 계산치가 실험치와 상이한 것으로 나타났는데, 본 연구에서 가정된 연료분사계의 해석모델을 앞으로 더욱 개선하고, 아울러 좀 더 정확한 계산입력자료들을 사용함으로써 앞으로 계산치와 실험치를 완전히 일치시킬 수 있을 것으로 기대된다.

6. 결 론

본 연구에서 저자들은 연료분사계의 시뮬레이션을 효과적으로 수행하기 위하여 기업체 연구소에서 쉽게 적용할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발 하였으며 이

프로그램을 실제기관의 연료분사계에 적용하여 본 결과 수치계산치와 실험치와 개략적으로 잘 일치하는 것을 관측할 수 있었다. 본 연구에서는 수치계산 및 실험실험을 통하여 연료분사 펌프의 회전수와 부하율이 연료분사 관내의 압력상승에 미치는 영향 및 압력파의 도달 소요시간 등에 대한 검토를 하였으나, 앞으로 이 프로그램을 활용하면 연료분사관의 직경, 길이, 플런저의 직경, 캠의 양정 및 니들밸브 질량 등의 제반 설계변수가 연료분사 노즐내의 압력 및 연료분사율에 미치는 영향 등을 조직적으로 검토할 수 있으리라 믿는다.

이러한 시뮬레이션 프로그램은 디젤 기관 제조업체에서 디젤 기관의 성능개선을 수행하는 과정에서 유용한 프로그램이 될 뿐만 아니라, 연료분사펌프 제조업체에서 연료분사펌프 자체의 설계제량을 수행하는데 있어서도 필수불가결의 유용한 도구가 되리라고 믿는다.⁹⁾

Benson 등⁽⁵⁾은 연료분사율을 가정한 조건하에서 연소계의 사이클 시뮬레이션을 수행하는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 연소실의 압력 및 온도변화 등을 예측할 수 있는 강력한 도구이며 이를 위한 수학적 모델을 설정하고 있으나, 다만 연료분사율을 가정하여야만 이러한 예측이 가능하기 때문에 이것이 이 시뮬레이션에서의 논리적 취약점으로 남아 있었다. 따라서 Benson 등이 개발한 연소계의 시뮬레이션과 이번 저자들이 개발을 시도한 연료분사계의 시뮬레이션을 통합하는 상호 반복계산을 할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 작성하게 되면 이것은 디젤 기관과 연료분사계 간의 상호작용을 모두 고려한 강력한 계산수단으로서 이용될 수 있을 것으로 보이며, 이러한 디젤 기관의 종합적 시뮬레이션 프로그램을 작성하는 것이 저자들의 다음의 연구과제가 되겠다.

후 기

본 연구는 1983년도 과학기술처의 기업주도 특정연구과제 “자동차용 디젤 엔진의 배기가스 공해감소의 연구”의 일환으로 이루어진 것이다.

참 고 문 헌

- (1) 廣安博之, “高速機關における燃料噴射系統(1) 理論,” 內燃機關, Vol. 9, pp.61~67, 1970
- (2) 松岡 信外 4人, “ディーゼル機關の燃料噴射系に関する 研究,” 日本機械學會論文集, 40卷 332號, pp.1124~1133, 1974
- (3) G. Woschni 外 1人, “ディーゼル機關における燃料油 噴射過程の計算方式,” 內燃機關, Vol. 9, pp. 59~64, 1970
- (4) 김영석, “Simulation of Fuel Injection System in a Diesel Engine,” 한국과학기술원 석사논문, 1979
- (5) Rowland S. Benson and N.D. Whitehouse, “Internal Combustion Engines”, pp.271~302, Pergamon Press, Oxford, 1979
- (6) M. Necati Özisik, “Basic Heat Transfer”, pp. 150 ~175, McGraw-Hill Book, Tokyo, 1977
- (7) E. Isaacson and Herber Bishop Keller, “Analysis of Numerical Methods”, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1976
- (8) Paul G. Burman and Frank DeLuca, “Fuel Injection and Controls”, The Technical Press LTD London,
- (9) K. Her and N. Chang, “An Experimental Study on the Effects of Length and Inner Diameter of Fuel Injection Pressure Pipe of Bosch Type Fuel Injection System on Engine Performance”, JASE Paper series 841037, 1984