

디젤엔진 연료계통의 유동 및 압력 변동특성에 관한 이론적 연구*

송 치 성*

A Theoretical Study on Flow and Pressure Variation Characteristics of Fuel Supply System in Diesel Engine

C. S. Song

Key words : Combustion(연소), Fuel injection system(연료분사계), High pressure pipe(고압관), Equations of continuity(연속의 방정식), Plunger diameter(플런저경), Nozzle opening pressure(노즐의 개변압)

Abstract

Combustion phenomenon in diesel engine is mainly governed by characteristics of fuel injection and fuel spray system affected by its dimensions and operating condition. Fuel supply system is consisted of fuel injection pump, high pressure pipe and injection nozzle.

In order to develop the more economical diesel fuel injection system, it is in need to carry out the fairly wide range experiments, which is quite impossible. Therefore, theoretical analysis for the numerous parameters is powerful method in this case.

In the present study, equations of continuity of fuel oil in fuel injection system are solved to obtain the flow and pressure variation in diesel fuel system affected by injection pump speed, plunger diameter, pipe diameter, pipe length and nozzle opening pressure.

사용기호			
A	: 면적	k	: 스프링상수
D _{a1}	: 텔리버리밸브의 감쇠계수	L	: 변위
C _{d2}	: 노즐 니들밸브의 감쇠계수	M	: 질량
D	: 분사파이프의 내경	P	: 압력
f	: 저항계수	Q	: 유량
K	: 연료유의 용적계수	U	: 속도
		V	: 체적
		W	: 초기조임력

* 정회원, 한국기계연구원

Greek Letters

- α : 음속
- ν : 동점성계수
- μ : 트리스트계수
- λ : 마찰계수
- ρ : 연료유의 밀도

Subscripts

- p : 플런저
- d : 델리버리
- n : 노즐
- l : 액체
- v : 공동
- leak : 누설
- pd : 플런저와 델리버리 밸브 사이의 값
- ps : 플런저와 스피드포트 사이의 값
- dl : 델리버리와 파이프 사이의 값
- ln : 파이프와 델리버리 밸브사이의 값
- nc : 노즐과 실린더 사이의 값

1. 서 론

디젤기관은 열효율이 높기 때문에 차량용, 선박용 및 산업용의 원동기로서 그 용도가 광범위하다. 타 엔진에 비하여 높은 열효율로 인한 연료의 경제성과 고출력을 낼 수 있는 장점에도 불구하고 최근의 환경오염문제로 인한 배기가스 규제의 강화 등으로 그 사용범위가 점차 축소되려는 경향을 보이고 있어, 디젤기관의 열효율 향상과 함께 획기적인 배기가스 저감대책이 시급히 해결해야 될 중요한 과제로 대두되고 있다. 이의 해결을 위하여는 디젤기관의 연소과정에 대한 이해가 선행되어야 하며, 연소실내 연소과정은 분사계의 특성, 연소실형상, 연소실내의 가스유동 등 많은 인자들에 의해 복잡하게 관련이 되어 있다.

디젤엔진내의 연소는 이들에 의해 복합적으로 영향을 받지만 분사계의 특성이 연소에 영향을 미치는 요소중 가장 큰 인자로 알려져 있다. 분사장치의 기능은 적당한 시기에 적당한 양의 연료를 연소실로 유입시켜 최적의 연료혼합기를 형성시키는 것이며, 분사장치의 특성 그 자체가 디젤엔진의

성능을 크게 좌우하기 때문에 높은 정밀도가 요구되는 동시에 운전조건이 고온, 고속 그리고 진동이 많은 가혹한 조건하에서 제품이 사용되고 있다.

디젤기관의 불균일 혼합기의 형성은 분사압력 변동을 수반하는 비정상 간헐분사에 의한 분무 특성에 기인하기 때문에, 디젤기관의 연소개선을 위해서는 연료액적을 형성하기 위해 연료를 분사하는 분사계에 관한 연구가 선행되어야 한다.

이와 같은 관점에서 연료분사계를 동력발생장치와 정확히 조화시킬 수 있을 뿐 만 아니라 기관의 부하 및 회전수 등의 운전조건에 따라 적절한 연료량을 실린더에 분사하고 연소과정에서 발생하는 압력상승 열발생 등을 제어하기 위하여는 원하는 분사율로 분사시킬 수 있어야 한다. 또한 주분사가 끝난 후 분사파이프내의 잔류압력파로 인해 열효율과 배기 생성물에 현저한 영향을 주는 이차분사를 방지하기 위하여는 분사장치의 설계 시 사전에 분사 특성을 충분히 검토하여야 한다.

본 연구에서는 연료분사장치의 개선을 위한 복잡한 디젤기관의 연료분사계를 단순화시키고 디젤기관의 직렬형 연료분사계를 단계별로 펌프측, 분사파이프 측, 노즐측, 세부분으로 나누어서 모델링하여 해석함으로써 분사계를 구성하고 있는 여러 변수중에서 분사펌프의 회전수, 분사노즐의 개변압, 펌프측과 노즐측을 연결하는 고압파이프 등이 분사특성에 미치는 영향을 파악하고 분석하였으며, 시뮬레이션 결과로부터 예측한 분사계의 중요 변수들이 분사계 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 연료공급계통의 구성

본 논문에서는 디젤기관 연료분사계의 분사과정을 분석하기 위하여 Fig. 1에서 보는 바와 같이 분사계를 분사펌프, 고압파이프, 분사노즐의 세부분으로 나누어 해석하였다.

2.1 분사펌프

분사펌프는 Fig. 1과 같이 구동캠, 플런저, 연료유 유입구, 플런저실, 연결봉, 공급밸브, 공급밸브 스프링 및 공급실로 구성되며, 그 운동을 분석하면

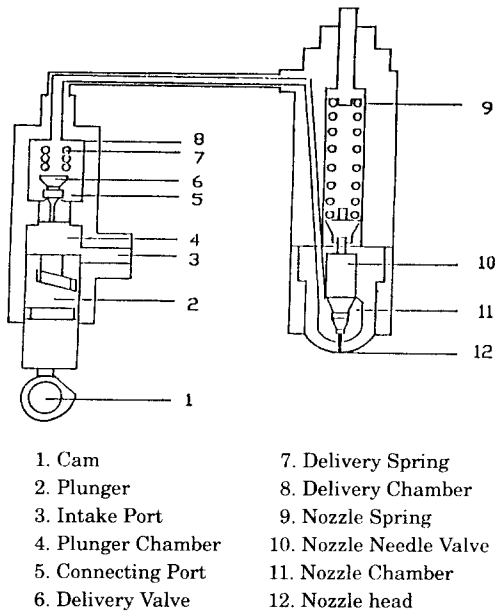


Fig. 1 Schematic Diagram of Diesel Fuel Injection System

다음과 같이 4단계로 나눌 수 있다.

○ 제1단계 : 캠의 구동에 의하여 플런저가 상승 운동을 하여 플런저실의 압력이 토출밸브를 들어 올리기 시작한다.

○ 제2단계 : 공급밸브가 움직이기 시작하면 예행을 거쳐 연료가 공급되기 시작한다.

○ 제3단계 : 공급밸브가 열려있는 동안 공급실에 공동현상이 발생한다.

○ 제4단계 : 토출밸브가 닫히고 토출실에서 계속해서 공동현상이 존재하며 잔류액동압력파가 고압파이프에 전파된다.

2.2 고압분사관

고압 분사관의 양단은 각각 분사펌프와 분사노즐에 연결되어 있으므로 양단의 유체역학적인 경계조건을 만족하여야 한다. 분사펌프로부터 공급되는 연료유는 연료유의 밀도, 압축성, 분사관의 내경 그리고 길이에 따라서 유량특성 및 압력파의 전파특성이 다르게 된다.

2.3 분사노즐

분사노즐은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 노즐스

프링, 니들밸브, 노즐실 및 노즐헤드로 구성되며, 그 운동은 다음과 같은 4단계로 분석할 수 있다.

○ 제1단계 : 노즐실의 압력이 아직 개변압 (nozzle opening pressure)에는 이르지 못하여 분사펌프측에서 반사된 압력파와 고압분사관내에 잔류하는 맥동상태의 압력파가 전파되고 있다.

○ 제2단계 : 노즐실내의 압력이 개변압 이상으로 상승하여 니들밸브가 열리고 분공을 통하여 연료가 연소실로 분사된다.

○ 제3단계 : 니들밸브가 최대양정에 도달된 후 노즐실의 압력이 하강하여 스프링 장력에 의하여 니들밸브 분공구가 닫힐 때까지 연료가 계속 분사된다.

○ 제4단계 : 노즐실에 공동현상이 생기면서 니들밸브가 닫히고 분사가 완료된다.

3. 지배방정식

본 논문에서는 전술한 바와 같이 연료분사계통을 분사펌프, 고압분사관 그리고 분사노즐의 3부분으로 나눈 분사계에 대하여 각각 필요한 방정식을 세우고 이들을 연립하여 해석함으로써 결국 디젤엔진 분사계 전체의 분사특성을 고찰하였다.

3.1 분사펌프

Fig. 2는 분사펌프의 단면도를 나타낸다. 플런저실내의 압력을 P_p , 플런저의 상승속도를 U_p , 델리버리밸브 변위를 U_d , 델리버리실로의 유량을 Q_{pd} , 그리고 누설량을 Q_{leak} 라고 하면, 플런저실에서 연료유의 연속방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_p}{K_p} \frac{dP_p}{dt} = A_p U_p - A_d U_d - Q_{pd} - Q_{ps} - Q_{leak} \quad (1)$$

다음으로 연료유 공급실(Delivery chamber)내에서의 연속방정식은,

$$\frac{V_d}{K_d} \frac{dP_d}{dt} = A_d U_d + Q_{pd} - Q_{dt} \quad (2)$$

단, 위식에서 P_d 는 공급실내의 정압을, Q_{dt} 은 분사고압관으로 보내어진 연료유의 체적유량을 각

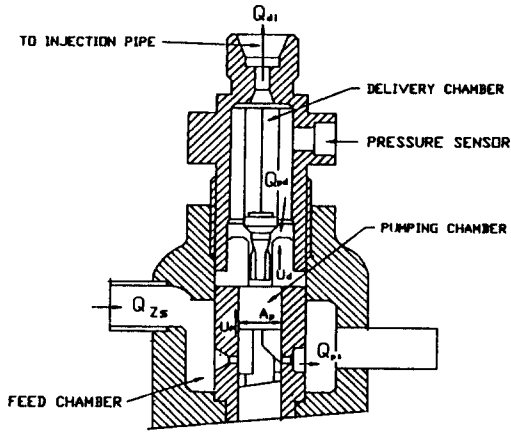


Fig. 2 Sectional View of Injection Pump

각 나타낸다. 다음으로 공급실내 연료유의 흐름을 평균유속에 대한 흐름방향 1차원 흐름으로 간주하면 운동방정식은,

$$M_d \frac{dU_d}{dt} = \mu_d A_d (P_n - P_p) - W_d - C_{dt} U_d - K_d L_d \quad (3)$$

단, 위식에서 $A_d(P_n - P_p)$ 는 프런저실과 공급실의 압력차에 의한 힘을, W_d 는 공급밸브의 조임력을, $K_d L_d$ 은 스프링에 의한 압축력을, $C_{dt} U_d$ 은 밸브에 의하여 야기되는 감쇠력을 각각 나타낸다. 또한 μ_d 는 공급밸브의 트러스트계수로서 일반적으로 공급밸브 변위의 함수이다.¹⁰⁾ 공급밸브의 속도 U_d 는 공급밸브의 변위 L_d 를 검출하여 다음과 같이 구한다.

$$\frac{dL_d}{dt} = U_d \quad (4)$$

3.2 고압분사관

고압 분사관내에서 연료유의 유동에 관하여 다음과 같이 몇가지의 가정을 하기로 한다.

- (1) 연료유의 밀도 및 체적탄성계수는 온도만의 함수이다.
- (2) 분사관의 관경은 작으므로 연료유의 대류운동을 무시하고 비정상 1차원 흐름으로 간주한다.
- (3) 점성저항의 마찰계수는 Darcy-Weisbach의 식¹¹⁾에 따른다.

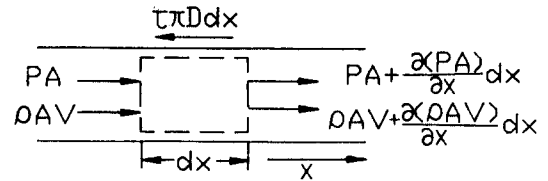


Fig. 3 Control Volume in High Pressure Pipe

- (4) 분사관 자체의 탄성변형은 무시한다.
- (5) 작동압력 범위에서 각종 스프링상수는 선형적으로 변화한다.

이상과 같은 가정하에서 Fig. 3과 같은 분사관내의 검사체적에 대하여 힘의 평형을 취하면,

$$-dPA - \tau L dx = \rho A dx \frac{\partial U}{\partial t} \quad (5)$$

위식에서 A 는 분사관의 단면적을, L 은 분사관의 원주길이를 각각 나타낸다.

여기서 전단력은,

$$\tau = \frac{\lambda \rho U^2}{8} \quad (6)$$

이므로, 이를 식(5)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 분사관내에서 연료유의 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\rho \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} + 2\rho f U = 0 \quad (7)$$

단, 전단력을 계산하기 위한 식(6)에서 관마찰계수는 Darcy-Weisbach의 식에 의하여,

$$\begin{aligned} \text{Laminar Flow} & : \lambda = 64 / \text{Re} \\ \text{Transient Flow} & : \lambda = 0.00019664 \text{Re}^{0.64378} \\ \text{Turbulent Flow} & : \lambda = 0.3164 \text{Re}^{-0.25} \end{aligned} \quad (8)$$

다음으로 Fig. 3의 검사체적에 대한 연속방정식은,

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (9)$$

위식에서 연료유의 밀도 $\rho = \rho(P)$ 라고 가정하면,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial P}{\partial t} \left(\frac{d\rho}{dP} \right) = \frac{1}{\alpha^2} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (10)$$

위식에서 음속 α 는 일반적으로,

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{dP}{d\rho}\right)} = (B/\rho)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

또한 식(9)의 좌변 제1항은,

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Q}{A} \right) = \frac{1}{A} \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \right) \quad (12)$$

이므로 최종적으로 식(9)의 연속방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho \alpha^2} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (13)$$

분사관내의 연료유의 운동방정식인 식(7)과 위의 연속방정식에서 속도 U 를 유량 Q 로 변환하여 대입하면 각각,

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\lambda}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{A}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (15)$$

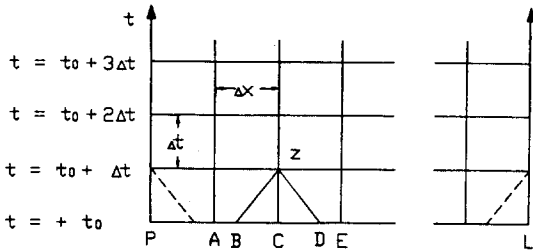


Fig. 4 Characteristic Method in X-t Plane

위식을 Fig. 4와 같은 특성법을 이용하여 X - t 평면에서 바꾸어 쓰면 다음과 같이 된다.^{2,6)}

$$Q_z - Q_B + \frac{A}{\rho \alpha} (P_z - P_B) + \frac{\lambda_B \Delta t Q_B |Q_B|}{2DA} = 0 \quad (16)$$

$$Q_z - Q_D + \frac{A}{\rho \alpha} (P_z - P_D) + \frac{\lambda_D \Delta t Q_D |Q_D|}{2DA} = 0 \quad (17)$$

$$X_z - X_B = \alpha_B \Delta t \quad (18)$$

$$X_z - X_D = -\alpha_D \Delta t \quad (19)$$

이와 같은 특성법을 이용하면, 시각 t_0 에서 A, C, E 점의 정압과 유량을 알고 있을 경우 같은 시각 t_0 에서 B점과 D점의 정압과 유량을 구함으로써, 시각 $t+\Delta t$ 에서 Z점의 조건을 순방향의 경우에는 식(16)에서, 역방향의 경우에는 식(17)을 적용할 수 있게 된다. 실제의 계산에서 분사관은 균일한 간격 ΔX 로 구분되어 계산되는데, 이 경우 $\Delta X > \alpha \Delta t$ 의 조건을 만족하도록 유의하여야 한다. 또한 A, C, E점에서의 초기입력값은 캠이 360° 회전하여 원상태로 되돌아왔을 때 계산값과 동일한가를 반드시 확인하여야 한다.

3.3 분사노즐

Fig. 5와 같은 분사노즐에 대하여 연속방정식을 적용하면 다음과 같다.

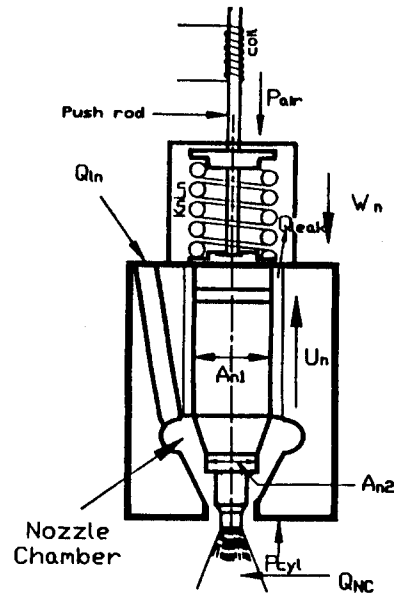


Fig. 5 Sectional View of Injection Nozzle

$$\frac{V_n}{K_n} \frac{dP_n}{dt} = Q_{in} - A_n L_n - Q_{nc} - Q_{leak} \quad (20)$$

위식에서 P_n 는 분사노즐내의 압력을, Q_{in} 은 분사관으로부터 노즐에 유입하는 연료유의 체적유량을, $A_n L_n$ 은 노즐의 변위로 인한 체적의 변화량을, Q_{nc} 는 연소실로의 분사량을, Q_{leak} 는 누설량을

각각 나타낸다.

다음으로 질량이 M_n 인 니들밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_n \frac{dU_n}{dt} = \mu_n (A_{n1} - A_{n2}) P_n + (A_{n1} - \mu_n (A_{n1} - A_{n2})) P_{cyl} - A_{n1} P_{air} - W_n - C_{d2} U_n - K_n L_n \quad (21)$$

위식에서 A_{n1} 은 노즐실의 압력, P_{cyl} 은 연소실내의 압력, W_n 는 니들스프링의 조임력, $K_n L_n$ 은 스프링의 압축력, $C_{d2} U_n$ 은 본체와 니들밸브사이의 감쇠력, A_{n1} 은 니들 본체의 단면적, A_{n2} 는 노즐의 시트와 접촉하는 니들의 단면적을 각각 나타낸다. 또한 위식에서 니들의 상하운동속도는 그 변위로부터,

$$\frac{dL_n}{dt} = U_n \quad (22)$$

3. 4 계산방법

디젤기관 연료분사계의 해석을 위하여는 전술한 지배방정식들을 연립하여 해석함으로써 필요한 정보들을 얻을 수 있다. 이러한 해석과정은 일종의 1차원 압축성 유체에 관한 준정상근사(quasi steady approximation)과정으로서, 순간적인 경계조건하에서 비정상해가 정상해와 동일하다고 가정한다.

연료분사계에서 Fig. 2의 분사펌프중 플런저실과 공급실 그리고 Fig. 5의 분사노즐 출구에서는 유로의 단면적이 급변한다. 이러한 부분에서의 압력손실의 계산은, 유로를 일종의 오리피스와 같이 취급함으로써 해석이 가능하다. 압축성 유체에 대

한 베르누이방정식으로부터 다음식이 얻어진다.

$$U = \sqrt{\frac{2C}{\rho_0} (P - P_0)} \quad (23)$$

그러므로 분사펌프의 플런저실 출구, 공급실 출구 그리고 분사노즐 출구에서의 질량속도는 다음과 같이 표현된다.

$$M_{pd} = C_{pd} A_{pd} \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_p - P_d) \rho (P_d)} \quad (24)$$

$$M_{ps} = C_{ps} A_{ps} \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_p - P_s) \rho (P_s)} \quad (25)$$

$$M_{nc} = C_{nc} A_{nc} \sqrt{\frac{2C}{\rho} (P_n - P_{cyl}) \rho (P_s)} \quad (26)$$

위식들에서 밀도 ρ 는,

$$\rho = \rho_0 (1 + aP - bP^2) \quad (27)$$

과 같이 압력의 2차식으로서 가정하며, 상수 $a, b, c = 4b/a^2 + b^2$ 은 R.S. Dow와 .C.E. Fink²⁾에 의하여 주어진 값들을 이용한다.

4. 계산순서

본 연구에서 계산대상으로 한 디젤기관 연료공급계통의 주요사양을 Table 1에 나타낸다.

Fig. 6은 KP-PFR-K형 분사펌프용 캠의 형상 및 플런저의 양정특성을 나타낸다.

식(22)와 같이 밀도를 가정하면, 연료유의 등은 팽창계수는 다음과 같이 구하여 진다.²⁾

$$B = -V \frac{\partial P}{\partial V} = \frac{1 + aP - bP^2}{a - 2bP} \quad (28)$$

Table 1 Specification of Diesel Supply System

품 명	Type	치 수
Injection Pump	KP-PFR/K Maker : 디젤기기	Plunger Diameter : 7mm Delivery Valve Diameter : 5mm
Nozzle	KP-DN4SK/ : 핀틀형노즐 Maker : 디젤기기	Needle Valve Diameter : 5mm Max. Needle Lift : 0.7mm
Nozzle Holder	ND-KB55SDA319 Maker : 일본디젤기기	상용압력 135kg/cm ²
Injection Pipe		Inside Diameter : 1.5, 2.0m Length : 60cm, 80cm, 100cm
Test Oil	Diesel Oil	

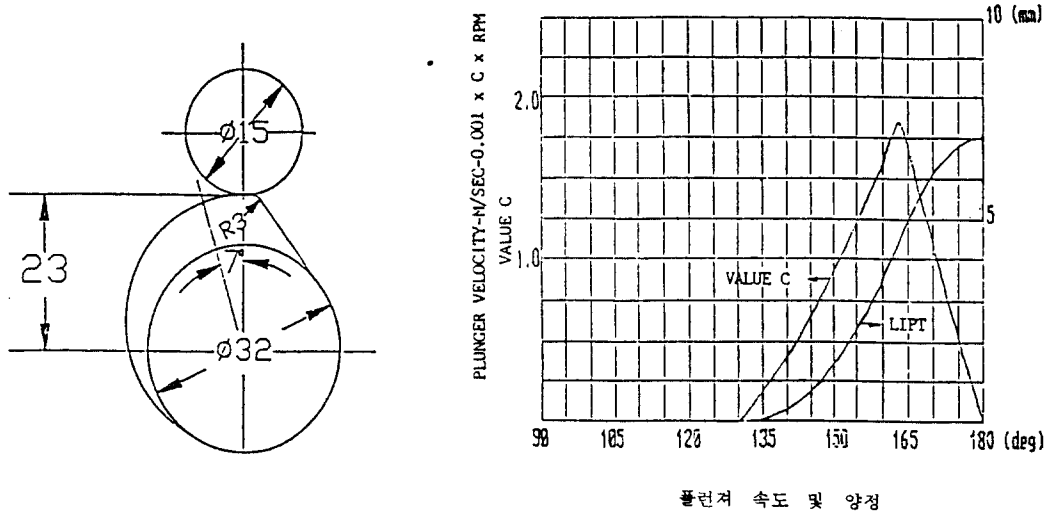


Fig. 6 Tangential Cam Profile

연료분사계내의 어느 지점의 압력이 포화압력이 하가 되면 일시적으로 공동이 발생한다. 그러므로 실제의 디젤엔진 연료분사계를 해석함에 있어서는 이러한 공동현상에 대하여 고려하여야 한다. 공동이 발생하는 공간에서 연료유의 증발은 없다고 가정하면 밀도 ρ_0 는,

$$\rho_0 = \rho_i + \frac{\Delta M}{V} \quad (29)$$

위식에서 ρ_i 는 시각 Δt 전의 공동발생부에서 연료유의 밀도를, ΔM 은 질량유량의 증가분을, V 는 공동발생부의 체적을 각각 나타낸다. 다음으로 체적탄성계수 K_e 는,

$$K_e = \frac{K_v}{1 + ((K_v - K_1) / K_1) VL} \quad (30)$$

여기서,

$$VL > 1 \text{ 이면, } VL = 1, \rho_e = \rho_1$$

$$VL < 0 \text{ 이면, } VL = 0, \rho_e = \rho_0$$

그러므로 어느 부분에서 공동이 발생하면 $K_e = K_1$ 가 되고, 공동이 소멸되면 $K_e = K_v$ 이 된다.⁶⁾

본 연구에서는 디젤엔진 분사계의 구체적 수치 해석을 위하여, 분사노즐에 관한 식(20), 식(22), 식(25)를 해석함에 있어서는 Four step Runge

Kutta법^{10,14)}을 적용하였으며, 고압분사관에 대하여는 특성법을 이용하였다.

실제의 계산을 위한 알고리즘을 요약하면,¹⁷⁾

- (1) 캠의 형상 및 반경특성, 분사펌프의 형상과 유량특성, 연료유의 물성치, 분사펌프의 회전수, 스프링상수, 플런저의 유효행정, 개변압, 잔류압력 등을 수치입력한다.
- (2) 분사펌프와 분사노즐의 변위 및 각부의 압력을 입력한다.
- (3) 분사펌프내 각부 압력을 계산한다.
- (4) 분사관내의 각부 압력을 계산한다.
- (5) 분사노즐내 각부 압력을 계산한다.
- (6) 분사계내 각부의 유량을 계산한다.
- (7) 분사노즐로부터 연료유의 분사량을 계산한다.

Fig. 7에 구체적인 계산흐름도를 나타낸다.

고압분사관은 Table 1에서 보는 바와 같이 내경이 1.5, 2.0mm로서, 길이가 각각 600, 800, 1000mm인 경우를 대상으로 하였으며, 분사노즐의 상세도는 Fig. 8에서 보는 바와 같다.

또한 연료유의 점도를 구하기 위한 상수들은 참고문헌 6)의 자료를 이용하였다.

다음으로 분사펌프의 유량특성은 플런저의 직경과 유효양정으로부터 구하여 지는데, 유효양정은 계산상의 어려움으로 계측된 결과에 의존하였

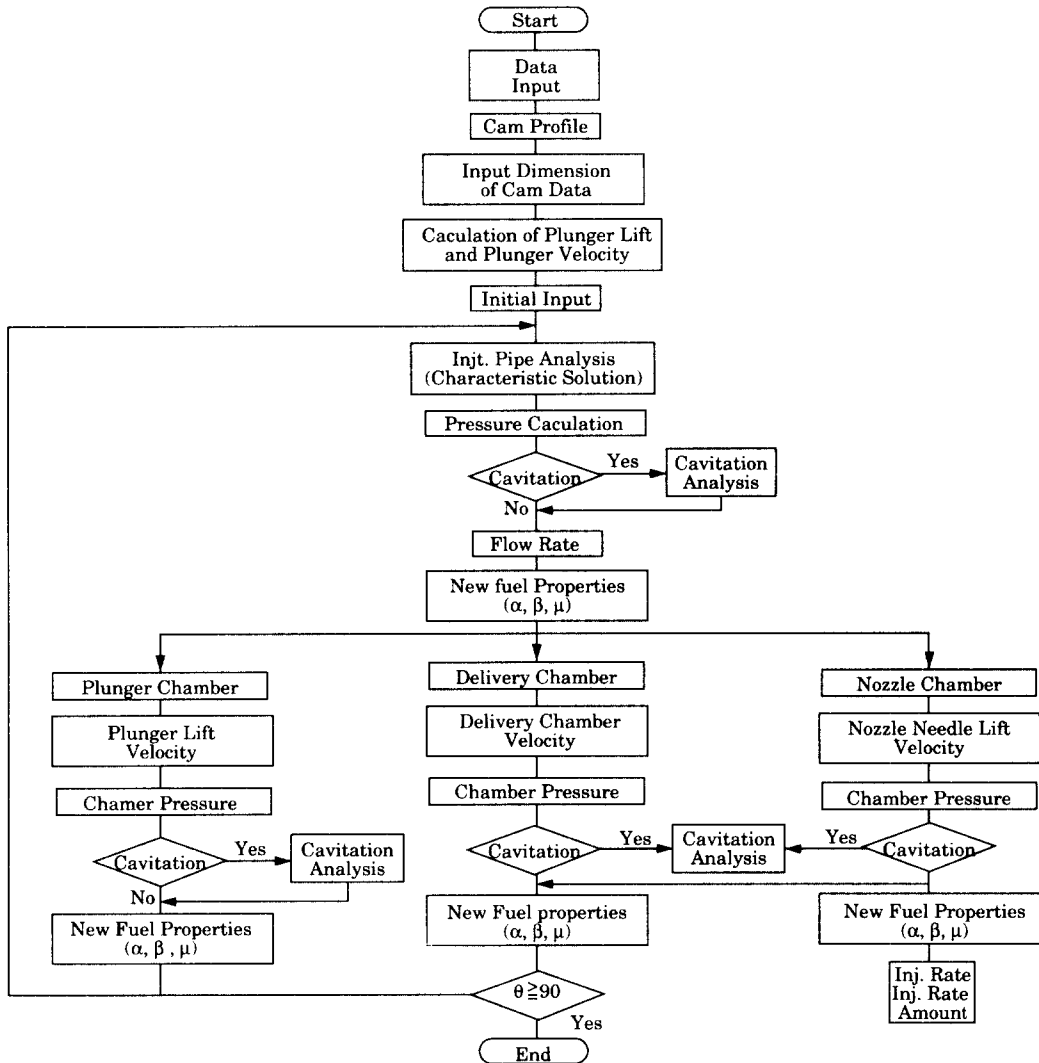


Fig. 7 Flow Chart for Computational Algorithms

다. 이를 위하여 본 연구에서는 별도의 실험장치를 구성하여 캠의 회전수, 분사시간, 연료유 양을 각각 측정하여 Fig. 9에서 보는 바와 같은 분사펌프의 N-Q특성곡선을 얻었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 대상 연료펌프는 연료 펌프 레크의 위치 즉, 플런저의 유효양정이 증가하고, 캠의 회전수가 증가할수록 완만하게 분사량이 증가하는 특성을 보이고 있다.

5. 결과 및 고찰

5. 1 캠회전수의 영향

Fig. 10은 플런저의 유효행정을 3.83mm로 일정히 하여, 캠의 회전수를 계산파라미터로, 캠의각도에 대한 분사관내의 압력변동을 계산한 결과를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 회전수가 증가할수록 최고분사압력이 전체적으로 높아지는 것을 알 수 있다.

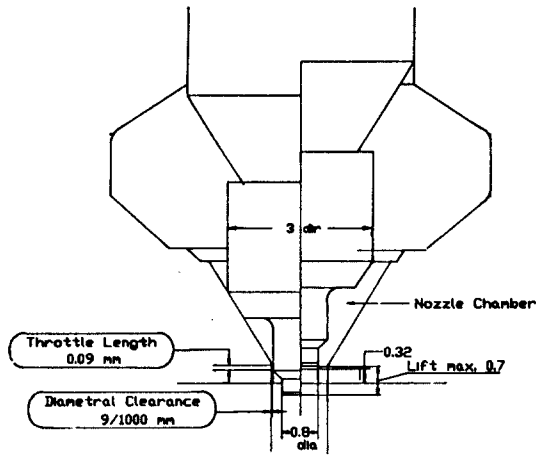


Fig. 8 Cross Sectional View of Pintle Type Nozzle

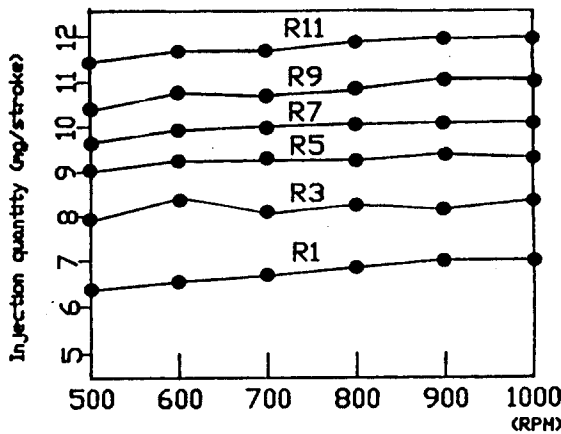


Fig. 9 N - Q Characteristic Curve

Fig. 11은 캠의 각도에 대한 분사펌프로부터 분사관으로의 연료유 분사량을 구한 것으로서 캠의 회전수가 증가할수록 분사량이 증가하며, 최대분사량 위치에서 캠의 각도는 회전수가 증가할수록 약간씩 캠의 각도도 증가하는 경향을 나타내고 있다.

5. 2 플런저 직경의 영향

다음은 분사펌프의 플런저 직경을 7, 8, 9mm로 변화시켰을 경우 분사관내의 압력변화에 따른 분사율의 변화를 Fig. 13에, 분사노즐의 니들양정 변화를 Fig. 14에 각각 나타낸다.

이들 그림에서 보는 바와 같이 분사관내의 압력

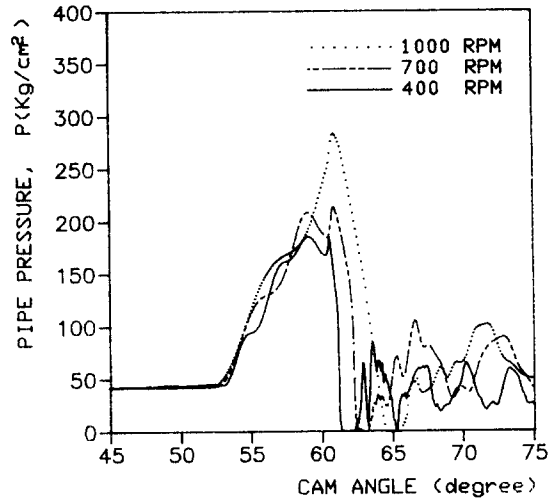


Fig. 10 Effect of Cam Speed on Pressure in Injection Pipe
(L=60cm, D=2.0mm, P=135kg/cm²)

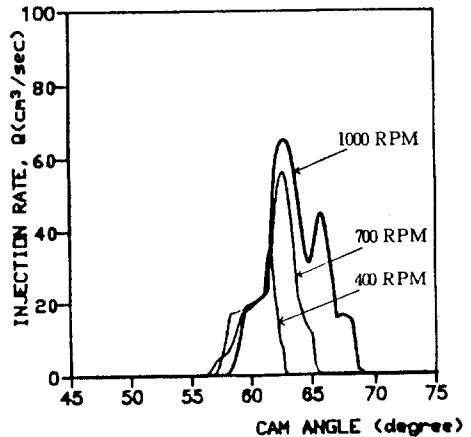


Fig. 11 Effect of Cam Speed on Fuel Injection Rate
(L=60cm, D=2.0mm, P=135kg/cm²)

과 분사량은 플런저의 직경이 커질수록 동일한 시간에 연료유의 이동량이 많음에 기인하며, 압력과 분사량의 변동폭도 크다. 그런데 Fig. 14에서 보는 바와 같이 플런저 직경이 7mm인 경우는 니들의 속도변동과가 한 사이클동안에 2번 나타나지만, 9mm인 경우는 3번 나타나기 때문에 결국 이는 연소실에서의 후연소에 관련되어 매우 나쁜 영향을 야기한다. 그러므로 플런저의 직경은 전체적인 연

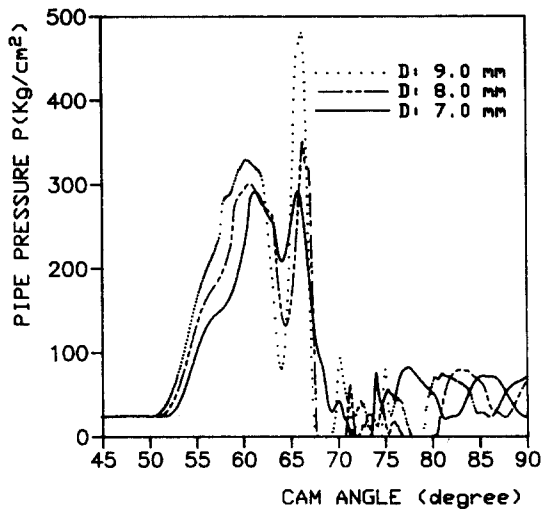


Fig. 12 Effect of Plunger Diameter on Injection Pipe Pressure
(D=2.0mm, L=60cm, P=175kg/cm², 1000RPM)

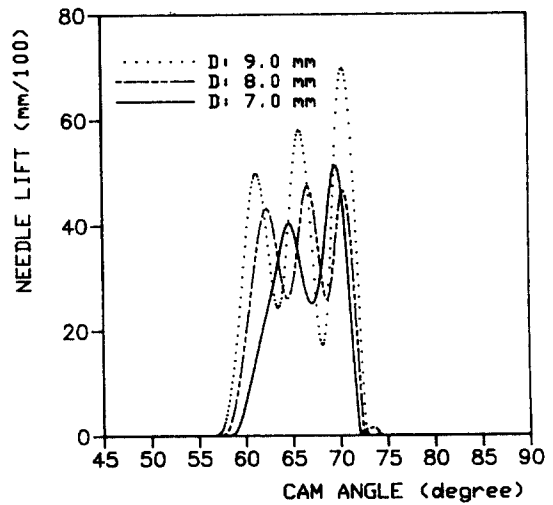


Fig. 14 Effect of Plunger Diameter on Needle Lift
(D=2.0mm, L=60cm, P=175kg/cm², 1000RPM)

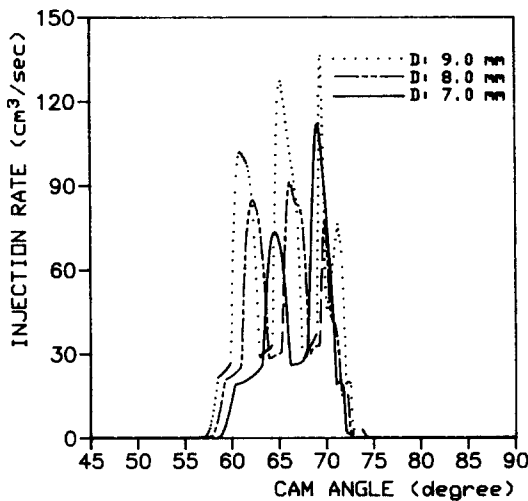


Fig. 13 Effect of Plunger Diameter on Injection Rate
(D=2.0mm, L=60cm, P=175kg/cm², 1000RPM)

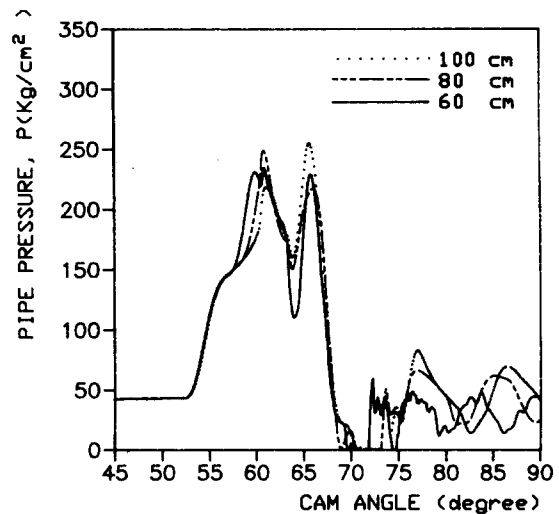


Fig. 15 Effect of Injection Pipe Diameter on Injection Pressure
(D=2.0mm, P=175kg/cm², 800RPM)

료공급계통에 조화되도록 적절히 선정되어야 한다.

5. 3 분사파이프 내경의 영향

Fig. 15는 분사관의 길이가 80cm, 개변압이 135kg/cm², 회전수가 800RPM인 경우 분사관의 내경을 변화시켜 분사관내의 압력변동을 계산한 결과이다.

분사관의 직경이 작을수록 최고압력 및 압력의

변동폭이 증가하며, 특히 내경이 1, 1.5mm인 경우에는 2차분사현상이 발생함을 알 수 있다. 그러므로 분사관의 내경이 과소하면 압력의 전달은 좋으나 분사에 매우 바람직스럽지 못한 2차 분사현상이 발생함에 유의를 하여야 한다.

5. 4 분사관 길이의 영향

Fig. 16은 분사관의 길이가 분사관내의 압력에

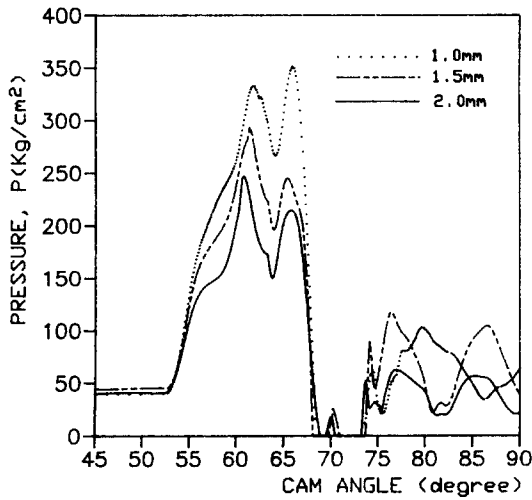


Fig. 16 Effect of Injection Pipe Diameter on Injection Pressure
(L=80cm, P=135kg/cm², 800RPM)

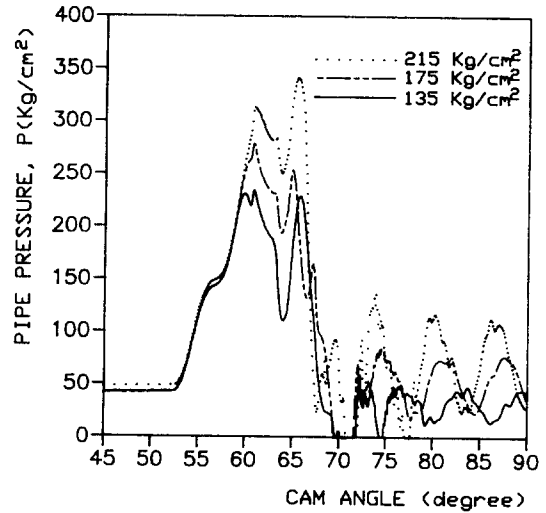


Fig. 17 Effect of Nozzle Opening Pressure on Injection Pressure
(D=2.0mm, L=60cm, 800RPM)

미치는 영향을 고찰한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 분사관의 길이가 길수록 최고압력과 맥동상태의 잔류압력의 변동폭이 증가한다. 이는 분사관내의 압력이 분사펌프측 끝과 분사노즐측 끝이 거의 정반대의 위상을 갖으면서 분사관내에서 압력파의 중첩이 경우에 따라서 일어나는데, 반사압력파의 상호간섭이 증대되기 때문이라고 판단된다. 또한 분사관의 길이가 길어질수록 압력전달이 지연되어 분사노즐내의 니들의 작동이 개시되는 캠의 각도도 지연됨을 알 수 있었다.

5. 5 노즐 개변압의 영향

Fig. 17은 분사노즐의 개변압을 135~215kg/cm²까지 40kg/cm²의 간격으로 바꾸면서 분사관내의 압력변동을 계산한 결과를 나타낸다. 개변압이 215kg/cm²인 경우 최대압력이 340kg/cm²까지 상승하며, 분사관내의 잔류압력의 진폭과 주기도 증대됨을 알 수 있다. 개변압의 증가에 따라서 최고분사압력도 증가하지만 2차분사의 가장 중요한 원인이 되는 잔류맥동압력도 증가하므로, 시스템이 허용하는 범위에서는 개변압을 되도록 높임으로써 2차분사를 방지할 수 있다고 판단된다.

6. 결 론

디젤기관 연료공급계통을 분사펌프, 고압분사관 그리고 분사노즐로 나누어 각각의 유동장을 모델링하고, 대상 디젤기관에 대하여 구체적인 수치계산을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 캠의 회전수가 증가할수록 분사관내 최고압력과 최대분사율이 증가한다.

(2) 분사펌프 플런저의 직경은 분사계통의 특성에 매우 큰 영향을 미치는 인자로 직경이 클수록 분사관내의 최고 압력이 높아진다.

(3) 분사관의 길이가 길어질수록 분사관내의 압력변동폭이 증가하며 잔류맥동압력파의 진폭이 커져 2차분사의 염려가 있으며, 압력파의 전달이 늦어져 분사노즐내의 니들의 운동이 지연된다. 따라서 주어진 연료공급 계통에서 분사관의 길이와 직경의 최적화는 매우 중요하다.

(4) 분사노즐의 개변압의 설정치가 높을수록 분사관내의 최고압력과 잔류맥동압력도 증가하는데, 계 전체의 허용압력 범위내에서 개변압을 높임으로써 연소실내로 유입되는 2차분사를 억제시킬 수 있다.

본 연구는 과학기술처 특정연구개발사업(UCE 487-1549. D)에 의하여 수행되었음을 밝히며,

연구비의 지원에 심심한 謝意를 표하는 바이다.

참고문헌

- 1) 송치성 : 디젤엔진 연료분사계의 성능특성에 관한 시뮬레이션, 과학기술처 특정연구, 한국기계연구소 보고서, 1991. 12.
- 2) 진충환외 2名 : 디젤분사계의 특성에 관한 해석적 연구, 한국박용기관학회지, 제 13권 제 4호, 1989.
- 3) Paul G. Burman and Frank Delluca : Fuel Injection and Controls for Internal Combustion Engines, 1972.
- 4) 大久保義雄 : 燃料噴射裝置入門, 日本 山海堂, 1979.
- 5) Hikaru Kunlyoshi, et al. : Investigation on the Chatacteristics of Diesel Fuel Spray, SAE 800968, 1980.
- 6) Shin Matsuoka, et al. : A Study of Fuel Injection System in Diesel Engine, JSME No. 201, 1986, p. 117.
- 7) B. E. Knight : Fuel Injection System Calculuans, Proc. I. M. E., No. 1, 1960, p. 25.
- 8) G. A. Becchi : Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engines, SAE 710568.
- 9) E. Giffen and A. W. Rowe : Pressure Calculations for Oil Engine Fuel Injection System, Proc. I. M. E., No. 141, 1939, p. 519.
- 10) E. B. Wylie, J. A Bolt and M. F. El - Erian : Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation, SAE 710569.
- 11) M. F. El - Erian, et al. : Analysis and Control of Transient Flow in the Diesel Injection System (I , II), SAE 730661, SAE 730662.
- 12) Madan Goyal : Modular Approach to Fuel Injection System Simulation, SAE 780162.
- 13) Manual : PF Fuel Injection Pumps, Bosch.
- 14) M. F. El - Erian : Simulation and Control of Transient Flow in the Diesel Injection System, Ph. D Thesis, 1972, Univ. of Michigan.
- 15) 이장희외 : 연료분사장치에 관한 특성 연구, 한국기계연구소 보고서, 1987.
- 16) 이장희 : 연료분사계의 연료분사특성 해석, 과거처 특정연구결과 발표회 논문집, 1987. 7, p. 23~32.
- 17) 박호준 : 디젤기관의 연료분산계와 분무의 특성에 관한 연구, 부산대학교 공학박사 학위논문, 1991. 8.