

디젤엔진 연료계통의 분사특성에 관한 연구

宋 致 成*

A Study on the Injection Characteristics of Fuel Supply System of Diesel Engine

C. S. Song

Key words : Exhaust emission(배기물), Combustion chamber(연소실), Fuel injection system(연료분사계), Needle lift(니들의 변위), Wave propagation characteristics(파의 전파특성), High pressure pipe(고압관), Environmental protection(환경보호), Fuel supply system(연료계통), Injection rate(분사율)

Abstract

It has been a principle research topic on the diesel engine development to increase the efficiency and the performance of engine to satisfy the user's needs for high reliability and durability. However, recently with the worldwide concerns at the global climate change and environmental protection, the main target in the diesel engine research has been changed to solve the exhaust emission problem in order to satisfy the strict emission regulations.

To reduce the pollutant for the diesel engine, the researchs on the combustion chamber is the most important and has to be performed first of all. The diesel fuel injection system plays major role to air-fuel mixing process and influences engine output, thermal efficiency, reliability, noise, and emissions. The experimental studies were conducted by varying the various parametric conditions and the results were compared with the computation and calculated results by using the fuel injection simulation program developed during previous research.

From the experiments, the matching technique of a fuel injection pump and nozzle was conducted to understand under the various parametric conditions. Also, the relations between needle lift and wave propagation characteristics in high pressure pipe were examined. The basic design data from the experimentations and computation works would be applied to actual design works of diesel fuel injection system.

* 정회원, 한국기계연구원

Table 1 Previous Study on Diesel Engine Injection System

Author(S)	SYSTEM	Validation Parameters
Goyal (14)	· In Line Pump with Hole Type Nozzle · Distributor Pump with Hole Type Nozzle	· Pump Pressure · Nozzle Pressure · Injection Rate · Needle Lift
Narcic and Kovacic (16)	· Fridmann & Maier Company Stand · In - Line Pump with Hole Type Nozzle	· Pump Outlet Pressure · Nozzle Inlet Pressure · Delivery Valve Lift · Injection Rate · Nozzle Needle Lift
Gibson (15)	· System for Caterpillar's 3116 Engine · Pump - Line Nozzle System and Unit Injetor	· Nozzle Pressure · Injection Rate
Scullen and Hames (10)	· GM Unit Injetor	· Injection Pressure · Injection Rate · Needle Lift
Kumar et al(17)	· Tractor Engine Fuel Injection System	· Injection Pressure · Injection Rate · Needle Lift · Pumping Chamber Pressure
Matsuoka et al (24)	· Bosch In - Line Pump with Pintle Type Nozzle (DN4s1) · Throttle Nozzle (DN4SD24) · Hole - Type Nozzle (DLos301)	· Injection Rate · Needle Lift · Delivery Chamber Pressure · Nozzle Chamber Pressure
Erdmann and Schindler(11)	· Bosch VE Type Distributor Pump with Pintle Nozzle (VW Golf Diesel) · Hole Type Nozzle	· Pumping Chamber Pressure · Delivery Chamber Pressure · Nozzle Chamber Pressure · Needle Lift Injection Rate

엔진의 성능에 크게 영향을 미치며 높은 정밀도를 요구하고 있다. 또한 분사장치는 고온, 고속, 고압 그리고 진동이 심한 가혹한 조건에서 사용되기 때문에, 연료분사계를 동력발생장치와 정확히 조화시킬 수 있어야 하며, 기관의 부하 및 회전수 등의 운전조건에 따라 적절한 연료량을 분사하고 연소 과정에서 발생하는 압력상승, 열발생률 등을 제어하기 위하여 분사율에 대한 이해가 필요하다.

본 연구에서는 이러한 점을 고려하여 핀틀형 노즐을 대상으로 하여 실험을 수행하였으며, 계의 특성을 이론적으로 해석하여 시뮬레이션 결과와 비교 분석하였다. 뿐만 아니라 분사파이프의 직경, 관의 길이, 펌프의 회전수 및 노즐의 개변압 등을 변수로 하여 분사계에 영향을 미치는 특성을 비교 검토하였다.

2. 지배방정식

본 논문에서는 디젤엔진의 연료분사계통을 분사펌프, 고압분사관 그리고 분사노즐의 3부분으로 구분해서 분사계에 대하여 각각 필요한 방정식을 세우고 이들을 연립하여 해석함으로써 전체적인 디젤엔진 분사계의 특성을 고찰하였다.

2.1 분사펌프

Fig.2는 분사펌프와 노즐의 단면도를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 노즐의 형태는 단공노즐이기 때문에 유체가 오리피스를 통과하는 것과 동일한 형태로 보고 1차원 압축성유동에 적용된 Quasi-steady approximation법에 의하여 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 해를 구하였다.

플런저실내의 압력을 P_p 플런저의 상승속를 U_p ,

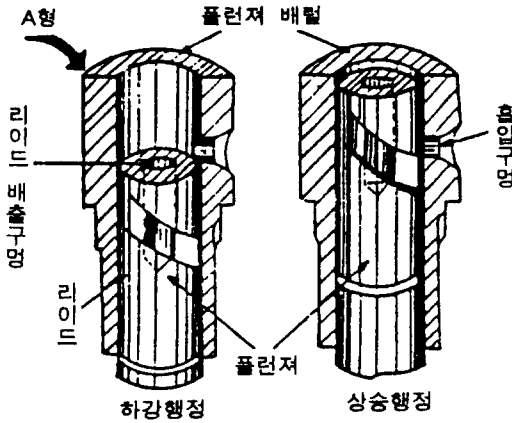


Fig. 2 Operation of the Plunger and Barrel Assembly

델리버리밸브의 변위를 U_d , 델리버리실로의 유량을 Q_{pd} , 그리고 누설량을 Q_{leak} 라고 하면, 플런저실에서 연료유의 연속방정식은 다음식과 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 다음식과 같이,

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

공급실내부의 연료의 흐름을 평균유속에 대한 흐름방향 1차원흐름으로 간주하면 델리버리밸브의 운동방정식은 다음식과 같이 된다.

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

위식에서

$$U_d = \frac{dL_d}{dt}$$

로 정의된다. 노즐실에서 연속의 방정식은 다음식과 같이 쓸 수 있으며,

$$\frac{V_n}{K_n} \frac{dP_n}{dt} = Q_{in} - A_n L_n - Q_{nc} - Q_{leak} \quad (4)$$

노즐니들밸브의 운동방정식은 다음식과 같이 된다.

$$M_n \frac{dU_n}{dt} = \mu_n (A_{n1} - A_{n2}) P_n + (A_{n1} - \mu_n (A_{n1} - A_{n2})) P_{cyl} - A_{n1} P_{air} - W_n - C_{d2} U_n - K_n L_n \quad (5)$$

위식에서 노즐니들밸브의 속도는

$$U_n = \frac{dL_n}{dt}$$

로 정의된다.

이론적인 상세한 내용은 앞서 발표한 참고문헌(1)을 참조하기 바란다. 분사파이프내의 유체유동은 대류항을 무시하고 1차원으로 생각하여 마찰항을 고려하면 운동 방정식과 연속방정식은 식(6) 및 식(7)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial P}{\partial X} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2\rho f U = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (7)$$

식(6)과 식(7)은 단면적이 일정하고 어떤 순간 파이프내의 유속 U 가 균일하다고 가정할 때 유량의 향으로 식(8) 및 식(9)와 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\lambda}{2DA} Q|Q| = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{A}{\alpha^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (9)$$

식(8)과 식(9)를 특성곡선법을 이용하여 X - t 평면에서 해석하기 위해서 유한차분의 형태로 변형하면 다음식과 같이 표현된다.

$$Q_Z - Q_B + \frac{A}{\rho \alpha} (P_Z - P_B) + \frac{\lambda_B \Delta t Q_B |Q_B|}{2DA} = 0 \quad (10)$$

$$Q_Z - Q_D + \frac{A}{\rho \alpha} (P_Z - P_D) + \frac{\lambda_D \Delta t Q_D |Q_D|}{2DA} = 0 \quad (11)$$

실험에 사용된 연료의 밀도와 체적탄성계수에 대한 계산은 R.S. Dow와 C.E.Fink¹³⁾가 제시한 식(12)와 식(13)을 이용하여 온도와 압력의 함수로 나타내었다.

$$\rho = \rho_o(1 + ap - bp^2) \quad (12)$$

$$B = \frac{-\partial p}{\partial v} = \frac{1 + ap - bp^2}{a - 2bp} \quad (13)$$

노즐의 유량계수는 Matsuoka²⁴⁾가 제시한 실험 상수값을 계산프로그램에 대입하여 이용하였다. 실험에는 JAM20엔진의 연료분사계를 구성하고 있는 A형플런저가 사용된 Bosch펌프를 사용하였고 래크의 위치에 따른 리이드의 전개율은 Fig.2와 같으며 노즐의 형태와 변위에 따른 특성은 Fig.3과 같다. Fig.2에서 알 수 있는 바와 같이 A형의 펌프는 핀틀형노즐과 연계되어 있으며 Fig.4와 같

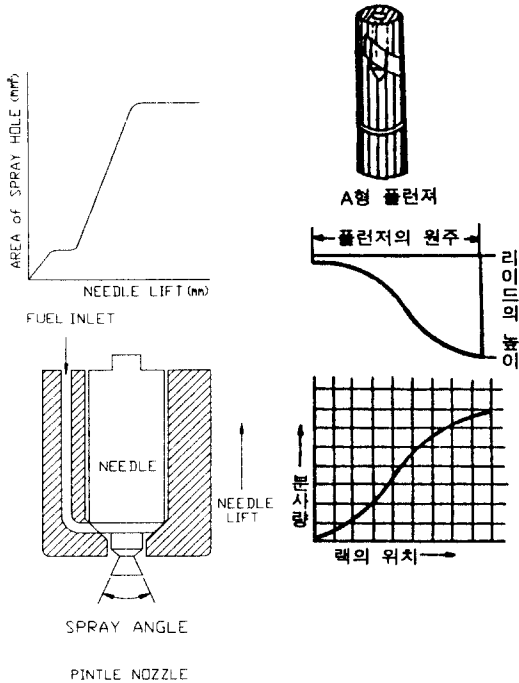


Fig.3 Characteristics of Nozzle Type and Needle Lift

이 캠의 운동특성에 따라 플런저가 왕복운동을 하게 되는데, 플런저의 상단면이 배럴의 흡입 및 배출 구멍을 닫은 다음부터 리이드가 배럴의 Spill port에 도달할 때까지의 거리로써, 캠이 1회전하는데 압송되는 연료의 양을 계산하여 Simulation programe에 운전조건 의 데이터로 활용하였다. 플런저의 총 양정 h는 다음식과 같이 정의된다.

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 \quad (14)$$

위식에서,

h : plunger lift

h₁ : pre-stroke

h₂ : retraction lift ($h_2 = \frac{4Q_2}{\pi d^2}$)

h₃ : effective stroke ($h_3 = \frac{4Q}{\pi d^2}$)

h₄ : residual stroke

d : 플런저 직경

Q : 1행정에 델리버리실로 보내지는 연료의 유량(mm³)

Q₂ : retraction volume(mm³)

A형 펌프는 중 대형엔진에 일반적으로 사용되는 B형 플런저의 경사홈 대신에 플런저 중심에 배출구멍이 있고 리이드는 직선의 형태이지만 송유 작용은 같은과 정을 거친다. Fig.4에 보이는 바와 같이 플런저의 변위에 따른 운동과정을 모델링하는데 참고하였으며, Retraction volume도 트러스트계수라는 수치로써 분사계의 특성을 계산하는데 고려하였다^{4),6),10)}

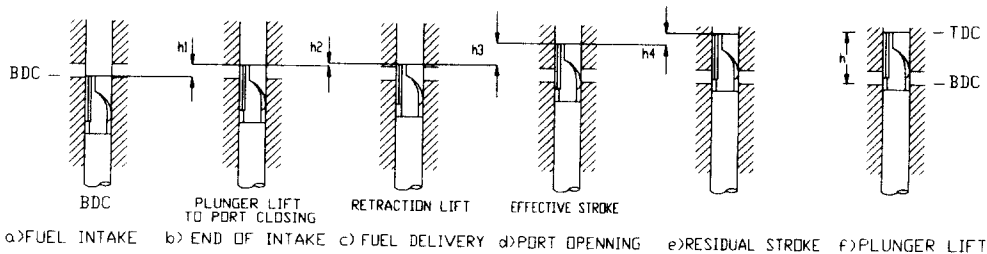


Fig.4 The process of Phase of Plunger Stroke

3. 실험장치

본 연구에서는 당실에서 개발한 JAM20엔진의 연료분사계를 그 대상으로 하여 디젤엔진 연료분사계의 운동 및 분사특성을 실험하였다. 실험에 이용된 JAM20엔진의 연료분사계 각부 사양은 Table 2와 같다.²⁾

Fig.5는 본 연구에서 연료분사계의 특성을 실험하기 위하여 채용한 핀틀형 노즐이 사용된 JAM20엔진의 연료분사계실험장치를 나타내고 있다. 실험장치의 Test-bed는 0-1200 rpm까지 회전속도 조절이 가능한 D.C모터와 2개의 캠축 지지대로 연결되어 있다. 캠축은 D.C모터와 유니버설조인트로 연결되어 구동되며, 캠축은 볼러로 지지되고,

Table 2. Type of Fuel Injection System Using the Simulation

	Type	Dimensions
Injection Pump	KP PFR 1K Maker : Diesel K1G1 Machinery	Diameter of Plunger : 7 mm Diameter of Delivery Valve : 5 mm Spring Constant of Delivery Valve : 12.7 kg/cm Maximum Lift of Delivery Valve : 3.4 mm Mass of Delivery Valve : 2.87 gram Maximum Displacement of Plunger : 7 mm
Nozzle	KP DN4SK1 Pintle Type Nozzle Maker : Dieael K1G1	Diameter of Needle Valve : 5 mm Max > Needle Lift : 0.7 mm Mass of Needle : 3.77 gram Spring Constant of Nozzle Holder : 286 kg/cm
Cylinder Internal Pressure		Atmospheric Pressure
Injection Pipe		1.6 kg/cm ²
RPM		400, 600, 800, 1000 rpm
Test Oil	Diesel Oil	Specific Gravity : 0.87

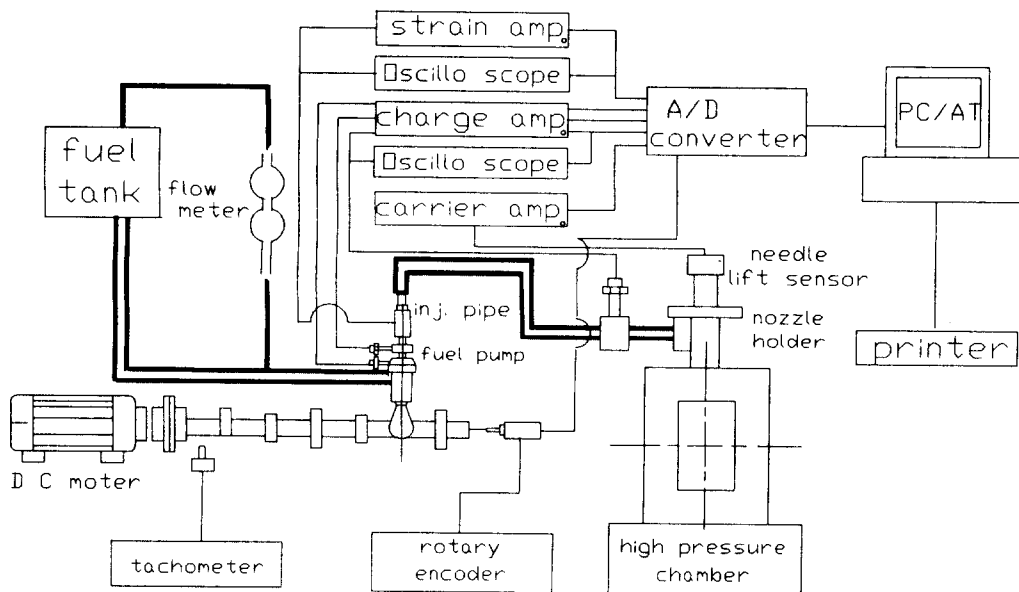


Fig.5 Schematic diagram of Experimental Apparatus

이 물러는 상.하로 높이조절을 할 수 있어 캠의 최대양정에 맞추어 실험이 가능하도록 설계되어 있다. 펌프에 공급되는 연료는 펌프의 입구까지 중력에 의하여 연료가 내려오도록 하였으며 3-way 밸브에 의해 직접 연료펌프로 들어가거나 연료탱크로부터 50cc뷰렛을 통하여 연료가 펌프로 공급되도록 하였다. 연료소비량의 측정은 50cc뷰렛에 들어있는 연료가 완전히 분사되는 시간을 초시계로 측정하고 그 때의 회전수를 타코메타로 측정하여 1행정에 분사되는 연료량을 계산하였으며, 계산된 연료의 양을 플라너저의 단면적으로 나누어 플라너저의 유효행정으로 환산하였다. 노즐로부터 대기압하에 분무되는 연료는 미립한 상태로 공기중에 분산되기 때문에 이를 방지하기 위해서 고압챔버를 만들어 챔버내부로 연료가 분사되도록 하였으며, 바닥에는 흡수력이 좋은 스폰지를 깔아 분사된 연료가 바닥에 튀는 것을 방지하였다.⁷⁾

Fig.6은 연료분사계의 압력을 측정하기 위하여 압력센서를 설치한 상세도를 나타내고 있다. 연료펌프의 압축실, 델리버리실, 노즐홀더입구 등 3곳에 0-1000bar까지 측정이 가능한 Piezo type의 압력센서와,파이프 내부의 잔류압력을 측정하기 위하여 Strain gauge type의 압력센서를 설치하였다.

Fig.7은 노즐의 니들밸브의 변위와 분사시기를 측정하기 위하여 구성된 실험장치를 나타낸다. 니들밸브 끝에 직경 2.5mm의 자석막대기를 용접으

로 부착하여 자석막대기가 노즐홀더의 중앙을 통하여 노즐의 개변압을 조절하는 조정너트 이후까지 밖으로 나오게 하였다. 그리고 자성이 있는 막대기의 끝부분에 Adaptor로된 변위센서가 설치되어 있어, 노즐의 니들이 움직일 때마다 자석막대기가 같이 움직이게 되고, 니들의 위치에 따라 Adaptor의 코일로부터 발생된 기전력을 Carrier amplifier에서 증폭시켜 A/D Converter에서 변환

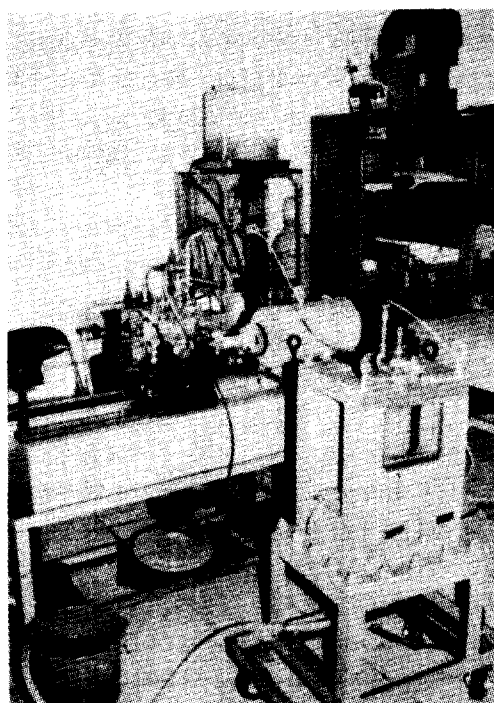


Fig. 7 (a) View of Experimental Apparatus

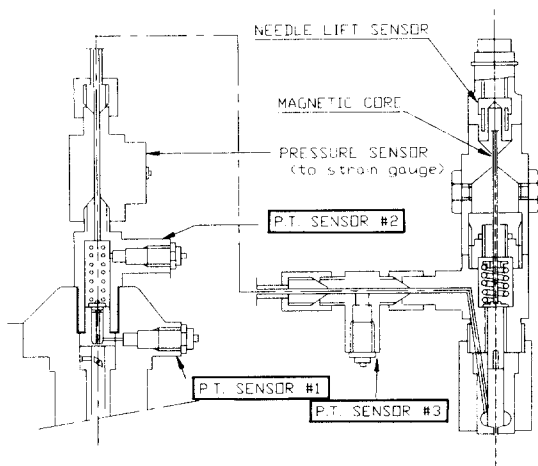


Fig.6 Detail of Attachment

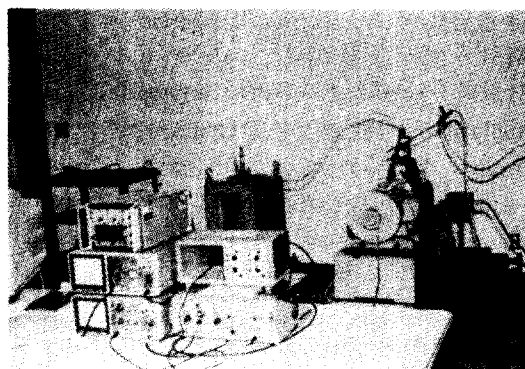


Fig. 7(b) View of Experimental Apparatus

된 신호를 데이터로 저장하여 활용 하였다.^{8),15),25),26)} 압력센서는 파이프내부의 압력변동에 따라 기전력이 변하게 되며, 발생된 Analog신호는 Charge amplifier에서 증폭시킨 압력과 Carrier amplifier에서 증폭된 니들의 변위에 따른 신호를 오실로스코프에서 확인할 수 있었다. 연료 펌프에서는 플런저의 유효행정을 임의적으로 조절할 수 있도록 조정레크를 만들어 사용하였으며, 실험하고자 하는 조건에 연료의 레크 즉 플런저의 유효양상을 고정시키고 400rpm에서 1000rpm까지 200rpm간격으로 회전수를 변화시키면서 각부의 압력과 니들양정을 동시에 측정하였다. 분사압력은 135 kg/cm²부터 215 kg/cm² 까지 30 kg/cm²간격으로 실험을 하였으며 분사계에 사용된 고압파이프의 사양은 전술한 Table 2와 같다.

로타리엔코더는 Fig.8에서 알 수 있는 바와 같이 캠축과 직렬로 연결되어 있으며 1회전(360도)마다 기준펄스가 발생하고 매 1도마다 트리거신호가 발생되도록 회로를 설계하였다. A/D Convertor로 전달된 신호는 로타리엔코더에서 발생하는 외부의 트리거 신호를 기준으로 하여 1도의 캠 각도마다 각 센서로부터 발생된 신호가 동시에 컴퓨터에 기록되도록 Internal clock을 이용하여 캠축의 회전수와 동기시켜서 시스템을 구성하였다. 연료분사계의 특성을 실험하기 위하여 각 부위에 설치된 센서로부터 발생된 압력과 니들의 변위에 따른 신호가 A/D Convertor로 전달되고, A/D Convertor는 계측된 값을 디지털신호로 변환시켜 컴퓨터에서 실험 조건이 명기된 각각의 데이터 화일을 만들어 데이터가 처리되도록 하였으며 계산결과와 실험으로부터 계측된 결과를 비교 분석하여 오차를 계산할 수 있도록 하였다.

데이터처리에 사용된 A/D Convertor는 Data translation사에서 제작한 DT2828기종으로 연속 Sampling기능과 Memory & hold의 기능을 가지고 있어 4 채널 동시측정이 가능하며, 12bit의 Resolution기능이 있다. A/D Convertor를 운용하는 데이터 수집용 프로그램은 ATLAB이라는 응용 소프트웨어와 MS - Fortran을 사용하여 작성하였으며, 수집된 데이터는 그래픽 전용소프트웨어를 사용하여 플로팅하였다.

4. 실험결과

4. 1 압력과 니들변위의 관계

Fig.8은 펌프로부터 압송된 연료가 노즐에서 분사될 때 까지의 噴油過程에서 니들의 변위 및 펌프축과 노즐입구측 압력의 상관관계를 나타낸 것으로 압력의 측정위치는 벨리버리실과 노즐의 입구측이다.

일반적으로 플런저의 속도가 빠르고 압력과의 최고치가 노즐의 開口압력 이상이면 니들밸브는 한꺼번에 순간적으로 열리지만, 플런저속도가 느린 경우에는 니들밸브는 두번째 또는 그 이후의 압력파가 도달했을 때 열린다.

그림에서 보는 바와 같이 펌프의 출구측과 노즐 입구측의 산류압력은 동일함을 알 수 있으며 첫번째 도달된 압력파의 힘으로는 니들밸브를 들어올

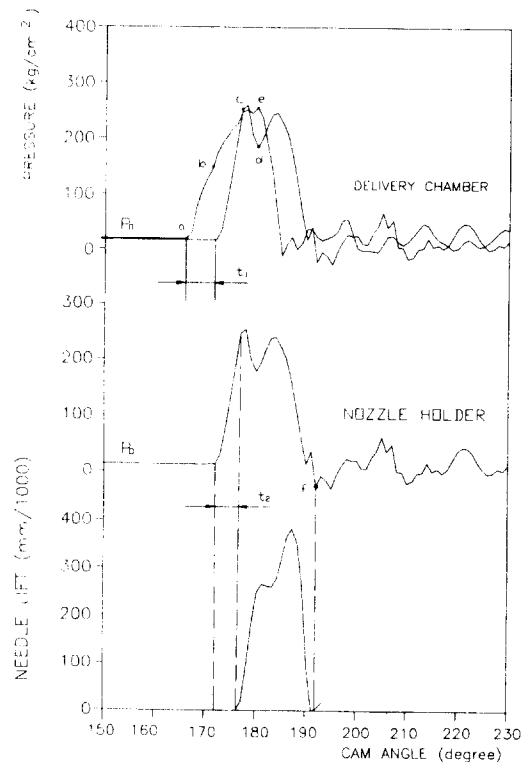


Fig. 8 The Process of Pressure Propagation on Fuel Injection System(Pintle Type Nozzle, $\phi=1.5$, $L=1000$ mm, Opening Pressure = 135 kg/cm²)

리는데 불충분하고 일단 전반사 후에 다시 압력과 가도달하는 점 C에서 니들밸브를 누르고 있는 스프링의 힘보다 높은 압력이 발생하여 니들밸브가 열리기 시작한다. 이때 i_2 의 기간만큼 시간지연이 생기며 이는 잔류압력 P_0 , 밸브의 마찰, 관성에 의한 압력, 플런저속도, 토출관의 길이 등과 관련하여 변하는 것이라 판단된다. 이와 같이 플런저가 기름을 압축한 후 니들밸브를 열기 까지는 t_1+t_2 만큼의 시간지연이 있고 이 기간을 분사지연기간이라 한다.^{17),25),26)} 니들밸브가 열리면 그의 양정 때문에 노즐내부의 용적이 크게 되고, 분사되는 연료에 의하여 노즐홀더의 압력이 저하되나, 연료가 펌프로 가는 도중에 압력파가 감소되기 때문에 그의 영향은 델리버리 밸브의 출구압력에는 나타나지 않는다.^{14),16)} 이 사이에 플런저의 속도는 캠의 특성에 따라 가속되고 니들밸브가 열려도 여전히 압력은 증가한다. 얼마 후 점 E에서 플런저의 경사 홈과 펌프의 스피포트가 만나게 되어 열리기 시작하고 Fig.6의 과정 C에 표시된 바와 같이 Retraction lift가 진행되는 동안에도 압력은 상승을 지속한다. 완전히 Spill port와 일치되기 시작하는 점에서 델리버리실의 압력은 급격하게 저하된다. 이보다 조금 늦거나 거의 동시에 분사밸브 입구의 압력도 저하하게 된다. 점f에서 니들밸브가 닫혀도 스피포트의 열림이 크기 때문에 여전히 압력은 내려가고 기름의 운동이 정지하였을 때 관내의 압력이 요동하기 시작하여 압력파를 발생시키고 이 잔류압력의 파형은 180도의 위상차이를 갖고 운동하고 있음을 알 수 있다.^{14),18)}

Fig.8 가운데 델리버리실을 표시한 부분에서 2점 쇄선으로 나타난 곡선은 노즐실에서의 압력파형을 상호 비교하기 위하여 수직으로 이동시킨 것이다. 분사가 끝나고 파이프내에 남아있는 잔류압력파의 진폭이 크면 닫힌 니들밸브가 또다시 열리게 되고, 엔진의 효율향상과 배기가스 저감에 배치되는 후분사 현상이 발생하게 되어 엔진에 나쁜 영향을 미치게 된다.^{21),28)}

4.2 계산결과와 실험결과의 비교

Fig.9와 Fig.10은 실험결과와 계산결과를 비교한 것으로 X축은 캠의 각도를 나타내고, Y 축은

니들의 변위와 파이프내부의 위치에 따른 압력의 값을 나타낸다. 실선으로 표시된 곡선은 실험으로부터 측정한 결과를, 점선은 계산 결과를 나타낸다. 전술한 실험장치도에서 설명한 바와 같이 압력측정부 3채널, 니들변위 측정부 1채널로부터 입력되는 신호를 테이타로 받아 들었다. 그림에서 보는 바와 같이 플런저실, 델리버리실, 노즐의 입구부에 설치된 센서로부터 채집된 데이터를 각각 나타 내며, 맨아래쪽은 니들의 변위를 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 계산 치와 실험치는 정성적으로 잘 일치하고 있으며 잔류압력을 나타내는 압력파에서는 실험결과와 계산결과가 약

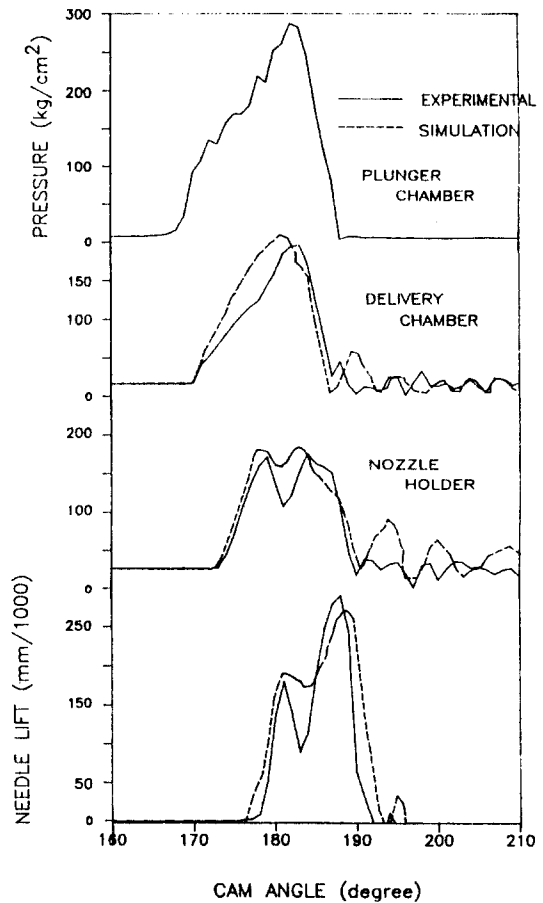


Fig.9 Comparison of Experimental and Simulation Results (L = 600mm, $\phi = 1.5$, RPM = 800, Opening Pressure = 175kg/cm²)

간 큰 오차를 보이고 있으나 압력과의 주기는 대체적으로 일치하는 경향을 보이고 있다. 이것은 니들 리프트가 원위치로 돌아왔을 경우 이론적으로는 니들이 완전히 닫히지만 실제로는 노즐홀더 및 델리버리실의 잔류압력 파형에서 확인할 수 있는 바와 같이 상당기간 동안 약간의 열림진동이 수반되어 압력파가 둔화되기 때문으로 생각된다. 또한 이러한 경향은 참고문헌 10) 및 17)의 결과와도 일치한다.

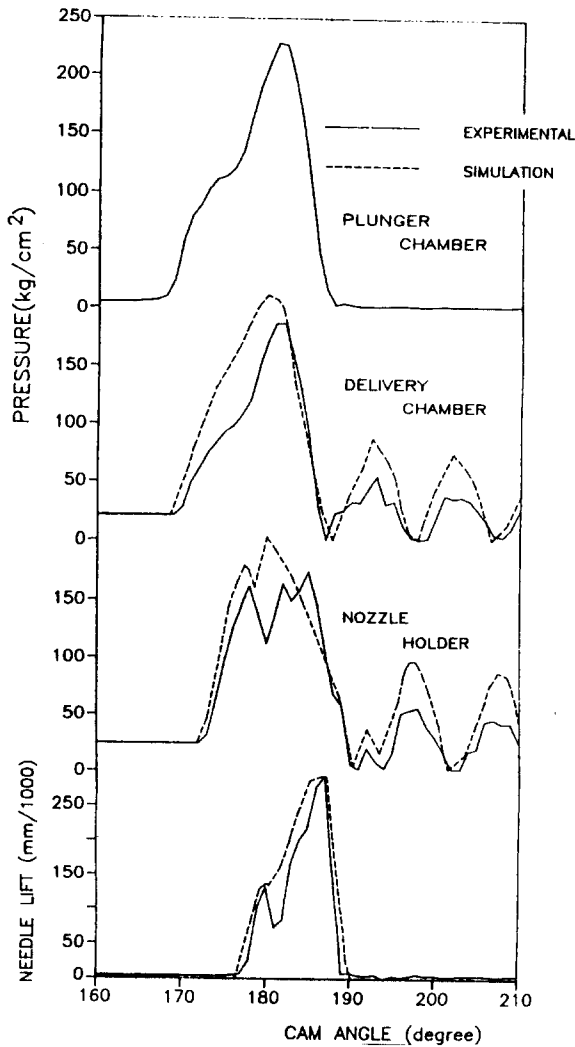


Fig. 10 Comparison of Experimental and Simulation Results
($L = 600\text{mm}$, $\phi = 1.5$, $\text{RPM} = 600$, Opening pressure = 135kg/cm^2)

4.3 노즐의 개변압에 의한 영향

Fig.11은 노즐의 개변압을 변화시켰을 때 분사 파이프내의 압력변화와 니들의 변위를 나타낸 것이다. 노즐의 개변압은 노즐의 니들밸브를 누르고 있는 스프링의 초기 조임력을 조절함으로써 변하게 되는데, 노즐의 개변압이 높을수록 니들을 더 큰 힘으로 들어 올려야 하므로 압력파의 최대치가 $300 \sim 520\text{kg/cm}^2$ 까지 올라가고, 분사파이프내의 잔류압력도 개변압이 높을수록 상승하게 된다. 노즐의 개변압이 변화함에 따라 최고분사압력의 증가는 220kg/cm^2 정도이지만 2차분사의 중요한 원인이 되는 잔류액동압력은 $100 \sim 180\text{kg/cm}^2$ 로 증가하므로 분사계의 내구성이 허용하는 범위 내에서 개변압을 증가시키는 것은 2차분사를 간장간 단하게 방지할수 있는 방법임을 알 수 있다. 니들의 운동은 개변압이 높을수록 캠의 각도상으로 조

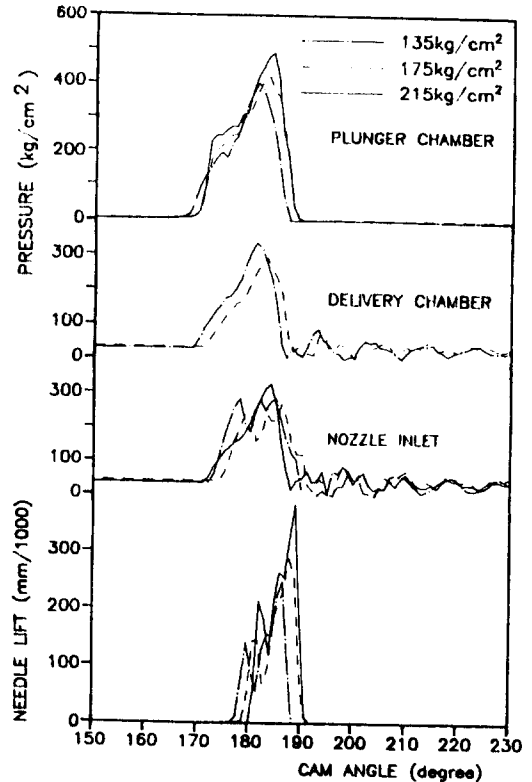


Fig. 11 Effect of Opening Pressure on Needle Lift and Pressure
(Pintle type nozzle, $\phi = 2.0$, $L = 800\text{mm}$, $\text{RPM} = 600$)

급씩 뒤로 밀리는 경향이 있으며, 이러한 현상은 압력이 높기 때문에 기름과 접촉 하고 있는 분사 파이프가 탄성에 의한 영향을 받게 되어 스프링의 초기 조임력이 증대되기 때문이라고 생각된다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 니들의 상승기간은 압력이 높을수록 짧아지고, 단공노즐이기 때문에 니들의 운동이 불안정해지고 있음을 알 수 있다. 니들밸브의 운동변위와 열림각도, 그 때의 압력과 형을 비교해 볼 때, 압력이 낮을수록 분사율은 조금씩 높아지는 것을 확인 할 수 있었으며 이와 같은 결과는 계산결과와도 일치하고 있다.

4.4 분사펌프의 속도변화에 의한 영향

Fig.4은 캠의회전수를 파라메타로 하여 파이프 내부의 압력파형과 니들의 변위를 나타낸 그림이다. 펌프의 속도가 증가할수록 파이프 내부의 최고압력이 증가하고 니들의 열림기간이 길어짐을 알 수 있다. 니들이 열리는 기간을 캠 각도상으로 읽어보면 400 rpm일 때 12도, 600 rpm에서 14도 1000 rpm에서 17도근방으로 속도가 빠를수록 캠 각도는 길어지지만 시간으로 환산해 보면 5.0, 3.89, 2.83ms 로 분사기간이 짧아짐을 알 수 있다. 따라서 회전수가 높을수록 같은 연료량을 짧은 시간에 분사시켜야 하기때문에 분사속도와 함께 압력도 상승하게 되고, 분무선단 도달거리가 길어질 뿐 만 아니라, 주위공기와의 상대속도가 커짐에 따라 분무각은 커지는 반면 분무전체의 평균입경은 작아질 것으로 판단된다.^{27),28)} 또한 그림에서 알 수 있는 바와 같이 캠의 회전속도가 상승함에 따라 최고압력이 증가하기 때문에 2차분사 압력이 높아지게 되고 1000 rpm에서는 2차분사 현상이 발생 하는 것을 알 수 있으며 잔류압력과 맥동 최고압력이 조금씩 증가하는 것을 알 수 있었다.

4.5 분사관의 길이및 직경에 의한 영향

Fig.12와 Fig.13은 분사관의 길이와 내경을 파라메타로 하여 분사계의 특성을 실험한 데이터 값을 나타낸 것이다. Fig.12에서 보는 바와 같이 파이프의 길이가 짧을수록 최고압력이 증가하며 압력이 상승되는 점이 2도 정도 빨라지는 것을 알 수 있다. 내경이 작을수록 파이프의 내부면적이 작아

짐에 따라서 압력파의 전달속도가 빨라지기 때문에 나타나는 현상이며 전체적으로는 파형과 니들의 변위에 큰 차이가 없었으나, 파이프경이 작을수록 최고압력이 약간 높아지고 니들의 변위도 조금씩 증가하고 잔류압력도 상승하는것을 확인할 수 있었다. 이와 같은 경향은 종전의 연구결과^{11),12)}에서 Simulation을 통하여 예측할 수 있었으며, 니들의 운동과 분사율을 연관시켜 볼 때 파이프의 직경이 너무 크거나 작아도 분사특성에 나쁜 영향을 미치게 되며 분사계를 구성하고 있는 부품 및 운전조건에 맞는 최적의 분사파이프직경이 존재함을 알 수 있었다. Fig.14는 동일한 실험조건하에서 분사 파이프의 길이를 파라메타로 하여 실험한 결과이다. 파이프의 길이가 증가할수록 최고압력이 낮아지고 있고, 잔류압력도 조금씩 증가하는

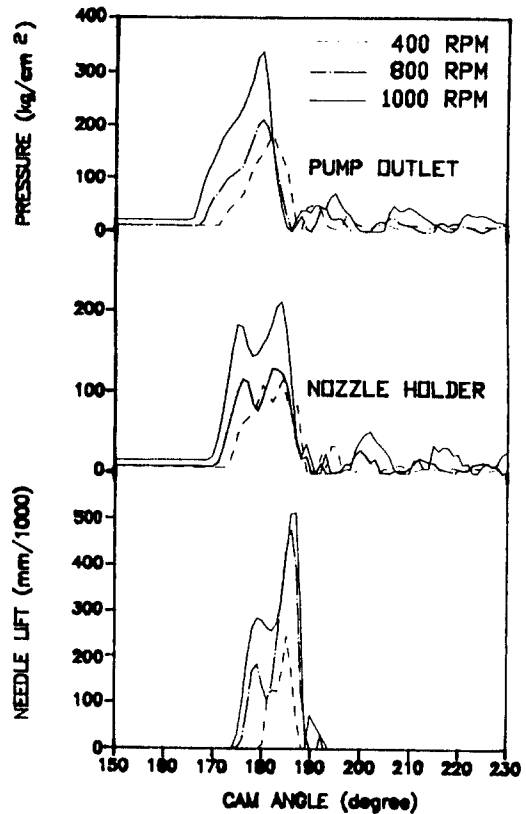


Fig. 12 Effect of Pump Speed on Needle Lift and Pressure
(Pintle type nozzle, $\phi=2.0$, $L=600$ mm, Opening pressure = 135kg/cm²)

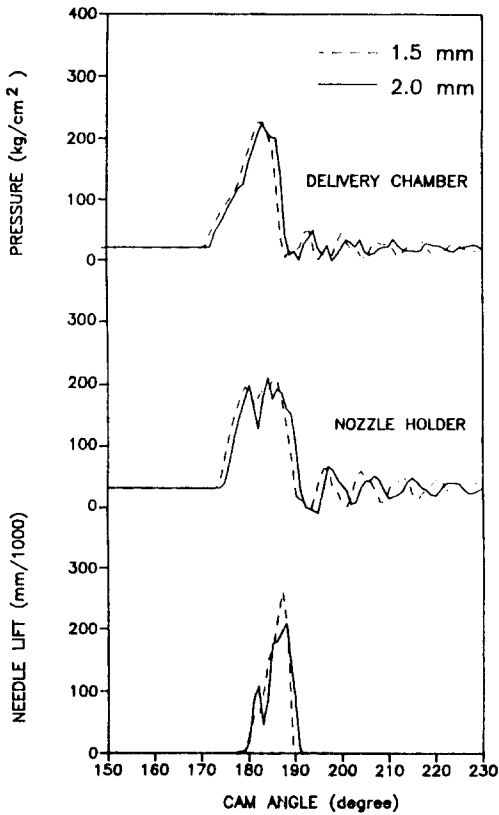


Fig. 13 Effect of Pipe Diameter on Needle Lift and Pressure
 (Pintle type nozzle, L=600mm, RPM=600, Opening pressure = 175kg/cm²)

경향을 보이고 있으며, 맥동압력의 주기 또한 증가하는 경향을 보이고 있다. 이와 같은 현상은 파이프의 길이가 증가함에 따라서 펌프로부터 생성되는 압력파가 반사되어 분사계내부에서 상호 간섭 현상이 커지기 때문이며 파이프의 탄성변형이 커지기 때문에 일어나는 현상이라고 사료된다. 노즐니들의 운동은 파이프의 길이가 길어질수록 파이프내의 압력전달이 지연되므로 니들이 움직이기 시작하는 캠의 각도가 약 2도씩 지연되고 있고, 니들의 열림기간과 변위도 파이프의 길이에 비례하여 증가함을 보이고 있다.

5. 결 론

A. 형 펌프와 핀틀형노즐이 사용된 디젤엔진의

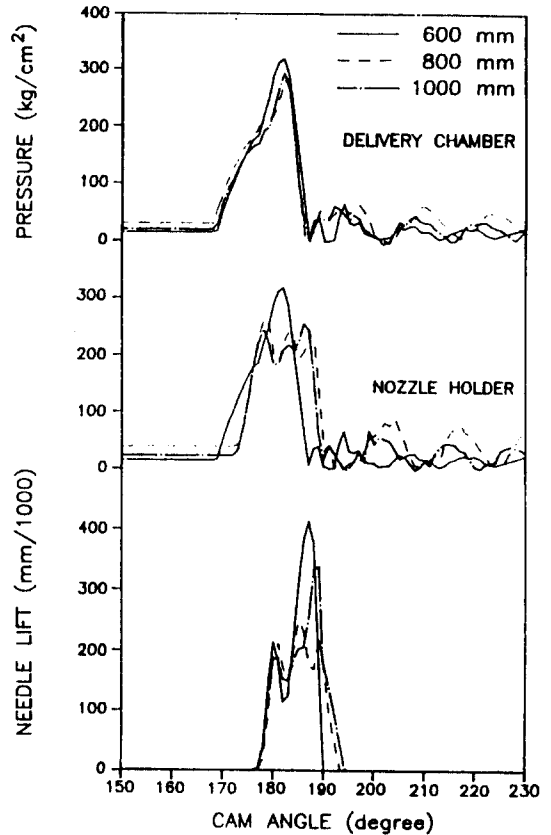


Fig. 14 Effect of Injection Pipe Length on Needle Lift and Pipe Pressure
 (Pintle type nozzle, $\phi=1.5$, L=1000mm, Opening pressure = 135kg/cm²)

직렬형 연료분사장치에 대하여 실험을 행하였다. Simulation결과로부터 예측된 중요 분사변수들이 분사계의 특성에 미치는 영향을 비교 분석하였고, 실험으로부터 검증과정을 통하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) Simulation결과와 실험결과를 파이프의 위치와 캠의 각도에 따라서 그때의 압력 니들의 변위 등을 비교해 보았다. 연료분사계에 영향을 미치는 압력파와 니들의 운동은 직접적인 상관관계가 있고, 여러형태의 엔진의 특성에 맞는 연료분사계를 설계하는데 시스템의 매칭을 위한 기본데이터를 얻을 수 있었다.

(2) 분사계의 특성에 영향을 미치는 변수들에 대하여 실험치와 계산치를 비교함으로써 계산결과

와 실험결과가 정성적으로 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

(3) 계산값의 오차를 최소화 하기 위해서는 기하학적으로 더욱 정밀한 입력자료가 요구되며, 연소실내의 압력변화를 고려하여 조속장치에 대한 Simulation과 연결시키는 연구가 필요하다.

(4) 노즐에서 유량계수는 분사량을 측정함으로써 마쓰오카가 제시한 값이 타당함을 간접적으로 확인할 수 있었으며, 노즐의 특성과 구조에 따른 정확한 유량계수를 구하기 위하여 별도의 연구가 필요하다.

(5) 연료분사계의 특성에 영향을 미치는 파라미터로 펌프플런저의 직경, 델리버리 밸브의 Retraction volume, 고압파이프의 내경과 길이, 스피드포트의 면적, 노즐의 오리피스 면적과 니들의 수압면적이 전체의 계에 영향을 미치는 주요변수임을 알았다.

참고문헌

- 1) 宋致成, 디젤엔진 연료분사계의 성능특성에 관한 시뮬레이션, 과학기술처 특정연구(1991, 12)
- 2) 宋致成, 디젤엔진 연료계통의 유동 및 압력변동 특성에 관한 연구, 한국박용기관학회지, 제17권 3호 (1993, 8)
- 3) 전충환 외 2인, 디젤분사계의 특성에 관한 해석적 연구, 한국박용기관학회지, 제13권 제4호(1989)
- 4) 박호준, 디젤기관의 연료분사계와 분무의 특성에 관한 연구, 부산대학교 대학원 박사학위논문(1991, 8)
- 5) G.A. Becchi, Analytical simulation of fuel injection in diesel engine SAE paper 710568 (1971)
- 6) H. Hiroyasu, T. Kadota and S.Tasaka, Study on the penetration of diesel spray, Trans of JSME, Vol. 44, No. 385(1978)
- 7) 배종욱, 디젤기관의 연료분무특성에 관한 연구, 부산수산대학교 대학원 박사학위논문(1990, 2)
- 8) E. Benjamin Wylie, Jay A. Bolt, Diesel fuel injection system simulation and experimental correlation, SAE paper 710569(1971)
- 9) Giffen.E. and Rowe, A.W., Pressure calculation for oil engine fuel injection systems, Proc.

- IMechE., Vol. 141(1989)
- 10) Sculen, R. S. et al, Computer simulation of the GM unit injector, SAE Paper 780161(1978)
- 11) Erdmann et al, Experimental and theoretical analysis og injection system of diesel engines, IMechE conf., Paper C. 125/82(1982)
- 12) Parsons and Harkins, R.W., Investigation of fuel injection system cavitation problems on the M/V. James R. Barker., Marin technology, Vol. 22, No. 3. pp. 219 - 237(July, 1985)
- 13) Koike, M., Imai, K., et al, Simulation of abnormal fuel injection in diesel engines, SAE Paper 900345(1990)
- 14) Goyal, M., Modular approach to fuel injection system simulation, SAE Paper 780152(1978)
- 15) Gibson, D. H, A flexible fuel injection simulation, SAE paper,861567(1986)
- 16) Marcic, M et al, Computer simulation of the diesel fuel injection system, SAE Paper 851583 (1985)
- 17) Kumar. K., et al, A finite difference schem for the simulation of the fuel injection system, SAE paper, 851583(1985)
- 18) Aguirre, I. A, et al, Computer simulation of diesel fuel injection equipments, SIA paper No. 92003, International Congress on the Power Tran(May, 1992)
- 19) Dow, R. B et al, Computation of some physical properties of lubricating oils at high perssures, part1, Journal of applied physics Vol. II, pp. 353 - 357(May, 1940)
- 20) Arcoumanis, C., et al, Measurement and analysis of injection rate variations in DI diesel engines, IMech E Seminar on Diesel Fuel Injecton Systems(April, 1992)
- 21) Toshioka. A et al, Effect of fuel injecton pressure on diesel combusion, 日本舶用機關學會誌, 第23卷 1號(1987)
- 22) Takaishi, T., Prediction of cavitation erosion in diesel engine fuel injection systems, SAE Paper 871631(1987)
- 23) C.Arcoumanis et al, Computer simulation of fuel injection system for DI diesel engine, SAE Paper 92223(1992)
- 24) Shin Matsuoka, et al A study of fuel injection

- system in diesel engine, JSME No. 201, p 117 (1986)
- 25) Michael J. pipho. et al, Injection timing and bowl configuration effects on in - cylinder particle mass, SAE Paper 921646(1992)
- 26) J.cambell et al, The effect of fuel injection rate, and timing on the physica, chemical, and biological charactor of particulate emmissions from a direct injection diesel, SAE Paper 810996(1981)
- 27) B. E. Roming et al, Performance comparison of unit injector and pump - line - nozzle injection systems SAE Paper 840274(1984)
- 28) K.NAGASE, Akira YAMANE, 鐵道技術 研究報告書, 日本鐵道技術研究所, ISSN 0288 1306(1984)
- 29) 廣安博之, 松成文夫, 燃料噴射系の 解析的 研究, 日本機械學會論文集, 第34卷, 第260號(1985)