

박용 대형 저속 디젤기관 연료분사계통의 시뮬레이션에 관한 연구

강정석* · 이창식** · 조권희*** · 최재성***

A Study on a Simulation of a Fuel Injection System in a Large Low-Speed Marine Diesel Engines

J-S Kang* · C-S Lee** · K-H Cho*** · J-S Choi***

Key words : Fuel Injection System(연료분사계통), Marine Diesel Engine(박용디젤기관),
Method of Characteristics(특성곡선법)

Abstract

In this study, a simulation program was developed, which could simulate a fuel injection system for low-speed marine diesel engine. The fuel injection system was divided into fuel injection pump, high pressure pipe and fuel injection valve. The unsteady flow in the high pressure injection pipe was analyzed by the method of characteristics, considering cavitation and variation of fuel density and bulk modulus.

It was confirmed that the simulation results were good agree with experimental results of injection pressure and quantity at the high pressure distributor in fuel injection system for the training ship "M/V Hannara". And the effects of the atomizer hole diameter, maximum needle lift, plunger diameter and nozzle opening pressure were also investigated with simulating results.

기호설명		CD	: 댐핑 계수(N · sec/cm)
A	: 단면적(cm^2)	D	: 고압분사파이프 직경(cm)
B	: 체적탄성계수(MPa)	K	: 스프링 상수(N/cm)
C	: 유량계수	M	: 질량(kg)
		P	: 압력(MPa)

* 한국해양대학교 대학원(원고접수일 : 2000년 7월)

** 작전사령부 광양함 기관장

*** 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수

- Q : 유량(cm^3/sec)
- U : 유속(cm/sec)
- V : 체적(cm^3)
- W : 스프링 초기하중(N)
- Y : 양정(cm)
- a : 연료의 음속(cm/sec)
- ρ : 밀도(kg/cm^3)
- μ : 밸브의 추력계수

하첨자

- A, B, C, R, S, P : $x-t$ 평면상의 위치
- N : 고압분사파이프 격자수
- NS : $N+1$
- cyl : 연소실
- liq : 액체
- vap : 기체
- p : 플런저
- s : 스피드포트
- n : 니들
- l : 고압분사파이프
- sv : 색볼륨 (sac volume)
- pl : 플런저실과 분사파이프 간의 경계
- ps : 플런저실과 스피드포트 간의 경계
- ln : 분사파이프와 노즐실 간의 경계
- ns : 노즐실과 니들색 간의 경계
- sc : 니들색과 연소실 간의 경계
- lk : 연료 누설부

1. 서 론

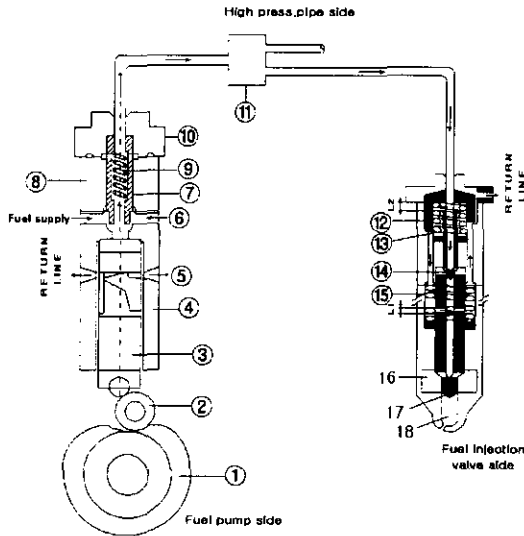
내연기관이 최초로 발명된 이래 에너지의 효율적 이용과 비용절감, 환경보호라는 관점에서 열효율과 내구성을 향상시키고, 유해 배출물을 저감시키기 위한 연구가 계속 이루어져 왔으며, 최근에는 기존의 고출력화 연구 중심에서 연료소비율의 감소 및 당면한 환경오염 문제로 인하여 배기가스 유해배출물 저감을 위한 연구가 주종을 이루고 있다. 배기가스 유해배출물을 저감시키기 위해서는 연소에 영향을 미치는 제반 인자들에 대한 연구가 선행되어야 한다." 연소에 영향을 미치는 인자는 여러 가지가 있으나, 연료의 분사 상태와 이에 따른

혼합기 형성과정이 매우 중요하다 할 수 있다. 분사장치의 기능은 적당한 시기에 적정량의 연료를 연소실로 유입시켜 최적의 연료 혼합기를 형성하는 것이므로, 분사장치의 특성 그 자체가 혼합기 형성에 크게 영향을 미친다. 디젤기관의 성능과 연소 생성물은 연소실에 공급되는 연료의 분사율과 분사압력, 분사기간 등에 따라서 달라지기 때문에 연소 성능을 파악하기 위하여는 연료의 분사특성을 규명하는 것이 매우 중요하다. 본 연구에서는 연료분사시스템의 연료펌프, 고압분사파이프, 연료노즐을 모델링하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하고, 한국해양대학교 실습선 한나라호 기관실에 설치된 EMS(Engine Monitoring System)에서 수집한 엔진 부하별 연료분사압력을 계산치와 비교 분석하여 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 검토하였다. 또, 시뮬레이션 결과로부터 예측한 연료분사계의 변수 중에서 연료펌프의 회전수, 플런저 단면적, 연료노즐의 개변압, 노즐홀 직경, 노즐 니들밸브 변위 변화 등이 연료의 분사압력, 분사율, 분사시기 등의 분사계 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 분사계의 이론적 해석에서 분사관내 비정상 유동방정식은 특성곡선법을 이용하여 계산하였다. 계산에 있어서는 고압분사파이프 및 연료펌프, 연료노즐 부분에서의 공동현상에 따른 연료밀도 및 체적탄성계수의 변화를 고려하였다.

2. 연료분사시스템의 모델

2.1 연료분사시스템의 구조

연료분사시스템은 Fig. 1과 같이 연료펌프, 고압분사파이프, 연료노즐 세 부분으로 크게 나눌 수 있다. 연료펌프는 연료 캠의 회전에 의해 연료가 유입되어 저장되었다가 플런저의 상승으로 인해 연료가 압축, 배출되는 플런저 실과 플런저 실 상부와 탑카바 하부에 설치되어 연료의 흡입, 순환, 배출을 원활하게 해주는 흡입밸브로 구성되어 있고, 연료 흡입 시에 플런저 실내에 연료를 적절히 충만하게 해주는 속 업소버(Shock absorber)라는 장치가 연료분사펌프의 연료공급 입구파이프 측에 설치되어 있다. 최근 선박용 대형기관은 효과적인 혼



- * 7,8,9 : Suction valve
- 1. Cam
- 2. Roller
- 3. Plunger
- 4. Barrel
- 5. Spill port
- 6. Intake port
- 12,13,14 : Non-return valve
- 10. Top cover
- 11. Oil distributor
- 15. Needle valve spring
- 16. Nozzle chamber
- 17. Needle valve
- 18. Sac chamber

Fig. 1 Schematics of fuel injection system

합기 형성을 위하여 2개 이상의 노즐을 채택하고 있으며, 저질유를 사용하기 때문에 분사하지 않는 기간에는 연료유가 연료계통을 순환하도록 되어 있다. 고압분사관은 연료분배관 전, 후로 길이와 직경이 서로 다른 2개의 관으로 구분된다. 연료노즐은 고압의 연료를 연소실 내로 분사시키고, 연소실에서 형성된 고압의 연소가스 역류를 막기 위한 니들밸브와 노즐실 및 연료 순환을 위한 논-리턴 밸브(Non-Return valve)로 이루어진다.

3. 연료분사시스템의 이론 해석

연료분사시스템에서 연료의 유동과 각 밸브의 움직임에 대해서는 연속방정식과 운동방정식을 적용하였고, 고압분사관내의 유동에 대해서는 특성곡선법을 사용하여 압력 변화에 따른 연료의 물성치 변화, 관 마찰, 연료관내의 압력파의 영향을 고려하였다. 계산에 요구되는 플런저 및 유효행정거리는 설계 도면을 참조하였다.

3.1 연료분사시스템의 기본 가정

- 1) 연료의 온도는 일정하다.
- 2) 관로내의 흐름은 1차원, 비정상 유동이다.
- 3) 압력 공간 내에서의 압력 분포는 균일하다.
- 4) 분사계 구조물의 탄성 변형은 없다.
- 5) 2개의 고압분사관 및 노즐내 재현상은 동일하다.

3.2 연료분사계의 지배 방정식

3.2.1 연료분사펌프

1) 플런저실의 연속방정식

$$\frac{V_p}{B_p} \cdot \frac{dP_p}{dt} = A_p U_p - C_{ps} A_{ps} \sqrt{\frac{2(P_p - P_s)}{\rho}} - C_{pl} A_{pl} \sqrt{\frac{2(P_p - P_l)}{\rho}} - Q_{lk1} \quad (1)$$

2) 슬라이드 밸브의 개폐

질량 M_{sl} 인 슬라이드 밸브는 슬라이드 밸브의 상하단 $sl1$, $sl2$ 에 가해지는 플런저실 압력 P_p , 슬라이드 밸브를 고정시키는 초기 조임력 W_{sl} , 슬라이드 밸브 스프링의 압축력 $K_{sl} Y_{sl}$ 등의 관계에 의하여 순간적으로 개폐된다. 즉, 다음의 식(2)가 만족될 때 슬라이드 밸브는 순간적으로 닫힌다.

$$A_{sl1} \cdot P_p + W_{sl} + K_{sl} Y_{sl} > A_{sl2} \cdot P_p \quad (2)$$

3.2.2 연료분사노즐

1) 노즐실에서의 연속방정식

$$\frac{V_n}{B_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} = C_{ln} A_l \sqrt{\frac{2(P_l - P_n)}{\rho}} - A_n U_n - C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}} - Q_{lk2} \quad (3)$$

2) 노즐색 내에서의 연속방정식

$$\frac{V_{sv}}{B_{sv}} \cdot \frac{dP_{sv}}{dt} = C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2(P_n - P_{sv})}{\rho}} - C_{sc} A_{sc} \sqrt{\frac{2(P_{sv} - P_{cyl})}{\rho}} \quad (4)$$

3) 니들밸브의 운동방정식

$$M_n \cdot \frac{dU_n}{dt} = \mu_{ns} (A_{n1} - A_{n2}) P_n$$

$$+ [A_{n1} - \mu_{ns}(A_{n1} - A_{n2})P_{sv} - W_n - CD_{ns}U_n - K_n Y_n] \quad (5)$$

$$\frac{dY_n}{dt} = U_n \quad (6)$$

3.2.3 고압분사파이프

연료분사파이프 내의 흐름은 1차원 비정상 유동으로 가정하고, 유체의 압축성과 관내의 마찰손실 등을 고려하여 운동방정식과 연속방정식을 유도하면 비선형 편미분방정식²³⁾을 얻을 수 있다.

1) 운동방정식

$$L_1 = \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{fU|U|}{2D} = 0 \quad (7)$$

2) 연속방정식

$$L_2 = a^2 \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

운동방정식의 $\frac{fU|U|}{2D}$ 항은 마찰손실을 나타낸다.

L_1, L_2 의 방정식에서 압력수두 H 와 유속 U 는 종속 변수이고, 거리 x 와 시간 t 는 독립 변수이다. L_1, L_2 의 편미분 방정식은 아래와 같이 특성곡선법에 의해 4개의 상미분방정식으로 변환된다.

$$\frac{dx}{dt} = U + a \quad (9)$$

$$\frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dU}{dt} + \frac{fU|U|}{2D} \quad (10)$$

$$\frac{dx}{dt} = U - a \quad (11)$$

$$-\frac{1}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dU}{dt} + \frac{fU|U|}{2D} \quad (12)$$

Fig. 2는 분사파이프내의 $x-t$ 좌표상의 특성곡

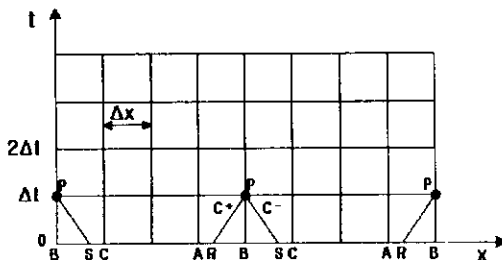


Fig. 2 Method of Characteristics

선을 나타내고 있다. 식(9)와 식(11)은 $x-t$ 좌표상의 특성곡선이며, 식(10)과 식(12)는 각 특성곡선 상에서 성립되는 관계식이다. 상기의 식들을 적용하면 시간 $t=t_0$ 일 때 각 구간의 교점 A, B, C 에서의 초기 압력과 유속을 대입한 후 보간법을 이용하여 R, S 의 값을 계산하고, R, S 의 값은 유한차분법을 이용하여 시간 $t=t_0+\Delta t$ 인 P 점에서의 새로운 압력과 유속의 값을 얻을 수 있다.

단, $\frac{\Delta t}{\Delta x}$ 의 선정은 P 를 통과하는 특성곡선이 $x-t$ 좌표 상에서 A 와 C 점 밖으로 벗어나지 않고, 계산의 안정화를 위해 $\Delta t(U+a) \leq \Delta x$ 조건이 성립되어야 한다.

3.2.4 각 단에서의 경계조건

1) 고압분사파이프 I 입구측 (A-A 단면)

Fig. 3은 연료분사시스템의 각 단의 경계를 나타낸다. $P_{P1,1}$ 은 플런저실 압력 P_p 와 동일하다고 가정하면 연료펌프와 고압분사파이프 I 경계에서의 압력과 유속을 구할 수 있다.

$$P_{P1,1} = a\rho(U_{P1,1} - U_S + \frac{P_s}{a\rho} + \frac{f dt}{2D_1} U_S |U_S|) \quad (13)$$

$$U_{P1,1} = U_S + \frac{1}{a\rho}(P_{P1,1} - P_s) - \frac{f dt}{2D_1} U_S |U_S| \quad (14)$$

$$U_S = \frac{U_{1,1} - a \frac{dt}{dx}(U_{1,1} - U_{1,2})}{1 - \frac{dt}{dx}(U_{1,1} - U_{1,2})} \quad (15)$$

$$P_S = P_{1,1} + \frac{dt}{dx}(U_S - a)(P_{1,1} - P_{1,2}) \quad (16)$$

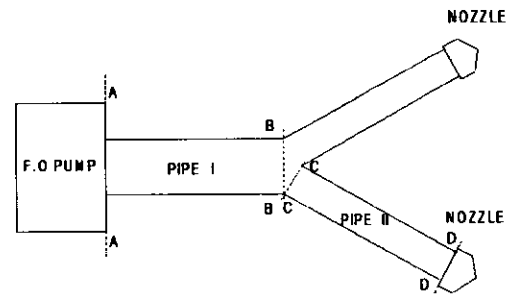


Fig. 3 Calculation model of fuel injection system

2) 고압분사파이프 I 출구측 (B-B 단면)

식(9)와 식(10)에 의해 고압분사파이프 I의 출구측 경계값인 압력 $P_{PI,NS}$ 과 유속 $U_{PI,NS}$ 을 구할 수 있다.

$$P_{PI,NS} = a\rho(U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f dt}{2D_1}U_R|U_R| - U_{PI,NS}) \quad (17)$$

$$U_{PI,NS} = U_R + \frac{1}{a\rho}P_R - \frac{f dt}{2D_1}U_R|U_R| - \frac{1}{a\rho}P_{PI,NS} \quad (18)$$

$$U_R = \frac{U_{I,NS} - a \frac{dt}{dx}(U_{I,NS} - U_{I,N})}{1 + \frac{dt}{dx}(U_{I,NS} - U_{I,N})} \quad (19)$$

$$P_R = P_{I,NS} - \frac{dt}{dx}(U_{R+a}(P_{I,NS} - P_{I,N})) \quad (20)$$

고압분사파이프 II의 입, 출구 경계에 있어서도 같은 방법으로 경계조건을 설정하면 계산할 수 있다.

3.3 물성치와 계수

1) 체적탄성계수와 밀도

연료의 체적탄성계수 B 와 밀도 ρ 는 압력의 함수로 나타낸다.

$$B = -V \frac{\partial P}{\partial V} = \frac{1+aP-bP^2}{a-2bP} \quad (21)$$

$$\rho = \rho_0(1+aP-bP^2) \quad (22)$$

여기서, ρ_0 는 일정온도, 대기압 하에서의 연료의 밀도이고, a, b 는 DOW와 FINK⁴⁾의 상수이다.

2) 관 마찰계수

고압분사파이프 I, II 내의 점성저항은 속도에 비례하며, Darcy-Weisbach 방정식에 의해 마찰저항 계수 f 는 Re (레이놀드수)에 따라 층류, 천이, 난류의 3단계로 구분하여 계산하였다.

3) 공동현상

연료분사계 내의 어떤 지점이 증기압 이하로 떨어지면 공동이 발생하는데, 공동현상이 발생하면 연료의 밀도와 체적탄성계수에 크게 영향을 미친다. 공동은 지배방정식과 압력파에 의해 발생, 소

멸되며, 공동이 발생했을 때 연료의 밀도와 체적탄성계수를 각각 ρ_e 와 B_e 로 표시하면 다음과 같다.^{5,6)}

$$\rho_e = \rho_i + \frac{\Delta M}{V} \quad (23)$$

$$B_e = \frac{B_{vap}}{1 + [(B_{vap} - B_{liq})/B_{liq}]VL} \quad (24)$$

$$VL = \frac{\rho_e - \rho_{vap}}{\rho_{liq} - \rho_{vap}} \quad (25)$$

여기서, ρ_i 는 Δt 시간 전에 계산된 밀도이고, ΔM 은 Δt 시간 동안 들어온 유량에서 나간 유량을 뺀 질량의 증가분이다. B_e 값을 결정짓는 것은 함수 VL 인데 공동이 생기면 $\rho_{vap} \leq \rho_e \leq \rho_{liq}$ 이므로 B_e 값의 급격한 감소가 나타나지만, 공동이 소멸되면 $\rho_e \geq \rho_{liq}$ 로 B_e 값은 회복된다. 따라서 VL 은 임계조건을 가지는데 만약 어떤 구간 전체가 공동이면 $B_e = B_{vap}$ 가 되고, 공동이 없다면 B_e 는 B_{liq} 이 되기 때문에 함수 VL 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} VL \geq 1 \text{ 일 때 ; } & VL = 1, \rho_e = \rho_{liq} \\ VL < 0 \text{ 일 때 ; } & VL = 0, \rho_e = \rho_{vap} \end{aligned} \quad (26)$$

여기서, VL 은 전체 체적에서 액상연료가 차지하는 체적의 비를 나타낸다.

3.4 계산 알고리즘

분사계 전체에 걸쳐 정확한 수치해를 얻기 위해

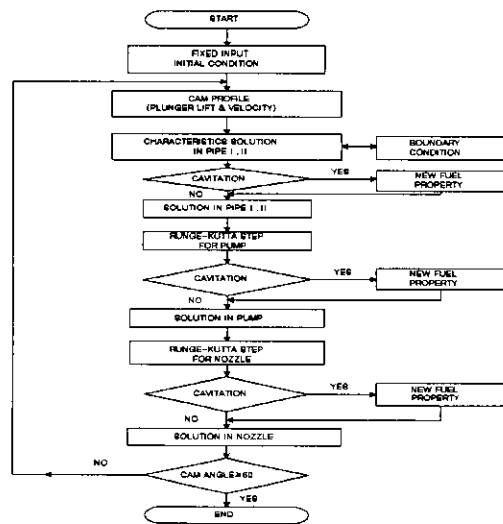


Fig. 4 Flow chart

서 연료펌프 및 연료노즐 측에서의 연속방정식과 운동방정식은 Runge-kutta IV법을 이용하여 계산하였으며, 고압분사파이프 측의 2개의 편미분 방정식은 특성곡선법에 의해 4개의 상미분 방정식으로 유도하였고, 이를 유한 차분법으로 해석하였다. Fig. 4는 계산 알고리즘을 나타낸다.

4. 실험장치

실습선 한나라호에는 주기관의 각 실린더의 연소 상태 및 연료분사 상태를 계측하여 엔진의 부하에 따른 출력을 분석, 비교, 판단하여 엔진 성능을 파악할 수 있는 EMS가 설치되어 있다. 본 연구에서는 이 장치를 이용하였다. Fig. 5는 EMS의 개략도이며, Table 1과 2는 실습선 한나라호 주기관과 연료분사시스템의 사양을 나타낸다. 엔진계측 Data는 PC로 관리하도록 되어 있어, 계측 Data의 History 및 엔진 Data를 비교 및 산출하여 효율적 관리를 가능하게 한다. 연소실과 고압분사 분배관 내에 설치된 압전형 센서에서 수집된 신호는 연결단(Junction Box)을 통해 원격 제어단(Remote Control Box)으로 보내지며 여기서 출력된 자료는 컴퓨터 본체에 데이터 처리 및 연산기능을 가진 데이터 수집카드(Acquisition Card)로 전송하여 데이터를 처리한다. 데이터 수집은 항해 중에 실시간으로 수집하고, 크랭크 각도는 TDC를 검출하여

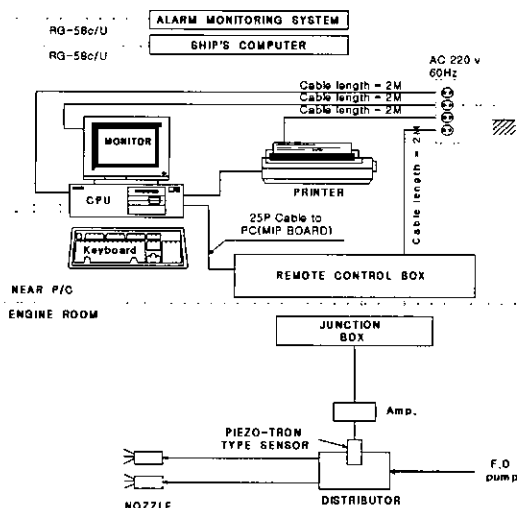


Fig. 5 Engine Monitoring System

Table 1. Specification of Test Engine

Engine Type	SSANGYONG B&W 6L35MC
Cylinder Bore X Piston Stroke	350 mmΦ×1050 mm
Output(M.C.O)	4000 BHP at 200 R/Minute
Firing Order (For Astern)	1-5-3-4-2-6 (View from stern side)

Table 2. Specification of Fuel Injection System

Equipments	Items	Dimension
Fuel Cam	Base circle diameter	19 cm
	Roller diameter	9 cm
	Maximum lift	3.95 cm
Fuel Pump	Plunger diameter	2.85 cm
	Plunger lift	3.95 cm
	Spill port diameter	0.25 cm
High Press. Pipe	Pipe length/diameter	70/0.65 cm
	Pipe II length/diameter	90/0.45 cm
Fuel Injection Valve	Needle valve Max.lift	0.16 cm
	Spring coefficient	24.1 N/cm
	Opening pressure	31.9 MPa
	Sac volume	0.1277 cm ³
	Hole number	5

Fuel supply pressure : 0.875 MPa
Combustion chamber pressure : 4.905 MPa

회전속도가 일정하다는 가정 하에 기관 회전수를 이용하여 크랭크 각도로 환산하여 나타내고 있다.

5. 결과 및 고찰

고압분사파이프 내에서 $\Delta t(U+a) \leq \Delta x$ 를 만족하고, 계산의 안정화를 위하여 각각 0.01° 간격으로 계산하였고, 중지점(엔진부하 85%)을 기점으로 하여 이전과 이후 측, VIT의 특성을 고려하여 엔진속도 184RPM과 198RPM에서 연료분사계의 분사 특성을 연구하였다. 연료분사계를 수학적으로 모델링한 계산의 신뢰성을 검증하기 위하여 실험장치인 EMS에서 얻은 고압분사파이프 분배관에서 촬영한 연료분사압력 곡선을 계산치와 비교 분석하였고, 또한 시뮬레이션에 의한 계산치를 다양한 변수변화에 따른 분사압력, 분사율, 분사량, 분사시기 등의 연료분사특성에 대해서도 고찰하였다.

5.1 실험결과와 계산결과의 비교

Fig. 6은 펌프 회전수가 184RPM일 때 고압분사

파이프 분배관내의 압력변화에 대하여 계산치와 실험치를 비교한 것이다. 계산치와 실험치의 압력 곡선을 비교하면 분사파이프내의 최대압력은 약 2% 이내의 차이를 나타내고 있으며, 압력 파형도 전반적으로 잘 일치하고 있어, 본 시뮬레이션 프로그램의 계산결과는 신뢰할 수 있다고 생각된다. 실험결과의 차이는 유체의 압축압력에 영향을 미치는 관 마찰계수, 각 유출부의 유량계수 등의 오차에 따른 영향으로 판단되며, 압력상승 초기에 압력 파형의 차이는 슬라이드 밸브의 움직임을 순간적인 개폐작용으로 고려한 결과로 판단된다. 그리고, 고속기관에서는 일반적으로 분사파이프 내의 압력은 분사시간 이후에도 재차 압력상승이 있으며,

압력파의 상호간섭 작용으로 인해 잔류압력의 변동폭이 증가하는 경향을 보이는 반면에 본 논문의 박용 대형 저속기관에서는 연료펌프 측에 연료순환장치인 흡입밸브를 갖추고 있어, 연료분사시간 이후에 연료펌프 측 흡입밸브의 슬라이드 밸브가 열리므로 고속기관 처럼 연료노즐의 니들밸브가 닫힌 후에도 반사파에 의한 잔류압력이 크게 형성되지 않는 것이 특징이다. 또, 회전수가 증가하면 분배관 내부의 최고 압력은 증가하고, 니들의 열림기간이 증가함을 알 수 있었다. 이는 분사량을 결정하는 연료랙의 이동 거리 즉, 플런저의 유효양정에 따라 연료분사시간이 결정되기 때문이다.

Fig. 7은 184RPM과 198RPM의 운전영역에서 계산된 연료분사율을 비교한 것으로 분사율 상승부위의 기울기는 거의 동일한 경향을 보이고, 회전수 증가에 비례하여 최대 분사율과 분사량이 증가함을 알 수 있다. 계산된 분사량이 실측치 보다 다소 높게 나타나고 있는데, 이는 유로의 형상, 유속 및 압력차 등에 의하여 결정될 수 있는 유량계수를 프로그램 상에서 일정 값으로 고정시킨 결과로 보여진다.

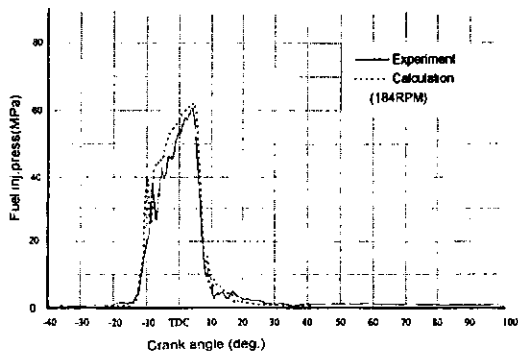


Fig. 6 Comparison of experimental and simulation results at the high pressure pipe distributor

5.2 계산결과의 분석

5.2.1 플런저 직경에 의한 영향

Fig. 8과 9는 펌프 회전수 198RPM에서 플런저의 상승에 의한 토출용적이 같은 조건에서 플런저 직경의 변화에 따른 분사파이프 내의 압력변동과 이 때의 분사율의 변화를 나타내고 있다. 단지 플

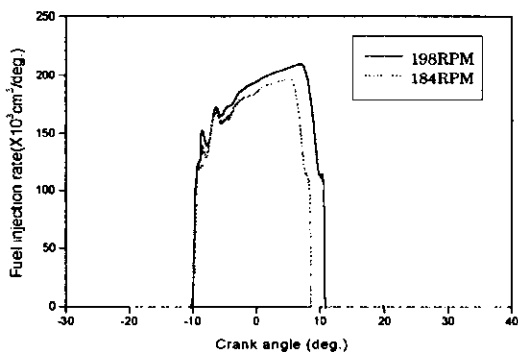


Fig. 7 Simulated injection rate of various engine speed

- *실측치 연료분사량 : 184RPM=3.89 $cm^3/inj/cycle$
198RPM=4.09 $cm^3/inj/cycle$
- *계산치 연료분사량 : 184RPM=3.97 $cm^3/inj/cycle$
198RPM=4.31 $cm^3/inj/cycle$

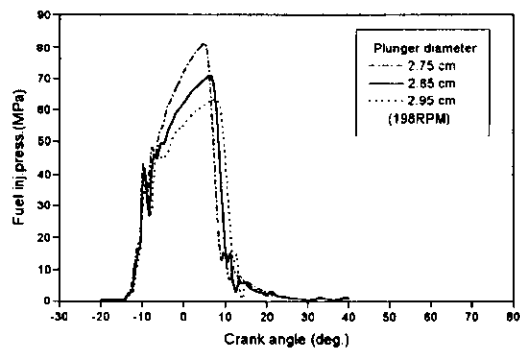


Fig. 8 Simulated fuel inj. pressure of various plunger diameter at the high pressure pipe distributor

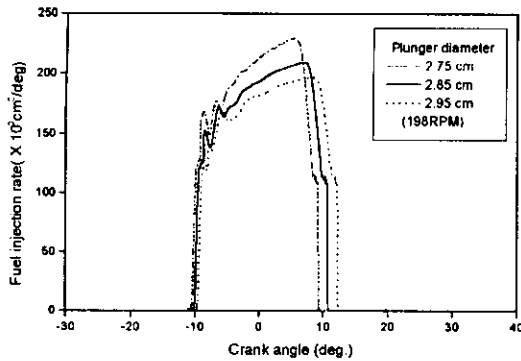


Fig. 9 Simulated injection rate of various plunger diameter

런저 직경만을 변화시킨 경우에는 플런저 직경이 증가할수록 동일한 시간에 연료유의 이동량이 많기 때문에 분사파이프 내의 압력과 분사율이 증가되지만, 토출용적이 같은 조건에서 플런저 직경이 분사압력과 분사율에 미치는 영향을 검토한 결과 플런저 직경이 작을수록 플런저의 상승속도가 증가하므로 압력의 상승이 조금씩 빨라지고 이로 인해 분사압력과 분사율이 증가함을 알 수 있고, 플런저의 직경이 클수록 플런저의 상승속도가 느려지므로 분사압력과 분사율의 곡선이 완만해지고, 분사시기가 지연됨을 알 수 있다.

5.2.2 노즐의 개변압에 의한 영향

Fig. 10은 노즐개변압을 22.1, 31.9, 41.7 MPa로 변화시켰을 때 분사파이프 내의 압력 변화를 나타내고 있다. 노즐개변압은 노즐의 니들밸브를 누르고 있는 스프링의 초기 조임력을 조절함으로써 변화시킨다. 노즐개변압이 높을수록 노즐의 니들을 더 큰 힘으로 올려야 함으로 분사시간이 짧아져서 노즐 니들밸브는 늦게 열리고 빨리 닫히게 된다. 이러한 현상은 스프링의 초기 조임력이 증대되기 때문이다. 또, 노즐이 열리는 압력이 높아지므로 분사파이프 내의 최고 압력과 분사율이 상승하게 된다. Fig. 10을 보면 노즐개변압의 증가에 따라 연료 분사파이프의 압력이 다소 증가함을 알 수 있고, 노즐개변압이 작은 조건에서 먼저 연료 분사가 이루어지고 있다. 또, Fig. 11에서 개변압이 낮은 노즐의 경우는 분사시간이 길어져 다소 증가된 양의 연료가 분사됨을 알 수 있다. 고속기관에서는

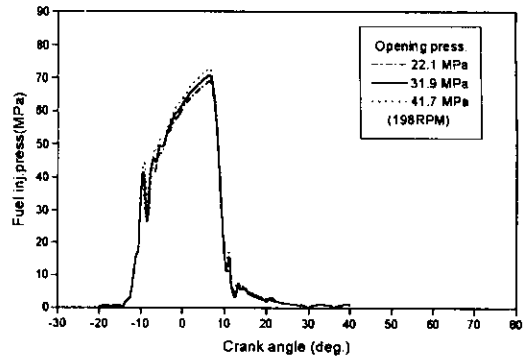


Fig. 10 Simulated fuel inj. pressure of various opening pressure at the high pressure pipe distributor

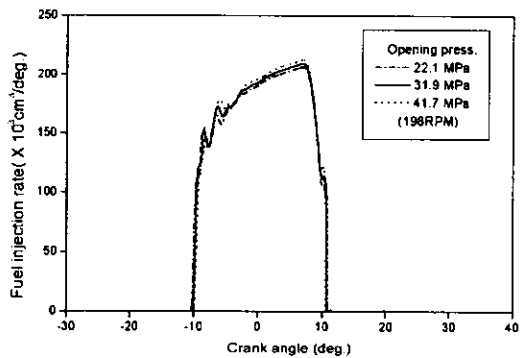


Fig. 11 Simulated injection rate of various opening pressure

노즐개변압의 변화에 따라 분사관 내의 분사압력과 분사율, 분사량, 분사시기 등의 변동폭이 증가하는 경향을 보이나, 본 연구의 저속기관에서는 별 차이를 보이지 않았다.

5.2.3 노즐 홀 직경 변화에 의한 영향

Fig. 12와 13은 노즐 홀 직경을 0.049, 0.052, 0.055 cm로 변화시켰을 때 노즐실 내의 분사압력과 분사율의 변화를 나타내고 있다. 노즐 홀 직경이 작을수록 분사압력은 증가하고 반면에 분사율은 감소한다. 이는 색볼룸과 실린더간의 오리피스 통과하는 유량의 차이에서 발생한 것으로 판단된다. 노즐 홀 직경이 작은 노즐에서는 실린더로 통과하는 유량이 작기 때문에 연료의 흐름이 원활하지 못하여 분사파이프 내에 연료의 압력이 상승하기 때문에 노즐실 내 분사압력은 증가하지만 유

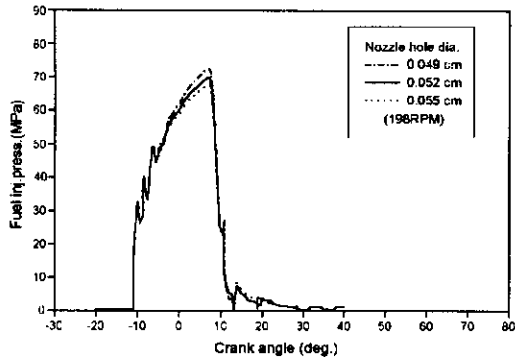


Fig. 12 Simulated fuel inj. pressure of various nozzle hole diameter at nozzle chamber

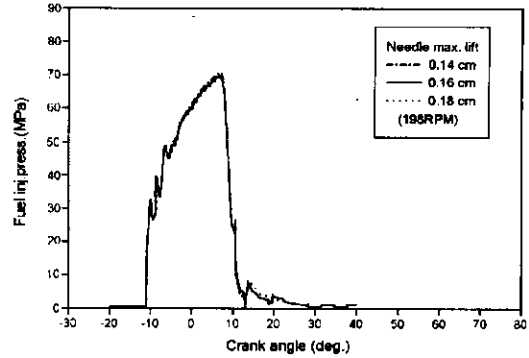


Fig. 14 Simulated fuel inj. pressure of various nozzle needle max. lift at nozzle chamber

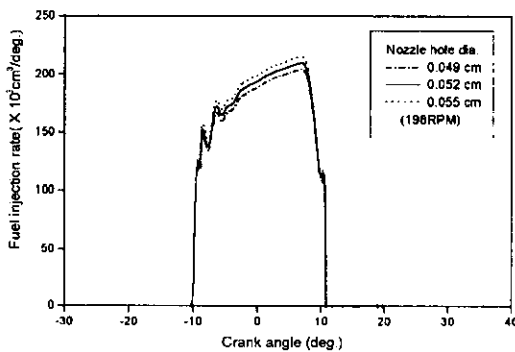


Fig. 13 Simulated injection rate of various nozzle hole diameter

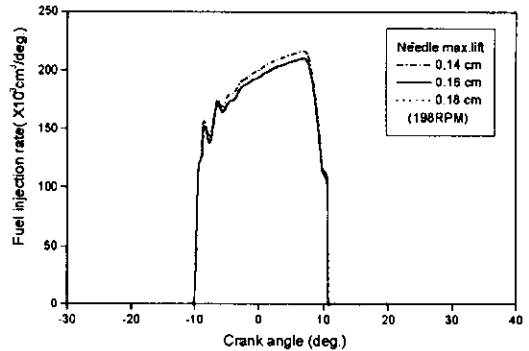


Fig. 15 Simulated injection rate of various nozzle needle max. lift

량계수가 낮은 이유로 분사율은 감소한다. Fig. 13의 분사율 곡선에서 분사시작점과 종료점이 홀 직경이 클수록 다소 빨라짐을 알 수 있어, 분사시간에도 다소 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

5.2.4 노즐 니들밸브 리프트 변화에 의한 영향

Fig. 14와 15는 노즐 니들밸브의 최대 리프트 변화에 따른 분사압력과 분사율의 변화를 나타내고 있다. 니들밸브 리프트가 크게 되면 분사압력과 분사율은 감소한다. 이는 노즐내의 유로 단면적이 증가하고, 순간적으로 분사되는 양이 한번에 빠져나가게 되므로 연료의 전단력과 경사 충격파의 크기가 작아져서 연료 입자는 크게 되고 연료입자의 도달거리는 짧아지기 때문이다. 반면에 니들밸브 리프트가 작게 되면 노즐내의 유로 단면적이 감소하므로 연료의 입자가 작아지고, 도달거리는 길어지므로 분사압력과 분사율이 증가함을 알 수 있다.

니들밸브의 최대 리프트를 0.14cm로 작게 하였을 때 분사압력과 분사율의 변화폭은 다소 증가하였지만 0.18cm로 크게 하였을 때는 분사압력과 분사율의 변화에는 별 차이를 보이지 않았다.

6. 결 론

박용 대형 저속 디젤기관의 연료분사계를 펌프측, 고압파이프측, 노즐측의 세 부분으로 나누어 단계별로 모델링하고, 본 모델의 타당성을 실험에 의해 확인한 후, 중요 인자가 분사계 특성에 미치는 영향을 예측, 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 시뮬레이션의 계산결과는 실제 기관의 분사시스템의 예측결과와 비교적 잘 일치하여 연료분사시스템의 예측제산에 이용될 수 있다.
- (2) 연료노즐 개변압이 낮으면 분사시기가 진각

되어 분사파이프 압력은 낮아지지만 분사기간이 길어져 분사되는 연료량은 증가한다.

- (3) 플런저의 직경은 파이프내의 분사압력과 분사율에 큰 영향을 미치기 때문에 분사특성이 달라질 수 있다. 따라서 분사시스템의 설계시 최적 설계가 요구된다.
- (4) 노즐 홀의 직경이 커질수록 섹블룸과 실린더간의 유로면적이 증가하므로 노즐실 내의 분사 압력은 감소하고 분사율은 증가하지만 분사기간에는 별 차이가 없었다.
- (5) 노즐 니들밸브의 리프트가 커질수록 노즐실 내의 분사압력과 분사율이 감소한다.

참고문헌

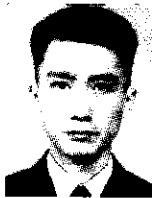
- 1) 山根浩二, 嶋本讓, "直接噴射式 ディーゼル機關の噴射率制御におけるNOおよびスートの多次元數値シミュレーション", 日本機械學會 論文集(B編), 63卷, 639號, 1999.
- 2) E. Benjamin Wylie, et al., "Fluid Transients in Systems", 1976.
- 3) S. Matsuoka, et al., "A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engine", SAE No.760551, 1976.
- 4) R. S. Dow and C. E. Fink, "Computation of Some Physical Properties of Lubricating oils at high Pressure", Journal of applied physics, Vol. 2, 1940.
- 5) K. Yamaoka and A. Saito, "Computer Technique for Evaluation of cavitation Characteristics of Certain Phases of Fuel Injection in Fuel Injection System", SAE No.730663, 1973.
- 6) 渡辺久志, 他 5名, "ディーゼル機關燃料噴射系におけるキャビテーションの研究", 日本機械學會論文集(B編), 55卷, 512號, 1989.

저자 소개



강정석(姜政錫)

1967년생. 1991년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 2000년 현재 동대학원 기관공학과 석사과정. 2000년 현재 한국선급 기관기술부.



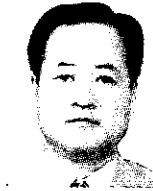
이창식(李昌植)

1969년생. 1992년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 2000년 동대학원 졸업(석사). 2000년 현재 작전사령부 광양함 기관장.



조권회(趙權回)

1955년생. 1979년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1999년 부경대학교 대학원 제어기계공학과 졸업. 1984년 1급기관사. 1979~1996 LASCO해운 기관장. 현대상선 신조기술감독. 1996~현재 한국해양대학교 조교수. 실습선 기관장.



최재성(崔在星)

1952년생. 1974년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1976년 동대학원 기관공학과 졸업(석사). 1986년 일본 경도대학 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1974년~현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수 및 해사대학장