

박용 대형 저속 디젤기관 연료분사계통의 시뮬레이션에 관한 연구

강정석* · 이창식** · 최재성***

(한국해양대학교 대학원)

A Study on the Simulation of the Fuel Injection System in a Large Low-speed Marine Diesel Engine

J.S.Kang*, C.S.Lee**, J.S.Chi***

(Korea Maritime University)

Abstract : In this study, the simulation was carried out by simplifying and modeling, dividing into fuel injection pump, high pressure pipe and fuel injection valve in the fuel injection system of a low speed marine diesel engine. A computer simulation model was developed using the method of characteristics to analyze the unsteady flow in the fuel injection system considering cavitation and variation of fuel density and bulk modulus. Comparison was commenced between the calculated data and experimental data of pressure and injection quantity at the high pressure distributor in fuel injection system for the training ship "M/V Hanara". the effects of the high pressure pipe length, diameter, plunger diameter, nozzle openning pressure were also investigated by simulating results.

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

1. 서론

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 연소실 내의 여하한 조건에도 완전 연소시키는 방법이 가장 바람직하나 이를 위해서는 연소에 영향

을 미치는 제반 인자들에 대한 연구가 선행되어야 한다.¹⁾ 연소에 영향을 미치는 인자는 여러 가지가 있으나, 연료의 분사상태와 이에 따른 혼합기 형성 과정이 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 이러한 점을 고려하여 한국해양대학교 실습선 한나라호의 주기관 연료분사계통의 연료펌프, 고압분사파이프, 연

* 한국해양대학교 대학원

** 작전사령부 광양함 기관장

*** 한국해양대학교 기관공학부 교수

료노즐을 모델링하여 수치해석 및 시뮬레이션을 실행하였고, 한나라호 기관실에 설치된 Engine Monitoring System에서 수집한 엔진 부하별 연료 분사압력을 계산치와 비교 분석하여 타당성을 검토하였다. 또한, 연료 분사계의 변수 중에서 분사 펌프의 회전수, 분사노즐의 개변압, 풀런저 면적의 변화, 펌프측과 노즐측을 연결하는 고압파이프 등이 분사특성에 미치는 영향을 파악하고 분석하였으며, 시뮬레이션 결과로부터 예측한 분사계의 중요 변수들이 연료의 분사압력, 분사율, 분사시기 등의 분사계 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 분사계의 이론적 해석에서 분사관내 비정상 유동방정식은 특성곡선법을 이용하여 계산하였다. 계산에 있어서는 분사파이프 및 연료분사펌프, 연료노즐 부분에서의 공동현상에 따른 연료밀도 및 체적탄성계수의 변화를 고려하였다.

2. 연료분사계통의 모델

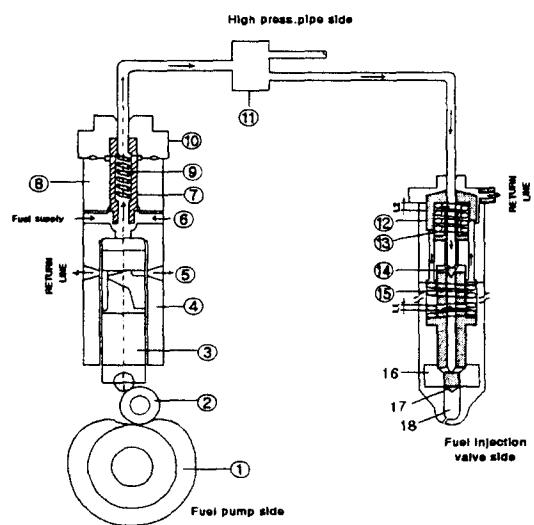
2.1 연료분사계통의 구조

연료분사계통의 구조는 연료분사펌프, 고압분사파이프, 연료노즐 세 부분으로 크게 나눌 수 있다. 연료분사펌프는 연료 캠의 회전에 의해 연료가 유입되어 저장되었다가 풀런저의 상승으로 인해 연료가 압축, 배출되는 풀런저 실과 풀런저 실 상부와 탐카바 하부에 설치되어 연료의 흡입, 순환, 배출을 원활하게 해주는 흡입밸브로 구성되어 있고, 연료 흡입 시에 풀런저 실내에 연료를 적절히 충만하게 해주는 속 업소버(Shock absorber)라는 장치가 연료분사펌프의 연료공급 입구파이프 측에 설치되어 있다. 최근 선박용 대형기관은 효과적인 혼합기 형성을 위하여 2개 이상의 노즐을 채택하고 있으며, 저질유를 사용하기 때문에 분사하지 않는 기간에는 연료유가 분사계통을 순환하도록 되어있다. 고압분사관은 연료분배관 전,후로 길이와 직경이 서로 다른 2개의 관으로 구분된다. 연료노즐은 고압의 연료를 연소실내로 분사시키고, 연소실에서 형성된 고압의 연소가스 역류를 막기 위한 니들밸브와 노즐실 및 연료 순환을 위한 논-리턴밸브(Non-Return valve)로 이루어진다.

3. 연료분사계통의 이론 해석

실습선 한나라호의 주기관 연료분사계통의 분사

특성을 시뮬레이션으로 검증하기 위하여 연료분사계통을 크게 펌프, 고압분사관 및 노즐 등 세 부분으로 구분하였다. 연료분사계통에서 연료의 유동과 각 밸브의 움직임에 대해서는 연속방정식과 운동방정식을 적용하여 모델링 하였고, 고압분사관로내의 유동에 대해서는 특성곡선법을 사용하여 압력변화에 따른 연료의 물성치 변화, 관 마찰, 연료관로내의 압력파를 고려하였다. 계산에 요구되는 풀런저 및 유효행정거리는 설계 도면을 참조하였다.



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

Fig.1 Schematics of fuel injection system

3.1 연료분사계통의 기본 가정

- 1) 연료의 온도 변화는 무시한다.
- 2) 관로내의 흐름은 1차원, 비정상 유동으로 한다.
- 3) 압력 공간 내에서의 압력 분포는 균일하다.
- 4) 분사계 구조물의 탄성 변형은 없다.
- 5) 연소실 내 2개의 노즐은 동일하게 작동한다.

3.2 연료분사계의 지배 방정식

3.2.1 연료분사펌프

1) 풀런저실의 연속방정식

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

2) 슬라이드 벨브의 개폐

질량 M_S 인 슬라이드 벨브는 슬라이드 벨브의 상, 하단에 가해지는 풀런저실 압력 P_p , 슬라이드 벨브를 고정시키는 초기 조임력 W_S , 슬라이드 벨브 스프링의 압축력 $K_S Y_S$ 등의 관계에 의하여 순간적으로 개폐한다. 즉, 다음의 식(2)가 만족될 때 슬라이드 벨브는 순간적으로 닫힌다.

$$A_{sl} \cdot P_p + W_S + K_S Y_S > A_{s2} \cdot P_p \quad (2)$$

3.2.2 연료분사노즐

1) 노즐실에서의 연속방정식

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

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

$$M_n \cdot \frac{dU_n}{dt} = \mu_{ns} (A_{nl} - A_{n2}) P_n + [A_{nl} - \mu_{ns} (A_{nl} - A_{n2})] P_{sv} - W_n - CD_{ns} U_n - K_n Y_n \quad (5)$$

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

3.2.3 고압분사파이프

연료분사파이프 내의 흐름은 1차원 비정상 유동으로 가정하고, 유체의 압축성과 관로 내의 마찰손실 등을 고려하여 운동방정식과 연속방정식을 유도하면 비선형 편미분방정식^{2,3)}을 얻을 수 있다.

1) 운동방정식

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

2) 연속방정식

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

운동방정식의 $\frac{fV|V|}{2D}$ 항은 마찰손실을 나타낸다.

L_1, L_2 의 방정식에서 압력수두(H)와 유속(V)은 종속변수이고, 거리(x)와 시간(t)는 독립변수이다. L_1, L_2 의 편미분 방정식은 아래와 같이 특성곡선법에 의해 4개의 상미분 방정식으로 변환된다

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

$$-\frac{a}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (10)$$

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

$$-\frac{a}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (12)$$

식(9)와 식(11)은 Fig.2의 $x-t$ 좌표상의 특성곡선이며, 식(10)은 특성곡선 $\frac{dx}{dt} = V + a$ 일 때 성립하고,

식(12)는 특성곡선 $\frac{dx}{dt} = V - a$ 일 때 성립한다. 상기의 식들을 적용하면 고압분사파이프 I, II의 각 분할점에서 압력과 유속을 구할 수 있고, 연료분사펌프의 슬라이드 벨브와 연결되는 고압분사파이프 I 입구측과 연료분사노즐에 연결되는 고압분사파이프 II 출구측에서의 압력과 유속은 펌프측과 노즐측의 각 경계조건과 특성곡선에 의해 구할 수 있다.

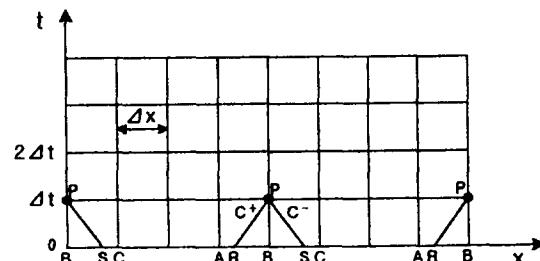


Fig.2 Characteristic method

3.2.4 각 단에서의 경계조건

1) 고압분사파이프 I 입구측 (A-A 단면)

Fig.3의 A-A단면에서 $P_{I,1}$ 은 풀런저실 압력 P_p 와 동일하다고 가정하면 연료분사펌프와 고압분사파이프 I 경계에서의 압력과 유속을 구할 수 있다.

$$P_{PI,1} = a\rho (V_{PI,1} - V_s + \frac{P_s}{a\rho} + \frac{fdt}{2D_1} V_s |V_s|) \quad (13)$$

$$V_{PI,1} = V_s + \frac{1}{a\rho} (P_{PI,1} - P_s) - \frac{fdt}{2D_1} V_s |V_s| \quad (14)$$

$$V_s = \frac{V_{I,1} - a \frac{dt}{dx} (V_{I,1} - V_{I,2})}{1 - \frac{dt}{dx} (V_{I,1} - V_{I,2})} \quad (15)$$

$$P_s = P_{I,1} + \frac{dt}{dx} (V_s - a)(P_{I,1} - P_{I,2}) \quad (16)$$

2) 고압분사파이프 I 출구측 (B-B 단면)

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

$$P_{PI,NS} = a\rho (V_R + \frac{1}{a\rho} P_R - \frac{fdt}{2D_1} V_R |V_R| - V_{PI,NS}) \quad (17)$$

$$V_{PI,NS} = V_R + \frac{1}{a\rho} P_R - \frac{fdt}{2D_1} V_R |V_R| - \frac{1}{a\rho} P_{PI,NS} \quad (18)$$

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

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

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

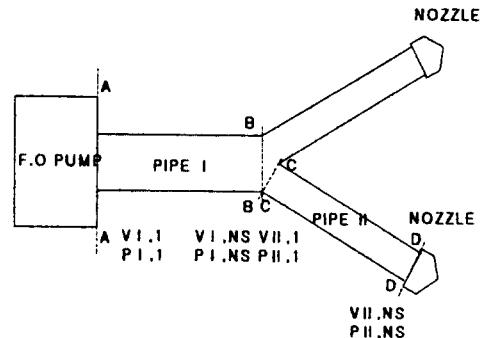


Fig.3 Branching system

3.3 물성치와 계수

1) 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) 관마찰 계수

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

3) 공동현상

연료분사계내의 어떤 지점이 증기압 이하로 떨어지면 공동이 발생하는데, 공동현상이 발생하면 연료의 밀도와 체적탄성계수에 중대한 영향을 미친다. 공동은 지배방정식과 압력파에 의해 발생, 소멸되며, 공동이 발생했을 때 연료의 밀도와 체적탄성계수를 각각 ρ_e 와 B_e 로 표시하면 다음과 같다.^{5,6)}

$$\rho_e = \rho_i + \frac{4M}{V} \quad (23)$$

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

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

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 없어지면 B_e 는 B_{liq} 이 되기 때문에 함수 VL 은 다음과 같다.

* $VL \geq 1$ 이면 $VL = 1, \rho_e = \rho_{liq}$

* $VL < 0$ 이면 $VL = 0, \rho_e = \rho_{vap}$

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

3.4 계산 알고리즘

분사계 전체에 걸쳐 정확한 수치해를 얻기 위해서 연료분사펌프 및 연료노즐 측에서의 연속방정식과 운동방정식은 Runge kutta IV법을 이용하여 계산하였으며, 고압분사파이프 측의 2개의 편미분방정식은 특성곡선법에 의해 4개의 상미분 방정식으로 유도하였고, 이를 유한 차분법으로 해석하였다. 계산 알고리즘은 Fig.4에 나타난다.

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 MIP System이 설치되어 있으며, 본 연구에서는 Fig.5의 계측장치를 이용하였다. 엔진 계측 Data는 PC로 관리 가능하게 되어있어, 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 연산 기능을 가진 데이터 수집카드(Acquisition Card)로

전송하여 데이터를 처리한다. 데이터 수집은 항해 중에 실시간으로 수집하고, TDC를 검출하여 회전 속도가 일정하다는 가정 하에 기관 회전수를 이용하여 크랭크 각도로 환산하여 나타내고 있다.

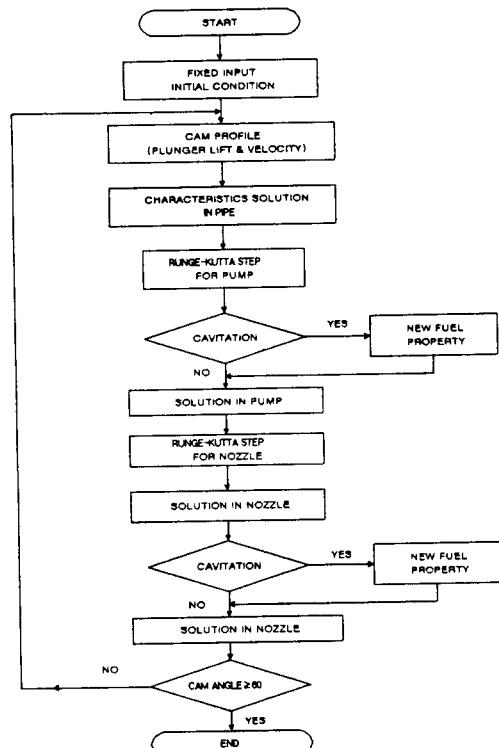


Fig.4 Flow chart

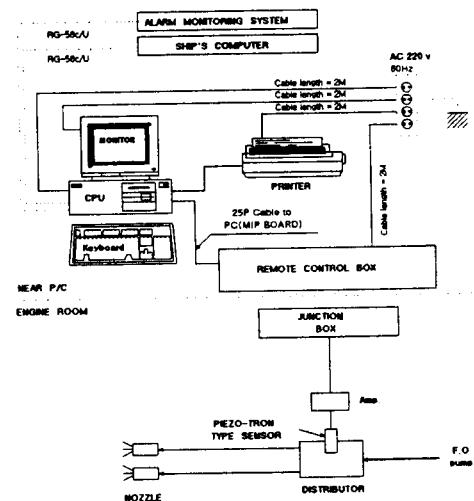


Fig.5 Engine Monitoring System

Table.1 Specification of Fuel Injection System

Equipments	Items	Dimension
Fuel Cam	Base circle diameter	190 mm
	Roller diameter	90 mm
	Maximum lift	39.5 mm
Fuel Pump	Plunger diameter	28.5 mm
	Plunger lift	39.5 mm
	Spill port diameter	2.5 mm
High Press. Pipe	Pipe I length/diameter	700/6.5 mm
	Pipe II length/diameter	900/4.5 mm
Fuel Injection Valve	Needle valve Max.lift	1.6 mm
	Spring coefficient	241 N/mm
	Opening pressure	325 kgf/cm ²
	Sac volume	127.7 mm ³
	Hole number	5
Fuel supply pressure: 8.92 kgf/cm ²		
Combustion chamber pressure: 50 kgf/cm ²		

Table.2 Specification of Test Engine

Engine Type	SSANGYONG B&W 6L35MC
Cylinder Bore X Piston Stroke	350 mmØ X 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)

5. 결과 및 고찰

대형 저속 디젤기관의 고압분사파이프 내에서 $\Delta t(V+a) \leq \Delta x$ 를 만족하고, 계의 안정화를 위하여 플런저 변위는 캠각 0.01° 간격으로 계산하였고, 중지점(엔진부하 85%)을 기점으로 하여 이전과 이후 즉, VIT의 특성을 고려하여 엔진속도 184RPM과 198RPM에서 연료분사계통의 분사특성을 연구하였다. 연료분사계통을 수학적으로 모델링 한 연료분사계통에 대한 계산의 타당성을 검증하기 위하여 실험장치인 EMS 시스템에서 얻은 고압분사 분배관에서 활용한 연료분사압력 곡선을 계산치와 비교 분석하였고, 또한 시뮬레이션에 의한 계산치를 다양한 변수변화에 따른 분사압력, 분사율, 분사량, 분사시기 등의 연료분사 특성에 대해서도 연구하였다.

5.1 실험결과와 계산결과의 비교

5.1.1 연료분사펌프의 속도변화에 의한 영향

Fig.6은 펌프 회전수가 184RPM일 때 고압분사 분배관 내의 압력변화에 대하여 계산치와 실험치를 비교한 것이다. 회전수가 증가하면 분배관 내부의 최고 압력은 증가하고, 그들의 열림기간이 증가함을 알 수 있다. 이는 분사량을 결정하는 연료액의 이동 거리 즉, 플런저의 유효양정에 따라 연료분사기간이 결정되기 때문이다. 계산치와 실험치의 압력곡선을 비교하면 분사파이프내의 최대압력은 약 2% 이내의 차이를 나타내고 있으며, 압력파형도 전반적으로 잘 일치하고 있어, 본 모델은 타당성이 있다고 사료된다. 이처럼 다소간의 차이점은 유체의 압축압력에 영향을 미치는 관마찰 계수, 각 유출부의 유량계수 등의 오차에 따른 영향으로 판단된다. 그리고, 고속기관에서는 일반적으로 분사파이프내의 압력은 분사기간 이후에도 재차 압력상승이 있으며, 압력파의 상호간섭 작용으로 인해 잔류압력의 변동폭이 증가하는 경향을 보이는 반면에 본 논문의 박용 대형 저속기관에서는 연료펌프측에 연료순환장치인 흡입밸브를 갖추고 있어, 연료분사기간 이후에 연료펌프측 흡입밸브의 슬라이드 밸브가 열리므로 고속기관처럼 연료노즐의 니들밸브가 닫힌 후에도 반사파에 의한 잔류압력이 크게 형성되지 않는 것이 특징이다.

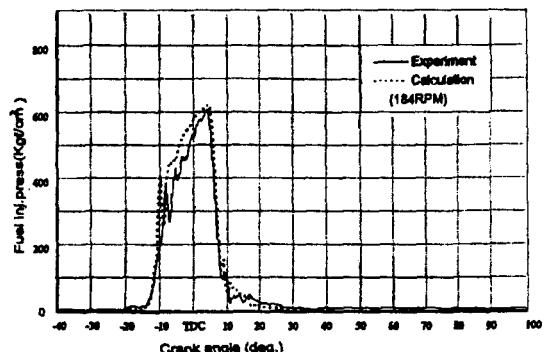


Fig.6 Comparison of experimental and simulation results at the high press pipe distributor

Fig.7은 184RPM과 198RPM 운전영역에서 계산된 연료분사율을 비교한 것으로 분사율 상승 부위의 기울기는 거의 동일한 경향을 보이고, 분사압력의 크기에 비례하여 최대 분사율과 분사량이 증가

함을 알 수 있다. 계산된 분사량이 실제치 보다 다소 높게 나타나고 있는데, 이는 유로의 형상, 유속 및 압력차 등에 의하여 결정될 수 있는 유량계수를 프로그램 상에서 일정 값으로 고정시킨 결과로 보여진다.

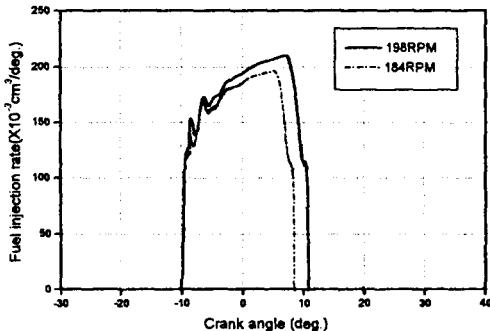


Fig.7 Simulated injection rate of various pump speed

5.2 계산결과의 분석

5.2.1 분사파이프의 길이 및 직경에 의한 영향

Fig.8, 9는 분사파이프의 길이 및 직경을 파라메타로 하여 분사계의 특성을 나타내고 있다. Fig.8에서 분사파이프의 길이가 짧을수록 최고 분사압력과 분사율이 증가하며 압력의 상승이 조금씩 빨라짐을 알 수 있고, 분사파이프의 길이가 증가할수록 최고압력이 낮아지는데, 이는 파이프의 길이가 증가함에 따라서 펌프로부터 발생되는 압력파가 반사되어 분사계 내부의 상호간섭현상이 커지기 때문에 일어나는 현상이라고 사료된다. 또한 파이프의 길이가 길어질수록 분사시작이 지연되며, 열림기간도 길어짐을 알 수 있었다. Fig.9에서는 직경이 작을수록 분사파이프 내부의 면적이 적어지고, 따라서 압력파의 전달속도가 빨라지기 때문에 최고 분사압력과 분사율이 높아지는 일반적인 경향을 보이고 있다. 전체적으로 파형에는 큰 차이가 없으나 니들의 변위가 조금씩 증가하는 것을 확인 할 수 있었다. 이와같이 시뮬레이션을 통하여 니들의 운동과 분사율을 연관시켜 볼 때 파이프의 직경이 너무 크거나 작아도 분사특성에 나쁜 영향을 주며, 분사계를 구성하고 있는 부품 및 운전조건에 맞는 최적의 분사파이프 직경이 존재함을 알 수 있었다.

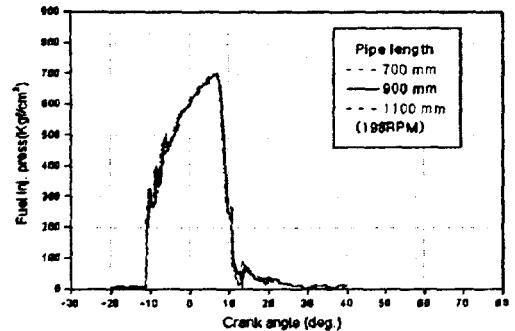


Fig.8 Simulated fuel injection press of various fuel pipe lengths at the nozzle chamber

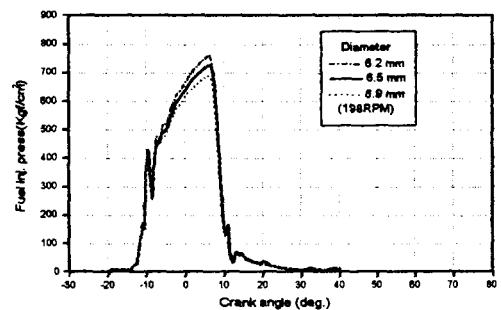


Fig.9 Simulated fuel injection press of various pipe diameter at the high press pipe distributor

5.2.2 풀런저 직경에 의한 영향

Fig.10, 11은 펌프 회전수 198RPM에서 풀런저 직경의 변화에 따른 분사파이프 내의 압력변동과 이 때의 분사율의 변화를 나타내고 있다. 풀런저 직경이 증가할수록 분사파이프 내의 압력과 분사율이 증가된다. 본 연구에서는 풀런저 직경만을 변화시킨 경우를 검토하였으나, 토출용적이 같은 조건에서 풀런저 직경이 분사율에 미치는 영향을 검토할 필요가 있다고 생각한다.

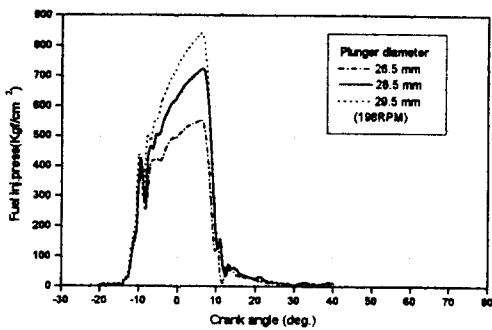


Fig.10 Simulated fuel injection press of various plunger diameter at the distributor

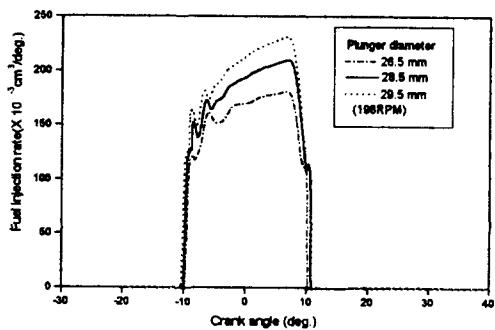


Fig.11 Simulated injection rate of various plunger diameter

5.2.3 노즐의 개변압에 의한 영향

Fig.12는 노즐개변압을 $285, 325, 365 \text{ Kgf/cm}^2$ 로 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 분사기간이 짧아져서 노즐 니들밸브는 늦게 열리고 빨리 닫히게 된다. 이러한 현상은 스프링의 초기 조임력이 증대되기 때문이다. 또한 노즐이 열리는 압력이 높아지므로 분사파이프 내의 최고 압력과 분사율이 상승하게 된다. Fig.12를 보면 노즐개변압의 증가에 따라 연료 분사파이프의 압력이 다소 증가함을 알 수 있고, 노즐개변압이 작은 조건에서 먼저 연료 분사가

이루어지고 있다. 또한, Fig.13에서 개변압이 낮은 노즐의 경우는 분사기간이 길어져 다소 증가된 양의 연료가 분사됨을 알 수 있다. 고속기관에서는 노즐개변압의 변화에 따라 분사관 내의 분사압력과 분사율, 분사량, 분사시기등의 변동폭이 증가하는 경향을 보이나, 본 연구의 저속기관에서는 별 차이를 보이지 않았다.

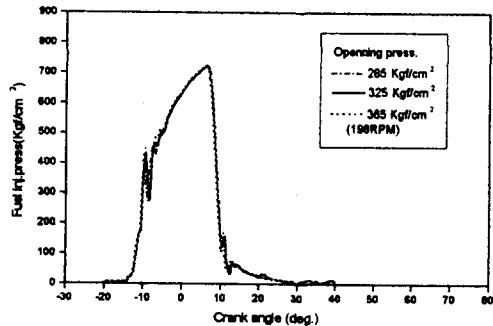


Fig. 12 Simulated fuel injection press of various opening pressure

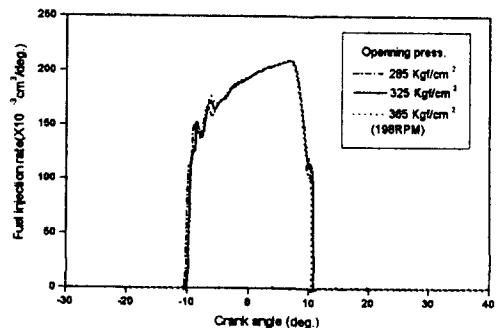


Fig.13 Simulated injection rate of various opening pressure

6. 결론

박용 대형 저속 디젤기관의 연료분사계를 펌프 측, 고압파이프측, 노즐측의 세부분으로 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 분사계통의 계측결과와 비교적 잘 일치한다.
2. 고압파이프의 직경과 플런저의 직경은 파이프 내의 분사압력과 분사율에 큰 영향을 미치는 중요변수 이므로 분사계의 설계시 고려해야 할 중요한 변수임을 알았다.
3. 분사노즐 개변압이 낮으면 분사시기가 진각되어 분사파이프 압력은 낮아지지만 분사기간이 길어져 분사되는 연료량은 증가한다.
4. 고압분사파이프 길이 및 직경에 따른 연료분사 압력과 분사율 계산 결과 분사관의 길이가 짧고, 직경이 작아짐에 따라 최고 분사압력은 높아지고, 압력 파형은 팔라짐을 알 수 있었다.

참고 문헌

- 1) 山根浩二, 嶋本謙, "直接噴射式ディーゼル機関の噴射率制御におけるNOおよびストップの多次元数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, Victor L.Streeter, Lisheng Suo, "Fluid Transients in Systems", 1976.
- 3) S.hin Matsuoka, K.atsumiko Yokota, T.akeyuki Kamimoto, M.asanori Igoshi, "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.ojiro Yamaoka, A.tsushi 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, 山田正俊, 今井建二, 石井美也, 佐佐木忍, "ディーゼル機関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.