

● 연구 논문

연료캠 형상에 따른 PLN 디젤 분사계의 분사특성에 관한 시뮬레이션

이진호*·왕우경**·안수길***

Simulation on the Characteristics of PLN Diesel Injection System
by Cam Profile

J. H. Lee*, W. K. Wang** and S. K. Ahn***

Key Words : Cam Profile (캠형상), Injection Rate (분사율), Injection Pressure (분사압력),
Injection Quantity (분사량), Effective Stroke (유효양정), PLN (펌프-라인-노즐)

Abstract

In this study, in order to investigate the influence of cam profile on the injection rate, the characteristics of injection in PLN (pump - line - nozzle) diesel injection system were simulated. Six types of the profile of fuel cam were used for simulation.

The maximum injection pressure and maximum injection rate of initial and end phase were analyzed to demonstrate the characteristics of injection. The mathematical model of the injection system and the computation results were verified by experimental results. Simulation results showed that the maximum injection pressure, maximum injection rate, injection quantity and pressure drop in the end phase were proportional to the velocity of fuel cam during the effective stroke.

기호 설명

A : 단면적 (cm²)

B : 체적탄성계수 (kgf/cm²)

C : 유량계수

CD : 댐핑계수 (kgf·s/cm²)

D : 직경 (cm)

K : 스프링계수 (kgf/cm)

M : 질량 (kgfs·s²/cm)

P : 압력 (kgf/cm²)

* 대우중공업(주)

** 여수수산대학교 실습선

*** 부경대학교 제어기계공학과

- Q : 유량 (cm/s)
- U : 유속 (cm/s)
- V : 체적 (cm)
- W : 스프링 초기하중 (kgf)
- X : 거리 (cm)
- Y : 양정 (cm)
- α : 연료의 음속 (cm/s)
- ρ : 밀도 (kgf·s²/cm⁴)
- μ : 밸브의 추력계수
- t : 시간 (sec)
- λ : 마찰저항계수 (s-1)

하첨자

- A, B, C, w, y, z : X - t 평면상의 위치
- cyl : 연소실
- d : 토출밸브 (delivery valve)
- dl : 토출실과 분사관간의 유동
- l : 연료분사관
- lk : 연료누설부 (leakage)
- ln : 분사관과 노즐실간의 유동
- n : 니들 (needle)
- nc : 노즐실 (needle chamber)
- ns : 노즐실과 니들색간의 유동
- p : 플런저 (plunger)
- pc : 플런저실 (plunger chamber)
- pd : 플런저실과 토출실간의 유동
- pps : 플런저실과 배출실과의 유동
- ps : 배출실 (spill chamber)
- sc : 니들색과 연소실간의 유동
- sv : 니들색 (needle sac, sac volume)

1. 서 론

디젤기관에 있어 연료의 분사조건 및 분무상태는 디젤기관의 성능과 유해배기가스 발생에 직접적인 영향을 미치므로 이에 관한 많은 연구가 진행되어 왔다^{1,2)}. 특히 디젤기관의 연소과정중 착화 지연기간 동안에 형성된 가연혼합기가 순간적으로

연소하는 예혼합 연소기간의 고온·고압 연소 가스는 기관의 진동·소음 및 질소산화물(NOx)의 생성과 밀접한 관계를 가지고 있으며, 연소말기의 미연소가스는 배기가스중의 그을음(soot) 농도를 증가시키는 주된 원인이 된다. 이와같은 연소에 의한 장해를 저감시키기 위해서는 연료 분사초기에는 낮은 분사율, 분사말기에는 급격한 분사율의 저하가 요구된다.

분사율의 형태는 연료분사계에서 형성되는 분사압력의 형태에 의해 결정되며, 캠-플런저(cam-plunger)기구를 갖는 연료분사계에서의 분사압력 형태는 연료분사캠의 형상에 의해 크게 좌우되므로, 연료캠의 형상이 연료분사계의 분사특성 변화에 미치는 영향을 연구할 필요가 있다.

분사계의 이론적 해석에서 분사관내 비정상 유동방정식을 풀기위한 방법으로는 특성곡선법 및 유한차분법에 의한 해석방법^{3,4)}이 제시되었고, 분사관 및 연료펌프, 노즐부분에서의 공동현상(cavitation)에 따른 연료밀도 및 체적탄성계수의 변화를 고려한 해석^{5,6)}도 연구되었다.

따라서, 본 연구에서는 연료캠의 형상이 연료분사특성에 미치는 영향을 알기 위해 연료캠을 6가지 형상으로 변경하였을 때, PLN(pump-line-nozzle) 분사계의 분사특성 변화를 수치계산을 통해 고찰하였다. 수치계산과정에서 분사관내의 해석에는 공동현상에 따른 연료의 밀도변화를 고려한 특성곡선법을 적용하였으며, 계산결과를 실험치와 비교하여 계산치의 타당성을 검증하였다. 수치계산에 의하면 연료분사특성인 최대분사압력, 최대분사율 및 분사말기의 분사압력강하는 캠의 양정속도에 비례하는 특성을 나타내었다.

2. 이론 해석

2.1 연료분사계 모델

연료분사계의 특성해석을 위하여 중형 고속 디젤기관에 일반적으로 사용되고 있는 직열형 분사펌프, 분사관 및 홀(hole)형 연료분사노즐을 대상으로 Fig. 1과 같이 모델화 하였다.

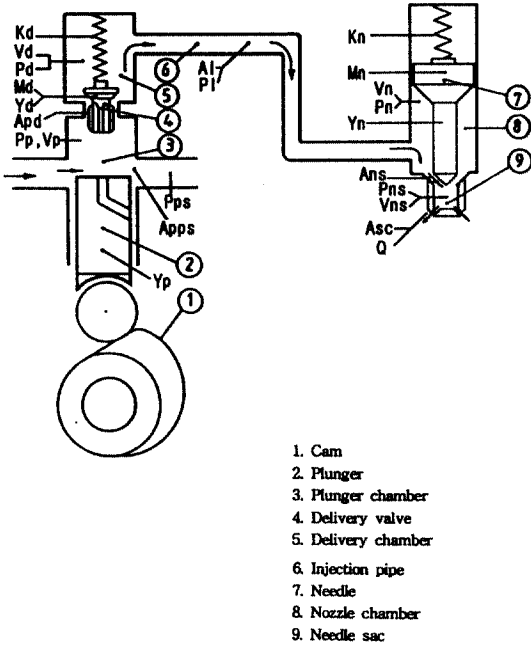


Fig.1 Schematic diagram of fuel injection system

2.2 연료분사계 지배방정식

2.2.1 연료분사펌프

연료분사펌프는 연료캠에 의해 구동되는 플런저와 플런저실, 토출밸브와 토출실로 나누어져 있다. 압력공간이 형성되는 부분에서는 연속방정식을 적용하였으며, 운동부분인 토출밸브에서는 운동방정식을 적용하였다.

· 플런저실 연속방정식

$$\frac{V_p}{B_p} \cdot \frac{dP_p}{dt} = A_p U_p - C_{ps} A_{ps} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_s)} - C_{pd} A_{pd} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_d)} - A_d U_d - Q_{lkl} \quad (1)$$

· 토출밸브실 연속방정식

$$\frac{V_d}{B_d} \cdot \frac{dP_d}{dt} = A_d U_d - C_{pd} A_{pd} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_d)} - C_{dl} A_l \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_l)} \quad (2)$$

· 토출밸브 운동방정식

$$M_d \cdot \frac{dU_d}{dt} = \mu_d A_d (P_p - P_d) - W_d - CD_{dl} U_d - K_d Y_d \quad (3)$$

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

2.2.2 연료분사노즐

홀형 노즐은 핀틀(pintle)형 노즐과는 달리 니들밸브 하부에 니들색이 형성되어 있으므로, 2개의 압력공간(노즐실과 니들색)과 1개의 운동체로 구성된 것으로 하여 각각의 연속방정식과 운동방정식을 적용하였다.

· 니들실내 연속방정식

$$\frac{V_n}{B_n} \cdot \frac{dP_n}{dt} = C_{ln} A_l \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_l - P_n)} - A_n Y_n - C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_s)} - Q_{lkl} \quad (5)$$

· 니들색내 연속방정식

$$\frac{V_{sv}}{B_{sv}} \cdot \frac{dP_{sv}}{dt} = C_{ns} A_{ns} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_n - P_{sv})} - C_{sc} A_{sc} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{sv} - P_{cyl})} \quad (6)$$

· 니들밸브의 운동방정식

$$M_n \cdot \frac{dU_n}{dt} = \mu_{ns} (A_{n1} - A_{n2}) P_n + [A_{n1} - \mu_{ns} (A_{n1} - A_{n2})] P_{sv} - W_n - CD_{ns} U_n - K_n Y_n \quad (7)$$

$$\frac{dY_n}{dt} = U_n \quad (8)$$

2.2.3 연료분사관

연료분사관내의 흐름을 1차원 비정상유동으로 취급하여, 속도에 비례하는 마찰항을 고려하면 다음과 같은 운동방정식 및 연속방정식으로 나타낼 수 있다.

· 운동방정식

$$\frac{\partial Q}{\partial X} + \rho \frac{\partial U}{\partial t} + 2\rho\lambda U = 0 \quad (9)$$

· 연속방정식

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{a^2\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (10)$$

여기서, 대류항은 분사특성에 미치는 영향이 미약하므로 무시하였다⁷⁾.

분사기간중 분사관내의 흐름은 난류이고, 단면적 A가 일정하므로 흐름의 속도 U가 관단면적에 대하여 균일하다고 취급하면 분사관내 운동방정식 및 연속방정식 (9), (10)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

· 운동방정식

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\lambda}{2DA} \cdot Q \cdot |Q| = 0 \quad (11)$$

· 연속방정식

$$\frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{A}{a^2\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (12)$$

식(11)에서 유량 Q에 대한 절대치기호는 역류에서도 식(11)이 적용될 수 있음을 나타낸다.

2.3 수치 계산

양정 및 양정기간이 동일한 6종류의 연료캠 형상에 따른 분사특성변화를 고찰하기 위해, 연료분사계의 지배방정식을 분사펌프와 노즐, 그리고 분사관으로 분리하여 수치계산을 하였다.

연료분사계의 각 압력공간 입·출구측을 통하는 유체의 유량을 계산하기 위해서 각 부분을 오리피스로 취급하여 오리피스 방정식을 적용하였다. 오리피스에서의 통과유량은 유체의 유속과 기하학적 단면적, 유량계수에 의해 영향을 받으며 계산과정에 적용된 유량계수는 식(1), (2) 및 식(5), (6)에 나타난 6개 이다.

니들밸브와 노즐측에서의 유량계수는 연구자에 따라 조금씩 상이하나 0.6과 0.7 범위의 상수값을 적용하였거나^{8,9)}, Euler No.10와 니들밸브 양정의 함수¹¹⁾를 적용하고 있으므로 본 계산에서도 니들

밸브의 양정에 의해 유량계수를 결정하였다. 한편 니들밸브의 유로면적은 니들양정에 따라 계산되었으며 그 밖의 플런저내 배출구 및 토출밸브, 분사관 입·출구에서의 유량계수등은 참고문헌¹²⁾의 수치를 참고하였다.

분사관에서는 비정상유동방정식을 특성곡선법에 적용하여 상미분화시킨 후 유한차분법(finite difference method)를 적용하였다. 연료분사펌프 및 연료분사노즐의 지배방정식은 Runge - Kutta법을 이용하여 계산하였다. Fig. 2는 본 계산에 적용한 계산흐름도(flow chart)를 나타낸다.

연료분사관에 대한 계산과정은 다음과 같다. 유도된 지배방정식 (11), (12)를 Fig.3의 특성격자선에 적용하여 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

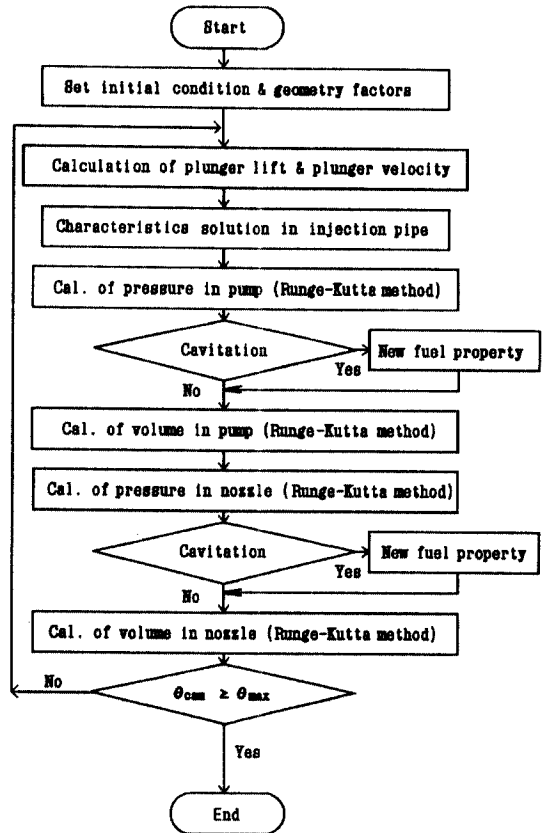


Fig. 2 Flow chart for numerical methods

$$Q_z - Q_w + \frac{A}{\rho a_w} (P_z - P_w) + \frac{\lambda_w \Delta t Q_w |Q_w|}{2DA} = 0 \quad (13)$$

$$Q_z - Q_y - \frac{A}{\rho a_y} (P_z - P_y) + \frac{\lambda_y \Delta t Q_y |Q_y|}{2DA} = 0 \quad (14)$$

$$X_z - X_w = a_w \Delta t \quad (15)$$

$$X_z - X_y = a_y \Delta t \quad (16)$$

연료분사관내에서의 수치계산은, 초기시간 $t = t_0$ 일때의 각 구간에서의 압력과 유량에 관한 값을 대입한 후, 식(13)~(16)을 이용하여 Δt 시간 이후의 새로운 압력과 유량을 계산하였다. 이때, Δt 시간 이후의 압력과 유량은 전체분사관을 통하여 동일한 간격으로 분할하였으며, 수치계산의 안정화를 위해 구간의 크기 ΔX 는 다음의 조건을 만족시켰다. $\frac{\Delta X}{\Delta t} \geq a$ 즉, $\Delta X \geq a \Delta t$ 이다.

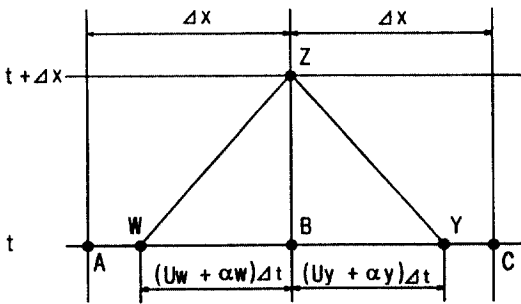


Fig. 3 X - t plane

Fig. 3에서 시간 $t = t_0$ 일 때, 각 구간의 교점 A, B, C에서의 초기압력과 유량을 대입한 후 보간법(interpolation method)을 이용하여 W, Y의 값을 각각 계산하였다. 계산된 W, Y의 값을 식(13)~(16)에 대입한 후 연립방정식을 풀어 Z에서의 새로운 압력값과 유량값을 계산하였다.

연료분사펌프의 토출밸브와 연결되는 분사관 입구측과 연료분사노즐에 연결되는 분사관 출구 부분에서는 보간법과 함께 펌프측과 노즐측의 각

경계조건을 적용하여 계산하였다.

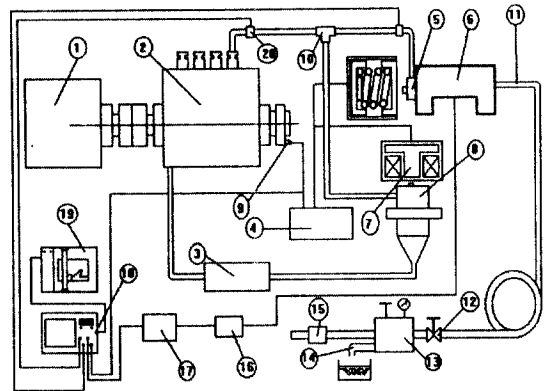
3. 실험치와 계산치의 비교

3.1 실험장치 및 방법

모델화된 연료분사계를 이론해석을 통한 수치 계산프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 4와 같이 실험장치를 구성하였다.

실험에 적용한 연료캠은 접선캠으로서 양정이 9mm, 분사펌프는 플런저의 직경이 9.5mm, 플런저 양정이 9mm인 Bosch 분사펌프이다. 연료 분사관은 직경이 1.8mm, 길이가 437mm이며, 니들 밸브 개방압력은 220 kgf/cm²이다.

연료분사펌프는 가변직류모터에 연결하여 구동시켰으며, 분당 회전수는 1750 rpm으로 고정하였다. 연료랙의 위치는 10.2에 일치시켰으며 이때 플런저의 유효양정(effective stroke)은 9mm이다. 분사압력은 분사펌프의 출구측에 연결된 분사관 앞단과 분사노즐에 연결된 분사관 끝단, 2곳에



- | | |
|----------------------|-------------------------------------|
| 1. V.S. motor | 2. Fuel injection pump |
| 3. Oil tank | 4. Single shot injection controller |
| 5. Testing injector | 6. Adapter |
| 7. Electromagnet | 8. Auxiliary injector |
| 9. Photo cell | 10. Three-side jointer |
| 11. Measuring tube | 12. Throttle valve |
| 13. Accumulator | 14. Air vent |
| 15. Relief valve | 16. Bridge box |
| 17. Strain amplifier | 18. Memory oscilloscope |
| 19. X-Y plotter | 20. Pressure transducer |

Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

1500 bar 압력변환기(pressure transducer)를 설치하여 측정하였다. 분사율은 Bosch식 분사율측정장치를 이용하여 측정하였다.

3.2 분사압력과 분사율의 비교

Fig. 5는 접선캠에 의해 구동되는 연료분사펌프의 토출실 출구측에 연결된 분사관의 입구에서 측정된 압력과 계산된 압력을 비교한 것이다. 압력이 상승하기 시작하는 캠각도가 55°로 계산치와 실험치가 서로 일치하였으며, 최고압력 또한 실험치가 544kgf/cm², 계산치가 552.4kgf/cm²으로서 1.5%의 오차를 나타내었다. 실험치에서 2차 압력파가 크게 형성되지 않는 것은 노즐내부에서의 압력손실 또는 완충효과에 의한 영향으로 판단된다.

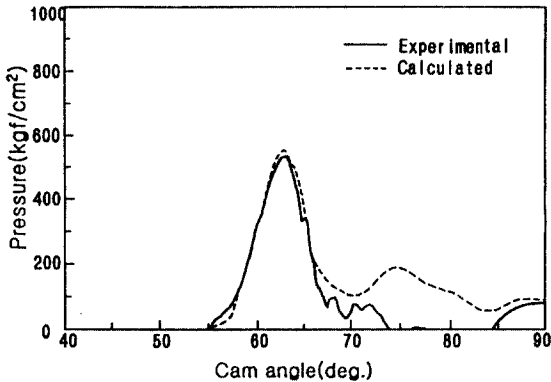


Fig. 5 Comparison of calculated and experimental results (at front of injection pipe)

Fig. 6은 노즐입구에 연결된 분사관 출구에서의 압력선도이다. 압력상승위치가 60°로 실험치와 계산치가 잘 일치하며, 최대압력은 실험치가 590 kgf/cm², 계산치가 555 kgf/cm²로 5.9%의 오차를 나타내고 있다. 계산치에서 나타난 2차 압력파의 상승은 수치계산에 적용한 유량계수 값의 오차에 따른 영향으로 판단된다. 그러나 계산된 2차 압력파의 크기는 니들밸브 개방압력보다 낮기 때문에 2차 분사를 발생시키지는 않는다.

Fig. 7은 연료분사율 선도이다. 최대분사율은 실험치가 7.14mm/deg., 계산치가 7.05mm/deg.로 1.3%

의 오차를 나타내었다. 누적분사량은 실험치가 55 mm/stroke, 계산치가 51mm/stroke로 7.3%의 오차를 나타내었다.

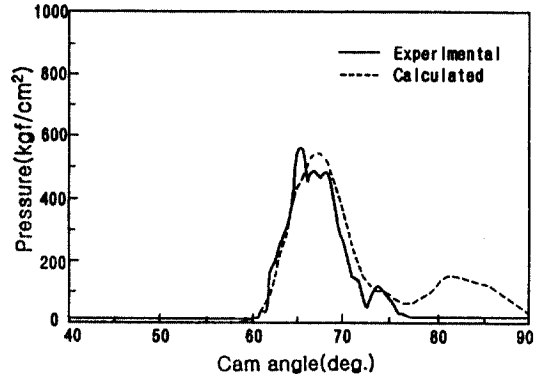


Fig. 6 Comparison of calculated and experimental results (at the end of injection pipe)

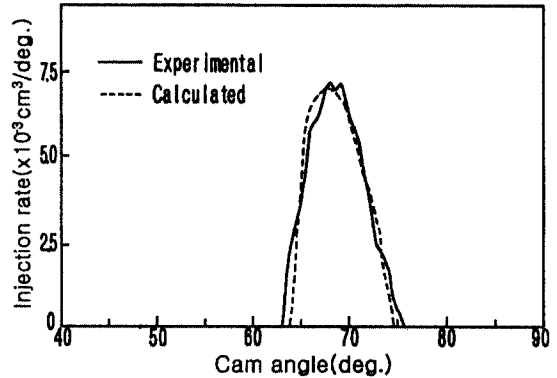


Fig. 7 Comparison of calculated and experimental results for injection rate

이상과 같이 분사기간중의 압력파의 형태와 분사율의 형태는 계산결과와 실험결과가 잘 일치하고 있음을 나타내고 있다. 그러나 분사후기의 압력파 크기는 계산치가 실험치보다 크게 나타났으나, 이들은 니들밸브의 개방압력보다는 낮아 2차 분사를 발생시키지 않기 때문에 분사율 형태에는 큰 영향을 주지 않는다. 따라서 분사계의 작동범위 내에서의 수치계산은 타당한 것으로 판단된다. 그러나 실험결과와 계산결과와의 정확한 일치를 위해서는 분사펌프 및 노즐의 내부 형상치수와

유량계수가 보다 정밀하게 측정되어 계산에 적용되어야 할 것으로 판단된다.

4. 연료캠 형상에 의한 분사압력과 분사울의 검토

4.1 분사압력

양정과 양정기간이 같은 6종류의 연료캠 형상에 따른 분사관 출구에서의 분사압력 계산결과를 Fig. 8에 나타내었다.

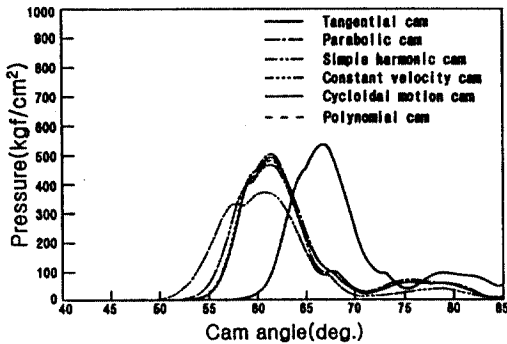


Fig. 8 Calculated pressures at the end of injection pipe

Fig. 8에서 접선캠의 압력곡선이 다른 캠들의 압력곡선보다 뒤에서 형성되는 것은 캠의 양정특성이 상이하기 때문이다. 등속도캠의 압력곡선은 다른 캠들의 압력곡선에 비해 완만하게 상승한 후 완만하게 감소하였고, 최대압력값도 가장 작게 나타났다. 단순조화캠, 포물선캠, 사이클로이드캠 및 폴리노미얼캠의 압력곡선은 거의 동일한 형태를 나타내었다. 접선캠의 경우 압력곡선의 형태는 다른 캠들과 유사하였으나 최대압력값이 다른 캠들에 비해 가장 크게 나타났다.

Fig. 8에서 보여주는 압력곡선들의 경향을 캠의 특성과 비교하기 위하여, 유효양정기간중의 캠 평균속도와 비교하면 Table 1과 같다.

Table 1에서 보면 최고압력은 평균속도에 비례하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 원인으로는

연료압축시 분사펌프의 배출구를 통한 유출량보다 플런저 상승에 의한 압축량이 더 크기 때문이라 생각된다. 이러한 결과로 볼 때 식(1)에서 플런저의 속도 U_p 의 크기가 플런저실내 압력형성에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다. 즉 U_p 의 크기가 연료캠 형상에 의해 결정되므로 캠속도 U_p 의 크기가 큰 캠형상에서 가장 큰 분사압력이 형성되는 것을 수식에 의해서도 알 수 있다.

Table 1 Maximum injection pressure and velocity of cams

	분사관 출구측		연료캠 평균속도 (m/s)
	최대압력 (kgf/cm ²)	각도 (deg.)	
접선캠	555.4	67.5	3.77
포물선캠	501.3	61.5	3.0
단순조화캠	464.0	61.4	2.38
등가속도캠	369.6	61.0	1.52
사이클로이드캠	490.0	61.5	3.03
폴리노미얼캠	478.0	62.0	2.84

Table 2 Pressure drop rate, cam velocity and acceleration of cams

	압력강하율 kgf/cm ² /deg	캠속도 (m/s)	캠가속도 (m/s ²)
접선캠	101.4	2.98	1429
포물선캠	94.4	2.85	10.22
단순조화캠	96.1	2.36	136.4
등속도캠	67.8	1.52	0
사이클로이드캠	92.7	3.0	259.9
폴리노미얼캠	88.7	2.82	197

한편 분사말기의 압력강하율은 분무의 미립화에 크게 영향을 미치므로 분사압력강하율이 큰 것이 요구된다. 따라서 분사관 출구측의 압력선도인 Fig. 8을 이용하여 유효양정 종료시점에서의 압력강하율과 캠속도 및 가속도를 구해보면 Table 2와 같다. Table 2에서 보면 압력강하율은 접선캠이 101.4 kgf/cm²/deg.로 가장 크고, 등속도

kgf/cm²/deg.로 가장 낮았다. 이때의 접선캠의 속도가 2.98 m/s, 가속도가 1429 m/s²로 각각 가장 큰 값을 나타내었다. 그러나 다른 캠에서는 압력강하율이 캠의 속도 또는 가속도의 크기순에 따르지 않는 것으로 보아 다른 인자의 영향을 받는 것으로 판단된다. 그러나 압력강하율이 큰 캠일수록 캠 속도도 큰 것으로 보아, 플런저의 상승속도가 클수록 플런저의 펌핑(pumping)효과가 증대되어 압력강하율이 커지는 것으로 판단된다.

4.2 분사율 및 분사량

각 캠들에 대한 연료분사율 선도를 Fig. 9에 나타내었다. 초기분사율을 나타내는 분사율 상승부분의 기울기는 거의 동일한 경향을 보이고 있다.

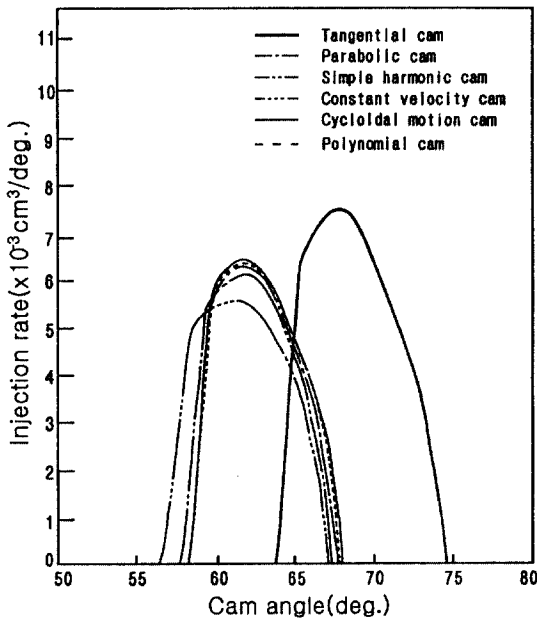


Fig. 9 Calculated injection rate

압축비가 높은 직접분사식 디젤기관의 착화지연기간이 0.32 ms¹³ 정도라면, 캠의 회전수가 1750rpm일 때 캠각도로 3.4° 이므로 이때 분사되는 연료량을 초기분사량으로 하여 전체분사량에 대한 초기분사량의 비율을 Table 3에 나타내었다.

Table 3에 나타낸 바와 같이 착화지연중의 분

사비율은 등속도캠이 22.4%로 가장 낮고 접선캠이 27.6%이며, 단순조화캠, 포물선캠, 사이클로이드캠, 폴리노미얼캠 순으로 나타났다.

Table 3 Ratio of initial injection quantity to total injection quantity

	초기분사량 ($\times 10^3$ cm ³ /deg)	초기분사비율 (%)	유효양정 직전속도 (m/s)
접선캠	1.34	27.6	2.76
포물선캠	1.17	30.2	2.70
단순조화캠	1.10	28.2	2.33
등속도캠	0.88	22.4	1.51
사이클로이드캠	1.24	31.3	2.96
폴리노미얼캠	1.30	33.2	2.77

가장 낮은 초기분사량을 보인 등속도캠이 다른 캠에 비해 유효양정직전의 평균속도도 가장 낮았던 점을 고려하면, 초기분사량도 캠속도의 영향을 받는 것으로 판단되나 초기분사량이 높은 캠에서의 캠속도는 초기분사비율과 모두 비례하지는 않았다. 이는 초기분사량이 단순히 유효압축양정 초기의 캠 속도에만 영향을 받는 것이 아니라 초기분사가 지속되는 기간중의 캠속도와 이에 따른 분사압력의 상승형태에도 영향을 받는 것으로 판단된다.

각 캠에 따른 최대분사율과 분사관 출구측의 최대분사압력을 비교하면 Table 4와 같다. Table 4

Table 4 Maximum injection rate and injection quantity

	최대분사율 ($\times 10^3$ cm ³ /deg)	연료분사량 (mm ³ /stroke)	분사관출구 최대분사압력 kgf/cm ²
접선캠	7.05	51.0	555.4
포물선캠	5.97	40.7	501.3
단순조화캠	5.76	40.1	464.0
등속도캠	5.22	41.1	369.6
사이클로이드캠	6.07	41.6	490.0
폴리노미얼캠	6.00	41.1	478.0

에서 보면 분사압력의 크기에 비례하여 최대분사율이 증가함을 알 수 있다. 최대분사압력의 크기는 캠속도의 영향을 받으므로, 캠속도가 최대분사율에도 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

그러나 1회 분사량은 접선캠이 51mm/stroke인 것을 제외하고는 모두 40~41mm/stroke로 큰 차이가 없어 분사량은 최대분사율에 크게 영향을 받지 않는 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 홀형 노즐을 갖는 PLN 디젤분사계에 있어서 캠의 형상에 따른 분사특성을 해석하기 위해 수학적 모델을 만들고 수치계산을 하였다. 수치계산과정의 타당성을 검증하기 위하여 연료분사압력 및 분사율의 계산치와 실험치를 비교한 결과 두 값이 일치하는 경향을 나타내었다. 6종류의 캠에 대한 분사특성을 고찰하기 위하여 수치계산을 한 결과는 다음과 같다.

- 1) 최대분사압력, 최대분사율 및 분사압력강하율은 플런저의 유효압축양정에서 초기속도 및 평균속도가 큰 접선캠에서 가장 크게 나타났으며, 속도가 낮은 등속도캠에서 낮게 나타났다.
- 2) 초기분사비율은 유효압축양정 직전의 캠속도가 작은 등속도캠에서 가장 작게 나타났으나, 초기분사비율과 유효압축양정 직전의 캠속도와 정확히 비례하지는 않았다.
- 3) 6종류의 캠중 접선캠의 분사량, 최대분사비율 및 압력강하율이 가장 크게 나타났으며, 등속도캠은 초기분사비율을 포함한 다른 특성치가 가장 낮게 나타났다.
- 4) 연료 분사계의 수치계산 정확도를 높이기 위해서는, 연료분사펌프 및 노즐의 상세한 치수외에 유량계수에 관한 보다 정밀한 계측 및 고찰이 필요함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) T. Kamimoto, "Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in

- a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames", SAE No. 871610, 1987
- 2) H. Yokota, "Fast Burning and Reduced Soot Formation via Ultra-High Pressure Diesel Fuel Injection", SAE No. 910025, 1991
- 3) Shin Mastuoka, "A Study of Fuel Injection Systems in Diesel Engine", SAE No. 760551, 1976
- 4) K. Kumar, "A Finite Difference Scheme for the Simulation of Fuel Injection System", SAE No. 831337, 1983
- 5) E. B. Wylie, J. A. Bolt, and M. F. El-Erian, "Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation", SAE No. 710509, 1971
- 6) G. A. Becchi, "Analytical Simulation of Fuel Injection in Diesel Engine", SAE No. 710568, 1971
- 7) 松岡信, "ディーゼル機関の燃料噴射系に関する研究", 日本機械學會論文集(第2編), 40卷, 332號, pp. 1124~1133, 1974
- 8) B. G. Bunting and J. A. Kimberly, "Development of a Square Injection with a Pump-Line-Nozzle System", SAE No. 851581, 1985
- 9) R. Scullen and R. J. Hames, "Computer Simulation of the GM Unit Injector", SAE No. 780161, 1978
- 10) 横田源弘, "ディーゼル機関用 燃料多孔ノズルの油キャビテーション特性", 日本機械學會論文集(B編), 57卷, 539號, 1991
- 11) Min Xu, Keiya Nishida and Hiroyuki Hyroyasu, "A Practical and Spray Penetration in Diesel Engine", SAE No. 920624, 1992
- 12) V. Streeter, "Fluid Mechanics", New York, McGraw-Hill Book Co., 1958
- 13) J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", New York, McGraw-Hill Book Co., pp. 539~545, 1988