

디 이 젤 機 關 燃 料 噴 射 系 의 시 물 레 이 션

Simulation of the Fuel-Injection System in a Diesel Engine

蔡 載 宇** · 吳 信 奎*
Jae-Ou Chae · Shin-Kyu Oh

Abstract

Recently, the problem of exhaust gas pollution is increasingly being aggravated by the active use of the Diesel engine. For the fuel-injection system which affects the composition of exhaust gas from the Bosch type single-hole nozzle in the Diesel engine, a mathematical model was set up to study pressure variations in the high pressure pipe, the injection rate, and the needle lift.

The fundamental equations of the mathematical model have been solved by the Newton-Raphson Method applying the Finite Difference Method. The effective stroke of the injection pump plunger due to a change in engine rpm was calculated by the measurement of Control Rack, Pinion, and Plunger sizes and by the use of Characteristic Curve of Governor.

The computed results for the pressure variations in the high pressure pipe and needle lift at 800 rpm and 1000 rpm are in good agreement with experimental ones in general.

By a developed program, the effects of other various parameters will be calculated for the performance of the fuel-injection system.

記 號		P	: 壓力	N/m ²
		S	: 面積	m ²
a	: 加速度	m/s ²	T	: 時間
C	: 減衰係數	N.s/m	U	: 速度
c	: 音速	m/s	V	: 體積
D	: 流量係數		X	: 길이
E	: 體積彈性係數	N/m ³	Y	: 揚程
K	: 스프링常數	N/m	α	: 受壓有效係數
M	: 質量	kg	ρ	: 密度
				kg/m ³

*正會員, 仁荷大學校 機械工學科

**仁荷大學校 大學院

添 字

- c : 空洞
- d, de : 吐出밸브 혹은 吐出밸브室
- da : 連絡孔
- LS : 吐出밸브室 出口
- LL : 노즐蓄壓室 入口
- n, na, nb : 노즐 혹은 니어들 밸브
- nc : 노즐噴口部
- p : 플런저 혹은 플런저 배런室
- ps : 燃料流入口

1. 緒 論

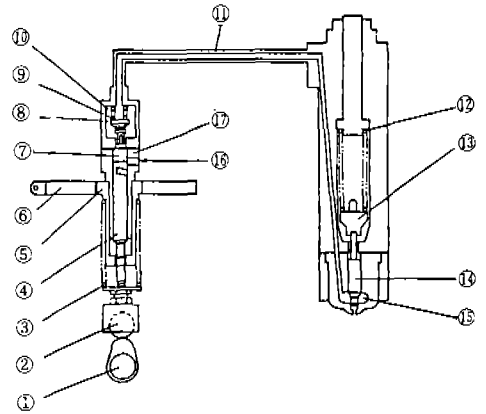
디젤 機關에 있어서 燃料噴射는 燃料噴射機 構에 依해 이루어지며 機關 運轉時 最適의 噴射 壓力로 適當한 燃料量을 실린더內에 噴射해 주 기 爲해서는 燃料噴射機構의 解析과 그 解析에 따른 設計 및 製作이 要求된다.

近來에는 디젤 機關의 活潑한 使用으로 因 하여 CO, NO_x, THC 等の 公害問題가 深刻히 擡 頭되고 있어 排出가스 組成에 커다란 影響을 주 는 燃料噴射系의 解析은 極히 重要한 일이다.

燃料噴射系를 解析하기 爲해 많은 實驗과 數 學的 모델 作業이 遂行되어 왔으며^(1,2,3,4,5) 우리 나라에서는 1960年代 後半부터 이루어지고 있 다.^(6,7,8,9,10)

이 中 디지털 컴퓨터를 利用한 噴射系의 解析 內容을 考察해 보면 機關回轉數 變化에 따른 噴 射점프 플런저(以下 플런저로 稱한다)의 回轉은 考慮하지 않고 空洞現象을 考慮하여 基本方程式 을 有限差分法을 利用한 單純 反復法으로 풀어 理論計算 結果로 燃料噴射系를 檢討하였거나⁽⁸⁾ 機關回轉數 變化에 따른 플런저의 回轉은 考慮 하였으나 空洞現象은 考慮하지 않고⁽⁹⁾ 基本方程式 을 有限差分法의 Runge-Kutta 方法에 依한 理 論計算 結果와 實驗에 依한 結果를 比較 檢討하 고 있다.⁽¹⁰⁾

本 研究에서는 디젤 機關에 使用되고 있는 Bosch式 單孔 노즐形 燃料噴射機構의 플런저, 조 절랙 및 피니언의 크기를 測定하고 조속기 性能 曲線과의 關係로 부터 機關回轉數 變化에 따른



- 1. Cam
- 2. Roller
- 3. Spring
- 4. Plunger
- 5. Pinjon
- 6. Control Rack
- 7. Plunger Barrel Chamber
- 8. Delivery Valve
- 9. Delivery Valve Spring
- 10. Delivery Chamber
- 11. High Pressure Pipe
- 12. Needle Valve Spring
- 13. Spring Connector
- 14. Needle Valve
- 15. Nozzle Chamber
- 16. Inlet(or Spill)Port
- 17. Plunger Barrel

Fig.1 Schematic Illustration of Injection System

플런저의 有效行程을 求하여 그 값을 數學的 모 델에 適用시켰다. 基本方程式은 有限差分法을 利 用한 Newton-Raphson의 方法으로 풀어 空洞을 考慮하였을 때와 考慮하지 않았을 때의 噴射管 內 壓力 및 니어들밸브 揚程 等を 檢討하였고 또 한 實驗値와도 比較하였다.

2. 조절랙의 位置와 플런저의 回轉關係

2-1 조절랙 및 피니언의 諸元

조절랙 및 피니언의 諸元은 Table 1과 같다.

Table 1. Specification of Control Rack and Pinion

	Module	Pitch(mm)	P. C. D(mm)	Pressure Angle(°)	Stroke(max)(mm)
Rack	0.8	1.572	∞	14	21(25)
Pinion	0.5	1.572	21.5	14	

2-2 플런저의 諸元

플런저의 크기를 測定하여 Fig.2에 나타내었다.

2-3 조속기 性能曲線

조속기 性能曲線은 Fig.3에 나타나 있다.

2-4 有效行程의 算出

Fig.2와 Fig.4를 參照하면 조절랙 및 피니언

의 組立은 各各의 中心에서 이루어지며 이 組立 位置에서 -12.5mm 位置를 角度로 換算해 보면

$$\theta_1 = \frac{360^\circ \times 12.5}{PCD \times \pi}$$

가 되고

$$\theta_1 = \theta_2 - 15^\circ$$

$$\theta_2 = 90^\circ - \theta_1$$

이다. 따라서 任意의 角度 θ_2 (Rad)에 對해서는

$$\text{조절래의 변위 (mm)} = r \times \theta_2$$

의 關係가 成立하므로

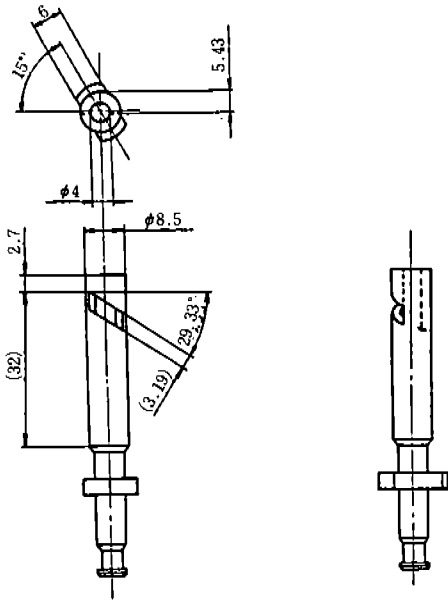
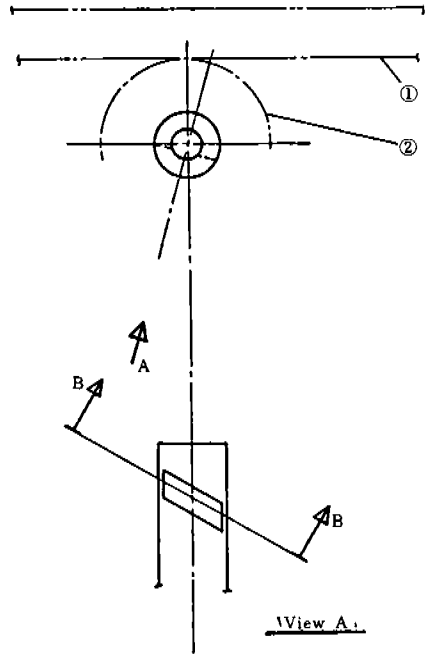


Fig. 2 Specification of Plunger



- 1. Rack
- 2. P.C. of Pinion
- 3. Setting Position
- 4. Zero Point of Effective Stroke

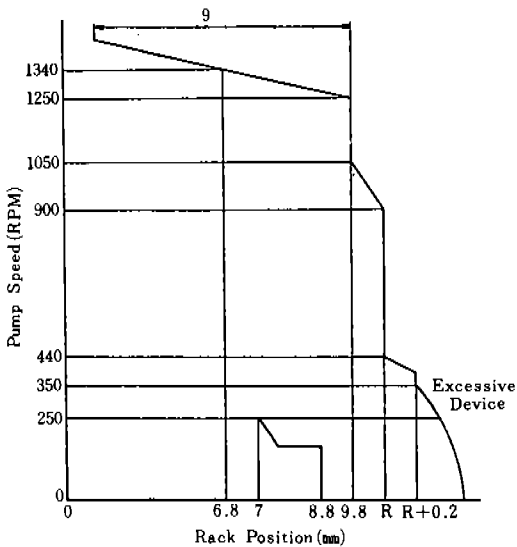


Fig. 3 Characteristic Curve of RAD Type Governor (Full Load)

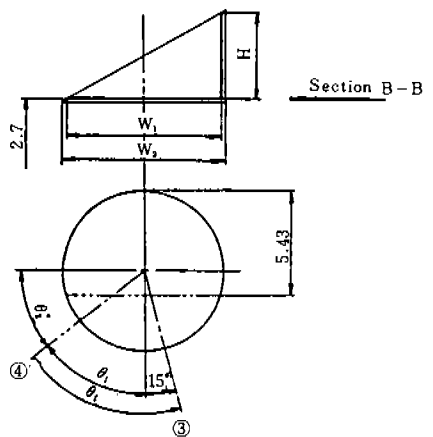


Fig. 4 Concerning Drawing of H Calculation

$$\theta_s^\circ = \frac{\text{조절력의 변위 (mm)} \times 180^\circ}{r \text{ (mm)} \times \pi}$$

$\theta_s^\circ = \theta_i^\circ + \theta_o^\circ$ 라 하면 θ_s° 에 따른 경사홈까지의 높이 H는

- (i) $\theta_i^\circ \geq 90^\circ$ 일때
 $\theta_o^\circ = \theta_i^\circ - 90^\circ$

$$H = \left(\frac{W_1}{2} + \sin \theta_i^\circ \times \frac{D}{2} \right) \tan \theta^\circ$$

- (ii) $\theta_i^\circ < 90^\circ$ 일때

$$H = \left(\frac{W_1}{2} - \cos \theta_i^\circ \times \frac{D}{2} \right) \tan \theta^\circ$$

가 된다. 여기에서 r은 피니언의 피치円の 半徑, PCD는 피치円 直徑, θ° 는 플런저의 경사홈의 각을 各各 나타낸다. 따라서

$$\text{有效行程} = 2.7 + H - \text{燃料流入口直徑} - \text{.Prestroke}$$

가 된다.

3. 基本方程式

燃料噴射系를 다음의 假定下에 펌프側, 노즐側 및 噴射管側의 세部分으로 나누어 基本方程式을 세운다.^(2,3)

3-1 假 定

- 1) 壓力 및 時間變化에 따른 溫度變化는 無視한다.
- 2) 燃料의 体積彈性係數, 音速, 噴射管内抵抗, 密度 등은 一定하다.
- 3) 燃料噴射系 構造物의 彈性變形은 考慮하지 않는다.
- 4) 실린더內 壓力는 一定하다.
- 5) 空洞은 絕對壓力 0 N/m^2 에서 發生한다.
- 6) 各室과 噴射管의 各 區間 및 各 斷面에서, 어느 瞬間에 壓力이나 空洞 程度가 均一하다.
- 7) 噴射管 兩端의 壓力 損失은 無視한다.
- 8) 밸브가 닫히는 瞬間이나 밸브가 變位 上限線에 衝突하는 瞬間의 反撥力은 無視한다.
- 9) 絞縮部의 流量係數는 一定하다.

10) 管内흐름은 一次元으로 한다.

3-2 基本方程式

3-2-1 펌프側

1) 플런저 배럴室의 連續方程式

플런저의 움직임에 의해 排除된 燃料量은 플런저 배럴室에서 壓縮된 燃料量, 燃料流入口로 빠져나가는 燃料量, 吐出밸브를 통해 吐出밸브室로 빠져나가는 燃料量 및 吐出밸브의 움직임에 의한 容積變化量의 合과 같다.

$$U_p S_p = \frac{V_p dP_p}{E_p dT} + \textcircled{2} D_{pa} S_{pa} \left(\frac{2}{\rho} |P_p - P_{ps}| \right)^{0.5} + \textcircled{2} D_{aa} S_{aa} \left(\frac{2}{\rho} |P_p - P_a| \right)^{0.5} + S_a \frac{dY_a}{dT} \dots \dots \dots (1)$$

여기에서 ②는 絕對值의 符號를 表示하며 陽이면 +1, 陰이면 -1이다.

2) 吐出밸브室의 連續方程式

플런저 배럴室에서 吐出밸브 周圍를 通하여 吐出밸브室로 들어온 燃料量과 吐出밸브의 움직임에 의한 容積變化量과의 合은 吐出밸브室에서 壓縮된 燃料量과 噴射管으로 빠져나가는 燃料量과의 合과 같다.

$$S_a \frac{dY_a}{dT} + \textcircled{2} D_{aa} S_{aa} \left(\frac{2}{\rho} |P_p - P_a| \right)^{0.5} = \frac{V_a dP_a}{E_a dT} + U_{Ls} S_L \dots \dots \dots (2)$$

3) 吐出밸브의 運動方程式

$$M_a \frac{d^2 Y_a}{dT^2} + C_a \frac{dY_a}{dT} + K_a Y_a - \alpha_{ae} S_a (P_p - P_a) - W_{a0} \dots \dots \dots (3)$$

여기에서 W_{a0} 는 殘留壓力에 의한 힘과 初期 스프링력의 合이다.

4) 管端의 境界條件

$$P_a = P(1) \dots \dots \dots (4)$$

3-2-2 노즐側

1) 노즐蓄壓室의 連續方程式

噴射管에서 노즐蓄壓室로 流入된 燃料量은 노

충압壓室에서 壓縮된 燃料量, 니어들밸브의 움직임에 依한 容積變化量 및 噴射量의 合과 같다.

$$U_{Li} S_{Li} = \frac{V_n dP_n}{E_n dT} + S_{na} \frac{dY_n}{dT} + \textcircled{2} D_{nc} S_{nc} \left(\frac{2}{\rho} |P_n - P_{cyl}| \right)^{0.5} \dots\dots\dots(5)$$

2) 니어들밸브의 運動方程式

$$M_n \frac{d^2 Y_n}{dT^2} + C_n \frac{dY_n}{dT} + K_n Y_n = \alpha_n (S_{na} - S_{nb}) P_n + \{S_{na} - \alpha_n (S_{na} - S_{nb})\} P_{cyl} - S_{na} P_{atr} - W_{no}$$

여기서에 W_{no} 는 스프링의 初期力이다.

3) 管端의 境界條件

管出口部の 壓力을 P_j 라하면

$$P_j = P_n \dots\dots\dots(7)$$

3-2-3 噴射管側

1) 運動方程式

$$\frac{\partial P}{\partial X} + \rho \frac{\partial U}{\partial T} + 2\rho kU = 0 \dots\dots\dots(8)$$

k 는 速度에 比例하는 管路의 抵抗을 表示한다.

2) 連續方程式

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{c^2 \rho} \frac{\partial P}{\partial T} = 0 \dots\dots\dots(9)$$

$$R = \frac{V}{E} P + V_c \dots\dots\dots(10)$$

R 은 어떤 系의 燃料室 體積을 V 라 할때 燃料의 壓縮狀態 혹은 空洞 發生時의 燃料의 體積變化量을 뜻하며

(i) $R > 0$ 에 對해 $P = \frac{E}{V} R, V_c = 0$ (11a)

(ii) $R = 0$ 에 對해 $P = V_c = 0$ (11b)

(iii) $R < 0$ 에 對해 $P = 0, V_c = R$ (11c)

로 나타낸다.

空洞을 考慮할 境遇에는 (8), (9) 및 (10)式을 使用하였고 空洞을 考慮하지 않을 境遇에는 (8) 및 (9)式을 使用하였다.

4. 數值計算

4-1 有限差分化

Fig. 5를 參考하여 다음과 같은 關係를 얻는다.

$$\frac{\partial P}{\partial T} = \frac{P_{(k,j)} - P_{(k,j-1)}}{\Delta T} \dots\dots\dots(12a)$$

$$\frac{dY}{dT} = \frac{Y_{(k,j)} - Y_{(k,j-1)}}{\Delta T} \dots\dots\dots(12b)$$

$$\frac{d^2 Y}{dT^2} = \frac{Y_{(k,j)} - 2Y_{(k,j-1)} + Y_{(k,j-2)}}{(\Delta T)^2} \dots\dots\dots(12c)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{U_{(l+1,j)} - U_{(l,j)}}{\Delta X} \dots\dots\dots(12d)$$

對流項을 無視하면^(2,6)

$$a_{(k,j)} = \frac{U_{(k,j)} - U_{(k,j-1)}}{\Delta T} \dots\dots\dots(12e)$$

3-1의 假定과 (12)式을 利用하면

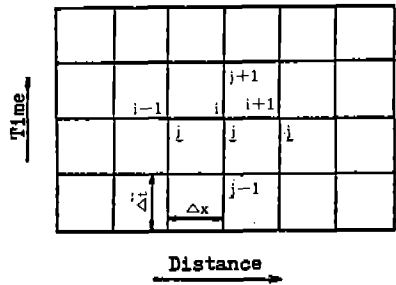


Fig. 5 Explicit Finite Difference Scheme

4-1-1 펌프側

(1), (2), (3) 및 (10)式은 各各 다음과 같이 變形된다.

$$S_p U_{p(j)} = \frac{V_{p(j)}}{E_p \Delta T} (P_{p(j)} - P_{p(j-1)}) + \textcircled{2} D_{pa} S_{pa} \left(\frac{2}{\rho} |P_{p(j)} - P_{p(j-1)}| \right)^{0.5} + D_{da} S_{da} \left(\frac{2}{\rho} |P_{p(j)} - P_{p(j-1)}| \right)^{0.5} + \frac{S_d}{\Delta T} (Y_{d(j)} - Y_{d(j-1)})$$

$$\frac{S_d}{\Delta T} (Y_{d(j)} - Y_{d(j-1)}) + \textcircled{2} D_{da} S_{da} \left(\frac{2}{\rho} |P_{p(j)} - P_{p(j-1)}| \right)^{0.5} = \frac{V_a}{E_a \Delta T} (P_{a(j)} - P_{a(j-1)}) + U_{(1,j)} S_L$$

$$\alpha_{ae} S_d P_{\rho(j)} = \alpha_{ae} S_d P_{d(j)} + \frac{M_d}{(\Delta T)^2} (Y_{d(j)} - 2Y_{d(j-1)} + Y_{d(j-2)}) + \frac{C_d}{\Delta T} (Y_{d(j)} - Y_{d(j-1)}) + K_d Y_{d(j)} + W_{do} \dots\dots\dots(15)$$

또 $c = \frac{\Delta X}{\Delta T}$ 로 부터

$$P_{(i,j)} = P_{(i,j-1)} + c \rho (U_{(i,j)} - U_{(i+1,j)}) \dots\dots\dots(16)$$

(13), (14), (15), (16)式을 利用하여 吐出밸브 揚程을

1) $Y_{d(j)} = 0$, 2) $0 < Y_{d(j)} < Y_{dmax}$ 및 3) $Y_{d(j)} = Y_{dmax}$ 로 分類하여 各 段階마다 吐出밸브室의 壓力 P_d 가 $P_{d(j)} > 0$ 이나 $P_{d(j)} = 0$ 이냐에 따라 方程式의 解를 求한다.

1) $Y_{d(j)} = 0$ 일때

(13)式을 利用하여 二次方程式을 푼다.

2) $0 < Y_{d(j)} < Y_{dmax}$ 일때

(15)式을 아래의 形態로 變形시킨다.

$$Y_{d(j)} = A_0 P_{\rho(j)} - A_0 P_{d(j)} + A_1 \dots\dots\dots(17)$$

여기에서

$$A_0 = \frac{\alpha_{ae} S_d}{\{M_d/(\Delta T)^2\} + C_d/\Delta T + K_d}$$

$$A_1 = \frac{\{M_d/(\Delta T)^2\} (2Y_{d(j-1)} - Y_{d(j-2)}) + C_d Y_d^{(j-1)}/\Delta T + W_{do}}{\{M_d/(\Delta T)^2\} + C_d/\Delta T + K_d}$$

이다.

(17)式을 (13)式에 代入한다.

$$A_{11} P_{\rho(j)} + A_{12} P_{d(j)} + A_{13} (|P_{\rho(j)} - P_{\rho\sigma}|)^{0.5} + A_{14} S_{da} (|P_{\rho(j)} - P_{d(j)}|)^{0.5} = A_{15} \dots\dots(18)$$

여기에서

$$A_{11} = \frac{V_{\rho(j)}}{E_p \Delta T} + A_0 \frac{S_d}{\Delta T}$$

$$A_{12} = -A_0 \frac{S_d}{\Delta T}$$

$$A_{13} = \textcircled{2} D_{\rho a} S_{\rho a} \left(\frac{2}{\rho}\right)^{0.5}$$

$$A_{14} = \textcircled{2} D_{da} \left(\frac{2}{\rho}\right)^{0.5}$$

$$A_{15} = S_p U_{\rho(j)} + \frac{V_{\rho(j)}}{E_p \Delta T} P_{\rho(j-1)} - A_1 \frac{S_d}{\Delta T} + \frac{S_d}{\Delta T} Y_{d(j-1)}$$

이다.

(16)式과 (17)式을 (14)式에 代入한다.

$$A_{21} P_{\rho(j)} + A_{22} P_{d(j)} + A_{23} S_{da} (|P_{\rho(j)} - P_{d(j)}|)^{0.5} = A_{24} \dots\dots\dots(19)$$

여기에서

$$A_{21} = A_0 \frac{S_d}{\Delta T}$$

$$A_{22} = -A_0 \frac{S_d}{\Delta T} - \frac{U_d}{E_d \Delta T} - \frac{S_1}{c \rho}$$

$$A_{23} = \textcircled{2} D_{da} \left(\frac{2}{\rho}\right)^{0.5}$$

$$A_{24} = -A_1 \frac{S_d}{\Delta T} + \frac{S_d}{\Delta T} Y_{d(j-1)} - \frac{V_d}{E_d \Delta T} P_{d(j-1)} - \frac{S_1}{c \rho} P_{d(j-1)} + U_{(2,j)} S_1$$

이다.

(18)式과 (19)式에 있는 $P_{\rho(j)}$ 대신 $P_{\rho a}$ 를, $P_{d(j)}$ 대신 P_{da} 를 假定한다.

$$F_1 = A_{11} P_{\rho a} + A_{12} P_{da} + A_{13} (|P_{\rho a} - P_{\rho\sigma}|)^{0.5} + A_{14} S_{da} (|P_{\rho a} - P_{da}|)^{0.5} - A_{15} \dots\dots(20)$$

$$F_2 = A_{21} P_{\rho a} + A_{22} P_{da} + A_{23} S_{da} (|P_{\rho a} - P_{da}|)^{0.5} - A_{24} \dots\dots\dots(21)$$

(20)式과 (21)式으로 부터

$$M_{11} = \frac{\partial F_1}{\partial P_{\rho a}}, \quad M_{12} = \frac{\partial F_1}{\partial P_{da}} \dots\dots\dots(22a)$$

$$M_{21} = \frac{\partial F_2}{\partial P_{\rho a}}, \quad M_{22} = \frac{\partial F_2}{\partial P_{da}} \dots\dots\dots(22b)$$

를 求하여

$$M_{11} \Delta P_{\rho a} + M_{12} \Delta P_{da} = -F_1 \dots\dots\dots(23a)$$

$$M_{21} \Delta P_{\rho a} + M_{22} \Delta P_{da} = -F_2 \dots\dots\dots(23b)$$

로 부터 $\Delta P_{\rho a}$ 와 ΔP_{da} 를 求할 수 있고

$$P_{pc} = P_{pa} + \Delta P_{pa} \dots \dots \dots (24a)$$

$$P_{de} = P_{da} + \Delta P_{da} \dots \dots \dots (24b)$$

를 計算하여 計算된 값 P_{pc} , P_{de} 와 假定值 P_{pa} , P_{da} 를 各各 比較하여 收斂할 때 까지 反復 計算 한다.

3) $Y_{di,j} = Y_{dmax}$ 일 때

$Y_{di,j} = Y_{dmax}$ 로 두고 4-1-1의 2)項을 遂行 시킨다.

4-1-2 노즐側

(5)式과 (6)式을 變形시키면

$$U_{L,j} S_L = \frac{V_n}{E_n \Delta T} (P_{n,j} - P_{n,j-1}) + \frac{S_{na}}{\Delta T} (Y_{n,j} - Y_{n,j-1}) + \textcircled{2} D_{nc} S_{nc} \left(\frac{2}{\rho} |P_{n,j} - P_{cyl}| \right)^{0.5} \dots \dots \dots (25)$$

$$\alpha_n (S_{na} - S_{nb}) P_{n,j} + \{ S_{na} - \alpha_n (S_{na} - S_{nb}) \} P_{cyl} - S_{na} P_{air} - W_{no} = \frac{M_n}{(\Delta T)^2} (Y_{n,j} - 2Y_{n,j-1} + Y_{n,j-2}) + \frac{C_n}{\Delta T} (Y_{n,j} - Y_{n,j-1}) + K_n Y_{n,j} \dots \dots \dots (26)$$

이 되며 1) $Y_{n,j} = 0$, 2) $0 < Y_{n,j} < Y_{nmax}$ 및 3) $Y_{n,j} = Y_{nmax}$ 로 나누어 $P_n > 0$, $P_n = 0$ 및 $P_n < P_{cyl}$ 의 各 境遇에 對해 方程式의 解를 求한다.

1) $Y_{n,j} = 0$ 일 때

(25)式을 푼다.

2) $0 < Y_{n,j} < Y_{nmax}$ 일 때

펌프側과 같은 方法으로 $P_{n,j}$ 와 $Y_{n,j}$ 에 對해 풀어 $P_{n,j}$ 代身 P_{na} 를, $Y_{n,j}$ 代身 Y_{na} 를 假定하여

$$P_{nc} = P_{na} + \Delta P_{na} \dots \dots \dots (27a)$$

$$Y_{nc} = Y_{na} + \Delta Y_{na} \dots \dots \dots (27b)$$

를 計算하여 이 計算된 값과 假定值를 各各 比較하여 收斂할 때 까지 反復시킨다.

3) $Y_{n,j} = Y_{nmax}$ 일 때

$Y_{n,j} = Y_{nmax}$ 로 두고 4-1-2의 2)項을 遂行 시킨다.

4-1-3 噴射管側

Fig. 6을 參考하여

1) 空洞을 考慮한 境遇

分割區間의 流量 增加量을 調査하여 燃料의 速度, 加速度, 體積變化量 및 다음 段階의 流量을 求한다.

$$U_{i,j} = \frac{Q_{i,j+1} - Q_{i,j}}{S_L \Delta T}$$

$$a_{i,j} = \frac{Q_{i,j+1} - 2Q_{i,j} + Q_{i,j-1}}{S_L (\Delta T)^2}$$

따라서 (8)式으로 부터

$$S_L (P_{i-1,j} - P_{i,j}) = \rho S_L \Delta X \left(\frac{Q_{i,j+1} - 2Q_{i,j}}{S_L} + \frac{Q_{i,j-1}}{(\Delta T)^2} \right) + 2k\rho S_L \Delta X \left(\frac{Q_{i,j+1} - Q_{i,j}}{S_L \Delta T} \right) \dots (28)$$

를 얻을 수 있다.

$$R_{i,j} = Q_{i,j} - Q_{i+1,j} + R_0$$

R_0 는 初期狀態의 體積變化量이다.

$$\frac{S_L \Delta X}{E} P_{i,j} + V_{c(i,j)} = Q_{i,j} - Q_{i+1,j} + R_0 \dots (29)$$

$$E = c^2 \rho \dots \dots \dots (30)$$

$$c = \frac{\Delta X}{\Delta T} \dots \dots \dots (31)$$

(28), (29), (30), (31)式으로 부터

$$Q_{i,j+1} = \frac{Q_{i+1,j} + Q_{i-1,j} - Q_{i,j-1} + 2k\Delta T}{1 + \frac{Q_{i,j} + V_{c(i,j)} - V_{c(i-1,j)}}{2k\Delta T}} \dots \dots \dots (32)$$

를 求할 수 있다.

여기에서 $Q_{i,j} = \sum_{j=0}^{j-1} (S_L U_{i,j} \Delta T)$ 이다.

2) 空洞을 考慮하지 않은 境遇

(8)式과 (9)式으로 부터 燃料의 速度를 求할 수

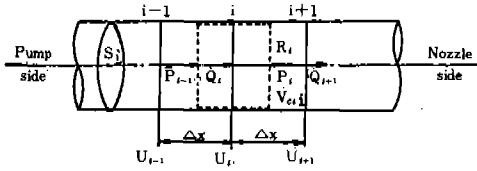


Fig. 6 Division of Pipe

있다.

$$U_{(k,j+1)} = \frac{U_{(k+1,j)} + U_{(k-1,j)} - U_{(k,j-1)} + 2k\Delta T U_{(k,j)}}{1 + 2k\Delta T}$$

4-2 計算에 사용된 數值 및 結果

위의 方程式을 풀기 爲하여 噴射管의 區間을 20個로 나누었으며, 아래의 數值를 代入하였다.

- 플런저 直徑: $8.5 \times 10^{-3} \text{m}$
- 噴射管 길이: 1m
- 音 速: $1250 \text{m/s}^{(4,8)}$
- 燃料의 密度: 830kg/m^3
- 燃料의 体積彈性係數: $c^2 \rho$
- 噴射管 內徑: $1.75 \times 10^{-3} \text{m}$

空洞을 考慮 하였을때와 考慮 하지 않았을때를 比較하기 爲하여 燃料噴射펌프速度 800rpm과 1000rpm을 選定하여 殘留壓力 0N/m^2 의 條件으로 計算하여본 結果 800rpm일때는 Fig. 7과 같이, 1000rpm일때는 Fig. 8과 같이 各各 나타났다. 實線은 空洞을 考慮한 境遇이며 點線은 空洞을 考慮하지 않은 境遇이다. 펌프側은 噴射管의 0.05m, 노즐側은 噴射管의 0.75m 位置이며 두 計算值들은 같은 傾向을 나타내고 있다. 一次波가 지난뒤의 二次波는 空洞을 考慮한 境遇에는 壓力波의 急激한 變動現象을 나타내고 있으나 空洞을 考慮하지 않은 境遇에는 壓力波의 急激한 變動現象은 볼 수 없다. 燃料噴射系의 諸般因子 變化에 따라 噴射壓力, 噴射率 등이 어떠한 影響을 받는가를 考察하여 燃料噴射機構 設計의 基礎資料를 얻기 爲해서는 空洞을 無視하고 燃料噴射系를 檢討할 수 있으나 噴射系에 空洞이 發生 한다는 實驗의 研究⁽¹¹⁾가 報告되었고

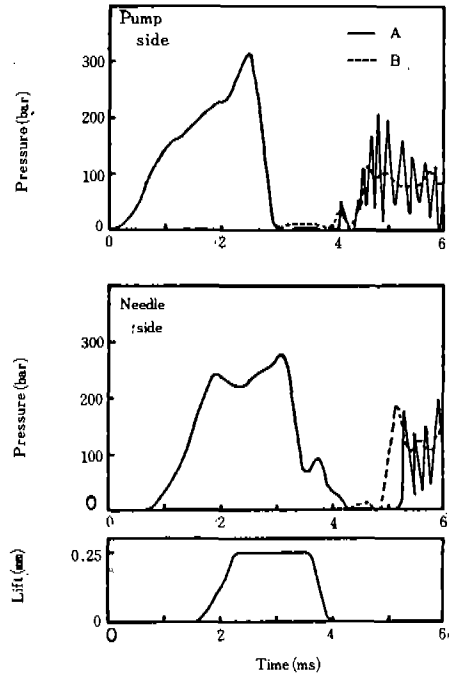


Fig. 7 Effect of Cavitation in the high Pressure Pipe at 800rpm.
A : Considering Cavitation Effect
B : Neglecting Cavitation Effect

前述한바와 같이 二次波의 波動形態도 空洞을 考慮한 것이 實驗値와 類似하므로 空洞을 考慮하여 實驗値와 比較하여 보았다. 燃料噴射펌프速度 800rpm과 1000rpm에서의 比較는 Fig. 9와 Fig. 10에 나타나 있다. 實線은 實驗値이며 點線은 計算値이다. 800rpm의 境遇, 펌프側 最高壓力이 實驗에서는 310bar인데 對해 計算値는 330bar이며, 1000rpm일때는 펌프側 最高壓力이 實驗値는 340bar인데 計算値는 360bar이며 二次噴射도 나타났다. 二次噴射가 나타난 것은 噴射管內 抵抗과 燃料流入口 및 吐出밸브 등의 流量係數의 不正確性 때문이라 생각된다. 燃料噴射펌프速度 800rpm 및 1000rpm의 計算結果 모두 實驗値보다 높은 殘留壓力을 나타내었으며 800rpm의 境遇 니이들밸브 閉止壓力의 70% 程度가 되었다.⁽¹²⁾ 實驗値보다 二次波가 먼저 일어나는 것은 音速, 噴射管內의 抵抗 및 空洞의 不正確性 때문이라 생각된다.

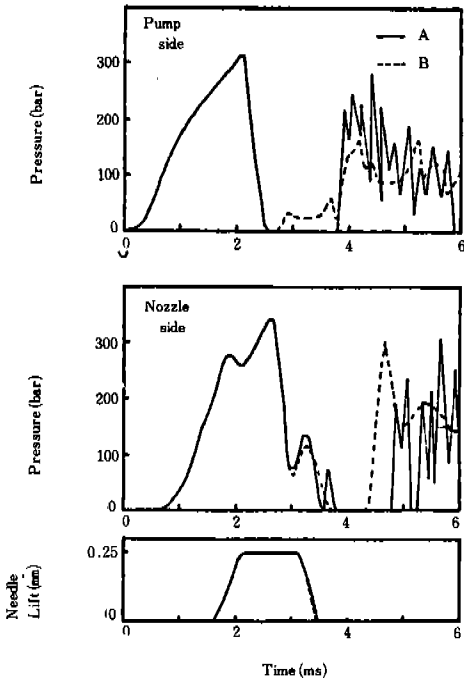


Fig. 8 Effect of Cavitation in the high Pressure Pipe at 1000rpm.

A : Considering Cavitation Effect
 B : Neglecting Cavitation Effect

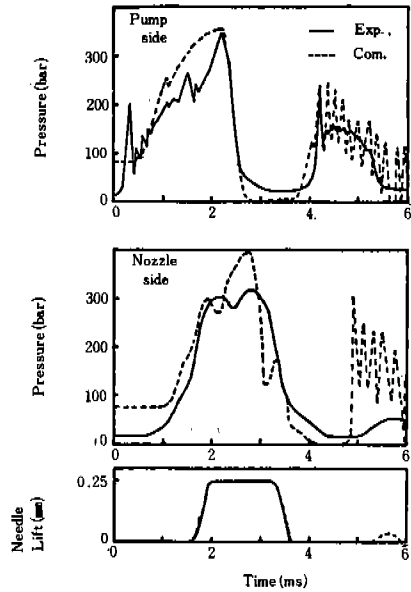


Fig. 10 Comparison of Experimental with Computed Results at 1000rpm.

5. 結 論

本研究は燃料噴射機構設計に 도움을 주고자 디젤 機關의 燃料噴射壓力 등을 數學的 모델을 통하여 豫測하였다. 機關의 回轉數 變化에 따른 플런저의 回轉 變化를 考慮하기 爲해 조절 락, 피니언 및 플런저의 크기를 測定하여 조속기 性能曲線과의 關係로부터 플런저의 有效行程을 求하였고 그 값을 噴射係의 數學的 모델에 適用시켜 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 殘留壓力 0 N/m^2 의 條件으로 空洞을 考慮하였을때의 數值解析 結果와 空洞을 考慮하지 않았을때의 數值解析 結果와는 別 差異가 없으나 二次波에서 空洞을 考慮한 境遇가 實驗値와 類似한 急激한 壓力波의 變動 現象을 나타내었다.

2) 燃料噴射펌프速度 800rpm과 1000rpm에서 的 實驗値와 空洞을 考慮한 境遇의 計算値와 比較해본 結果 펌프側 壓力과 니들밸브 揚程의 傾向은 잘 一致하였으며 計算値의 留殘壓力이 800rpm에서는 實驗値보다 높은 70bar이고 1000rpm에서는 80bar로 나타났으며 노즐側으로의 壓力傳播도 빨랐다.

Fig. 9 Comparison of Experimental with Computed Results at 800rpm.

3) 開發된 컴퓨터 프로그램을 利用하여 噴射系 諸般因자의 噴射壓力 및 噴射率에 미치는 影響을 考察함으로써 燃料噴射機構의 性能豫測이 可能하다.

後 記

本 研究을 遂行하는데 必要한 諸元 및 實驗值를 提供하여 주신 大宇重工業(株) 技術研究所와 助言과 參考資料를 提供해 주신 金熙喆 博士님께 感謝드립니다.

參 考 文 獻

1. 廣安博之外, "燃料噴射系의 解析的 研究," 日本機械學會論文集, 34卷 260號, pp. 755-768(1968. 4)
2. 松岡信 外, "ディーゼル機關 燃料噴射系에 關する 研究," 日本機械學會論文集(2部), 40卷 332號, pp. 1124-1133(1974. 4)
3. B. E. Knight M. A, "Fuel-Injection System Calculations," PIME, Autom. Div., No. 1, pp. 25-33(1960-61)
4. M. Ikegami, et al., "Simulation of Processes of Fuel Injection," Bull. JSAE No. 5, pp. 19-29(1973)
5. K. Kumar, et al., "A Finite Difference Scheme for the Simulation of a Fuel Injection System," SAE 831337, pp. 235-258(1983)
6. 金熙喆, "無氣噴油法에 있어서의 燃料噴射管内 壓力에 關한 研究," Coll. Eng. SNU. Rep. Vol. 1, No. 2(1965)
7. 金熙喆, "디젤 機關에서의 噴射前의 燃料噴射펌프 特性에 關한 研究," 大韓機械學會誌, 第8卷 3號, pp. 1-21(1968)
8. 金英석, "디젤엔진에서 燃料분사계의 시뮬레이션," 한국과학원 석사학위논문(1979. 2)
9. 허 경, "BOSCH식 燃料분사계의 거동 해석을 위한 컴퓨터 프로그래밍 작성에 關한 研究," 대우중공업(주) 기술세미나집(엔진분야), pp. 121-126(1983. 12)
10. 장낙영 外, "보쉬식 직렬형 燃料분사계의 시뮬레이션에 關한 研究," 大韓機械學會論文集, 第8卷 第4號(1984)
11. Kojiro Yamaoka, et al., "Computer Technique for Evaluation of Cavitation Characteristics of Certain Phases of Fuel Injection in Fuel Injection System," Trans. SAE 730663, pp. 2347-2363(1973)
12. 金熙喆 俞炳澈, 內燃機關, p. 293, 文運堂, 서울(1981)