

## EGR裝置를 부착한 電氣點火機關에서의 排出物濃度 予測

## The Prediction of Emission Concentrations in Spark Ignition Engine with EGR System

金 容 日\* · 金 應 瑞\*\*  
Yong Yil Kim · Eung Seo Kim

## Abstract

The prediction of the emission concentrations in 4-cycle 4-cylinder spark ignition engine is made by considering the model with the extended Zedovich mechanism.

The predicted values for nitric oxide, carbon dioxide and carbon monoxide agree with the experimentally measured ones.

## 記 號

〈英文字〉

A : 表面積

 $C_i$  : 常數

D : 지름

 $g$  : Chemical potential

H : 엔탈피

 $h$  : 熱傳達係數 $h_o$  : 比엔탈피 $K_p$  : 平衡常數

M : 分子量

N : 機關速度

 $n$  : 몰數

〈그리스文字〉

 $\epsilon$  : 壓縮比 $\eta$  : 體積效率

P : 壓力

Q : 熱傳達率

R : 크랭크 반지름

 $\bar{R}$  : 氣體常數

T : 溫度

U : 內部에너지

V : 體積

 $V_c$  : 燃燒室體積 $V_s$  : 行程體積

W : 氣體速度

 $\theta$  : 角度 $\lambda$  : 커빅딩 로드와 크랭크 반지름의 比 $\nu$  : Stoichiometric coefficient $\rho$  : 密度

## 1. 緒 論

가솔린機關의 排出物 對策에 있어 各種의 方法이 提案<sup>1), 2), 3)</sup> 研究되고 있으며, 近來에는 Lean Burn 概念의 燃燒方式<sup>4), 5)</sup>과 吸氣系를 통한 EGR 方式<sup>6)</sup> 등이 燃燒室에서의 해결의 한 手段으로서 널리 研究되고 있다.

機關排出物의 濃度予測은 一般的인 것으로 平衡濃度計算法에 의하고 있었으나 最近에 이르러 窒素酸化合物은 非平衡濃度計算法으로 보다 더 實測值에 接近되도록 試圖하고 있다. 이를 위해 Zeldovich의 窒素酸化合物 生成機構<sup>7)</sup>에 濃厚燃燒

\* 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 正會員, 서울대학교 공과대학

부분에서의窒素酸化物生成機構를 추가한 extended Zeldovich mechanism 이 제안되어 現在 많이 이용되고 있다.

本 研究에서는 EGR 効果를 予測하기 위한 모델을 定積燃燒와 熱力學的 理論을 기초로 하여 設定하고 電算시뮬레이션하여 實驗値와 比較하였다. 窒素酸化物 濃度予測에는 extended Zeldovich mechanism 을, 그 外의 機關排出物은 平衡濃度計算法에 의하였고, 實驗機關은 EGR 裝置를 부착한 既存의 4 사이클 4 실린더 가솔린 機關으로 하였다.

2. 理論解析

EGR 效果를 予測하기 위한 모델의 設定에 있어 사용한 假定은 다음과 같다.

- (i) 실린더 內의 混合氣 및 燃燒가스는 理想氣體의 性質을 만족한다.
- (ii) 空氣는 體積比率로 21% O<sub>2</sub>와 79% N<sub>2</sub>로 구성된다.
- (iii) 실린더 內의 壓力은 均一하다.
- (iv) 混合氣 및 燃燒가스는 실린더 內에 均一하게 充滿되며, 溫度도 均一하다.
- (v) 未燃燒部分에서는 混合氣가 서로 反應하지 않으며, 既燃燒部分에서는 燃燒가스가 化學的平衡狀態에 있다.
- (vi) 실린더에서 外部로 消散되는 熱傳達率은 Woschni의 關係式<sup>1)</sup>을 만족한다.
- (vii) 窒素酸化物의 濃度는 extended Zeldovich mechanism에 의해 計算된다.

2-1. 基本方程式

理論解析과 모델 設定에 있어 고려한 일련의 方程式은 다음과 같다.

2-1-1. 狀態方程式

假定(i)로부터 실린더 內의 混合氣 및 燃燒가스는 理論氣體의 性質을 만족하므로

$$PV = n \bar{R} T \dots\dots\dots(1)$$

또, 실린더內에서 가스가 차지하는 體積 V는 크랭크角度  $\theta$ 에 따라 다음과 같이 變化한다.

$$V(\theta) = V_c + \frac{V_s}{2} \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left[ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta}{\lambda}\right)^2} \right] \right\} \dots\dots\dots(2)$$

2-1-2. 熱傳達率 計算式

實際 機關에서의 냉각수에 의한 熱傳達量은 理想의 오토 사이클과는 달리 무시할 수 없는 量이며, 그 傳達率은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = h \cdot A (T_g - T_w) \dots\dots\dots(3)$$

T<sub>g</sub>: 가스溫度, T<sub>w</sub>: 냉각수溫度

熱傳達係數 h의 計算에 있어서는 실린더 內의 亂流流動에 의한 對流熱傳達을 主로 고려하고, 실린더內의 swirl을 補正한 Woschni의 關係式을 사용한다.

$$h = C_3 D^{-0.2} P^{0.8} W^{0.6} T_g^{-0.53} \dots\dots\dots(4)$$

W는 氣體平均速度 C<sub>1</sub>V<sub>p</sub>에 燃燒에 따른 swirl을 고려한  $C_2 \frac{VT_1}{P_1 V_1} (P - P_0)$ 을 추가하여 얻어지며, 以上을 정리하면 熱傳達係數 h는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = C_3 D^{-0.2} P^{0.8} T_g^{-0.53} \left\{ C_1 V_p + C_2 \frac{VT_1}{P_1 V_1} (P - P_0) \right\}^{0.6} \dots\dots\dots(5)$$

$$V_p = \frac{R \cdot N}{15} \dots\dots\dots(6)$$

P<sub>0</sub>: 모우터링 壓力

P<sub>1</sub>, V<sub>1</sub>, T<sub>1</sub>: 각각 압축 개시점의 壓力, 體積 및 溫度

4 사이클機關에서는 C<sub>1</sub> = 2.28, C<sub>2</sub> = 3.24 × 10<sup>-3</sup> m/s°C, C<sub>3</sub> = 110이 適用된다.

傳熱面積 A는 실린더 형태를 고려하여 다음과 같이 정한다.

$$A = A_{wall} + A_{head} \dots\dots\dots(7)$$

2-1-3. 熱力學 第1法測의 適用

실린더 內의 混合氣 및 燃燒가스를 系로 하여 熱力學 第1法則을 適用한다.

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2 \dots\dots\dots(8)$$

$Q_2$ 는 式 (3)에서 求해지며,  $U_{1,2} = \sum_{i=1}^n n_i U_i$  로 나타낼 수 있다.

$$W_2 = \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) \dots\dots\dots (9)$$

으로 近似計算한다.

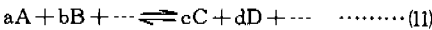
2-1-4. 質量保存方程式

化學反應에서는 反應前後의 化學元素의 質量이 保存되므로 各 化學成分內의 獨立元素의 mole數가 一定하다.

$$M = \sum (n_{im}) \cdot \nu_i \dots\dots\dots (10)$$

2-1-5. 化學平衡方程式

假定 (v)로부터 燃燒 및 膨脹過程에서는 化學平衡狀態가 유지되므로



$$K_p = \frac{P_c^c P_d^d \dots}{P_a^a P_b^b \dots} \dots\dots\dots (12)$$

이 成立한다.

平衡常數  $K_p$ 는 다음 式으로 주어진다.<sup>9)</sup>

$$\ln K_p = - \frac{\Delta G_r^0}{RT} \left[ \sum (\frac{\nu_g(T)}{RT})_R - \sum (\frac{\nu_g(T)}{RT})_P \right] - \left( \frac{\Delta H_0}{RT} \right) \dots\dots\dots (13)$$

$$- \frac{\Delta H_0}{RT} = \sum (\frac{\nu h_0}{RT})_R - \sum (\frac{\nu h_0}{RT})_P \dots\dots\dots (14)$$

2-2. 壓縮過程

吸入된 混合氣量은 當量比를 사용하여 다음과 같이 表示한다.

$$n_r \eta \left\{ C_2H_6 + (a + \frac{b}{4}) \frac{1}{\phi} (O_2 + 3.76N_2) \right\}$$

$n_r$ : 吸入된 燃料 mole數

가솔린을 燃料로 하므로  $a = 8$ ,  $b = 18$ 로 한다.

실린더內의 混合氣를 系로 하여 熱力學 第1法則 (8)을 適用한다.

壓縮過程에서 混合氣의 成分은 假定 (v)에 의해 一定하므로 內部에너지의 變化는  $U_2 - U_1 = U_R$

$(T_2) - U_R(T_1)$ 으로 나타낸다. 狀態方程式을 變形한

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} \dots\dots\dots (15)$$

를 추가하여 이미 알려진 狀態 1로부터 새로운 狀態 2를 결정한다. 이 때 다음과 같은 Newton-Raphson 方法<sup>10)</sup>을 사용한다.

$$(T_2)_n = (T_2)_{n-1} - \frac{f(T)_{n-1}}{f'(T)_{n-1}} \dots\dots\dots (16)$$

2-3. 燃燒過程

급격한 燃燒가 순간적으로 일어난다고 假定한다. 燃燒가스는  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $N_2$ ,  $H$ ,  $NO$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$ ,  $O$ ,  $N$ 의 11個 成分으로 이루어진다고 假定한다.

燃燒後의 各各의 mole數를  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_{11}$ 로 나타낸다.

燃燒가스 內의 各 獨立元素 C, H, O, N에 대해 質量保存方程式 (10)을 適用한다.

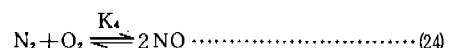
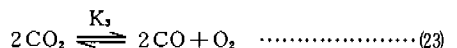
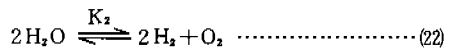
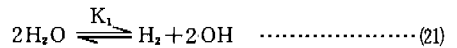
$$C: n_r \cdot a = n_7 + n_8 \dots\dots\dots (17)$$

$$H: n_r \cdot b = 2n_1 + 2n_2 + n_3 + n_6 \dots\dots\dots (18)$$

$$O: 2(a + \frac{b}{4}) \frac{1}{\phi} = n_1 + n_3 + n_6 + 2n_7 + n_8 + 2n_9 + n_{10} \dots\dots\dots (19)$$

$$N: 2(a + \frac{b}{4}) \frac{3.76}{\phi} = 2n_4 + n_5 + n_{11} \dots\dots\dots (20)$$

11個 成分의 mole數를 알기 위해 7個의 化學平衡式 (11)을 고려한다.



反應에 대한 平衡常數는 式(13)에서 求해진다.

$$K_1 = \frac{n_2 n_3^2}{n_1^2 n} \cdot P \dots\dots\dots(28)$$

$$K_2 = \frac{n_2^2 n_6}{n_1^2 n} \cdot P \dots\dots\dots(29)$$

$$K_3 = \frac{n_6^2 n_9}{n_7^2 n} \cdot P \dots\dots\dots(30)$$

$$K_4 = \frac{n_6^2}{n_4 n_8} \dots\dots\dots(31)$$

$$K_5 = \frac{n_2^2}{n_2 n} \cdot P \dots\dots\dots(32)$$

$$K_6 = \frac{n_{10}^2}{n_9 n} \cdot P \dots\dots\dots(33)$$

$$K_7 = \frac{n_{11}^2}{n_4 n} \cdot P \dots\dots\dots(34)$$

狀態方程式 (1)을 變形한

$$P_c = \frac{M_c}{M_R} \cdot \frac{T_c}{T_R} P_R \dots\dots\dots(35)$$

을 추가한다.

또한 순간적인 定積燃燒가 일어나므로 熱力學 第 1 法則 (8)은

$$U_c = U_R \dots\dots\dots(36)$$

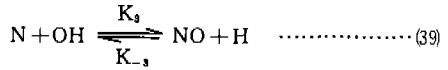
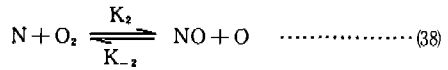
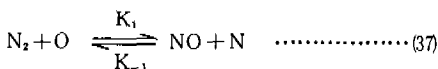
로 된다.

이 過程에서도 壓縮過程에서와 같이 Newton-Raphson 方法으로 解析한다.

### 2-4. 膨脹過程

假定 (v)로부터 化學成分은 熱力學的 平衡狀態에 있으므로 실린더 内の 溫度와 壓力變化에 따라 燃燒가스의 成分이 變化하게 된다.

狀態方程式(1), 熱力學 第 1 法則(8), 質量保存方程式(17~20) 및 平衡方程式(28~34)를 Newton-Raphson 方法(16)에 따라 計算한다. 이때 排出物 NO의 生成速度는 다른 排出物에 비해 平衡 도달速度가 느려 機關 사이클의 速度와 근사하므로 假定 (vii)에 의한 extended Zeldovich mechanism에 따라 그 濃度を 定한다. 이것에 의한 NO의 生成反應은 다음과 같다.



平衡常數는  $K = AT^B \exp(\frac{E}{RT})$ 의 形態로 주어진다<sup>11</sup>

A, B, E는 常數이다.

反應氣體의 體積이 V일 때 NO濃度의 變化率은 다음과 같다.

$$\frac{1}{V} \cdot \frac{d}{dt} [NO]V = K_1 [O] [N_2] - K_{-1} [NO] [N] + K_2 [N] [O_2] - K_{-2} [NO] [O] + K_3 [N] [OH] - K_{-3} [NO] [H] \dots\dots\dots(40)$$

여기서 [ ] : g mol/cm<sup>3</sup>

N이 正常狀態에 있으며, O, O<sub>2</sub>, OH, H 등이 平衡狀態에 있다고 하면 다음과 같이 간단한 結果式이 얻어진다.

$$\frac{d}{dx} [NO] = 2 \cdot \frac{M_{NO}}{\rho} \cdot \frac{\left\{ 1 - \left( \frac{[NO]}{[NO]_e} \right)^2 \right\} \cdot R_1}{1 + K \frac{[NO]}{[NO]_e}} \dots\dots\dots(41)$$

$$K = \frac{R_1}{R_2 + R_3} \dots\dots\dots(42)$$

$$R_1 = K_1 [N_2]_e [O]_e - K_{-1} [NO]_e [N]_e$$

$$R_2 = K_2 [N]_e [O_2]_e - K_{-2} [NO]_e [O]_e$$

$$R_3 = K_3 [N]_e [OH]_e - K_{-3} [NO]_e [H]_e$$

첨자 e는 平衡狀態를 뜻하고, [ ]은 質量分率을 表示한다.

## 3. 實 驗

### 3-1. 實驗裝置

Fig. 1은 實驗에 사용된 EGR裝置의 개요圖를 表示한다. EGR率의 調整은 EGR 밸브에 의하였고 EGR 밸브의 作動에는 眞空 펌프를 사용하였다.

Fig. 2는 實驗裝置의 配置를 나타낸 것이다. 實驗機關은 既存의 4 사이클 4 실린더 가솔린機關을 사용하였다. 機關의 諸元은 Table 1과 같다.

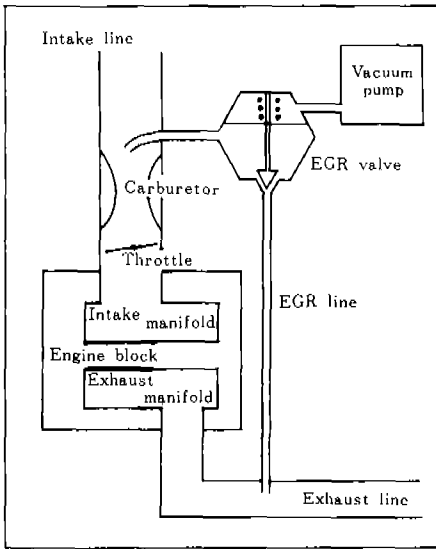


Fig. 1. Schematic diagram of EGR system

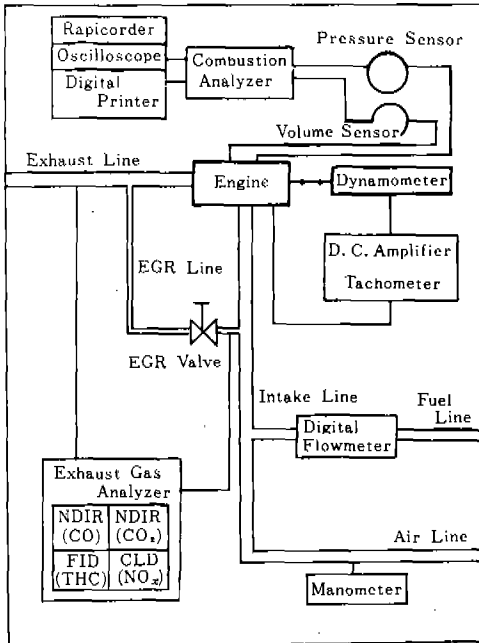


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus

機關負荷의 制御에 사용한 動力計는 水冷渦電流制動型으로 最大吸收馬力 100PS, 最大吸收回轉速度 7000 rpm이며, 기타 諸元은 Table 2에 表示한 것과 같다.

Table 1. Engine Specification

Item	Specification
Maker & Model	Nissan, L14
Type	4 cycle 4cylinder water cooled
Piston displacement, cc	1428
Bore×Stroke, mm	83×66
Connecting rod, mm	136.6
Compression ratio	9.0 : 1
Max. Torque, kgm/rpm	11.8/ 3600
Max. Output, ps /rpm	85/6000
Carburetor	Two barrel
Valve timing	
In. open	8° BTDC
In. close	44° ABDC
Ex. open	50° BBDC
Ex. close	10° ATDC
Ignition timing	5° BTDC

Table 2. Specification of Engine Dynamometer

Item	Specification
Model	Eddy current type
Max. absorption power, ps	100
Max. absorption revolution, rpm	7000
Brake arm length, m	0.3581
Maker	Tokyo meter

燃燒解析裝置는 燃燒室內的 狀態解析에 사용하였다. 壓力 transducer는 piezo-electric型이고, volume sensor는 strobo型式이며, 크랭크軸에 설치하였다. 燃燒解析裝置의 主要諸元은 Table 3과 같다.

數值表示 流量計와 마노미터는 각각 燃料流量과 空氣流量의 測定에 使用하였다.

排氣가스分析裝置는 機關 排出物의 濃度測定에 使用하였다. 主要諸元은 Table 4에 表示한 것과 같다.

이 밖에 使用된 測定器機 및 使用器具의 諸元은 Table 5에 表示한 것과 같다.

Table 3. Specification of Combustion Analyzer

Item	Specification
(1) Preamplifier input section	
Number of channels	1 channel
Input voltage	0.5, 1, 2, 5, 10V
Input impedance	100kΩ
A-D converter	12bits
(2) Timing pulse input section	
TDC pulse range	± 0.3V
Angular pulse range	± 0.3V
(3) Input revolution range	300rpm~8000 rpm
(4) CRT: Display type	Dot matrix type
(5) Graphic printer	Dot matrix type

Table 4. Specification of Emission Analyzer

Item	Specification
Measuring principle	CO : NDIR, 0~10 % CO <sub>2</sub> : NDIR, 0~16 % NO : CLD, 0~5000ppm THC: FID, 0~5000ppm
Gas sampling	Direct sampling
Accuracy & repeatability	± 1 % / FS
Drift	± 1 % / FS / 8Hr
Speed of response	90 % response within 1.3 sec
Gas sampling flow rate	About 40ℓ/min
Ambient condition	5~40℃
Power supply	AC100V±10V, 60Hz ± 0.5Hz, 3KV

3-2. 實驗方法

機關은 正常運轉狀態로 한 다음 機關速度1500 rpm, 2000rpm에서 負荷를 20%로부터 10%씩增加시키며 出力과 排出物 濃度를 測定, 記錄하였다. EGR率은 5%, 10%로 하였고, EGR率의 決定은 CO<sub>2</sub>濃度의 調整에 依하였다.

CO<sub>2</sub>의 濃度와 EGR率<sup>(2)</sup>의 關係는 다음과 같다.

Table 5. Specifications of the other apparatus

Apparatus	Specification
Rapicorder (RMV-510 A)	Response speed 5~200cm/sec
Oscilloscope (DSS-6520)	Storage type
Digital vacuum gage (PT-761)	0~-760 mm Hg
Digital flow meter (DF-312)	Max. flow 9999 ℓ/h
Piezoelectric pressure transducer & amplifier(5007)	-15.35 pc/bar
Vacuum pump (ST-20)	normal type

$$\% \text{ EGR} = \frac{\text{CO}_2(\text{intake}) - \text{CO}_2(\text{background})}{\text{CO}_2(\text{exhaust}) - \text{CO}_2(\text{intake})} \times 100 \dots\dots\dots(43)$$

4. 結果 및 檢討

Fig. 3은 窒素酸化物의 排出濃度와 EGR率과 의 關係를 機關負荷率에 따라 나타낸 것이다. 窒素酸化物濃度의 豫測結果는 機關負荷率의 증가

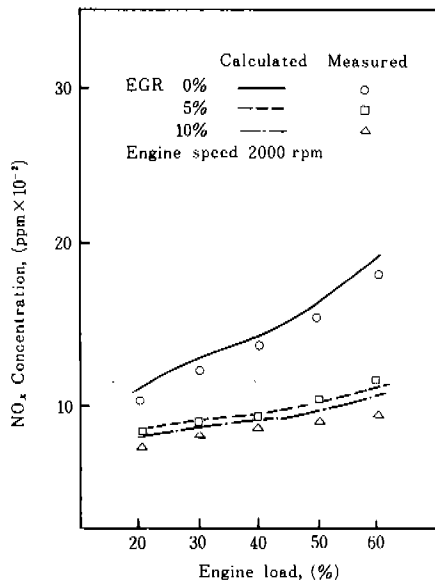


Fig. 3. The relation between NO<sub>x</sub> emission and EGR ratio at a engine load.

에 따라 급격히 증가되고, EGR率이 증가됨에 따라서는 濃度가 감소되고 있다. 實驗結果와 予測值와의 차이는 EGR率 5%, 機關速度 2000 rpm에서 最大 4.7%, 最小 1.3%이고, EGR率 10%, 機關速度 2000rpm에서는 最大 6.8%, 最小 1.0%로 되어 排出濃度の 予測이 7% 以内に 들고 있다. 또한 排出濃度の 감소율은 EGR率 이 증가됨에 따라 체감되고 있다.

Fig. 4는 一酸化炭素의 排出濃도와 EGR率과의 관계를 나타낸 것이다. 予測結果에서는 機關負荷率의 變化에 따른 濃度の 變化는 거의 없고, 機關速度 2000rpm일 때 EGR率 0%에서 0.6%, EGR率 5%에서 0.7%, EGR率 10%에서 0.8%로 증가된다. 이를 값과 實驗值와의 比較에서 最大 7%의 차이가 있다.

또 予測値는 모든 EGR率에서 直線的(거의 一定) 變化를 하는데 대해 實驗値는 曲線的 變化를 하고 있다. 이것은 一酸化炭素 予測 모델의 設定에 있어 더 연구되어야 할 課題라고 생각된다.

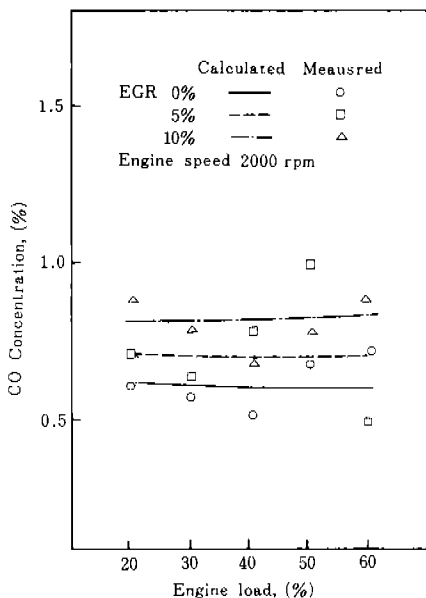


Fig. 4. The relation between CO emission and EGR ratio at a engine load.

Fig. 5는 二酸化炭素의 排出濃도와 EGR率과의 관계는 表示한 것이다. 予測結果로부터 機關負荷率의 증가에 따라 排出濃도가 증가됨을 알

수 있다. 機關速度 2000rpm에서 EGR率 증가에 따라서는 排出濃도가 감소되고 있다. 實驗值와의 比較에서 最大 7%의 차이가 있음을 알 수 있다.

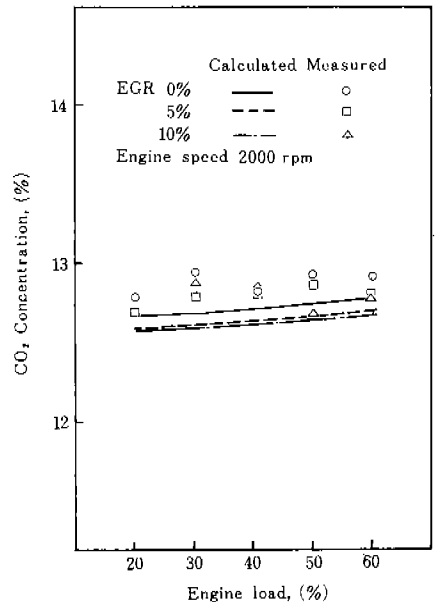


Fig. 5. The relation between CO<sub>2</sub> emission and EGR ratio at a engine load.

Fig. 6은 最高燃焼壓力의 分布를 나타낸 것이다. 중간에 위치한 2, 3번 실린더의 압력이 외곽에 위치한 1, 4번 실린더의 압력에 比하여 4.3% 높다. 混合氣 分配의 不均一이 그 原因일 것이다.

Fig. 7과 Fig. 8은 機關의 最高燃焼壓力과 EGR率과의 관계를 表示한 것이다. 負荷率에 따라 燃焼壓力이 증가되는 것에 있어서는 予測値와 實驗値가 모두 同一傾向을 표시하고 있으나 EGR率에 따르는 予測値와 實驗値와의 관계는 최대 21%의 차이를 表示하는 點도 있다. 또 實驗値에 있어서 EGR率의 增加는 熱供給量의 감소를 뜻하므로 당연히 燃焼壓力이 降低되어야 할 것 인데, Fig. 7의 負荷率 40%에서는 EGR率 10%의 경우가 가장 높은 값을 나타내고 있고, 그 외의 몇 點에서도 正常이 아니라고 할 수 있는 값을 表示하고 있다. 앞으로 實驗의으로 더 研究하여야 할 과제라고 생각된다.

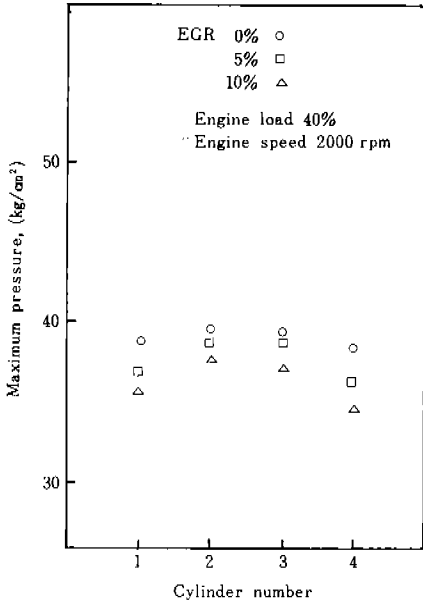


Fig. 6. Maximum pressure distribution

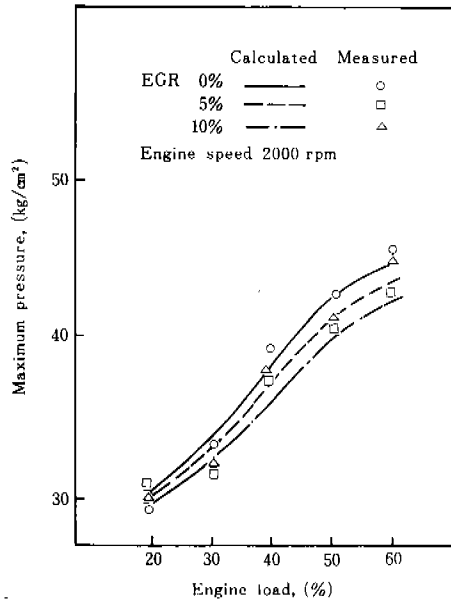


Fig. 8. Maximum pressure vs. EGR ratio

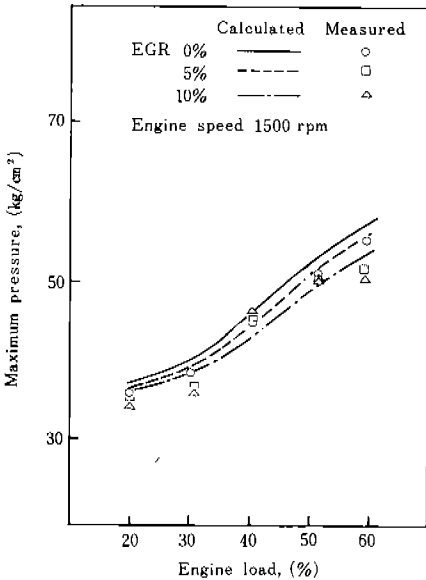


Fig. 7. Maximum pressure vs. EGR ratio

5. 結 論

EGR裝置를 부착한 電氣點火機關의 排出物濃度を 子測하기 위한 모형을 設定하고 그것의 計算結果와 實驗値를 比較하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) EGR 5%, 機關速度 2000 rpm 일 때의 各 負荷에서의 窒素酸化物( $NO_x$ ) 排出濃度の 子測値와 實驗値와의 사이에는 최대 4.7%, 최소 1.3%의 차이가 있었고, EGR 10%, 機關速度 2000 일 때의 各 負荷에서는 최대 6.8%, 최소 1.0%의 차이가 있었다.

(2) 一酸化炭素(CO) 排出濃度の 子測値는 EGR 率 增加에 따라 점진적인 증가를 나타내고, 二酸化炭素( $CO_2$ )는 EGR 率 增加에 따라 감소한다. 一酸化炭素에 있어서는 實驗値와의 차이가 12% 以内に 있었고, 二酸化炭素에 있어서는 7% 以内に 있었다.

參 考 文 獻

- 1) M. Noguch, S. Sandra & N. Nakamura, "Development of Toyota Lean Burn Engine," SAE paper 760757, 1976
- 2) James, E. A. John, "Lean Burn Engine Concepts-Emission & Economy," SAE paper 750930, 1975
- 3) L. W. Evers, P. S. Myers & O. A. Uyehara, "An Experimental Study of the Delayed



- Mixing Stratified Charge Engine Concept," SAE paper 770042, 1977
- 4) Edward D. Klomp & Gail R. Deboy, "The Effects of Fluid Motions on Combustion in a Prechamber Bomb," SAE paper 760162, 1976
  - 5) A. Erchian, J. B. Heywood & J. M. Rife, "Time Resolved Measurements of the Exhaust from a Jet Ignition Prechamber Stratified Charge Engine," SAE paper 770043, 1977
  - 6) James J. Gumbleton, Robert A. Bolton & H. Walter Lang, "Optimizing Engine Parameters with EGR," SAE paper 740104, 1974
  - 7) Craig, T. Bowman, "Kinetics of Pollutant Formation & Destruction in Combustion," Combustion Science & Technology, 1975
  - 8) G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, 1967
  - 9) Rowland S. Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, pp. 123~214, Pergamon Press, 1967
  - 10) Brice Carnahan, H. A. Luther & James O. Wilkes, Applied Numerical Methods, John Wiley & Sons, pp. 319~329, pp. 361~380, 1969
  - 11) K. Pattas & Häfner, "Stickoxidbildung bei der Ottomotorischen Verbrennung," MTZ 34, Jahrgang, Nr 12, 1973
  - 12) C. R. Morgan, P. W. Kirklin, "The Effects of Engine Variable and Exhaust Gas Recirculation on Emissions, Fuel Economy, and Knock," SAE paper 770192, 1977