

電氣點火機關의 燃燒室 溫度勾配를 考慮한
排出物 濃度豫測

The Prediction of Emission Concentrations in SI Engine
Considering Temperature Gradient in Combustion Chamber

申 東 信 · 金 應 瑞*
Shin, Dong-Shin Kim, Eung Seo

Abstract

The prediction of emission concentrations in a 4 cycle spark ignition engine was made by considering nonuniform model with thermodynamics, chemical equilibrium and kinetic mechanism of nitric oxide.

Calculation of this model shows that a temperature difference of the order of 500K can be established across the cylinder.

Results of the kinetic calculation of nitric oxide show that the temperature gradient across the cylinder has a profound effect on the nitric oxide formation.

The predicted values for nitric oxide, carbon dioxide and carbon monoxide agree with measured ones for a variety of equivalence ratio.

1. 緒 論

環境保存을 위한 諸般規制와 함께 內燃機關, 특히 自動車用 機關의 排出物에 대한 規制도 점점 적으로 深化되고 있고, 이에 따라 그 對策機構의 發展도 오늘날 상당한 수준에 이르고 있다.

지금까지 電氣點火機關의 排出物에 관한 研究는 空燃比, 點火時期, 機關速度와 같은 機關變數에 관한 것을 주로 하였으나,^{1,2)} 最近에는 燃燒室內에서의 解決을 목표로 燃燒過程과 排出物生成에 대한 研究를 활발히 進행시키고 있다.

Lavoie et al.³⁾은 燃燒室內의 溫度는 일정하다고 假定하여 排出物의 熱力學的 狀態를 決定할

수 있는 모델을 세우고 排出物의 狀態가 化學平衡狀態에서 크게 벗어나지 않는다는 것을 확인하였다. 또 Rasseweiler와 Withrow⁴⁾는 燃燒室內에 溫度勾配가 存在한다는 것을 實驗的으로 밝혔다.

電氣點火機關의 燃燒室內의 溫度變化는 排氣가스의 濃度를 決定하는데 중요한 因子가 되며, 특히 NO_x는 溫度變化의 영향을 많이 받는다.

따라서 본 研究에서는 燃燒過程의 不均一모형을 設定하고 먼저 燃燒室의 溫度勾配를 구한 다음 NO_x에 대해서는 Kinetic Mechanism을, 그 외의 排出物(CO, CO₂, HC)은 平衡濃度計算法에 따라 豫測하였다.

* 正會員, 서울大 工大 機械工學科

2. 理論解析

燃燒室의 溫度勾配를 예측하기 위해 設定된 不均一 모델에 使用된 假定은 다음과 같다.

- ① 실린더內의 混合氣 및 燃燒가스는 理想氣體의 性質을 滿足한다.
- ② 실린더內의 壓力은 均一하다.
- ③ 混合氣는 燃燒室內에 均一하게 分포한다.
- ④ 未燃燒部分의 混合氣는 서로 反應하지 않으며 既燃燒部分의 氣는 化學平衡狀態에 있다.
- ⑤ 空氣는 體積比率로 21% O₂와 79% N₂로 구성된다.
- ⑥ 실린더 壁으로의 熱傳達 및 各 體積要素간의 熱傳達은 없다.
- ⑦ 各 燃燒區域의 質量은 保存되며 既燃燒部分의 各區域은 서로 混合되지 않는다.

2-1 燃燒 모델

本 研究의 燃燒 모델에서는 Fig. 1과 같이 燃燒室이 여러 개의 區域으로 나뉘어져 있고, 各 區域은 假定 ④, ⑥, ⑦을 滿足하며, 서로 混合되지 않고 質量은 그대로 維持된다고 생각한다.

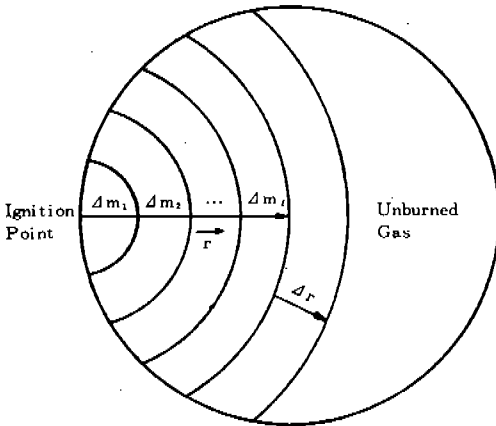


Fig. 1. Schematic diagram of flame propagation in combustion Chamber

火焰傳播速度는 크랭크角度的 2次函數로 假定한다.⁵⁻⁷⁾

燃燒室의 直徑에 대한 높이의 比가 상당히 작기 때문에 火焰面은 cylindrical하게 傳播한다고 理想化한다. Fig. 1에서의 같이 크랭크角度가 Δθ

만큼 움직이는 동안 火焰面은 未燃가스區域으로 Δr만큼 進行하고 Δm의 質量이 燃燒하면 燃燒室內의 壓力은 ΔP만큼 增加한다.

假定 ④, ⑥, ⑦에서부터 各 燃燒區域은 混合되지 않으므로 各 燃燒區域의 質量 Δm은 그대로 保存되며 j 燃燒區域의 質量 Δmj가 燃燒하면 燃燒室內의 壓力은 ΔPj만큼 增加하고 다른 既燃가스區域과 未燃가스區域은 可逆斷熱過程으로 壓縮된다.

燃燒室은 C, H, O, N의 4種의 獨立元素가 存在하는 平衡系로 생각한다. 燃燒生成物은 高溫, 高壓狀態下에서의 열해리를 고려하여 CO₂, CO, N₂, O₂, H₂O, O, N, H, H₂, OH, NO의 11가지成分을 고려한다.

2-2 基本方程式

2-2-1 理想氣體 狀態方程式

假定①로부터 燃燒室內의 混合氣 및 燃燒가스는 理想氣體의 性質을 만족하므로,

$$PV = NRT \tag{1}$$

여기서 실린더 내의 體積V는 크랭크角度θ에 따라 다음과 같이 計算된다.

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

$$V_c = \frac{V_g}{\epsilon - 1}$$

V_g, V_c는 행정체적 및 간격체적, ε는 壓縮比, λ는 커넥팅 로드와 크랭크半徑의 比를 각각 나타낸다.

2-2-2 熱力學 第1法則

燃燒室內의 混合氣 및 燃燒가스를 系로 하여 熱力學 第1法則을 적용한다.

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2 \tag{3}$$

假定⑥에서부터 ${}_1Q_2 = 0$ 이며 ${}_1W_2$ 는

$${}_1W_2 = (P_1 + P_2) / 2 \cdot (V_2 - V_1) \tag{4}$$

으로 近似計算한다.

전체계의 内部에너지의 變化는 各 燃燒區域의

内部에너지로써 표시할 수 있다.

$$U_2 - U_1 = m_{ub}(u_2 - u_1)_{unburned} + \left\{ \sum \sum (m_{ij} u_{ij})_2 - (m_{ij} u_{ij})_1 \right\}_{burned} + m_b(u_{b2} - u_{b1})_{burned} \quad (5)$$

여기서

m_{ub} ; 未燃가스의 質量

m_{ij} ; j燃焼區域의 獨立成分 i의 質量

m_b ; 燃焼하고 있는 質量

u_{ij} ; j燃焼區域의 獨立成分 i의 内部 에너지이다.

2-2-3 熱力學 第2法則

燃焼室內의 未燃가스에 대하여 可逆斷熱壓縮過程후의 상태는 다음 式에서 決定된다.

$$\left[\int ds \right]_{unburned} = \left[\int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{\bar{C}_p(T)}{T} \right) dT - R \ln \left(1 + \frac{\Delta P}{P} \right) \right]_{unburned} = 0 \quad (6)$$

可逆斷熱壓縮過程後의 既燃가스의 상태는 다음 式으로 決定한다.

$$\left[\int ds \right]_{burned\ zone} = \left[(\sum n_{ij} s_{ij})_2 - (\sum n_{ij} s_{ij})_1 \right]_{burned\ zone} = 0 \quad (7)$$

여기서

n_{ij} ; j燃焼區域의 獨立成分 i의 物수

s_{ij} ; j燃焼區域의 獨立成分 i의 엔트로피/물

2-2-4 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 獨立成分의 物수가 一定하다.

$$(M) = \sum (n_{Mj}) \cdot \nu_j \quad (8)$$

2-2-5 化學平衡方程式

假定④로부터 既燃가스는 化學平衡狀態에 있으므로

$$aA + bB + \dots \rightleftharpoons cC + dD + \dots \quad (9)$$

$$K_p = \frac{P_c^c \cdot P_D^d}{P_A^a \cdot P_B^b} \quad (10)$$

이 成立한다.

2-3 平衡濃度計算

燃焼後의 平衡濃度計算을 수행하기 위해 混合氣量을 다음과 같이 표시한다.

$$n_r \cdot \left[C_a H_b + \left(a + \frac{b}{4} \right) \frac{1}{\phi} (O_2 + 3.76 N_2) \right] \quad (11)$$

여기서, n_r 는 吸入된 燃料의 物수이고 ϕ 는 當量比(이론공연비/실제공연비)이다.

燃焼生成物 CO_2 , CO , N_2 , O_2 , H_2O , O , N , H , H_2 , OH , NO 각각의 物분율을 X_1 , X_2 , X_3 , X_4 , X_5 , X_6 , X_7 , X_8 , X_9 , X_{10} , X_{11} 로 나타내면, 質量保存方程式, 式(8)로부터,

$$\frac{(C)}{(N)} = \frac{X_1 + X_2}{2X_3 + X_7 + X_{11}} = \frac{a}{\left(a + \frac{b}{4} \right) \frac{7.52}{\phi}} \quad (12)$$

$$\frac{(H)}{(N)} = \frac{2X_6 + X_8 + 2X_9 + X_{10}}{2X_3 + X_7 + X_{11}} = \frac{b}{\left(a + \frac{b}{4} \right) \frac{7.52}{\phi}} \quad (13)$$

$$\frac{(O)}{(N)} = \frac{X_4 + X_{10} + X_{11} + 2X_5 + X_8 + X_9 + 2X_1}{2X_3 + X_7 + X_{11}} = \frac{1}{3.76} \quad (14)$$

燃焼室內의 燃焼平衡過程을 고려하기 위하여 다음의 7가지 化學平衡式을 고려한다.

$$\frac{1}{2} H_2 \rightleftharpoons H \quad (15)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad (16)$$

$$\frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons N \quad (17)$$

$$H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2} O_2 + H_2 \quad (18)$$

$$H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2} H_2 + OH \quad (19)$$

$$CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2} O_2 \quad (20)$$

$$H_2O + \frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons NO + H_2 \quad (21)$$

反應에 대한 化學平衡方程式은 式(10)에서 구해진다.

$$K_{p1} = \frac{X_H}{\sqrt{X_{H_2}}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

$$K_{p2} = \frac{X_6}{\sqrt{X_4}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

$$K_{p3} = \frac{X_7}{\sqrt{X_3}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (24)$$

$$K_{p4} = \frac{X_8 \cdot \sqrt{X_4}}{\sqrt{X_5}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

$$K_{p5} = \frac{X_{10} \cdot \sqrt{X_6}}{X_9} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

$$K_{p6} = \frac{X_2 \cdot \sqrt{X_4}}{X_1} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

$$K_{p7} = \frac{X_{11} \cdot X_9}{X_5 \cdot \sqrt{X_3}} \cdot P^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

몰분율의 관계에서,

$$\sum_{i=1}^{11} X_i = 1 \quad (29)$$

따라서 식 (12), (13), (14), (22), (23), (24), (25), (26), (27), (28), (29)의 11개의 식을 사용하면 11개의 燃燒生成物의 몰분율을 구할 수 있다.

2-4 燃燒室內의 溫度計算

燃燒室內의 溫度計算 알고리즘은 다음과 같다.

① 크랭크角도를 $\Delta\theta$ 만큼 增加시키고 火焰傳播距離 Δr , 燃燒된 質量 Δm 을 計算한다.

② ΔP 만큼의 壓力上昇을 假定한다.

③ ΔP 만큼의 壓力上昇 후 可逆斷熱 壓縮過程 후의 未燃가스의 狀態는 식(6)를 사용하여 決定한다.

④ 可逆斷熱 壓縮過程 후의 既燃가스의 狀態는 식(7)에서 決定한다.

⑤ 既燃燒區域의 最終狀態는 전체계에 熱力學 第一法則, 式(5)를 적용하여 결정한다. 式(3), (4), (5)를 사용하여 燃燒하고 있는 區域의 燃燒後의 内部에너지를 구할 수 있으며, 따라서 모든 熱力學的 상태를 알 수 있다.

⑥ ⑤에서 각 구역의 비체적을 구하고 합하여 燃燒室의 總體積과 비교한다. 이들이 맞지 않으면 새로운 壓力을 假定해 ③번부터의 과정을 반복한다.

⑦ ⑥을 만족시킨 후의 溫度가 Δm 이 燃燒한 區域의 燃燒後의 溫度가 된다.

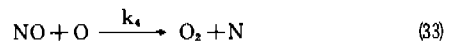
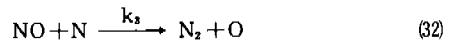
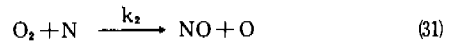
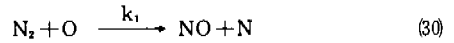
2-5 NO의 Chemical Kinetics

실제 NO의 濃度는 化學平衡計算에서 豫測된

값보다 아주 큰 값으로 나타나며,^{1),2)} 燃燒室內에 NO의 濃度의 勾配가 있으므로,³⁾ 모델에 대해 NO의 Kinetic Mechanism을 고려해야만 한다.

NO의 Kinetics는 C·H·O Kinetics에 비해 상당히 느리기 때문에 대부분의 NO는 燃燒後에 發生한다.^{4),5)} 따라서 C·H·O系는 平衡狀態에 있고 NO系는 분리해서 計算할 수 있다고 假定한다.

NO의 Kinetic Mechanism을 다음과 같이 假定한다.



여기서 반응속도 k_1, k_2, k_3, k_4 는 Table 1에 表示하였다.

식(30)에서 (33)으로부터 j연소구역의 NO濃度の 時間에 대한 변화율은

$$\frac{1}{V} \frac{dN_{No}}{dt} = \{K_1 [N_2] [O] + K_2 [O_2] [N] - K_3 [NO] [N] - K_4 [NO] [O]\}, \quad (34)$$

이 된다.

다음과 같이 가정하여 式(34)를 積分한다.

① 各 燃燒區域의 N, O의 濃度는 平衡計算에서부터 구해지고, 考慮하고 있는 時間內에서 一定하다.

② N_2, O_2 의 濃度는 考慮하고 있는 時間의 初期狀態에서 平均계산으로부터 구해진 값을 사용한다.

式(34)를 계산하기 위해 다음과 같이 매개변수 β_i 를 定義한다.

$$\beta_i = \frac{m_i}{m} = \frac{X_i}{MW} = \frac{(i)}{\rho} \quad (35)$$

여기서

X_i = 獨立成分 i의 몰분율

(i) = 獨立成分 i의 濃度

ρ = 密度

m_i = 獨立成分 i의 몰數

\overline{MW} = 혼합가스의 分子量

β_i 를 式(34)에 代入하면

$$\frac{d\beta_{NO}}{dt} = \rho [k_1 \beta_{N_2} \beta_O + k_2 \beta_{O_2} \beta_N - k_3 \beta_{NO} \beta_N - k_4 \beta_{NO} \beta_O] \quad (36)$$

로 나타낸다.

式(36)을 獨立成分의 濃度로 표시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dX_{NO}}{dt} = \frac{\rho}{MW} [k_1 X_{N_2} X_{O_2} + k_2 X_{O_2} X_N - k_3 X_{NO} X_N - k_4 X_{NO} X_{O_2}] \quad (37)$$

여기서 $\alpha = X_{NO} - X_{NO}^0$ 라 하고 X_{O_2} , X_{N_2} , X_{O_2} , X_N 을 α 를 사용해 표시하면

$$X_{O_2} = X_{O_2}^0 - 2/2 \quad (38)$$

$$X_{N_2} = X_{N_2}^0 - 2/2 \quad (39)$$

$$X_{O_2} = X_{O_2}^0 \quad (40)$$

$$X_N = X_N^0 \quad (41)$$

이 된다.

X_{NO}^0 , $X_{N_2}^0$, $X_{O_2}^0$, X_N^0 , $X_{O_2}^0$ 를 i 번째 時間段階에서의 初期値라고 하면, X_{NO}^0 는 $(i-1)$ 번째 時間段階에서 Kinetic Mechanism으로부터 구한 값이고, 나머지는 平衡濃度 계산에서 구한 값을 사용한다.

式(38)~(41)을 式(37)에 代入하면 다음과 같다.

$$\frac{d\alpha}{dt} = \Gamma \cdot (\eta - \xi \alpha) \quad (42)$$

여기서,

$$\Gamma = \rho / MW$$

$$\eta = [k_1 X_{N_2}^0 X_{O_2}^0 + k_2 X_{O_2}^0 X_N^0 - k_3 X_{NO}^0 X_N^0 - k_4 X_{NO}^0 X_{O_2}^0]$$

$$\xi = \frac{1}{2} [k_1 X_{O_2}^0 + k_2 X_N^0] + k_3 X_N^0 + k_4 X_{O_2}^0$$

이다.

式(42)를 時間에 대해서 積分하면

$$\Gamma \cdot \Delta t = \int_0^\alpha \frac{d\alpha}{\eta - \xi \alpha} \quad (43)$$

가 되고, 式(43)을 α 에 대해서 나타내면

$$\alpha = \left(\frac{\eta}{\xi} \right) [1 - \exp(-\xi \cdot \Gamma \cdot \Delta t)] \quad (44)$$

이 된다.

α 는 Δt 동안의 NO의 變化量이므로 k 번의 Kinetic 段階를 거친 후의 NO의 濃도는 다음과 같다.

$$(X_{NO})_k = (X_{NO})_{k-1} + \alpha_k \quad (45)$$

X_{NO} 의 初期値는 0 이므로 式(45)는

$$(X_{NO})_k = \sum_{i=1}^k \alpha_i \quad (46)$$

이 된다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

3-1 實驗裝置

實驗에 使用한 機關은 研究用單氣筒 電氣點火機關으로서 실린더內徑×행정이 85mm×86mm, 壓縮比가 8.5이고, 其他諸元은 Table 2에 나타낸 것과 같다. 機關負荷의 調整에 使用한 動力計는 水冷渦電流制動型으로 最大吸收馬力 30PS, 最大吸收回轉速度 7000rpm이다.

排氣가스分析裝置는 直接採取方式의 가솔린 機關 專用의 것을 使用하였으며, 測定方式은 CO·CO₂-NDIR, THC-FID, NO-CLD 이고 其他諸元은 Table 3에 나타낸 것과 같다. 그 밖에 使用한 測定機器의 諸元은 Table 4에 나타낸 것과 같다.

Fig. 2는 實驗裝置의 概略圖를 나타낸 것이다.

3-2 實驗方法

機關의 負荷率을 50%로 固定하고, 機關回轉速度 2000rpm, 2500rpm에 대하여 當量比를 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 및 1.6으로 變化시키면서 實驗하였다. 모든 實驗期間중 冷却水와 潤滑油의 溫度는 溫度調節裝置를 利用하여 80±2℃의 범위로 維持하였으며, 直接採取方式으로 CO, CO₂, NO_x, THC의 排出濃도를 測定하였다.

Table 1 Reaction rate constants

Reaction	Rate Constant - mole / (cm ³ - sec)
N ₂ + O $\xrightarrow{k_1}$ NO + N	$7 \times 10^{13} \exp(-75,500/RT)$
O ₂ + N $\xrightarrow{k_2}$ NO + O	$13.3 \times 10^9 \cdot T \cdot \exp(-7,080/RT)$
NO + N $\xrightarrow{k_3}$ N ₂ + O	1.55×10^{13}
NO + O $\xrightarrow{k_4}$ O ₂ + N	$3.2 \times 10^9 \cdot T \cdot \exp(-39,100/RT)$

Table 2. Specifications of experimental engine

Type of engine		TRG- 2 G (gasoline)	Remark
Fuel		Gasoline	
Bore × stroke (mm)		85 × 86	
Displacement (ℓ)		0.488	
Compression ratio		8.5	
Combustion chamber		Semi-spherical type	
Cylinder liner		Integral with cylinder block	
Max. output (PS/rpm)		16 / 4000	
Max. torque (kgm / rpm)		3.4 / 2200	
Dimension (L × W × H) (mm) (Approx.)		700 × 700 × 830	
Weight (kg) (Approx.)		320	
No. of piston rings	Compression ring	2	
	Oil ring	1	
Intake valve	Open	16° (BTDC)	
	Close	54° (ATDC)	
Exhaust valve	Open	52° (BTDC)	
	Close	12° (ATDC)	
Valve clearance (mm)	Intake	0.20 (cold valve : 0.18)	
	Exhaust	0.33 (cold valve : 0.30)	
Fuel supply system		Gravity type (fuel pressure → 0.1kg/cm ²)	
Ignition timing (BTDC/rpm)		10° / 700 (manual)	
Lubricating system		Dry sump (external distribution system)	
Oil pump		Two trochoid pumps (with motor) used for supply and return	
Oil cleaner		Paper filter	
Oil volume (ℓ)		9	
Cooling system		Water-cooled (by pump equipped with motor)	

Table 3. Specifications of exhaust gas gas analyzer

Item	Specifications
Measuring Principle	CO : NDIR
	CO ₂ : NDIR
	NO : CLD
	THC : FID
Gas sampling	Direct sampling
Accuracy & Repeatability	± 1 % / FS
Drift	± 1 % / FS / 8 hr

Speed of response	90% response within 1.3sec.
Gas sample flow rate	About 40ℓ/min.
Ambient condition	5 - 40°C
Power	AC 100 ± 10V 60 ± 0.5Hz, 3KVA

4. 結果 및 檢討

Fig. 3은 燃燒過程 및 燃燒가 끝난 직후의 計算된 溫度分布를 나타낸 것으로 最初 燃燒區域의

Table 4. Specifications of other measuring instruments

Item	Maker	Capacity	Usage
Digital thermometer	Y. E. W.	Thermocouple, C-A & C-C	Temperature measurement
Spark advance meter	Ono Sokki	-10~+70deg.	Spark advance measurement
Inclined manometer	Tokyo Meter Co., Ltd.	0~-200mmAq.	Pressure measurement
Vacuum meter	Ono Sokki	0~-760mmHg.	Intake manifold Press. measurement
Manometer	Tokyo Meter Co., Ltd.	0~800mmAq.	Back press. measurement
Digital flow-meter	Ono Sokki	0~100ℓ/h	Fuel flow rate measurement.

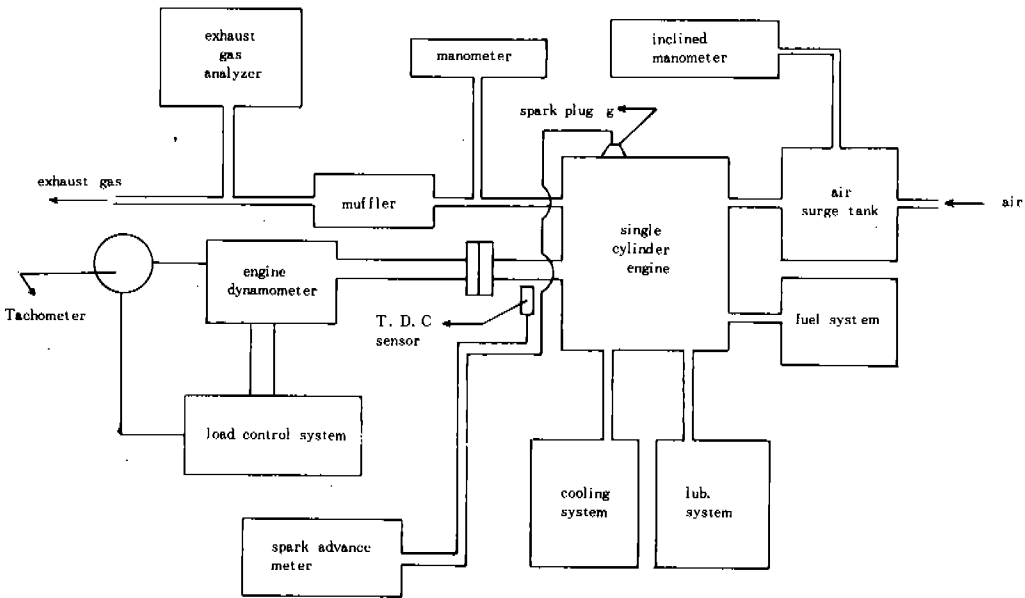


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus

溫度가 가장 높으며, 點火플러그에서의 位置에 따라 약 500K의 差異가 있다. 이러한 溫度分布는 Starkman⁹⁾의 實驗結果와 일치하고 있다. 各 燃燒區域과의 混合과 熱傳達가 없다고 假定하였으므로 팽창행정을 통하여 各 區域溫度差異는 위의 初期溫度分布와 다르게 된다. 팽창행정중의 溫度分布는 Fig. 4에 나타낸 것과 같다. 이러한 溫度勾配는 窒素酸化合物과 같은 機關排出物에 커다란 影響을 미친다.

Fig. 5는 燃燒室內에서 火焰傳播가 끝났을 때

CO濃度の 分布를 點火플러그에서의 거리에 따라 나타낸 것이다. 溫度가 가장 높은 곳의 濃度(4.1%)와 溫度가 가장 낮은 곳의 濃度(1.3%) 사이에 약 3배의 差異가 있다.

Fig. 6은 CO₂濃度の 分布를 點火플러그에서의 거리에 따라 나타낸 것이며, 溫度가 가장 높은 곳의 濃度(8.1%)와 溫度가 가장 낮은 곳의 濃度(11.1%) 사이에 약 27%의 差異가 있다.

Fig. 7은 NO濃度の 分布를 表示한 것이며, 溫度가 가장 높은 곳의 濃度(1.38%)와 溫度가 가

곳의 濃度(0.4%) 사이에 약 3배의 差異가 있다. 따라서 NO, CO의 濃度を 豫測할 때에는 燃燒室內의 溫度를 考慮해야만 더욱 正確한 結果를 알 수 있다고 생각된다.

Fig. 8은 窒素酸化物의 濃度和 크랭크角度的 關係를 表示한 것이다. 最初燃燒區域의 溫度가 가장 높으므로 NO의 濃度は 가장 높은 값에 도달하나 時間이 지남에 따라 減少하기 시작해서 크랭크角도가 약 90° ATDC 될 때 거의 一定한 狀態가 된다. 다른 燃燒區域은 그 生成傾向은 비슷하나 最高溫度가 낮고 燃燒後 時間이 짧기 때문에 NO의 生成量도 작고 또 일찍 一定한 狀態에 도달한다.

Fig. 9은 負荷率 50%, 機關回轉速度 2000rpm에서 平衡濃度 計算을 하여 얻은 平衡成分 들의 濃度率을 나타낸 것이다. N₂, H₂O 및 CO₂는 膨脹行程中 점차 增加하나 그 變化가 微微하며 나머지 成分들은 실린더 平均溫度의 最高溫度 근처에서 最大값을 가지고 그 후 점차 감소하고 있다.

Fig. 10~Fig. 12는 當量比에 따른 實驗値와 豫測値를 比較하여 나타낸 것이다. CO₂의 濃度は 當量比 $\phi=1$ 부근에서 가장 크고, 當量比가 커짐에 따라 작아지고 있으며 ϕ 가 약 1에서 計算値(12.1%)와 實驗値(9.2%)는 最大 30%의 差異를 나타내고 있다. 그러나 生成傾向은 매우 유사하다. CO 역시 傾向은 計算値와 實驗値가 비슷하다. 當量比가 1.0보다 작을 때에는 計算値가 實驗値보다 낮고 當量比가 커질수록 CO의 濃도가 增加하고 있으며 ϕ 가 약 1.6에서 計算値(11.2%)와 實驗値(8.9%)는 最大 25%의 差異를 나타내고 있다.

NO의 濃度は 全體系를 斷熱로 생각했기 때문에 計算値가 測定値보다 높게 나타났다. 그러나 平衡系로 생각했을 때보다는 Kinetics를 고려하였을 때의 計算値가 測定値에 가깝고 Kinetic Mechanism이 平衡計算보다 有效하다는 것을 나타내고 있다. 當量比 ϕ 가 약 0.9일 때 Kinetics에 의한 計算値(5,100ppm)와 測定値(3,500ppm) 사이에 45%의 差異를 나타내며, 平衡計算値(1,000ppm)는 測定値와 71%의 差異를 나타내고 있다. 當量比가 0.9 근처에서 NO濃度は 最大값을 나타내며 計算値와 實驗値의 差異는 最大 45%以内

에 있다.

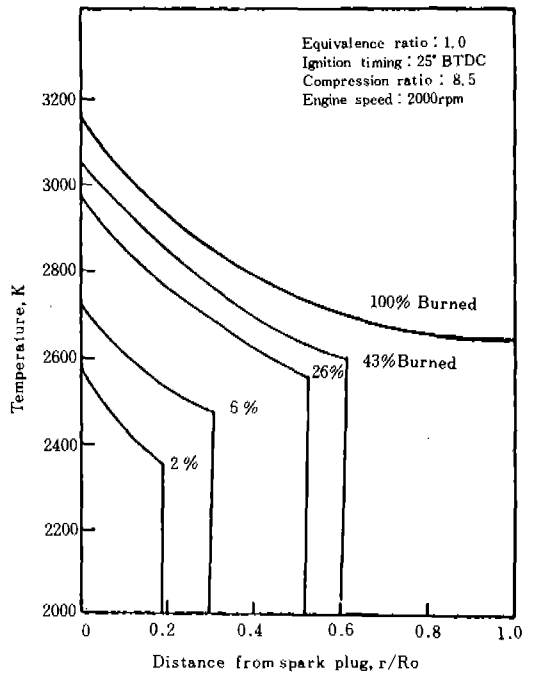


Fig. 3. Temperature distribution during the combustion process

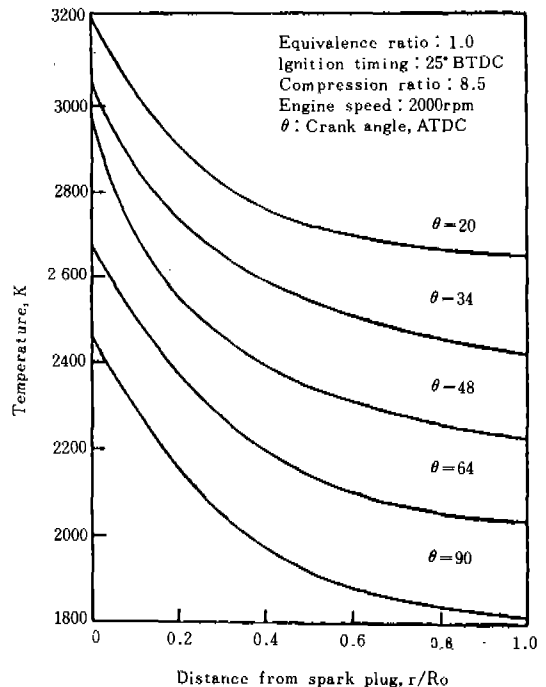


Fig. 4. Temperature distribution during isentropic expansion

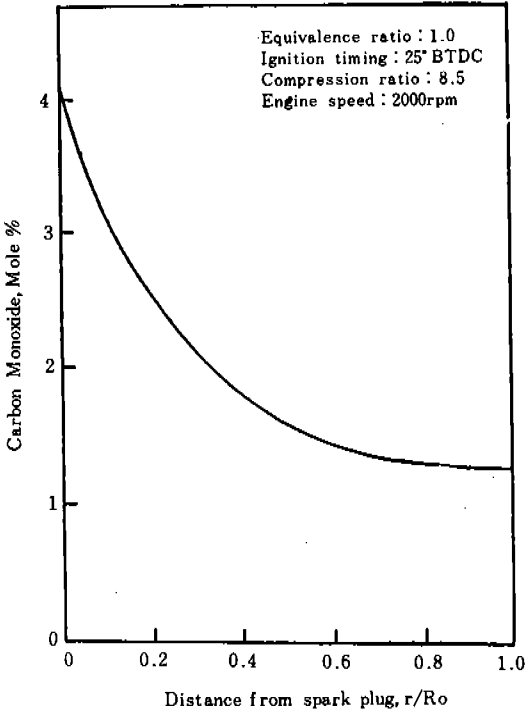


Fig. 5. Equilibrium distribution of CO at the end of flame travel

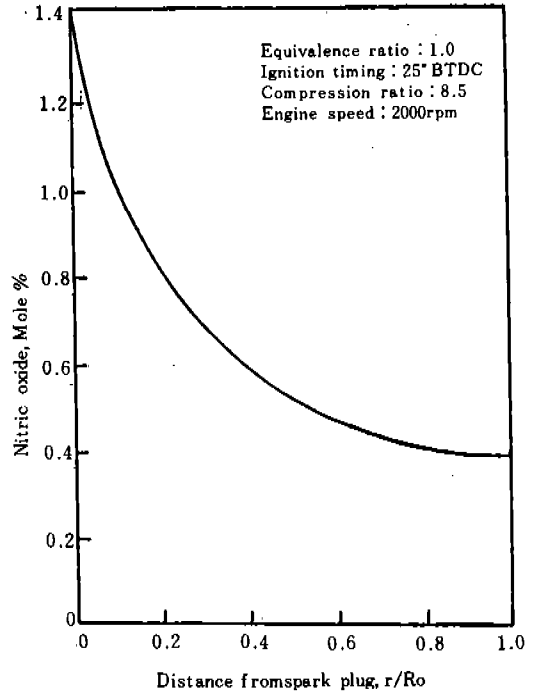


Fig. 7. Equilibrium distribution of NO at the end of flame travel

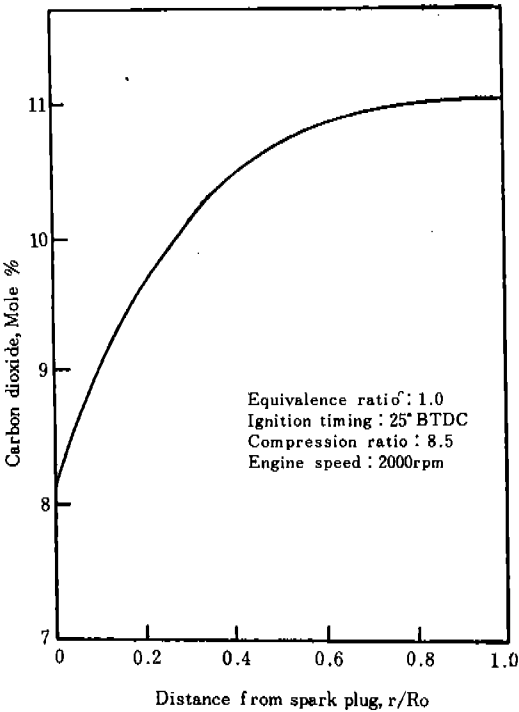


Fig. 6. Equilibrium distribution of CO₂ at the end of flame travel

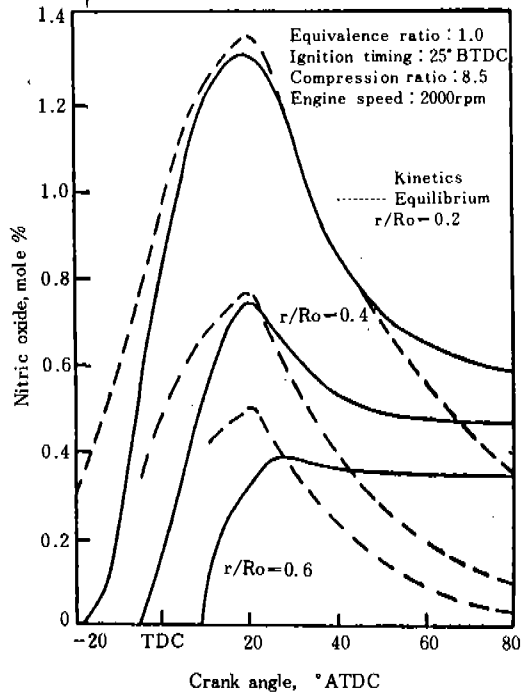


Fig. 8. Kinetic formation of nitric oxide

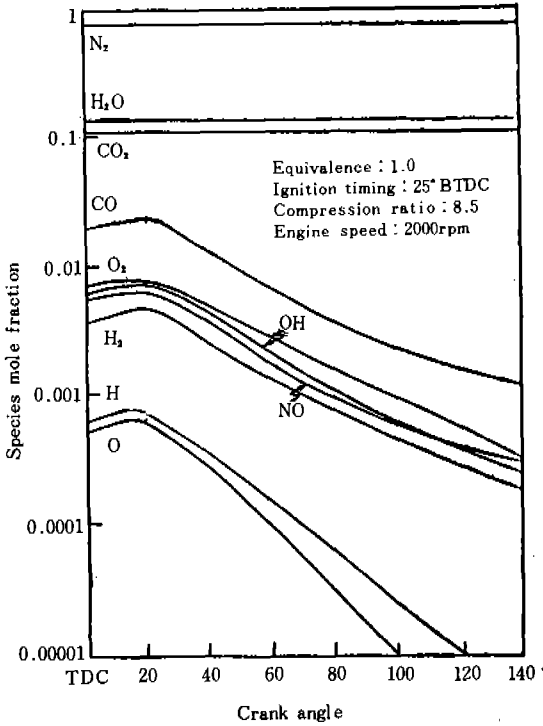


Fig. 9. Species mole fraction with crank angle

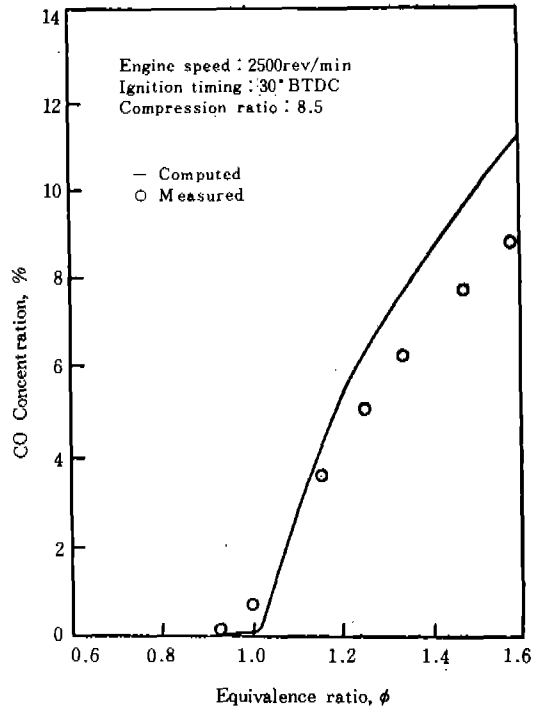


Fig. 11. Computed and measured CO concentrations

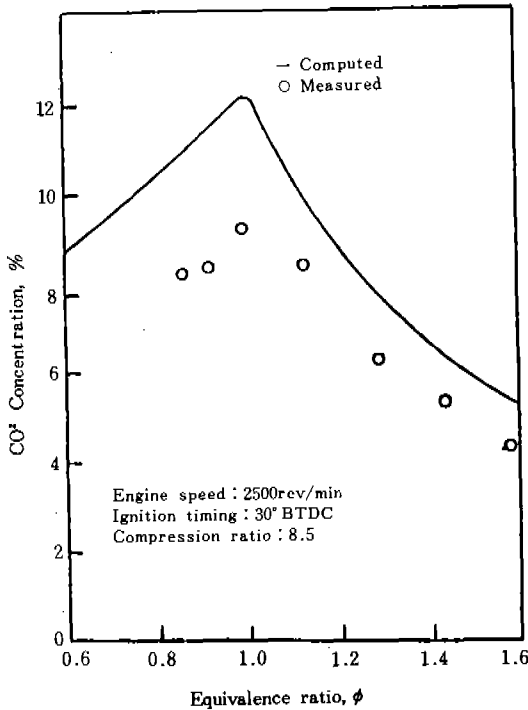


Fig. 10. Computed and measured CO₂ concentrations

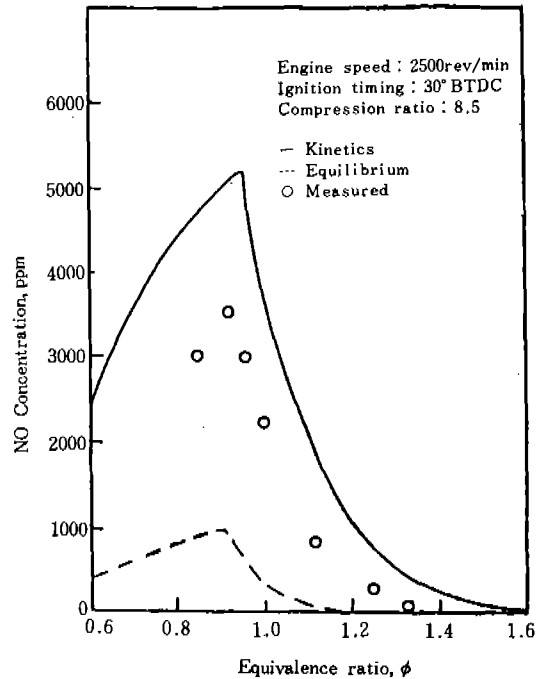


Fig. 12. Computed and measured NO concentrations

5. 結 論

燃燒過程의 不均一모형을 設定하여 燃燒室의 溫度勾配를 計算하고, 이를 基準으로 排出物의 濃度를 豫測한 다음 實驗値와 比較하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 燃燒 終了時 燃燒室의 溫度는 最初燃燒區域과 最後 燃燒區域사이에서 約 500K의 差異가 있고 最初 燃燒區域의 溫度가 가장 높다.

(2) 燃燒室의 溫度勾配에 따라 燃燒生成物에도 濃度勾配가 存在한다. 즉 窒素酸化物과 一酸化炭素의 경우는 最初 燃燒區域과 最後 燃燒區域 사이에서 約 3 倍의 濃度의 差異가 있고 二酸化炭素는 약 27%의 差異가 있다.

(3) 二酸化炭素의 濃度는 當量比 $\phi = 1$ 부근에서 가장 크고 當量비가 클수록 작아지며 一酸化炭素의 濃度는 當量비가 커질수록 커진다. 二酸化炭素는 30% 以內에서, 一酸化炭素는 25% 以內에서 豫測이 可能하다.

(4) 窒素酸化物은 當量比 $\phi = 0.9$ 부근에서 最大濃度를 나타내고, 豫測값은 Kinetic Mechanism 으로 計算한 경우 45% 以內에 있다.

參 考 文 獻

1. T. A. Huls and H. A. Nickol, "Influence of Engine Variables on Exhaust Oxides of Nitrogen Concentrations from Multi-cylinder Engine," SAE paper 670482, 1967.
2. John B. Heywood, "Pollutant Formation and Control in Spark-Ignition Engines," Prog. Energy. Combust. Sci. Vol. 1, pp. 135 - 164, 1976.
3. G. A. Lavoie, J. B. Heywood, and J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines," Combustion Science and Technology, Vol. 1, pp. 313 - 326, 1970.

4. G. M. Rasseweiller and L. Withrow, "Flame Temperatures Vary with Knock and Combustion Chamber Position," SAE Journal, Vol. 36, 1935.
5. L. J. Muzio, E. J. Starkman, and L. S. Caretto, "The Effect of Temperature Variations in Engine Combustion Chamber on Formation & Emission of Nitrogen Oxides," SAE Paper 710518, 1971.
6. M. K. Gajendra Babu and B. S. Murthy, "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single-Cylinder Spark Ignition Engine," SAE Paper 750687, 1975.
7. A. C. Malliaris, T. Trella, and H. Gould, "Engine Cycle Simulations and Comparisons to Real Engine Performance," SAE Paper 76 0155, 1976.
8. H. K. Newhall and E. S. Starkman, "Direct Spectroscopic Determination of Nitric Oxide in Reciprocating Engine Consider," SAE Paper 670122, 1967.
9. Brice Carnahan, H. A. Luther and James O. Wilkes, "Applied Numerical Methods," John Wiley & Sons, pp. 319 - 329, 1969.
10. Trilochan Singh and Kosol Surakomol, "Mathematical Modelling of Combustion Process in a Spark-Ignition Engine," SAE Paper 790354, 1979.
11. J. H. Harker, "The Calculation of Equilibrium Flame Gas Compositions," Journal of the Institute of Fuel, May 1967.
12. Rowland S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics," Pergamon Press, pp. 123 - 214, 1967.
13. Rowland S. Benson & N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engine," Pergamon Press, pp. 124 - 134, pp. 303 - 336, 1979.