

메탄올 燃料를 사용한 4실린더 4사이클 가솔린機關의 性能 및 排出物 豫測에 관한 研究

A Study on the Prediction of Performance and Emission of a 4-Cylinder 4-Cycle Gasoline Engine with Methanol Fuel

趙 珍 鎬*, 金 亨 燮**
J. H. Cho, H. S. Kim

ABSTRACT

The performance and emission for the 4-cylinder 4-cycle gasoline engine fueled with methanol is predicted in this paper. The model for all the processes is illustrated. It computes the gas pressure, gas temperature and the rate of formation of nitric oxide and carbon monoxide at each crank angle using basic energy equation and reaction kinetic mechanism. The results are obtained at different operating conditions encompassing changes in fuel-air equivalence ratio, engine speed, spark timing and compression ratio. The special characteristics of methanol such as high power output and nitric oxide emissions have been truthfully predicted by the model.

記 號 說 明

A : 管의 斷面積
 B_m : 메탄올의 消費量
 D_c : 실린더 直徑
 E. V. C.: 排氣밸브단합
 E. V. O.: 排氣밸브열림
 H_g : 가솔린의 低位發熱量
 H_m : 메탄올의 低位發熱量
 h : 熱傳達係數
 I. V. C.: 吸氣밸브단합
 I. V. O.: 吸氣밸브열림
 k : 反應速度定數
 M : 總 물수

m : 質量
 n : 質量分率
 P : 壓力
 q : 流體의 單位質量當 傳熱量
 Q : 熱傳達量
 R : 氣體常數
 t : 時間
 t_m : 메탄올의 消費時間
 T : 溫度
 u : 流體粒子的 速度
 U : 流體粒子的 無次元 速度
 V : 體積
 V_s : 피스톤의 平均速度
 x : 거리

* 한양대학교 공과대학 기계공학과

** 아주대학교 공과대학 기계공학과

y : 몰분률

<그리스文字>

ρ : 密度

γ_m : 메탄올의 比重량

γ_w : 剪斷應力

κ : 比熱比

ν : 몰수

ϵ : 壓縮比

ϕ : 當量比

θ : 크랭크 角度

<添 字>

c : 실린더

g : 가스

s : 行程

w : 管壁

1. 序 論

機關의 원활한 運轉은 燃料의 空燃比를 비롯하여 點火時期, 回轉速度, 負荷 등에 의해 결정되고 機關의 經濟 및 低公害 性能은 燃燒特性과 有害成分의 排出濃度 등으로 평가된다. 메탄올은 氣化潛熱이 크기 때문에 冷間始動이나 運轉條件이 달라지는데 다른 應答性이 좋지 않다. 더구나 메탄올은 體積當의 發熱量이 가솔린의 1/2 정도이고 또 燃料의 성질상 燃料系統에 腐蝕을 초래하고 低負荷運轉時 安定性 低下 등의 문제점들이 있는 반면에, 가솔린을 燃料로 하는 경우에 비하여 메탄올은 옥탄價가 높으며, CO, HC 및 NOx 등의 有害成分이 적게 排出되어서 메탄올이 環境의 保存上 有利的한 점들을 가지고 있으므로 메탄올을 代替燃料로 사용하기 위하여 이에 관한 研究가 활발히 進行되고 있다.¹⁻³⁾ 최근에는 機關內의 燃燒現象 및 가스流動을 시뮬레이션에 의해 豫測할 수 있게 되어서 이 豫測結果를 이용하여 機關의 基礎研究나 性能向上을 위한 基盤으로 應用되고 있다. 그리고 시뮬레이션에 의한 推定은 實驗的으로는 試圖할 수 없는 여러가지 條件에 대한 結果도 얻을 수 있는 장점이 있어 이를 위한 燃燒 및 가스流動에 관

한 많은 모델이 開發되었다.⁴⁻⁶⁾

本 研究는 가솔린(C₇H₁₇)과 가솔린의 代替燃料로 주목을 받고 있는 메탄올(CH₃OH)을 燃料로 사용하여 壓縮 및 膨脹過程에 대해서는 熱傳達, 化學平衡燃燒 및 NOx 非平衡모델을 포함하는 動力사이클과 가스交換過程에 대한 모델을 設定하여 실린더내의 壓力과 壓力上昇率, 既然 및 未燃가스의 溫度, 有害排出物인 CO와 NOx의 生成濃度を 時間의 函數로 계산하고 機關의 性能인 熱效率과 軸出力, 平均有效壓力을 시뮬레이션에 의해 豫測하였다.

2. 理論解析

2-1 動力사이클

실린더내에서의 熱力學的 現象들을 解析하기 위하여 化學平衡燃燒⁵⁾, NOx 非平衡모델⁷⁾을 적용하였으며 作業流體와 燃燒生成物에 대한 假定은 다음과 같다.

- 1) 실린더내의 作業流體는 理想氣體이며 熱力學的 平衡狀態를 유지한다.
- 2) 실린더내의 混合氣는 일정하다.
- 3) 未燃가스는 化學反應을 하지 않는다.

2-1-1 支配方程式

吸氣밸브를 통하여 空氣-燃料 混合氣를 吸入할 때 에너지方程式을 크랭크각에 대한 微分量으로 나타내면 다음과 같다.

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - T \frac{dV}{d\theta} - \frac{d}{d\theta}(m_1 \cdot h_1) \dots\dots\dots(1)$$

여기서 質量保存에 대한 燃燒方程式으로 부터 블로바이로 인한 質量損失과 엔탈피 및 熱損失은 다음과 같고,

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{dm_1}{d\theta} = -\frac{dm_1}{dt} \frac{dt}{d\theta} = -\frac{m_1}{\omega} \dots\dots\dots(2)$$

$$h_1 = (1-n^2)/h_u + n^2 h_b \dots\dots\dots(3)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\frac{dQ_1}{d\theta} = -\frac{(Q_b + Q_u)}{\omega} \dots\dots\dots(4)$$

未燃가스의 熱損失은 다음과 같다.

$$-dQ_u = \omega m(1-n) T_u \frac{ds_u}{d\theta} \dots\dots\dots(5)$$

이 식을 정리하면 다음과 같다.

$$C_{pu} \frac{dT_u}{d\theta} - \nu_u \frac{\partial \ln \nu_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta} = -\alpha \left\{ \frac{\pi D_c^2}{2} + \frac{4V}{D_c} \right\} (1-n^{1/2}) \frac{(T_u - T_w) \dots (6)}{\omega m (1-m)}$$

또, 系의 内部에너지와 比體積을 크랭크각에 따른 微分量으로 나타내면 다음과 같으며,

$$m \frac{du}{d\theta} = m \left\{ n \frac{du_b}{d\theta} + (1-n) \frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u) \frac{dn}{d\theta} \right\} \dots (7)$$

$$\frac{1}{m} \frac{dV}{d\theta} + \frac{V m_1}{m^2 \omega} = n \frac{\nu_b}{T_b} \frac{\partial \ln \nu_u}{\partial \ln T_u} \frac{dT_u}{d\theta} + \left\{ n \frac{\nu_b}{p} \frac{\partial \ln \nu_b}{\partial \ln p} + (1-n) \frac{\nu_u}{p} \frac{\partial \ln \nu_u}{\partial \ln p} \right\} \frac{dp}{d\theta} + (\nu_b - \nu_u) \frac{dn}{d\theta} \dots (8)$$

質量分率 n 은 $\theta < \theta_s$ 일 때 $n=0$, $\theta_s < \theta < \theta_s + \theta_b$ 일 때 $n = \{1 - \cos[\pi(\theta - \theta_s)/\theta_b]\}/2$, $\theta > \theta_s + \theta_b$ 일 때 $n=1$ 이 된다.

式(1), (2), (7), (8)로부터 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{A+B+C}{D+E} \dots (9)$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{-\alpha \left\{ \frac{\pi D_c^2}{2} + \frac{4V}{D_c} \right\} (1-n^{1/2}) (T_u - T_w)}{\omega m C_{pu} (1-n)} \dots (10)$$

$$+ \frac{\nu_u}{C_{pu}} \frac{\partial \ln \nu_u}{\partial \ln T_u} \frac{dp}{d\theta}$$

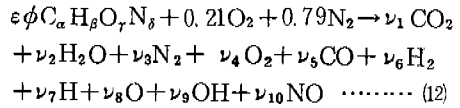
$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{-\alpha \left\{ \frac{\pi D_c^2}{2} + \frac{4V}{D_c} \right\} n^{1/2} (T_b - T_u)}{\omega m C_{pb} n} + \dots (11)$$

$$+ \frac{\nu_b}{C_{pb}} \frac{\partial \ln \nu_b}{\partial \ln T_b} \frac{dp}{d\theta} + \frac{a_u - a_b}{n C_{pb}} \left\{ \frac{dn}{d\theta} - (n - n^2) \frac{m_1}{m \omega} \right\} \dots (11)$$

2-1-2 化學平衡 燃燒가스모델

C, H, O, N의 4種의 獨立元素가 存在하는 平衡系로 생각하고, 高溫高壓狀態에서의 燃燒過程은 熱解離를 고려해야 하므로 CO₂, H₂O, N₂, O₂, CO, H₂, H, O, OH, NO의 10가지의 化學成分이 平衡을 이루고 있다고 假定⁵⁾하고 燃

燒前後의 平衡濃度を 계산하기 위해 反應式을 나타내면 다음과 같다.



윗 式에서 質量平衡式은 다음과 같다.

$$C: \epsilon \phi \alpha = (y_1 + y_5) M \dots (13)$$

$$H: \epsilon \phi \beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) M \dots (14)$$

$$O: \epsilon \phi \gamma + 0.42 = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) M \dots (15)$$

$$N: \epsilon \phi \delta + 1.58 = (2y_3 + y_{10}) M \dots (16)$$

여기서 총 몰수 $M = \sum_{i=1}^{10} \nu_i$ 이고 어떤 주어진 化學種의 몰分率($y_i, i=1 \sim 10$)은 다음과 같다.

$$y_i = \nu_i / \sum_{i=1}^{10} \nu_i \dots (17)$$

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0 \dots (18)$$

11개의 未知數(10種의 몰分率 y_i , 總 몰수 M)을 구하기 위하여 다음 6개의 化學平衡常數 方程式을 이용한다.

$$\frac{1}{2} H_2 \rightleftharpoons H \quad K_1 = \frac{y_7 P^{1/2}}{y_6^{1/2}} \dots (19)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad K_2 = \frac{y_8 P^{1/2}}{y_4^{1/2}} \dots (20)$$

$$\frac{1}{2} H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_3 = \frac{y_9}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}} \dots (21)$$

$$\frac{1}{2} O_2 + \frac{1}{2} N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_4 = \frac{y_{10}}{y_4^{1/2} y_6^{1/2}} \dots (22)$$

$$H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons H_2 O \quad K_5 = \frac{y_2}{y_4^{1/2} y_6 P^{1/2}} \dots (23)$$

$$CO + \frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons CO_2 \quad K_6 = \frac{y_1}{y_5 y_4^{1/2} P^{1/2}} \dots (24)$$

여기서, 平衡常數($K_i, i=1 \sim 6$)는 溫度만의 函數로 가정하였으며 다음 式으로부터 구할 수 있다.

$$\log K_i = \bar{A} \ln(T/1000) + \bar{B}/T + \bar{C} + \bar{D}T + \bar{E}T^2 \dots (25)$$

여기서, 常數값은 JANAF Table⁸⁾을 이용하였다.

式(14), (15), (16)을 式(13)으로 나누면 다음과 같다.

$$2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9 - \frac{\beta}{\alpha}(y_1 + y_5) = 0 \dots (26)$$

$$2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10} -$$

$$\left\{ \left(\gamma + \frac{0.42}{\varepsilon \phi} \right) \frac{1}{\alpha} (y_1 + y_5) \right\} = 0 \dots (27)$$

$$2y_3 + y_{10} - \left\{ \left(\delta + \frac{1.58}{\varepsilon \phi} \right) \frac{1}{\alpha} (y_1 + y_5) \right\} = 0 \dots (28)$$

式(18), (26), (27), (28)로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f_j(y_3, y_4, y_5, y_6) = 0, j = 1, 2, 3, 4 \dots (29)$$

윗 式을 Taylor 級數展開하고 2次 이상의 항을 무시하면 다음과 같다.

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\partial y_3} \Delta y_3 + \frac{\partial f_j}{\partial y_4} \Delta y_4 + \frac{\partial f_j}{\partial y_5} \Delta y_5 + \frac{\partial f_j}{\partial y_6} \Delta y_6 = 0 \dots (30)$$

$$j = 1, 2, 3, 4$$

式(27)을 溫度에 대하여 微分하면 다음과 같고,

$$\frac{\partial f_j}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_3} \frac{\partial y_3}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_4} \frac{\partial y_4}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_5} \frac{\partial y_5}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial y_6} \frac{\partial y_6}{\partial T} = 0 \dots (31)$$

Gauss 消去法을 이용하여 線形連立方程式으로부터 몰分率 $y_i (i=3, 4, 5, 6)$ 을 구할 수 있으며 이 값을 이용하여 다음의 熱力學的 狀態量을 계산한다.

$$C_p = \frac{1}{M} \left\{ \sum (y_i C_{p,i} + h_i \frac{\partial y_i}{\partial T}) - \frac{h}{M} \sum M_i \frac{\partial y_i}{\partial T} \right\} \dots (32)$$

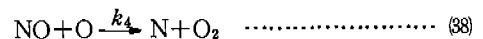
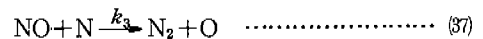
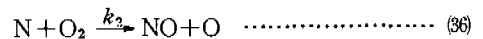
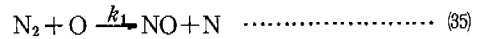
$$h = \sum y_i h_i \dots (33)$$

$$s = -R \ln (p/p_0) + \sum y_i (s_i - R \ln y_i) \dots (34)$$

2-1-3 NO_x 非平衡모델

火炎帶 背後의 燃燒가스 중에서 NO의 生成과 分解에 관하여는 素反應은 여러가지가 있으나 다음의 Zeldovich 機構⁷⁾를 사용한다.

NO의 kinetic은 C, H, O kinetics에 비하여 상당히 느리기 때문에 대부분의 NO는 燃燒後 既燃燒領域에서 發生한다. 따라서 C, H, O系를 平衡狀態로 가정⁹⁾하면 N은 분리해서 계산할 수 있으므로 NO의 kinetic mechanism은 다음과 같다.



여기서, 反應速度定數(k_1, k_2, k_3, k_4)는 다음의 Arrhenius 式으로 표현되며 각 定數는 Table 1과 같다.¹⁰⁾

$$K = A \times 10^n T^m \exp(-E/RT) \dots (39)$$

式(32), (33), (34), (35)로부터 NO 濃度の 時間에 대한 變化率은 다음과 같다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_1[N_2][O] + k_2[N][O_2] - k_3[NO][N] - k_4[NO][O] \dots (40)$$

Table 1. Reaction rate constant

	A	n	m	E kcal/mol
k_1	7	10	0	75.5
k_2	1.33	7	1	7.08
k_3	1.55	10	0	0
k_4	3.2	6	1	39.1

2-1-4 熱傳達모델

실린더내의 傳熱量 計算에 사용한 Woschmi¹¹⁾ 式은 壓縮, 膨脹時 對流現象을 考慮한 式으로서 다음과 같다.

$$h = 129.918 \times 10^{-4} P^{0.8} \left\{ C_1 V_p + C_2 V_s \right.$$

$$\left. \frac{T_1(P - P_m)}{V_1 P_1} \right\}^{0.8} D_c^{-0.2} T^{-0.63} \dots (41)$$

여기서, $C_1 = 2.28$ 이고 $C_2 = 3.24 \times 10^{-3} \text{m/sec}$ K 이며 V_s 는 피스톤의 平均速度를 표시한 것이다. 그리고 P_1, T_1 및 V_1 는 각각 지정된 時間의 壓力, 溫度 및 體積을 표시하고 D_c 는 피스톤의 直徑이다.

사이클 시뮬레이션을 수행하기 위해 사용

2-2 가스交換過程

吸排氣系 및 실린더 모델에 대한 가정은 다음과 같다.

1) 吸排氣系에서 流動은 1次元 非定常過程이다.

2) 吸排氣系에서 밸브와 밸브시이트 사이의 流動은 等엔트로피 過程이다.

3) 밸브 목 부분의 壓力은 下流에서의 壓力과 同一하다.

4) 吸排氣管 分岐點에서의 壓力과 密度는 同一하다.

그리고 吸排氣管内 가스流動에 있어서 任意의 斷面에 대한 連續, 運動量, 에너지方程式은

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{A} \frac{dA}{dx} = 0 \dots\dots\dots (42)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + F = 0 \dots\dots\dots (43)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (\kappa - 1) \rho (q + uF) = 0 \dots\dots\dots (44)$$

이 되고 이러한 雙曲線形 偏微分方程式의 解를 구하기 위하여 吸排氣管에서의 音速, 流速, 時間, 엔트로피 및 거리에 대한 無次元數와 Riemann 變數를 도입한 特性曲線解法을 이용하였다.⁶⁾

3. 數值解析

사이클 시뮬레이션을 수행하기 위해 사용된 機關의 諸元은 Table 2와 같다.

化學平衡燃燒, 熱傳達 및 NO_x 非平衡모델을 적용한 動力사이클의 계산범위는 壓縮初期부터 膨脹末까지이며 계산순서는 Gauss 消去法에 의하여 式(30), (31)로부터 分子量을 구한 다음, 式(32)~(34)에 의해 熱力學的 狀態量을 구하

였고 이어 크랭크각 變化에 따른 실린더내 壓力과 未燃 및 既燃가스의 溫度를 Runge Kutta method를 사용하여 式(9)~(11)로부터 계산하였다. 실린더내의 狀態量이 결정되면 가스交換過程에 대해서 格子法을 이용하여 吸排氣管内의 狀態量을 구하였고 연결부에서의 狀態값은 境界條件式을 써서 계산하였다.

Table 2. Specifications of test engine

Bore × stroke	(mm)	76.5 × 81.5
Displacement	(cc)	1,498
Connecting rod length	(mm)	130
Compression ratio		6 ~ 14
Valve timing	I. V. O. BTDC 20° E. V. O. BBDC 58°	I. V. C. ABDC 52° E. V. C. ATDC 14°
Pipe : length × dia.	L 1 (mm)	220 × 28
	L 2, L 5 (mm)	200 × 28
	L 3, L 4 (mm)	140 × 28
	L 6, L 9 (mm)	170 × 28
	L 7, L 8 (mm)	150 × 28
	L 10 (mm)	1,200 × 28

4. 結果 및 考察

Fig.1과 Fig.2는 當量比 0.9, 機關의 回轉速度가 3,000rpm일 때 點火時期가 각각 BTDC 15°와 BTDC 35°인 경우에 대한 燃燒중 실린더내에 生成되는 CO와 NO의 濃度를 크랭크각의 變化에 따라 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 CO와 NO의 濃度는 燃燒가 進行됨에 따라 급격히 증가하여 燃燒가 終了되기 직전에 最大값을 가진 다음, 그 이후의 膨脹過程에서는 점점 감소함을 알 수 있다. 이는 燃燒室의 溫度가 낮아지기 때문이다. 그리고 가솔린에 비하여 메탄올을 燃料로 사용하였을 경우에 CO와 NO의 濃度가 낮게 生成되었다. 또 BTDC 15°인 경우에 비하여 BTDC 35°일 때 CO 및 NO의 濃度가 높게 生成됨을 알 수 있다. 이는 點火時期가 進角되는데 따라 燃燒室의 溫度가 높아지기 때문인 것으로 생각된다. Fig.3과 Fig.4는 點火時期가 BTDC

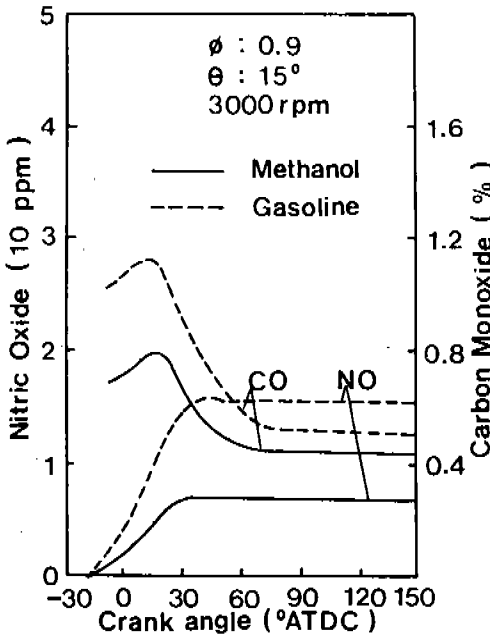


Fig.1 Effect of spark timing on NO and CO levels for methanol and gasoline

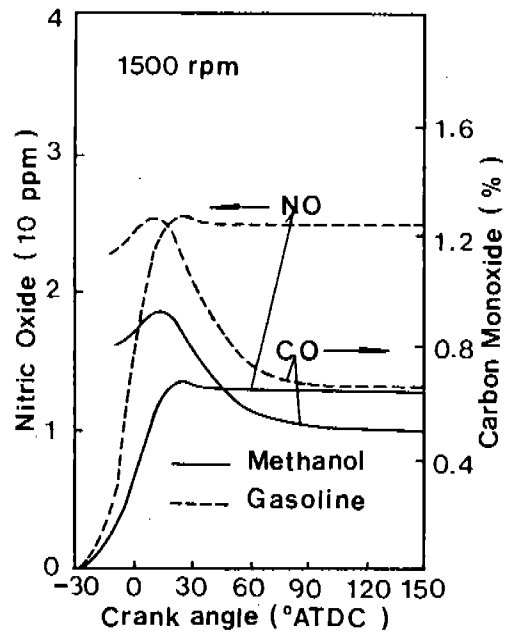


Fig.3 Effect of engine speed on NO and CO levels for methanol and gasoline

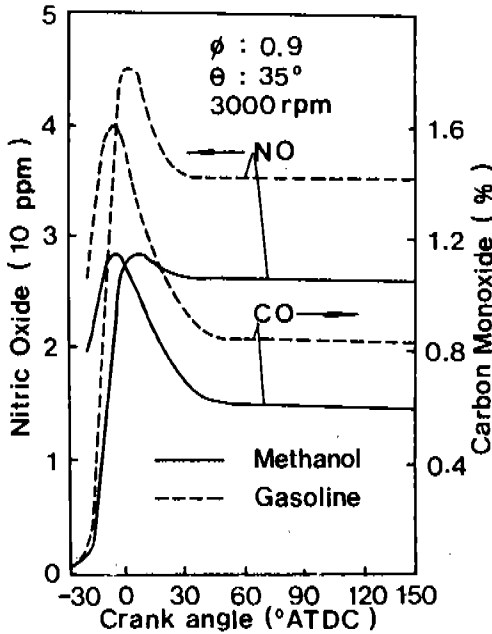


Fig.2 Effect of spark timing on NO and CO levels for methanol and gasoline

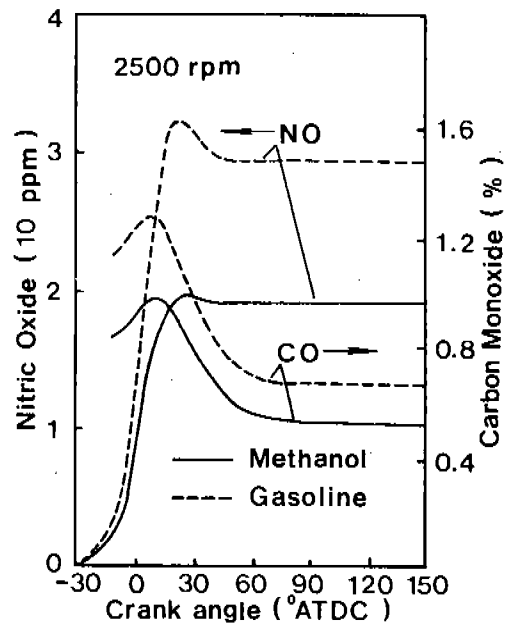


Fig.4 Effect engine speed on NO and CO levels for methanol and gasoline

20°일 때 機關의 回轉速度를 각각 1.500rpm
 과 2.500rpm인 경우에 대한 燃燒中 실린더내
 에 生成되는 CO와 NO의 濃度를 크랭크각의

變化에 따라 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바
 와 같이 燃燒가 進行되는데 따라 NO 및 CO
 의 濃度가 증가해서 燃燒가 끝날 무렵에 最大

값이 됨을 알 수 있으며, NO의 濃度는 機關의 回轉速度가 1,500 rpm일 때에 비하여 2,500 rpm일 때 높게 生成되는 것을 알 수 있다. 이는 機關의 回轉速度가 증가하는데 따라 한 사이클의 期間이 짧아져 熱損失이 적어지므로 결국 熱效率은 좋아지고 燃燒室內의 溫度가 높아지기 때문에 NO의 生成量이 증가되는 것으로 생각된다. CO의 濃度는 機關의 回轉速度變化에 따라 크게 變化하지 않았다. 그리고 燃料가 메탄올인 경우가 가솔린에 비하여 CO의 濃度가 낮게 生成되었다. 이는 메탄올이 H/C比가 높기 때문인 것으로 생각된다.

Fig.5는 當量比 0.8 機關의 回轉速度가 3,500 rpm, 點火時期가 BTDC 30°, 壓縮比 9인 경우에 실린더내의 壓力變化를 크랭크각에 따라 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 가솔린에 비하여 메탄올을 燃料로 사용하였을 때 燃燒室內의 最大壓力은 약 10bar 정도 더 높게 나타나고 있다. 이는 메탄올이 가솔린에 비하여 옥탄價가 높으므로 燃燒時에 爆發性이 강하기 때문이다.

Fig.6은 機關의 回轉速度가 2,000rpm인 경우에 실린더내의 壓力變化를 크랭크각에 따라 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 排氣밸브가 열릴 때 실린더내의 壓力이 급격히 떨어지고 밸브 오버랩期間 부근에서는 壓力이 약간 상승한다. 그리고 피스톤의 下向運動時 一時的인 負壓現象이 일어난다.

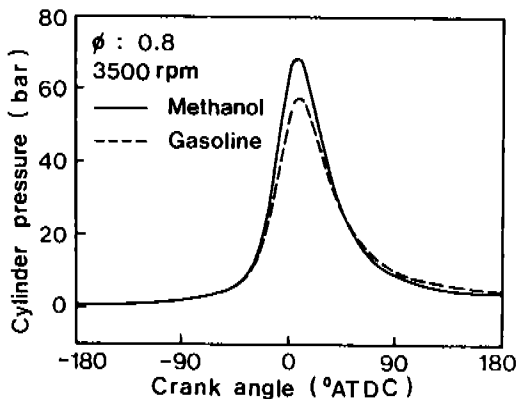


Fig.5 P-θ diagram for methanol and gasoline at 3,000 rpm

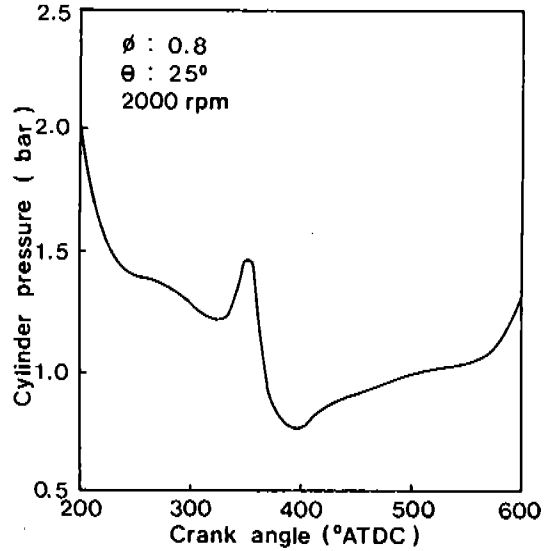


Fig.6 Pressure variation in the cylinder

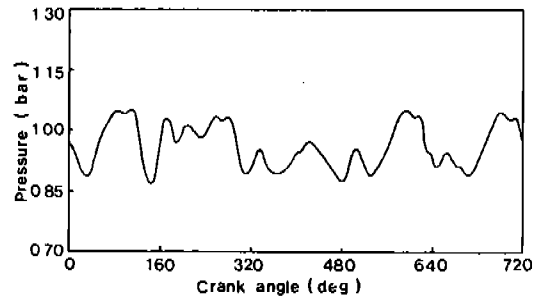


Fig.7 Pressure variation in the intake pipe

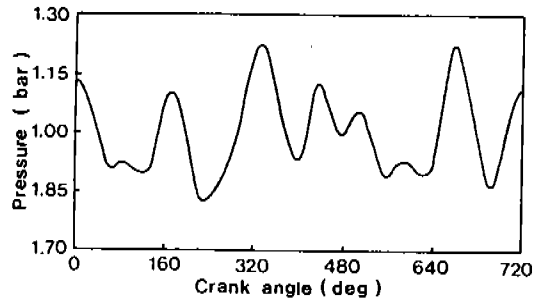


Fig.8 Pressure variation in the exhaust pipe

Fig.7은 機關의 回轉速度가 3,000rpm인 경우에 吸氣管內의 壓力變化를 크랭크각에 따라 나타낸 것이며 그림에서와 같이 吸氣管內에서 壓力振動이 심하게 일어남을 알 수 있다. 이는 각 실린더간의 干涉效果 때문인 것으로 생

각된다.

Fig. 8은 機關의 回轉速度가 3,000rpm인 경우에 排氣管의 分岐點 이후에서의 壓力變化를 크랭크각에 따라 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 각 실린더간의 干涉效果 때문에 壓力振動이 심하게 일어남을 알 수 있다.

Fig. 9~11은 機關의 回轉速度가 3,000rpm

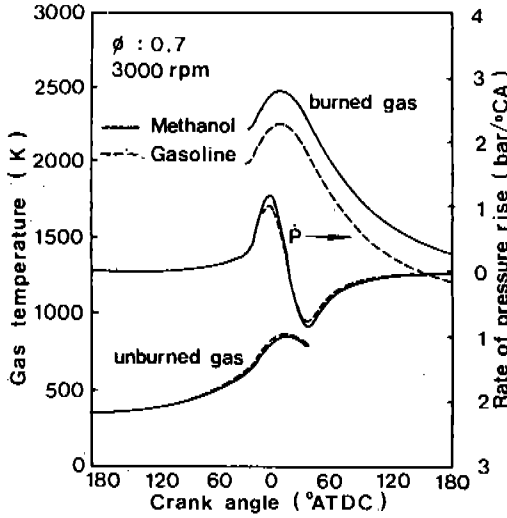


Fig. 9 Burned, unburned gas temperature and pressure rise rate vs. crank angle at $\phi=0.7$

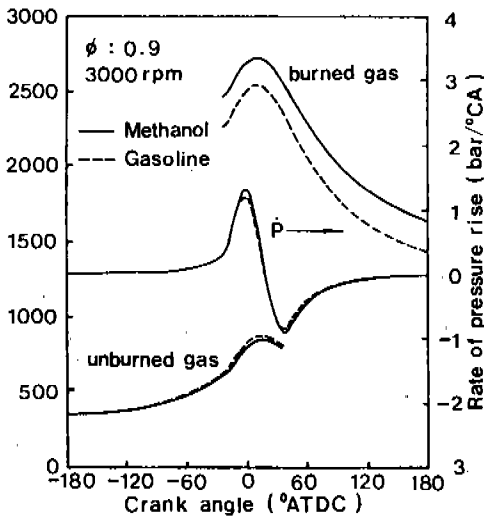


Fig. 10 Burned, unburned gas temperature and pressure rise rate vs. crank angle at $\phi=0.9$

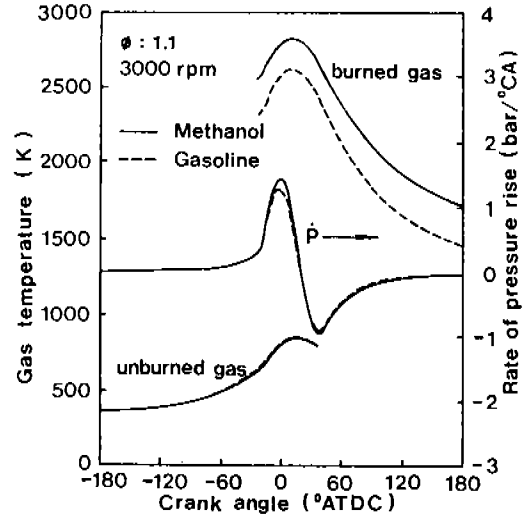


Fig. 11 Burned, unburned gas temperature and pressure rise rate vs. crank angle at $\phi=1.1$

일 때 當量比가 각각 0.7, 0.9 및 1.1인 경우에 대한 既然가스의 溫度와 未然가스의 溫度 및 壓力上昇率의 變化를 크랭크각의 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 未然가스의 溫度와 既然가스의 溫度 및 壓力上昇率은 當量比가 낮은 稀薄한 混合氣에 비하여 濃厚한 混合氣인 경우에 더욱 높게 나타났다. 또한 燃料로 메탄올을 사용하였을 때 가솔린에 비하여 既然가스의 溫度는 높게 나타났으나, 未然가스의 溫度는 반대경향을 보이고 있다. 이것은 가솔린보다 메탄올이 燃焼速度가 빠르고 氣化潛熱이 크기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 12는 機關의 回轉速度가 3,000 rpm일 때 當量比가 각각 0.7, 0.9 및 1.1인 경우에 대하여 壓縮比를 6~14까지 변화시켰을 때 圖示熱效率을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 圖示熱效率은 壓縮比가 커질수록 증가하였으며, 燃料로 메탄올을 사용하였을 경우의 圖示熱效率이 가솔린을 사용하였을 경우보다 다소 높게 나타났다. 이는 메탄올의 燃焼速度가 가솔린에 비하여 빠르기 때문에 完全燃焼度가 커져 熱效率이 증가되는 것으로 생각된다.

Fig. 13과 Fig. 14는 當量比가 0.9, 壓縮比가

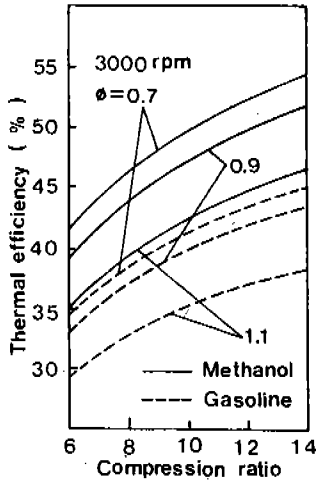


Fig.12 The effect of equivalence ratio and compression ratio on indicated thermal efficiency

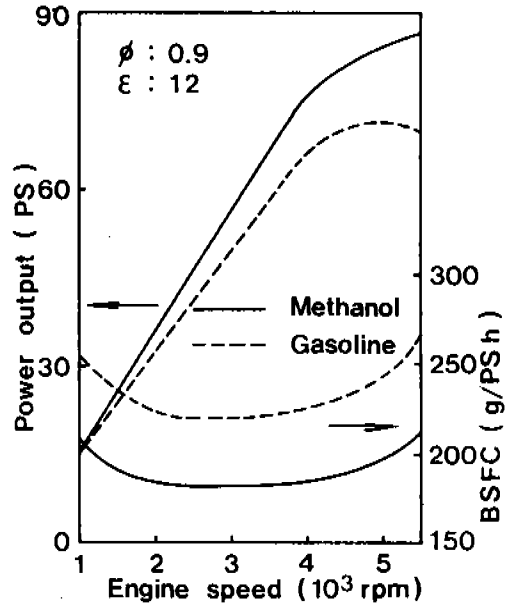


Fig.14 The effect of the engine speed on the engine performance at $\epsilon = 12$

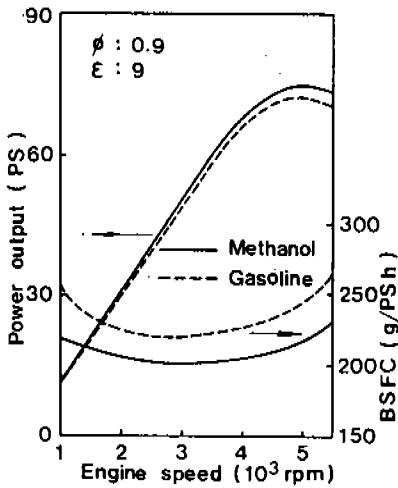


Fig.13 The effect of the engine speed on the engine performance at $\epsilon = 9$

각각 9, 12일 때 機關의 回轉速度가 변화하는데 따른 燃料消費率과 軸出力과의 관계를 나타낸 것으로서 메탄올에 대한 燃料消費率은 가솔린의 發熱量값을 基準으로 하여 $b_{em} = \{(3,600 \cdot \gamma_m \cdot B_m) / t_m \cdot W\} (H_m / H_g)$ 에 의하여 계산한 값으로 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 壓縮比가 9인 경우에는 燃料消費率이 機關의 回轉速度가 3,000rpm 부근에서 最小값이 되며 軸出力은 약 5,000rpm에

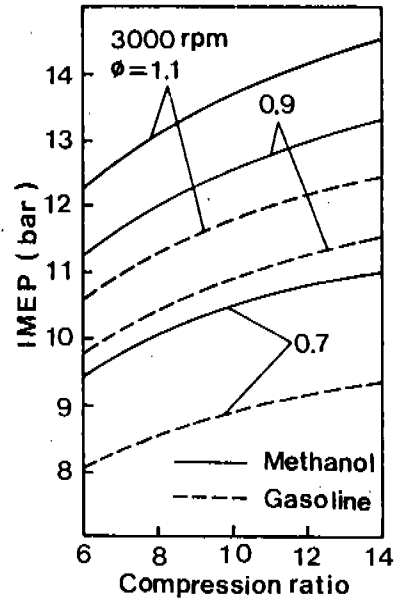


Fig.15 The effect of equivalence ratio and compression ratio on I.M.E.P.

서 最大값을 가진다. 壓縮比가 12인 경우에는 機關의 回轉速度 1,000rpm으로부터 5,000rpm까지의 全回轉速度 範圍에 걸쳐 메탄올이 가솔린에 비하여 燃料消費率은 낮았으나 軸出

력은 높게 나타났다.

Fig.15는 機關의 回轉速度가 3,000 rpm일 때 각각 當量比가 0.7, 0.9 및 1.1인 경우에 대하여 壓縮比의 변화에 대한 圖示平均有效壓力을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 壓縮比가 커지고 濃厚한 混合氣일수록 圖示平均有效壓力은 증가하고, 가솔린에 비하여 메탄올을 燃料로 사용하는 경우에 圖示平均有效壓力이 다소 높게 나타났다.

5. 結 論

4사이클 4실린더 가솔린 機關에 代替燃料로 주목받고 있는 메탄올을 燃料로 하여 機關의 運轉條件에 따른 排氣組成 및 機關性能과의 관계를 化學平衡燃燒, NO_x 非平衡모델, 熱傳達모델을 포함하는 動力사이클과 가스交換過程을 적용하여 가솔린을 燃料로 한 경우와 比較 豫測한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) CO와 NO의 濃度는 燃燒가 終了되기 직전 각각 最大값을 가지며 點火時期가 進角됨에 따라 燃燒室의 溫度가 높아져 증가한다. 또 메탄올이 가솔린에 비하여 CO와 NO의 濃度가 낮게 生成되었다.

2) 機關의 回轉速度가 증가하는데 따라 NO의 生成量은 증가하나 CO의 生成量은 크게 변화하지 않았다.

3) 當量比가 커질수록 壓力上昇率과 既燃 가스 및 未燃가스의 溫度가 높으며 가솔린에 비하여 메탄올이 既燃가스의 溫度는 높으나 未燃가스의 溫度는 낮다.

4) 가솔린에 비하여 燃燒速度가 빠른 메탄올이 圖示熱效率과 圖示平均有效壓力이 높게 나타났으며 壓縮比가 커질수록 圖示熱效率과 圖示平均有效壓力이 증가한다.

5) 가솔린의 發熱量값을 基準으로 하여 계산한 燃料消費率은 메탄올이 가솔린에 비하여 낮았고 軸出力은 높았다.

參 考 文 獻

1. J.A. Harrington and R.M. Pilot, "Combustion and Emission Characteristics of Methanol," SAE paper 750420, 1975.
2. N.D. Brinkman and R.F. Steber, "A Comparison of Methanol and Dissociated Methanol Illustrating Effects of Fuel Properties on Engine Efficiency-Experiments and Thermodynamic Analysis," SAE paper 850217, 1985.
3. D.L. Hagen, "Methanol as a Fuel: A Review with Bibliography," SAE paper 770792, 1977.
4. K.J. McAuly, W. Tang and G.L. Borman, "Development and Evaluation of the C.I. Engine," SAE paper 650462, 1965.
5. C. Olikara and G.L. Borman, "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines," SAE paper 750468, 1975.
6. R.S. Benson, W.J.D. Annand and P.C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for Single Cylinder 4-stroke Cycle S.I. Engines," Inst. J. Mech. Sci., Vol 17, pp.97-124, 1975.
7. Y.B. Zeldovich, "The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions," Acta Physicochimica USSR, Vol. 21, pp.577-628, 1946.
8. D.R. Stull and H. Prophet, JANAF Thermodynamic Tables, 2nd ed., U.S. Dept. of Commerce, 1971.
9. H.K. Newhall, "Kinetics of Engine Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide," 12th Symposium on Combustion, pp.603-613, 1968.
10. L. Komiyama and J.B. Heywood, "Predicting NO_x Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark Ignition Engines," SAE paper, 730475, 1973.
11. L.T. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, 1967.

1. J.A. Harrington and R.M. Pilot, "Combustion and Emission Characteristics of Methanol," SAE paper 750420, 1975.