

<論 文>

小型 디젤機關에 있어서 알코올利用에 관한 研究

—氣化 디젤法을 中心으로—

盧 相 舜* · 許 柄 武**

(1986年 12月 22日 接受)

A Study on Alcohol Using in the Small Type Diesel Engine

—With the Gasfication Diesel Method—

Sang-Soon Rho and Byong-Mu Heo

Key Words: Diesel Engine Combustion(디젤機關燃焼), Combustion Pressure(燃焼壓力), Rate of Pressure Rise(壓力上昇率), Gasfication Diesel Method(氣化디젤法), Rate of Heat Release(熱發生率), Specific Fuel Consumption(燃料消費率)

Abstract

The method of methanol using in diesel engines hasn't been established yet because of it's low ignition characters.

But many studies about it with many methods have been doing recently. If alcohol can be used in diesel engines, smoke and NO_x, which is a big problem in diesel engines, can be reduced large.

The purpose of this study is to establish using method of alcohol, as a substitute fuel.

In this study, Combustion characters, engine performance and exhaust gas emissions are checked by using gasfication diesel method. Concluding remarks of this study are as follows.

(1) Methanol can be used within 30% of total inducing energy, if above that rate, it can't be used because of knocking and bad operating condition.

(2) Under the low load, the effect of methanol inducing of fuel consumption is somewhat bad, but under the high load, the effect is very good.

(3) Under the high load, smoke limit is a marked improvement with methanol inducing.

記 號 說 明

A : 일의 熱當量(kJ/N·m)

C_v : 실린더내 가스定積比熱(kJ/kg°K)

G : 실린더내 가스重量(kg)

G_r : 燃料의 重量(kg)

G₀ : 燃焼前의 실린더내 가스重量(kg)

h : 燃料가 가진 엔탈피(kJ/kg)

L₀ : 理論空氣量(kg/kg)

l : 케넥팅 로드의 길이(m)

n₀ : 動作가스의 몰(mol)數

* 正會員, 全北大學校 工科大學 精密機械工學科

** 正會員, 群山開放大學 機械工學科

- P : 실린더내 가스壓力(P_s)
- Q_B : 燃焼에 의해 生成된 熱量(kJ)
- Q_C : 壁面에의 冷却損失(kJ)
- Q_L : 燃料의 低發熱量(kJ/kg)
- Q_T : 사이클중에 流入한 正味全熱量(kJ/cycle)
- R : 실린더내 가스定數($N \cdot m/kg^\circ K$)
- r : 크랭크 아암의 길이(m)
- T : 실린더내 가스溫度($^\circ K$)
- θ : 크랭크角($^\circ CA$)
- V : 실린더내 가스體積(m^3)
- V_s : 行程體積(m^3)
- λ : 空氣過剩率
- λ_θ : 크랭크角 θ 에서의 平均空氣過剩率
- δ : 燃焼에 의한 물 增加係數
- ε : 壓縮比
- ε_θ : 上死點으로부터 $\theta^\circ CA$ 로된 크랭크위치에의 壓縮比
- η_{th} : 發熱의 等容度

(3) 混合燃料法等을 생각할 수 있다.

이미 國外에서는 村山^(2,10,11), Baranescu⁽³⁾, Elsbett⁽⁴⁾, T.W Ryan III⁽⁵⁾가 混合燃料法에 의해 알코올利用方法을 제시하였으나, 알코올 燃料의 극히 낮은 燃點價, 높은 氣化潛熱等 때문에 극히 낮은 着火性 및 알코올의 분리현상으로, 失火率이 增加하여 사이클간의 燃料變動과 노킹의 發生에 의한 원활한 運轉의 阻害등이 問題點으로 지적되고 있다.

이러한 問題를 解決하기 위하여 本 研究에서는 優秀한 出力性能 때문에 광범위한 범위에서 使用되고 있는 디젤기관을 그 對象으로 하여 實用上 보다 간편하고 液體燃料만이 아니고 氣體燃料의 使用도 가능한 氣化 디젤法, 즉 主燃料로서 알코올을 吸氣管으로부터 吸入시키는 한편, 燃焼室內에 着火源으로서 輕油를 噴射시켜 알코올의 燃焼를 確保하도록 하는 方法을 利用하여 機關의 燃焼性, 出力性能, 또는 排氣特性 등에 대하여, 調査分析하여 알코올이 代替燃料로서의 利用可能性을 確固히 하고자 함에 그 目的이 있다.

1. 序 論

우리나라는 1960년대 이래 工業化를 향한 經濟成長과 生活水準의 向上으로 에너지 수요가 급증하여 1960년에 石油依存度가 8.1%이었던 것이 1983년에는 56%로 世界의 平均依存度 40%를 훨씬 상회하는 값으로 石油消費量이 급증되어지고 있으나 과거 두차례에 걸친 石油波動을 계기로하여 世界各國은 이 危機를 대처할 新에너지 開發이 절실히 요구되고 있는 실정이다. 그 중에서도 機械工業의 中樞役割인 內燃機關에 있어서도 代替燃料의 開發등, 많은 에너지對策⁽¹⁾이 강구되어 왔다.

最近 將來性, 生産性 및 取扱便利度 등으로 內燃機關用 代替燃料로서 有望視되고 있는 알코올이 주목되고 있다.

디젤기관에 있어서 알코올燃料利用은 그 特有의 낮은 着火性 때문에 매우 곤란하며 現在까지는 그 利用技術이 確立되어 있다고는 말할 수 없지만 各種의 方策에 따라 그 適用을 계속 實現하고자 하는 實情이다.

알코올 燃料의 使用이 가능하게 된다면 脫石油만이 아니고, 現在 디젤기관에 있어서 最大의 問題로 되어 있는 煤煙 및 窒素酸化物的 대폭적인 低減이 가능하게 되는 등 매우 뜻깊은 일이라 생각된다.

알코올이 디젤기관에서 安定된 着火性을 確保하기 위한 方法으로는 (1) 氣化디젤法, (2) 파일럿噴射法

2. 理論的인 考察 및 方法⁽⁶⁻⁹⁾

指壓線圖를 解析하고 熱發生率이나 發熱의 等容度(여기서 等容度란 定積사이클에 대하여 效率이 低下하는 정도를 表示하는 것을 말한다) 등을 구하는 것은 熱效率 및 燃焼生成物등을 解析함에 있어서 重要하다. 本 研究에서는 다음과 같이 指壓線圖를 解析하였다.

實驗機關은 豫燃燒室 機關으로 實際의 일을 하는 部分은 主燃燒室 壓力이므로 主燃燒室의 指壓線圖로부터 다음과 같이 計算하였다.

실린더내 에너지平衡에 따라서 다음 식이 成立된다.

$$dQ_B - dQ_C + h = d(G \cdot C_v \cdot T) + APdV \quad (1)$$

$dQ = dQ_B - dQ_C$ 로 한다면

$$dQ = d(G \cdot C_v \cdot T) - h + APdV \quad (2)$$

完全가스의 狀態方程式 $PV = GRT$, 및 $C_v = \frac{AR}{\kappa - 1}$ 로부터

$$\begin{aligned} d(G \cdot C_v \cdot T) &= Ad \left(\frac{GRT}{\kappa - 1} \right) = Ad \left(\frac{PV}{\kappa - 1} \right) \\ &= \frac{A}{\kappa - 1} (PdV + VdP) - \frac{APV}{(\kappa - 1)^2} d\kappa \end{aligned} \quad (3)$$

식 (2)와 (3)으로부터

$$\begin{aligned} dQ &= \frac{A}{\kappa - 1} (\kappa PdV + VdP) \\ &\quad - \frac{APV}{(\kappa - 1)^2} \cdot d\kappa - h \cdot dG, \end{aligned} \quad (4)$$

Table 1 J. Reischer coefficient⁽⁶⁾

$T \backslash C$	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
$T=700K$	1.44884	-0.1590	0.0544	-0.00652	-0.3745	-0.00365
$T=700K$	1.38381	0.15183	-0.3884	0.18130	-0.03125	-0.0125

여기서 $h \cdot dG_r$ 는 다른項에 비하여 극히 적은 값이기 때문에 無視하면, 크랭크角 θ 에 대한 熱發生率을 구하는 식은

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{A}{\kappa-1} \left(\kappa \cdot P \cdot \frac{dV}{d\theta} + V \cdot \frac{dP}{d\theta} \right) - \frac{APV}{(\kappa-1)^2} \left(\frac{d\kappa}{d\theta} \right) \quad (5)$$

식(5)에서 比熱比 κ 는 J·Reischer^(6,8)의 係數를 利用하여 溫度 T 와 平均空氣過剩率 λ 와의 關係를 한다.

즉,

$$\kappa = C_1 + C_2(T \times 10^{-3}) + C_3(T \times 10^{-3})^2 + C_4(T \times 10^{-3})^3 + \frac{C_5}{\lambda} + \frac{C_6}{\lambda}(T \times 10^{-3}) \quad (6)$$

따라서 $\frac{d\kappa}{d\theta}$ 는 식(6)을 미분하면 식(7)이 된다.

$$\frac{d\kappa}{d\theta} = \left(10^{-3}C_2 + 2 \times 10^{-6}C_3 \cdot T + 3 \times 10^{-9}C_4 \cdot T^2 - 10^{-3} \cdot \frac{C_5}{\lambda} \right) \cdot \frac{dT}{d\theta} - \left(\frac{C_5}{\lambda^2} + \frac{10^{-3} \cdot C_6 \cdot T}{\lambda^2} \right) \cdot \frac{d\lambda}{d\theta} \quad (7)$$

실린더내 溫度 T 는 燃燒에 따라 물 增加를 고려하여 식(7a)로 구하였다.

즉, R 를 一般 氣定數라고 한다면,

$$PV = \delta \cdot \eta_0 \cdot R \cdot T = \delta \cdot \eta_0 \cdot M_0 \cdot \frac{R}{M_0} \cdot T = \delta \cdot G_0 \cdot R_0 \cdot T \quad (7a)$$

따라서 식(7a)에서

$$T = \frac{P \cdot V}{\delta \cdot G_0 \cdot R_0} \quad (8)$$

燃燒중의 動作流體의 물變化에 있어서 動作流體가 空氣라고 가정하면 식(8)에서 $\delta=1$ 이 되며, 完全한 燃燒가스로 가정하면 $\delta=\delta_r$ 로 하여 계산하였으며, 또한 그 사이의 값은 다음과 같이 구하였다.

즉, 식(5)에서 dQ 를 積分하여 任意의 크랭크角까지 실린더내에 流入한 熱量 Q_i 를 구하면,

$$Q_i = \int_{\theta_0}^{\theta} \frac{dq}{d\theta} \cdot d\theta \text{가 되므로,}$$

δ 는 다음과 같은 식으로 구해진다.

$$\delta = (\delta_r - 1) \cdot \frac{Q_i}{Q_T} + 1$$

같은 方法으로, 空氣過剩率 λ_0 는

$$\lambda_0 = \frac{G_0 \cdot Q_T}{L_0 \cdot G_r \cdot Q_i} \quad (9)$$

또한 실린더 角度 θ 에 대한 실린더 體積 V 는 식(10)과 같이 구해진다.

$$V = \left[\frac{1}{\varepsilon-1} + \frac{1}{2}(1-\cos\theta) + \frac{l}{2r} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2\theta} \right] \right] \cdot V_c \quad (10)$$

따라서 식(5)중에서 $\frac{dV}{d\theta}$ 는

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{2} \sin\theta + \frac{l \cdot V_c}{4r} \left\{ 1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin^2\theta \right\}^{-\frac{1}{2}} \times 2 \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta \quad (11)$$

또한, 식(5)에서 $\frac{dP}{d\theta}$ 는 指壓線圖로부터 구한 壓力으로부터 스티어링의 數值微分을 利用하여 구할 수 있다.

즉, 각 압력간격차를 $\Delta^2 P$ 로 하고 간격을 h_s 로 하면 $\frac{dP}{d\theta}$ 는 식(12)와 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{h_s} \left(\frac{\Delta P_{-1} + \Delta P_0}{2} - \frac{1}{6} \frac{\Delta^2 P_{-2} + \Delta^2 P_{-1}}{2} + \frac{1}{30} \frac{\Delta^3 P_{-3} + \Delta^3 P_{-2}}{2} + \dots \right) \quad (12)$$

또한 數值計算에 있어서는 식(12)의 第2項까지 計算하였다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{12h_s} (-P_2 + 8P_1 - 8P_{-1} + P_{-2}) \quad (13)$$

다음에 發熱의 等容度 η_{sth} 의 算出은 아래와 같이 하였다. 上死點으로부터 $\theta^\circ CA$ 떨어진 크랭크位置에서의 壓縮比를 ε_0 로 한다면 그 점에 相當하는 사이클 理論熱效率 η_{th} 는 $\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}$

η_{th} 와 等容사이클 理論熱效率 η_{th_0} 와의 比 η_{st0} 는

$$\eta_{st0} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th_0}} = \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}}{1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}$$

즉, 等容度 η_{sth} 는 식(14)와 같이 된다.

$$\eta_{sth} = \frac{1}{Q_T} \int \eta_{st0} \cdot d\theta \quad (14)$$

다음에 冷却損失에 있어서 실린더내에 流入한 燃料가 가진 熱量으로부터 發熱 熱量 Q_r 를 뺀 값으로 구했지만 空氣過剩率 λ 가 작을 경우는 燃燒效率 η_c 의 영향을 고려하여 보정하였다.

以上の 計算은 HP-1000 電子計算機를 使用해서 計算하였으며, Fig. 1에 計算 概要의 系統圖를 表示하였다.

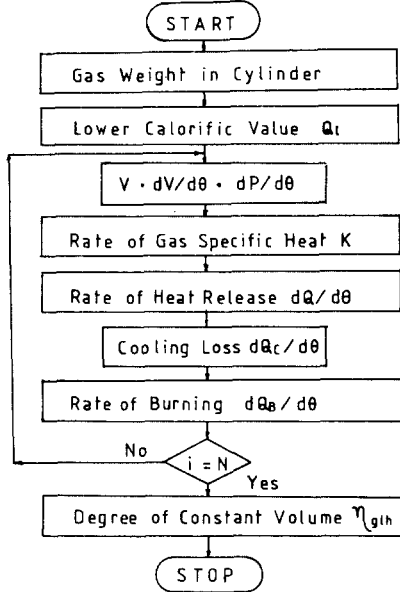


Fig. 1 Flow chart of rate of heat release and rate of pressure rise

3. 實驗裝置 및 方法

實驗에 使用된 機關은 農業用으로 橫型, 水冷, 單氣筒, 豫燃燒室式 4사이클 디젤기관이며 그 主要諸元은 Table 2에 表示되어 있다. 輕油用 噴射 펌프와 알코올用 噴射 펌프를 設置하고 輕油用 噴射 펌프는 이미 設置되어 있는 豫燃燒室에 연결하고, 알코올用 噴射 펌프는 空氣吸入管 入口에 設置되어 있는 홀 노즐에 設置하여 噴射가 서로 간섭받지 않고 變化시키는 것이 가능하도록 하여 輕油 및 알코올의 噴射量 및 噴射時期를 임의로 調整할 수 있도록 하였다.

實驗에 使用된 燃料는 KS 2號 輕油와 純度 95% 이상인 메탄올을 使用하였으며 Table 3에 그 特性이 表示되어 있다.

Table 3에는 輕油와 알코올의 性能을 比較한 것인데 輕油의 세탄價는 50~55인데 비하여 메탄올은 3으로서 아주 낮은 값이기 때문에 着火性에 問題가 있다.

Fig. 2는 實驗裝置의 概略圖이다.

Table 2 Specifications of experimental engine

Engine name	DAE DONG ND 100
Combustion chamber type	Pre-combustion chamber
Cylinder dia. × stroke	96 × 110mm
Stroke volume	796cm ³
Compression ratio	20
Rated horse power	7.50/2200 (kW/rpm)
Pre-combustion chamber volume	18.36cm ³
Diesel fuel injection pump	NP-PE 2A70B301
Diesel fuel injection nozzle	D.K.K pintle type
Alcohol injection pump	NP-PE 2A70B301
Alcohol injection nozzle	Hole nozzle

Table 3 Comparison of the property of alcohol and diesel fuel

Term	Diesel fuel	Methanol
Specific gravity	0.84	0.80
Net calorific values	10300	4700
Stoichiometric air-fuel ratio	14.6	6.5
Octane number	20	109
Cetane number	50~55	3
Flash point	90~124	-1 -32
Boiling point	180~360	65
Evaporation heat	60	264

특히 이 實驗에서 指壓線圖의 測定은 主燃燒室에 壓力變換器(PE-100KJ)를 附着시켜서 直流增幅器(CDA 230A)를 經유하여 오실로스코프에 入力하여 燃燒室에 壓力波形을 관찰하고, 또한 크랭크角 20°마다의 크랭크 마아크, 噴射노즐 리프트등 세 가지를 同時에 오실로스코프(CS-207DA)에서 관찰하며 사진촬영을 行하였다.

다음에 燃燒가 급격한 경우에는 壓力取出管內에 있어서 氣柱振動이 생기기 때문에 아래와 같이 補正을 하였다.

Fig. 3에 表示한 바와 같이 系에 있어서 氣柱振動에 관한 前川^(7,11), 長尾⁽⁷⁾등의 壓力取出管에 따른 誤差의 研究에 의하면 식(15)가 成立한다.

$$\dot{P}_0 + 2\theta |\dot{P}_0| \dot{P}_0 + W_0^2 P_0 = W_0^2 P \tag{15}$$

식(15)에서

$$\theta = \frac{1 + V/(f \cdot l)}{4 \cdot \kappa \cdot P_1}$$

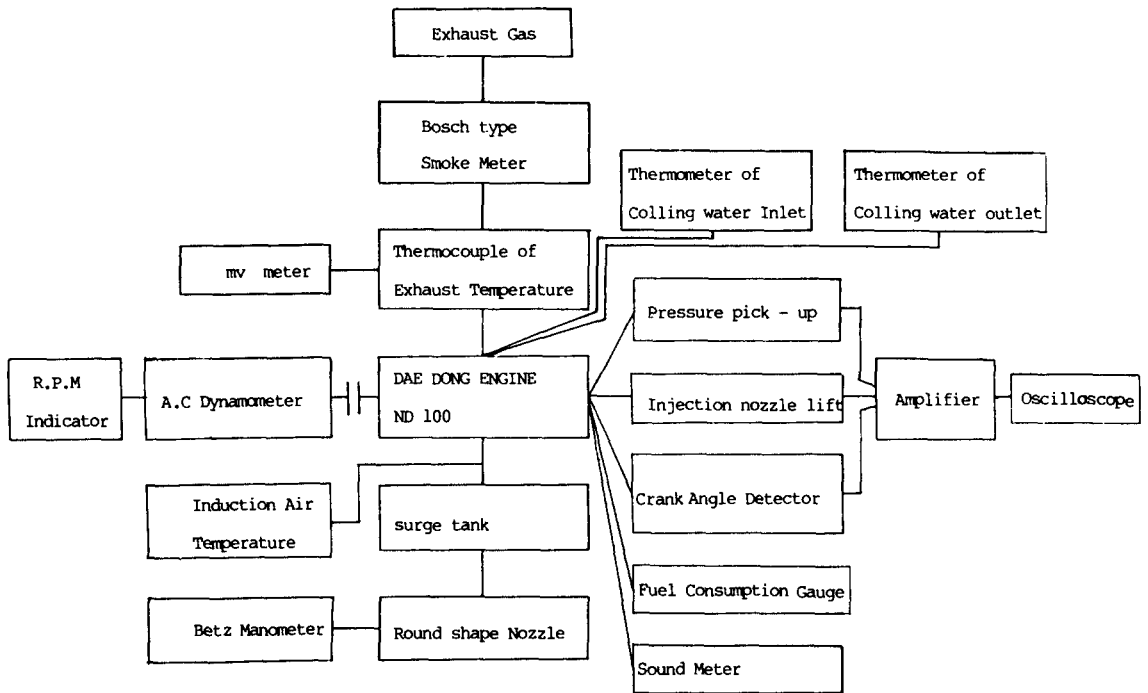


Fig. 2 Outline diagram of measuring apparatus

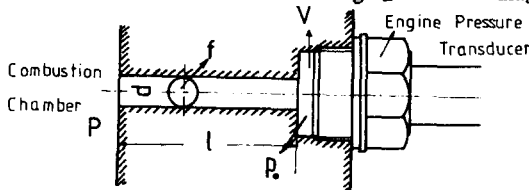


Fig. 3 Pressure pick-up

- P_0 : 壓力pick업에서 檢出되어진 壓力(Pa)
- P : 燃燒室壓力(Pa)
- W_0 : 壓力取出管의 氣柱振動의 固有 振動數(rad/s)
- V : 背容積(m^3)
- f : 壓力取出管의 管斷面積(m^2)
- κ : 壓力取出管內의 가스比熱比
- P_1 : 振動이 시작한 壓力(Pa)
- d : 壓力取出管의 管의 直徑(m)
- l : 壓力取出管의 길이(m)

식(15)를 P 에 관해서 풀면

$$P = \frac{\dot{P}}{W_0^2} + \frac{2\theta}{W_0^2} |\dot{P}_0| \dot{P}_0 + P_0 \quad (16)$$

식(16)에 따라서 壓力pick업으로부터 檢出된 P_0 로부터 燃燒室內의 實際壓力 P 를 구할 수 있다.

이와 같은 補正을 취하고 또한 最小二乘法을 使用해서 얻은 誤差에 따르는 실린더내 壓力 P 의 不均衡을 平均化하는 것에 따라서 비교적 精度가 좋은 熱發生率

을 구할 수 있다.

煤煙 濃度 測定은 보쉬형 스모크 미터기를 使用하여 一定量의 排氣가스를 吸入하여, 吸着된 여과지를 光電式 스모크 미터기에 의해서 煤煙의 程度(%)를 測定하였으며, 測定은 同一條件에서 3번 行하여 그 平均值로 하였다.

機關騒音은 指示騒音計를 機關의 실린더 中心으로부터 높이 1m, 거리 1m의 곳에 固定 設置하여 測定하였으며, 이 경우의 聽覺補正回路로서는 A特性을 使用하였다.

冷却水 入口溫度는 $90 \pm 2^\circ C$ 로 一定하게 유지하면서 實驗을 行하였다.

4. 實驗結果 및 考察

먼저 主實驗에 앞서서 負荷 0.587MPa, 噴射壓力 12.7MPa, 噴射時期를 上死點前 $12^\circ CA$ 로 一定하게 한 뒤 回轉數를 變化시키면서 機關性能을 測定한 것이 Fig. 4이다. Fig. 4에서 알 수 있는 것처럼 煤煙, 騒音, 排氣溫度는 機關의 回轉數가 增加하여감에 따라 적어지며 1900rpm에서 最低의 燃料消費率을 나타내므로 本 實驗에 있어서 1900rpm을 使用하였다.

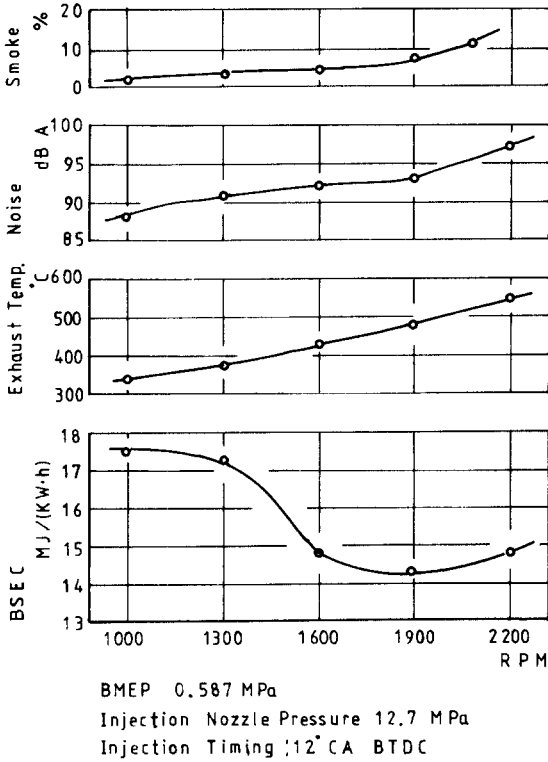


Fig. 4 Comparison of engine property in the RPM

4.1 메탄올의 흡입이 기관 성능에 미치는 영향

Fig. 5는 噴射時期가 機關의 性能에 미치는 영향을 調査하기 위하여 輕油를 사이클당 40mcc로 一定하게 하여 噴射한 것과 全供給熱量의 15%에 該當하는 메탄올을 吸入하는 두가지 경우를 調査 比較한 것이다. Fig. 5에서 알 수 있는 것처럼 輕油와 輕油에 메탄올의 一定量을 吸入한 경우에도 噴射時期가 上死點前 12°CA에서 最低의 燃料消費率을 나타내며 그 時期보다도 늦거나 빨라도 燃料消費率이 惡化되는 것을 알 수 있었으며, Fig. 5와 同一條件에서 사이클당 50mcc로 負荷를 增加시켜 實驗한 結果를 比較한 것이 Fig. 6이다.

燃料消費率은 약간 높게 나타났으며, 空氣過剩率은 1.7정도로 噴射時期에 관계없이 거의 一定하였으며, 排氣溫度는 上死點에 近接할수록 增加하는 양상을 보였는데 이것은 着火遲延期間이 길어지고 後燃燒가 發生하여 排氣溫度가 增加하는 것으로 생각된다.

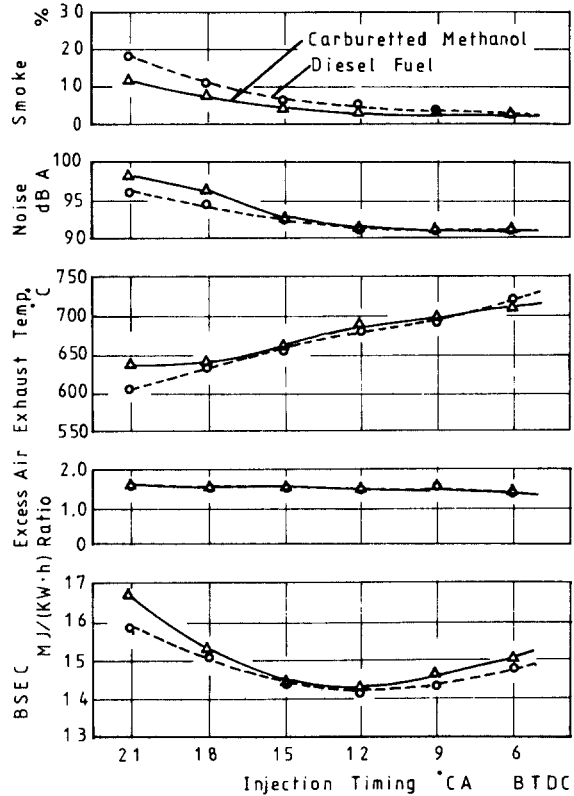
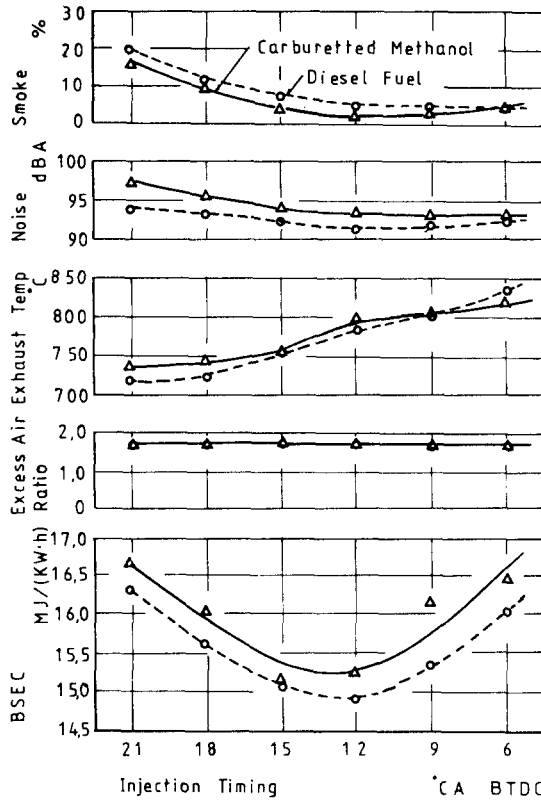


Fig. 5 Effects for the engine property with the injection timing of diesel fuel

위에서 後燃燒란 噴射가 종료된 후에는 燃料, 酸素 및 中間生成物의 濃度는 점차로 減小하고 燃燒生成物이 급증하여, 燃燒速度는 점차로 저하한다. 또한 酸素와 접촉하지 못하고 密集되어 있던 部分의 油粒은 팽창이 진행됨에 따라서 점차 확산과 공기유동에 의해 산소와 접촉하여 소비되는 현상을 말하는데, 이때 密集되어 있던 油粒의 燃燒率은 油粒의 확산과 空氣流動에 따라 殘留酸素와 접하는 能力에 의해서 決定되며, 後燃燒期間이 길수록 排氣溫度는 높아지며, 效率은 低下한다. 따라서 噴霧의 良好에 따라 空氣와의 接觸, 특히 噴射 종료후의 霧化를 좋게 하는 것은 後燃燒期間을 짧게 할 수 있는 중요한 사항이다.

全噴射時期에 걸쳐서 메탄올 吸入에 의해 煤煙의 減小과 機關騒音이 增加하는 양상을 알 수 있으며 이것은 燃料噴射量이 많을수록, 즉, 負荷가 클수록 또는 噴



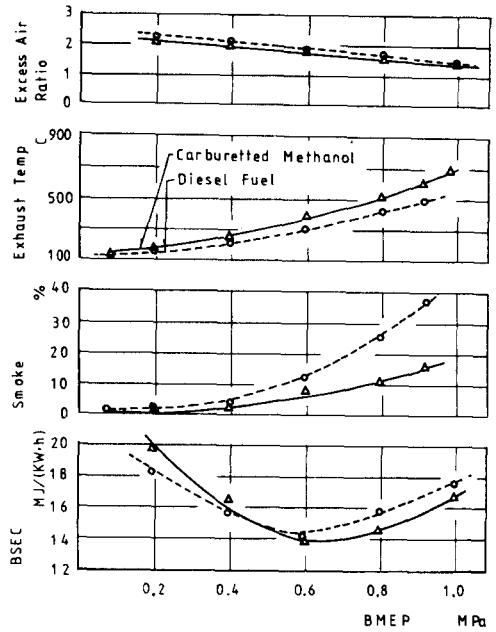
Injection Nozzle Pressure 12.7 MPa
 Fuel Consumption 50 mcc/cycle
 Methanol Calorific Ratio 15 %

Fig. 6 Comparison of the engine property with the injection timing of diesel fuel

射時期가 빠를수록 현저함을 알 수 있었다. 이것은 豫混合氣의 增加에 따른 最高壓力 및 壓力上昇率의 增加에 기인하는 것으로 생각된다.

Fig. 7은 噴射壓力 12.7MPa, 噴射時期를 上死點前 12°CA로 固定하고 輕油만의 경우와 메탄올을 吸入시키는 경우, 各各에 대하여 負荷가 機關性能에 미치는 影響을 調査한 것이다.

메탄올의 吸入時 吸入量을 매분 15cc로 一定하게 유지하고 豫燃室에 噴射하는 輕油의 量에 의해서 負荷를 調節하였다. 그림에서 메탄올의 吸入에 따라서 低負荷領域에서 보다는 中負荷 이상의 領域에서 燃料消費率은 약간 改善되는 것으로 나타나며, 또한 煤煙도 中負荷 以上の 領域에서 현저한 改善의 效果를 나타내고 있다. 이것은 메탄올의 증발에 따라 良好한 混合氣의 形成 및 메탄올이 含有한 酸素에 기인하는 것으로 예측되며 메탄올의 吸入이 煤煙限界出力 向上에 效果



Injection Timing ; 12° CA BTDC

Methanol Injection Value : 15 cc/min

Fig. 7 Effects of carburetted methanol in engine property

가 있음을 알 수 있었다.

4.2 메탄올의 吸入과 熱發生率과의 關係

Fig. 8은 Fig. 5와 Fig. 6의 原因을 分析하기 위한 것이다.

噴射壓力 12.7MPa, 1900rpm 一定으로 유지하고 메탄올을 每分當 15cc를 供給하여 噴射時期를 上死點前 9°, 12°, 15°CA로 變化시키면서 實驗하여 오실로스코프상에 나타난 壓力波形과 噴射時期를 사진 판독하여 HP-1000 컴퓨터를 使用하여 熱發生率을 計算하여 比較한 것이다.

上死點前 15°인 경우 噴射時期가 빨라져 着火遲延期間이 길어져 豫燃量이 增加하여 급격연소의 정도가 점차 증가하여 노크가 發生하고 熱發生率이 급격하므로 冷却損失이 커지고 오히려 出力低下의 原因이 되고 있다.

또한 上死點前 9°부근에서 上死點 쪽으로 다가올수록 燃料의 一部가 後燃燒의 現象이 일어나 壓力波形이 最初 壓縮過程의 最高壓力보다 낮아져, 結局 燃料가 충분히 압축되지 않는 상태에서 燃燒하여 最高壓力도 현저히 低下하여 熱發生率도 上死點에서 멀어져 出力低下의 原因이 되었다. 그러나 噴射時期가 上死點前 12°에서는 燃料消費率에 비해서 熱發生率線圖의 面積

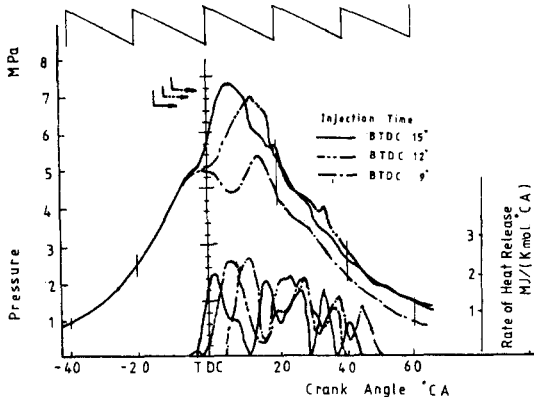


Fig. 8 Indicator diagrams and rates of heat release vs. injection timing (injection pressure 12.7MPa)

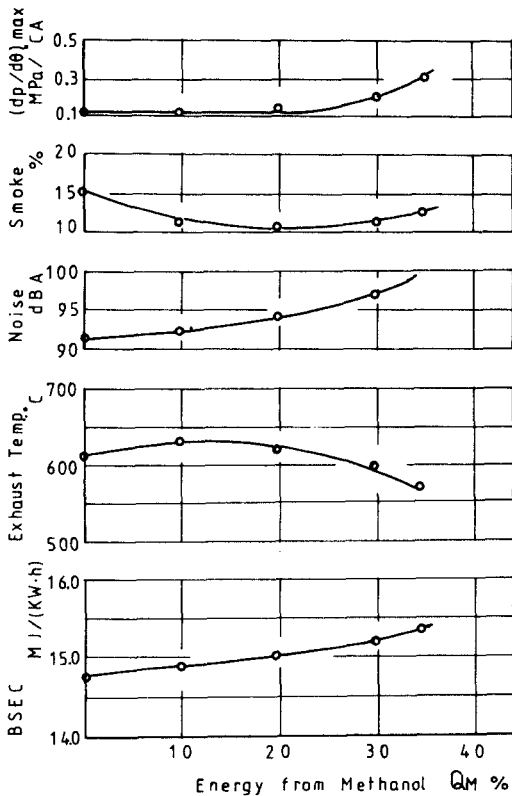


Fig. 9 Engine property vs. induction methanol amount

이 가장 넓게 分布되는 것을 알 수 있으며 熱發生率線圖의 面積分布가 完만하므로 冷却損失도 적게 나타나는 것을 알 수 있었다.

4.3 메탄올 흡수율 증가에 대한 機關性能의 變化

Fig. 9는 메탄올 흡수율 증가에 따른 機關性能을 表示한 것이다. 그림에서와 같이 흡수율 증가에 의한 燃料消費率의 變化는 큰 差異가 없으나 機關騒音에 關하여서는 메탄올의 흡수율이 20%를 초과하면 현저하게 惡化되는 것을 알 수 있다.

最大 壓力上昇率은 메탄올의 吸入量이 增加함에 따라서 增大하는 傾向이 있으며 메탄올의 吸入量이 30%를 초과하면 노크에 의해 運轉이 不安定하여지는 것으로 생각된다. 이러한 壓力上昇率의 增大는 多量의 메탄올의 可燃混合氣의 存在에 의한 豫混合 燃燒部分의 增加에 의한 것이라고 생각된다.

5. 結 論

本 研究에 있어서 얻은 結果를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 全導入熱量의 30%程度의 메탄올이용이 可能하며 그 이상 增加하면 노크가 發生하며 원활한 運轉이 곤란하다.
- (2) 메탄올의 吸入에 따른 燃料消費率의 變化는 低負荷에서는 惡化되나 中負荷이상에서 改善의 效果가 현저하다.
- (3) 煤煙은 노크가 發生하지 않는 범위에서 메탄올의 吸入燃燒에 의해 高負荷 領域에서 그 改善程度가 현저하며 煤煙限界出力이 向上되었다.

參 考 文 獻

- (1) 김석현외 1인, 1986, "겨동하는 에너지 정세속의 대체에너지 개발", 에너지管理, 5, p.32.
- (2) 村山, 1983, "디젤기관에 있어서의 대체에너지의 利用", 日本機械學會論文集, 第49卷, 第445號, p.1825.
- (3) R.A. Baranescu, 1982, "Performance, Durability and low temperature Evaluation of Sunflower Oil as a Diesel Fuel Extender". J. of ASAE p.312.
- (4) Elsbett, 1982, "Alternative Fuels on a small High Speed Turbocharged D.I Diesel Engine", SAE Paper 830556.
- (5) T.W. Ryan III, 1982, "Charateristics of Vegetable oils for use as fuels in Diesel Engine", J. of

- ASAE, p. 312.
- (6) J. Reisacher, 1966, "Berechnung des Betriebsverhaltens Von Abgasturbo aufgeladen Dieselmotoren Untergoändertern Betriebsbedingungen", MTZ, 27~10.
- (7) 長尾不二夫, 1985, "內燃機關(上, 下)", 養賢堂, p. 54.
- (8) M. Mori, 1980, "Ethanol Blended Fuels for Diesel Engine", Internal Symposium of Alcohol Fuel Technology.
- (9) 宮本 登, 1981, "石油代替 에너지源으로서의 알코올燃料의 배경과 熱機關의 경우에 그의 利用(I)", 建設과 에너지, p. 13.
- (10) 宮本 登, 村山 正, 1972, "低壓縮比 디젤機關에 관한 研究", 日本機械學會論文集, 第38卷, 第308號, p. 865.
- (11) 宮本 登, 村山 正, 1979, "디젤機關에 관한 熱發生率 및 燃燒率의 算出方法和 그것의 誤差要因에 관하여", 內燃機關, 第18卷, 第224號, p. 9.
- (12) 橫田克彦, 1982, "디젤機關의 代替燃料 利用에 관한 實驗", 日本機械學會講演論文集, No. 810-5, p. 120.