

Diesel機關의 燃燒에 依한 熱發生率의 研究

安 秀 吉*

(1975年 9月 10日接受)

STUDY ON HEAT RELEASE RATE BY COMBUSTION IN DIESEL ENGINE

Soo Gil AHN*

This paper dealt itself with the relation of the heat release rate with crank angle in combustion process by adjusting the injection time, injection amount and engine speed of diesel engine.

The result of test were obtained by analyzing indicator diagram of KUBOTA 2LKE diesel engine, where the indicator was used Textronix oscilloscope.

The combustion period of diesel engine is composed of premixed burning time and combustion controlled time.

The larger the premixed burning region, the higher efficiency was obtained with the higher maximum pressure than at the time of the normal smooth operation.

The longer the combustion controlled time, the lower the maximum pressure than the period of the normal operation, but the efficiency was decreased.

The region of premixed burning was principally controlled by injection delay, but combustion controlled time was affected when oxygen and fuel were mixed.

Efficiency of engine was increased at the time of earlier injection time under the constant injection amount, and engine speed, but the pressure increasing was observed higher than the efficiency increasing.

緒 論

內燃機關은 現在 많은 分野에서 原動機로 使用되고 있으므로 그 性能의 向上에 있어서 많은 研究가 進行되고 있다. 1,2,3) 이 燃燒過程의 解析은 그 性能의 一部分으로서 많은 假定下에 實驗的으로 解析하여 內燃機關의 運轉에 經濟的이고 定속한 運轉이 될 수 있는 機關의 性能을 賦與하기 위해 KUBOTA 2LKE diesel 機關을 各 運轉條件마다 指壓線圖를 擘취하여 各 crank 角度마다 熱發生率을 求해 그 燃燒過程을 解明한다.

熱發生率의 計算^{4,5)}

cylinder內的 gas가 均一한 理想氣體라면 指壓線圖 p, θ 의 關係에서

$$pv = GRT \dots \dots \dots (1)$$

$$T = \frac{pv}{GR}$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{p}{GR} \frac{dv}{d\theta} + \frac{v}{GR} \frac{dp}{d\theta} \dots \dots \dots (2)$$

p ; gas의 壓力 (kg/cm^2)

v ; gas의 體積 (m^3)

*釜山水產大學, National Fisheries University of Busan.

G: cylinder內 gas의 重量(kg/cycle)

R: gas 定數(kg·m/kg°k)

gas의 体積 v를 crank角 θ의 函數로 表示하면

$$v = \frac{1}{2}v_s \{ (1 - \cos\theta) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \} + \frac{v_s}{\epsilon - 1} \dots (3)$$

v_s : 行程体積(m³)

$$\lambda: \frac{l}{r}$$

l: connecting rod의 길이(mm)

r: crank半徑(mm)

θ: crank 角度

ε: 壓縮比

熱力學 第一法則에 依해

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{du}{d\theta} + Ap \frac{dv}{d\theta} \dots (4)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_f}{d\theta} - \frac{dQ_L}{d\theta} \dots (5)$$

$$\frac{du}{d\theta} = GC_v \frac{dT}{d\theta} \dots (6)$$

$\frac{dQ}{d\theta}$: 熱發生率(kcal/degree)

$\frac{dQ_f}{d\theta}$: 燃燒加熱率(kcal/degree)

$\frac{dQ_L}{d\theta}$: 熱損失率(kcal/degree)

$\frac{du}{d\theta}$: 內部 energy의 變化率(kcal/degree)

C_v : 燃燒 gas의 定積比熱(kcal/kg°C)

式 (4), (5), (6)에서

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dQ_f}{d\theta} - \frac{dQ_L}{d\theta} \\ &= GC_v \frac{dT}{d\theta} + Ap \frac{dv}{d\theta} \dots (7) \end{aligned}$$

式 (7)과 式(2)에서

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dQ_f}{d\theta} - \frac{dQ_L}{d\theta} \\ &= \frac{A}{k-1} kp \frac{dv}{d\theta} + \frac{A}{k-1} v \frac{dp}{d\theta} \dots (8) \end{aligned}$$

$k; \frac{C_p}{C_v}$ = 比熱比

A: 일의 熱當量(kcal/kg·m)

上式中 比熱比 k는 crank角度 θ에서 燃燒 gas의 組成과 溫度에 따라 變化한다. diesel 機關의 경우 燃燒室內 作動 gas의 組成은 各 crank 角度에 對한 燃燒室全體 gas成分의 平均値를 求하는 것은 困難하므로 여기서는 溫度와 空氣過剩率⁸⁾n를 고려한 空氣 및 燃燒 gas의 定壓比熱曲線⁷⁾ C_p로부터 k의 값을 計算하였다. 또한 $k = \frac{C_p}{C_p - AR}$ 에서 R의 값 역시 各 crank의 角度 θ

에서 燃燒 gas의 組成에 依해 定해지지만 여기서는 各 空氣過剩率에 對한 輕油燃燒 gas의 의 R 값을 使用하였다.⁷⁾

式(1)에서 G의 測定은 JIS AF6D(D₁=19mm, D₂=35.7mm) 型式인 orifice 流量計를 使用했으며 測定時 大氣溫度는 27°C였다.⁸⁾ 式(3)의 壓縮比 ε 은 cylinder head에 test cock를 부착하여 여기에 pressure transducer를 裝置하였으므로 test cock부착에 依한 壓縮体積의 增加로 다음 式에 依해 ε을 求했다.⁹⁾

$$\epsilon = 1 + \frac{v_s}{v_c}$$

$$v_c = \frac{v_s}{\left(\frac{p_2}{p_1} - 1\right)^{\frac{1}{k}}}$$

p₁: 壓縮初의 壓力(kg/cm²)

p₂: 壓縮最高 壓力(kg/cm²)

v_c: 壓縮体積 (m³)

v_s: 行程体積(m³)

이렇게 하여 式(8)에서의 熱發生率은 指壓線圖에 대한 p, θ關係에서 crank 角度 0°를 基準으로 하여 T. D. C. 에서 2°간격으로 求하였다.

實驗裝置 및 實驗方法

Fig. 1은 實驗裝置를 Fig. 2는 實驗配置圖를 表示한다.

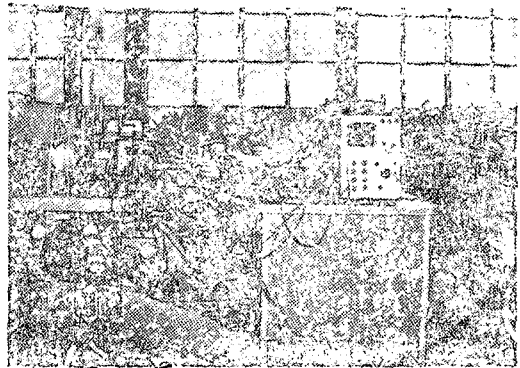


Fig. 1. General view of experimental apparatus.

1. 實驗機關의 諸元

Type	: KUBOTA 2LKE
Out put	: 23ps/1, 200 r. p. m.
Cylinder 直徑	: 115mm
Piston 行程	: 140mm
Connecting rod의 길이	: 280mm
燃料噴射 nozzle	: Pintle type
燃料 pump	: Bosch type
壓縮比	: 13

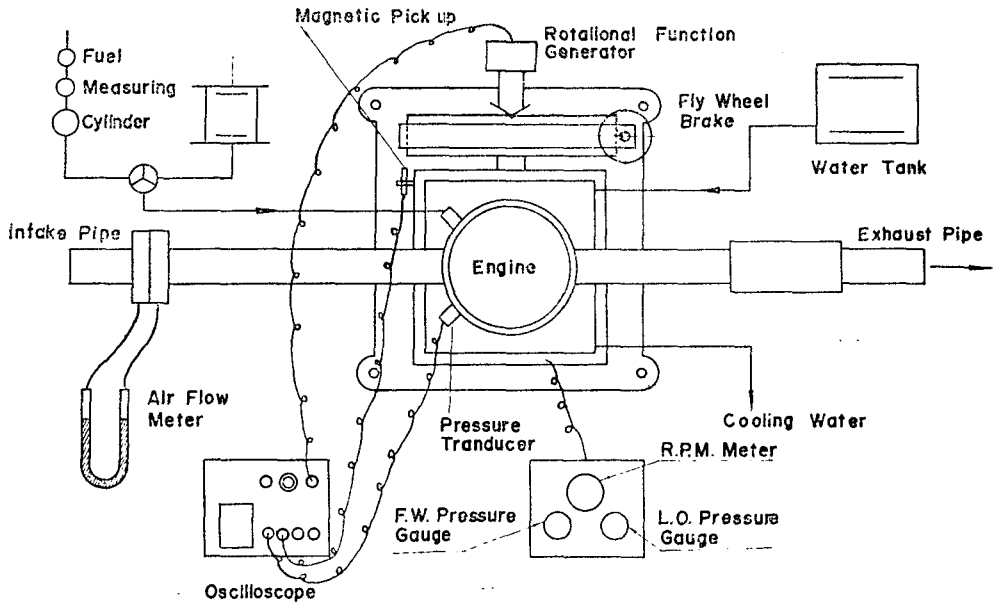


Fig. 2. Schematic diagram of experimental apparatus.

2. 實驗方法

4cycle 直立, 2cylinder, 水冷, 渦流燃燒室式 diesel 機關으로 2 cylinder中 1 cylinder는 燃料를 차단하고 나머지 1 cylinder로 運轉하였으며 이때 噴射時期는 噴射 pump의 tappet bolt를 調整하여 T. D. C. 前 26°, 22°, 14°로 했다. 또 各 噴射時期에 同一한 噴射量으로 回轉數를 各 1200, 1100, 1000 r. p. m으로 運轉할 때 fly wheel에 裝置한 band brake로 調整했으며 燃料噴射量의 變化는 燃料 handle에 依해 3段階(2.58×10^{-2} g/cycle, 5.71×10^{-2} g/cycle, 7.37×10^{-2} g/cycle)로 나누어 運轉實驗했다(table 1).

이때 壓力은 cylinder head에 附着한 pressure transducer에 依해 cylinder의 壓力信號를 Textronix 社製 type 561B oscilloscope에 연결시켜 oscilloscope 上에 나타나는 p, θ 의 波型에서 取했으며 T. D. C.의 表示는 fly wheel의 側面에서 1/8" 떨어져 附着된 magnetic transducer에 依했다. 實驗中 冷却水의 溫度는 47℃로 유지했고 이때 使用된 燃料는 油公輕油를 使用했으며 그 組成은 다음과 같다.

C=86.3% H=13.4% S=0.3% O=0.00%
 比重=0.83 15/4℃
 cetane number=56
 低位發熱量=11,000kcal/kg

Table 1. Investigated injection timing, r. p. m. and fuel quantity

Exp. No.	Start of injection	r. p. m.	Fuel quantity
a	26° BTC	1,200	5.71×10^{-2} g/cycle
b	22° BTC	〃	7.37×10^{-2} g/cycle
c	〃	〃	5.71×10^{-2} g/cycle
d	〃	〃	2.58×10^{-2} g/cycle
e	〃	1,100	5.71×10^{-2} g/cycle
f	〃	1,000	〃
g	18° BTC	1,200	〃
h	14° BTC	1,200	〃

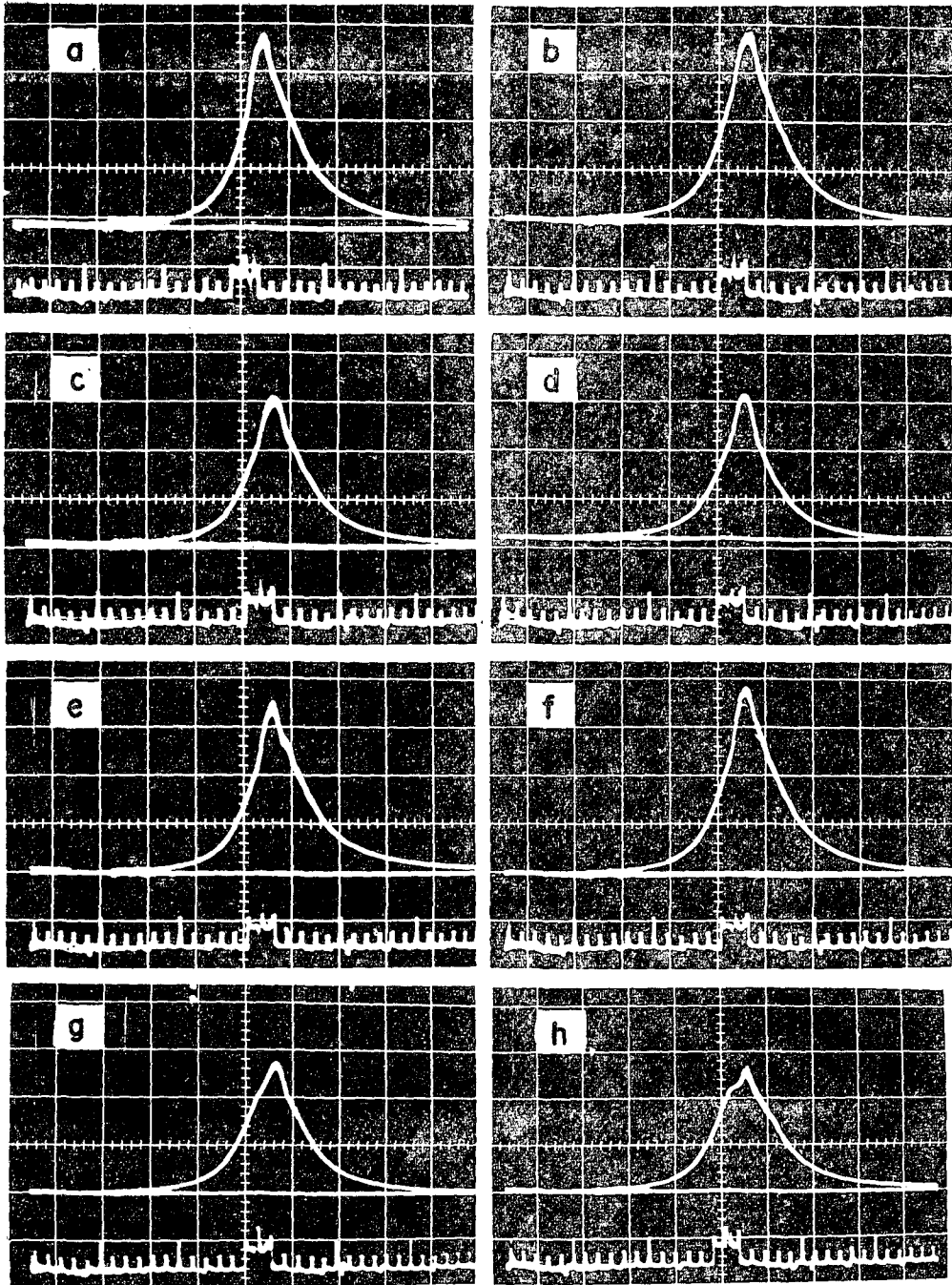


Fig. 3. $p-\theta$ Diagram (Pressure curve during compression and expansion stroke).

實驗結果 및 考察

Fig. 3은 Table. 1의 경우 壓縮 및 膨脹行程中 cylinder內的 壓力과 crank 角度線圖를 나타낸 것이며,

下部 crank 角度를 나타내는 波型中 큰 marker와 큰 marker사이의 線이 끊어진 部分이 $T.D.C.$ 를 나타내고 작은 marker와 작은 marker사이는 crank 角度 10° 를 나타낸다. 또 縱座標의 換算값은 200psi/div 이

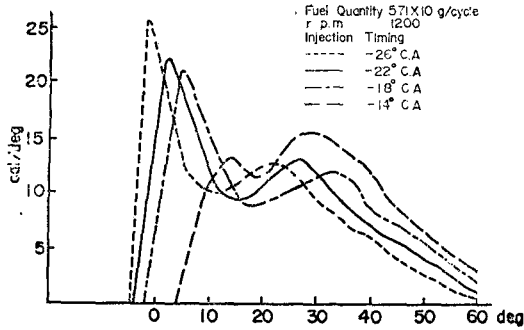


Fig. 4. Effect of varying injection timing on heat release rate.

되도록 attenuation과 gain을 조정했다. Fig. 4는 회전수와噴射量을一定하게 하고噴射時期를變化시켰을 때計算한熱發生率曲線을 나타낸 것이다.

이曲線에 의하면噴射時期가빠를수록豫混合氣燃燒部分의熱發生率最大值는높게되고發火遲延은길어진다. 이는壓縮溫도와壓力이낮을때噴射하기때문이며, 이期間이길면燃料의蒸發量이增加하여豫混合氣燃燒가 많기 때문이다. 그러나擴散燃燒部分의最大值는噴射時期에關係없이變化가작음을 나타내고 있으며 또한豫混合氣燃燒의燃燒期間도噴射時期에依한變化가작음을 나타내고 있다.

이는噴射時期가빠를수록充分한豫混合氣가形成되어燃燒速度는火炎傳播速度에支配되기 때문이라 생각된다.

Fig. 5는噴射時期와噴射量을一定하게 하고 회전수를變更시켰을 때의熱發生率에對한結果를 나타내고 있으며全體的인熱發生率의 모양은 회전수에關係없이 거의一定하다.實驗한範圍의 회전수에 있어서燃燒速度가 회전수에比例하고 있다. 이것은 회전수가

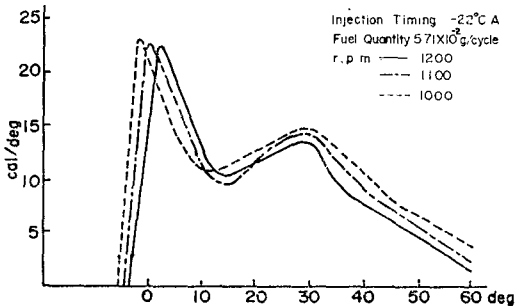


Fig. 5. Effect of varying r.p.m. on heat release rate.

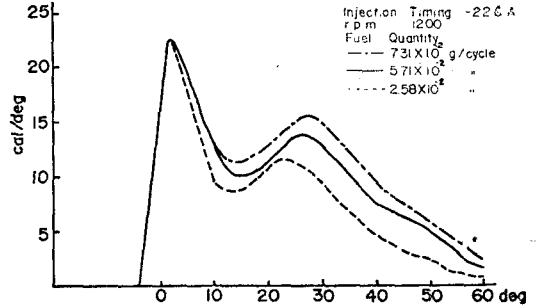


Fig. 6. Effect of varying load on heat release rate.

增加함에 따라噴射率이增加하여噴出速度가 커지고噴射油粒徑이 작게되며, 동시에壓縮溫도와渦流速度가增加하여蒸發混合氣速度의增加에 따른火炎傳播速度의增加로全體的인燃燒速度가 회전수에比例한다고 생각한다.

Fig. 6은 회전수와噴射時期를一定하게 하고噴射量을變化시켰을 때의熱發生率曲線을 나타내고 있으며 이曲線에 의하면豫混合氣燃燒部分은噴射量에關係없이 거의一定하지만擴散燃燒部分의最大值는噴射量과 더불어類似的인形으로增加하고 있다. 또한噴射量의變化에依한發火遲延은 별 영향이 없다. 왜냐하면噴射量이작으면燃燒室壁溫度가低下하기 때문에發火遲延이 약간 길어지고 그 사이에噴射量이 많게 되기 때문이다. 그것은溫度가 낮기 때문에燃料油粒의受熱氣化가 완단하게 되어發火時의混合氣量은 많게 되기 때문이다. 그러나發火時까지의噴射量이 많으면燃料油의受熱氣化도 많게 되어火炎의冷却作用도 크고火炎溫度가低下하여火炎傳播速度가 작게 된다.

以上 Fig. 4. 5. 6의結果를綜合한熱發生率曲線은 Fig. 7과 같이發火遲延(θ_1),豫混合氣燃燒期間(θ_2),擴

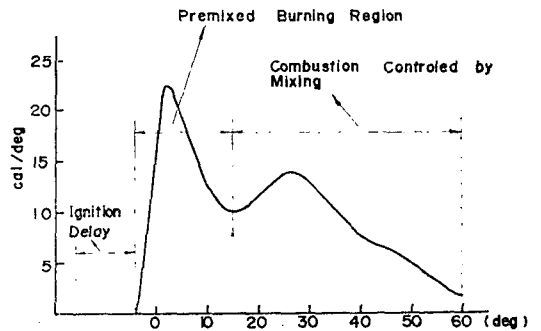


Fig. 7. Typical heat release diagram.

散燃燒期間(θ_3)로 생각할 수 있다. 이중 發火遲延의 期間(θ_1)은 回轉數와 噴射時期에는 影響을 받지만 噴射量에는 거의 影響을 받지 않고 있다. 豫混合氣 燃燒 期間(θ_2)中的 燃燒도 回轉數, 噴射時期 및 噴射量에 影響을 받고 있다. 이는 모두 發火遲延 期間中 燃料의 蒸發과 混合氣 形成에 影響을 끼치는 因子이므로 이때 形成된 豫混合氣는 發火遲延이 길수록 多量의 混合氣가 一時에 燃燒하였기 때문에 多量의 熱發生率을 나타낸 것으로 생각된다. 豫混合氣燃燒가 끝나면 壓力上昇率은 일단 低下하지만 豫混合氣燃燒가 끝난 後의 cylinder gas의 溫度는 매우 높으므로 燃料가 噴射됨에 따라 空氣中 酸素의 擴散에 依해 擴散燃燒된 것으로 생각된다. 이 擴散燃燒 期間中의 燃燒는 燃料가 噴射되던 際 油粒은 蒸發하여 酸素의 擴散速度에 따라 燃燒하므로 擴散燃燒 期間中의 熱發生率의 最大値는 cylinder 內의 酸素와 燃料蒸氣濃度에 支配되므로 燃料供給이 停止되면 化學平衡定數 k_p 의 低下로 熱發生率은 低下한다고 생각된다. 그러므로 擴散燃燒期의 熱發生率의 最大値와 噴射終了時期는 거의 一致한다고 생각되지만 擴散燃燒의 後期에는 燃燒하였던 殘有 gas의 增加와 酸素의 欠乏, 渦流의 減少等에 依하여 酸素의 擴散速度의 低下로 燃燒速度가 늦어져 燃燒期間이 길어짐을

나타내고 있다. 이 期間이 짧을수록 効率は 좋아졌으며 carbon의 形成도 적었다. Fig. 8은 噴射量을 一定하게 하고 回轉數를 變化시켰을 때의 噴射時期에 依한 最高壓力(P_{max}), 圖示効率(η_i) 및 圖示馬力(IHP) 排氣溫度(t_e)를 나타내고 있으며 이것은 噴射時期와 回轉數에 依해 P_{max} , η_i , IHP, t_e 가 심히 變化되고 있음을 나타내고 있다. 이는 發火遲延 期間中의 豫混合氣의 量에 依해 좌우되며, 初期의 熱發生量이 많을수록 振動, 소음이 커져 정속한 運轉이 되지 않고 심하면 diesel knocking을 일으킬 염려도 있지만 等積燃燒部分이 커져 otto cycle에 가깝게 되므로 圖示効率は 增加하고 있다. 또한 噴射時期가 一定하면 回轉數가 低下할수록 効率は 低下하고 最高壓力와 排氣溫度는 上昇한다. 이는 豫混合氣燃燒前의 發火遲延과 擴散燃燒部의 渦流의 減少에 依한다고 생각된다. 그러나 發火遲延이 짧으면 豫混合氣部分의 燃燒量이 적어 運轉은 정속하지만 擴散燃燒部分에서의 燃燒는 油粒이 nozzle에서 나오자마자 發火하므로 油粒의 速度는 적게 되어 nozzle 附近에서 燃燒하므로 뒤에 나오는 油粒은 炎中에 噴射되어 局部의 酸素不足과 산소와의 접촉이 늦어 燃燒期間이 길게 되며 이때 carbon이 形成되고 出力도 떨어지게 된다. 그러므로 經濟적이고 정속한 運轉을 하기 爲해서는 豫混合氣燃燒部分의 燃燒速度를 어느程度 抑制하고 擴散燃燒部分의 燃燒速度를 促進시키겠음 熱力學的으로 가장 有效한 熱發生率을 賦與하도록 cycle을 改善해야 될 것이다.

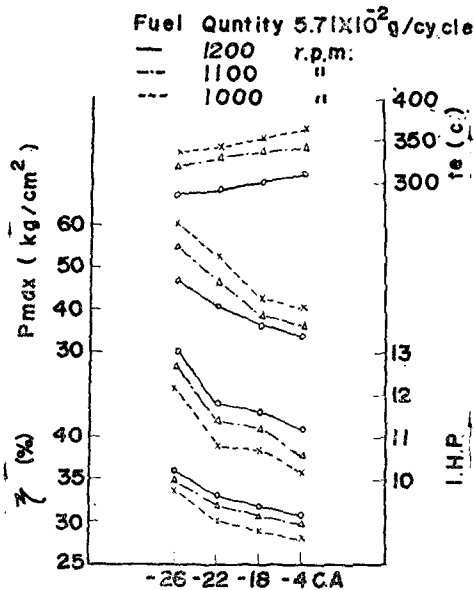


Fig. 8. Effect of injection timing on η , P_{max} , I. H. P. t_e .

要 約

Diesel 機關의 燃燒는 매우 複雜한 現象이다. 이 複雜한 燃燒過程을 各運轉條件下에서 求한 熱發生率에 依해 解析했으며 그 結果 다음 事項이 밝혀졌다.

1. Diesel 機關의 燃燒期間은 豫混合氣燃燒期間과 擴散燃燒期間으로 나누어 생각할 수 있다.
2. 豫混合氣燃燒部分이 클수록 効率は 良好하나 最高壓力이 높아져 정속한 運轉이 되지 못하고 擴散燃燒期間이 길수록 運轉은 정속하나 効率は 떨어지고 排氣溫度는 上昇한다.
3. 豫混合氣 燃燒部分은 主로 發火遲延에 支配되나 擴散燃燒期間은 酸素의 擴散에 支配된다.
4. 實驗範圍內에서 機關의 効率は 噴射量과 回轉數가 一定하면 噴射時期가 빠를수록 効率は 增加했으나 壓力의 上昇은 効率의 增加보다 높았다.

文 献

- 1) 金岡浩(1971): C. F. R機関による有効熱發生率について. 内燃機関, 10(9), 11-20.
- 2) 石井豊吉(1973): 2サイクルデイゼル機関の掃氣特性と燃焼特性との關係. 内燃機関, 12(11), 21-24.
- 3) 兪炳澈(1968): 燃料噴射時期 燃料噴射量이 直接噴射式 diesel機関의 燃焼率에 미치는 영향. 大韓機械學會誌, 8(2), 41-54.
- 4) 内燃機関編集(1972): 内燃機関の燃焼に関する計測. 山海堂, p. 63~66.
- 5) Hayashi H. (1974): Introduction of the automobile engine. Internal combustion engine. 13(2), 55-59.
- 6) 田大熙(1968): 燃料斗 燃焼. 海事圖書出版部, p. 78, 111.
- 7) 粟野誠一(1971): 内燃機関工學. 山海堂, p. 36, 39.
- 9) 池森龜鶴(1970): 水力學. コロナ社, p. 242-251.
- 9) 態谷清一郎(1968): 内燃機関測定法. 養賢堂, p. 38.