

内燃機関の有効熱発生率について— I *

金 岡 浩

On the Generating Rate of Effective Heat by an
Internal Combustion Engine—I.

By

Hiroshi KANAOKA

Combustion of an internal combustion engine acts in so short a time and the behavior is also so complex that the result effects severely to the thermal efficiency of the engine. But each behavior in the combustion process is different from others not only in the engine type but also in the own running condition.

In accordance with the types and with the running conditions the author planned to explain the experimental series of the generating rates of the effective heats of engines in the combustion processes. In spite of the fact that the theoretical formulae concerning the generating rate of the effective heat have generally been known, no less of the experimental analyzations have still been left unknown.

The author thought to be able to raise the laboratory works to considerable accuracy by way of such methods as to take indicator diagrams by strain-gauge type transducers and synchrosopes, and also as to analyze the data by a universal type profile projector with a micrometer.

As the first step of the series of them this report will explain the principal methods of the experiment.

1 ま え が き

内燃機関のサイクルは非常に短時間の間に高温、高圧のもとに行なわれ、その間に必ず燃料の燃焼という現象を包含する。したがって動作ガスが空気、あるいは混合気と燃焼ガスとの2種類になり、また燃焼ガスは混合比によって性質が変化し、かつ高温では熱解離を生ずる、その他冷却による熱損失や摩擦現象も必ず生ずるので、これらの総合された結果は複雑な様相を呈する。

この複雑な内燃機関のサイクルも多くの仮定のもとで理論的に解析されているが、実用機関の燃焼過程は非常に複雑であり、また機関型式、運転状態等によって異なるため純理論的に解析することは困難である。

*水産大学校研究業績 第571号, 1968年8月10日 受理.
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 571.
Received Aug. 10, 1968.

この複雑な燃焼過程の解析方法として供給された燃料の有効熱発生率, すなわち各クランク角度に対する有効発熱量についての研究は多くない。

各機関型式およびその運転状態における有効熱発生率を究明することにより, 燃焼過程の改善を行ない熱効率を向上させることができる。

そこで, 先ず第1段階として機関指圧線図により有効熱発生率を求める方法について実験的研究を行なった。以下はその結果について報告する。

2 有効熱発生率の計測法

2.1 計 算 式

熱力学第1法則より

$$dQ = GC_v dT + APdV \dots \dots \dots (1)$$

dQ : 外部より与えた熱量

G : 作用ガスの重量

C_v : 作用ガスの定体積比熱

dT : 作用ガスの温度変化

A : 仕事の熱当量

P : 作用ガスの圧力

dV : 作用ガスの体積変化

クランク角度 (α) に対するシリンダー体積 (V) は第1図より次式のごとくなる。

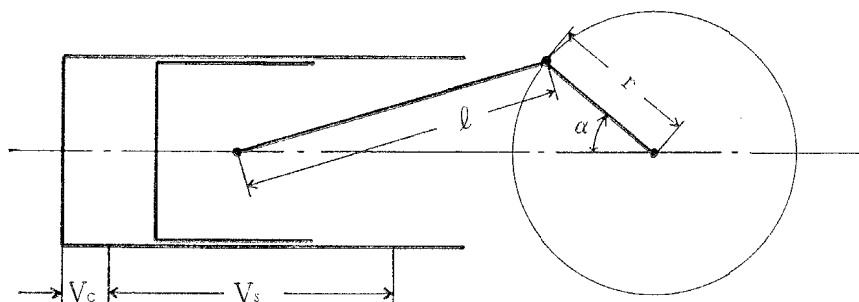


Fig. 1. An illustration of relationship between crank angle α and cylinder volume.

Where; Vs : Stroke volume.

Vc : Clearance volume.

l : Length of a connecting rod.

r : Length of a crank arm.

$$V = \frac{V_s}{2} (1 - \cos \alpha) + \frac{V_s}{8\lambda} \left(\frac{1 - \cos 2\alpha}{2} \right) + V_c \dots \dots \dots (2)$$

$$dV = \left(\frac{V_s}{2} \sin \alpha + \frac{V_s}{8\lambda} \sin 2\alpha \right) d\alpha \dots \dots \dots (3)$$

シリンダー内ガス温度 (T) は状態方程式より

$$T = \frac{P}{GR} V \dots \dots \dots (4)$$

内燃機関の有効熱発生率について—I

R : ガス定数

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{P}{GR} \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{V}{GR} \cdot \frac{dP}{d\alpha} \dots\dots\dots (5)$$

(1) 式に (2) (3) および (5) 式の関係を入れると

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\alpha} = & \frac{PC_v}{R} V_s \left(\frac{\sin\alpha}{2} + \frac{\sin 2\alpha}{8\lambda} \right) + \frac{C_v}{R} \left[V_s \left\{ \frac{1}{2} (1 - \cos\alpha) + \frac{1}{16\lambda} (1 - \cos 2\alpha) \right\} \right. \\ & \left. + V_c \right] \frac{dP}{d\alpha} + AP \left(\frac{V_s}{2} \sin\alpha + \frac{V_s}{8\lambda} \sin 2\alpha \right) \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

次に指示馬力 (IHP) は次のごとくなる

$$IHP = \frac{N}{9000} \int_0^{180} (P_e - P_c) \left(\frac{V_s}{2} \sin\alpha + \frac{V_s}{8\lambda} \sin 2\alpha \right) d\alpha \dots\dots\dots (7)$$

N : 毎分回転数
 P_e : 膨張中の圧力
 P_c : 圧縮中の圧力

2.2 実験装置および方法

供試機関および計測器は次の通りである。

(1) 供試機関

4 サイクル, 渦流燃焼室式単気筒ディーゼル機関で, 主要目は次の通りである。

機関型式 ASTM—CFR—48
 シリンダー径 86.2 mm
 ストローク 114.3 mm
 接合棒の長さ 254.0 mm
 回転数 900 ± 9 r.p.m
 燃料噴射弁 ピントルノズル
 燃料ポンプ ボッシュ型

(2) 指圧線図撮取装置

シンクロスコープ
 型式 DS—5155
 圧力変換器 ストレンゲージ式
 ファンボロ
 型式 ELECTRIC INDATOR TYPE FI
 カメラ キャノン (シンクロスコープ用)

(3) 指圧線図読み取り装置

万能投影器 (十字動マイクロメーター台付)
 型式 ニコン 6 C 型

(4) 温度計測装置

- a. 排気温度
 - 熱電対 (アルメル—クロメル)
 - ミリボルト計
- b. 潤滑油温度
 - 熱電対 (機関組み込み直続式 °F)

c. 吸気および冷却水温度

棒状温度計 (水銀 °F)

(5) 燃料消費量計測装置

機関に装備されている計測器 (メスシリンダー型)

ストップウォッチ

(6) 使用燃料

軸径 (比重¹⁵/₄ °C 0.83 低位発熱量 10,800 kcal/kg)

第2図の装置を用い機関運転条件を安定させるため吸気, 冷却水, 潤滑油の各温度を温度調節器により調整し, 計測にあたり安定条件保持のため, 燃料ハンドル目盛調整後10~15分の時間をおき, 排気温度計 (熱電対) により確認した。

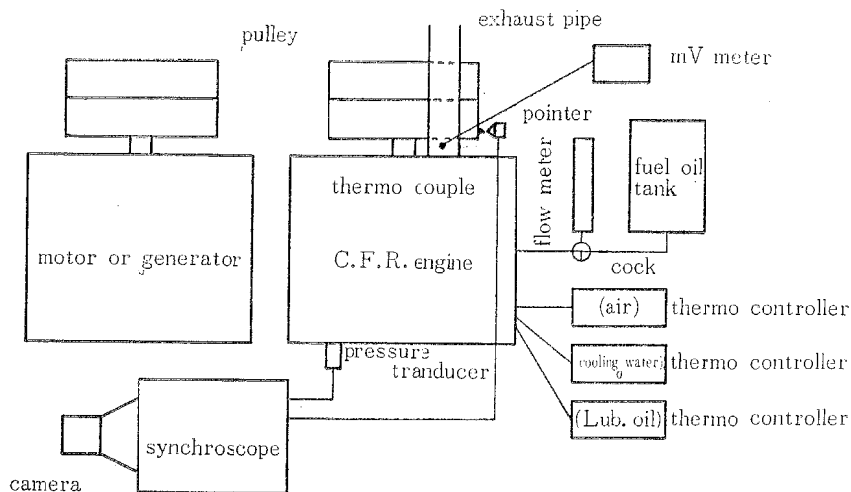


Fig 2. An illustration of the general arrangement surrounding the C.F.R. testing engine.

計測は圧縮比 17.98 とし, 燃料ハンドル目盛にて 3.00, 4.20, 5.40, および 6.40 の 4 種類について運転実験を行なった。ただし燃料噴射時期は T.D.C で見掛上の着火となるごとく調整を行ない, T.D.C の位置は電磁的方法により指圧線図 (圧力-時間) と共にシンクロスコープに記録させ, これを写真撮影する方法を用いた。

燃料消費量計測は 1 目盛 0.993 cc の測定用メスシリンダーを用い, 10 目盛 (9.93 cc) 消費するに要する時間をストップウォッチで計測した。

A. 指圧線図解析。

a. 圧力-クランク角度。

撮影したフィルムを万能投影器により 20 倍に拡大し, T.D.C を中心として 10/100 mm 間隔で圧力指示を次の方法で読み取り, クランク角度および圧力に換算した。

すなわち, フィルム上の曲線は点の軌跡であるため, 第3図のごとく万能投影器の投影面 (円型, 十字線入り) の中央(クロスした部分)に曲線と同じ太さの円を描き, 先ず十字動マイクロメーター付台板上に, 台板の左右移動方向と T.D.C 指示用直線部とが平行となるごとくフィルムを取付け, T.D.C より 10/100 mm

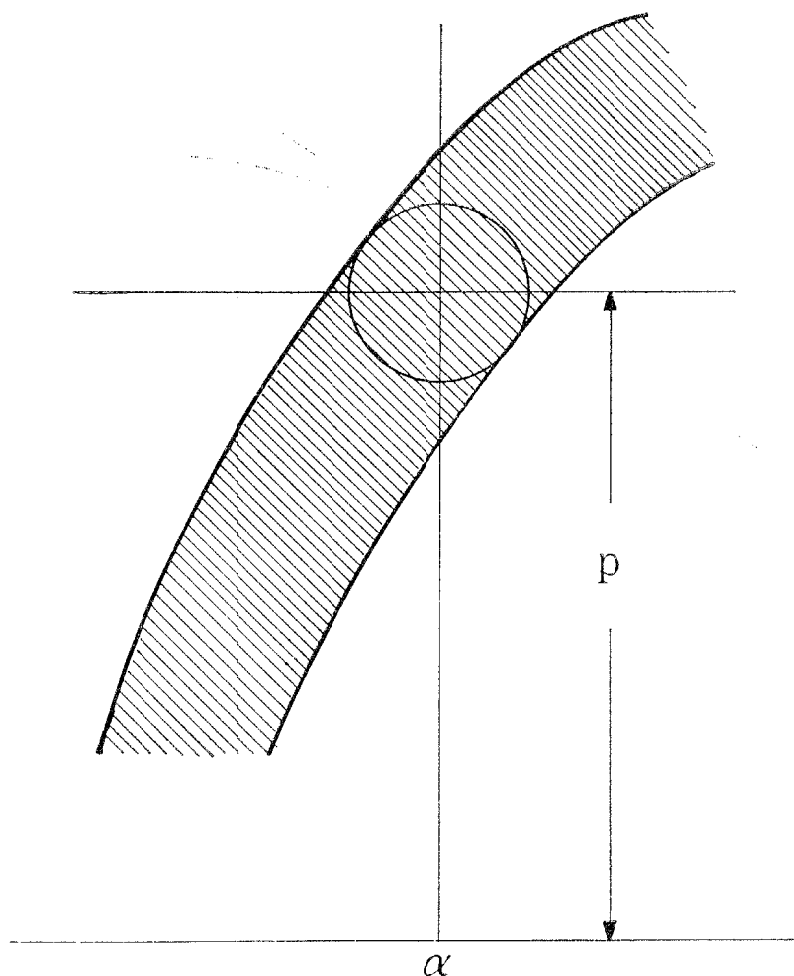


Fig. 3. An illustration of determining the cylinder gas pressure.
 Where; P : Cylinder gas pressure in kg/cm².
 α : Crank angle (deg)

間隔で投影面上の円が曲線の内部で接する位置に前後移動マイクロメーターを移動させ、その値を読み取る。

ただし、大気圧線および圧力換算はファンボロ指圧線図による。

b. 圧力変化割合 (dp/dα)。

指圧線図より直接、各クランク角度に対する接線を求めることが困難なため、計測圧力による数値微分のスターリングの公式を採用した。すなわち第4図のごとくクランク角度 α₀ の接線は

$$\left(\frac{dP}{d\alpha}\right)_{\alpha=\alpha_0} = \frac{1}{12h} [-P_2 + P_{-2} + 8(P_1 - P_{-1})] \dots\dots\dots (8)$$

ただし h : 圧力計測間隔 (度)

α : クランク角度 (度)

P₋₁, P₋₂, P₁, P₂ : クランク角度 α₀ より 1 および 2 前後のガス圧力 (kg/cm²)

B. 作用ガスの定体積比熱 (C_v 値)。

C_v 値はガス温度により変化するため、先ず (4) 式によりガス温度を求め、0°C より 100°C ごとの C_v 値 (定圧比熱 C_p 値より C_v = C_p - AR を計算) を用い、その間の温度に対しては比例配分とした。

ただし、動作ガス重量 (G) は次式によるものとした。

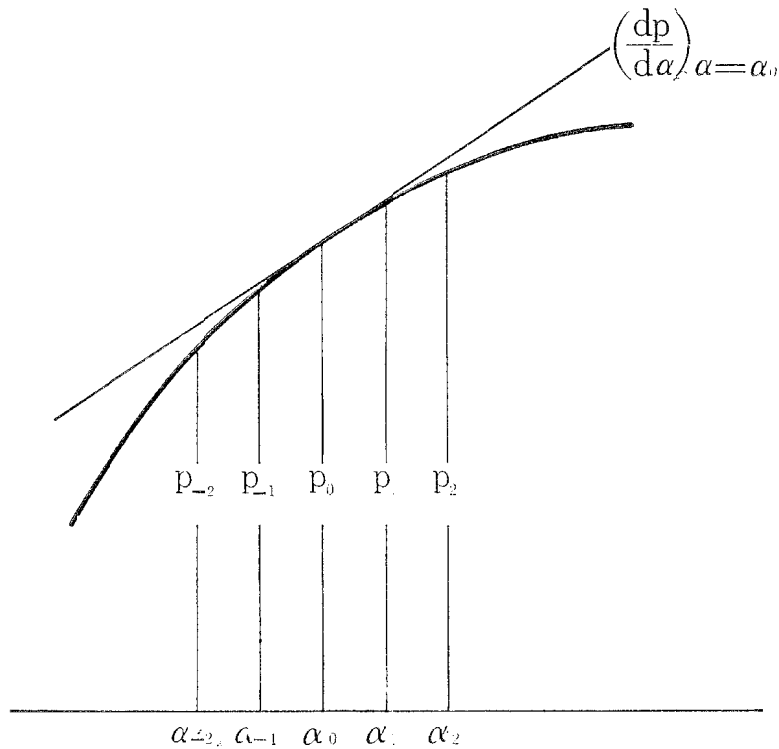


Fig. 4. An illustration of a tangent line for crank angle α_0 .
 Where ; $\alpha_{-2}, \alpha_{-1}, \dots, \alpha_2$ are crank angles (deg).
 P_{-2}, P_{-1}, \dots, P are the corresponding gas pressures (kg/cm^2)
 obtained by the experiment.

$$G = (V_c + \eta_c V_s) \gamma \frac{273}{273+t} \dots\dots\dots (9)$$

γ : 空気の比重量 ($1,293 \text{ kg}/\text{m}^3$ 0°C 760 mmHg)

η_c : 充てん効率 (80% と仮定)

t : 吸気温度 ($^\circ\text{C}$)

Gの値は一定とし、燃料噴射による影響は無視する。
 指示馬力計算の積分は数値積分のシンプソンの公式による。

3 結果および考察

本実験の運転計測値は第1表のとおりである。第5, 6, 7, および8図は計測圧力を基にして(4)式によりガス温度を求め、(6)式により求めた有効熱発生率とを示したものである。

実験の結果燃料ハンドフル目盛3.00(燃料噴射量最大)より4.20の方が指示馬力、排気温度とも大きいことを示している。この理由として空気量不足に伴う不完全燃焼、すなわち CO_2 とならず CO として排気されるためである。このことは空気過剰率および排気色からも明らかである。

第5~8図の有効熱発生率について、実験データが少ないため定量的には云えないが定性的に次のことが云えると思う。T.D.C 前は燃料の燃焼による熱発生量より燃焼室壁への冷却が大きく負となり、T.D.C

内燃機関の有効熱発生率について— I

Table 1. Data sheet of the running condition of the test engine according to the fuel consumption shown as the fuel handle scale.

Fuel handle scale	3.00	4.20	5.40	6.40
Indicated horse-Power (PS)	5.1	5.4	4.3	3.4
Fuel consumption (L/Hr)	1.81	1.36	0.93	0.59
Fuel injection per one cycle (cc)	0.067	0.051	0.034	0.022
Suction air temperature (°C)	65.5	66.0	65.5	66.0
Cooling water temperature (°C)	100	100	100	100
Lubricating oil temperature (°C)	53.5	54.0	54.2	54.5
Exhaust gas temperature (°C)	374	413	319	208
Revolution (R.P.M)	895	894.5	895	894

で着火遅れ期間中の可燃性ガスが自己着火により有効熱発生率は急上昇し、圧力、温度共に上昇するため着火遅れ期間は短くなり、また燃料噴射率も減少するため漸次減少することを示している。着火遅れ期間による有効熱発生率は負荷による変化は小さいことを示している。

圧力計測の問題点

1. ディーゼル機関の場合特に一定の燃焼を行わないためガス圧力に変動を生ずる。したがって計測回数を多く行なうことが必要であるが、本実験では有効熱発生率を計測する方法が主目的であるため計測は各々1回のみとした。

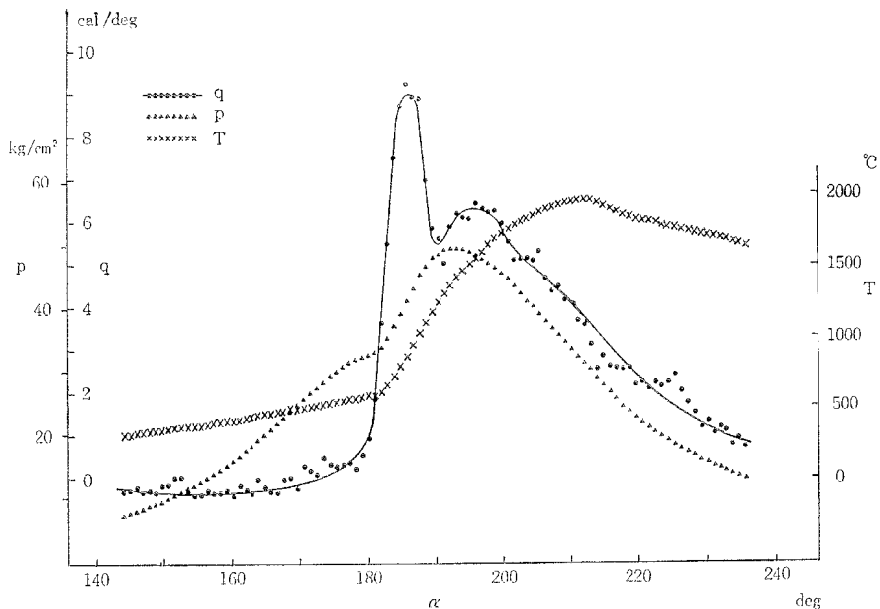


Fig. 5. Curves of the experimental data in case of the fuel handle scale 3.00.

Where the curve is of cylinder pressure P (kg/cm^2) crank angle α (deg), the curve is of generating rate of the effective heat q (cal/deg) and α (deg) and the curve is of cylinder gas temperature T ($^{\circ}\text{C}$) and α .

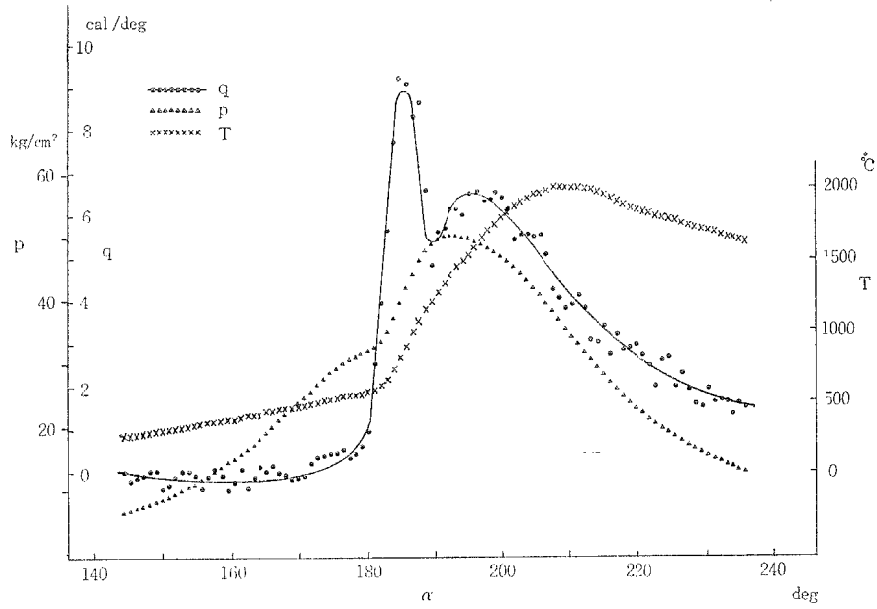


Fig. 6. Curves in case of the scale 4.20.
The explanation is as that of Fig. 5.

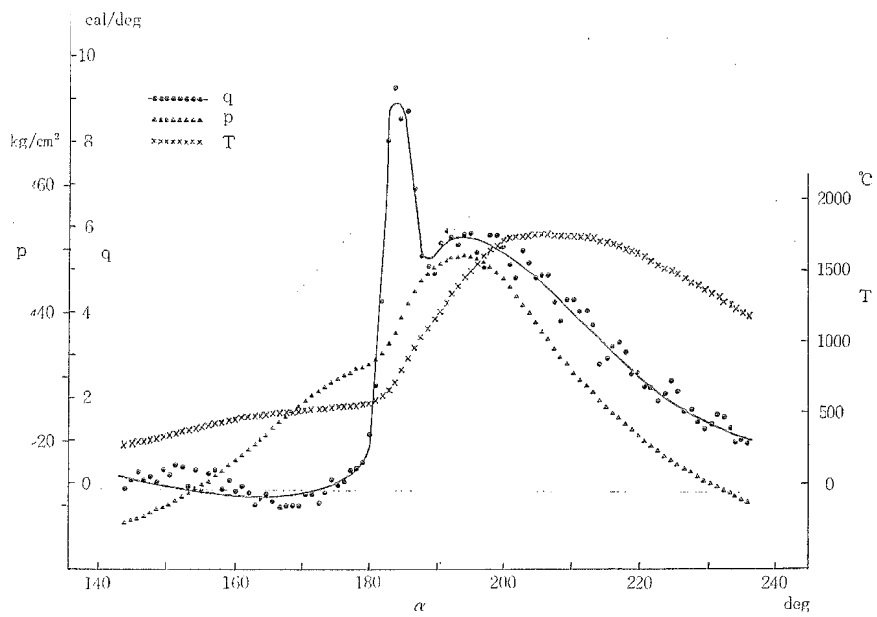


Fig. 7. Curves in case of the scale 5.40.
The explanation is as that of Fig. 5.

内燃機関の有効熱発生率について—I

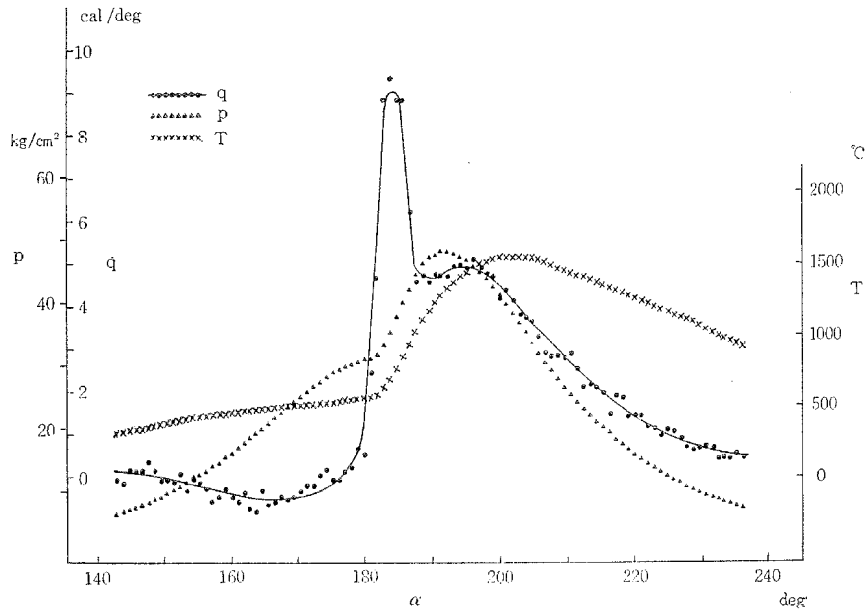


Fig. 8. Curve in case of the scale 6.40.
The explanation is as that of Fig. 5.

2. 本実験の最大の問題点は精度の高い指圧線図を得ること、その指圧線図を正確に読み取ることである。すなわち(8)式により $dP/d\alpha$ を求めたため、求めるクランク角度の前後各2個(計4個)の圧力が相当の精度を持たなければ $dP/d\alpha$ の値に大きな誤差を含む、したがって計測圧力Pの誤差が(6)式の計算に2重に働き $dQ/d\alpha$ の値が大きく変化し、信頼出来る $dQ/d\alpha$ を得ることが不可能である。

3. 指圧線図読み取り方法として、万能投影器により20倍に拡大するため、シンクロスコープ上の線は写真撮影可能な限り細い線とする必要がある。この問題は第3区の方法と併用することにより相当の精度が得られる。しかし本実験の方法であるシンクロスコープおよび万能投影器により精度を上げることが可能となった。

結 論

本報の作業は、内燃機関の有効熱発生率の計測方法について行なった。この実験経過よりつぎの結論が出される。

シリンダー内圧力をストレンゲージ式圧力変換器を用い、シンクロスコープの映像を写真撮影により得た指圧線図を十字動マイクロメーター付万能投影器を用いることにより精度の高い圧力計測が可能となり、所期の目的が達せられたと共に今後一連の実験がこの方法により可能である確信を得た。

おわりに本報作成にあたり、終始ご指導を賜った九州工業大学の河村芳平助教授に謹んで感謝の意を表わします。

文 献

- 1) 川田正秋, 内燃機関, 機械工学講座20,
- 2) 谷下市松, 内燃機関の熱力学,
- 3) 日本機械学会, 機械実用便覧,