

## クランク室圧縮2サイクル機関における直管型排気管系の影響について

その他（別言語等）のタイトル	On the Effects of the Exhaust System with Plain Pipe in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine
著者	澤 則弘
雑誌名	室蘭工業大学研究報告
巻	4
号	3
ページ	569-587
発行年	1964-06-30
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/3200">http://hdl.handle.net/10258/3200</a>

# クランク室圧縮2サイクル機関における 直管型排気管系の影響について

沢 則 弘

## On the Effects of the Exhaust System with Plain Pipe in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

### Abstract

It is generally known that the engine performance or the breathing capacity is largely governed by the blow-down wave in the exhaust pipe and the present author has reported already regarding the effects of blow-down in the air model engine.

Successively, in order to investigate systematically the influence of the various factors in the exhaust system with a plain pipe on the delivery ratio in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine, he has determined the optimum condition of the blow-down effects by means of the impedance theory. On the other hand, he has experimentally measured the amount of the breathing air changing the engine parameters and recorded some pressure diagrams for the exhaust pipe to analyze the exhaust process. Consequently, it is ascertained that the theoretical results agree fairly well with those of the experiment.

### 1. 緒 言

排気管による動的効果を理論的に解析するには管内の流れを一次元圧縮性非定常流れ(等エントロピー流れ)と近似し,その基礎式を厳密な境界条件と初期条件のもとに解けばよく,4サイクル機関や単流掃気2サイクル機等につき図式解法<sup>1)</sup>,特性曲線法<sup>2)</sup>および電子計算機<sup>3)</sup>を利用して排気管内圧波を追跡した報告がある。その結果 E. Jenny<sup>4)</sup>に始まる特性曲線法は,その精度が優れ,しかも複雑な境界条件にも適用できるため,現在かなり広く利用されている。これに対し掃気ポンプを内蔵している,いわゆるクランク室圧縮型2サイクル機関の掃・排気過程は,クランク室,掃気通路,シリンダおよび排気管からなる一つの管系と見做す必要があり,しかもシリンダ内の掃気や熱交換の実体が十分に解明されていない現状では,全管系の非定常流れを取扱うことは困難と云えよう。従って掃気通路の動的効果のみを取り上げた W. Wilhelm<sup>5)</sup>の研究や,排気管系のみ注目した R. S. Benson<sup>6)</sup>の解析等があるに過ぎない。また実験的研究も W. Hülse<sup>7)</sup>,山田等<sup>8)</sup>によって試みられ,動的効果の同調条件が提案されているものの,クランク室をも含めた全管系についての考慮が払われていない。しかも排気管効果

の利用法もいろいろに主張されている<sup>9)~12)</sup>。そこで本型式機関の排気管効果の実体を知る目的で直管型排気管を用い、給気量の測定と排気管系各部の圧力変動の記録に主眼を置いた実験を行ない、両者の対比から、その実体を明らかにすると共に、最大の排気管効果を与える条件式<sup>13)</sup>の妥当性を検証せんとするものが本研究の目的である。

## 2. 実験装置および実験方法

(1) 実験装置 供試機関はバイクモータ用クランク室圧縮2サイクル機関であり、その外観写真を図-1に、諸元を表-1に示す。

実験装置は図-2に示すように空気タンク、供試機関および排気管系から構成されている。ただ燃料流量を広範囲に、しかも微量調整する目的で図-3の如く気化器主ノズルを可変型とし、かつ浮子室を微動装置で上下動できるようにした。

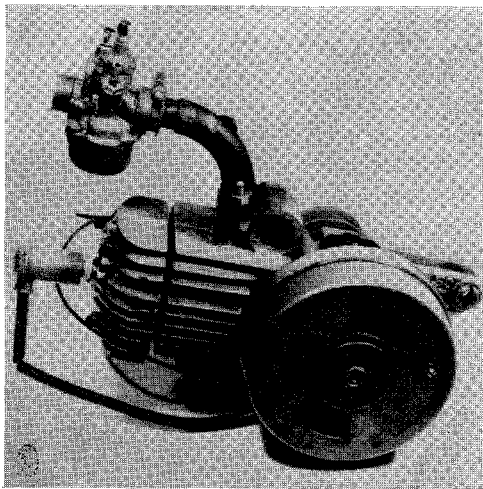


図-1 供試機関 (E-50)

表-1 供試機関諸元

機 関	E-50	E-125	
シリンダ径×行程 (mm)	40φ×39.8	55φ×52.5	
行程 体 積 (cc)	50	125	
クランク室体積(上死点) (cc)	161	452	
圧 縮 比	7:1	7:1	
ポート タイミング	給気孔	60°	70°
	排気孔	67°	69.3°
	掃気孔	55°	57°
給気管内径 (mm)	13.8φ	21φ	
排気管内径 (mm)	21φ	30φ	

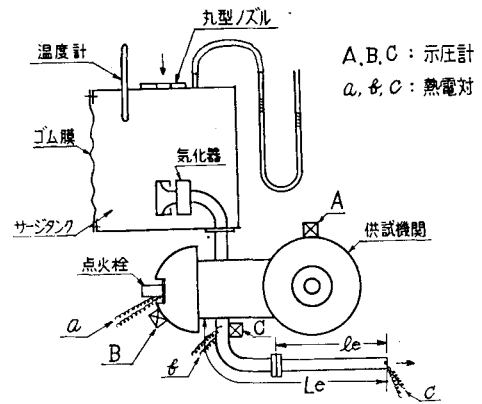


図-2 実験装置

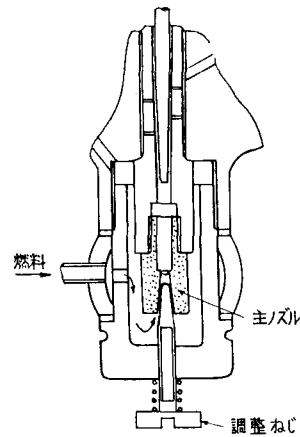


図-3 供試気化器 (E-50)

使用燃料は市販の自動車用ガソリン JIS K 2202, 2号(日石製)とモビール SAE 30 #との混合燃料(20:1)である。排気管は20 cm(直径2 cm)のガス管を10本用意し, その長さを広範囲に変えた。この際, 管内ガス温度の計測にはとくに留意し, 排気孔直後のみならず排気管端および中間の温度をも測定し, その温度分布から平均温度を求めた。また管内の変動圧力の記録には図-4の如き水冷コック付示圧計を用いて圧力検定をも行なった。

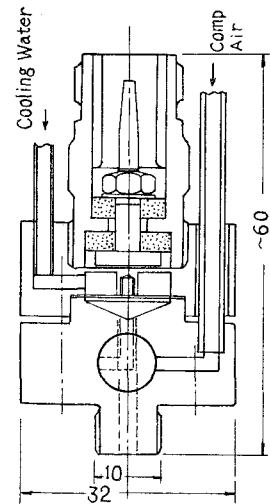


図-4 水冷コック付示圧計

(2) 実験方法 排気管系に関する実験においては図-5の如く, 駆動運転と発火運転時の給気比は或る排気管長以上になると大幅に異なり, 後者の給気比曲線が機関トルクとほぼ相関関係にある。従って排気管系に関する実験には混合比, 点火時期および摩擦トルク等の変動によって影響され易い機関トルクの測定をさげ, これ等因子にほとんど左右されない発火運転時の給気比に注目することにした。

実験方法は, まず排気管長の設定後, 電動機型動力計で駆動し, 点火回路を閉じ, 発火運転に移る。直読式燃料計を監視しつつ正常燃焼に保持すべく気化器を調整し, シリンダ温度(熱電対プラグ使用)の定常になるのを待って, 排気温度, 回転数および給気量を測定し, 代表的な排気管長, 機関回転数について各部(主として排気孔直後)の変動圧力を記録した。

(3) 排気管効果の表示

従来, 排気管効果に関する実験結果の表示には直接給気比(またはトルク)を用いているものが多いが, 既に指摘したように給気比を主として支配するのは給気過程であり, 排気管効果は掃気孔閉時(S.C)のクランク室圧をかいして影響するものである。従って或る程度の排気管を取り付け, その効果を充分利用した場合でも図-6の如く給気管系の気化器開度, 給気管長および給気孔開口角によって給気比曲線は変化する。かかる曲線から排気管系単独の影響を抽出することはかなり困難と考えられる。

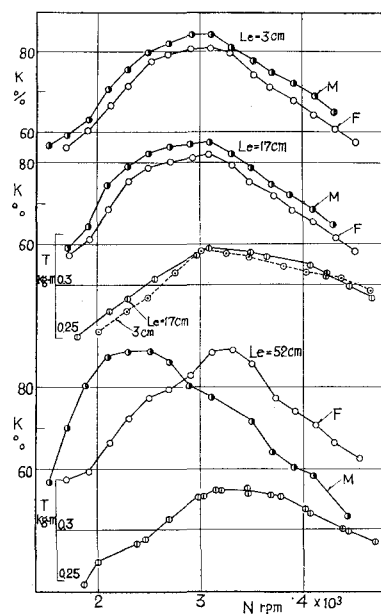


図-5 給気比と機関トルク

そこで排気管を取り付けた場合と取り除いた場合の給気比の差  $(K - K_0)$  で図-6の結果を整理してみると図-7のように  $(K - K_0)$  曲線はいずれも相似となり, その最大値を与える機関回転数もよく揃っている。従って  $(K - K_0)$  曲線は, たとえ給気管系の諸条件が違ってても排気管効果のみを適確に表示することができると云える。また図-8の如く給気比の割合  $K/K_0$  ( $(K - K_0)/K_0$ ) で整理して

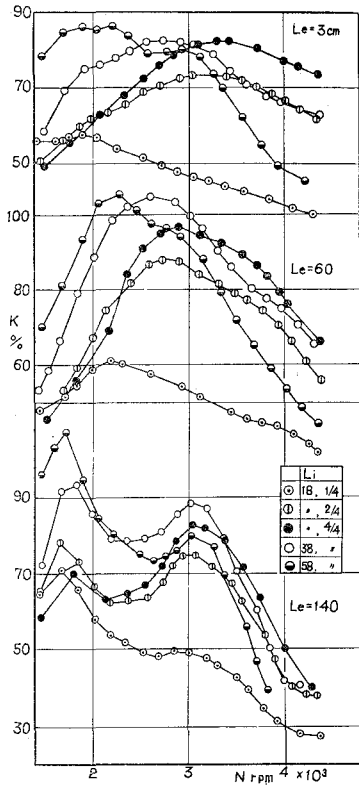


図-6 給気比曲線

もよい。よって排気管系の実験結果は給気管系の影響を除く意味で、 $(K-K_0)$  または  $K/K_0$  に注目することにした。従って、給気管系の条件は任意でよいが本実験では便宜上、給気管長  $L_i=18$  cm、給気孔開口角  $\theta_i/2=60.4^\circ$ 、気化器開度  $C=4/4$  (全開) に固定した。なお排気管なしの給気比としては排気管長  $L_e=3$  cm の値を用いた。

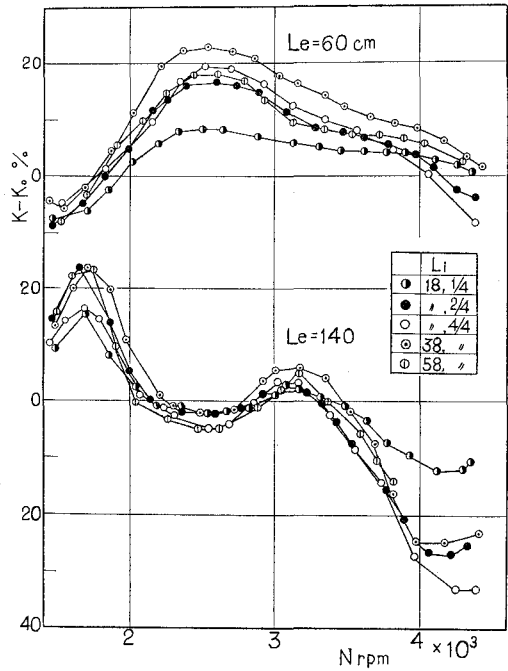


図-7  $(K-K_0)$  曲線

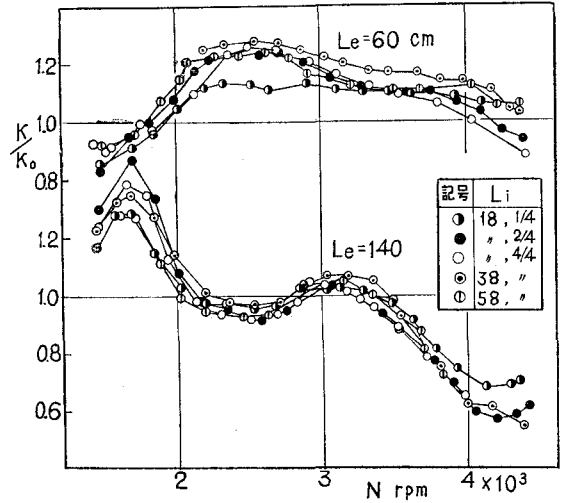


図-8  $(K/K_0)$  曲線

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 排気吹出し効果について

排気管による動的効果としては、排気吹出し直後に生ずる管内負圧が掃・排気に及ぼす影響、いわゆる排気吹出し効果と残留脈動波が次の掃・排気過程に及ぼす影響(脈動効果)との

二つが挙げられる。従来の研究は主として後者に注目してきたが、筆者<sup>14)</sup>は給気比と示圧線図の対比から最大の給気比増加は主として前者に基因することを既に指摘した。ここでも排気吹出し効果に注目し、最大の給気比増加  $(K-K_0)_M$  を与える条件について述べる。排気管長 ( $L_e$ ) および機関回転数 ( $N$ ) を広範囲に変えた実験結果の代表例を図-9に示す。

まず図において排気孔開 (E. O.) 後、急速な排気吹出しに引き続き、排気管圧は負圧を生じるが、図 (a)~(c)  $L_e=17\text{ cm}$  では、この第1負圧波は比較的小さく、その周期も短かく、掃気期間に正負の波が同時に入り込む。従って掃気作用に余り影響せず、給気比の増加はほとんど期待できない。これに対し図 (d)~(f),  $L_e=52\text{ cm}$  では排気吹出しも比較的大きく排気管効果  $(K-K_0)$  も顕著となる。たとえば図 (d),  $N=1790\text{ rpm}$  の場合、第1負圧波がクランク室に入った後も、なお掃・排気孔が開いているので再び排気ガスは逆流し、掃気孔閉時 (S. C.) のクランク室圧は逆に高くなり、排気吹出し効果は殆んど期待できない ( $K-K_0 \approx 0$ ,  $K=58\%$ )。しかるに図 (e),  $N=3190\text{ rpm}$  では第1負圧波がほぼ排気孔閉 (E. C.) まで継続し、充分に掃気を行なうのでクランク室圧も低く、この場合の  $(K-K_0)$  は  $N \approx 3200\text{ rpm}$  附近で最大となっている ( $K-K_0 \approx 10\%$ ,  $K \approx 89\%$ )。同様に  $L_e=67, 87\text{ cm}$  の場合 (図-10参照) も排気吹出し圧力波

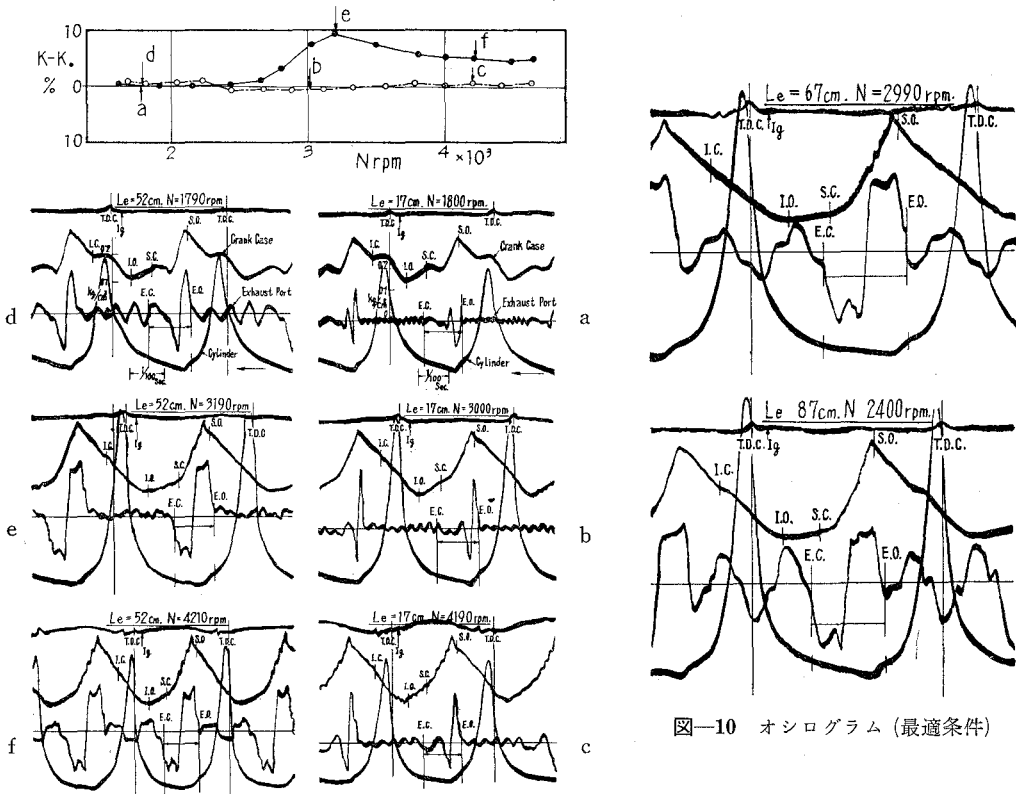


図-9  $(K-K_0)$  曲線とオシログラム (E-50)

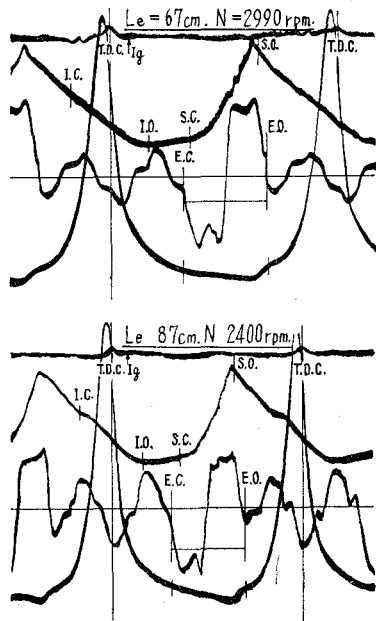


図-10 オシログラム (最適条件)

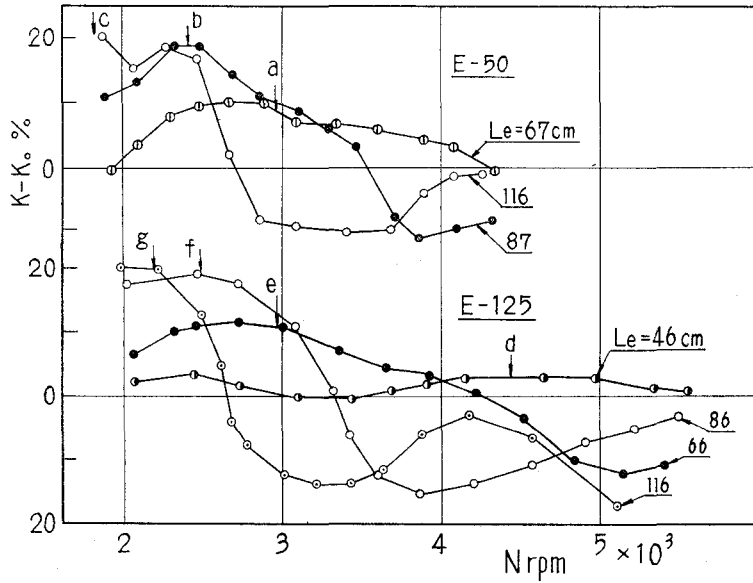


図-11 (K-K₀) 曲線

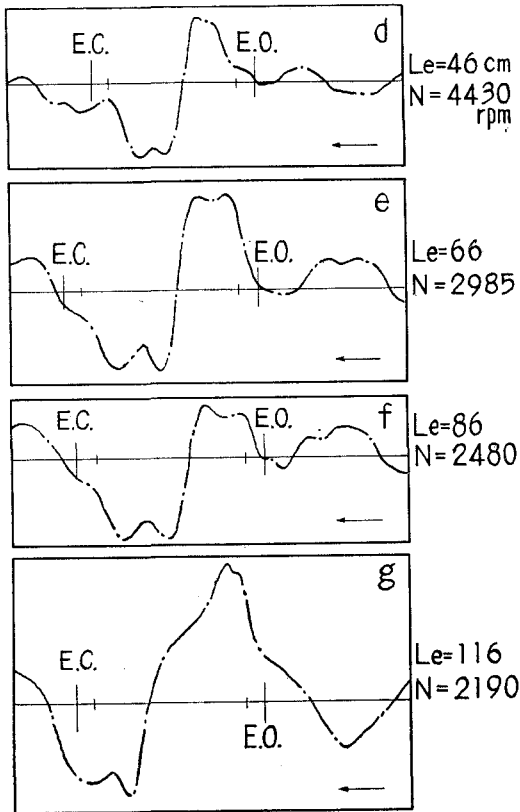


図-12 オシログラム (最適条件, E-125)

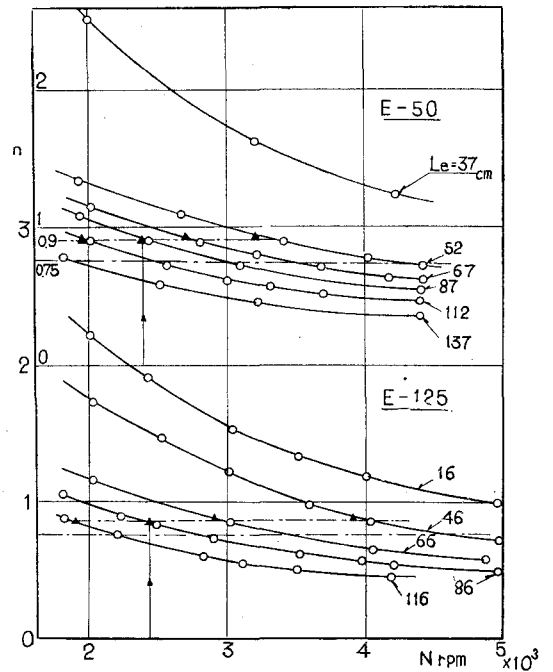


図-13 排気期間に含まれる排気吹出し  
圧力波のサイクル数 (n)

の約1サイクルがほぼ排気期間 ( $\theta_e$ ) に重なるとき 図-11 の上方 (E-50) に示した給気比 ( $K-K_0$ ) は最大となっている。この関係は供試機関 E-125 の場合も全く同じである (図-11 下方と 図-12 との対比)。さらに、かかる場合の排気吹出し圧力波の同調条件を明確にするため、排気管長、機関回転数を広範に変えた場合のオシログラムから排気期間 ( $\theta_e$ ) に含まれる排気吹出し圧力波のサイクル数 ( $n$ ) を求め、これを回転数につき整理すると 図-13 の如くなる。

次に ( $K-K_0$ ) 曲線から最大の排気管効果 ( $K-K_0$ )<sub>M</sub> を与える回転数を求め、これを各排気管長に対する曲線上にプロットすると▲印となる。すなわち機関 E-50, E-125 とともに吹出し圧力波の約0.9サイクルが排気期間に一致するとき ( $K-K_0$ )<sub>M</sub> を生ずることがわかる。いまクランク室圧縮型2サイクル機関の掃排気過程を考えると、掃気孔閉 (S. C.) から排気孔閉 (E. C.) までの間はシリンダ内充填ガスの押し出し期間であり、充填効率すなわち機関トルクに対しては関与するが、給気比には直接影響しないものと考えられる。従って給気比の観点からは、むしろ掃気孔閉 (S. C.) 時の圧力波に注目するのが合理的であろう。そこで排気孔開 (E. O.) から有効な掃気孔閉 (S. C.\*) までの期間  $\theta_{es}^*$  (以下有効掃排気期間という) に含まれる圧力波サイクル数  $n^* = (\theta_{es}^*/\theta) \cdot n$  を求めると 表-2 の如く両機関とも  $n^* \approx 0.75$  ( $\approx 3/4$ ) サイクルに近似している。

これは排気吹出しに基づく管内負圧が最大のとき実質的に掃気孔を閉じると、そのときのクランク室内圧が最低となり、それに続く給気作用が助長されるためと解釈される。

以上の解析から最大の排気管効果は排気吹出しに基づく圧力波に基因し、その圧力波の約3/4サイクルが有効掃排気期間 ( $\theta_{es}^*$ ) に同調するとき最大の掃気効果を発揮することが確認された。いま掃排気期間における排気吹出し圧力波の周期 ( $T$ ) が仮に  $T = 2\pi L_e^*/a_e$  で与えられるものとすれば、3/4周期と  $\theta_{es}^*$  期間との同調から排気吹出し効果の最適条件式は次の如く与えられる。

$$Z_{eM} \left( \equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^* \right)_M = \frac{4}{3} \cdot \frac{\theta_{es}^*}{360} \tag{1}$$

ここに  $\omega$ : クランク角速度 ( $=2\pi N/60$ ),  $a_e$ : 掃排気管系の平均音速であり、 $Z_e$  を排気吹出し特性数、 $L_e^*$  を等価管長と呼ぶ。なお掃・排気管系として 図-14 の如き模型を想定し、これにインピーダンス理論を適用すると等価管長 ( $L_e^*$ ) の算出式として近似的に

$$\cot(L_e/L_e^*) = \{ \bar{V}_e + (\theta_{sc}^* - \theta_{so}^*) \cdot \bar{V}_k / (\theta_{sc}^* - \theta_{eo}) \} / (f_e L_e^*) \tag{2}$$

が与えられる。ここに  $L_e$ : 排気管長、 $\bar{V}_e$ : 平均シリンダ容積、 $\bar{V}_k$ : 平均クランク室容積、 $f_e$ : 排気管断面積、 $\theta_{sc}^*$ : 有効掃気孔閉止角、 $\theta_{so}^*$ : 有効掃気孔開放角、 $\theta_{eo}$ : 排気孔開放角である。

表-2 有効掃排気期間に含まれる排気吹出し圧力波のサイクル数

	E-50	E-125
$\theta_e$	134°	139.4°
$\theta_s$	110°	114°
$\theta_{es}^*$	112°	116.7°
$n$	0.9	0.9
$n^*$	0.752	0.753

但し  $\Delta\theta_{sc} = 10^\circ$



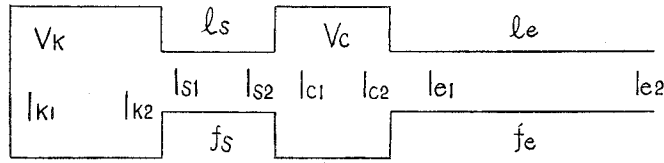


図-14 掃・排気管系の模型

よって(1), (2)式から排気吹出し効果の生成を規定する因子としてクランク室, シリンダおよび排気管から構成される等価管長 ( $L_e^*$ ), 圧力伝播速度 ( $a_e$ ) および機関回転数 ( $N$  or  $\omega$ ) が挙げられる。そこで上記各因子を逐次変えた実験から, それらの影響を吟味すると共に排気吹出し効果の条件式(1), (2)の妥当性を次に検討する。

### 3.2 排気吹出し効果に影響する因子

#### 3.2.1 流動抵抗 (絞り抵抗)

既に述べたように給気管効果の同調条件に対し, 流動抵抗 ( $\mu$ ) は重要な因子であったが, 排気吹出し効果の同調条件(1), (2)式には流動抵抗 ( $\mu$ ) が含まれていない。すなわち掃排気管系の等価管長 ( $L_e^*$ ) の誘導に当り, 管壁抵抗や排気孔の絞り抵抗を無視した。かかる仮定が許容されるか否かを調べる目的で, 排気管の各位置に絞り弁 (実際には孔あき板) を取り付け実験を行なった。まず開口端に絞りを付けると図-15の如く絞り面積比 ( $f/f_e$ ) に比例して給気比は順次低下するが, 最大給気比  $K_M$  (または  $(K-K_0)_M$ ) を与える回転数はほとんど変わらない。また絞り弁 ( $f/f_e = 0.354$ ) の挿入位置を順次変えた場合も図-16の如く最大給気比を与える回転数はやはり変わらない。

以上のことから少なくとも, かかる場合の排気吹出し効果は, 先に示した慣性理論 ( $\mu$  により影響される) によって評価することはできないように思われる。さらに絞り弁が機関側に近づくにつれて最大給気比 ( $K_M$ ) の値が順次増加しているが, これは振動系の節に近い程, 音響抵抗が小さくなることを考え合すとき, 排気管系の圧力変動は機関側を節とする基準振動を呈すると考えてもよいようである。よって排気吹出し効果の同調条件にのみ注目するならば, 流動抵抗の影響をほとんど考慮する必要がな

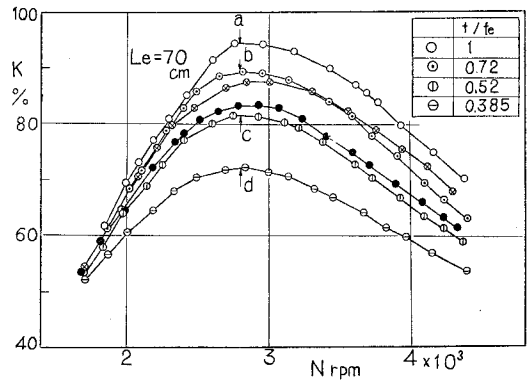
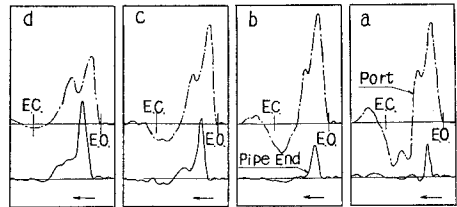


図-15 絞りと給気比 (開口端)

いことが確認されたものと云えよう。

3.2.2 管価管長 ( $L_e^*$ )

等価管長 ( $L_e^*$ ) を規定する因子として排気管長 ( $L_e$ ), クランク室容積 ( $V_k$ ), シリンダ容積および排気管断面積 ( $f_e$ ) 等が挙げられる。

(1) 排気管長 ( $L_e$ ) 排気管長を変えた図-6, 図-9, 図-11 等の実験結果を排気吹出し特性数  $Z_e$  ( $\equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^*$ ) で整理すると図-17, 図-18 の如く最大給気比  $(K/K_0)_M$  はいずれも  $Z_e \doteq 0.42$  附近によく揃っている。いま同調条件式 (1) から供試機関 E-50 の有効掃排気期間  $\theta_{es}^* = 112^\circ$  (但し  $\theta_e/2 = 67^\circ, \theta_s/2 = 55^\circ, \Delta\theta_s = 10^\circ$ ) を用いて  $Z_{eM}$  を求めると  $Z_{eM} \doteq 0.415$  となり, 実験値とかなりよく一致している。また図-17 下方に併記した機関 E-125 の場合も  $\theta_{es}^* = 116.7^\circ$  (但し  $\theta_e/2 = 69.7^\circ, \theta_s/2 = 57^\circ, \Delta\theta_s = 10^\circ$ ) を用いた計算値  $Z_{eM} \doteq 0.435$  附近で  $(K/K_0)_M$  がよく揃っている。従って排気吹出し効果に対する排気管長 ( $L_e$ ) の影響は  $Z_e$  (または  $L_e^*$ ) について考慮すればよいことがわかる。

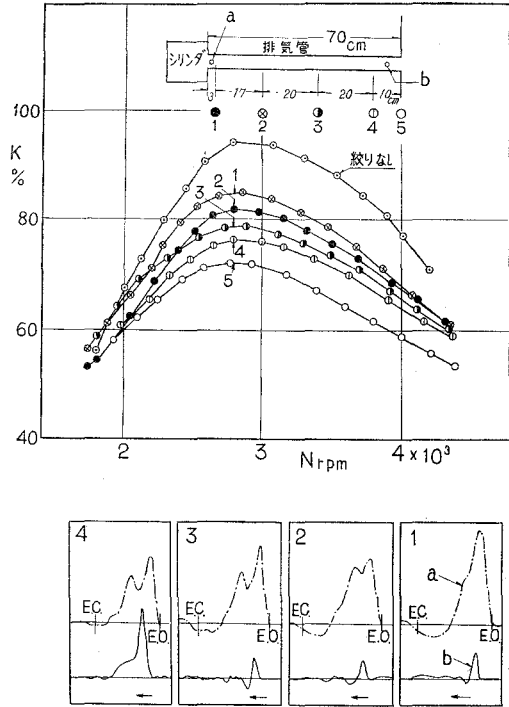


図-16 絞りと給気比 (途中)

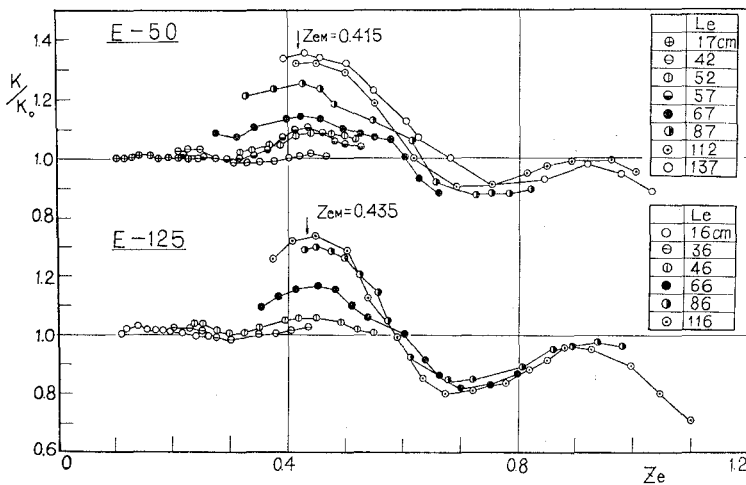


図-17  $K/K_0$  曲線 (E-50, E-125)

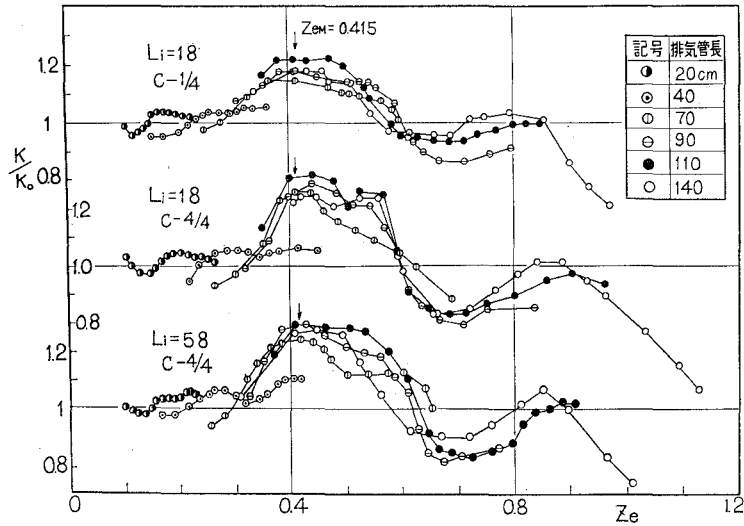


図-18  $K/K_0$  曲線 (E-50)

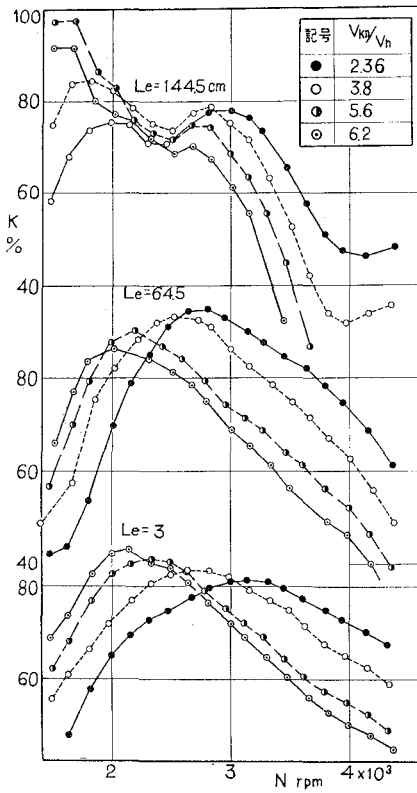


図-19 給気比曲線

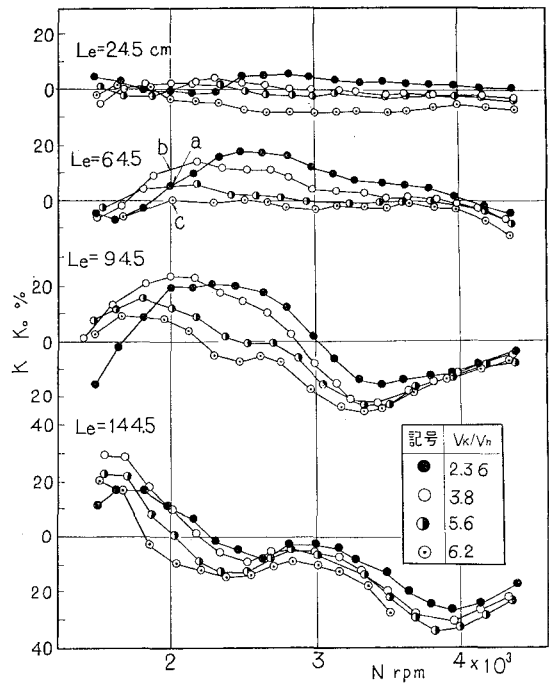


図-20  $(K-K_0)$  曲線

(2) クランク室容積 ( $\bar{V}_k$ )

クランク室容積 ( $\bar{V}_k$ ) を4種類に変えた実験結果を図-19に示す。図によると排気管なし ( $L_e=3\text{ cm}$ ) の場合の給気比 ( $K_0$ ) も、給気管系としてのクランク室容積 ( $\bar{V}_k$ ) の影響を受けて大幅に変っている。これらを給気比の差 ( $K-K_0$ ) で表示すると図-20の如くクランク室容積は排気管効果に対しても影響することがわかる。

図の a, b, c に対応するオシログラムを図-21に示してあるが、クランク室容積 ( $\bar{V}_k/V_h$ ) の増加に伴い掃気圧が低下するので排気吹出し圧力波が小さくなる。従って、その効果が減少するため最大給気比 ( $K-K_0$ )<sub>M</sub> の値は順次低下している。(図-20) しかし圧力波の周期は  $\bar{V}_k/V_h$  に比例して長くなっており、等価管長 ( $L_e^*$ ) の算出に当り、クランク室容積 ( $\bar{V}_k$ ) をも考慮したことが妥当なことがわかる。いま図-20の実験結果を特性数 ( $Z_e$ ) で整理すると図-22の如く最大給気比 ( $K/K_0$ )<sub>M</sub> は条件式(1)による計算値  $Z_{eM} \doteq 0.415$  附近によく揃っており、前項と同様にクランク室容積の影響も等価管長 ( $L_e^*$ ) の変化として考慮すればよいことがわかる。しかし、 $V_k/V_h$  の増加に伴って給気比は著しく低下するので、 $L_e^*$  に含まれる  $V_k$  と  $L_e$  との最適の組合せに関しては、クランク室圧縮比を高めるように配慮し、しかる後、最大の排気管効果を与えるべく管長 ( $L_e$ ) を選定する方が賢明のようである。

(3) シリンダ容積 ( $\bar{V}_c$ )

シリンダ容積 ( $\bar{V}_c$ ) を変える方法としては行程体積 ( $V_h$ ) と隙間容積 ( $\Delta V_c$ ) を変えることが考えられる。しかし前者は同一機関のもとでは、その構造上難点があり、後者についても熱効率やノッキングの観点から制約される。ここでは取り敢えず隙間容積 ( $\Delta V_c$ )、すなわち圧縮比を  $\epsilon=4, 5$  および  $7$  に変えて実験した。その結果を図-23に示す。

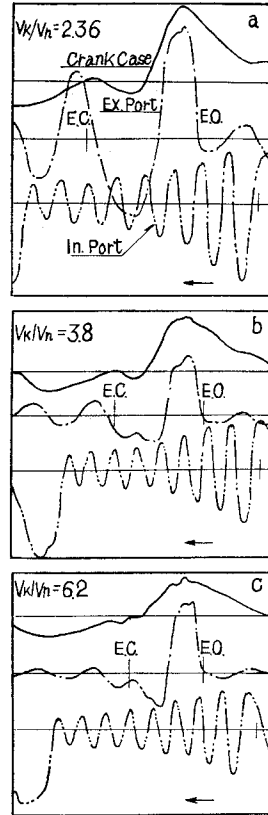


図-21 オシログラム

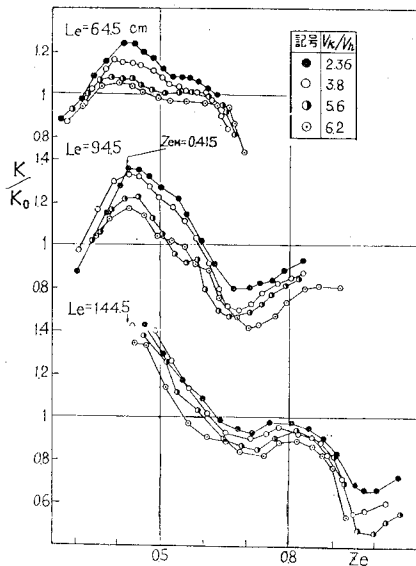


図-22  $K/K_0 \sim Z_e$  線図

この場合、圧縮比 ( $\epsilon$ ) の影響は (2) 式から解るように等価管長 ( $L_e^*$ ) に影響するものであるが予想通り、それは極めて小さい。なお図の給気比曲線を詳細にみると、圧縮比 ( $\epsilon$ ) の増加 ( $\bar{V}_c/\bar{V}_h$  の減少) に伴い、高速側に移行する傾向が認められる。これは (1) 式および (2) 式から得られる推定と定性的には一致している。しかし、その影響は極く小さいので、同調条件にのみ注目するならば、実用上圧縮比の影響はほとんど考慮する必要がないだろう。またシリンダ容積が相当大幅に変った場合でも平均容積 ( $\bar{V}_m$ ) の算出に当り、 $\bar{V}_c$  を用いておけばそれで充分であろう。

(4) 排気管断面積 ( $f_e$ )

排気吹出し効果の同調条件に対する排気管断面積の影響としては等価管長 ( $L_e^*$ ) と音速  $a_e$  (後述) について考慮する必要があるだろう。前者 ( $L_e^*$ ) は断面積 ( $f_e$ ) に逆比例して小さくなり、後者 ( $a_e$ ) は僅かながら  $f_e$  に比例して大きくなる<sup>16)</sup>。従って同調条件式 (1) から考えて、最大給気比 ( $K-K_{0M}$ ) の回転数 ( $N_M$ ) は排気管断面積 ( $f_e$ ) に比例して高速側に移行することが予測される。かかる推論を確認すべく排気管径 ( $d_e$ ) を変えて実験した。なお機関の構造上、排気孔直後から管径 ( $d_e$ ) を変えることができず、水道配管用の末広曲り接手を用い、その先の管径を変えた。この際、末広曲り接手までの管長は 13.5 cm である。次に実験結果の代表例を図-24 に示しているが、 $L_e=13.5$  cm の場合の給気比は使用する接手の如何にかかわらず、ほぼ同じで

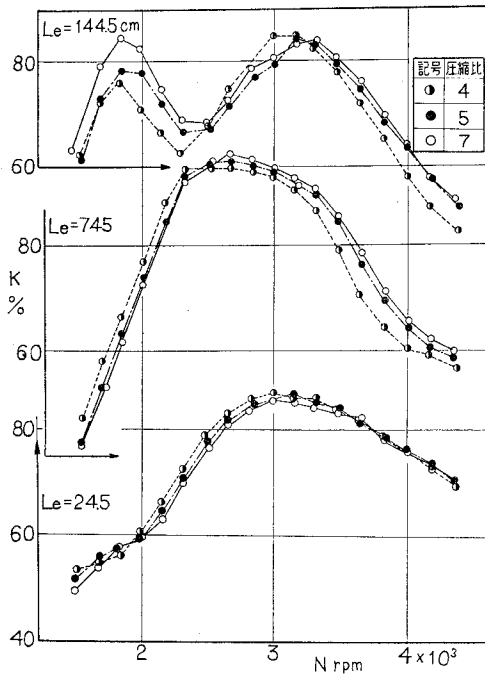


図-23 給気比曲線

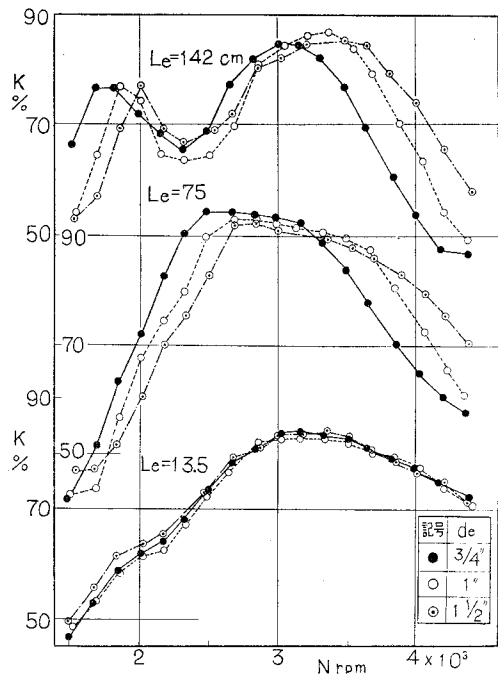


図-24 給気比曲線

あるが、排気管長  $L_e=75\text{ cm}$ ,  $142\text{ cm}$  となると予想通りに管径 ( $d_e$ ) に比例して給気曲線や最大給気比  $(K-K_0)_M$  を与える回転数は高速側に移行している。(図-25)

かかる場合のオシログラムをみるに 図-26 の如く管径 ( $d_e$ ) が太くなるにつれて排気吹出し圧力波の振幅は減少し、その周期は短縮しており、図-25 の結果を裏付けている。

この場合も 図-27 の如く、計算値  $Z_{eM}=0.415$  付近で最大給気比  $(K/K)_M$  はよく揃っており、 $(K/K_0)_M$  の生成に対する排気管径 ( $d_e$ ) の影響は特性数 ( $Z_e$ ) について考慮すればよいことがわかる。次に  $(K/K_0)_M$  の値を管径比 ( $d_e/d_0$ ) でプロット (但し  $d_0=3/4''$ ) すると同図右上に示すように管径が細いほど、 $(K/K_0)_M$  の値は高くなっている。これは排気吹出し効果の利用上注目すべき事実であろう。

その理由として、第1に管径が細くなるにつれて管壁抵抗が大きくなるため、排気吹出し正圧波が大きくなり、その反射負圧波もまた増大すること、第2に最大給気比  $(K/K_0)_M$  を与える回転数が ( $N_M$ ) 低速に移行するので掃・排気孔の時間面積が増加することが挙げられよう。このため排気吹出し負圧波の効果がより有効となるものと思われる。

一般に圧力波の振幅は  $N/d_e$  に比例するが、管径 ( $d_e$ ) が太くなると流動抵抗が軽減するの

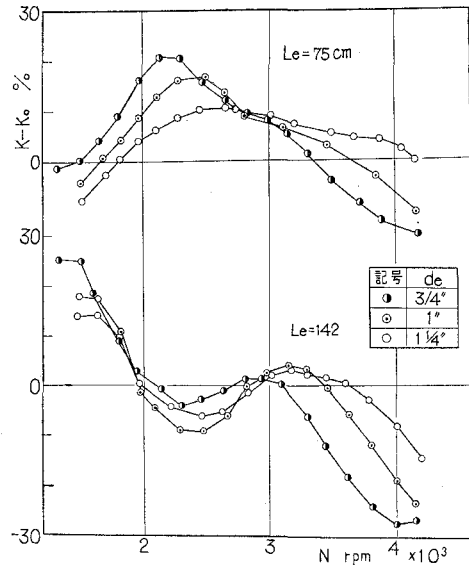


図-25  $(K-K_0)$  曲線

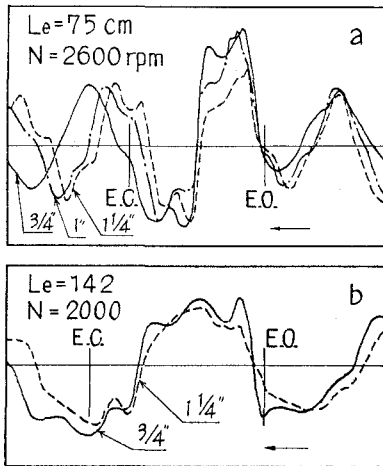


図-26 オシログラム

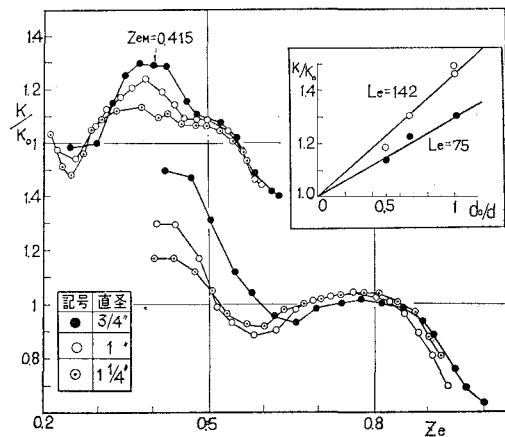


図-27  $K/K_0 \sim Z_e$  線図

で、結局最適の管径が存在するものと考えられる。しかし普通、排気管断面積 ( $f_e$ ) は排気孔の最大開口面積にはほぼ等しくされている場合が多く、かかる場合に管径をいたずらに大きくしても排気吹出し効果の利用上、左程意味がないであろう。また管径を過小にすることは高速性能の低下を招来するのでやはり余り好ましくないと云えよう。

### 3・2・3 排気管内の音速 ( $a_e$ )

音速 ( $a_e$ ) は排気吹出し圧力波の周期を規定する重要な因子であるが、その影響を調べるに当り、機関を同一条件に保ち、音速 ( $a_e$ ) のみを広範囲に変えて運転することは、實際上困難である。そこで、その定性的傾向を知るため排気管を水冷した場合と保温材を巻付けた場合について実験を行なった。その結果を図-28 に、オシログラムの一例を図-29 に比較している。

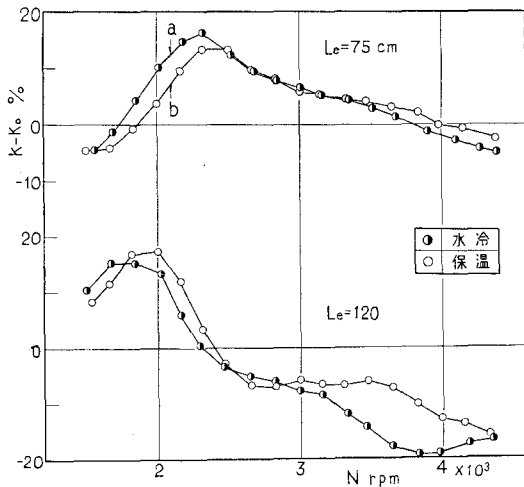


図-28 ( $K-K_0$ ) 曲線

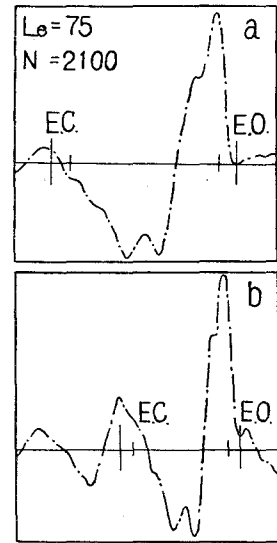


図-29 オシログラム

図によると両者の ( $K-K_0$ ) 曲線は、ほぼ相似であり、最大給気比 ( $K-K_0$ )<sub>M</sub> を与える回転数は保温材付の方が高速にづれている。これは表-3 に示されるように排気ガスの温度上昇、すなわち音速 ( $a_e$ ) が大きくなるためであり、事実、図-29 の排気吹出し圧力波の周期も短縮している。

表-3 音速 ( $a_e$ ) の影響

この場合、同調条件式 (1) の等価管長 ( $L_e^*$ ) および有効掃排気期間 ( $\theta_{es}^*$ ) が一定であるから  $Z_e (\equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^*) = \text{const.}$  となり、従って最大給気比 ( $K-K_0$ )<sub>M</sub> を与える回転数 ( $N_M$ ) と音速 ( $a_e$ ) との間には  $N_M/a_e = \text{const.}$

$L_e$ (m)	$L_e^*$ (m)	条 件	$N_M$ (rpm)	$t_{em}$ (°C)	$a_e$ (m/s)	$\frac{N_M}{a_e}$ rpm/(m/s) $\times 10^{-1}$
0.75	0.74	水 冷	2370	270	442	0.537
		保 温	2500	335	465	0.538
1.20	1.0	水 冷	1670	224	420	0.398
		保 温	1850	330	460	0.402

の関係が成立つ。よって水冷および保温の場合の  $N_M/a_e$  を比較してみると表-3 の如く、両者の値はいずれもよく一致しており、 $(K-K_0)_M$  の生成に対する音速 ( $a_e$ ) の影響は排気吹出し特性数 ( $Z_e$ ) について考慮すればよいことがわかる。

3.2.4 有効掃排気期間 ( $\theta_{es}^*$ )

排気吹出し圧力波と有効掃気孔閉止時 (S. C.\*) との同調から求めた最大の排気管効果

$(K-K_0)_M$  を与える条件式 (1) に対し、有効掃排気期間 ( $\theta_{es}^*$ ) が直接関与することは論をまたない。従って条件式 (1) の妥当性を検証するためには  $\theta_{es}^*$  を変えた実験結果との比較検討が不可欠である。なお本型式機関の弁時期は 図-30 の如く対称型であり、 $\theta_{es}^*$  期間を変える場合、(i) 掃気孔開口角 ( $\theta_s$ ) と排気孔開口角 ( $\theta_e$ ) をともに変える方法、(ii)  $\theta_e$  を一定とし、 $\theta_s$  のみを変える方法、(iii)  $\theta_s$  を一定とし、 $\theta_e$  のみを変える方法とが考えられるが、本実験では主として (i) の方法を用いた。なお有効掃排気期間 ( $\theta_{es}^*$ ) の決定には給気期間 ( $\theta_e$ ) の場合と同様な考えのもとに掃気孔閉止時 (S. C.) の無効角 ( $\Delta\theta_s = 10^\circ$ ) のみを考慮し、 $\theta_{es}^* = (\theta_e + \theta_s)/2 - \Delta\theta_s$  から求めた (E. O. 時はシリンダ圧が高いので無効角は無視できるものと思われる。)

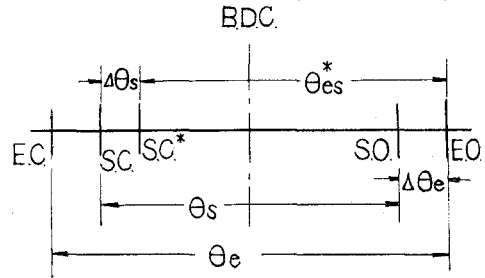


図-30 ポートタイミング

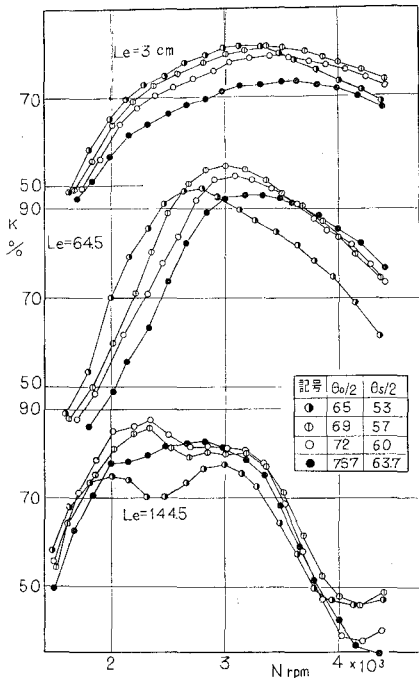


図-31 給気比曲線

(1) 排気進め角一定の場合

クランク室とシリンダとの間に 1 mm 厚さのライナーを 1~5 枚挿入することによって掃排気期間 ( $\theta_e$  および  $\theta_s$ ) を変えた。なお給気孔開口角 ( $\theta_i$ ) はピストンスカートを削落して、常に一定に保ち ( $\theta_i/2 = 60^\circ$ )、圧縮比は挿入したライナーの厚さだけシリンダ上部を削ることによって一定 ( $\epsilon = 7$ ) にした。従って、この場合、排気進め角はほぼ一定 ( $\Delta\theta_e \approx 12^\circ$ ) である。

かくして求めた実験結果を 図-31 に、 $(K-K_0)$  曲線を 図-32 に示す。

図-31 において、排気管なしと考えられる  $L_e = 3$  cm の給気比曲線 ( $K_0$ ) は排気孔開口角 ( $\theta_e$ ) の如何にかかわらず、ほぼ相似であるが  $\theta_e$  の増加に伴って順次低下している。これは掃気期間後半、すなわち下死点後におけるピストンの運動により、掃気は逆にクランク室に吸入されるので、 $\theta_e$  すなわち  $\theta_s$  が



大きくなるほど逆流期間が長くなり、その結果、順次給気比が低下するものと推察される。しかし高速、長管になると、逆に  $\theta_e$  の拡張につれて給気比は増加する傾向が認められる。いま、これらを給気比の差  $(K-K_0)$  で表示してみると図-32の如く排気孔開口期間 ( $\theta_e$ ) に比例して、 $(K-K_0)_M$  の値は増加し、その回転数も順次高速側に移行している。さらに特性数 ( $Z_e$ ) で整理すると図-33の如く、最大給気比  $(K/K_0)_M$  は、いずれも一定の  $Z_e$  でかなりよく揃っており、しかもこれらの値は(1)式による計算値  $Z_{eM}$ (図に記入)ともよく一致している。

(2) 排気進め角を変えた場合

排気孔開口期間 ( $\theta_e$ ) を一定とし ( $\theta_e/2=66.5^\circ$ )、掃気孔開口期間 ( $\theta_s$ ) のみを変えた場合の実験結果を図-34に示す(掃気孔附近のピストン頭部を削って  $\theta_s$  を変えたので掃気孔の最大開口面積は変っていない)。

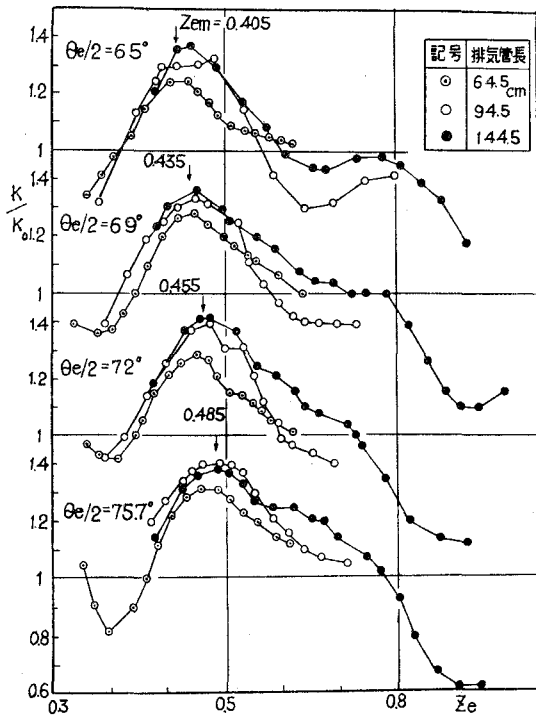


図-33  $K/K_0 \sim Z_e$  線図

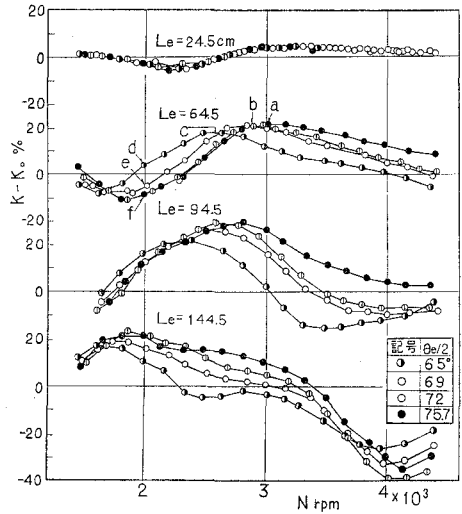


図-32  $(K-K_0)$  曲線

この場合も最大給気比  $(K-K_0)_M$  を与える回転数は掃気孔開口期間 ( $\theta_s$ ) の大きい方が高速側にずれており、(1)式から求めた計算値 ( $Z_{eM}$ ) と実験値 ( $Z_{eM}$ ) とは表-4の如くかなりよく一致している。

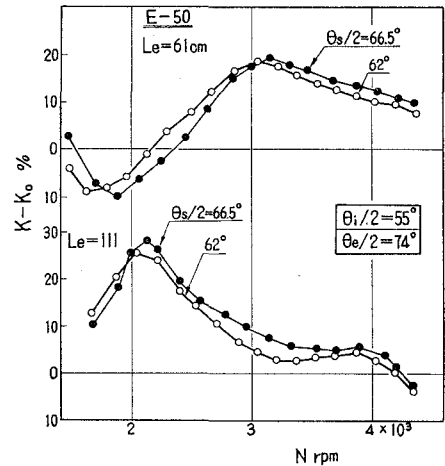


図-34  $(K-K_0)$  曲線

表-4 同調条件の比較

$L_e$ (m)	$L_e^*$ (m)	$\theta_{es}^*$ (°)	$N_M$ (rpm)	$Z_{eM}$ (実験値)	$Z_{eM}$ (計算値)
0.61	0.65	126	3050	0.469	0.467
		130.5	3150	0.487	0.484
1.11	0.94	126	2050	0.470	0.468
		130.5	2130	0.486	0.483

以上の解析から排気吹出し効果の同調条件式(1)は排気吹出し効果に対する有効掃排気期間( $\theta_{es}^*$ )の影響を適確に表示するものであることが確認されたものと云えよう。従って特性数( $Z_e$ )が与えられると、最適の $\theta_{es}^*$ を撰定でき、逆に $\theta_{es}^*$ が与え

られた場合には最適の $Z_e$ 、すなわち最適の排気管長( $L_e$ )や機関回転数( $N$ )などの設定が可能である。

かくして、第3・1節~3・2節における解析結果、最大の排気管効果を与える条件式(1)が妥当であることが立証されたものと思われる。従って、かかる場合の機関諸因子の相関関係が(1)式から容易に推定できるので機関の設計上極めて有用であると云えよう。

### 3・3 給排気管効果の組合せの影響

前節までは給気管効果の影響を取り除く意味で、給気比の差( $K-K_0$ )で排気管効果を表示し、それに及ぼす各因子の影響について述べた。よつて両効果を組合せた場合の給気比増加の実体を知ることも極めて重要な課題である。そこで、給排気管系の諸因子をそれぞれ変えた一連の実験結果から給気比曲線群の包絡線(最適条件のもとで得られた最大給気比曲線)を描くと図-35の通りである。

図において最適の給気管だけを用いると(⊕印)低速回転における給気比増加は極めて顕著であり、 $N=2000$  rpmで約20%の向上を示している。しかし、高速回転になるにつれて、その効果は順次減少し、 $N>3500$  rpmではもはや給気管効果を期待することはできない。これに対し最適の排気管を用いると(⊙印)、ごく低速では前者より劣るが、本実験の全回転範囲にわたって給気比の増加が認められ、とくに中速回転( $N \approx 2500$  rpm)における効果は大きい。かかる最適の排気管と最適のクランク室容積を組合せると(⊙印)  $N=3000$  rpm以下の給気比はかな

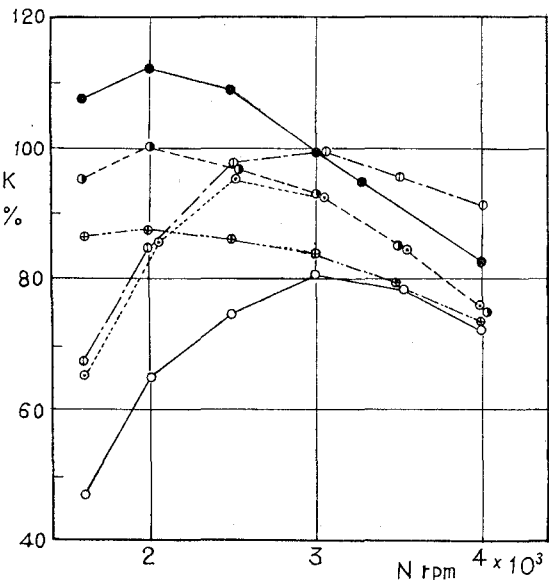


図-35 給気比曲線(最適条件)

- $L_i=18$  cm,  $L_e=3$  cm
- ⊙  $L_i=18$  cm, 最適の  $L_e$
- ⊕ 最適の  $L_i$
- $L_i=18$  cm, 最適の  $V_k, L_e$
- 最適の  $L_i, L_e$
- ①  $L_i=18$  cm, 最適の  $L_e, \theta_e$

り増加する。次に最適の排気管と最適の給気管を組合せた場合(●印)には、さらに低速から高速にわたって10~15%の給気比増加が可能となり、 $N=2000$  rpmで $(K-K_0) \div 45\%$ 、 $N=4000$  rpmで $(K-K_0) \div 10\%$ にも達している。また最適の排気管と最適の排気孔開口角( $\theta_e$ )とを組合せると(ⓐ印)、とくに高速回転における給気比の増加が著しく(ⓐ印とⓑ印の比較)、 $N=4000$  rpmで $(K-K_0) \div 20\%$ となっている。従って、さらに最適の給気管をも組合せるならば広い回転範囲にわたって、より一層の給気比増加が期待できるものと思われる。

以上の結果から低速性能の向上には、とくに給気管効果の利用(給気管長、クランク室容積の選択)が有効であり、高速性能の改善にはポートタイミングの選択と排気管効果の利用が有効である。従って給排気管効果の利用とポートタイミングの選択によって、広回転範囲にわたっての給気比向上が可能となり、本型式機関における性能改善の有力な手段であることがわかる。

#### 4. 結 言

直管型排気管による動的効果について解析を試みたが要約すると次の通りである。

(1) 排気管効果を利用した場合の結気比( $K$ )と排気管を取り付けない場合の給気比( $K_0$ )との差( $K-K_0$ )または、その比( $K/K_0$ )は給気管系の条件の如何にかかわらず常に相似となり、その差および比は排気管効果のみを適確に表示するものと考えられる。

(2) 排気管による動的効果は排気吹出しに続く負圧波の影響、いわゆる排気吹出し効果が主役をなし最大の排気管効果 $(K-K_0)_M$ の生成を規定する。その条件として、排気管内圧力波と $(K-K_0)$ 曲線との対比から次の関係を得た。

$$Z_{eM} \left( \equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^* \right)_M = \frac{4}{3} \cdot \frac{\theta_{es}^*}{360} \quad (1)$$

(3) 排気吹出し特性数( $Z_e$ )に含まれる等価管長( $L_e^*$ )はクランク室平均容積( $\bar{V}_k$ )、シリンダ容積( $\bar{V}_c$ )をも考慮した次の近似式から算出すれば充分である。

$$\cot(L_e/L_e^*) = \{ \bar{V}_c + (\theta_{sc}^* - \theta_{so}^*) \cdot \bar{V}_k / (\theta_{sc}^* - \theta_{so}^*) \} / (f_e L_e^*) \quad (2)$$

(4) 等価管長( $L_e^*$ )に含まれる諸因子を変えた実験結果によると、いずれも排気吹出し特性数( $Z_e$ )で整理すると $(K/K_0)_M$ は一定値 $Z_e$ でよく揃い、これら各因子の影響はすべて $Z_e$ すなわち $L_e^*$ でよく纏められる。なおこの $Z_e$ の値は(1)式による計算値( $Z_{eM}$ )ともよく一致する。

(5) 最大の排気管効果 $(K-K_0)_M$ に対する排気管内ガスの音速( $a_e$ )の影響もまた $Z_e$ について考慮すればよい。この際、 $Z_e$ に含まれる音速( $a_e$ )は排気管内のガス平均温度と圧力波の周期とから求めた実験式を用いればよい。

(6) 有効掃排気期間( $\theta_{es}^*$ )を広げると最大の排気管効果を与える $Z_{eM}$ (他の因子が同じ場合には機関回転数 $N_M$ )は増加する。この $\theta_{es}^*$ と $Z_{eM}$ との関係は(1)式の計算結果ともよく一致

する。

(7) 排気吹出し効果の同調条件に対しては排気管系の絞り抵抗の影響は、ほとんど考慮する必要がない。

(8) 給排気管系諸因子の最適条件を組合せて得られる最大給気比曲線から、低速性能の向上には給気管効果の利用が有効であり、高速性能の改善にはポートタイミングの選択と排気管効果の利用が有用である。なお本実験では  $N=2000$  rpm で  $(K-K_0) \doteq 45\%$ 、 $N=4000$  rpm で  $(K-K_0) \doteq 20\%$  にも達した。

終りにのぞみ御指導、御鞭撻を賜った東京大学浅沼強教授、北海道大学黒岩保教授、実験遂行に関し熱心に協力された群馬大学工学部青柳富夫氏、同学卒業生飯田一雄、田所秀敏、野尻貞夫、新倉良治氏、日頃御指導、御援助をいただいている本学干谷茂教授、林重信講師、福島和俊助手、早川友吉氏、三田村ナミ子嬢に厚く感謝の意を表する。

#### 文 献

- 1) A. Pischinger: A. T. Z. 39 (1936), 234.
- 2) 斎藤: 機械学会論文集.
- 3) 村尾: 機械学会 681 回講演会前刷 (昭 37-4), 41.
- 4) E. Jenny: Brown Boveri Review 37 (1950-11), 447.
- 5) W. Wilhelm: Forsch. Landes Nordrhein-Westfalen 981 (1961).
- 6) R. S. Benson: Engg. 203, 5291 (1957-6), 946.
- 7) W. Hülse: M. T. Z. 20, 8 (1959-8), 293.
- 8) 山田: 機械学会 38 期講演会前刷, No. 45 (昭 36-4), 39.
- 9) 前川: 機械学会 54 回講義会教材 (昭-29), 25.
- 10) 渡部: 機械学会論文集, 26, 162 (昭 35-2), 363.
- 11) E. W. Geyer: Engg. 151 (1941), 463.
- 12) G. F. Mucklow: I. M. E. Proc. (1940), 109.
- 13) 沢: 室工大研報, 4, 2 (昭 38-6).
- 14) 沢: 室工大研報, 4, 2 (昭 38-6).
- 15) 沢: 機械学会北海道支部講演会前刷 (昭 38-10).
- 16) 浅沼・沢: 機械学会 36 期総会講演前刷 (昭 34-4), 103.