



高速4サイクル機関の吸排気管効果について

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-05-30 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3207

高速4サイクル機関の吸排気管効果について

沢 則 弘

On the Dynamic Effect due to Suction or Exhaust Pipe System in a High-Speed Four-Stroke Cycle Engine

Norihiro Sawa

Abstract

To examine the effects of a suction or exhaust pipe system on the delivery ratio (or the breathing capacity) in a high-speed four-stroke cycle engine, the present writer has measured the amount of air flow and analysed some pressure diagrams for the suction pipe or exhaust pipe.

Some conclusion obtained in these experiments are summarized as follow:

a) The maximum delivery ratio occurs on account of the inertia-effect as the same as in the case of low-speed engine and such inertia-effect is governed by the following expression

$$Z_s = \frac{\omega}{a} \cdot \sqrt{V_h L_s / f_s}$$

b) In the cases of long suction pipe or high-speed, the pulsation waves in the intake pipe have influence on the delivery ratio and such pulsation effect is prescribed by the following expression

$$q_s = 30 a_s / (NL_s)$$

c) The maximum effect of the exhaust pipe is provided by the matching condition between the overlap period and the residual negative wave.

1. 緒 言

4サイクル機関の吸込み空気量(または機関トルク)が吸排気管系により、著しい影響を受けることは古くから知られており、数多くの理論的乃至実験的研究が続けられてきた。

すなわち、吸排気管内の流れは非定常圧縮性一次元等エントロピ流れと近似でき、運動、連続、状態の三つの基礎式をそれぞれの境界条件と初期条件の下に解けばよく、その解法として H. List および G. Reyl の逐次数値解法¹⁾ や電子計算機の利用²⁾ および E. Jenny に始まる特性曲線法³⁾ 等が知られている。しかるに、これら厳密解は、その計算が煩雑莫大となるので最大の吸込効率の生成条件に注目した近似理論もある。かかる数多くの理論的または実験的研究の結果、吸気管による動的効果(吸気管効果)としては、いわゆる慣性効果と脈動効果の二つが存在し、しかも両者は厳密に区別されるべきであること、慣性過給に基づく最大の吸込効率は主として慣性特性数(Z_s)、流動抵抗係数(μ)および吸気弁閉じ角(θ_{sc})によって規定されるこ

とが明らかにされている⁹⁾。逆に脈動波のみに注目する場合には、いわゆる脈動次数 $q_s = 30 a_s / N \cdot L_s$ が有用なパラメータであることもわかっている。

次に排気過程における排気管の動的効果 (排気管効果) としては、排気吹出しにつづく負圧波によるいわゆる排気吹出し効果と残留脈動波による排気脈動効果との二つが考えられる。しかし、低速機関では後者の影響は一般にかなり小さく、十分無視して差支えないようである。いま脈動効果は無視する場合、排気吹出し負圧波が弁重り期間に一致するとき、最も効果的な掃気が行なわれるものとして吸気管の場合と同じように同調条件を求めることもできる。このように4サイクル機関における吸排気管効果に関しては、かなり具体的な解明がなされている。しかし従来の研究は、いずれも比較的低速の機関に対するものが多く、機関の高速化に伴い、これら吸排気管効果がそのまま利用できるものかどうか今のところ検証がない。そこで本研究においては取敢えず機関回転数 $N = 2000 \sim 8000$ rpm の範囲にわたって、吸気管長や排気管長を変えた実験を行ない、その結果につき吸気管効果と排気管果とに大別して次に述べる。

2. 給気管系による動的効果について

2.1 実験装置および実験方法

供試機関は図-1に示す単シリンダ空冷ガソリン4サイクル機関 (E-125) であり、その諸元は次の通りである。

シリンダ径×行程	60 mmφ×44 mm	圧縮比	10:1
行程体積	125 cc	吸気弁	径 27 mm 個数 2
行程内径比	1:1.36	排気弁	径 32 mm 個数 1

実験装置は図-2、図-3に示すように、供試機関①を電気動力計⑧ (三相交流分巻整流子

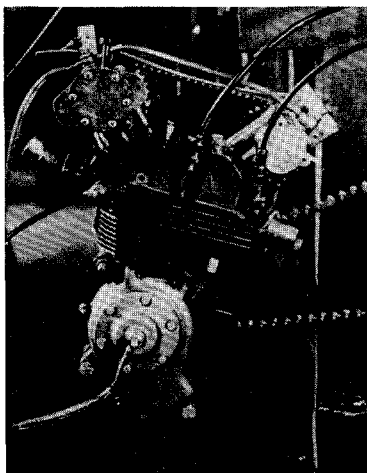


図-1 供試機関

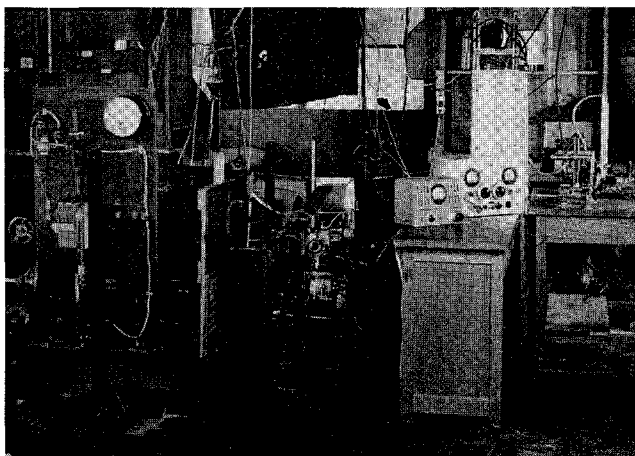


図-2 実験装置全景

電動機 M 413 型 CA 式：東津電機 K.K. 製) で増速駆動し、吸気流量は排気側に空気タンク ④ および丸型ノズル ⑥ を置き、ノズル前後の圧力差をカセットメータで読み、次式から空気流量 (Q) および吸込効率 (η_v) を算出した。

$$Q = C_a \cdot f \cdot \sqrt{2gh/\tau_1} \cdot \phi \tag{1}$$

$$\phi = 1 - 0.5246 \times 10^{-3} \cdot h \tag{2}$$

$$\eta_v = \{Qr \div (V_h \cdot N \cdot r_0) / (60 \times 2)\} \times 100 = \{4.25 C_a \cdot f \cdot (\sqrt{h}/N) (\sqrt{\tau_1}/r_0) \phi\} \times 100 \tag{3}$$

ここに、Q: 実際の吸込空気量 (cc/s), C_a : ノズル流量係数, r_0, τ_1 : 実験時の大気比重量及びノズル直前の吸気比重量 (gr/cm³), η_v : 吸込効率 (%), f : ノズル断面積 (cm²), g : 重力定数 (cm/s²), h : ノズル前後の圧力差 (cm Aq), ϕ : 流量修正係数である。

空気タンクには空気脈動鎮静用の厚さ 3 mm のゴム膜 ⑤ が張ってある。このように空気流量の測定装置を排気側に設置したのは吸気管による脈動および慣性効果を攪乱しないように

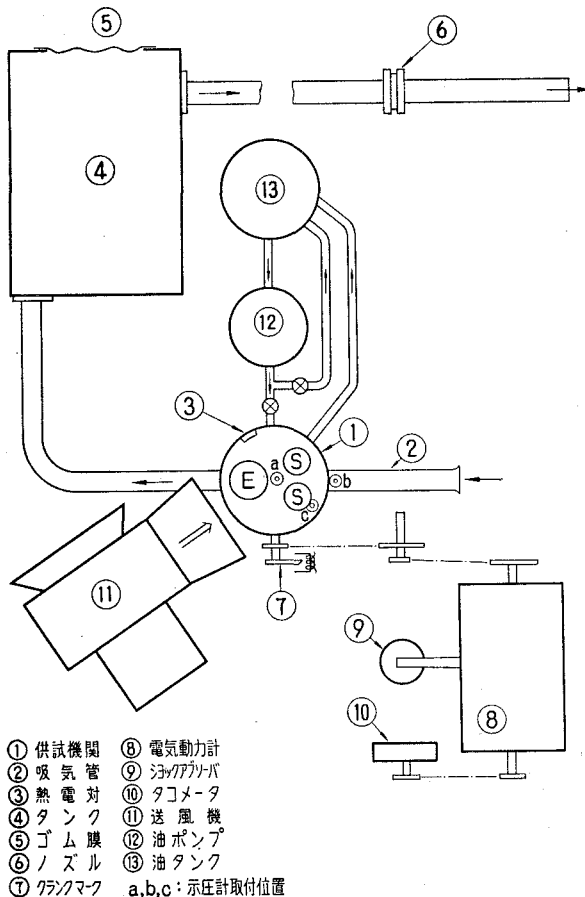


図-3 実験装置系統図

考慮したためである。なお流量測定装置を吸気側および排気側に配置した実験結果(図-4 参照)から、その取付位置は吸気側、排気側のいずれでも差支えないことがわかっている。

この他に冷却用の送風機⑪、潤滑用として歯車ポンプ⑫、油タンク⑬をも準備した。さらに各部の圧力変動を測定するために電気容量型示圧計を吸気孔直前およびシリンダヘッドに取付けた。また弁揚程の記録のため図-5に示すように吸気弁のバネおさえ皿と銅板との間の電気容量変化を変換器に導びき増巾して電磁オシロ装置に入れ、クランクマークは図-6のよ

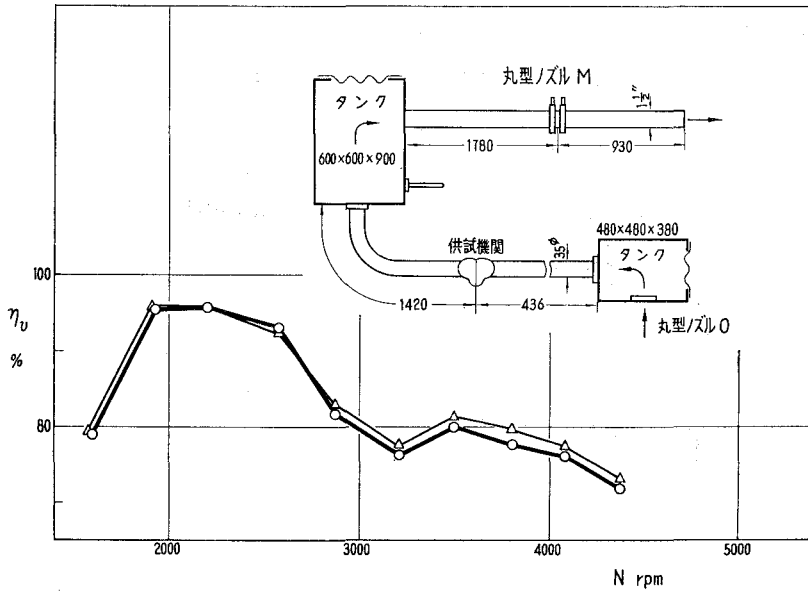
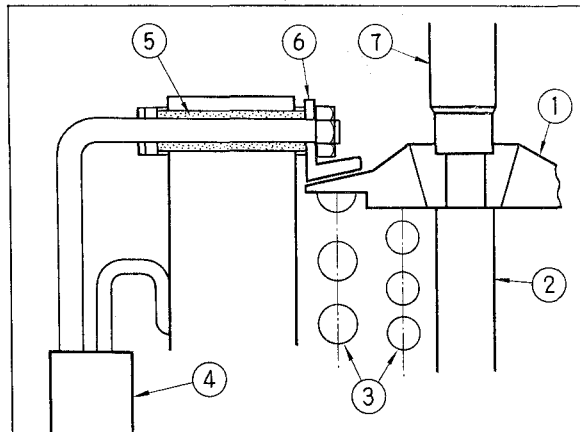


図-4 流量測定



- ① 弁押え皿 ② バルブステム ③ スプリング ④ リードワイヤ
- ⑤ 絶縁材 ⑥ 銅板 ⑦ タベット

図-6 弁揚程記録装置

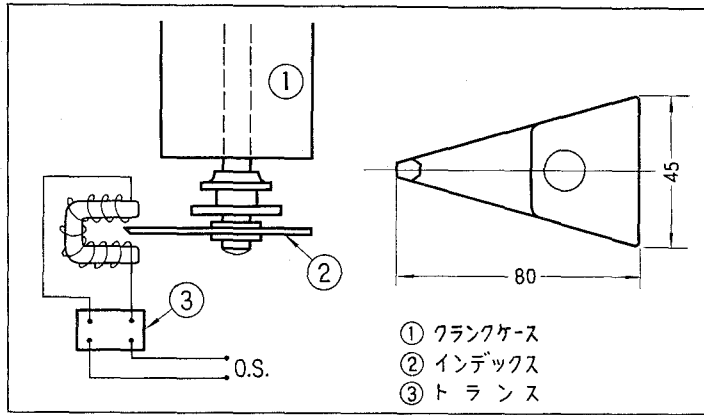


図-6 クランクマーカー

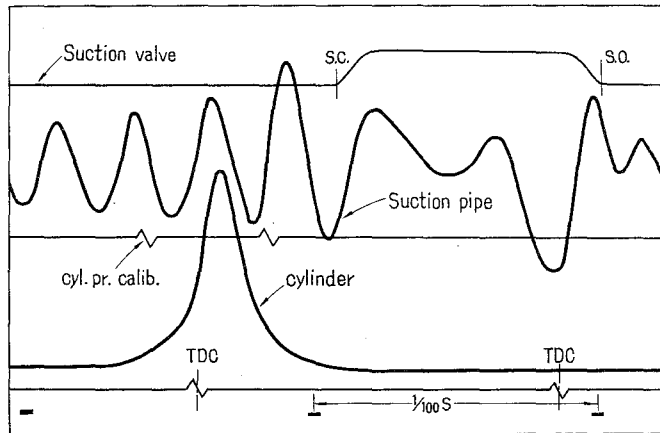


図-7 オシログラム

うにクランク軸に直結されたインデックスの先端が馬蹄型磁石の磁束を切り、その感応電流を小型トランスで電流増中して記録した。なおインデックスは遠心力による破壊を防ぐため重量の軽減を計りブリキ製とした。

実験方法は吸気管を任意に設定し、電気動力計で供試機関を駆動運転し、低速回転から高速回転まで約 200 rpm おきに変えて給気量、シリンダ温度、機関回転数を測定する。さらに代表的機関回転数につき各部の圧力変動、弁揚程、上死点等を記録した。(図-7 参照)

2.2 実験結果および考察

2.2.1 最大吸気量について

内燃機関はその使用条件により機関回転数を自由に選択しつつ(高速にしつつ)最高馬力を狙わんとする必要がある。従って吸込効率最大の条件よりもむしろ最大吸気量の条件を吟味する必要がある。この場合、燃焼効率を一定とすると吸気量はほぼ図示馬力に比例するので実

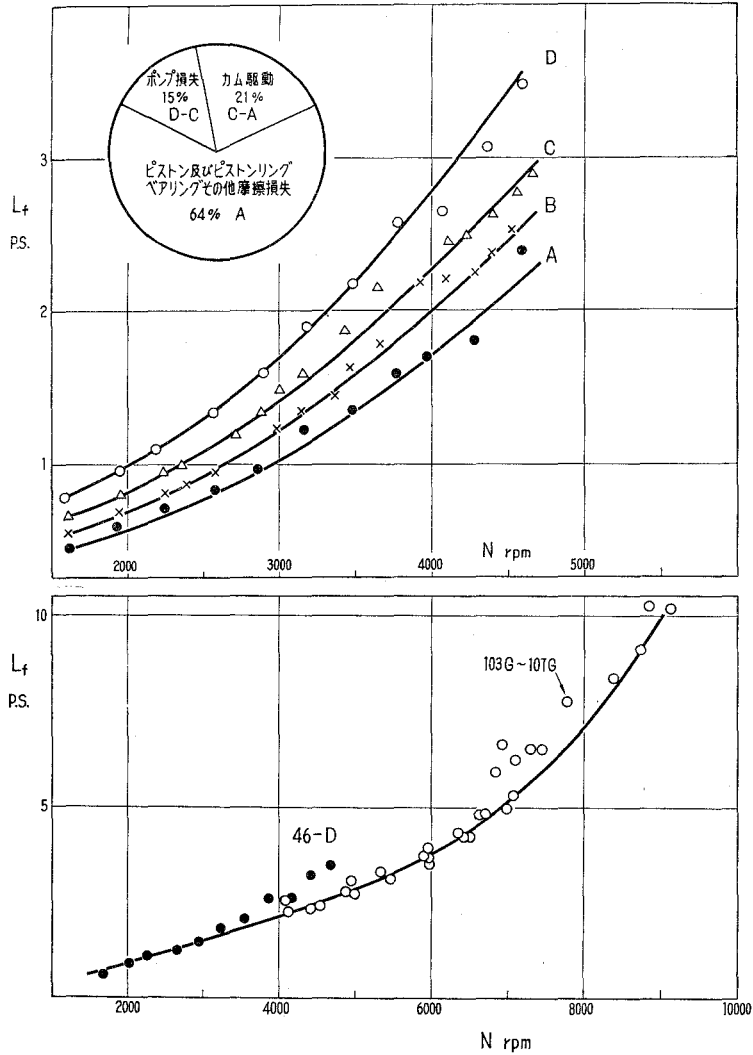


図-8 損 失 馬 力

際には損失馬力との差すなわち制動馬力を問題にしないでなければならない。しかし供試機関による実験によると図-8に示すように損失馬力(L_f)は近似的に $L_f = k(N/1000)^n$ で与えられる。従ってここでは取敢えず吸込空気量に注目し、その最大となる条件を調べる。

(1) 吸気弁時期の影響 実験結果の代表例を図-9に示す。図において、吸気管長 $L_s = 0.5$ m, ベルマウス付でカム I を用いた実験結果 ①, カム II を用いた ② によると、吸気量は約 6000 rpm に入るともはや増加せず特にカム II では急激に低下し始める。この傾向は気化器全開, ベルマウス付 ③, ④ においても認められる。従って吸気弁閉じ角は高速(約 6000 rpm 以上)になると下死点后 90° 以上にすべきであると云えよう。

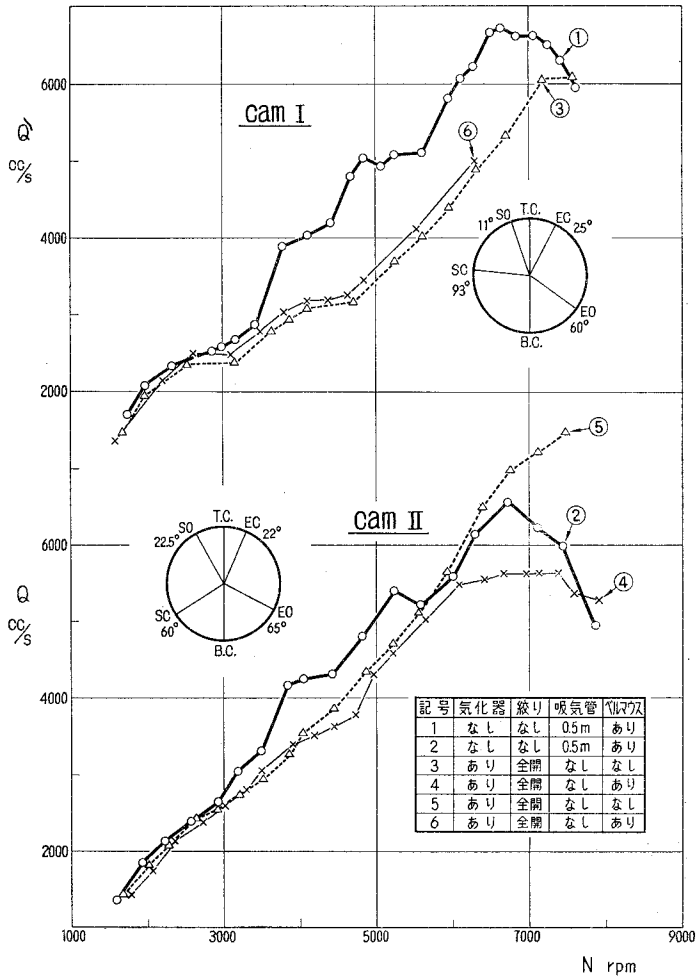


図-9 吸込空気量と機関回転数

(2) 吸気管長の影響 図-9, カム I の場合, ③ および ⑥ の条件では十分な慣性効果が得られず, しかも吸気弁閉じ角が相当おそいので $N = 7000$ rpm 以下の吸気量は著しく低い値を示している。これに対し, 吸気管長 $L_s = 0.5$ m, ① の場合には大体 $N = 7000$ rpm まではかなりの慣性効果を示しているが, これ以上の高速になると吸気量は漸次低下している。同様にカム II を用いた実験結果においても吸気管の長いもの ($L_s = 0.5$ m, ベルマウス付) は大体 $N = 6500$ rpm 位で最大値を示し, 以後は吸気量が低下している。しかるにベルマウスのない ⑤ は約 8000 rpm 近くまで吸気量は増加するものと思われる。よって高速回転を狙う場合には出来る限り吸気管長を短くする必要があり, 極端な場合には吸気孔長さ及び気化器の長さ自体が問題となるであろう。

(3) 気化器の絞りの影響 カム II を用い, 絞り全開, 半開, ベルマウス付のものとなし

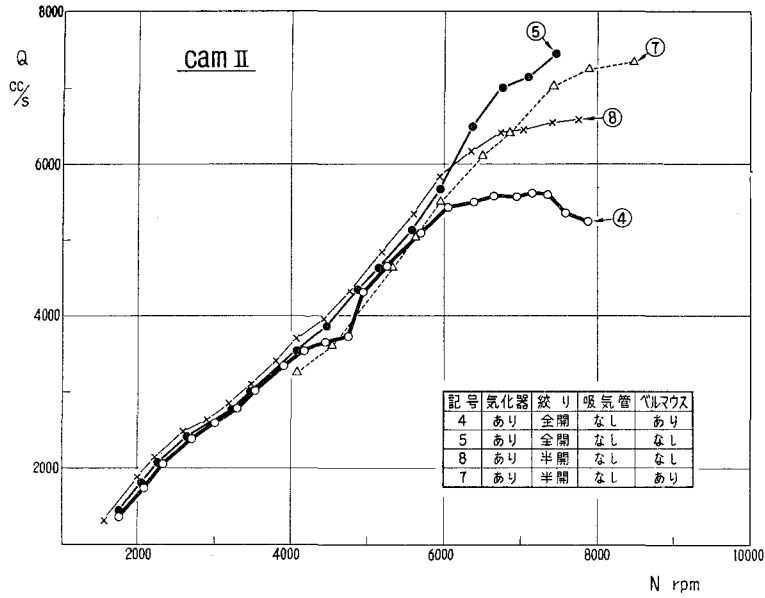


図-10 吸込空気量と機関回転数

のについての実験結果を図-10に示す。図において、ベルマウスのない場合、絞り半開に比べ全開の方が $N=6000$ rpm 以上において吸気量は著しく大きくあらわれている。しかるにベルマウス付の場合には全開の方が $N=6000$ rpm 附近から急に低下し、むしろ半開の方が大きな吸気量を示している。なお実験中絞り全開から半開にするとかえって吸気量の増加する事実を数回確認した。この点については後程オシログラムから解析しよう。

2.2.2 脈動効果について

脈動効果は吸気管長 (L_s m)、機関回転数 (N or ω) 及び管内気柱の音速 (a m/s) により規定

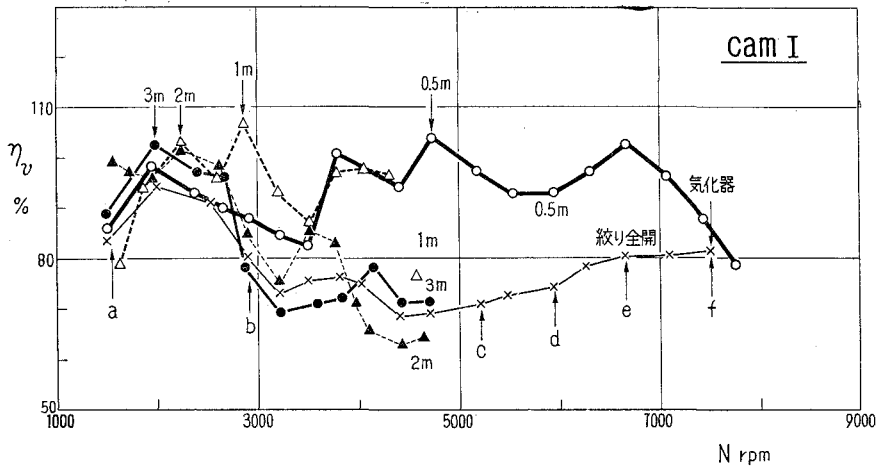


図-11 吸込効率と機関回転数 (Cam 1)

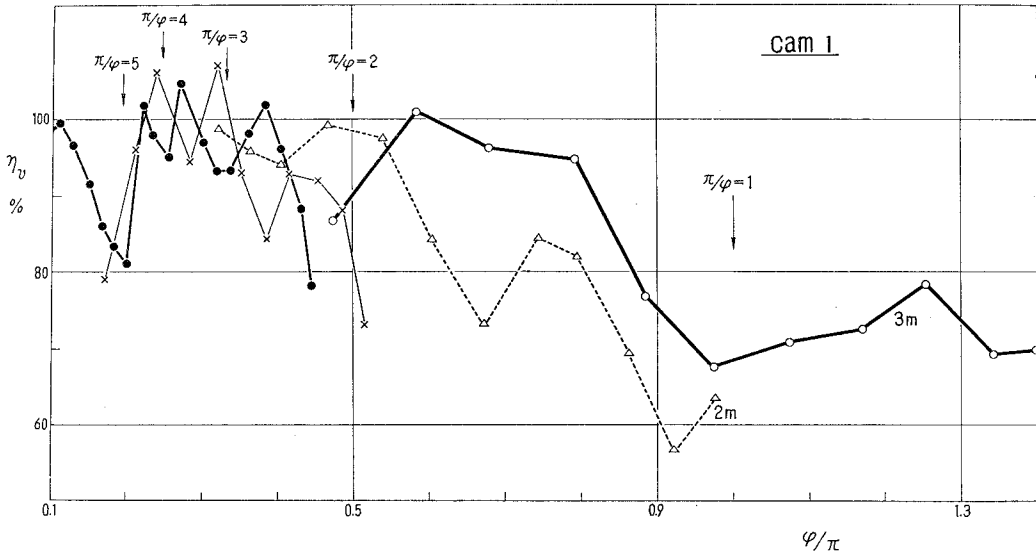


図-12 吸込効率と脈動次数

され、脈動特性数 $\varphi = \omega L_s/a$ により脈動効果を判定することが出来ることは既に指摘されている。いまカム I を用い吸気管長を変化させた場合の実験結果を図-11 に、これを脈動特性数 (φ) で整理したのが図-12 である。ここでは便宜上 $\varphi/\pi \equiv 1/q$ の形で整理している。

ここに q は吸気管内気柱の固有振動数と機関の吸込回数との比である。すなわち

$$q = \frac{a}{4L_s} (2k+1)/(N/120) = 30 \cdot a \cdot (2k+1)/(NL_s) \tag{4}$$

$k=0, \omega=2\pi N/60$ とおくと、

$$q = \pi \cdot a/(\omega L_s) = \pi/\varphi \tag{5}$$

である。図において $q=1, 2$ で脈動のため吸込効率はかなり低下している。また最大効率は大体 $q=3\sim 5$ の範囲に散在している。これらの結果は、かなり不揃いであるが低速機関から得られる結果⁴⁾ と全く同じであることがわかる。またカム II を用いた実験結果 ($L_s=0.5\text{ m}$) と吸気管圧力線図 (図-13 および 図-14) とを対比すると、図 a~d は $q=7\sim 4$ のため脈動効果はかなり小さい。図 e 及び g においては、それぞれ $q=4$ 及び 3 次の正圧波が吸気期間に同調しており、この場合には吸込効率は向上し、図 f 及び h, i では $q=3$ 及び 2 次の負圧波が同調し、著しい効率低下を示している。このように吸気弁閉止後において、吸気管内に残存する脈動波のうち正の波が次の吸込時期に同調すると吸込効率は増加し、負の波の時には低下することがわかる。

次に気化器のみ取付けた場合の吸気管圧力線図 (図-15 参照) によると低速 (a), (b) では脈動波 ($q=10\sim 15$) はかなり減衰し、また高速 (e), (f) でも $q=4\sim 5$ 次の波が吸気期間に入ることに

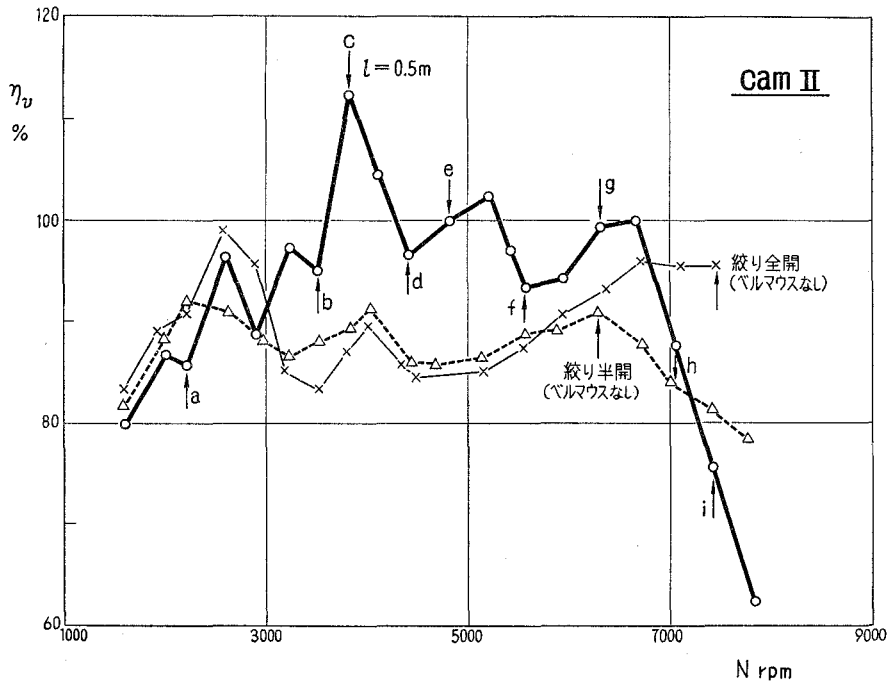


図-13 吸込効率と機関回転数 (Cam II)

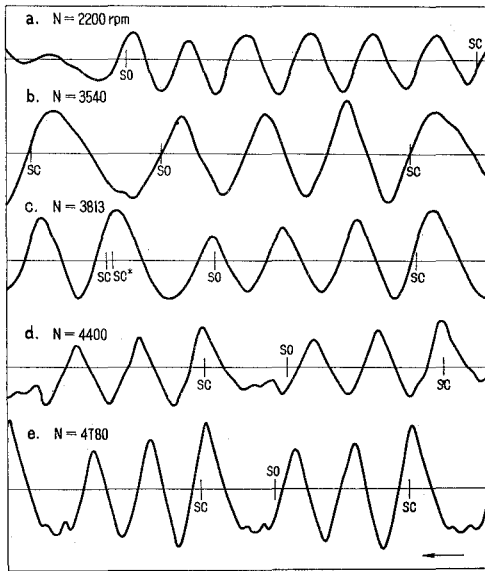


図-14 (a) オシログラム (カム II, $L_s=0.5$ m, 気化器なし)

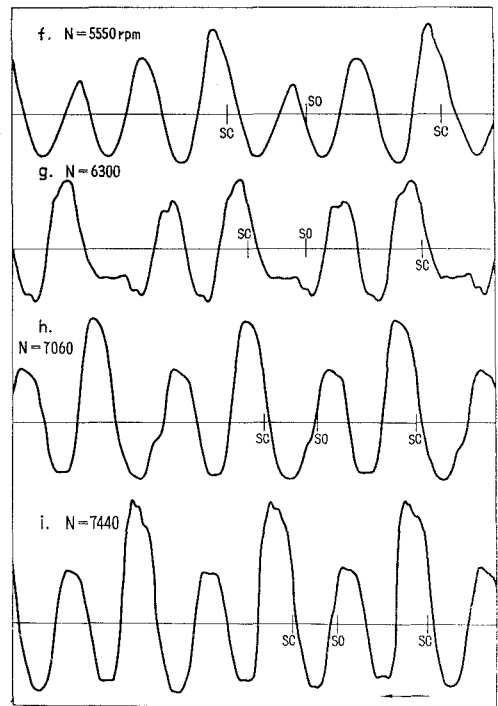


図-14 (b) オシログラム (カム II, $L_s=0.5$ m, 気化器なし)

なり、いずれの場合でもこのように極端に吸気管長 ($L_s = 0.224$ m) の短い時には脈動効果は殆んど無視して差支えないことがわかる。

2.2.3 慣性効果について

さきに示した実験結果 (図-11 および 図-13) を慣性特性数 (Z_s) で整理すると 図-16 および 図-17 となる。ここに慣性特性数 (Z_s) は

$$Z_s = \frac{\omega}{a} \cdot \sqrt{V_h \cdot L_s / f_s} \quad (6)$$

V_h : 行程体積, L_s : 吸気管長, f_s : 吸気管系の断面積である。

図において, $Z_s \doteq 0.45$ (カム I), $Z_s \doteq 0.4$ (カム II) の付近で吸込効率が最大となっている。一般に吸気弁閉じ角が下死点后 $40 \sim 60^\circ$ では $Z_s \doteq 0.5$ 付近に最大効率を示すものであるが本実験では下死点后 93° (カム I) で $Z_s \doteq 0.45$, 下死点后 60° (カム II) で $Z_s \doteq 0.4$ となっており幾分小さい値を示している。これは吸気弁が2個あることの影響と流動抵抗係数 (μ) の値に基づくものと考えられる。以上のことから 図-13 において吸気管 ($L_s = 0.5$, (実長: 0.589 m) の場合 $N = 3800$ rpm; 気化器全開 ($L_s = 0.224$) のときは $N \doteq 6800$ rpm; 気化器半開 ($L_s = 0.224$ m) のときは $N = 6300$ rpm においてそれぞれ慣性効果により最大効率を示すものと考え

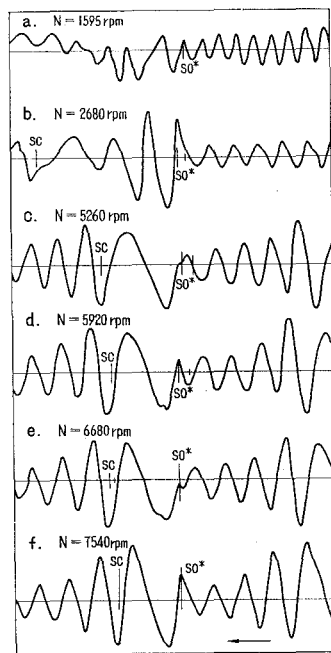


図-15 オシロラム (カム II, 気化器付, ベルマウスあり)

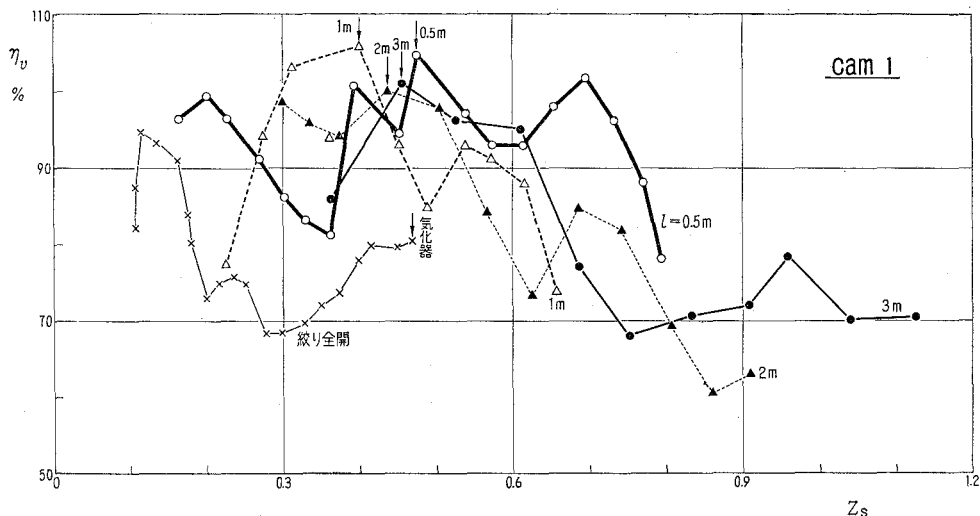


図-16 $\eta_v \sim Z_s$ 線図 (Cam 1)

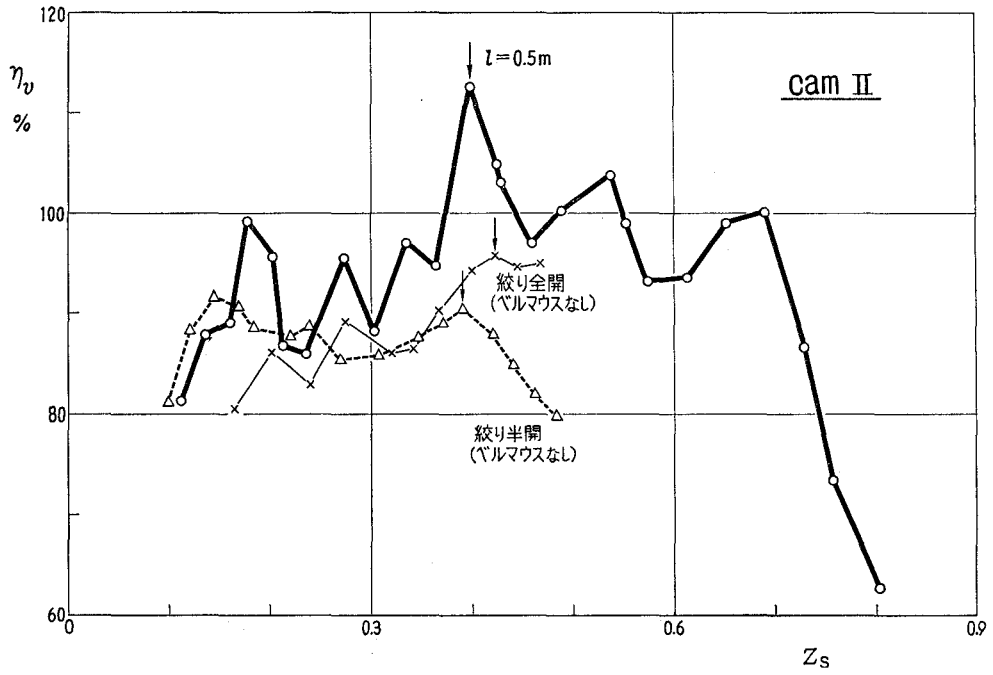


図-17 $\eta_v \sim Z_s$ 線図 (Cam II)

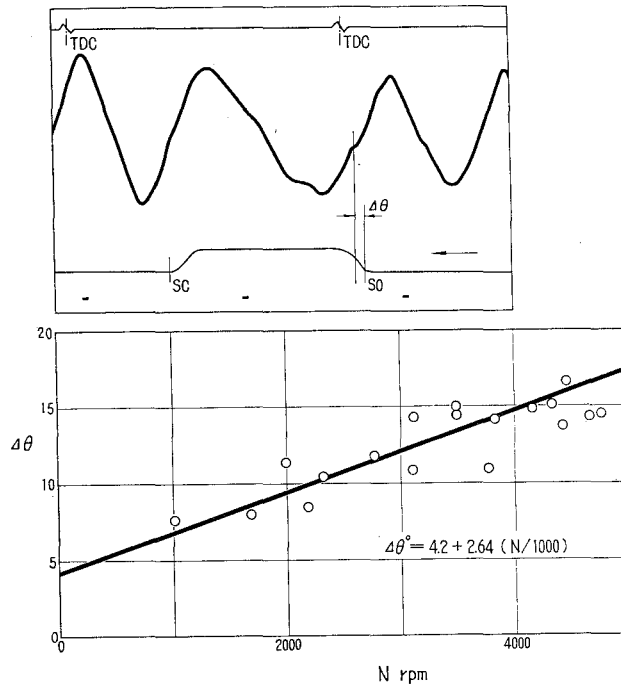


図-18 無 効 角

られる。また絞り弁を半開にすると流入抵抗が増すため、最大効率を与える機関回転数は約 500 rpm 低速側にずれており、従って高速化を計るためには出来る限り吸気管系統の抵抗を小さくするよう留意しなければならないようである。かかる場合の示圧線図をみるに 図-14, (a) $N=2200$ rpm ; (b) $N=3540$ rpm では低速のため一旦流入した吸気が吸気弁閉じ角 (θ_{sc}) までに逆流し始めている。(c) $N=3813$ rpm では有効吸気弁閉じ角 $\theta_{sc}^*(=\theta_{sc}-\Delta\theta; \Delta\theta: \text{無効角 } 15^\circ \text{ とする})$ において丁度正圧波が入りきっており 図-13 の吸込効率線図からもこの点で最大効率を示すことがわかる。(d)~(i) の高速になると、もはや充分正圧波が入りきらないうちに吸気弁が閉じるため効率は漸次低下する。図-15 のオシログラムにおいても、(d)~(e) では未だ慣性効果が充分でなく、特に低速では著しい逆流を呈している。しかるに (f) $N=7540$ rpm においてはほぼ吸気弁有効閉じ角 θ_{sc}^* に丁度正圧波が入っており、図-16 においてもこの点は $Z_s=0.47$ であり、やはり慣性効果最大の点であることがわかる。なお無効角 $\Delta\theta$ は 図-18 の如く機関回転数の関数として表わされる。

以上、最大吸気量に対する吸気弁時期、吸気管長および気化器の絞りの影響について明らかにすると共に、脈動効果および慣性効果について吟味し、それぞれの特性数が充分有効であることが確認できた。

3. 排気管系による動的効果について

3.1 実験装置および実験方法

前節で用いた装置 (図-1~図-3) と全く別個の実験装置を準備し、供試機関としても次の如き諸元をもつ機関を用いた。(図-19 参照)

シリンダ径×行程	57.1×57.45 mm	排気弁開	A.T.C. 120°
行程体積	147.04 cc	排気弁閉	A.T.C. 21.2°
圧縮比	6.23	排気弁開口角	261.2°

ただ空気流量の測定、各部示圧線図の記録装置等は吸気管系の場合とはほぼ同じである。

実験は排気管長を 50 cm (内径 34 mm) 間隔にて 0~350 cm 迄 8 種に変えて発火運転のもとに行なった。なお使用せる直流電気動力計の容量から機関の絞り弁開度を 1/4 と 2/4 とに限定し、機関回転数は負荷抵抗を変えて低速 ($N=1500$ rpm) から高速 ($N=4700$

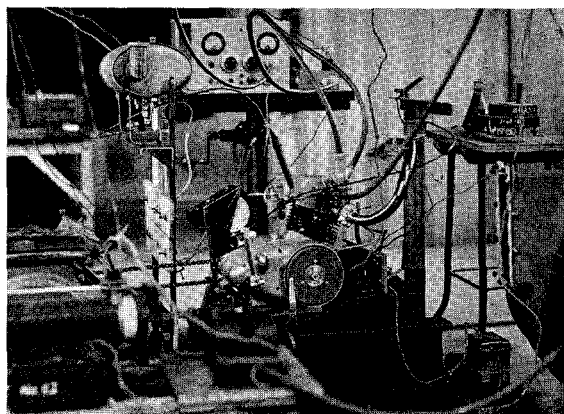


図-19 実験装置 (排気管系)

rpm) まで約 300 rpm おきに変えた。そのとき点火栓座温度の定常になるのを待って吸気量、機関トルク、燃料流量、機関回転数、排気温度等を測定し、代表的機関回転数について排気孔直後の圧力変動を撮り、その圧力波形と実験結果とを対比しつつ、排気管効果に関して若干の解析を試みた。

3.2 実験結果および考察

絞り弁開度 $C=1/2$ のもとに排気管長 (L_e) および機関回転数 (N) を広範囲に変えた実験結果を図-20 ($T \sim N$ 線図)、図-21 ($\eta_o \sim N$ 線図) および 図-22 ($L \sim N$ 線図) に示す。

図において、吸込効率 (η_o) は排気管長 $L_e=150 \sim 250$ cm の場合に高く、機関トルク (T) は給気比と同じ傾向を示しているが $L_e=200$ cm の時に全回転数範囲にわたって常に良好な結果が得られ、低速においては $L_e=250$ cm の場合もよい。また馬力 (L) \sim 回転数線図は排気管長による影響がわかり易く、 $L_e=200$ cm の場合が最もよいことがわかる。

次に同一回転数について排気管長に対する吸込効率および機関トルクの変化を示したのが 図-23 および 図-24 である。

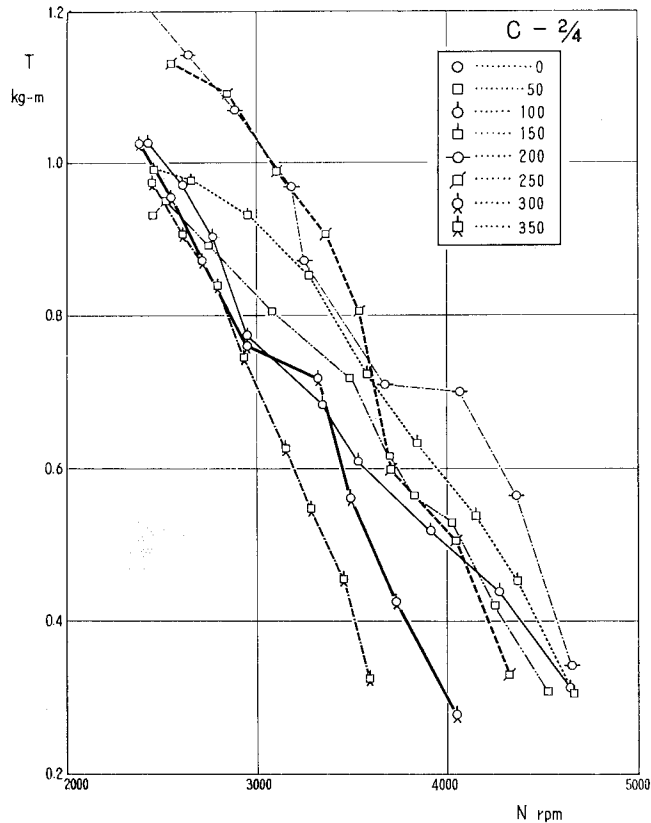


図-20 機関トルクと機関回転数

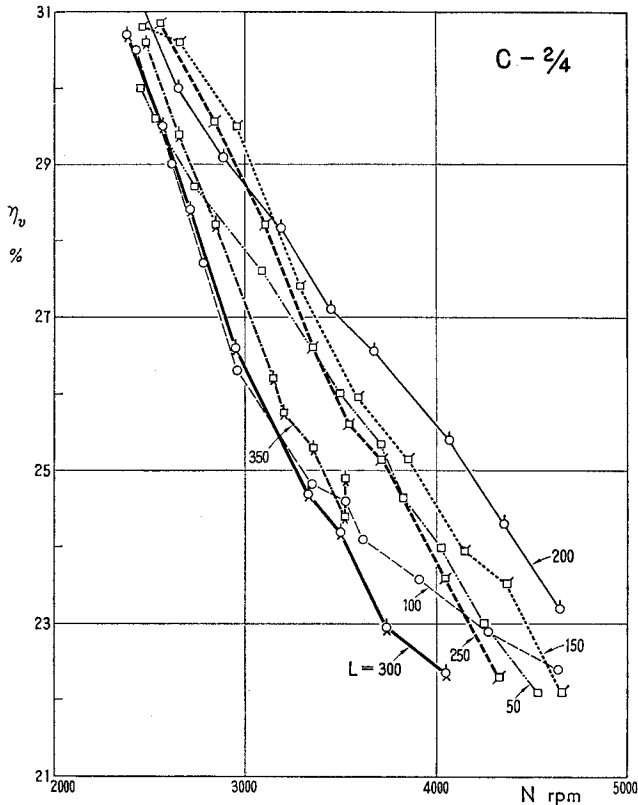


図-21 吸込効率と機関回転数

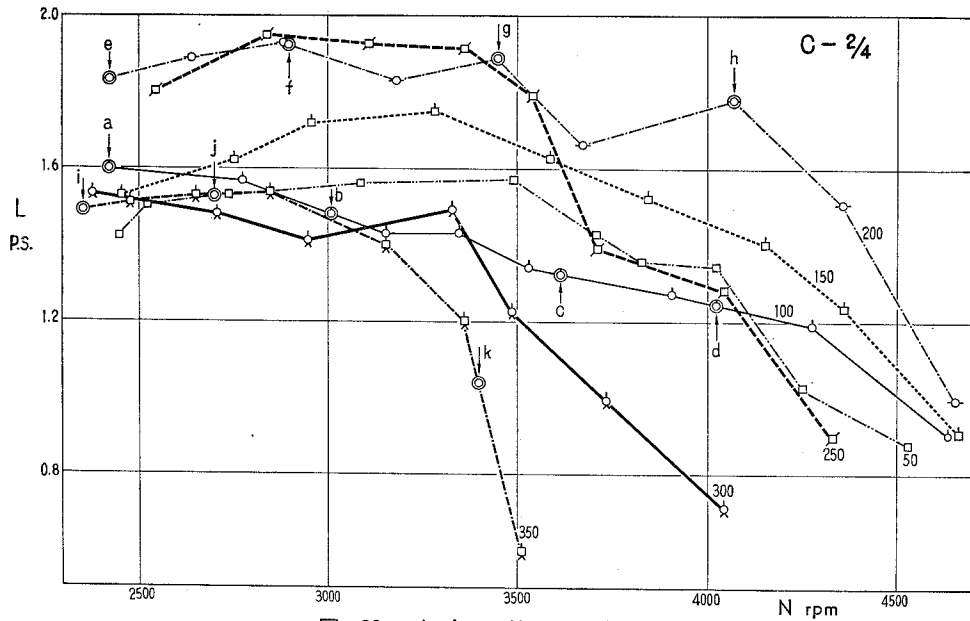


図-22 出力と機関回転数

図において、吸込効率 η_v は $L_e=200\text{cm}$ では常に良好であり、 $L_e=150$ 及び 250cm がこれにつき $L_e=300, 350\text{cm}$ では常に悪くなっている。この傾向は回転数が高いほど著しく、かつ極端になっている。また機関トルクについても同様である。かかる機関性能の起伏につき排気孔直後のオシログラムと対比しつつ考察しよう。図-25にオシログラムの代表例を、これに対応する機関回転数を図-22に記入してある。図(a), $L_e=100\text{cm}$, $N=2404\text{rpm}$ では二次の負圧

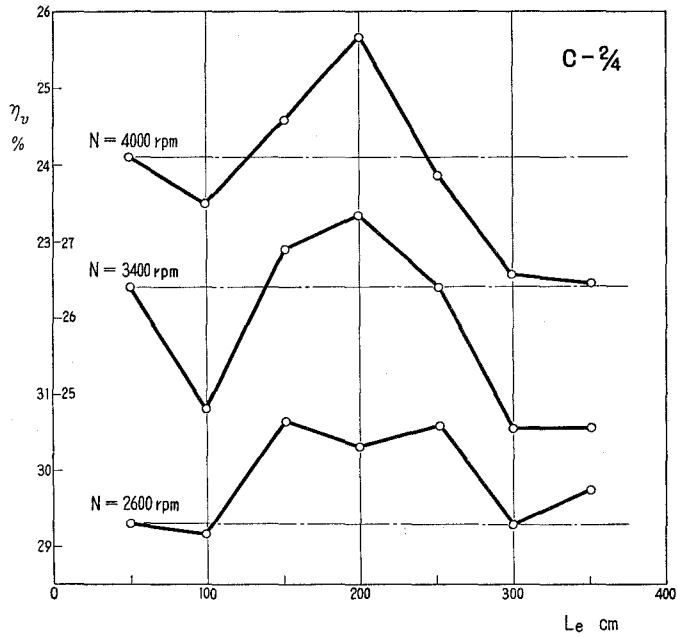


図-23 吸込効率と排気管長

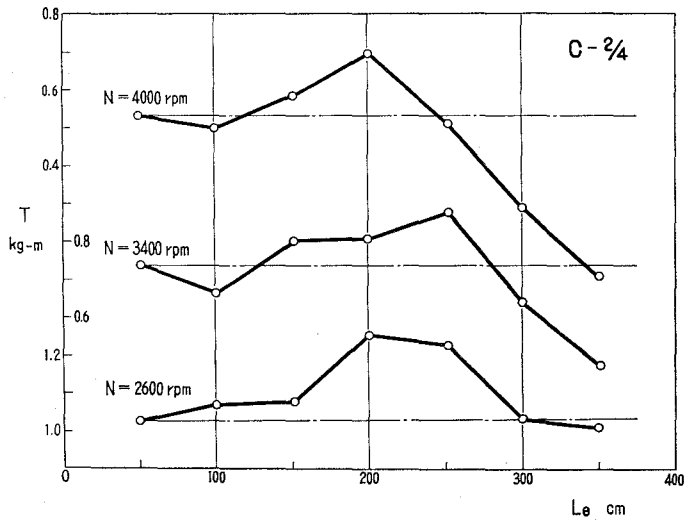


図-24 機関トルクと排気管長

が弁重り期間(SO~EC)とよく一致している。しかし残留脈動波の状態が余りよくないので同一排気管長について他の回転数の場合と比較すれば出力は高いが、排気管長 $L_e = 200$ 及び $L_e = 250$ cm の場合と比較すれば出力は低い。(図-22 参照) 図-(b)では排気弁の開くとき、脈動波は負圧になるので排気吹出しの立上りは低くなっているが脈動波の正圧が重畳した第2次の正圧に弁重りが一致するので出力は低い。図-(c)では管内脈動波の正圧が排気吹出し圧力波と重なり、排気吹出し正圧波の立上りは高く、排気過程に於いて正圧を導き、 $N=3000$ rpm 附近の場合と同様に第2次の正圧の頂点と重なっているので出力は低下している。図-(d)では第1次の負圧と2の正圧との中間に来て居り脈動波の重畳状態は比較的良いが、排気過程に於いて、負圧の期間が短く、且つ小さいので出力は余り大きくない。図-(e), $N=2410$ rpm では排気過程に於いて負圧の期間が長く、また第1次の負圧が弁重りに同調しているので出力は高い。これに対し図-(f)では第1次負圧に弁重りがよく一致している。とくに $L_e=200$ cm の場合はすべて排気吹出し後の第1負圧期間が他の管長に比べて長い。すなわち排気は充分行なわれ、また広い回転数の範囲にわたって出力が大きいという事が説明できる。図-(g)では排気吹出し圧力波がかかっているが、まだまだ1次の負圧の影響が強く出力は出ている。図-(h)では脈動波の影響で圧力波が変形し、1次の負圧に弁重りが同調するようになっていたので出力は大きい。これに対し図-(j) ($L_e=350$ cm,

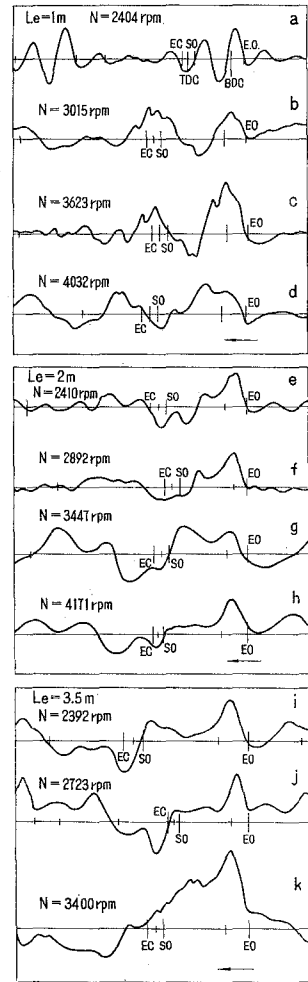


図-25 オシログラム

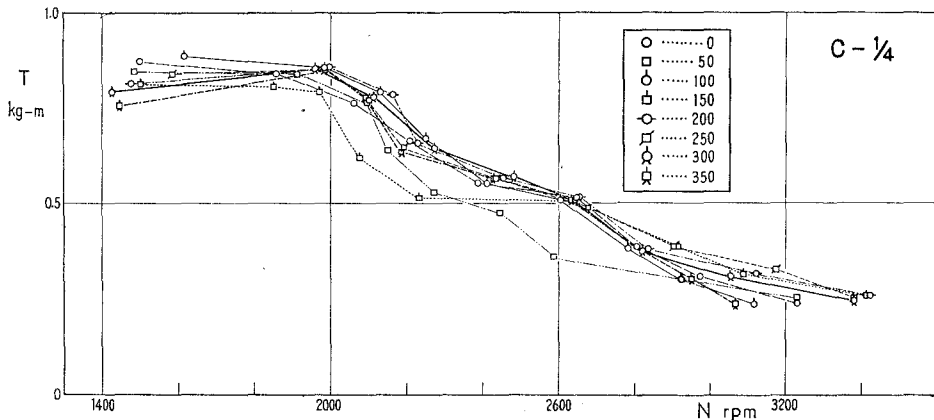


図-26 機関トルクと機関回転数 (C-1/4)

$N = 2723 \text{ rpm}$) のように弁重りが排気吹出し正圧波にかかり、また排気過程中に正圧の波が来ているため出力は低い。これが更に高速になると図-(k)の如く、脈動波の正圧が排気吹出しの波と重畳して排気吹出しの立上りが高く、排気過程に於いて負圧はなく、弁重りが排気吹出しの波にかかっているため出力は低い。

以上の結果、弁重り期間に負圧が重なると出力は増加し、正圧のときは逆に掃排気作用を阻害し、出力は低下することが確認された。また排気脈動の影響も負圧波の同調が望ましいことがわかった。かかる排気管効果は気化器絞り弁開度 $C-1/4$ ともなるとほとんど認められなくなる。(図-26 参照)

4. 結 言

以上 4 サイクル機関における吸気管系および排気管系による動的効果について検討を加えた。その結果、給気管系の慣性効果を規定する特性数として慣給特性数 (Z_s) が、脈動効果を規定する特性数として脈動次数 (q_s) が有用であり、その最適条件の推定が可能であることがわかった。また吸込空気量に及ぼす弁時期、管長、気化器絞りの影響も明らかとなった。また排気管系に関しては、弁重り期間に負圧波の重畳するように考慮すれば出力が向上することが確認でき、その最適条件を誘導する指針が与えられた。

終りに本実験遂行にあたり終始御教示を賜った東大航研浅沼強教授に深甚なる感謝の意を表す。

文 献

- 1) H. List u. G. Reyl: Ladungswechsel, 4-1 (1949).
- 2) D. H. Tsai: Trans. ASME, 78-1 (1956-1), 197.
- 3) E. Jenny: Brown Boveri Review, 37 (1950-11), 447.
- 4) 浅沼: 内燃機関ハンドブック (昭-35), 135.