

## 4 サイクル小型ガソリン機関の排気管長が 出力におよぼす影響に関する一考察

福田基一\* 和泉晴夫\*

### A Study on the Effect of Exhaust Pipe System upon the Output of a Four-Stroke Cycle Small Gasoline Engine

Motokazu FUKUDA and Haruo IZUMI

#### Abstract

To examine the effects of length of an exhaust pipe and engine speed in a small four-stroke cycle engine, the authors have measured the output of the engine and analysed some pressure diagrams for the exhaust pipe.

Some conclusions obtained in such experiments are summarized as follow :

- 1) The maximum output occurs on account of the inertia effect of the exhaust system.
- 2) The machining conditions are expressed approximately by the following equation

$$Q = c\theta/12kNl$$

where

$c$ : mean sonic velocity in exhaust system

$\theta$ : period of exhaust port opening

$k$ : machining factor

$N$ : engine speed, r. p. m.

$l$ : length of exhaust pipe + correction value of open end.

The maximum output occurs in case of  $Q = 1$ .

#### 1. まえがき

内燃機関の吸気管長による動的効果を利用して給気比の増大を期待することは古くから知られている。排気系に関する研究は吸気系に関する研究ほど多くはないが、各種の整理法が試みられている。

吸排気系の動的効果に関する研究の主なるものについて摘記すると、古くは P. Voissel<sup>1)</sup> の研究があり、4 サイクル機関の吸気系について吸気管長を  $l$ 、管内気体中の音速を  $c$ 、機関速度を  $N$  rpm とすれば

$$q = 30c/Nl \quad (1)$$

なる脈動次数  $q$  で整理されることを提案している。

わが国では、前川<sup>2)</sup> がこの  $q$  を用いて実験を行ない、4 サイクル機関について

$$q = 3, 4, 5 \quad (2)$$

のとき出力の増大がみられることを指摘している。

また渡部<sup>3)</sup> は 2 サイクル機関の排気系を

$$q = Nl/15c \quad (3)$$

で整理することを試みている。以上の研究はいずれも同じ考察（管内脈動）に基づく整理法であるとみられる。

これに対して、浅沼<sup>4)</sup> は小型機関の吸気系について、クランク角速度を  $\omega$  とすれば

$$Z = \omega l^*/c \quad (4)$$

なる慣性特性数で動的効果が整理され得ることを提案し、 $l^*$  を等価管長とよび

$$l^* = \sqrt{Vl/s} \quad (5)$$

で表示している。上式において  $V$  は行程体積、 $s$  は吸気管断面積である。

いまもし(4)式の  $Z$  を次の如く変形することを許して戴けるとすれば(4)式は

$$Z = \frac{2\pi}{c} \sqrt{Vl/s} \Big/ \frac{60}{N} \quad (6)$$

上式のごとく表示することができ、分子は吸気系固有

\* 機械工学教室

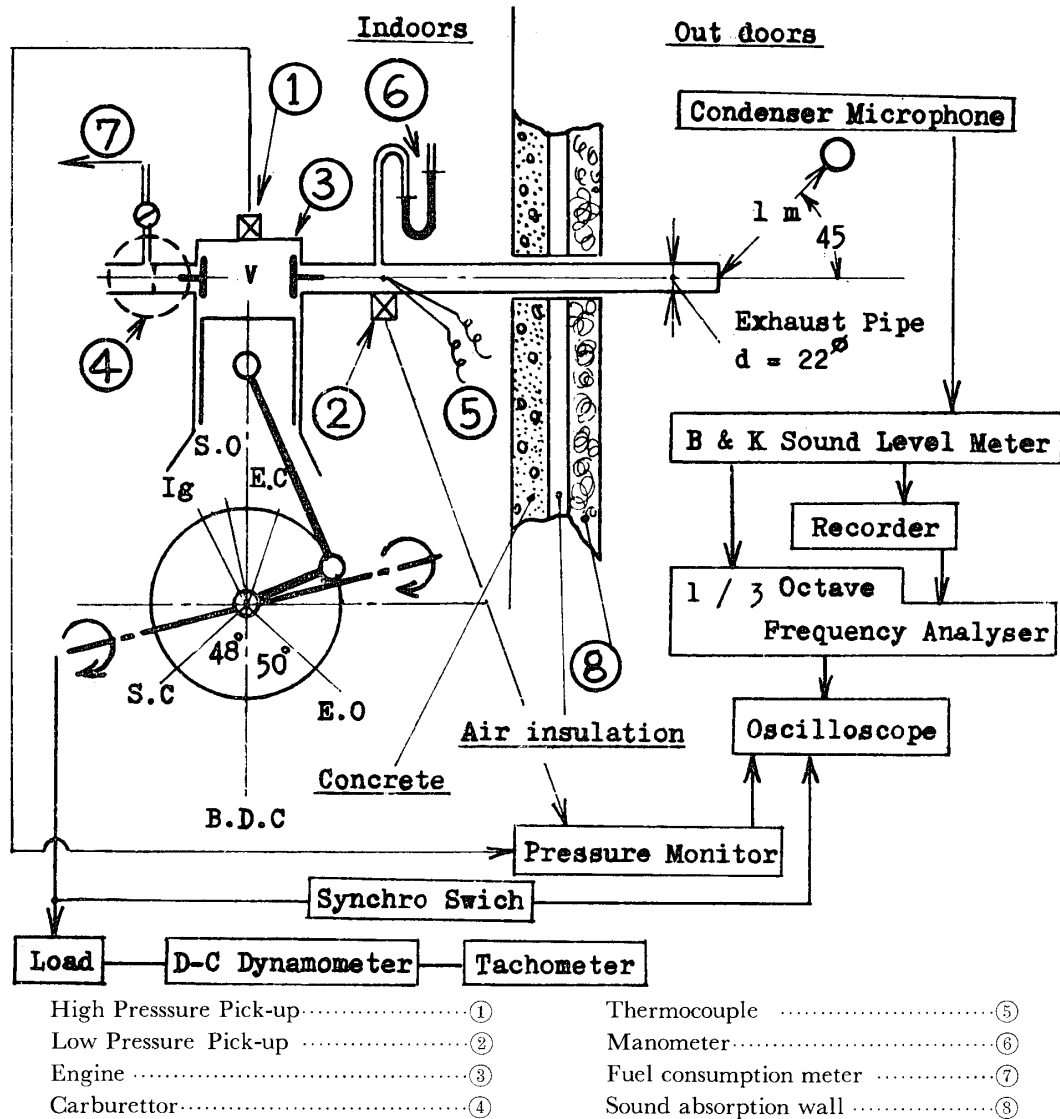


Fig. 1 Experimental Arrangement

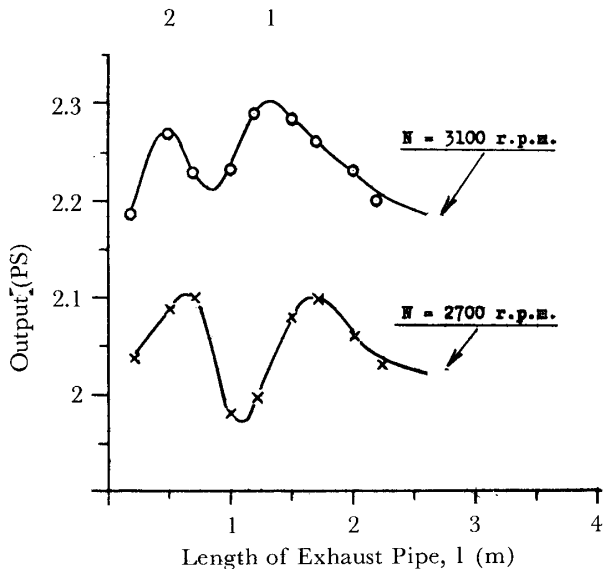


Fig. 2 Output of Engine for the Length of Exhaust pipe

振動周期 (集中定数) であり, 分母は毎秒吸気周期として表わされる. すなわち  $Z$  はこの両者の比と考えることができる.

また長尾<sup>5)</sup>は, クランク室掃気2サイクル機関の吸気系について

$$\frac{2\pi f}{c} \frac{V}{s} \tan \frac{2\pi fl}{c} = 1 \quad (7)$$

から求められる  $1/f$  に対する  $\theta/6N$  の比を圧力振動回数と名付け, この比で給気比を整理している. 上式から求められる  $1/f$  の値は吸気系における固有振動周期であるから本質的には (6) と同じ基盤に立つ整理法とみてよい<sup>6)</sup>.

以上に摘記した諸研究からも知られるごとく, そのほとんどは吸気系に関するもので, 排気系に関する研究はきわめて少い. また各種の提案されている整理数についても, その整理数が出力増大に寄与する物理的

a) N=2700rpm

(b) N=3100rpm

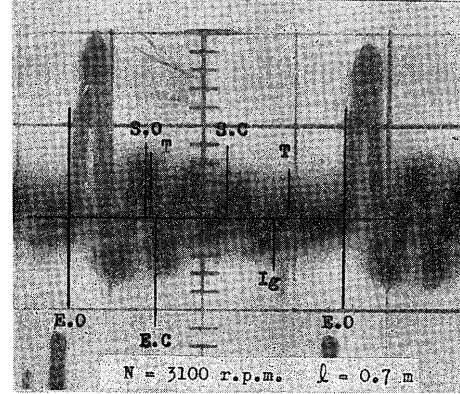
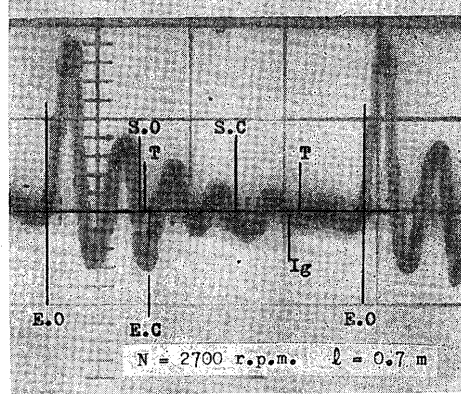
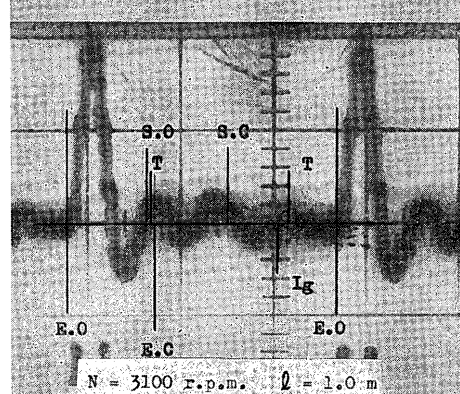
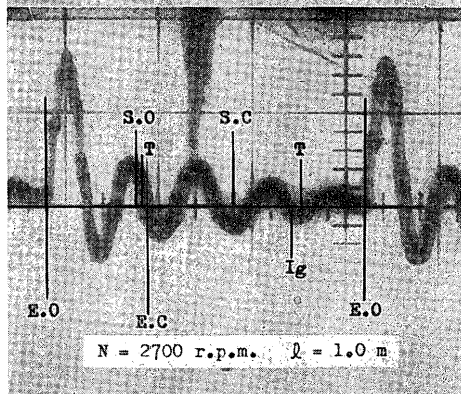
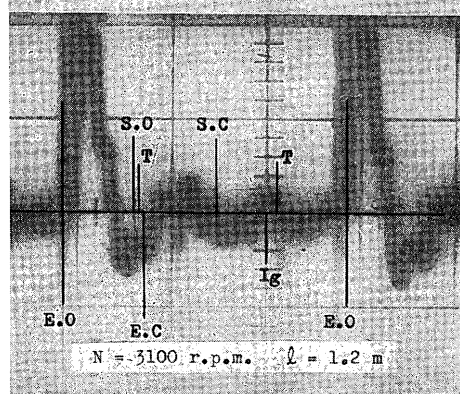
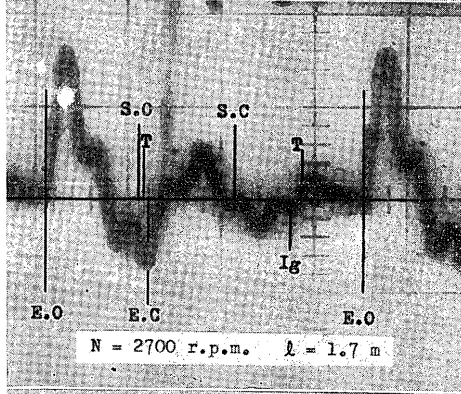
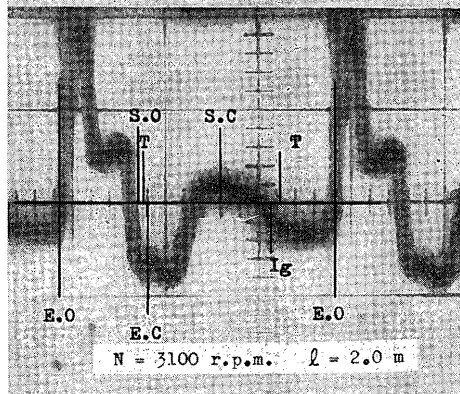
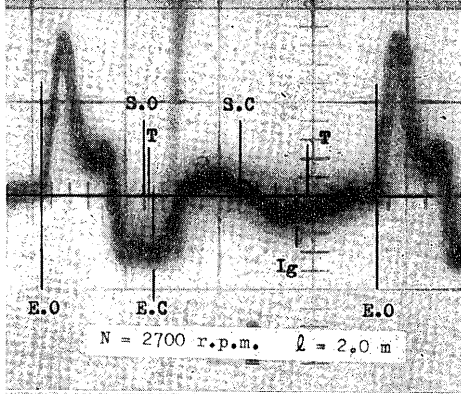
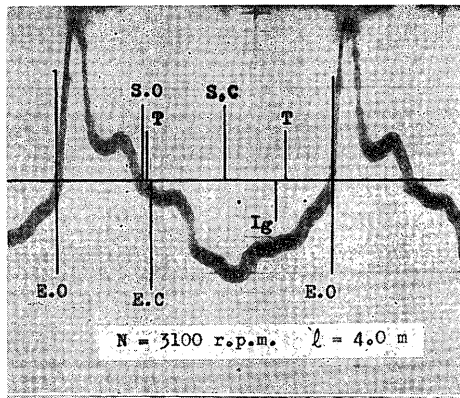
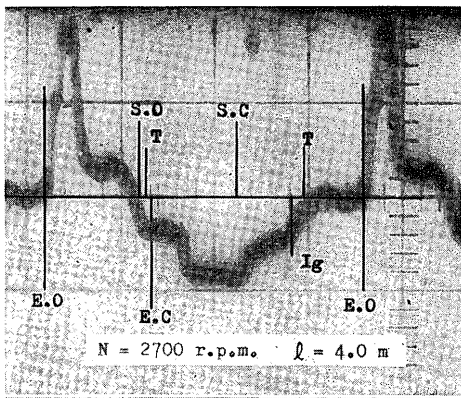


Fig. 3 Pressure Diagrams in Exhaust Pipes

意味があまり明確でないものが多い。

本論文は、4 サイクル小型ガソリン機関の排気系について、排気弁から正の圧力波が音速で管内を進行しこれが管端で反射して再び排気弁の位置までかえるまでの過渡現象と考えたときの同調条件で整理し、これで実験的にも十分に有効であることを試みた報告である<sup>7)</sup>。

## 2. 対象機関および実験方法

対象とした機関は三菱メイキ機関(G2-2型)である。その主要諸元は次の如し。

弁	側弁式 (排気管内径 21mm <sup>1)</sup> )
内径×行程	57mm <sup>1)</sup> ×52.5mm
総排気量	135 cc
圧縮比	5.5
定格出力	2.5 PS/3600 rpm
最大出力	3.0 PS/3800 rpm

実験に当っては本機関を分捲直流電気動力計に直結し、機関を3100 rpm および2700rpm の一定回転数で回転せしめ、各種の長さの排気管をつけたときの機関性能を測定した。本報で報告するのはこのうち出力の変動とその整理に関する研究である。

実験装置の概要は Fig. 1 に示す。排気弁が開いている期間のクランク回転角度  $\theta$  は240°で、排気開口は下死点前50°、吸気閉止は下死点后48°の位置である。

排気弁直後の管内圧力変動測定には抵抗線式低圧圧力計を使用した。これは $-1\sim 2$  kg/cm<sup>2</sup> の全圧力範囲で $\pm 0.5\%$ の精度をもち固有振動数は約 3000 cps であ

る。波形の記録には4現象 オシロスコープを用いた。

実験に際しては吸気管長が十分に短かく出力に及ぼす動的効果が無視できることをあらかじめ確認した。また実験中は调速機を除き、絞り弁は常に全開とした。なお吸気弁と排気弁のオーバーラップは15°である。

## 3. 排気管内の動的効果による出力変動の実験

排気管の長さを0.2mから4mまで次第に変化していき、この間機関回転数をそれぞれ、2700rpm、および3100rpmに一定に保つようにした場合の出力の変化の実態は、Fig. 2 に示すごとくである。

たとえば3100rpmの場合 $l=0.5$ mおよび $l=1.2$ mのところでは出力が増大し、 $l=0.8$ mで出力が低下する傾向が語められる。2700rpmの場合 $l=0.7$ mおよび $l=1.7$ mのところでは出力が増大し、 $l=1.0$ mで出力が低下する。回転数を低くするにしたがって出力の山や谷の位置は管の長い方にずれてくる傾向がみられる。

## 4. 排気弁直後の管内圧力変動

出力変動は排気系に生ずる圧力変動に基因するとの基本的考察から、排気弁直後に前記圧力計を装着したときの圧力変動波形をオシロスコープで撮影した。その一部を Fig. 3 に示す。

排気管が短くなれば圧力波動の周期は短かく、管が長くなれば周期も長くなる。出力が増大するのは、

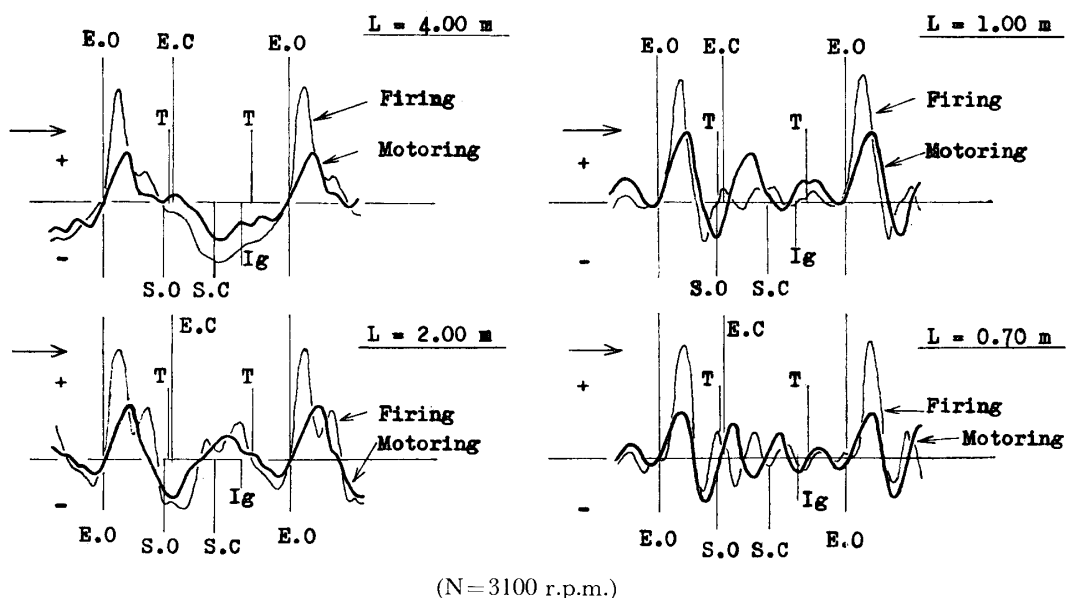


Fig. 4 Comparison of Waves in Firing and Motoring

たとえば 2700rpm のときには  $l=1.7\text{m}$  において第 1 負圧波が、また  $l=0.7\text{m}$  において第 2 負圧波がそれぞれ排気後期に同調するためであることが写真から明らかに認められる。

なお本機関について、発火運転をした場合と駆動運転をした場合の管内圧力波の比較図を Fig. 4 に示す。管長が著しく長いときは両者の周期の差も少ないが管が短くなるにしたがってその差は大きくなっていく。圧力変動の振幅は当然発火運転の方が著しく大きく、E. O. の立ち上りも急である。

### 5. 管長の開口端補正と音速

圧力波が音速で排気管内を進み再び反射するとすると、ここで当然開口端補正を行わなければならない。

L.L. Beranek によれば<sup>8)</sup>、補正長  $\Delta l$  は  $kr < 0.5$  (ただし  $k = \frac{2\pi f}{c}$ ) において

$$\Delta l = 0.6133 r \quad (8)$$

として求められることが報告されているので、この  $\Delta l$  を実測値に加えた管長値をもって計算することにする。以下の各節における  $l$  は補正済の管長である。

次に計算に用いる音速  $c$  (m/sec) は次式 (C. F. Mucklow の式) によって算出した。ここで  $d$  は排気管径、 $t_m$  は管内平均温度 ( $^{\circ}\text{C}$ ) である。

$$c = 332 \sqrt{1 + \frac{t_m}{273}} - 0.8 \frac{1}{d} \quad (9)$$

$t_m$  の求め方は管内各部温度勾配曲線より 相対面積を等しくする方法<sup>9)</sup> に依った。

### 6. 負圧波の反射時間

排気弁から出た圧力波は音速で排気管内を進み、管端で反射して負圧波となって再び管内を逆行する。そこでこの負圧波が排気弁の直後の位置までかえってくるに要する時間が、排気弁が開いている間の時間に同調すればよいことになる。

すなわち、排気弁が閉じる直前に負圧が同調すれば、背圧が低下して排気を促進しシリンダ内のガス交換を促して出力を向上せしめるものと考えられる。

このように考えると、出力増減の原因は文献の多くにみられるごとく管内の定在波に基因するものと考えられるよりは、むしろ単純に過渡現象としての考察として説明する方が合理的であるように思われる。

圧力波が排気弁を出てから管端で反射し再び排気弁の位置にかえるまでの時間は、Fig. 5 において正圧波の頂点と第 1 負圧波の頂点との間の時間として示され

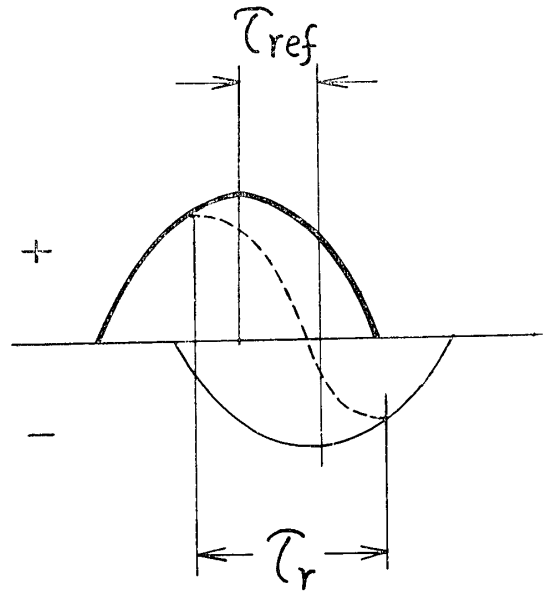


Fig. 5 Relation of Pressure Wave and Reflection Wave

るはずである。

この時間を  $\tau_{ref}$  とすれば

$$\tau_{ref} = \frac{2l}{c} \quad (10)$$

実際のオシロスコープでの波動では、破線のごとく両者を合成した波形となるから多少異った値になるが近似的には合成波の  $\tau_r$  について

$$\tau_r \doteq \frac{2l}{c} \quad (11)$$

としてよい。

実際に Fig. 3 から  $\tau_r$  の値を測ってみると Fig. 6 に

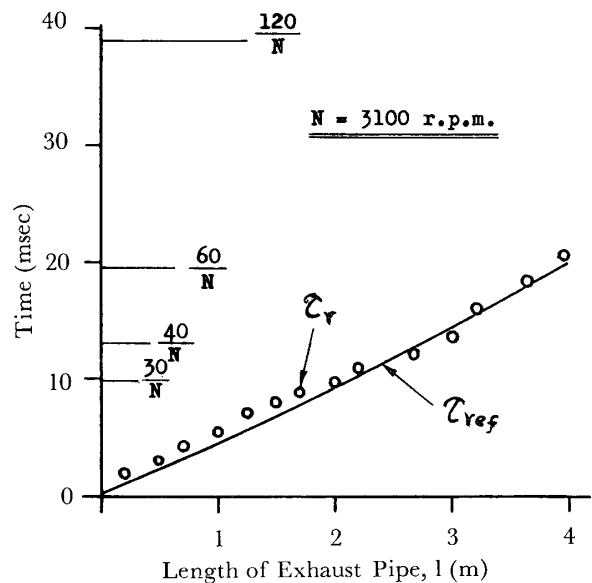


Fig. 6 Comparison of  $\tau_r$  &  $\tau_{ref}$

示すごとく、近似的にはほぼ  $2l/c$  の計算値と一致していることが認められる。

7. 負圧波の同調条件式

負圧波の反射時間  $\tau_{ref}$  が排気開口時間  $\tau_{ex}$  に同調すればよいことはわかったが、その同調条件を求めるために  $\tau_{ex}$  と  $\tau_{ref}$  の比を考えて

$$k = \tau_{ex} / \tau_{ref} \tag{12}$$

とおく。  $k$  は同調係数である。

(12)式を変形すると

$$k = (\theta/6N) / (2l/c) = c\theta/12Nl \tag{13}$$

ゆえに同調条件式は

$$Q = c\theta/12kNl \tag{14}$$

であり、上式において  $Q=1$  のとき  $\tau_{ref}$  と  $\tau_{ex}$  が同調することになる。上式の  $Q$  を慣性次数と命名する。

ここで問題になるのは同調係数  $k$  の値である。よってこの  $k$  の値を調べることにする。

8. 同調係数の値

第3図において圧力波の波動の半波周期が常に一定であると仮定すると、理論的には

$$\tau_{ex} / \tau_r = \frac{3}{2} \sim 2 \tag{15}$$

の範囲において負圧波が排気後期に同調し、出力が向上することが期待される。

いま3100rpmの場合、各管長について  $\tau_{ex} / \tau_r$  の値、および  $\tau_{ex} / \tau_{ref} (=k)$  の値を実験結果から調べてみると Table 1 に示すごとくである。

Table 1

$l$ (m)	$L_e$ (PS)	$\tau_{ref}$ (msec)	$\tau_r$ (msec)	$\tau_{ex}$ (msec)	$\tau_{ex} / \tau_{ref}$	$\tau_{ex} / \tau_r$
4.0	2.14	19.7	20.4	12.8	0.65	0.63
3.7	2.11	18.1	18.0	12.8	0.71	0.71
3.2	2.17	15.7	17.0	12.8	0.81	0.75
3.0	2.17	14.8	13.5	12.8	0.87	0.94
2.7	2.18	13.5	11.0	12.8	0.95	1.16
2.2	2.20	11.0	10.5	12.8	1.16	1.22
2.0	2.23	10.0	9.8	12.8	1.28	1.30
1.5	2.27	8.5	9.1	12.8	1.50	1.40
1.2	2.29	5.8	7.1	12.8	2.20	1.80
1.0	2.24	4.8	5.2	12.8	2.68	3.00
0.7	2.23	3.5	3.8	12.8	3.66	3.37
0.2	2.19	1.3	1.9	12.8	9.8	6.75

( $N=3100\text{rpm}$ )

上表にみられるように  $\tau_{ex} / \tau_{ref}$  も  $\tau_{ex} / \tau_r$  も管長が短

くなるにしたがって著しく大きな値となる。  $\tau_{ex} / \tau_r$  の値がほぼ 1.7 で第1負圧波が同調することが上表から認められる。このときの  $k$  の値は 1.9である。両者の相違は6.において示した理由のためである。

(14)式に  $k$  の適正值を代入して整理すれば、  $Q$  が1を示すとき第1負圧波が同調して出力が増大することになる。

$k$  の値は、排気系の形状、機関の運転条件、管端の反射条件、管部の曲りやその他の条件によって異なる値をとるはずである。

9. 機関基本周波数との関係

機関の基本周波数を  $f_0$  とすれば

$$f_0 = \frac{NZ}{60i} \tag{17}$$

である。

ここで  $Z$  はシリンダ数、  $i$  は4サイクルの場合は2、2サイクルの場合は1である。

したがって機関の1サイクルの周期  $\tau_0$  (すなわち  $1/f_0$ ) と  $\tau_{ref}$  の比は

$$\frac{\tau_0}{\tau_{ref}} = \frac{60i}{NZ\tau_{ref}} \tag{18}$$

である。

ここで7.に述べた同調係数  $k$  を用い

$$k = (\theta/6N) / \tau_{ref} \tag{19}$$

において  $N$  を  $\tau_0$  で表示すると

$$\frac{\tau_0}{\tau_{ref}} = \frac{360ik}{\theta Z} \tag{20}$$

が得られる。

4サイクル1シリンダ機関であれば同調条件は

$$\frac{\tau_0}{\tau_{ref}} = \frac{720}{\theta} k \tag{21}$$

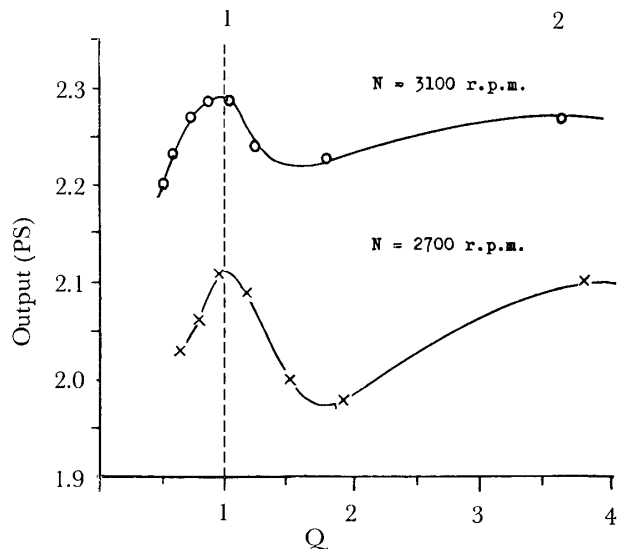


Fig. 7 Output Curves Arranged by Q

である。  $\tau_0 (=1/f_0)$  と  $\tau_{ref}$  の比を (21) 式に示す値にとれば、出力の増大が得られることになる。

#### 10. 出力曲線の整理例

Fig. 2 にみられるように回転数を一定にして排気管長を変化した場合、その回転数が低速になるほど出力の山は管の長い方へずれてくる。

この曲線群を

$$Q = c\theta/12 kNl \quad (22)$$

で整理した例を Fig. 7 に示す。図は  $k=1.9$  とした場合の例で、 $Q=1$  のとき第1負圧波が同調している。

Fig. 7 にみられるように出力の山と谷は、いかなる回転数の場合でも、同じ  $Q$  の値の近くの位置に揃ってくる事が認められる。

#### 11. むすび

4サイクル小型ガソリン機関の排気系について実験を行ない過渡現象としてこれを整理することを試みた。すなわち圧力波が排気弁から出て管端に達し再び負圧波として反射してくるまでの時間で同調せしめる

整理式によって実験的に十分満足されることを認めた。

本実験に寄与した山口大学工学部昭和39年度内燃機関卒論学生の諸君（中原，島田，世良，室内，諸熊，山本）に感謝し、また本研究に貴重な助言を戴いた学友奥田襄介博士に深謝する（1965. 6. 13稿）。

#### 文 献

- 1) P. Voissel, VDI Forsch.-h106 (1912), 27
- 2) 前川道治郎：日本機械学会論文集，15, 51 (1950), p. 29
- 3) 渡部一郎他2名：日本機械学会論文集，26, 162, (1960) p. 362
- 4) 浅沼強：日本機械学会第54回講義会，(1954), p. 1ほか
- 5) 長尾不二夫他2名：日本機械学会論文集，26, 171. (1960), p. 1675
- 6) 福田基一：日本機械学会第738回講演会，論文講演(1965), p. 13
- 7) 福田基一，和泉晴夫：日本機械学会中国四国支部講演会（徳島），(1965), p. 53
- 8) L.L. Beranek : Acoustics, Mc Graw Hill Co. (1954), p. 125
- 9) 浅沼強：内燃機関ハンドブック，朝倉書店（1960）p. 162

（昭和40年6月14日受理）