



クランク室圧縮型2サイクル機関における特殊型給気管系の影響について(第5報)

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-08 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘, 林, 重信 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3508

クランク室圧縮型2サイクル機関における 特殊型給気管系の影響について (第5報)

沢 則弘*・林 重信

On the Effects of the Special-Typed Intake Pipe System in
a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine
(5th Report)

Norihiro Sawa and Shigenobu Hayashi

Abstract

It is generally known that the breathing capacity is largely governed by the dynamic effects due to the intake pipe system, and the author has already reported the inertia or pulsation effect in the intake pipe system with a plain, stepped, confluent pipe, cyclone cleaner, expansion chamber or nozzle in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine.

Successively, to investigate systematically the influence of the intake pipe system with multi-hole typed resonance chamber or double nozzle on the delivery ratio and to obtain the design data on such a pipe system, he has made a theoretical analysis. On the other hand, he has experimentally measured the amount of breathing air changing the various factors in such intake pipe.

This paper treats of the results obtained from the theory and the experiments.

I. 緒 言

実用機関の給気管系には空気清浄器や吸気消音器として、サイクロンや空洞型共鳴器などのいわゆる空洞室を取り付ける場合が比較的が多い。また、車両用機関では低速性能の改善のため給気管を長くすることが必要となり、そのため気化器の空燃比特性が管内脈動波の影響を受けて悪化することがある。かかる場合、その対策として気化器付近に空洞室を付加することなどが考えられている¹⁾。また給気管系における絞り抵抗も脈動波を減衰させるのに有力な作用をもっている。このように、給気管系には空洞室や絞り抵抗に類したものを取り付ける機会が多い。したがって、これら寸度の機関性能とくに給気比特性に及ぼす影響について系統的な解明を行なうことは重要な課題と云えよう。しかし、付加型空洞室²⁾やサイクロン寸度³⁾および流動抵抗⁴⁾の影響については既に報告したので、本報では主として多孔型吸気消音器の寸度を変えた場合や2個の絞り抵抗が直列に挿入されている場合の実験結果について前報の結果と比較しながら検討を行なった。なお供試機関はいずれもクランク室圧縮型2サイクル機関でそ

* 茨城大学工学部教授

表-1

供 試 機 関		E-50	E-80	E-125
シリンダ径×行程 (mm)		40×39.8	45×50	55×52.5
行程体積 (V_h ・cc)		50	79.48	125
クランク室体積 (cc)		161	270	452
給気管径 (mm)		13.8		20
ポートタイミング	給 気	60		70
	排 気	67		69.3
	掃 気	55		57

の主要諸元は表-1のとおりである。実験装置は前報の場合と同様に給気管系、供試機関、短かい排気管系およびサージタンクをもった給気量測定装置により構成されている。

II. 実験結果および考察

II-1 空洞室型給気管系の影響

各種形状の空洞室を空気管系に取り付けて給気比を測定した。その代表的実験結果について次に述べる。

i) 空洞室容積

供試機関 E-125 を用い、給気管系の全長を一定とし ($L_g=36$ cm, 84 cm), 機関側から 13 cm の位置に 4 種類の空洞室 (表-2 参照) を T 接手を利用して取り付け、給気比を測定した。その実験結果を図-1 に示す。図において、 $L_g=34$ cm の場合空洞室を給気管系に取り付けると、給気管内気柱の運動エネルギーが吸収されるため、最大給気比 (K_m) の値は空洞室の容積が大きくなるほど順次低下することがわかる (図-2 参照)。一方、最大給

表-2

記 号	縦横比 (l_v/d_v)	容積比 (V/V_h)
V-1	1.19	0.99
V-2	2.46	2.01
V-3	1.25	3.80
V-4	1.58	5.02

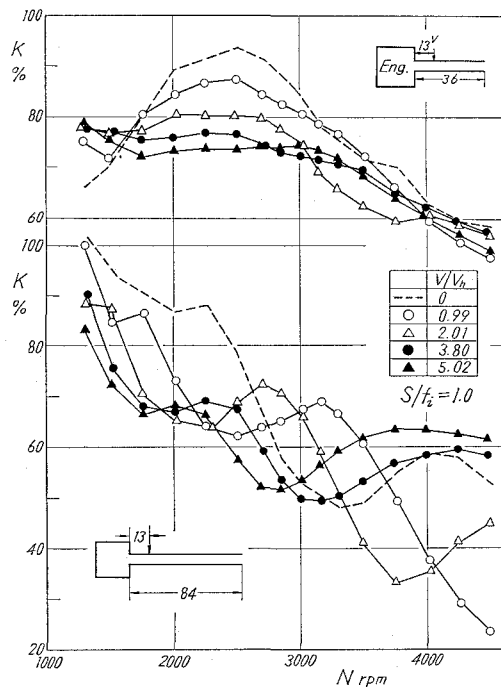


図-1 附加空洞室容積 (V) と給気比 (K) (E-125)

気比を与える機関回転数はほとんど変わっておらず、その同調条件に対しては影響しないことがわかる。また、低速回転領域の給気比は逆に増加している。

このため給気比曲線全体が平坦になる傾向を示している。しかし、サイクロン型空洞室の場合、その円筒部を長くし、空洞室の容積を大きくしても最大給気比 (K_m) に対する影響はほとんど認められない (図-3 参照)。これはサイクロン内における旋回気流の流動状態に対しては円筒部の下部がほとんど関与していないためであろう。なお 図-2

には給気管系の途中に絞り (円筒ノズル) を挿入した場合の最大給気比 (K_m) の低下割合 (K_m/K_{m0}) とノズル開口面積 (f_n) と給気管断面積 (f_i) との比 (f_i/f_n) との関係プロットしている。すなわち同一低下割合を与える f_i/f_n と V/V_h との間には近似的に $(f_i/f_n)^{1.8} = V/V_h$ の関係があることがわかる。これに対し、脈動効果に基因する給気比曲線の起伏、たとえば $L_i=84$ cm, $V/V_h=0$ の場合 (図-1) $N=4,000$ r.p.m. および $N=3,300$ r.p.m. 付近に生ずる給気比曲線の山および谷は空洞室の容積 V/V_h が大きくなるほど低速回転側に移行している。かかる傾向はサイクロン型給気管系の場合 (図-3, $L_i=67.31$ c/l₂+7) にも認められる。このことは脈動効果に対する給気管系の等価管長 (L_i^*) が順次長くなることを意味するものであり、インピーダンス理論から算出した結果とよく一致してい

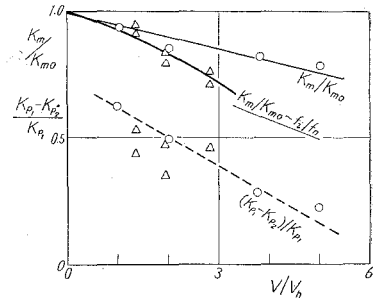


図-2 $K_m/K_{m0} \sim V/V_h$ の関係 (E-125)

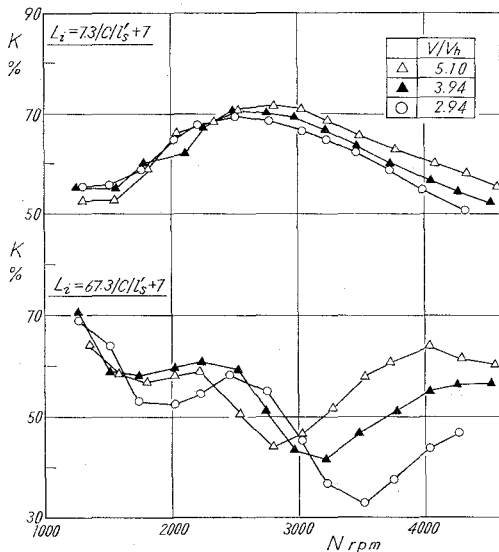


図-3 空洞室容積 (サイクロン) と給気比の関係 (E-125)

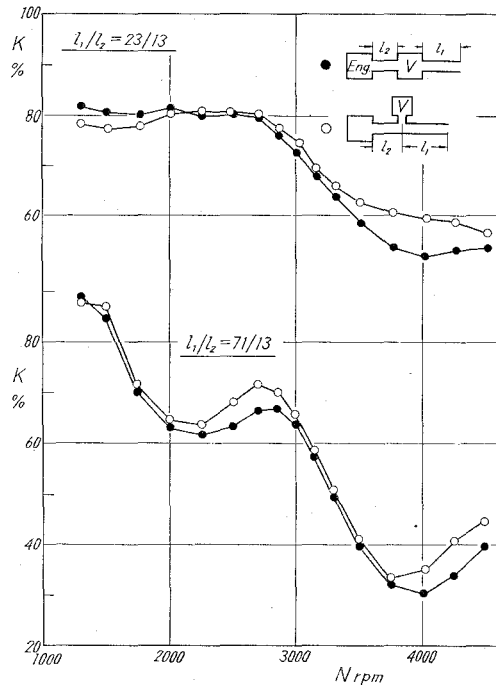


図-4 空洞室取付形式の影響 (E-125)

る(図-15参照)。また、給気比曲線の起伏も V/V_h の増加につれて順次減衰する傾向がある。これを変動率 $((K_{p1}-K_{p2})/K_{p1})$ で表示するとほぼ直線的に低下することがわかる(図-2)。同図には「紋り」の減衰効果をも併記(△印)して比較しているが、付加容積(V)と同等の作用をもつことがわかる。なお付加空洞室の給気管効果に及ぼす影響は、その取り付け方式によってはほとんど差異がないようである(図-4)。

ii) 空洞室入口面積

まず、付加型空洞室(V-2)の入口面積(s)を変えた場合の実験結果の代表例を図-5に、サイクロンの入口面積(s)を変えた場合の結果を図-7および図-8に示す。図において最大給気比を与える機関回転数は空洞室やサイクロンの入口面積に関係なくほぼ一定であり、慣性効果の同調条件に対してはほとんど影響しないことがわかる。しかし最大給気

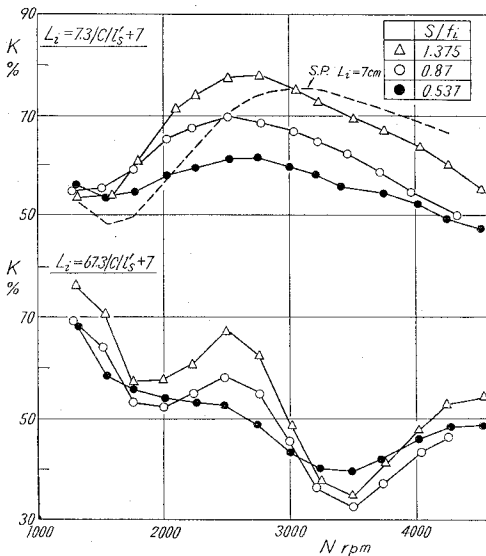


図-6 空洞室入口面積(サイクロン)の影響 (E-125)

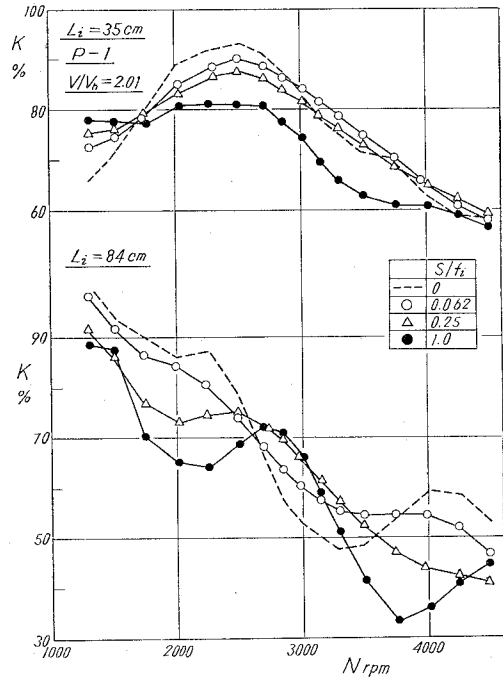


図-5 空洞室入口面積(附加型)の影響 (E-125)

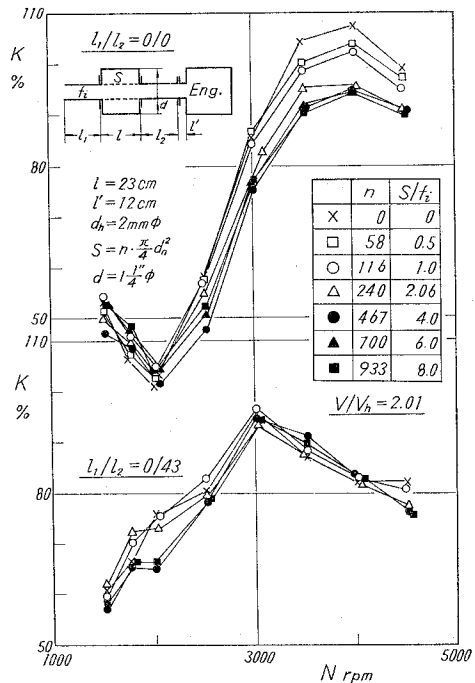


図-7 多孔型空洞室の入口面積の影響 (E-80)

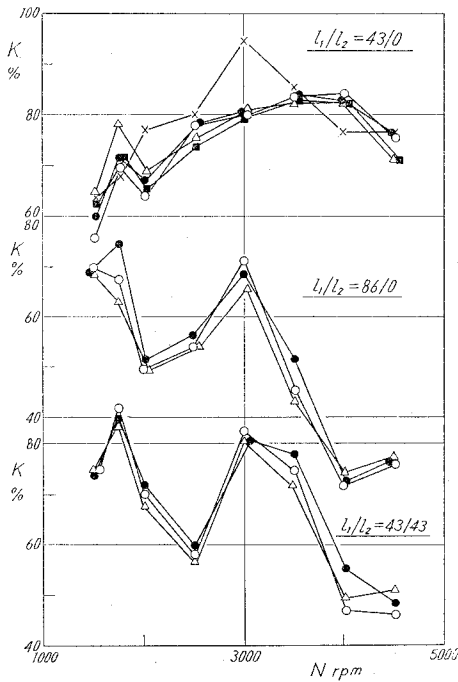


図-8 (a) 多孔型空洞室入口面積の影響 (E-80)

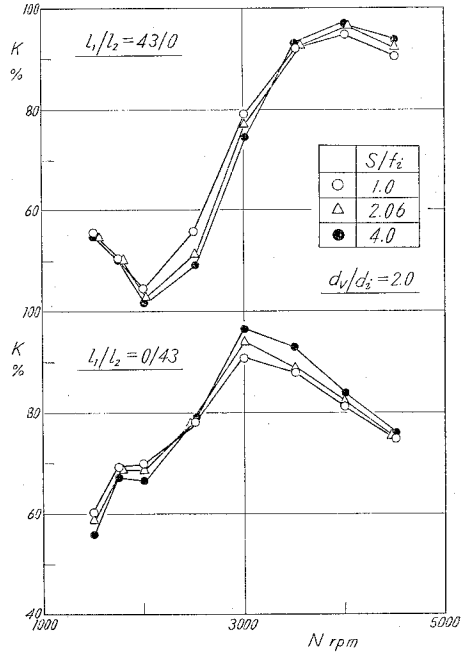


図-8 (b) 脈動鎮静多孔型空洞室入口面積の影響 (E-80)

比の値はいずれの場合も入口面積が大きくなるほど順次低下する。ただし後述する脈動鎮静多孔室型空洞の場合には 図-8 (b) のように逆の傾向を示すこともある。いま、付加型と多孔型空洞室 ($d=2\text{ mm}\phi$, $s=n \cdot \frac{\pi}{4} d^2$) を比較すると 図-9 に示すように、多孔室型の最大給気比の低下は付加型 (同じ入口面積) の約半分にすぎない。しかも、多孔型空洞室が給気管開口端に近い場合 (図-7, $l/l_2=0/43$) にはほとんど影響しない。

次に、付加型空洞室の場合、入口面積 (s/f_2) が大きくなるほど低速回転域の給気比は逆に増加している。この様相は給気管の途中に絞り抵抗を入れたり、気化器の開度を小さくしていった場合にみられる現象と非常によく類似している。なおサイクロン型や多孔型空洞室の場合にも認められるが付加型の場合ほど顕著ではないようである。かかる現象に対して、空洞室の入口面積 (s/f_2) の脈動効果に対する影響は 図-5, $L_2=84\text{ cm}$ の場合 (付加型) のように s/f_2 が大きくなるほど給気比曲線の山を与える機関回転数が順次低速側に移行するように、いわゆる等価管長 (L_2^*) が増大するように作用する場合と、サイクロン型給気管系のときのように等価管長 (L_2^*) はほとんど変わらないが、給気比の値、すなわち脈動効果の

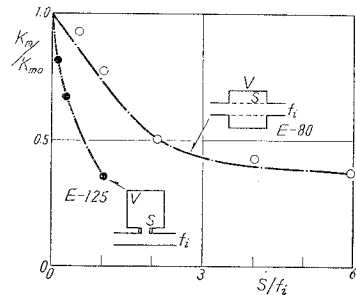


図-9 最大給気比と s/f_2 の関係 (E-80, E-125)

現象に対して、空洞室の入口面積 (s/f_2) の脈動効果に対する影響は 図-5, $L_2=84\text{ cm}$ の場合 (付加型) のように s/f_2 が大きくなるほど給気比曲線の山を与える機関回転数が順次低速側に移行するように、いわゆる等価管長 (L_2^*) が増大するように作用する場合と、サイクロン型給気管系のときのように等価管長 (L_2^*) はほとんど変わらないが、給気比の値、すなわち脈動効果の

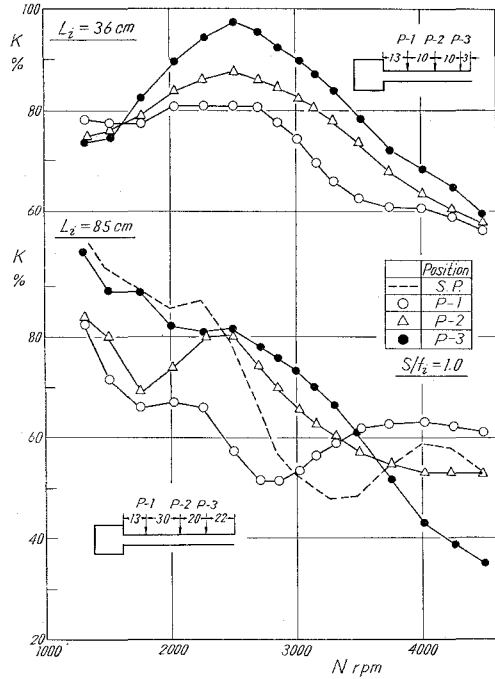


図-10 附加空洞室取付場所の影響 (E-125)

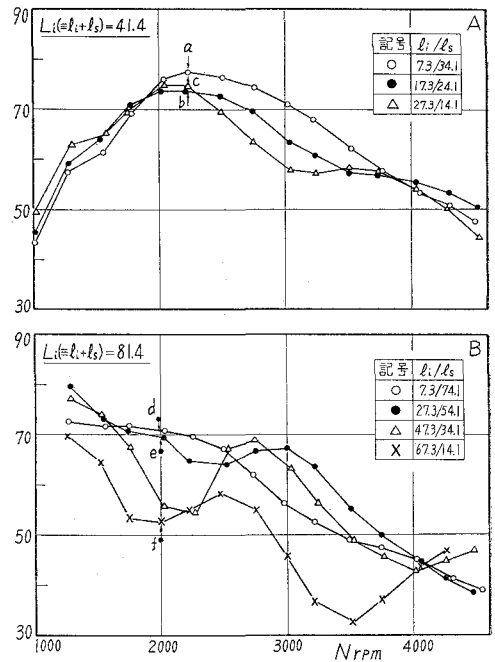


図-11 空洞室(サイクロン)取付場所の影響 (E-125)

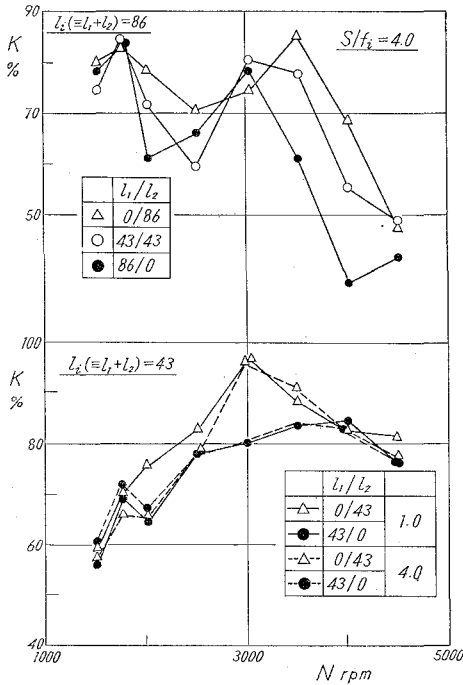


図-12 多孔型空洞室取付場所の影響 (E-80)

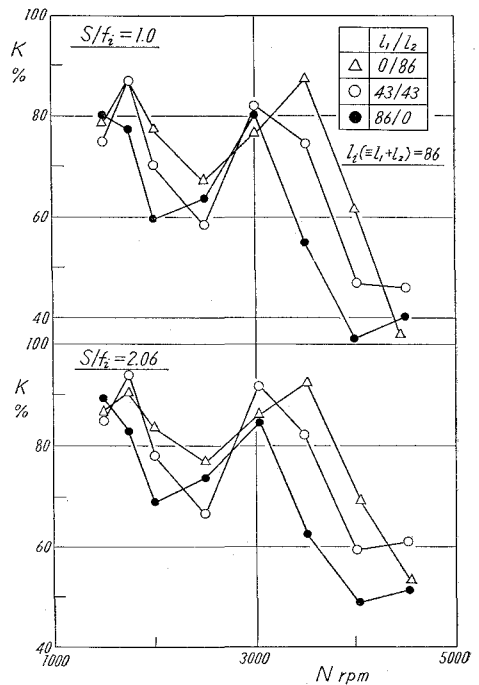


図-13 多孔型空洞室取付場所の影響 (E-80)

大小にのみ影響する場合 ($L_i = 67.3/c/l_i + 7$) や多孔型空洞室の場合と同様にいずれもほとんど影響しない場合 (図-8, $l/l_2 = 86/0$, $l_1/l_2 = 43/43$) などもある。このように空洞室の型式によって様々な影響を及ぼすことがわかる。

iii) 空洞室の取付位置

各種給気管系につき、給気管長を一定とし空洞室 (V-2) およびサイクロンの取り付け場所を変えた実験結果を 図-10, 図-11, および 図-12, 13 に示す, 図において、空洞室を機関側に近づけると 図-10, $L_i = 36$ や 図-11, $L_i = 41.4$ に示すように最大給気比の値は順次低下するが、その機関回転数はほとんど変化していない。これに対し、多孔型空洞室の場合には 図-12, $l_1 = 43$ cm の場合のように最大給気比の値が著しく低下している。このため、あたかも最大給気比を与える機関回転数 ($N \approx 3,000$ r.p.m.) が高速側 ($N \approx 4,000$ r.p.m.) に移行したような結果を招いている。このように、空洞室が機関側に近いほど最大給気比の値が低下するのは管内気柱の運動エネルギーがより多く吸収されるためと思われるが、空洞室型消音器を採用する場合には十分留意すべき現象といえよう。次に、脈動効果に基因する給気比曲線の起伏の値 (給気比) は 図-10, $l_i = 85$ (付加型), 図-11, $L_i = 81.4$ (サイクロン型), 図-12, $l_i = 86$ (多孔室型), 図-13 (多孔室型) に示すように、いずれの場合も空洞室が機関側に近づくほど順次低下し、機関回転数は低速側に移行しているのもそれら管系の等価管長 (L_i^*) が增大することが判る。かかる事実もインピーダンス理論から計算される等価管長とよく符合している (図-15 参照)。以上、各種空洞室型給気管系の寸度を広範囲に変えた実験結果から、慣性効果や脈動効果に及ぼす諸因子の影響について述べたが、脈動効果の同調条件について次に考察しよう。

iv) 給気管効果 (脈動効果) の同調条件

まず、サイクロン型給気管系や付加型および多孔型給気管系の模型として 図-14 (a) や 図-14 (b) を想定する。この際インピーダンス理論において両模型は等価となるので 図-14 (b) の場合につき等価管長 (L_i^*) を求めてみよう。記号は P : 音圧, ξ : 粒子の変位, V : 容積, l : 管長, f, s : 断面積, a : 圧力伝播速度, ρ : 密度, $I (\equiv P/f \cdot \xi)$: 音響インピーダンス, ω : 角振動数, $k = \omega/a$, $\beta = a^2 \cdot \xi \cdot k$ とおく。

まず開口端側管系 (l_i, f_i) において、両端のインピーダンス I_{e1}, I_{e2} の間には抵抗を考慮しない管内の平面波動方程式の解から

$$I_{e2} = \frac{\beta}{f_i} \cdot \frac{I_{e1} + (\beta/f_i) \cdot \tan(kl_i)}{-I_{e1} \cdot \tan(kl_i) + (\beta/f_i)} \quad (1)$$

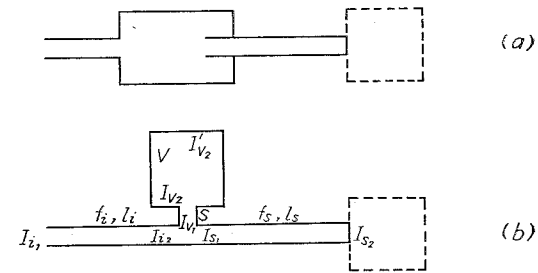


図-14 給気管系の模型

の関係が与えられる。しかるに開口端では音圧が $P \doteq 0$ 、したがってインピーダンス (I_{s2}) は零と近似できるので I_{s2} は

$$I_{s2} = \left(\frac{\beta}{f_s} \right) \cdot \tan(k \cdot l_s) \quad (2)$$

となる。次に、機関側管系 (l_s, f_s) における両端のインピーダンス I_{s1}, I_{s2} の間にも (1) 式と同様の関係が成り立つ。しかし閉端では粒子の変位は $\xi \doteq 0$ 、したがって $I_{s2} = \infty$ と近似できる。

したがって I_{s1} は

$$I_{s1} = \left(\frac{\beta}{f_s} \right) \cdot \cot(k \cdot l_s) \quad (3)$$

となる。さらに空洞室の入口部では音圧 (P) と体積流 ($f \cdot \xi$) の連続条件が成り立つから

$$\frac{1}{I_{s2}} = \frac{1}{I_{s1}} + \frac{1}{I_{v1}} \quad (4)$$

の関係が与えられる。空洞室入口のインピーダンス I_{v1}, I_{v2} の間には $\tan(k \cdot l_v) \doteq kl_v$, $\beta/s \gg k \cdot l_v$ と近似すると

$$I_{v1} = I_{v2} - \frac{\beta}{s} \cdot k \cdot l_v \quad (5)$$

の関係が得られる。また、空洞室入口のインピーダンス (I_{v2}) も、空洞室の長さが短いことと、空洞室閉端のインピーダンス I'_{v2} が ∞ と近似できることを考慮すると、

$$I_{v2} = \frac{\beta}{k \cdot V} \quad (6)$$

となる。したがって (1)~(6) 式から給気孔閉止後の管系 ($V_{km} = 0$) に対する等価管長 ($L_i^* \equiv \pi/2k$; 一端閉の直管に置換) の等出式は

$$\cot\left(\frac{\pi l_s}{2L_i^*}\right) = \tan\left(\frac{\pi l_s}{2L_i^*}\right) + \frac{1}{2f_s L_i^*/\pi V - (\pi l_v/2L_i^*)(f_s/s)} \quad (7)$$

のように与えられる。なお直結型空洞室で $f_s = s$, $l_v = 0$ の場合には上式は

$$\cot\left(\frac{\pi l_s}{2L_i^*}\right) = \tan\left(\frac{\pi l_s}{2L_i^*}\right) + \frac{\pi V}{2f_s \cdot L_i^*} \quad (8)$$

となる。この (7) 式および (8) 式は空洞室付給気管系の寸度 (V, s, l_v, l_s, l_s および f_s) を含んでおり、これら各因子の等価管長 (L_i^*) に及ぼす影響を知ることができる。いま、付加型空洞室、サイクロンおよび多孔型空洞室の寸度を変えた実験結果から、給気比曲線の山を与える機関回転数 (N_p) を求め、それを (7) 式から算出した等価管長 (L_i^*) につきプロットすると 図-15 となる (○印: サイクロン型, △印: 付加型, □印: 多孔型)。なお同図には脈動効果の同調条件式から求めた最適条件をも併記しているが、実験値とかなりよく一致している。したがって等価管長 (L_i^*) の算出式が十分妥当であり、これから脈動効果に及ぼす空洞室付給気管系寸度

の影響および各因子の相関関係を知ることがわかる。

v) 吸音機および吸音膜

吸気消音器の代表的なものとして多孔型空洞室 (多孔部をポーラスな繊維で作る場合も考えられる。) が考えられるので、その寸度の給気比に及ぼす影響について述べてきた。かかる空洞室に吸音材としてグラスウールを充填した場合の影響について調べたその結果を図-16 および図-17 に示す。空洞室内にグラスウールを十分に押し込んだときの重量を基準にして、その

1/4, 1/2 に変えた。図において、短い給気管に空洞室を取り付け、そのために最大給気比の値がかなり低下するような条件にある場合 (図-16 参照), グラスウールを充填していくと最大給気比の値は順次増加し、同一管長で空洞室入口面積が $s/f_i=0$ の場合 (直管型給気管系) の値に近づく。このようにグラスウールの充填はあたかも空洞室入口面積 (s/f_i) を小さくするような働きをすることがわかる。しかし、 $l_1/l_2=0/43$ や $l_1/l_2=43/0$ のように給気管系が長い場

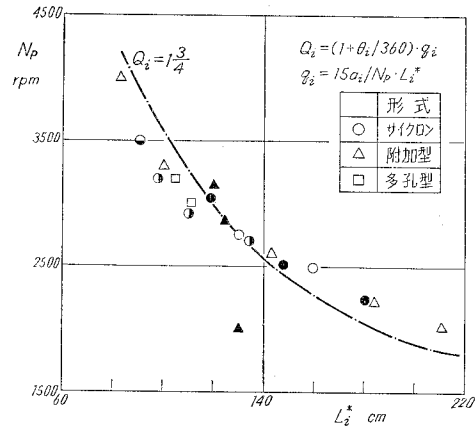


図-15 脈動効果の同調条件 (E-80, E-125)

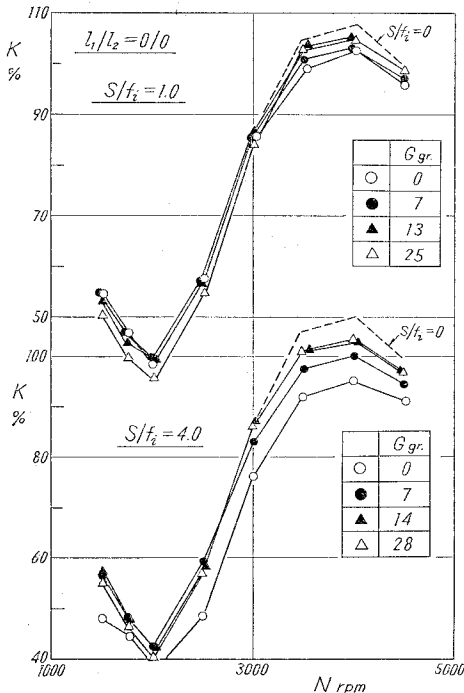


図-16 吸音材の影響 (E-80)

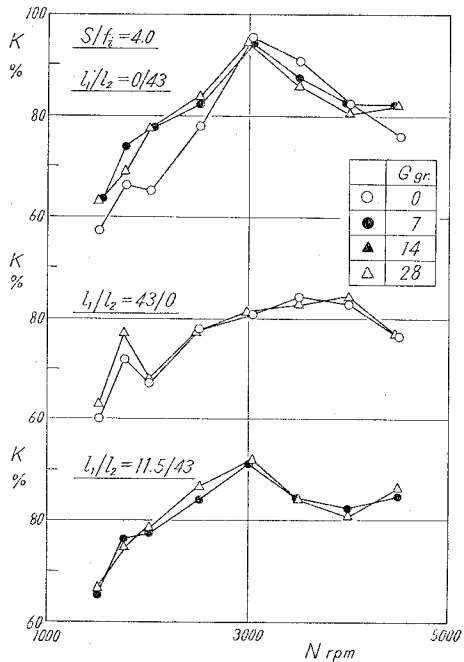


図-17 吸音材の影響 (E-80)

合(図-17参照)にはグラスウールを充填しても給気比曲線にはほとんど変化が認められない。これは、もともと給気管系が長い場合には s/f_i を変えても給気比曲線にほとんど変化が認められなかったことから考えても当然の結果と云えよう(図-8参照)。

次に多孔型空洞室の外壁を厚さ1mmの生ゴム膜で作ったいわゆる脈動鎮静多孔型空洞室を9種類(外径3種類, s/f_i 3種類)準備し, 代表的管系寸度(l_1, l_2)に設定して給気比を測定した。その実験結果の代表例を図-18, 図-19に示す。図において, 給気管系寸度が $l_1/l_2=43/0$ のように比較的長い場合でも鎮静多孔型空洞室を用いると, その給気比曲線の形状は給気管系の短い多孔型空洞室($l_1/l_2=0/0, V-2$)の場合とよく類似している。しかも鎮静空洞室の外径を大きくとると($d_v/d_i=2\sim 3$), 最大給気比の値も増加し, その値は $s/f_i=1.0, l_1/l_2=0/0, V-2$ の場合より約8%低いが同一寸度の場合($s/f_i=1.0, l_1/l_2=43/0, V-2$)の場合と比較すると高速回転域では約10%もたかい値を示している。さらに $s/f_i=4.0$ の場合には $l_1/l_2=0/0, V-2$ の場合と比較しても逆に1~2%たかい値を示している。このように鎮静多孔型空洞室を使用することは, 実質的に給気管系を短かくした場合に相当する機関性能(とくに給気比特性)を期待できることがわかる。また同じ給気管系寸度の多孔型空洞室の場合($l_1/l_2=43/0, V-2$)と比較すると等価管長が短くなった場合に相当するので, 上述のように $N>3,200$ r.p.m. の範囲では給気比がたかいが, 逆に低速域ではかなり低い値を示している。したがって, 実用上

からみると機関回転数の範囲によって両型式を使い分けるような機構の空洞室を採用すれ

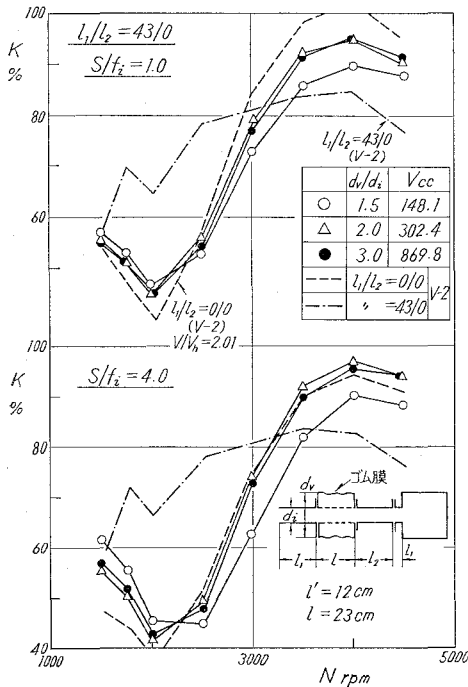


図-18 脈動鎮静多孔型空洞室の影響 (E-80)

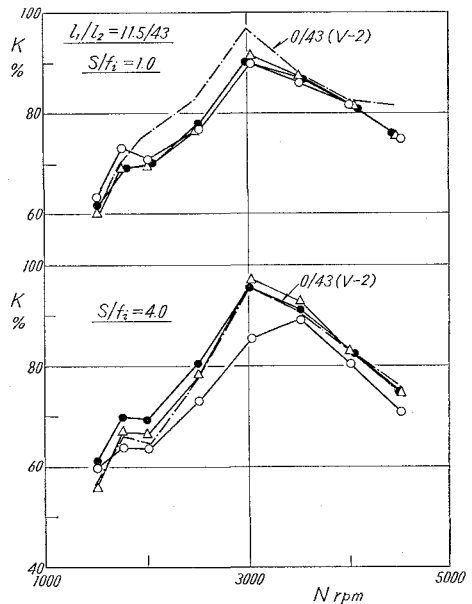


図-19 脈動鎮静多孔型空洞室の影響 (E-80)

ば低速から高速にわたって、たかい給気比を得ることが可能であり、かかる可変型空洞室も機構上製作容易である。なお、かかる鎮静多孔室も給気系開口端に近い場合には普通の多孔型空洞室と同じ働きをするにすぎない (図-19 参照)。

II・2 絞り抵抗の影響

さきに部分負荷運転時の給気管効果について報告し、最大給気比の生成条件 (慣性効果) や脈動効果の同調条件に及ぼす気化器開度や絞り開口面積の影響について述べ、全負荷運転時の同調条件がそのまま適用できることを指摘した。さらに、近似慣性理論から慣性効果に対する絞り抵抗の減衰作用について定性的考察を試みた。本報では、2個の絞り抵抗が直列に挿入されている場合の実験結果と前報の結果を総括して述べる。

i) 気化器開度およびノズル開口面積

気化器およびノズル開口面積が小さくなると最大給気比を与える機関回転数は順次低速側に移行するとともに、最大給気比の値も低下する (図-20 および 図-21)。かかる現象は近似慣性理論から得られる結果とよく符合している。すなわち、図-22 のような給気管系の模型を想定し、これに近似慣性理論を適用すると所要の運動方程式は

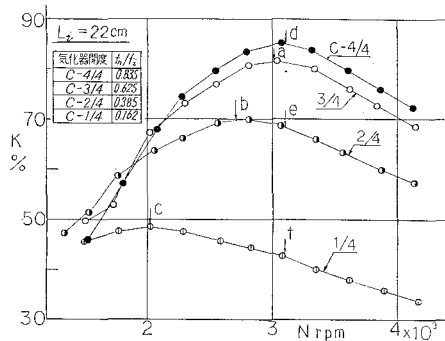


図-20 気化器開度の影響 (E-50)

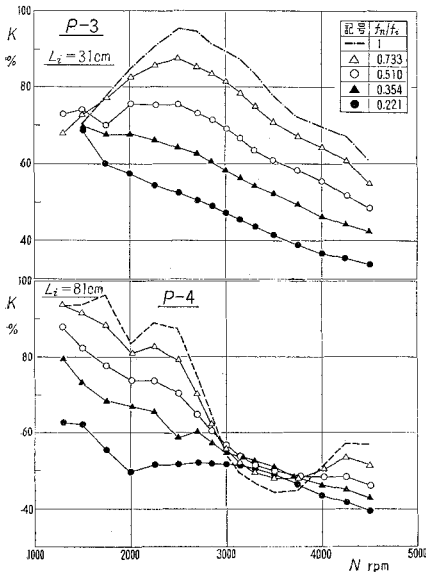


図-21 ノズル開口面積 (fn) の影響 (E-125)

$$\frac{d^2K}{d\theta^2} + 2\mu \frac{dK}{d\theta} + \frac{K}{Z_i^2} = \frac{\epsilon \tau_i / k}{Z_i^2} \cdot \left(1 - \epsilon_k^2 \cdot \epsilon' \cdot \frac{P_r}{P_i}\right) \quad (9)$$

となる。ここに

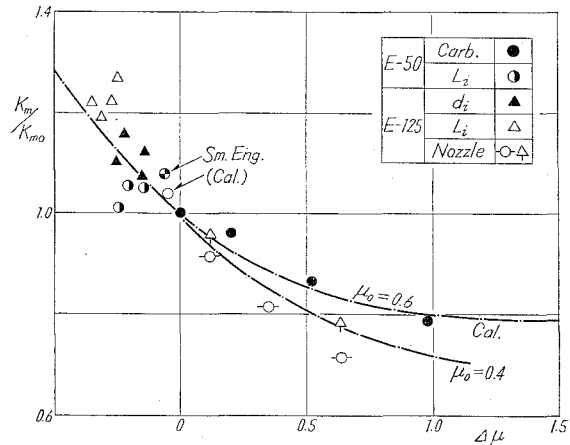


図-22 最大給気比の低下

$$\mu = \frac{V_h}{4f_i L_i} \cdot \frac{T_i}{T_a} \cdot \frac{P_a}{P_i} \cdot \frac{dK/d\theta}{\beta^2(\theta)} \left(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + x \frac{L_i}{d_i} \right) \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} Z_i &= \frac{\omega}{a} \sqrt{V_{km} L_i / f_i}, & \lambda_2 &= m(\lambda_{n1} + \lambda_{n2}) \\ \varepsilon &= V_{km} / V_h, & \varepsilon_k &= V_{s0} / V_{ic}, & \varepsilon' &= V_{ki} / V_{km}, & \tau_i &= T_a / T_k \\ \beta(\theta) &= (dx_i/dt) / (dx_i/dt)_m \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

K : 給気比, L_i : 給気管長, f_i : 断面積, d_i : 管径, a : 圧力伝播速度, $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_{n1}, \lambda_{n2}, x$: 各部 (図-22 参照) の流動抵抗係数, m : 干渉係数, P : 圧力, T : 温度, V : 容積, k : 比熱比, ω : 回転角速度, 添字 k, k_m, r, i, a は給気孔開口時, 給気過程中の平均, 任意クランク角および掃気孔閉止時におけるクランク室内の状態, 給気管内混合気および大気を示す。

いま, 流動抵抗係数 (μ) および機関角速度 (ω) が一定と考えると (9) 式の一般解は

$$K = \left(\frac{\tau_i \varepsilon}{k} \right) \left(1 - \varepsilon_k^n \cdot \varepsilon' \cdot \frac{P_r}{P_i} \right) \left\{ 1 - e^{-r\phi} \left(\cos \phi\theta + \frac{\mu}{\phi} \sin \phi\theta \right) \right\} \quad (12)$$

で与えられる。ここに $\phi = \sqrt{1/Z_i^2 - \mu^2}$ である。

次に最大給気比 (K_m) を与える条件は $dK/d\theta = 0$ の関係から

$$1/Z_{iM}^2 = \mu^2 + (180/\theta_i^*)^2 \quad (13)$$

となり最大給気比 (K_m) の値は次式で与えられる。

$$K_m = \frac{\tau_i \cdot \varepsilon}{k} \cdot \left(1 - \varepsilon_k^n \cdot \varepsilon' \cdot \frac{P_r}{P_i} \right) (1 + e^{-\mu\theta_i^*}) \quad (14)$$

ただし, Z_{iM} : 最大給気比を与えるときの Z_i , θ_i^* : 有効な給気孔開口角 ($=\theta_i - \Delta\theta_i, \Delta\theta_i$: 無効角) である。

なお, (13) 式および (14) 式から最大給気比の生成を規定する因子として, 慣性特性数 (Z_i), 有効給気開口角 (θ_i^*) および流動抵抗係数 (μ) の三つが挙げられ, これ等 Z_i, μ に含まれる諸因子によって影響を受けることがわかる。また, 最大給気比の値は機関諸元 ($\varepsilon, \varepsilon_k, \varepsilon'$), 給排気条件 (P_i, P_r), 流動抵抗係数 (μ) および有効給気孔開口角 (θ_i^*) によって左右される管である。すなわち, θ_i^* および μ が一定であれば (13) 式からも明らかのように最大給気比は慣性特性数 (Z_i) の一定値で良く揃い, もし流動抵抗係数 (μ) が大きくなると最大給気比を与える Z_{iM} は小さくなる。かかる結論は実験結果とよく一致することをすでに報告した。いま, ノズルを挿入しない場合の最大給気比 (K_{m0}) および流動抵抗係数 (μ_0) を規準とし, ノズルを挿入した場合の最大給気比 (K_M) との比を求めると

$$\frac{K_M}{K_{m0}} = \frac{1 + e^{-\mu\theta_i^*}}{1 + e^{-\mu_0\theta_i^*}} = \frac{1 + e^{-(\mu_0 + \Delta\mu)\theta_i^*}}{1 + e^{-\mu_0\theta_i^*}} \quad (15)$$

となる。なお, 上式の計算結果は 図-22 に示すように流動抵抗係数の増加 ($\Delta\mu$) に伴って順次

低下する。次に、気化器開度、給気管長 (L_i)、給気管径 (d_i) およびノズル開口面積 (f_n) を変えた実験結果 (図-21, 図-22 および前報) から最大給気比 (K_{m0} および K_M) を求め、その比 K_M/K_{m0} を定常実験値 (λ_2) と (10) 式から算出した流動抵抗係数の増加 ($\Delta\mu$) についてプロットすると、実験値はばらついてはいるが計算曲線上に揃うことがわかる。すなわち、流動抵抗係数 (給気管系) の最大給気比に及ぼす影響を (15) 式から適格に吟味検討できることが検証されたといえる。

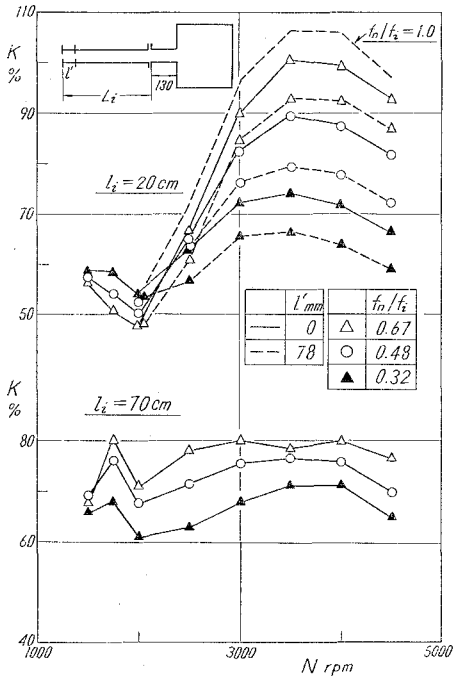


図-23 ノズル開口面積 (f_n) の影響 (E-80)

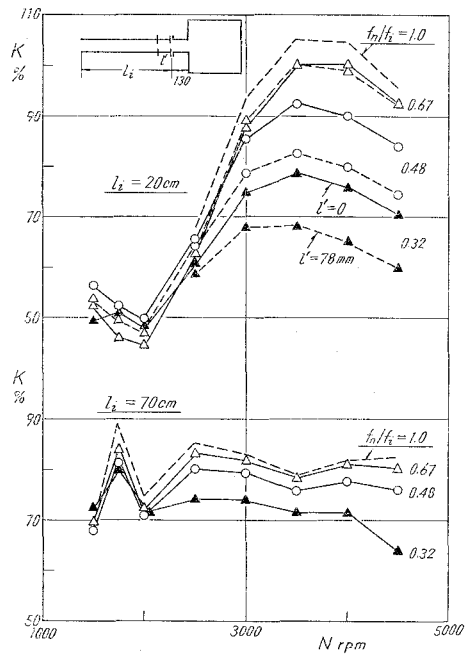


図-24 ノズル開口面積 (f_n) の影響 (E-80)

次に厚さ 6 mm のノズル 2 枚を重ねた場合 ($l'=0$) とその間隙を 78 mm にした場合とについて、ノズル開口面積 (f_n) の影響を調べた結果を図-23 および 図-24 に示す。図において、 $l_i=20$ cm の給気比曲線とくに最大給気比の値はノズルを挿入するといちじるしく低下し、ノズル数を 2 個にするといずれの場合もさらに 10% の低下を招いている。かかる現象は給気管が長い場合 ($l_i=70$ cm) にも認められるが、全般的に給気比の値が低いので、ノズル開口面積による給気比の低下割合は小さい。

ii) ノズル形状

給気管長およびノズルの開口面積を一定として、円筒ノズルの長さ (厚さ) を $l_n=6$ mm, 30 および 60 mm に変えた場合や、ノズル形状を非対称形 (N-8) とし吸入方向の流動抵抗の軽減を計った場合の実験結果の代表例を図-25 に示す。図によると、給気比の観点からは最適の

ノズル長さが存在し、本実験範囲では $l_n=30\text{ mm}$ がもっとも望ましい。さらにノズルの形状を吸入方向に対し流線形にすると4~6%の給気比増加が認められ、しかも最大給気比を与える機関回転数も高速側に移行することがわかる。かかる傾向は給気管が長い場合 ($L_e=81\text{ cm}$) の低速領域においても認められる。

iii) ノズル間隙 (l)

給気管系に2個のノズルを挿入する場合、それが機関側であっても、給気管開口端側であっても、ノズル間隙を大きくするほど、給気比が低下する(図-26および図-27)。

かかるノズルの流動抵抗係数は $\lambda_n = m(\lambda_{n1} + \lambda_{n2})$ で与えられるので、干渉係数 m が間隙 (l) に比例して増加するためと考えられる。これは2個の曲管が近接して配置されている場合の干渉係数 (m) に関する伊藤の実験結果⁵⁾ $m=1 - ae^{-\beta l/d}$ とよく符合しており、したがっ

て、管路の流動抵抗に関する基礎的研究結果から得られる結論が内燃機関の給気管系のような脈動流を伴う場合にも適用できることがわかる。かかる事実は、流動抵抗の要因をなす空気清浄器、気化器、給気管の曲がりなどが直列に配置される内燃機関の給気管系を設計する場合、これ等要素を接近させ、しかも機関側に近づけて配置するように留意すべきであることを示すものである。

iv) ノズルの取付け位置

給気管長 (l_e) を一定とし、ノズルの取り付け位置を変えた場合の実験結果を図-28および図-29に示す。図によると、ノズルが給気管の開口端に近いほど給気比は低く、この傾向はノズル開口面積 (f_n) が小さく、ノズル間隙が大きいほど顕著であることがわかる。これらは、いずれも流動抵抗が大きい場合ほどノズルの位置の影響もいちじるしくなることを意味するものであり、ノズル開口面積がきわめて小さい場合には、あたかも閉端のような働きをするようになるので、実質的には給気管長が変わったことになり、図-30に示すように給気比曲線がい

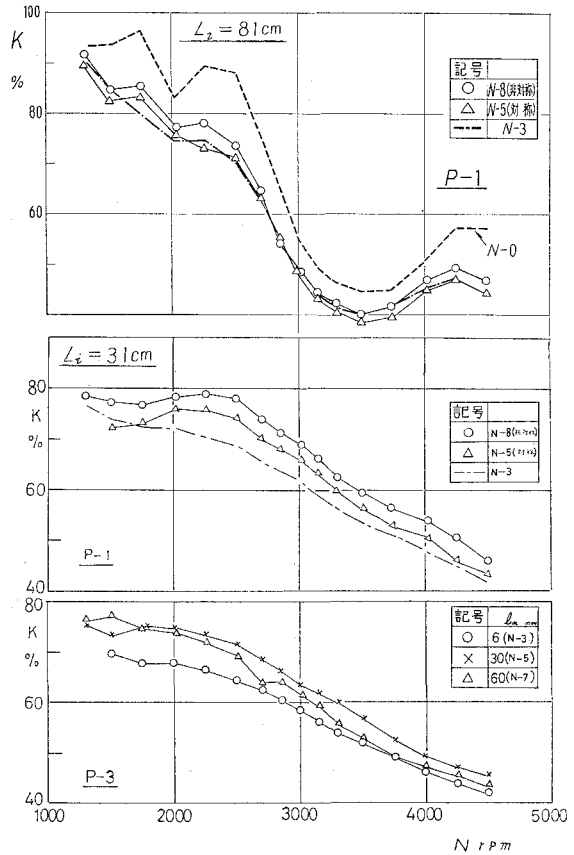


図-25 ノズル形状の影響

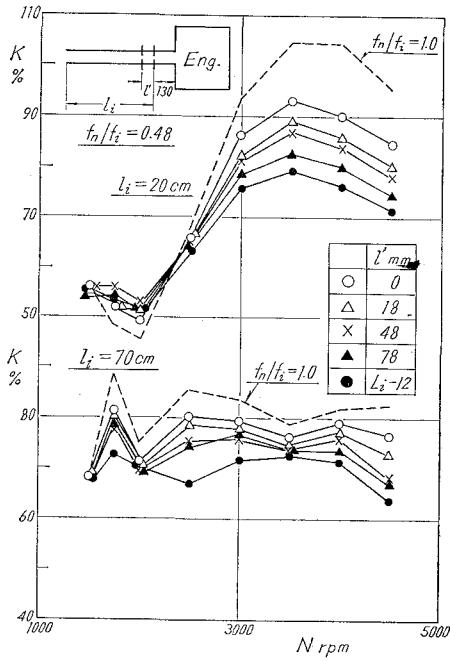


図-26 ノズル間隔の影響 (E-80)

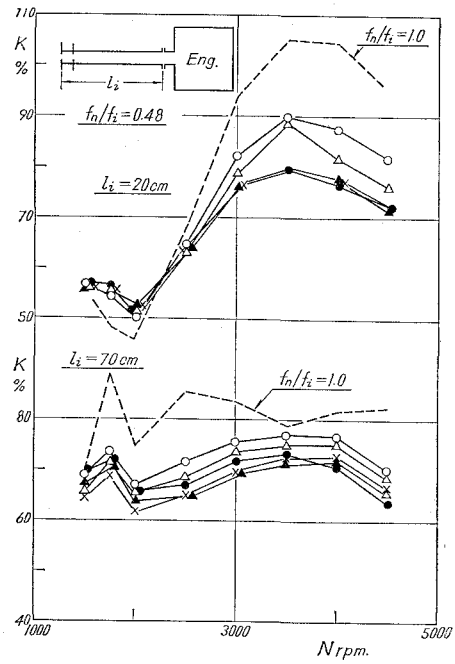


図-27 ノズル間隔の影響 (E-80)

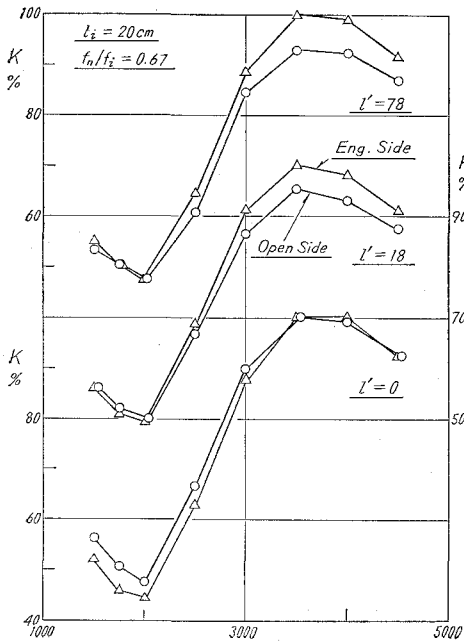


図-28 ノズル位置の影響 (E-80)

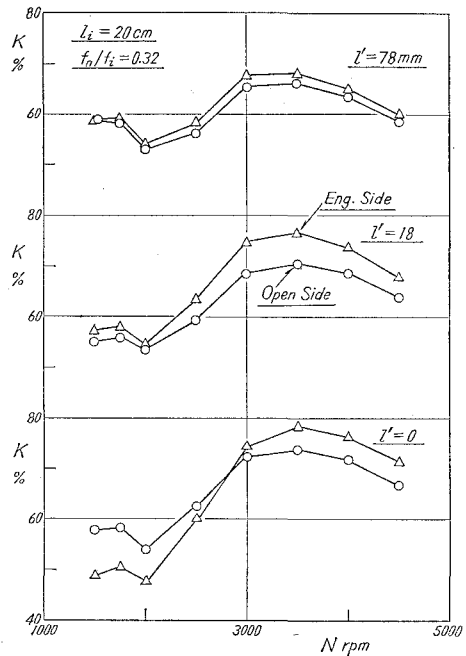
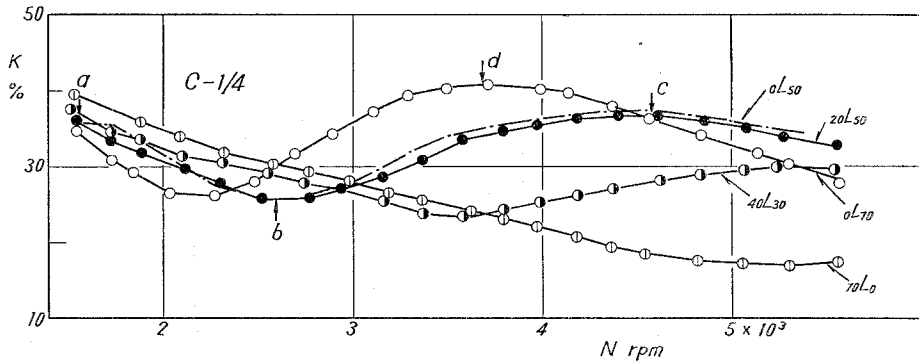


図-29 ノズル位置の影響 (E-80)



図—30 ノズル位置の影響 (E-125)

ちじるしく変化する (図では $0L_{50}$, $20L_{50}$ の比較)。さきに示した近似慣性理論にはノズル位置の影響が考慮されていないが、厳密には流動抵抗係数 (μ) の変化として考慮すべきであることは明らかである。

III. 結 言

以上、クランク室圧縮 2 サイクル機関をもちいて、空洞室付給気管系および絞り抵抗の諸因子を変えた実験結果から慣性効果や脈動効果に及ぼす影響について考察したが、要約すると次のとおりである。

i) 最大給気比を与える機関回転数は空洞室の容積、入口面積および取り付け位置を変えてもほとんど移行しない。しかし最大給気比の値は空洞室容積および入口面積が大きいほど、空洞室が機関側に近いほど比例的に低下する。しかし、多孔型空洞室による最大給気比の低下は入口面積が等しい付加型空洞室の約 $1/2$ である。

ii) 各種空洞室は脈動効果の減衰に対し有用である。脈動効果による給気比曲線の起伏を生ずる機関回転数は一般に空洞室の容積、入口面積および取り付け位置によって移行するが、多孔型空洞室の入口面積を変えてもその影響は認められない。

iii) 直管型給気管系から求めた脈動効果の同調条件式は空洞室付給気管系に対してもほぼ適用できる。しかし、多孔型空洞室入口面積の影響は説明できない。

iv) 多孔型空洞室に吸音材を充填させると、最大給気比の値は増加し直管型給気管系 ($f_i=0$) の値に近づく。

v) 長い給気管系に脈動鎮静多孔型空洞室を使用すると、低速領域の給気比は低下するが高速域での給気比は増加するので、給気管系を短かくした場合に相当する性能を期待できる。

vi) ノズル付給気管系における最大給気比の値は、ノズルの開口面積に比例して低下するが、その低下率は近似慣性理論から求められる関係式において流動抵抗係数の増加として考慮すればよく、計算結果と実験値はかなりより一致する。

vii) 同一条件においても最適ノズル長さの設定, 非対称型ノズルの採用によって, かなりの給気比向上が期待できる。

viii) 二重ノズルの場合, ノズル間隙の増加に伴って最大給気比は低下する。これは, 流動抵抗の増加に基因するものであり, 定常流実験で与えられる干渉係数の値について吟味すればよい。

ix) ノズルの設置を機関側に近づけるほど最大給気比の値は増加するが, この傾向は流動抵抗の大きい場合(ノズル開口面積が小さく, 間隙が大きいほど) 顕著である。したがって, 給気管系の設計上, 流動抵抗の要因となるものは機関側にまとめて設置することが望ましい。

終りにのぞみ, 日頃御指導, 御鞭撻を賜っている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授, 北海道大学 深沢正一教授, 村山正助教授, 供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K. 研究部 福西課長, 実験に際して御協力頂いた本学福島和俊教官, 早川友吉技官ならびに卒業研究生 小屋憲一, 佐渡英一の諸氏に深甚なる謝意を表します。 (昭和45年5月20日受理)

文 献

- 1) 天野: トヨタ技術, 12, 2, 1 (1960).
- 2) 沢: 室工大研報, 5, 2, 327 (S-41.8).
- 3) 沢: 室工大研報, 5, 1 (S-40.7).
- 4) 沢: 室工大研報, 5, 1 (S-40.7).
- 5) 伊藤: 機械学会講演前刷集, No. 153, 81 (S-41.4).