室蘭工業大学
学術資源アーカイブ
Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive

クランク室圧縮2サイクル機関における拡張室付排気管系の影響について

メタデータ	言語: Japanese
	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/10258/3202

クランク室圧縮2サイクル機関における拡張室付排気管系の影響について

沢　則　弘

On the Effects of the Exhaust System with Expansion Chamber in a Crankcase-Compressed Two-Stroke Cycle Engine

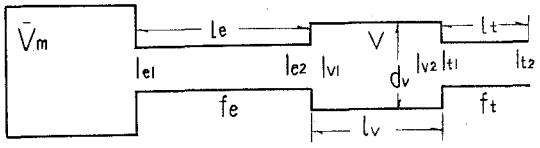
Norihiro Sawa

Abstract

For the purpose of obtaining design data on the exhaust system with an expansion chamber or exhaust muffler in a crankcase-compressed two-stroke cycle gasoline engine, the present author has made the theoretical analysis and a series of experiments on the effects of various exhaust piping for the optimum condition of the exhaust blow-down effect.

緒　　言

各種排気管系による給気比の向上について研究を進めてきたが，実用機関の排気管系としては消音器の取付けが不可欠であり，従来も消音器の立場からかなりの研究が行なわれている。たとえば消音器の最も単純な型式として図-1のような拡張室付排気管について一連の実験的研究が行なわれているが，それらの研究は主として消音効果のみに注目し，給気比（または機関トルク）に及ぼす影響については，ほとんど考慮されていない[1)~4)]。しかし，各種排気管により積極的に給気比増加を計ろうとする場合，その先に取付けられる拡張室（消音器）の影響を解析することは極めて重要である。かかる消音器の基本型とも云える拡張室付排気管系の動的効果に関しては H. Farmer[5)] や沼田等[8),16)] の実験



図—1　拡張室付排気管

表—1　供試拡張室寸度

記　号	拡張室容積 cc	拡張室容積比 (行積体積)	縦　横　比 l_v/d
V_1	792	15.8	5.05
V_2	〃	〃	1.97
V_3	〃	〃	0.853
V_4	475	9.5	1.97
V_5	309	6.7	〃

が僅かに見受けられるに過ぎず，しかも二三の実験結果を示しているか，単に排気管内圧力変動のオシログラムから出力向上の可能性を指摘しているにとどまり，いまだに系統的研究は見当らないようである。そこで拡張室付排気管寸度の給気比に及ぼす影響を調べる目的で，表-1 図-1 に示すように縦横比の違う拡張室 (V_1, V_2, V_3), 相似型拡張室 (V_2, V_4, V_5) の計 5 種類を準備し，排気直管長さ l_e ($f_e \fallingdotseq 3.14\ \mathrm{cm}^2$), 尾管長さ ($l_t$), 尾管断面積 ($f_t$) および拡張室要素を広範囲に変えて実験を行い，主として排気吹出し効果に着目して各因子の影響を検討した。次に実用的消音器に一歩近づく意味で拡張室の内部絞り，尾管の絞り等の給気比に及ぼす影響についても吟味した。なお実験装置（供試機関）[7] および実験方法は前報の場合と全く同じである。

2. 実験結果および考察

2·1 排気吹出し効果に影響する因子

排気吹出し効果に影響する因子としては拡張室型排気管系の各寸度，すなわち等価管長 (L_e^*) が考えられる。そこでまづ，等価管長 (L_e^*) の等出式を誘導し，それに含まれる各因子を逐次変えた実験から各因子の影響について検討し，排気吹出し効果の同調条件式の妥当性を検証しよう。

2·1·1 拡張室付排気管の等価管長 (L_e^*)

機関の行程体積に比べて拡張室が極めて大きい場合には，その入口までの排気管系についてのみ考えればよいが，小型機関用消音器のように拡張室容積 (V) が比較的小さい場合には拡張室のみならず尾管をも含めた全排気管系についての考慮が必要であろう。かかる掃排気管系として図-1 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，直管型排気管[8] の場合と同様に，インピーダンス I_{e2} は

$$I_{e2} = (\beta/f_e)\cdot\{\overline{V}_m/(f_e\cdot L_e^*)\cdot\tan(l_e/L_e^*)-1\}/\{\overline{V}_m/(f_eL_e^*)+\tan(l_e/L_e^*)\} \tag{1}$$

で与えられ，他方開口端インピーダンスは零と近似できるので

$$I_{t1} = -(\beta/f_t)\cdot\tan(l_t/L_e^*) \tag{2}$$

となり，拡張室（容積部）内前後のインピーダンス間には

$$I/I_{V2} = 1/I_{V1} - V/\rho\cdot a^2 \tag{3}$$

の関係があり，段前後の連続条件：$1/I_{e2}=1/I_{V1}$, $1/I_{V2}=1/I_{t1}$ の関係を用いると (1)～(3) 式から，等価管長 (L_e^*) の等出式は次の如く与えられる。

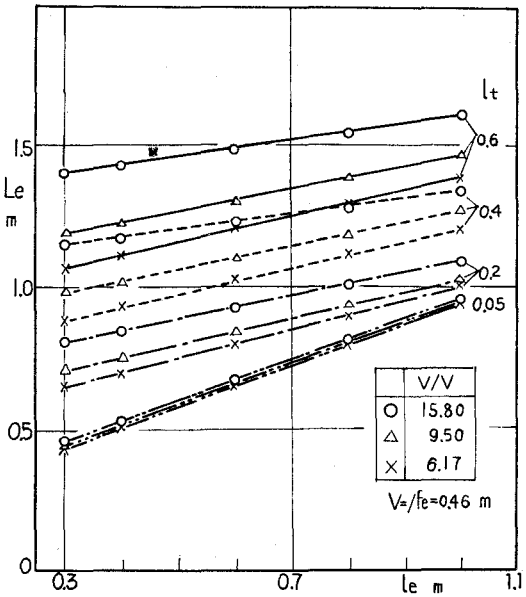
$$(f_t/f_e)\cdot\cot(l_t/L_e^*) - V/(f_eL_e^*) = \{\tan(l_e/L_e^*) + \overline{V}_m/(f_eL_e^*)\}/\{1-\overline{V}_m\cdot\tan(l_e/L_e^*)/(f_eL_e^*)\} \tag{4}$$

ここに，f: 断面積，l: 管長，V: 拡張室容積，$\overline{V}_m$: シリンダとクランク室からなる平均容積 ($\equiv\overline{V}_c+(\theta_{SC}^*-\theta_{SO}^*)\overline{V}_k/(\theta_{SC}^*-\theta_{EO})$)[9] であり，添字 e, t は拡張室前の管および尾管の状態

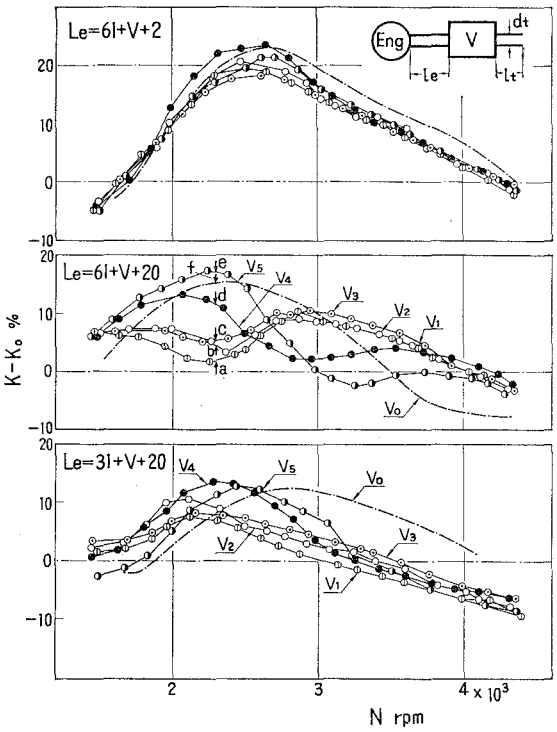
を示す。なお(4)式の計算結果を図-2に示しているが，等価管長 (L_e^*) は拡張室容積 (V)，排気管長 (l_e)，尾管長さ (l_t) に比例し，尾管長さ (l_t) による等価管長 (L_e^*) の増加は排気管長による増加よりも大きい。しかも尾管が極く短かい場合には拡張室 (V) を大きくしても等価管長 (L_e^*) はほとんど変らない。また尾管が長くなるにつれて等価管長 (L_e^*) に対する拡張室容積 (V) の影響は増加する傾向にあることがわかる。

2·1·2　拡張室 (V) の影響

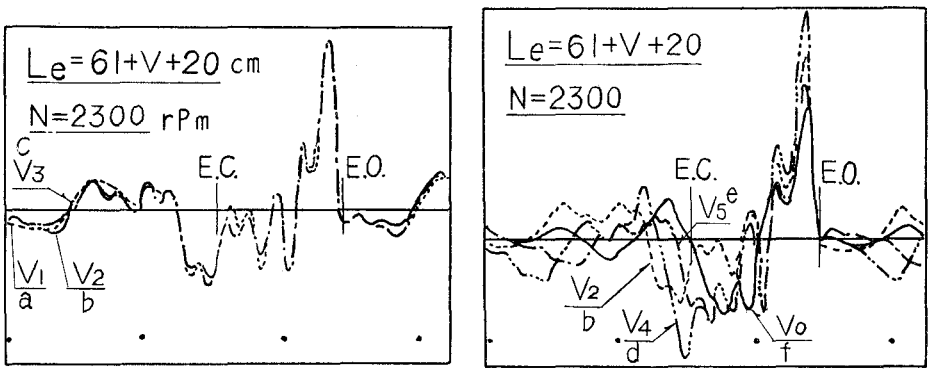
拡張室容積 (V) を変えた場合の実験結果を図-3に，図中a，b，cに対応するオシログラムを図-4に示す。



図—2　拡張室付排気管の等価管長　($f_t/f_e=1$)



図—3　($K-K_0$) 曲線　(V 変化)



図—4　オシログラム　(V 変化)

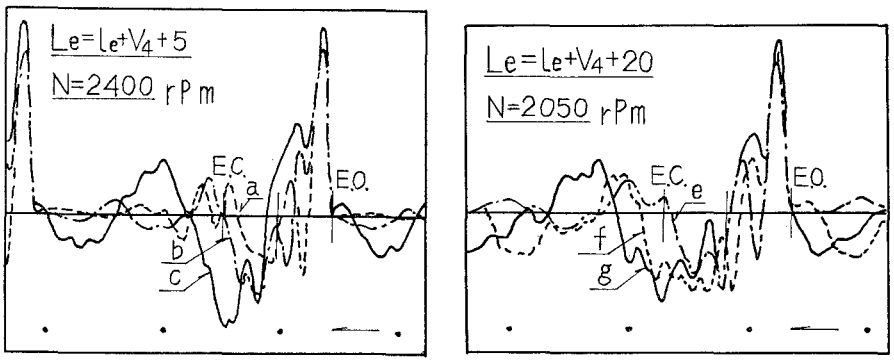
図において，排気吹出し圧力波の周期は拡張室容積 (V) の増加に伴って長くなり (図-4 の V_0, V_2, V_4, V_5 の比較)，従って $(K-K_0)_M$ を与える回転数は順次低速側に移行している。

さらに，この傾向は 図-3 からも明らかなように尾管が長いほど著しく，尾管が極く短かいと拡張室容積 (V) の影響は，ほとんど表われておらず，前項における等価管長の算出結果とよく符合していることがわかる。また拡張室容積 (V) が一定であれば，その縦横比の如何にかかわらず排気吹出し圧力波および給気比 $(K-K_0)$ 曲線はほぼ同じである。(V_1, V_2, V_3 の比較) 従って供試拡張室寸度範囲では等価管長の算出に際し，拡張室を段付管の一部とせずに容積部 (V) と近似したことが充分妥当であると云えるだろう。

次に最大給気比 $(K-K_0)_M$ の値は，$V/V_h=6\sim9$ 程度 (V_4, V_5) では直管型排気管 (V_0) の場合とほとんど変らないが，拡張室容積が $V/V_h \doteqdot 16$ (V_1, V_2, V_3) と大きくなると，その容積部における圧力波の減衰により，排気管効果はかなり低下する。従って最適の拡張室型排気管寸度を用いても直管型排気管による給気比向上の約半分程度しか期待できないようである。

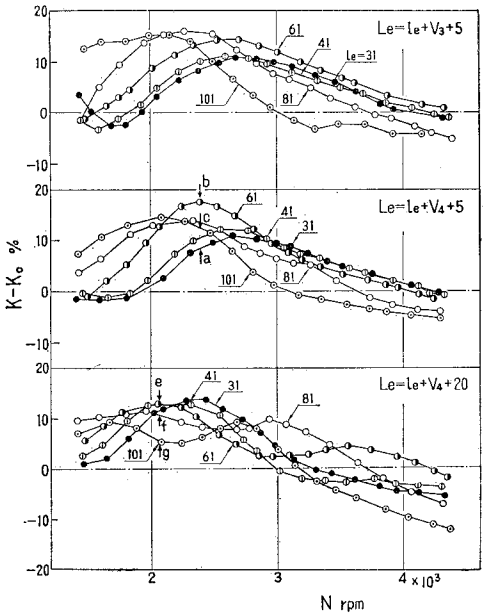
2・1・3　排気管長 (l_e) および尾管長 (l_t) の影響

拡張室 (V)，尾管長さ (l_t) を一定とし，排気管長 (l_e) を長くすると当然のことながら排気吹出し圧力波の周期が長くなるので (図-5 参照)，最大給気比 $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数 (N_M) は 図-6 に示すように順次低速側に移行する。同様の関係は尾管長さ (l_t) のみを変えた場合の給気比 $(K-K_0)$ 曲線にも認められる (図-7 参照)。次に $(K-K_0)_M$ の値に注目すると，排気管長 (l_e) を変えてもその値はほとんど変らないが，尾管長さ (l_t) が長くなるにつれて順次低下する傾向を示しており，給気比向上の観点からは尾管をいたづらに長くすることは望ましくないようである。この理由は，尾管が長くなるに伴って開口端からの反射負圧波が小さくなるためであることが 図-8 のオシログラムからわかる。従って，たとえ排気管系の全長 (L_e) が一定の場合であっても 図-9 に示されるように拡張室 (V_4) が機関側に近づき，l_e が短かく，l_t が

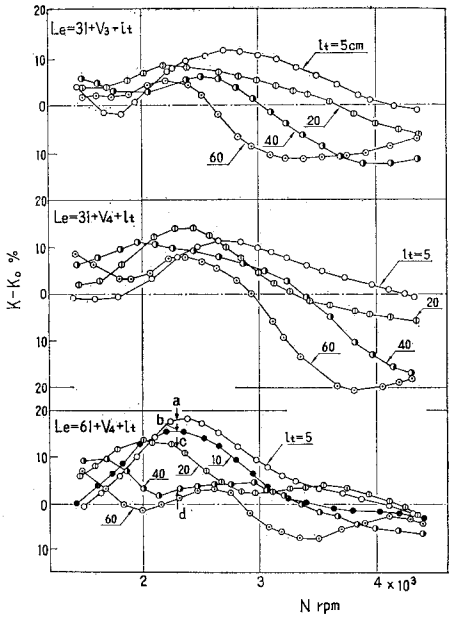


a : $l_e=31$ cm　b : $l_e=61$ cm　c : $l_e=101$ cm　e : $l_e=61$ cm　f : $l_e=81$ cm　g : $l_e=101$ cm

図—5　オシログラム (l_e の変化)



図—6 $(K-K_0)$ 曲 線 (l_e 変化)

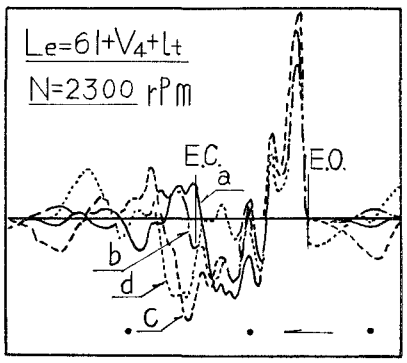


図—7 $(K-K_0)$ 曲 線 (l_t 変化)

長くなるにつれて排気吹出し効果 $\{(K-K_0)_M$ の値$\}$ は減少するので給気比向上の観点からは拡張室を排気開口端側に設置するのが望ましいことがわかる。また $(K-K_0)_M$ を与える回転数は拡張室が機関側に近づくと順次低速に移行し，等価管長 (L_e^*) が増大することを示している。これは等価管長の算出式(4)の計算結果とよく符合している。

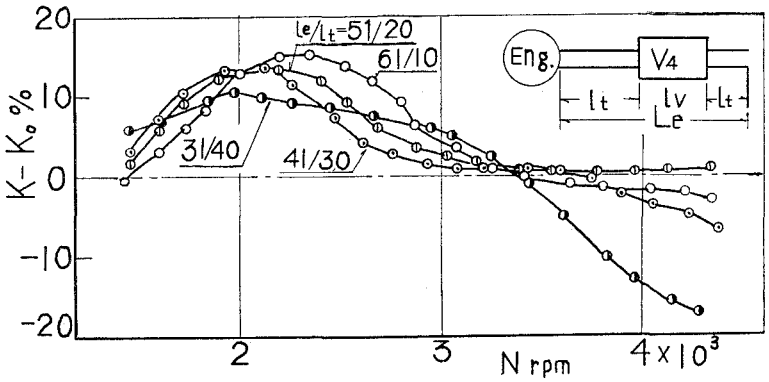
2·1·4　尾管断面積 (f_t) の影響

尾管長さ (l_t) を一定とし，その断面積 (f_t) のみを変えた実験結果を図-10に，図中 a, b, c …… に対応するオシログラムを図-11に示す。図において

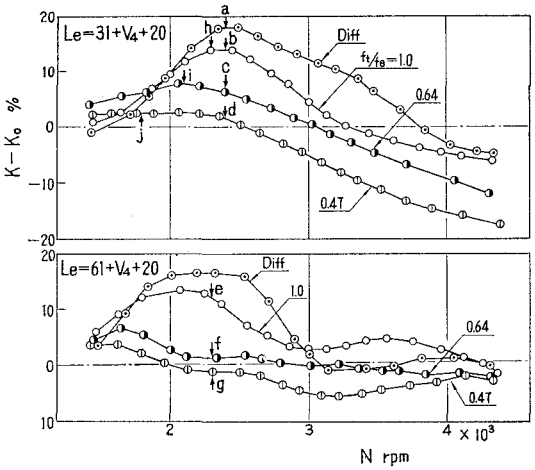


a : l_t= 5 cm　　b : l_t=10 cm
c : l_t=20 cm　　d : l_t=40 cm

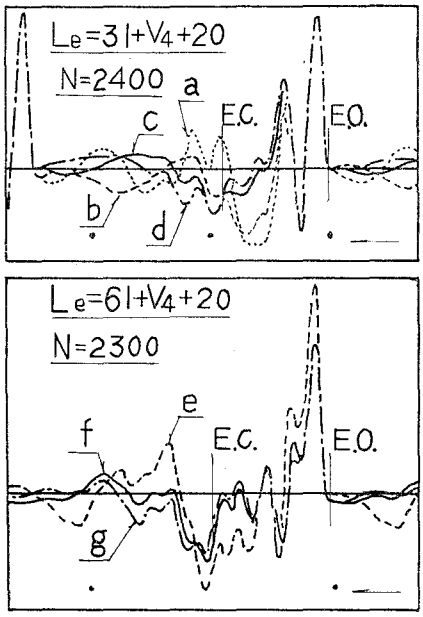
図—8　オシログラム (l_t 変化)



図—9　拡張室位置と $(K-K_0)$

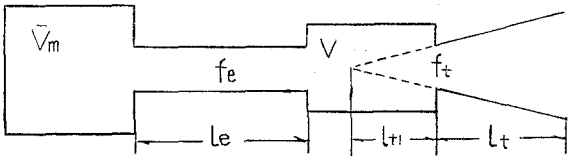


図—10　$(K-K_0)$ 曲線 (f_t/f_e 変化)



a：円錐尾管　　b，e：$f_t/f_e=1.0$
c，f：$f_t/f_e=0.64$　d，g：$f_t/f_e=0.47$

図—11　オシログラム（f_t/f_e 変化）



図—12　円錐尾管付拡張室型排気管

断面積比（f_t/f_e）が小さくなるにつれれて排気吹出し圧力波の周期は長くなっている（図-11）。従って最大給気比（$K-K_0)_M$ を与える回転数（N_M）は図-10に示すように低速側に移行することになる。これは等価管長（L_e^*）の計算結果とも定性的に一致している。

しかし，断面積比（f_t/f_e）に比例して排気吹出し負圧波が減衰するため給気比（$K-K_0$）の低下を招来し，$f_t/f_e=0.47$（図-10および11のd，g点）ともなると排気吹出し効果を期待することがほとんど無理である。従って，面積比（f_t/f_e）は通常できるだけ大きくすることが望ましいことは云うまでもない。とくに尾管として，図-12の如き円錐管を用いると排気吹出し負圧波の振巾が大きくなるので（図-11のa），給気比（$K-K_0$）の値もかなり増加し，とくに高速回転範囲の性能改善に対し有効な手段であることがわかる。

かかる円錐型尾管付の拡張室型排気管系の等価管長（L_e^*）は，図-12に示した掃排気管系の模型にインピーダンス理論を適用すると，尾管入口のインピーダンス I_{t1} として(2)式の代りに，円錐管前後のインピーダンスの関係[10]から求められる

$$I_{t1} \doteqdot -(\beta/f_t)/\{\cot(l_t/L_e^*)+1/(L_{t1}/L_e^*)\} \tag{5}$$

を用いると，(1)，(3)，(5)式から等価管長（l_e^*）は

$$\begin{aligned}&(f_t/f_e)\cdot\{\cot(l_t/L_e^*)+1/(l_{t1}/L_e^*)\}-V/(f_e\cdot L_e^*)\\&\quad=\{\tan(l_e/L_e^*)+\bar{V}_m/(f_eL_e^*)\}/\{1-\bar{V}_m\cdot\tan(l_e/L_e^*)/(f_eL_e^*)\}\end{aligned} \tag{6}$$

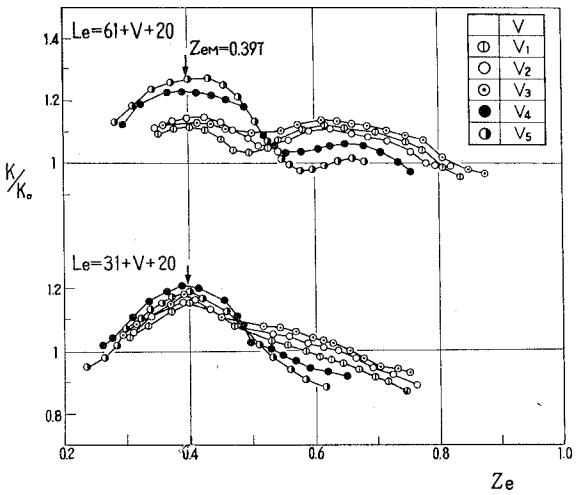
ここに，f_t：円錐管入口の断面積，l_t：円錐管長，l_{t1}：図-12に示される円錐長さである。

2・1・5　排気吹出し効果の同調

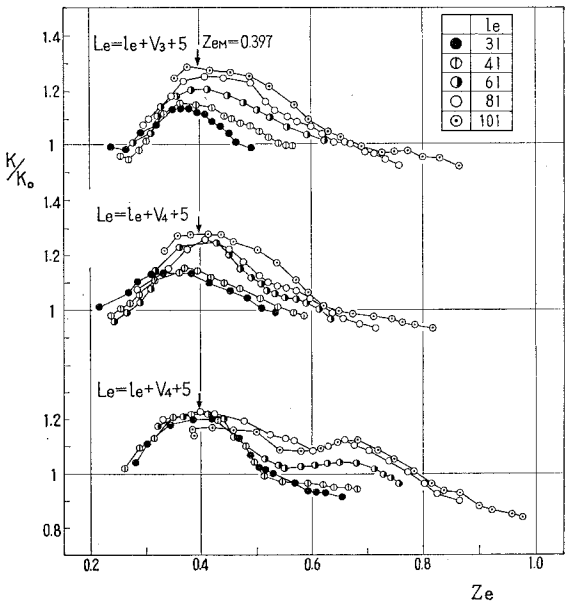
以上，拡張室付排気管の寸度，すなわち拡張室容積 V（図-3），排気管長さ l_e（図-6），尾管長さ l_t（図-7），拡張室の取付位置（図-9），および尾管断面積 f_t（図-10）を変えた実験結果から排気吹出し効果に及ぼす各因子の影響について考察したが，これらの実験結果を直管型排気管の場合と同様に，排気吹出し特性数（Z_e）を用いて纏めると図-13（拡張室），図-14（排気管長

さ)，図-15 (尾管長さ)，図-16 (拡張室位置) および 図-17 (尾管断面積) の通りになる。

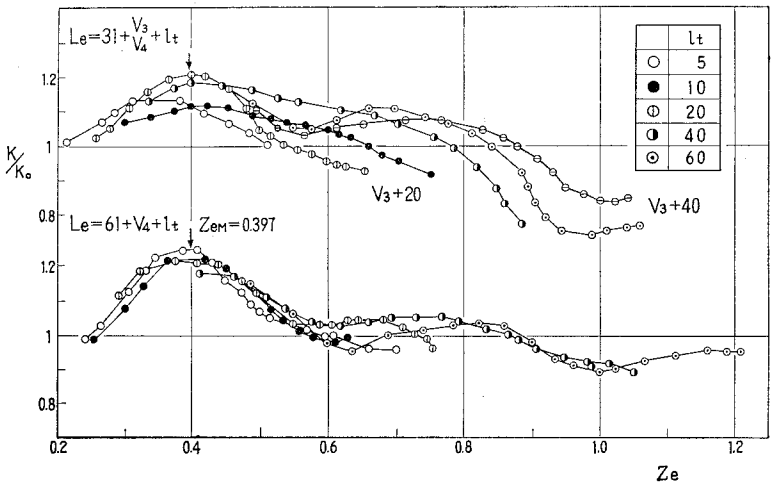
図において，最大給気比 $(K/K_0)_M$ は，いづれも Z_e の一定値でよく揃っている。また，この値は直管型排気管による排気吹出し効果の同調条件式[9] に供試機関の有効掃気孔角 $\theta^*_{es}=112°$ を用いて求めた計算値 $Z_{eM}\doteqdot 0.397$ ともよく一致している。従って，等価管長 (L^*_e) の算出式 (4), (6) が妥当であり，先に示した同調条件式が拡張室付排気管の場合にも適用できることが確認さ



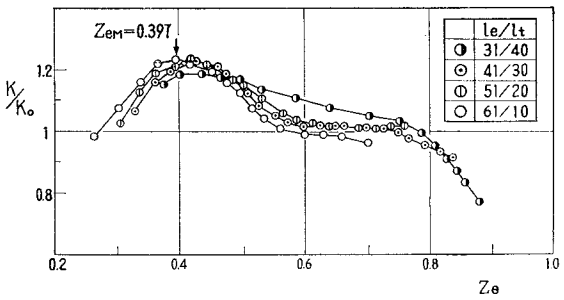
図—13　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図　(V 変化)



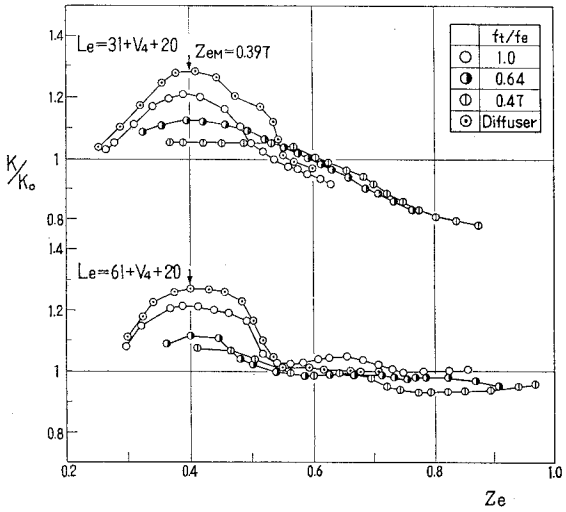
図—14　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図　(l_e 変化)



図—15　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図　(l_t 変化)



図—16　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図 (l_e/l_t 変化)



図—17　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図　(f_t/f_e 変化)

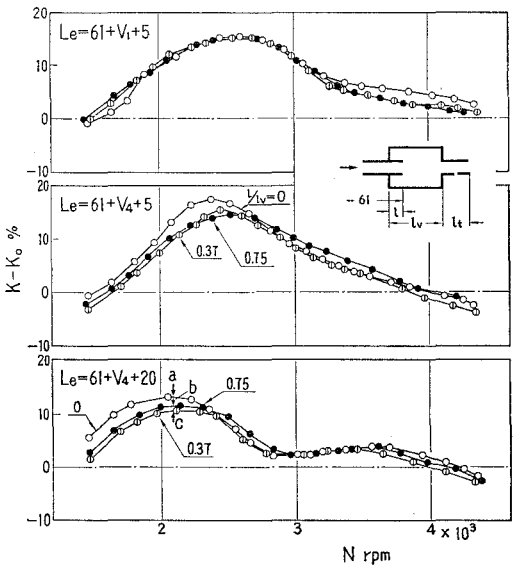
れた。よって，これら各因子の最大給気比 $(K-K_0)_M$ または $(K/K_0)_M$ に対する影響は，すべて等価管長 (L_e^*) について考慮すればよく，拡張室付排気管寸度の設計基準が得られたわけである。

2·2　消音器要素の給気比に及ぼす影響

実用的消音器に一歩近づく意味で二三の実験を行なった。その結果につき次に述べる。

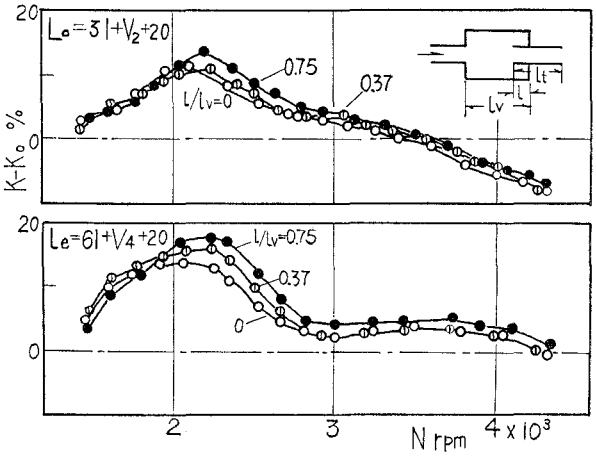
2·2·1　排気管または尾管の拡張室内挿入

小型車輛用機関においては，その車体構造上，排気管の全長が制限されることが屢々起きる，かかる場合，最適の排気管長を保持するためには，排気管または尾管を拡張室内に挿入する方法が考えられる。まず排気直管 (l_e) を挿入した場合の実験結果を図-18に，尾管を挿入した場合の実験結果を図-19に示す。



図—18　$(K-K_0)$ 曲線　$(l_e$ 挿入)

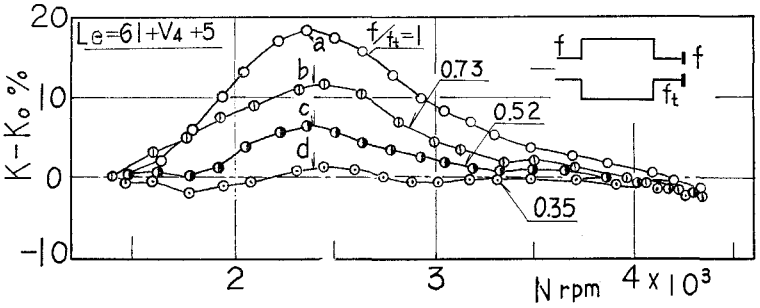
両図によると，給気比 $(K-K_0)_M$ の値は排気直管 (l_e) を挿入すると，挿入長さ (l/l_V) に逆比例して低下しているのに対し，尾管 (l_t) を挿入すると挿入長さ (l/l_V) に比例して $(K-K_0)_M$ は増加している。この理由はオシログラムからは明確にできなかったが，$(K-K_0)_M$ を与える回転数が挿入長さ (l/l_V) に比例して高速側に移行している事実から排気直管とくに尾管内の排気ガス温度が，挿入することによって高められるため等価管長が事実上，短縮しているものと考えられる。いづれにせよ，消音効果の上からも有効[11]と云われている排気管および尾管の挿入のうち後者は排気管効果の利用の点からも望ましいことがわかった。



図—19　$(K-K_0)$ 曲線　$(l_t$ 挿入)

2·2·2　尾管の絞り

消音効果[2]に有効であると云われる尾管開口端絞りの給気比に及ぼ



図—20 $(K-K_0)$ 曲線 (f/f_t 変化)

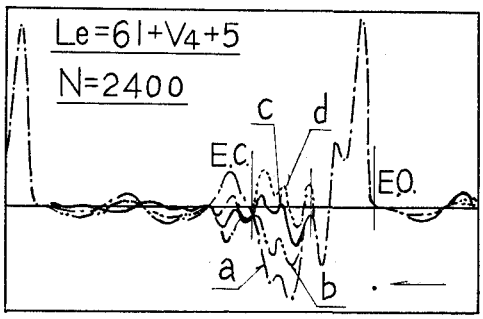
す影響を調べた実験結果を図-20に示す。図によると最大給気比 $(K-K_0)_M$ の値は開口端絞り面積 (f/f_t) に比例して急激に低下している。従って尾管開口端絞りは排気管効果の点から最も好ましくないと云えよう。かかる $(K-K_0)_M$ の低下は絞り面積 (f/f_t) の減少に伴って図-21に示されるように排気吹出し負圧波が順次減衰するためと考えられる。しかも絞り面積が $f/f_t=0.35$ ともなると負圧波がほとんど消滅するので，もはや排気管効果を期待できない (図-20, d)。

かかる開口端絞りにおける圧力波の反射条件に関しては，音響理論による Pischinger[12] の研究や特性曲線法による解析が見受けられるが，上述せる面積比 $f/f_t=0.35$ は長尾教授[13] の求めた理論的限界面積比 $f/f_e=0.385$ とかなりよく一致している。

2·2·3　拡張室内部の絞り

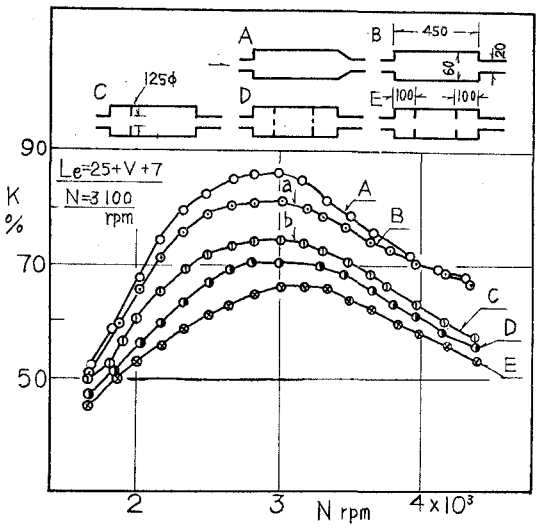
消音器の基本型として拡張室内部に絞りを挿入した場合の影響を調べた実験結果を図-22に示す。

図において，最大給気比 $(K-K_0)_M$



a : $f/f_t=1$　　c : $f/f_t=0.52$
b : $f/f_t=0.73$　　d : $f/f_t=0.35$

図—21 オシログラム (f/f_t 変化)



図—22 拡張室内部絞りと給気比

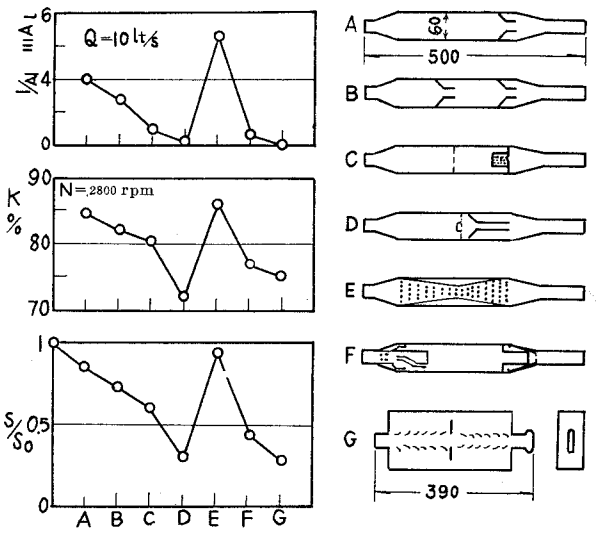
を与える機関回転数は絞りによってほとんど変っていない。これは排気管端や尾管開口端に絞りを取付けた結果（たとえば図-20）と全く同じであり，排気吹出し効果の同調条件に関しては絞りの影響を考慮する必要がないことがわかる。なお極端に小さい絞りを付けた場合に，排気管系のガス温，すなわち音速 (a_e) が増大するため最大給気比 $(K-K_0)_M$ の回転数は高速側にづれることもある。この事については別の機会に報告する。

次に，給気比 (K) の値に注目すると，拡張室内部に絞り（孔あき板，$d=12.5$ mm ϕ）を挿入した場合には給気比 (K) は約7% 低下している（B, C 曲線の比較）。さらに絞りを2個にすると，さらに給気比は8% 低下する（C, E 曲線の比較）。しかし同一絞り面積でも孔数を多くすると（5 mm ϕ，9ケ，D 曲線），給気比の低下は約3% にとどまる（C, D 曲線の比較）。次に流動抵抗軽減の立場から尾管取付部の急激な断面変化をさけると約5% の給気比増加が認められる（A, B 曲線の比較）。

2·2·4　実用消音器の比較

小型車輛用機関に実用されている15種類の消音器を機関 E-125 ($V_h=125$ cc) に用い，各種の実験を試みた。その代表例を図-23に示す。図には定常流れの実験による圧力降下（背圧）の逆数 ($1/\Delta P$)，最大給気比 K ($N=2800$ rpm) および消音器付排気管を用いた場合の排気音圧 (S) と排気管系を全部取除いた場合の排気音圧 (S_0) との比 (S/S_0) 等を比較している。

なお流量 (Q) 一定のときの圧力降下の逆数 ($1/\Delta P$) は一定背圧のもとにおける流量 (Q) を表わしているものと考えてもよい。いまこれら三者を比較するに，いづれの曲線も全く同じ傾向を示している。従ってかかる消音器による消音作用は主として絞り抵抗に基づく給気比 (K) の低下，すなわち流出ガス量 (Q) の減少に基因するものと考えても差支えないだろう。次に消音器 (D) の排気管内圧力変動を図-24に示しているが，とくに排気孔直後 (I) の管圧は掃排気期間全域にわたって正圧で覆われており，給気比低下の主因をなしていることがわかる。ここに示される管圧は管内を伝播する圧力波と排気流による背圧上昇との合成圧であるが，消音器接続部 (II) からの反射負圧波は小さく，(II) 点以降の流動抵抗に基づく背圧上昇（尾管接続部 (III) 点の圧力波形を参照）に主と

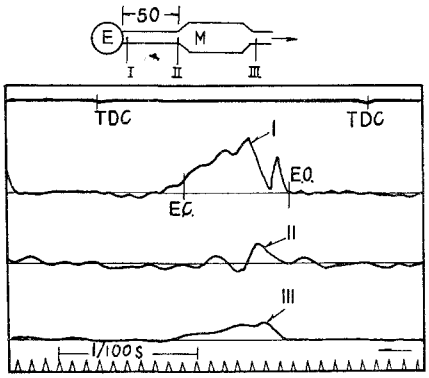


図—23　実用消音器の比較　($l_e=50$ cm)
音圧測定：JIS Z 8731 に準ずる

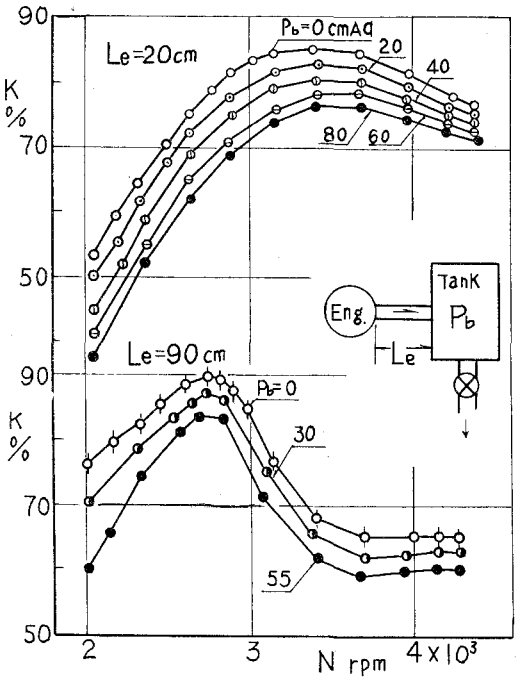
して支配されていることがわかる。勿論，掃排気孔開口期間中の背圧上昇は時々刻々変化するものであるが，その影響の度合をより明確にすべく，図-25の如く排気管端に大容量のタンク ($V/V_h \doteqdot 700$) を取付け，タンク排気孔コックの調整によってタンク内の圧力 (P_b) を変えた。その給気比曲線をみるに，給気比の低下 (K_0-K_e) と背圧上昇 (P_e-P_0) cm Aq および回転数 N rpm との間には近似的に

$$(K_0-K_e)=(P_e-P_0)(1/N\times10^4)^{\alpha} \qquad (7)$$

の関係がある。ここに，$\alpha=2.0\sim2.5$ (但し $l_e=85\sim20$ cm), K_0：背圧 P_0 のときの給気比，K_e：背圧 P_e のときの給気比を表わす。上式によると，高速長管になるほど，背圧上昇に基因する給気比の低下は小さくなるが，背圧上昇 $(P_e-P_0)=80$ cm Aq 程度で約10% の給気比低下をきたしており，その影響は四サイクル機関の結果[14),15)] と比較して大きく，排気管系の設計上留意すべき事項であることがわかる。



図—24　オシログラム



図—25　背圧と給気比

以上の解析から，小型消音器のように内部構造が複雑な場合には背圧上昇も大きく，尾管開口端からの反射負圧波の利用は一般に困難のようである。従って給気比改善の立場からは，拡張室入口から絞り取付位置までの容積を十分に大きくとり，拡張室入口部からの反射負圧波の利用に重点をおき，それ以降の管系については背圧上昇を防ぐように流動抵抗の軽減に留意すべきであると云えよう。

3. 結　　言

消音器付排気管の基本型として拡張室付排気管について述べたが要約すると次の通りで

ある。

(1) 拡張室付排気管を用いる場合，一般に拡張室容積の増加につれ最大給気比 $(K/K_0)_M$ を与える回転数は低速に移行するが，尾管が極く短かいときにはほとんど変化しない。また拡張室容積が一定であれば，その縦横比にはほとんど無関係である。

(2) 尾管の影響は大きく，尾管を長く，その面積 (f_t/f_e) を小さくすると $(K-K_0)_M$ の低下をきたすので給気比向上の観点からは望ましくない。また尾管開口端絞りによる給気比 $(K-K_0)_M$ の低下も著しい。かかる尾管形状の排気吹出し効果に及ぼす影響は著しく，とくに円錐型尾管を用いると有効である。

(3) 拡張室付排気管系の等価管長 (L_e^*) はインピーダンス理論から算出することができる。((4)式および(6)式) かくして求めた等価管長 (L_e^*) を用いた排気吹出し特性数 (Z_e) で，各因子を変えた実験結果を整理すると，最大の給気比 $(K/K_0)_M$ は Z_e の一定値でよく揃う。この値は直管型排気管によって求められた同調条件式の計算値 (Z_{eM}) とよく近似する。従って，拡張室付排気管系寸度の排気吹出し効果に及ぼす影響は，すべて等価管長 (L_e^*) の算出式から知ることができるので，同調条件式の関係から拡張室付排気管の最適寸度の設計が可能と云える。

(4) 消音器によく利用される拡張室内部の絞りは給気比を著しく低下させ，その低下量と定常流実験による背圧上降 (圧力降下) との間にはほぼ比例関係がある。なお小型消音器のように，とくに内部構造が複雑な場合には背圧上昇も大きく，尾管開口端からの反射負圧波の利用が一般に困難である。従って拡張室入口から絞り挿入位置までの容積を大きくとり，消音器入口部からの反射負圧波を充分に利用する方が賢明であろう。

終りにのぞみ，御指導御鞭撻を賜わった東京大学　浅沼強教授，北海道大学　黒岩保教授，実験遂行に当り熱心に協力された群馬大学工学部熱工学研究室　青柳富夫氏，同研究室卒業生飯田一雄，野尻真夫，田所秀敏，新倉良治，神馬諸氏に深甚の謝意を表わす。さらに本学　千谷茂教授，林重信講師，福島和俊助手，早川友吉技官，三田村ナミ子事務官および機械工学科学各位に御援助を戴だいた。ここに感謝します。

文　　献

1) 金井： 機械学会論文集, 26, 168 (昭 35-8).
2) 福田： 機械学会論文集, 26, 168 (昭 35-8).
3) 戸田： 機械の研究, 9, 1, 7, 10 (昭　　).
4) Leino H. Billey： Diesel Power, 34, 8 (1956), 50.
5) H. Farmer： I-M.E. Proc. (1938), 367.
6) 沼田： 三菱日本重工技報, 2, 2 (1961), 15.
7) 沢： 室工大研報, 4, 3,　　.
8) 沢： 室工大研報, 4, 2,　　.
9) 沢： 機械学会北海道支部第9回講演会前刷 (昭 38-10).
10) J. C. Irons： Philo-Mag. & J. of Scie, 9 (1930), 346.

11) 志水： 自動車技術会論文集, 15, 8 (1961), 407.
12) Pischinger： Frosch, Ing, Wes. 6 (1935), 245.
13) 長尾： 機械学会論文集, 26, 171 (昭 35-11).
14) 三木： 機械学会関西支部 35 期講演会前刷 (昭 35-3), 99.
15) L. G. Gronomski： M.T.Z., 22, 10 (1961-10).
16) W. Hültze： M.T.Z., 20, 8 (1959-8), 293.