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分岐型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/10258/3203

クランク室圧縮2サイクル機関における分岐型排気管系の影響について

沢　則　弘

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

Norihiro Sawa

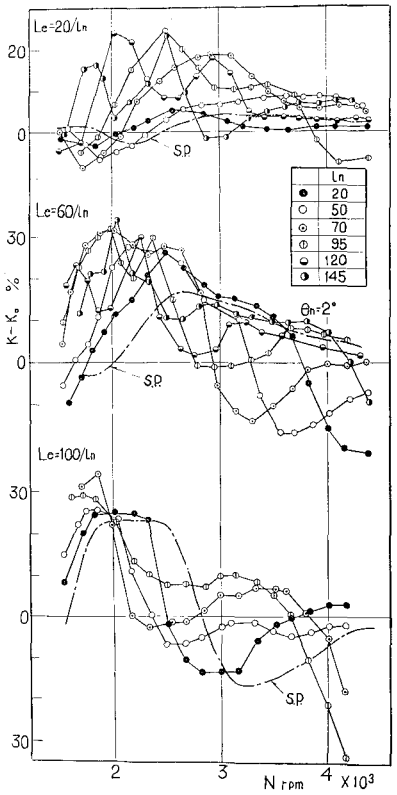
Abstract

The delivery ratio in a small crankcase-compressed two-stroke cycle engine is largely affected by the pipe length: particularly the longer the pipe length, the lower the engine speed where the maximum delivery ratio is obtained. Therefore, for the variable speed engine, it is desired that the exhaust pipe length is changed in inversely propotion to the engine speed.

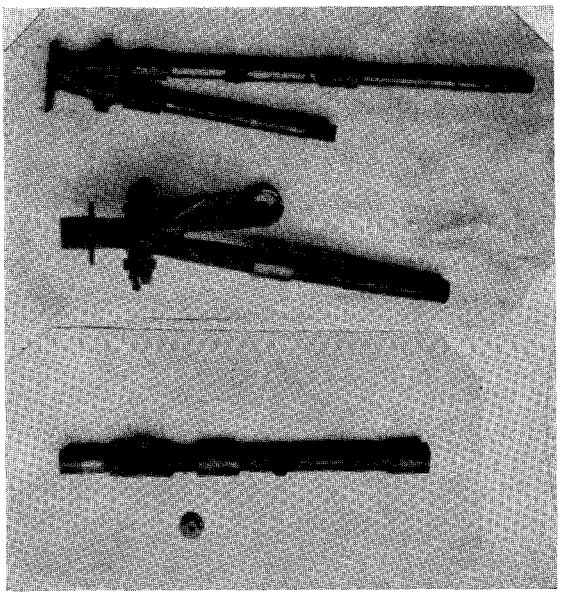
This paper treats of the theoretical or experimental analysis of the method which the same effects as the method above mentioned is obtained.

1. 緒　　言

直管型排気管に比べて段付型や円錐型排気管が給気比向上に対し，かなり有効であることを指摘した[1]。しかし，かかる単一排気管では，その管長の選定によって特定の機関回転範囲に対し，給気比の大幅の改善を可能にする反面，付随的に給気比の著しい低下を招く回転範囲をさけることはできない。従って実用機関回転数の広い範囲にわたり常に最大の給気比を維持し，たとえば図-1における給気比曲線群の包絡線のような性能を得るためには，機関回転数に応じて排気管長を適宜変える必要がある。その方法の一つとして，サキソンホのような可変長型排気管の使用が考えられる。しかし，これは小型車輛用機関に対しては，その構造上実用性にとぼしいようである。ここでは，図-2に示すような長短管からなる分岐型排気管を考え，しかも，その分岐点に取付けた蝶弁の開度を適当に調整することにより，給気比を広い回転範囲にわたって改善することができた。この場合，直管型の分岐管を使用したが，前報[1]の結論からして，分岐点後の直管として段付管や円錐管を用いるならば，より一層有効となるであろう。また実用機関において，その先に消音器を連結する場合にも長短の分岐管を，ともに拡張室内に挿入すればよく，実用性が十分あるものと考えられる。次に，かかる分岐管の極限とも考えられる穿孔型排気管についても，その穴の面積を変えることにより同様の成果を得ることができた。それらの結果につき若干の考察を加えたので報告する。

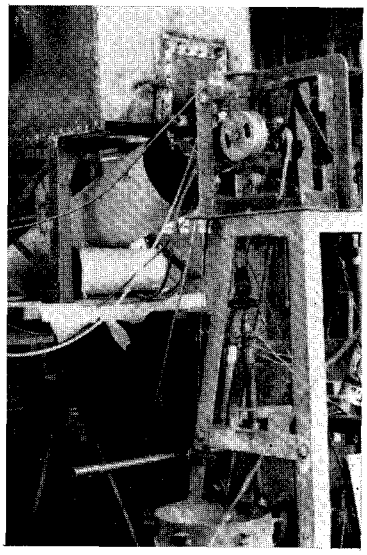


図—1　$(K-K_0)$ 曲線



図—2　供試排気管

なお，供試機関および実験装置は前報[1]の場合とほぼ同じである。ただ排気管系を排気孔から真直に取付け得るようにするため，図-3 に示すように，高さ約 2 m の櫓の上に供試機関 E-50 を装置した。また供試機関 E-50 の掃排気孔開口期間が，さきに使用した機関のそれに比べて多少短かく，$\theta_e/2=63°$, $\theta_s/2=51°$ であった。また実験方法は前報の場合と全く同じである。

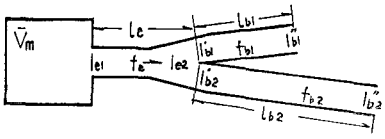


図—3　実験装置

2.　実験結果および考察

2·1　分岐型排気管の効果について

まず，分岐型排気管自体の影響を調べる目的で，蝶弁なしの分岐管 B-1 (図-2 の a, 図-4 参照) を用い，



図—4　供試分岐管

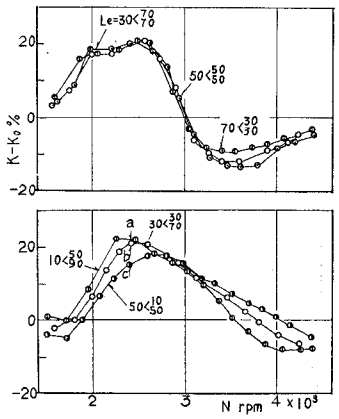
記号	d_e	$d_{b1}=d_{b2}$	l_e, l_{b1}, l_{b2}	弁
B-1	2.0 cm	1.6	10～90 cm	なし
B-2	2.0	2.0	10～90	あり

排気直管 (l_e) および分岐管長さ (l_{b1}, l_{b2}; $l_{b1} \leq l_{b2}$) を広い範囲に変えた実験を行ない，次に分岐管 B-2 について蝶弁の開度および，その位置の影響を調べた。

その結果について次に述べる。

2·1·1　蝶弁のない場合

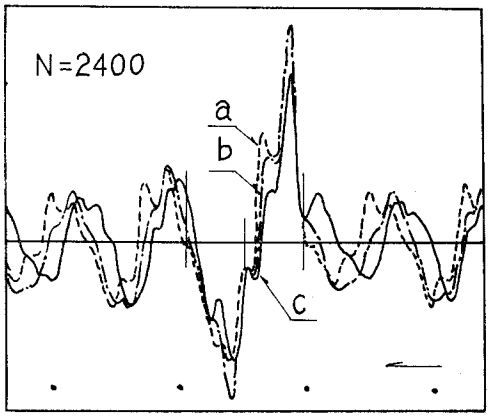
分岐管 B-1 を用い，排気直管 (l_e) と分岐管の長さ (l_{b1}, l_{b2}) の和，l_e+l_{b1} および l_e+l_{b2} を一定とし，分岐点位置 (l_e) を変えた場合の給気比 ($K-K_0$) を図-5 に示す。図において，分岐管長が $l_{b1}=l_{b2}$ の場合には分岐位置 (l_e の長さ) の如何にかかわらず ($K-K_0$) 曲線はほとんど変らない。しかし $l_{b2}>l_{b1}$ の場合 ($l_{b2}-l_{b1}=40$ cm) には，排気直管 (l_e) が短かいほどすなわち分岐位置が機関側に近づくほど，最大給気比 $(K-K_0)_M$ を与える回転数は低速側に移行しており，排気吹出し圧力波の周期は図-6 に示されるように順次長くなっており，いわゆる等価管長 (L_e^*) が増大することがわかる。



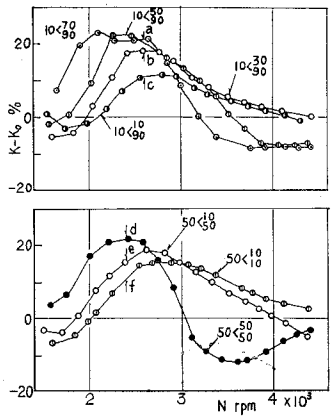
図—5　($K-K_0$) 曲線
l_e+l_{b1}, l_e+l_{b2}=const.

また分岐前の管長 (l_e) を一定とし，分岐管長 (l_{b1}, l_{b2}) を変えても図-7 の如く ($K-K_0$) 曲線は移動している。このように ($K-K_0$) 曲線は分岐管寸度 (l_e, l_{b1}, l_{b2} 等) に左右されるが，図中 a～f に対応する図-8 のオシログラムによると，排気吹出し圧力波の波形自体は直管型排気管の場合とほとんど差はなく，ただ l_e, l_{b1} および l_{b2} に比例して圧力波の周期が幾分長くなるに過ぎないようである (図の a, b, c を比較)。

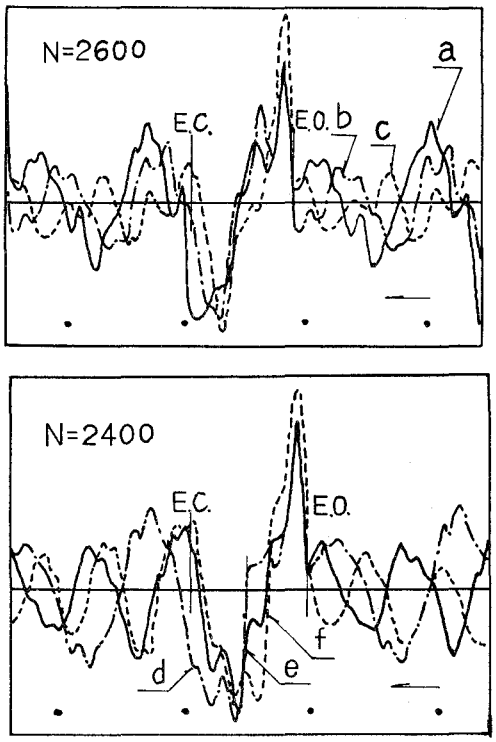
従って，最大給気比 $(K-K_0)_M$ の生成条件，すなわち圧力波と有効掃排気期間 (θ_{es}^*) との同調に関しては直管型排気管から求めた条件式[1),2)] をそのまま適用することができ，分岐管寸度の影響はすべて等価管長 (L_e^*) について検討すればよいものと考えられる。ただ音速 (a_e) を



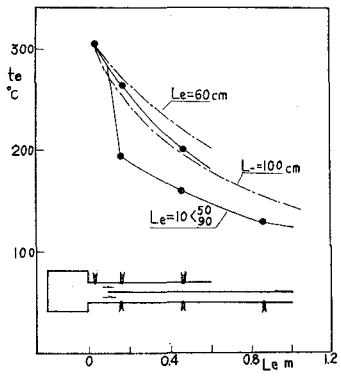
図—6　オシログラム (図-5 に対応)



図—7　($K-K_0$) 曲線　l_e=const.



図—8　オシログラム（図-7 に対応）



図—9　分岐管内排気ガスの温度分布

規定する排気ガス温度は概して直管型排気管よりも低くなる。これは 図-9 に示した実測せる温度分布線図からわかるように分岐点から排気流が二分されるためであり，分岐点が機関側に近いほど，当然のことながらその低下は著しくなる。

2·1·2　分岐型排気管の等価管長

前項において最大給気比 $(K-K_0)_M$ の生成に対する分岐管寸度の影響は，すべて等価管長 (L_e^*) について検討すればよいと推論した。かかる推論を確認するため，図-4 の如き分岐型排気管系にインピーダンス理論を適用すると，直管型排気管の場合と同一手法により，等価管長の算出式は次の如く誘導される。すなわち，図-4 において，インピーダンス I_{e2} は前報[1] の場合と同じく

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

で与えられる。他方，開口端のインピーダンス $I''_{b1}\doteqdot I''_{b2}\doteqdot 0$ の条件から

$$\left.\begin{aligned} I'_{b1}&=-(\beta/f_{b1})\cdot\tan(l_{b1}/L_e^*)\\ I'_{b2}&=-(\beta/f_{b2})\cdot\tan(l_{b1}/L_e^*)\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

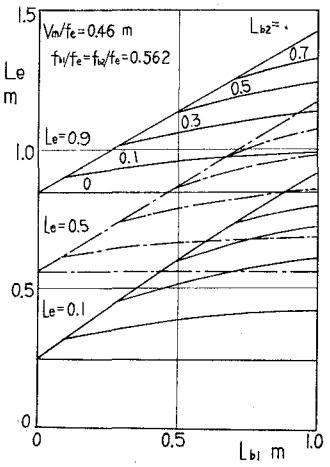
分岐点における体積流の連続条件から

$$(1/I_{e2})=(1I'_{b1})+(1/I'_{b2}) \qquad (3)$$

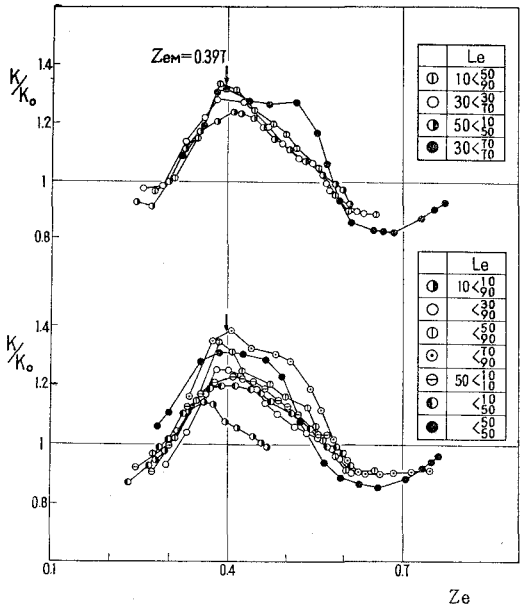
(1)～(3) の聯立方程式を解くと，分岐型排気管の等価管長 (L_e^*) を算出する式は次の如く与えられる。

$$\begin{aligned}&(f_{b1}/f_e)\cdot\cot(l_{b1}/L_e^*)+(f_{b2}/f_e)\cdot\cot(l_{b2}/L_e^*)\\ &\quad=\{\tan(l_e/L_e^*)+\overline{V}_m/(f_e L_e^*)\}/\{1-(\overline{V}_m/f_e L_e^*)\cdot\tan(l_e/L_e^*)\}\end{aligned} \qquad (4)$$

ここに　l_{b1}, l_{b2}：分岐管長，l_e：排気直管の長さ，f_{b1}, f_{b2}：分岐管断面積，$\overline{V}_m$：クランク室とシリンダから構成される容積部の平均体積である。いま供試分岐管 B-1 ($f_{b1}/f_e=f_{b2}/f_e \doteqdot 0.562$) について，(4) 式を図式計算すると 図-10 の結果が得られる。図において，分岐管寸度 l_{b1}, l_{b2} および排気直管 (l_e) によって等価管長 (L_e^*) が変化する様相は，前項の実験結果から得られる推察とよく符合している。



図—10　分岐型排気管 (B-1) の等価管長



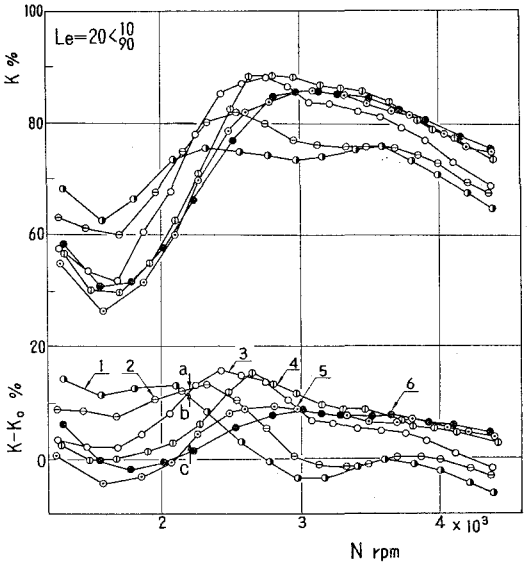
図—11　$K/K_0 \sim Z_e$ 線図 (分岐管 B-1)

この等価管長 (L_e^*) を用い，排気吹出し特性数 (Z_e) で 図-5 および 図-7 の実験結果を整理すると，図-11 に示すように最大給気比 $(K/K_0)_M$ は条件式[3] の計算値 $Z_{eM} \doteqdot 0.397$ (但し $\theta_{es}^*=107°$) 附近でよく揃っている。よって前項の推論が充分妥当であり，分岐管寸度の影響は等価管長 (L_e^*) について考慮すればよいことがわかる。

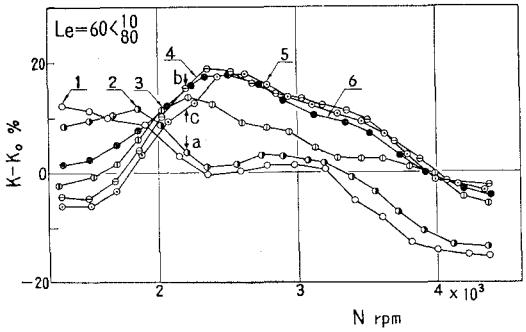
2·1·3　蝶弁式分岐管

蝶弁付分岐型排気管 B-2 を用いて，蝶弁の開度および位置を変えた場合の実験結果について次に述べる。

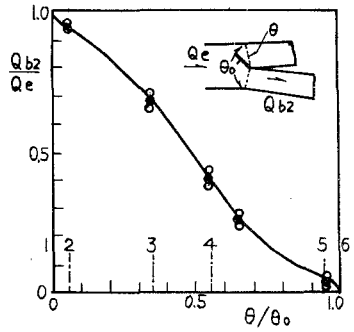
(i)　弁開度の効果　　分岐管寸度を一定とし，蝶弁の開度のみを変えた実験結果の代表例を 図-12 および 図-13 に示す。なお図の給気比 $(K-K_0)$ 曲線上に記入せる数



図—12　$(K-K_0)$ と蝶弁開度 (分岐管 B-2)



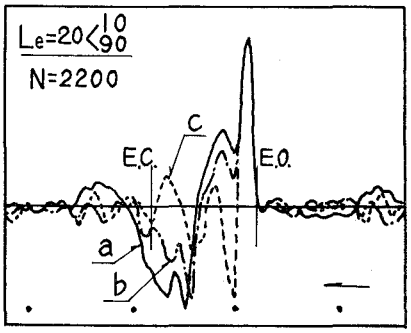
図—13　$(K-K_0)$ と蝶弁開度 (B-2)

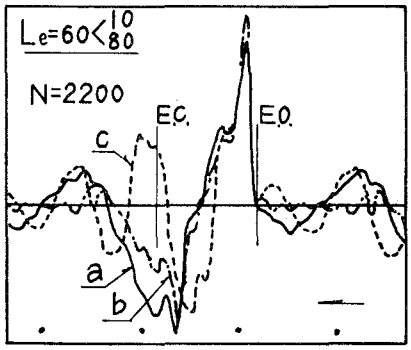


図—14　蝶弁開度と流量比

字1〜6は蝶弁開度を表わし，1は短管 (l_{b1}) 側を，6は長管 (l_{b2}) 側を完全に閉じた場合であり，蝶弁位置と定常流実験から求めた流量比 (Q_{b2}/Q_e) との関係は図-14の通りである。

図-12, 13の給気比曲線 (K または $K-K_0$) は，蝶弁開度が短管 (l_{b1}) 側から増加 (1→6) するにつれて順次高速側に移行している。従って，各機関回転数につき最適の蝶弁開度を選定するならば，図の給気比曲線群の包路線からわかるように，一つの分岐管で広い回転範囲にわたる給気比の向上が可能であり，変速機関に対する排気管系として理想的といえよう。かかる蝶弁開度の調整は気化器の絞弁との連動も容易であり，さらに排気制動弁との併用を考慮した設計をするならば，その実用価値は倍増するであろう。かかる蝶弁開度による $(K-K_0)$ 曲線の移動は図-15に示すように排気吹出し圧力波の周期が蝶弁開度 (1→6) に比例して短かくなるためであり (図中 a, b, c は図-12, 13の a, b, c……に対応) その周期を規定する等価管長 (L_e^*) が変ることがわかる。かかる蝶弁式分岐管の等価管長 (L_e^*) を誘導するためには，蝶弁位置における境界条件と蝶弁開度との関係を導入する必要があるが，その推定は仲々困難である。しかし，片側が完全に閉じている場合 (弁位置1または6) は直管型排気管に相当し，弁が中央にある場合は，蝶弁なしの分岐管に相当し，それぞれの等価管長算出式から等価管長 (L_e^*) を算出できる。この3点から任意弁開度における等価管長の概略を推定することは可能であるが，ここでは取敢えず，次の如き定性的検討を試みた。

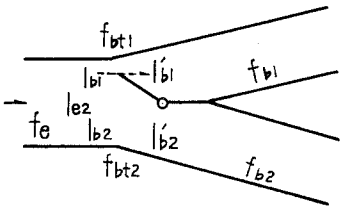




図—15　オシログラム

すなわち図-16に示す蝶弁部において，弁開度 (l_{bt1}, f_{bt1}) を考慮し，弁が短管側 (l_{bb1}, f_{b1}) に位置している場合について考えると（この場合 $I_{b2}=I'_{b2}$),

絞りにおけるインピーダンスは，その長さ (l_{bt1}) が極く短かいので



図—16　分岐管の蝶弁部

$$I=-\beta\cdot l_{bt1}/(f_{bt1}\cdot L_e^*) \qquad (5)$$

で与えられる。従って I_{b1}, I'_{b1} との間には

$$I_{b1}=I'_{b1}-\beta\cdot l_{bt1}/(f_{bt1}\cdot L_e^*) \qquad (6)$$

の関係がある。よって分岐点における連続条件および

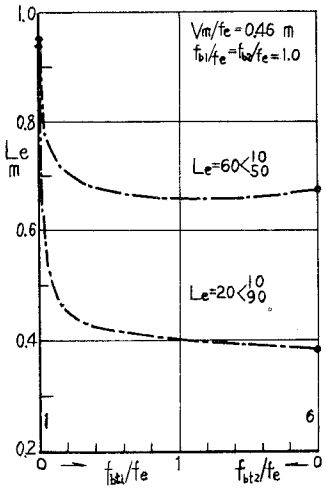
$$I'_{b1}=(\beta/f_{b1})\cdot\tan(l_{b1}/L_e^*),\quad I'_{b2}=(\beta/f_{b2})\cdot\tan(l_{b2}/L_e^*) \qquad (7)$$

の関係を用いると，蝶弁式分岐管の等価管長 (L_e^*) は

$$(f_{b1}/f_e)/\{\tan(l_{b1}/L_e^*)+l_{bt1}\cdot(f_{b1}/f_{bt1})/L_e^*\}+(f_{b2}/f_e)\cot(l_{b2}/L_e^*)$$
$$=\tan(l_e/L_e^*)+\overline{V}_m/(f_eL_e^*)\}/\{1-\overline{V}_m/(f_eL_e^*)\cdot\tan(l_e/L_e^*)\} \qquad (8)$$

で与えられる。

なお蝶弁が長管側 (l_{b2}, f_{b2}) に位置する場合には上式の左辺第2項に絞りの項を加えればよい。いま (8) 式から L_e^* を求めるに当り，絞り部長さ (l_{bt1}) の見積りが必要である。この長さ l_{bt1} は，弁開口面積 (f_{bt1}) に応じて変化すべきものであり，$f_{bt1}=0$ のとき，または $f_{bt1}=f_{b1}$ の場合には $l_{bt1}=0$ と考えられる。いま開口端補正に相当する弁開度補正とでも云うべきものを考慮し，仮に $l_{bt1}=\{1-(f_{bt1}/f_{b1})\}\cdot d_{b1}$ とおき，等価管長 (L_e^*) を算出すると図-17の通りである。図において，蝶弁が短管側から開き始めると (1→6)，等価管長 (L_e^*) は急激に短かくなり，蝶弁が半開（中央）を過ぎると $L_e=20<^{10}_{90}$ では，さらに僅かながら短かくなり，$L_e=60<^{10}_{50}$ ではむしろ僅かではあるが増加している。これは図-12の給気比 ($K-K_0$) 曲線が弁開度 (1→6) に対し，連続的に高速側に移行している事実，また図-18 (c) の ($K-K_0$) 曲線が弁位置 (4→6) において，むしろ低速側に移動している事実とよく符合している。よって (8) 式から排気吹出し効果に対する弁開度の影響を推定することができるので蝶弁式分岐管寸度の最適設計が可能であると思われる。勿論，弁部長さ (l_{bt1}) をより適切に見積るならば，定量的精度が向上するであろう。

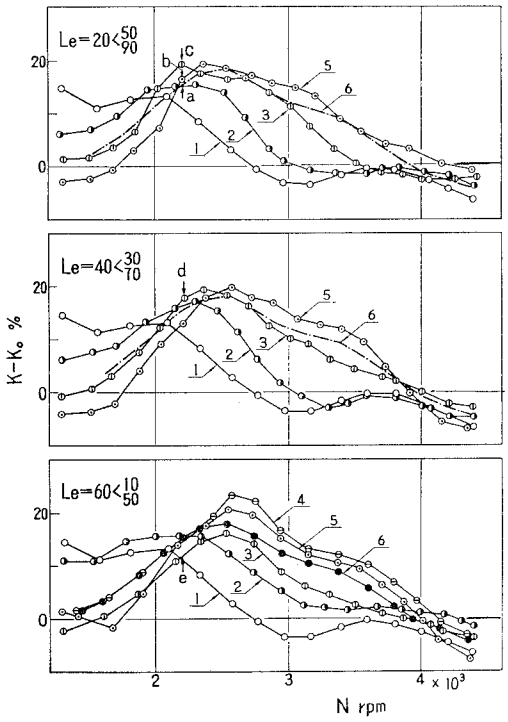


図—17　蝶弁開度と等価管長

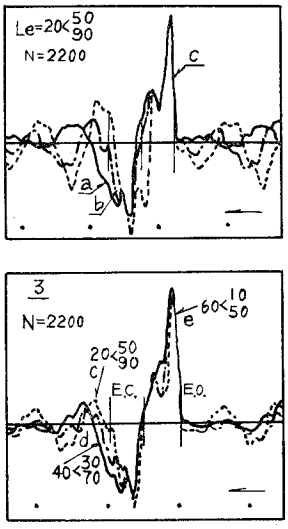
(ii)　蝶弁の取付位置の影響

分岐管寸度を一定 ($l_e+l_{b1}=70$ cm, $l_e+l_{b2}=100$ cm) と

し，単に蝶弁位置 (l_e) のみを変えた場合の ($K-K_0$) 曲線を 図-18 に示したが，図において $(K-K_0)_M$ の値および $(K-K_0)>0$ である機関回転数の範囲は蝶弁位置によってほとんど影響されないことがわかる。しかし，$(K-K_0)>0$ となる回転範囲の上限（高速側）および下限（低速側）は片側を完全に閉じたときの管長，すなわち l_e+l_{b1} および l_e+l_{b2} によって規定されるため，両者の差 $(l_e+l_{b2})-(l_e+l_{b1})$ が大きいほど $(K-K_0)>0$ となる回転範囲は広い。その反面，l_{b1} が余りにも短かいと，たとえば図-12，$L_e=20<^{10}_{90}$ のように $(K-K_0)$ の値は低く（図-18，$L_e=20<^{50}_{90}$ との比較），また図-13，$L_e=60<^{10}_{80}$ や 図-18 (c)，$L_e=60<^{10}_{50}$ のように最大給気比 $(K-K_0)_M$ を与える回転数と弁開度との関係が不連続的になる場合もある。従って蝶弁式分岐型排気管の設計としては，使用機関の回転範囲に応じて (l_e+l_{b1}) および (l_e+l_{b2}) を選定し，蝶弁位置はできるだけ機関側 (l_e を小さく) に設置するのが望ましいようである。なお図中 a, b …… に対応するオシログラムを 図-19 に示しているが，図-15 と同様に排気吹出し圧力の波に対する蝶弁開度の影響を明らかにしている。

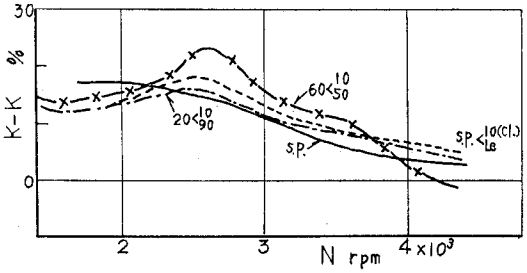


図—18　蝶弁位置の影響



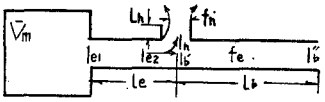
図—19　オシログラム

以上，蝶弁付分岐管を利用し，広い回転範囲にわたって給気比を増加させる方に法ついて述べてきたが，かかる分岐型排気管（直管型）の蝶弁開度を変えた給気比曲線群の包絡線と，直管型排気管の管長を変えた場合の包絡線 (S. P.) とを 図-20 に比較しているが，図から蝶弁開度の調整によって良好



図—20　蝶弁式分岐管の効果

な $(K-K_0)$ 曲線が得られることがわかる。従って，変速機関に対する排気管系として極めて有用であると云えるだろう。なお分岐管 l_{b1}, l_{b2} を直管とせず，円錐管を用いるならば，一層有効となるであろう。

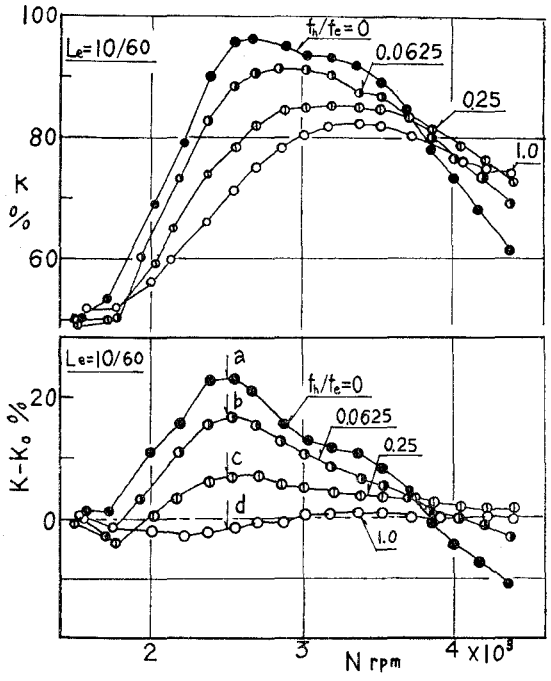


図—21　穿孔型排気管

2·2　穿孔型排気管の効果について

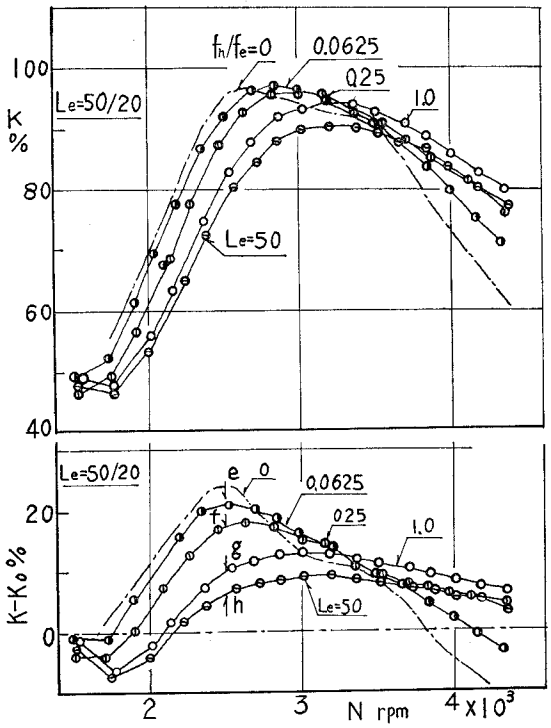
分岐型排気管の極限，すなわち分岐短管 (l_{b1}) が零に近似できるものとして 図-2 (c), 図-21 の如き穿孔型排気管なるものが考えられる。いま，かかる排気管に設けた穴の断面積や，その位置を変えると分岐管で蝶弁開度や，その位置を変えた場合と同様の効果が期待できるのではないかと思われる。かかる推定のもとに各種の実験を行なった。その結果につき次に考察を試みる。

(1)　穴面積の影響　　実験結果の代表例を，図-22, 図-23 および 図-24 に示す。図において，最大給気比 (K_M) を与える回転数 (N_M) はいずれも穴の断面積 (f_h/f_e) に比例して順次高速側に移行している。しかし排気管長 $L_e=10/60$ の如く，穴までの管長 $(l_e=10\ \mathrm{cm})$ が極端に短かいと，最大給気比 (K_M) と最大の給気比差 $(K-K_0)_M$ との回転数は一致せず，$(K-K_0)_M$ の値も著しく低下している。これに対し，$L_e=50/20$ および $L_e=50/70$ のように穴までの管長が比較的長い場合 $(l_e=50\ \mathrm{cm})$ には K_M と $(K-K_0)_M$ を与える回転数はほぼ一致し，K_M は，その回転における最良の給気比と見做すことができる。かかる場合には，$(K-K_0)_M$ を与える回転数 (N_M) と穴面積比 (f_h/f_e) との関係が規定されるならば，給気比曲線の包絡線からわかるように広い回転数範囲にわたる給気比の向上が，単に穴面積 (f_h/f_e) の調整によって可能であることがわかる。かくして初期の推定通りに分岐型排気管と同様の効果を得ることができた。このように面積比 (f_h/f_e) に比例して $(K-K_0)_M$ を与える回転数が高速側に移動するのは，排気管系の等価管長 (L_e^*)，すなわち排気吹出し圧力波の周期が短かくなるためである (図-25 参照)。次に $(K-K_0)_M$ の生成につき 図-25 のオシログラムと 図-26 に

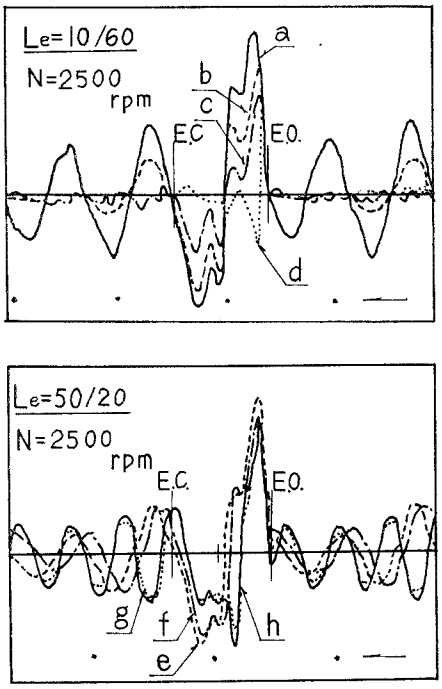


図—22　$(K-K_0)$ 曲線　$(L_e=10/60)$

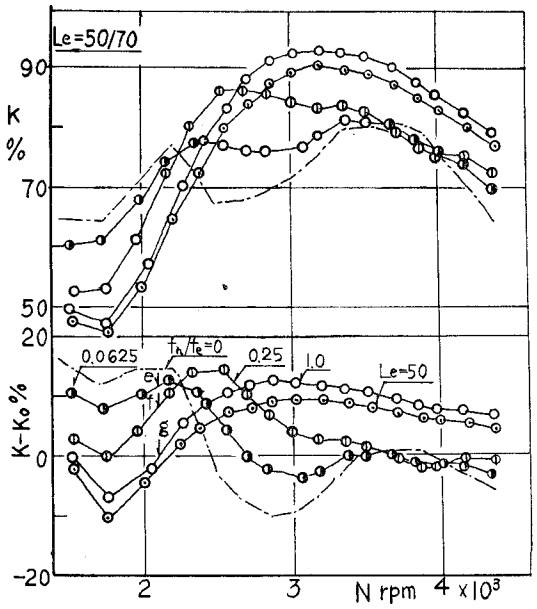
記号　$L_e=\alpha/\beta$ にて　α は穴前，β は穴後の管長を表示する



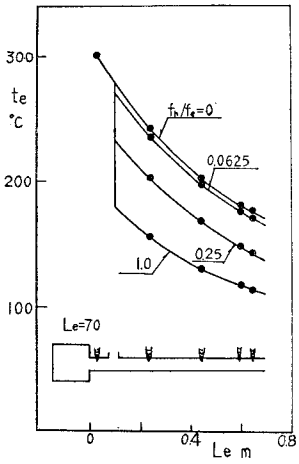
図—23 $(K-K_0)$ 曲線 $(L_e=50/20)$



図—25 オシログラム

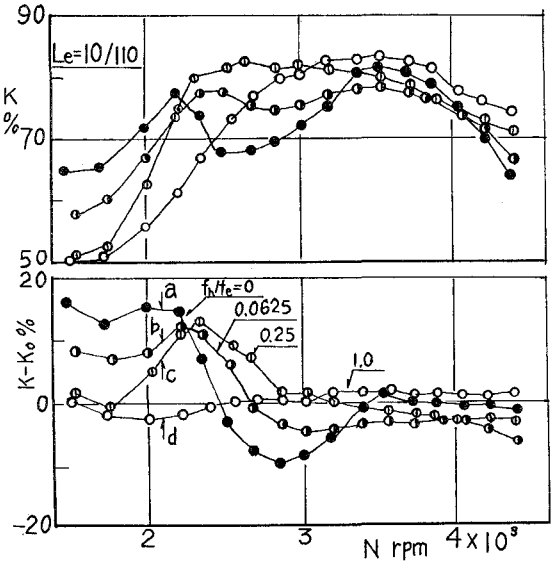


図—24 $(K-K_0)$ 曲線 $(L_e=50/70)$



図—26 穿孔型排気管内温度分布

示した排気管内ガス温の分布線図とを対比しつつ考察する。たとえば，排気管長 $L_e=10/60$ の場合，穴面積比 (f_h/f_e) の増加につれて排気吹出し圧力波の振幅は著しく減衰するが，その周期はほとんど変っていない $(L_e^*/a_e \doteqdot \mathrm{const})$。それ故 $(K-K_0)_M$ を与える回転数 (N_M) はほぼ一定である (図-22)。しかし (f_h/f_e) の増加による排気ガス温度の低下 (a_e の低下) を考え合わすとき (図-26)，等価管長 (L_e^*) は短かくなるものと考えられる。これに対し，穴が排気孔から遠い $L_e=50/20$ の場合には，図-25 の如く排気吹出し圧力波の周期は穴面積 (f_h/f_e) が大きくなるにつれて明らかに短縮している。この場合，排気ガス温度の低下は比較的小さいので，(f_h/f_e) の増加に基づく等価管長の短縮が主役をなしているものと考えられる。以上述べたことは排気管が極めて長い場合にも云る (図-27, 図-28 参照)。



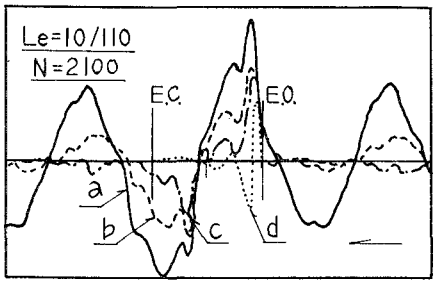
図—27 $(K-K_0)$ 曲線 $(L_e=10/10)$

次に，穿孔型排気管 (図-21) の等価管長 (L_e^*) は，分岐型排気管に対する算出式 (4) において短管 (l_{b1}) が極めて短かいことから，$l_{b1}\cong l_h$, $f_{b1}\cong f_h$, $f_{b2}\cong f_e$ と近似すると

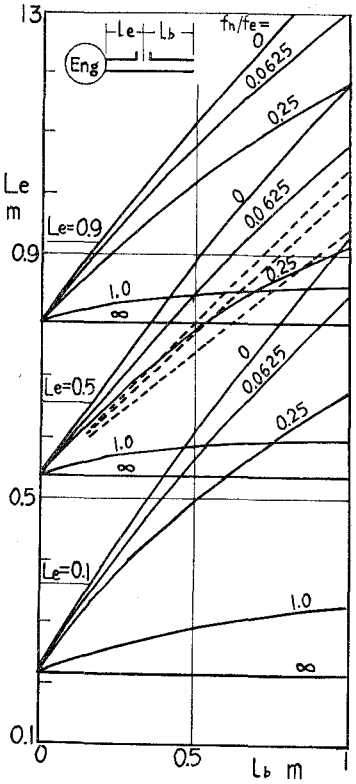
$$\cot(l_b/L_e^*)\{1+(f_h/f_e)\cdot\tan(l_b/L_e^*)/(l_h/L_e^*)\}$$
$$=\{\tan(l_e/L_e^*)+\overline{V}_m/(f_eL_e^*)\}/\{1-\overline{V}_m\cdot\tan(l_e/L_e^*)/(f_eL_e^*)\} \qquad (9)$$

ここに　l_h: 穴部の長さ，f_h: 縮流を考慮せる有効穴面積であり，自由に変えることができる因子である。いま管端補正を考え，$l_h=0.03$ m，縮流係数を考えて，$f_h\doteqdot 0.5f'_h$ (f'_h: 穴面積) とおき，上式の図式解を試みた結果を 図-29 に示す。

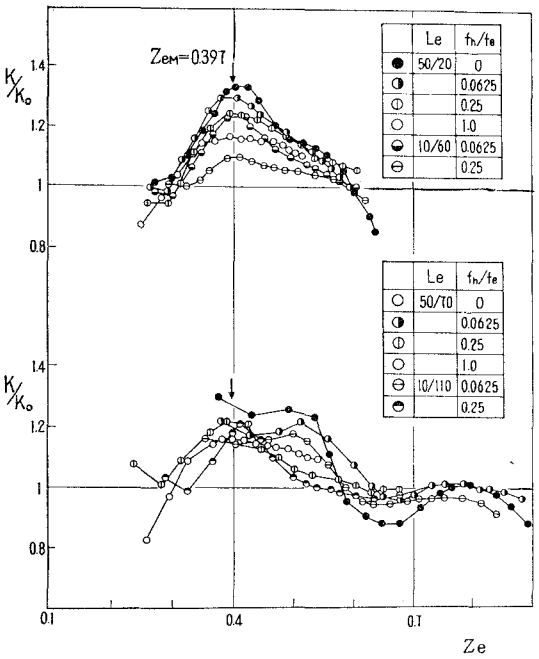
図において，等価管長 (L_e^*) は穴面積比 (f_h/f_e) の増加に伴って急激に短かくなり，しかも同一穴面積比 (f_h/f_e) でも，その位置が機関側に近づくほど (l_e が小さい) 短縮しており，上述せる実験結果と定性的一致をみる。そこで 図-22, 23, 24 および 27 の実験結果を排気吹出し特性数 (Z_e) で整理してみると 図-30 に示すように最大の給気比 $(K/K_0)_M$ は一定の Z_e でよく揃い，しかもこの値は前報で提唱せる最適条件式の計算値 $Z_{eM}\doteqdot 0.397$ (図に記入) とかなりよく近似している。従って，最適条件



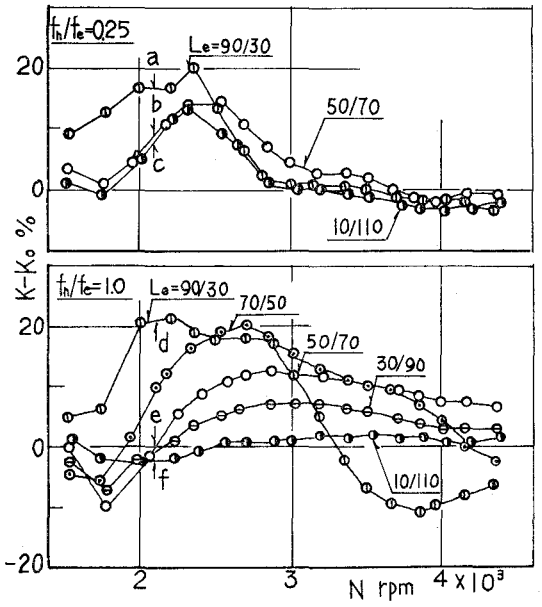
図—28 オシログラム



図—29 穿孔型排型管の等価管長



図—30 $K/K_0 \sim Z_e$ 線図 (穿孔管)



図—31 $(K-K_0)$ 曲線 (穴位置変化)

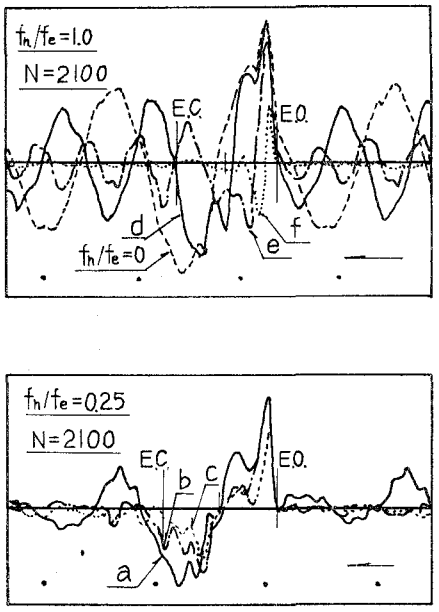
式および等価管長の算出式 (9) から穿孔型排気管系の最適寸度の設計および各因子間の相関関係を容易に推定できることがわかる。

(2) 穴の位置の影響

穴面積を一定とし，穴の位置のみを変えた場合の実験結果を図-31 に示す。この場合，穴位置が機関側に近づくにつれて，等価管長 (L_e^*) は短かくなるが (図-29 参照)，排気管内平均ガス温度も低下するので (図-26 参照)，図-31 の如く，穴面積比 (f_h/f_e) が或る程度の大きさでないと，穴位置を変えることによって広い回転範囲の給気比向上を期待することは困難のようである (図の $f_h/f_e=0.25$ の場合)。

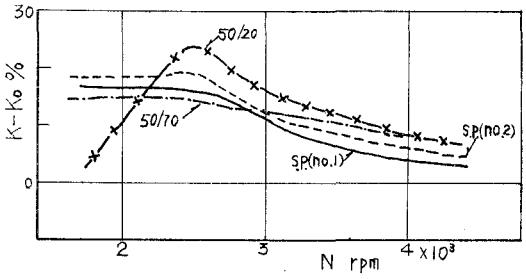
このことは，図-32に示した排気吹出し圧力波の周期に注目するとき，f_h/f_e が小さい場合には，穴位置による周期の変化は比較的小さいことからも容易に推察される。

次に，図-23および図-24の $(K-K_0)$ 曲線を詳細にみるに，穴面積比 $f_h/f_e=1$ の $(K-K_0)$ 曲線と，穴までの長さをもつ直管型排気管 $(L_e=50)$ の曲線とを比較すると，前者が全回転範囲にわたって約2～4%高い値を示している。この理由は，オシログラムから判定できなかったが，実用上興味ある現象であり，消音器内に挿入する排気管の形状として応用できるものと考えられる。



図—32　オシログラム

以上，穿孔型排気管の効果について述べ，広回転範囲の給気比向上を計るのに二つの方法を挙げた。まず第一は，穴の位置を固定し，穴の面積を変える方法である。いま，これを直管型排気管の管長を変えた給気比曲線群の包絡線(S. P.)と比較したのが図-33であるが，この方法は極めて効果的であることがわかる。しかも，穴開度の調節は構造的にも比較的容易であり，充分実用に耐える方策と思われる。



図—33　穿孔型排気管の効果

第二の方法は，穴面積を一定として，穴の位置を変えることである。この場合，構造上から穴面積の大きさは限定され，また穴の位置を自由に変えることも実際問題として，かなり困難であり，この方法は第一の方法に比べて余り有用とは云えないだろう。

3. 結　　言

分岐型排気管および穿孔型排気管を用いた場合の実験結果について考察を加えたが，これを要約すると次の通りである。

(1)　変速機関に必要な広い回転範囲にわたっての給気比向上に注目し，機関回転数に応じて排気管長を適宜変える煩雑な方法とは別に，実用的な蝶弁式分岐型排気管を用い，その蝶弁

の開度調整によって可変長型直管よりも一層有効な成果を得た。

(2) 分岐型排気管の極限と考えられる穿孔型排気管を用い，その断面積を変えることにより，蝶弁式分岐管と同様に回転数の広範囲にわたる給気比の改善に成功した。この場合，穴の位置が機関側に近過ぎると穴面積の増加に伴う管内ガス温度の低下のため，その効果は相殺される。

(3) 分岐型および穿孔型排気管系の等価管長 (L_e^*) は，いずれもインピーダンス理論から算出することができる ((4) 式, (8) 式, (9) 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，それぞれの実験結果を整理すると最大給気比 (K/K_0) は一定の Z_e でよく揃う。この値は，直管型排気管による最適条件式の計算値とよく近似する。従って，この最適条件式および各排気管系の等価管長算出式から排気吹出し効果に及ぼす排気管寸度の影響を知ることができる。すなわち，上式は設計基準式として有用である。

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，実験遂行にあたり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，野尻貞夫，田所秀敏，新倉良治，神馬氏，日頃，御援助戴だいている本学千谷茂教授，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関係各位に深甚の謝意を表します。

文　献

1) 沢： 室工大研報, 4, 3.
2) 沢： 機械学会北海道支部第9回講演会前刷集 (昭38-10).