

クランク室圧縮2サイクル機関の部分負荷特性について(1)

その他（別言語等）のタイトル	On the Partial Load Performance of a Crankcase- Compressed Two-Stroke Cycle Engine (1)
著者	林 重信, 澤 則弘
雑誌名	室蘭工業大学研究報告. 理工編
巻	7
号	3
ページ	901-915
発行年	1972-09-15
URL	http://hdl.handle.net/10258/3563

クランク室圧縮2サイクル機関の 部分負荷特性について (I)

林 重信・沢 則弘*

On the Partial Load Performance of a Crankcase- Compressed Two-Stroke Cycle Engine (I)

Shigenobu Hayashi and Norihiro Sawa

Abstract

To examine in detail the effect of exhaust pipe system with multi hole typed resonance-chamber or exhaust throttling valve on the delivery ratio, the out put and the thermal efficiency, we carried out some experiments, changing the various factors in such exhaust pipe system.

As a result, it is ascertained that the partial load performance are increased by the exhaust pipe system as mentioned above. This paper treats of the detail results obtained from the experiments.

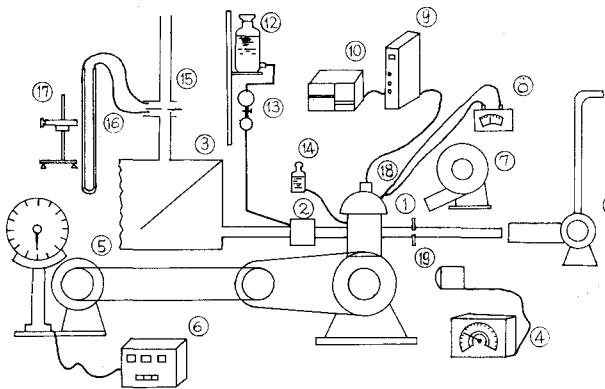
I. ま え が き

車両用機関においては、都市交通の混雑につれて部分負荷運転への要求度が増大し、低速時の機関性能の向上が重要視されるようになった。しかるに、車両用機関として広汎に使用されているクランク室圧縮2サイクル機関では、軽負荷運転時の燃焼状態がとくに悪く、しかも不安定である。また、排気対策上からは希薄混合気で、しかも安定な燃焼が望まれ、その改善が期待されている。さきに我々は、クランク室圧縮2サイクル機関における、軽負荷や無負荷時の燃焼状態を調べ、最大燃焼圧力の頻度分布およびその変動率などにおよぼす混合比、機関回転数、冷却風速および点火位置の影響について報告¹⁾し、その改善対策についての若干例を示した。また、排気中の有害成分として炭化水素(HC)、一酸化炭素(CO)に注目し、その発生量に対する機関速度(N)、空気過剰率(λ)、機関出力(N_e)、燃焼ガス温度(測温プラグ温度)、給気比(K)などの影響について実験的に調べた²⁾。しかるにその後、Nice 機関に関連して、燃焼室形状、排気絞り弁がシリンダ内気流や燃焼状態におよぼす影響に関する実験的研究³⁾が進められている。本研究においては、主として機関性能(給気比、機関出力、熱効率など)に注目し、排気絞り弁の寸度や多孔共鳴型消音器の寸度を広範囲に変えて、それらの影響を系統的に解明しようと試みた。その結果を報告する。

* 茨城大学工学部 教授

II. 実験装置および方法

実験装置の概略を 図-1 に示す。供試機関はクランク室圧縮 2 サイクル・ガソリン機関 E-120 でその諸元は表-1 のとおりである。しかし、若干の実験結果については機関 E-50 ($V_h = 50 \text{ cc}$) のものを使用してある。排気絞り弁の開口面積、絞り弁取り付け位置および絞り弁の間隙が機関性能におよぼす影響を調べる目的で、図-2 および表-2 に示すような 3 種類の絞り弁を 2 個ずつ準備した。また、多孔共鳴型消音器の寸法 (入口開口面積、容積)、取り付け位置の影響を明らかにする目的で、図-3 および表-3 に示すような合計 15 種類の多孔共鳴型消音機を準備し、その取り付け位置 (3 種類) を変え、さらに代表的消音器として、吸音材にグラスウールを充填 (3 種類) した場合の効果、その充填量の影響などにつき実験的に解明した。



- ① 供試機関
- ② キャブレター
- ③ サージタンク
- ④ ストロボスコープ
- ⑤ 動力計
- ⑥ 動力計操作器
- ⑦ ブローア
- ⑧ AC 温度計
- ⑨ ひずみ計
- ⑩ ビジグラフ
- ⑪ 送風機
- ⑫ オイルタンク
- ⑬ 燃料計量びん
- ⑭ 潤滑油
- ⑮ オリフィス
- ⑯ マノメータ
- ⑰ 読取顕微鏡
- ⑱ 指圧計
- ⑲ (絞り板)

図-1 実験装置

表-1 機関諸元表 (E-120)

シリンダ 内径×行程	52.0 mmφ×56.0 mm
行程体積	118.9 cc
平均クランク室容積	390.0 cc
圧縮比	7.28:1
クランク室圧縮比	1.3:1
最大出力	8 Ps/7,000 rpm
最大トルク	0.98 kg-m/4,000 rpm
点火時期	24° (BTDC)
ポート タイミング	{ 掃気孔 58° (BDC) 排気孔 76°45' (BDC)
一次減速比	3.13
変速比	I: 2.91 II: 1.87 III: 1.39 IV: 1.10

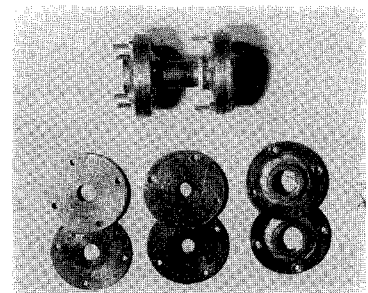


図-2 供試絞り弁

表-2 排気絞り弁寸度

絞り弁 開口径	12.5 φ	15.2 φ	18.0 φ	$f_e = 3.8 \text{ cm}^2$
開口面積比	0.323	0.477	0.671	$t = 6.0 \text{ mm}$

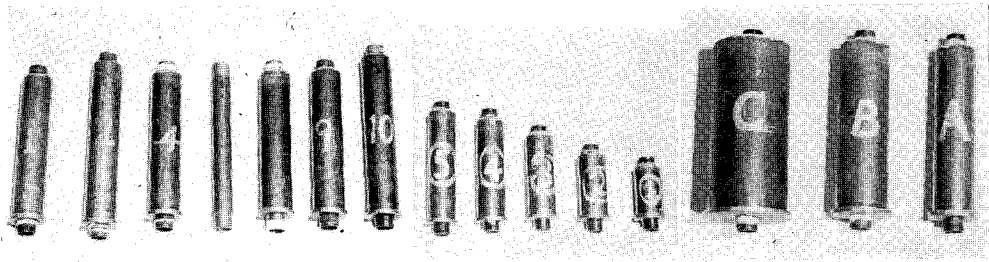
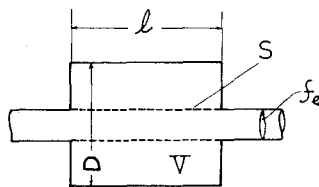


図-3 供試穿孔共鳴型消音器

表-3 供試穿孔共鳴型消音器



	附加容積番 号	記					号				
		D (ϕ cm)	l (cm)	V (cm^3)	S (cm^2)	S/f_e	n	n'	n/n'	P (mm)	V/V_h
附加容積パイプ I	No. 1	3.73	19.6	214.1	3.66	0.85	117	8	15	1.3	1.8
	2	3.73	19.6	214.1	7.54	1.75	240	4	30	6.5	1.8
	4	3.73	19.6	214.1	1.83	0.43	58	4	15	1.3	1.8
	6	3.73	19.6	214.1	0	0	0	0	0	0	0
	8	3.73	19.6	214.1	14.55	3.41	467	10	35	5.6	1.8
	9	3.73	19.6	214.1	21.98	5.11	700	20	35	5.6	1.8
	10	3.73	19.6	214.1	29.3	6.81	930	20	47	4.2	1.8
附加容積パイプ II	No. ①	3.73	5.77	63.0	2.01	0.47	64	8	8	8.4	0.53
	②	3.73	8.26	90.21	2.76	0.64	88	8	11	8.0	0.757
	③	3.73	11.07	120.9	3.77	0.88	120	8	15	7.7	1.01
	④	3.73	14.15	154.5	11.43	2.66	364	14	26	5.6	1.30
	⑤	3.73	15.72	171.7	24.40	5.67	777	21	37	4.4	1.44
附加容積パイプ III	No. A	4.22	19.6	274.0	11.05	2.57	352	16	22	8.9	2.28
	B	5.41	19.6	450.3	11.05	2.57	352	16	22	8.9	3.78
	C	8.07	19.6	100.2	11.05	2.57	16	16	22	8.9	8.56

実験は、いずれの場合も気化器開度を 1/4 に固定し、動力計操作器 ⑥ の調整により機関回転数 $N=5,500$ rpm より 500 rpm おきに 500 rpm まで 9 段階に変化させ、それぞれの機関回転数 (ストロボ回転計 ④ で測定) において定常状態になるのを待って、吸込み空気量 (丸型ノズル ⑮、マンオメーター ⑯) 制動トルク (渦流型電気動力計 ⑤)、燃料流量 (流量計 ⑬) 等を計測し、シリンダ内燃焼圧力は抵抗線歪計 ⑨ で電磁オシロ ⑩ に記録させた。

これらから制動馬力 (N_e), 燃料消費率 (b_e), 正味熱効率 (η_e), シリンダ内最高圧力 (P_m) などを計算した。

III. 実験結果および考察

III-1 排気絞り弁の影響

III-1-1 絞り弁開口面積 (f_n)

1) 気化器開度 4/4 の場合

排気管開口端に絞り弁を取り付けると, 図-4 に示すように給気比曲線の最大値を与える機関回転数は, 給気管系に絞り弁を挿入した場合と異なり, 弁開口面積 (f_n) に関係なくほぼ一定である。なお, 給気比 (K) の値は開口面積比 (f_n/f_e) に比例して順次低下する。しかし低速回転領域においてはその影響は小さい。かかる場合の排気管内変動圧力は開口面積比 (f_n/f_e) が小さくなるにつれて, その排気吹き出し負圧波が減少しており, いわゆる排気管効果を抑制することがわかる。さらに面積比が小さく ($f_n/f_e < 0.52$) になると排気吹き出し正圧波も減衰する

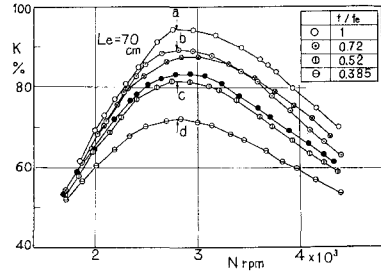
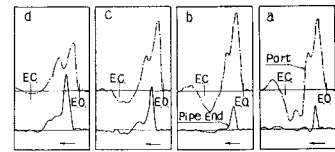


図-4 排気絞り弁面積と給気比 (C-4/4, E-50)

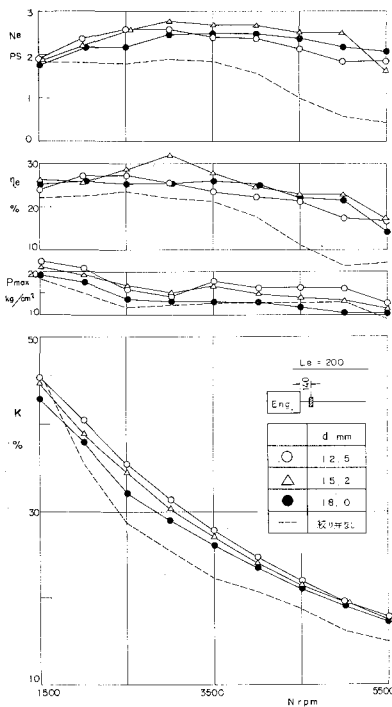


図-5 排気絞り弁と機関性能 ($L_e=200$, 機関側)

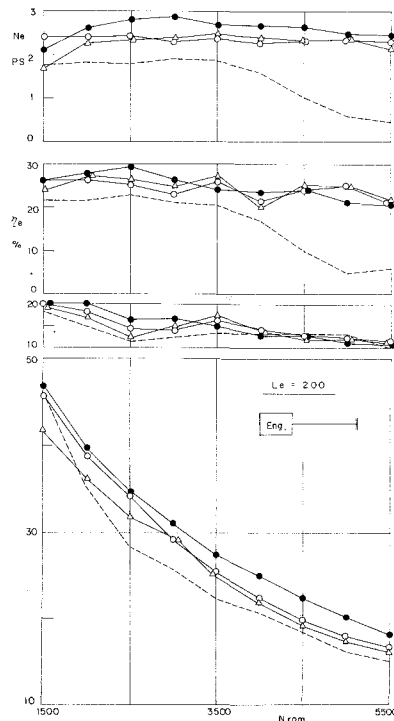


図-6 排気絞り弁と機関性能 ($L_e=200$, 開口端絞り弁)

ようになる。したがって、排気管系の等価管長が十分に長いと、高速回転のため排気孔開口期間全域に正圧波が重畳するような運転状態においては、排気管系を絞ることによって正圧波が減衰するので逆に給気比が向上するという現象が認められるものと推察される。

2) 気化器開度 1/4 の場合

気化器開度 1/4 の状態で、3種類の排気絞り弁(穴あき板)を機関側および開口端側に挿入した場合の実験結果を図-5、図-6および図-7に示す。実験装置上、給気管系が比較的長いので、高速になるほど給気比は順次低下しているが、前節で予想したように排気絞り弁を用いることによって、本実験の全回転範囲にわたって給気比の増加が認められる。

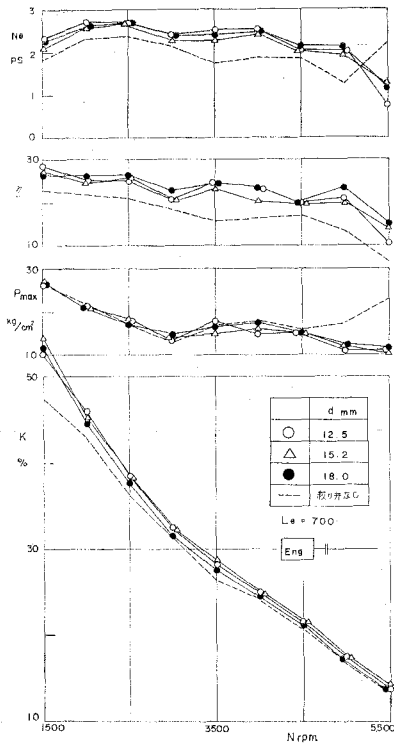


図-7 排気絞り弁と機関性能 (Le=700, 機関側)

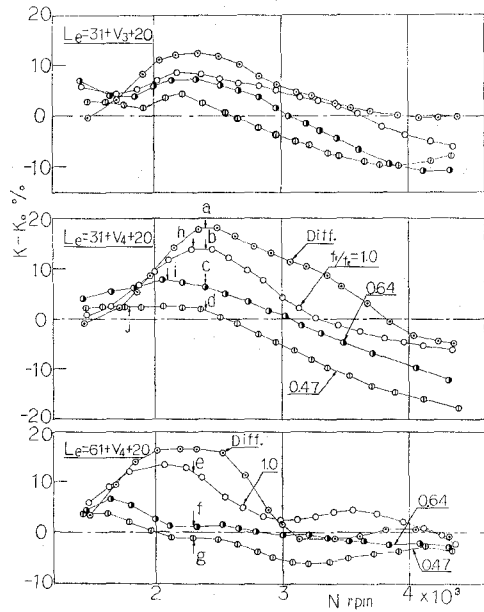


図-8 尾管断面積と給気比増加 (E-50)

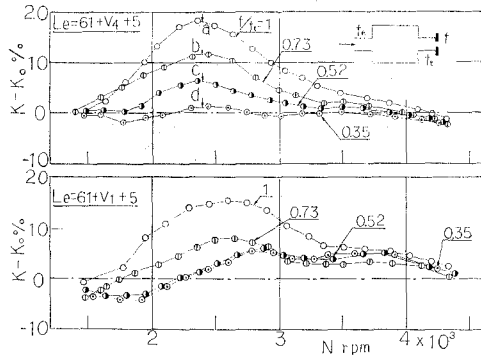


図-9 開口端絞り弁と給気増加 (E-50)

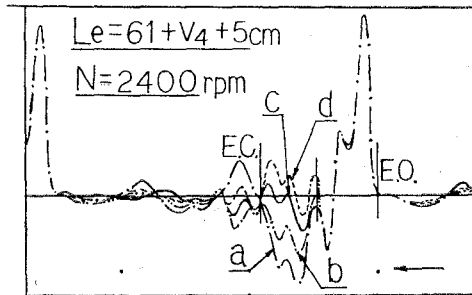


図-10 オンログラム (f/f0 変化)

しかし、排気絞り弁が機関側（圧力振動の節）に近づくにつれて、開口面積の小さい絞り弁の方が望ましい事がわかる。また、かかる効果も排気管が非常に長い場合には期待薄となる。このような、排気絞り弁の使用は一方において、掃気過程における新気の吹き抜けを抑制し、

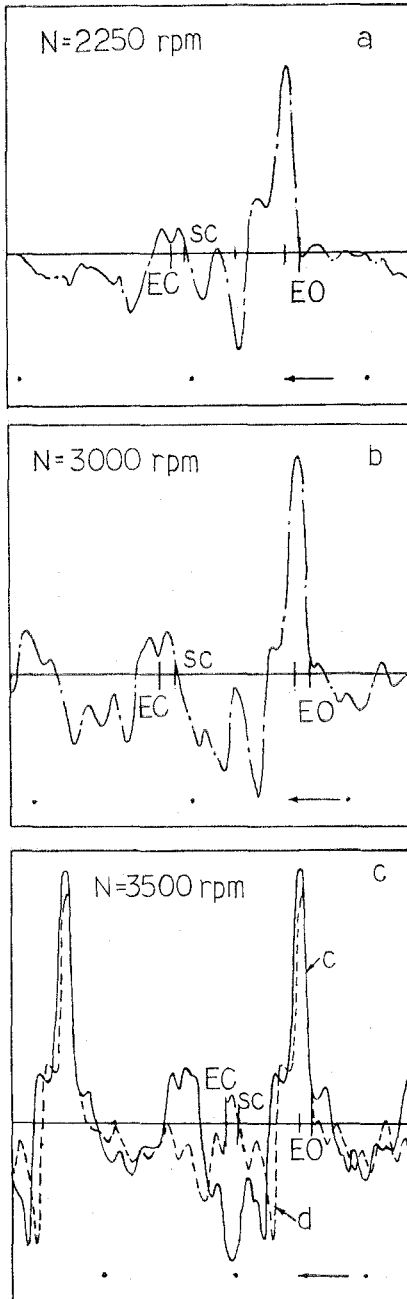


図-11 オンログラム (E-50, C-4/4)

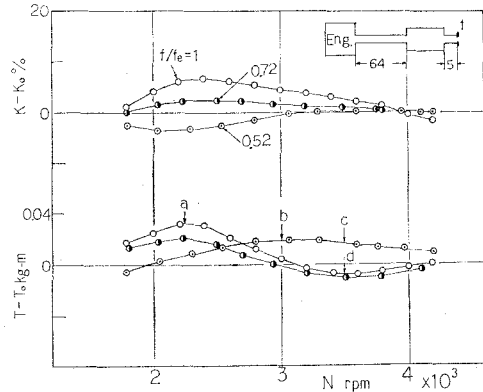


図-12 開口端絞り弁と給気比、機関トルクの増加 (E-50, C-4/4)

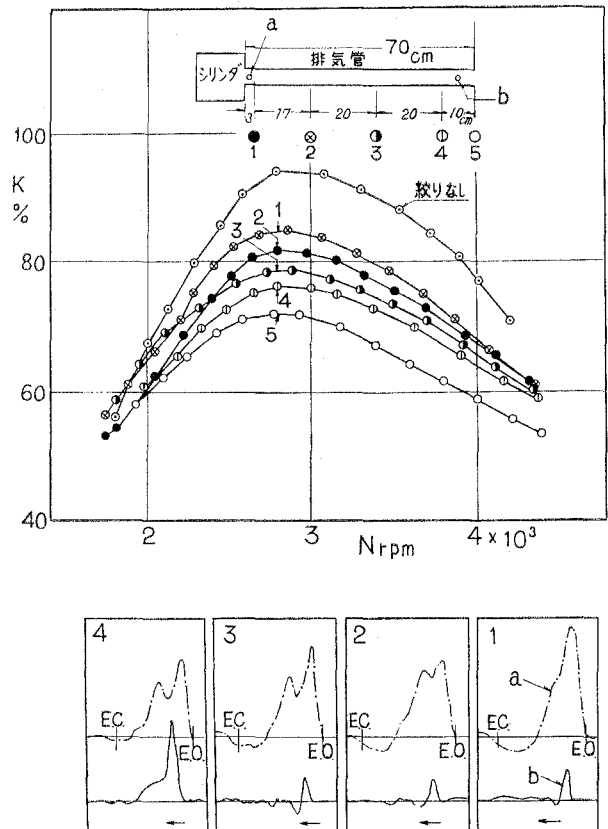


図-13 排気絞り弁の位置と給気比 (E-50, C-4/4)

掃気孔閉後の排気過程における背圧の増加をもたらし、シリンダ内充填比の向上を招くものと考えられる。供試機の出力は、気化器開度1/4の場合1~2馬力の範囲にあるが、排気絞り弁を取り付けると上述の現象は直接機関出力 (N_e) 約1馬力程度の増加を招き、したがって5~10%の熱効率 (η_e) の増加をもたらされる。

3) 拡張室型排気管系の場合

拡張室型排気管系において、尾管の長さを一定にし、その断面積を変えた場合の実験結果を図-8に、尾管開口端に各種の絞り板を取り付けた場合の実験結果を図-9に示した。さらに図-9の記号 a, b, ... に対応する排気孔直後の管内圧力変動を図-10に示す。一般に、排気吹き出し負圧波は開口端断面積が小さくなるほど減衰し、 $f_n/f_t=0.35$ ともなると、排気過程後期に正圧波の到来が認められる。このため、掃排気孔期間が十分な低速回転や、掃排気期間の全域が排気吹き出し正圧波で覆われる高速回転においては、むしろ給気比が増加する傾向さえ認められる。かかる場合、シリンダ内充填比はかなり改善されることと、排気温度の上昇にもとづく圧力伝播速度の増加のため図-11のオシログラムに示すように、排気管系の等価管長が短縮することになる。このため機関トルクは、高速回転領域にて絞り弁を使用しない場合よりも高くなっている (図-12)。このように運転条件に応じて最適の絞り弁開口面積を選択することによって、機関の出力増加が可能であることがわかる。

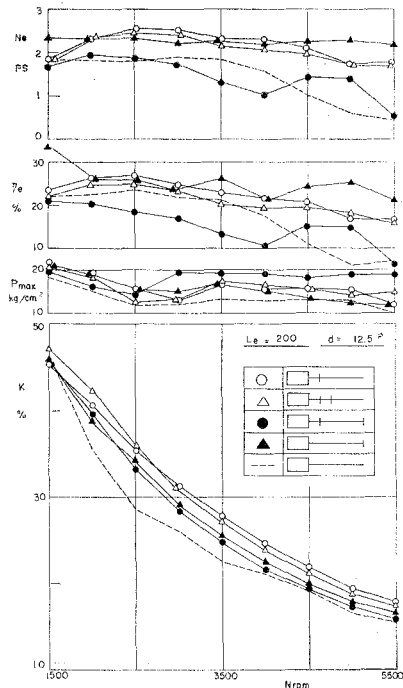


図-14 排気絞り弁位置と機関性能 ($L_e=200$, $d=12.5\phi$)

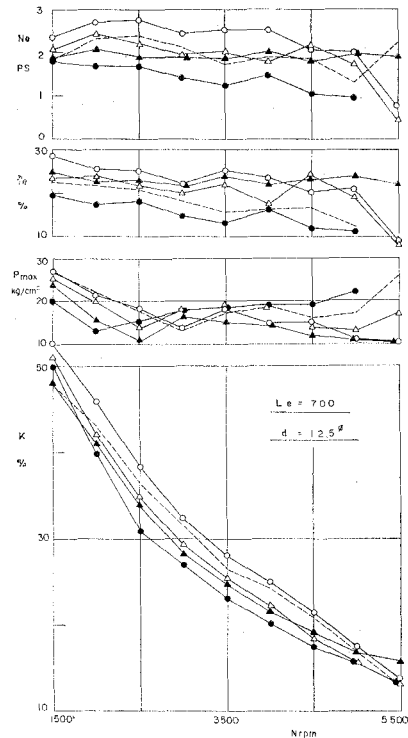


図-15 排気絞り弁位置と機関性能 ($L_e=700$, $d=12.5\phi$)

III・1・2 絞り弁取り付け位置および排気管長 (L_e)

気化器開度 4/4 の場合の例を図-13 に示したが、同図によると、排気管系の圧力振動は機関側を節とする基準振動を呈するものと考えられ、排気絞り弁を機関側に挿入するほど給気比は増加している。気化器開度 1/4 の場合も同様と思われるので、絞り弁を挿入する位置によってその影響度が異なる筈である。例えば、絞り弁 $d=12.5\phi$ の場合、いずれも ($L_e=200$ および $L_e=700$ mm)、絞り弁を機関側に設置するほど給気比が増加し(図-14, 図-15)、したがって機関出力 (N_e) や熱効率 (η_e) も向上している。しかも一般に排気管が長い場合 ($L_e = 700$ mm) の方が顕著な影響が示されている。しかし、 $N=4,500$ rpm 以上になると逆に開口端に絞り弁を設ける方がよいようである。なお、絞り弁 $d=18$ mm ϕ の場合には(図-16) 逆に開口端に取り付けた方が給気比はたかくなるが、機関出力や熱効率は機関側に設置した場合とほとんど変わらない。

しかし、機関側と開口端に二重に絞り弁を取り付けた場合 (●印) を除いては絞り弁により機関出力の著しい向上を招いていることがわかる。次に図-17 に排気管長 $L_e=700$ mm と $L_e=200$ mm ($d=12.5\phi$, 機関側) の場合を比較しているが、 $L_e=700$ mm の方は、給気比の増加がほとんど認められないにもかかわらず、機関出力の増加は $L_e = 200$ mm の場合に匹敵する

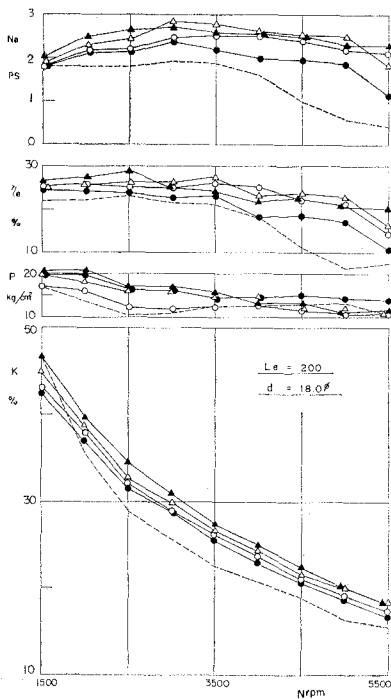


図-16 排気絞り弁位置と機関性能 ($L_e=200$, $d=18.0\phi$)

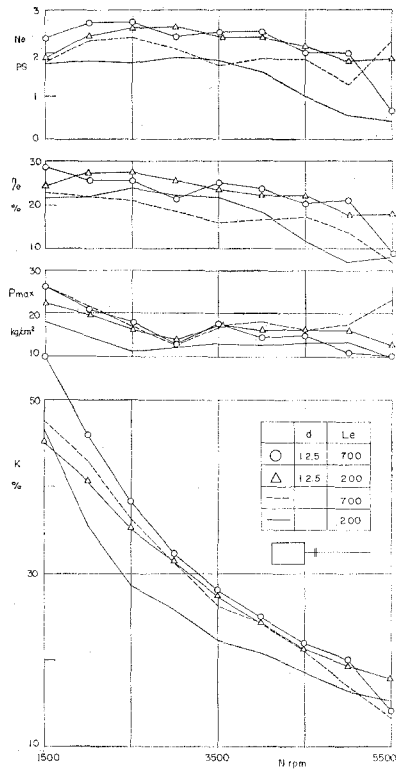


図-17 排気管長と機関性能 ($L_e=200$, 700 , $d=12.5\phi$)

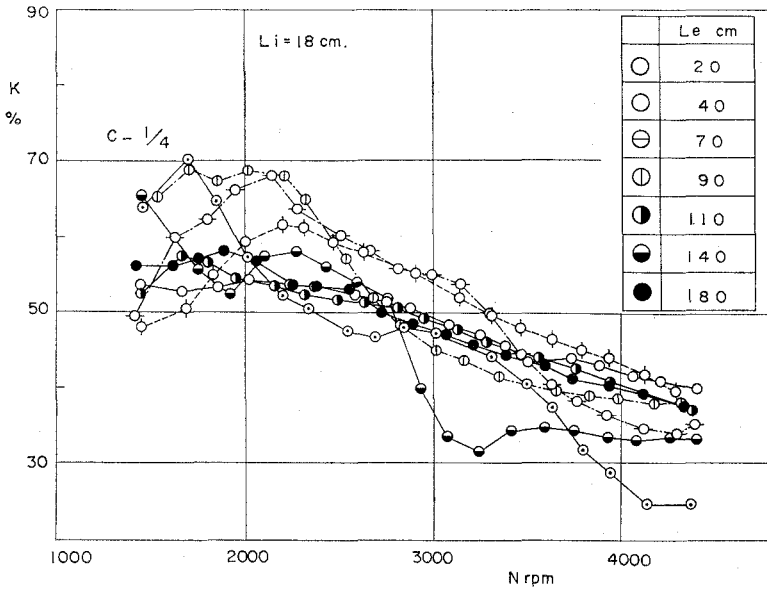


図-18 排気管効果 (E-50, C-1/4)

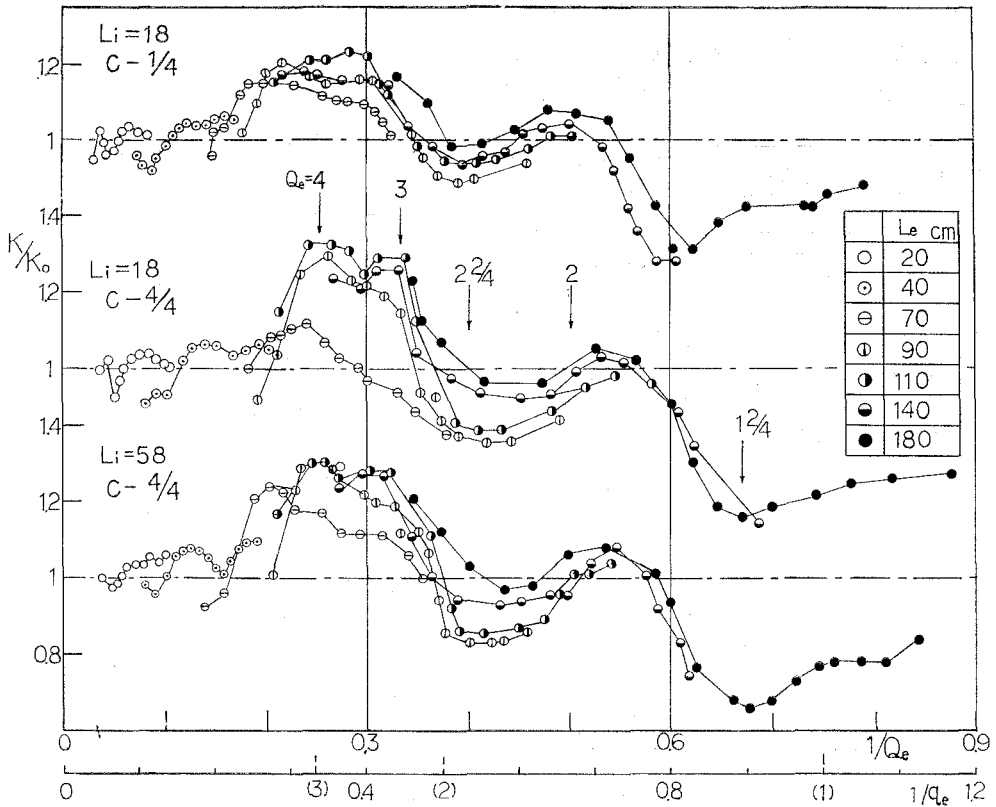


図-19 $K/K_0 \sim 1/Q_e$ 線図

ほどの効果があることを示している。気化器開度を $C-1/4$ に固定し、排気管長 (L_e) を広範囲に変えた場合の実験結果を図-18 に示す。図において、排気管が長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している。これらの結果を排気管を取り付けない場合の給気比 (K_0) との差 ($K-K_0$) または比 (K/K_0) を求め、先に報告した排気吹き出し特性数 $Z_e \left(\equiv \frac{\omega}{a_e} \cdot L_e^* \right)$ または有効脈動次数 $Q_e (= (1+Q_{es}^*/360) q_e)$ で整理してみると、気化器開度 $C-1/4$ の場合でも $Z_e = 0.3 \sim 0.6$, $Q_e = 0.18 \sim 0.35$ (図-19) の範囲で排気管効果による給気比の向上が認められ、その範囲は気化器全開の場合と同じことがわかる。

III・2 多孔共鳴型消音機の影響

III・2・1 消音器の大きさ (拡張室容積)

拡張室入口面積 (s) と排気管断面積 (f_e) との比 (s/f_e) を一定 ($s/f_e = 2.57$) に固定し、代表的排気管系 ($L_e = 0/0, 0/43, 43/0; 0/43 =$ 開口端側管長/機関側管長) について、拡張室容積 (V) を3種類に変えた場合の実験結果を図-20, 図-21, 図-22 に示す。図において、排気管系が比較的短い $L_e = 0/0$ の場合、多孔共鳴型拡張室を取り付けると約2~3%の給気比向上が認められ、これにともなって機関出力および熱効率が增加している。とくに高速回転ほどその増加が顕著である。逆の見方をすると高速回転における出力低下(点線)を拡張室を取り付けることによって、排気管内の脈動波を減衰させ、脈動波による出力低下を抑制しているとも考えられる。しかし、排気管系が長い $L_e = 0/43$ の場合には拡張室を付けても給気比はほとんど変ら

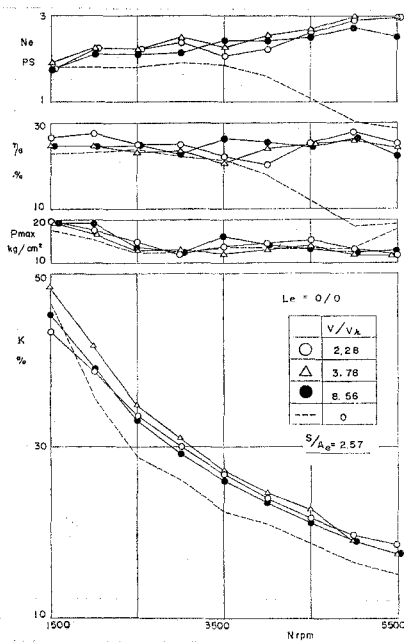


図-20 多孔共鳴型消音器の容積と機関性能 ($L_e = 0/0, s/A_e = 2.57$)

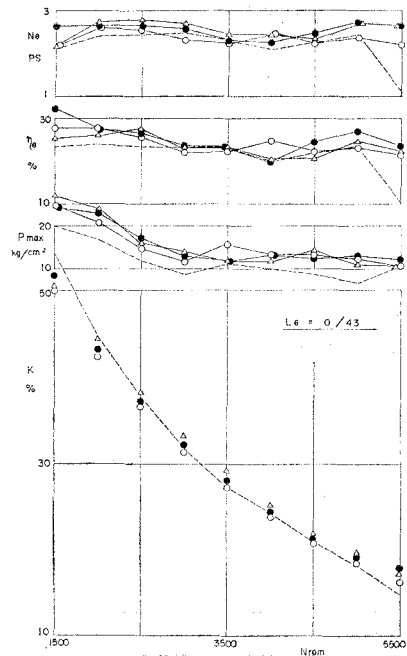


図-21 多孔共鳴型消音器の容積と機関性能 ($L_e = 0/43, s/f_e = 2.57$)

ず、機関出力および熱効率は僅かに向上する程度であり、 $L_e=43/0$ のように吸音器を機関側に取り付けても効果はなく、逆に機関出力は低下ぎみである。なお、多孔共鳴型消音器のオクターブ・バンド減衰値⁴⁾ (ATT) は

$$ATT(db) = 10 \log \left\{ 1 + \frac{s \cdot V}{2f_e^2(l_h + 0.8d_h)} \right\}$$

s : 消音器入口断面積

V : 消音器容積

l_h : パイプ肉厚

d_h : 孔 径

で与えられることは周知の事実であり、拡張室容積 (V) の値は大きいほど望ましいが、軽負荷運転時の機関性能向上の観点からは拡張室容積 (V) をあまり大きくしても意味はない。

III・2・2 拡張室入口面積 (s) の影響

拡張室容積 (V) を一定 ($V/V_h=1.8$) にして、拡張室への入口面積 (s) を $s/f_e=0 \sim 6.81$ の範囲に変えた実験結果の代表例を図-23 および 図-24 に示す。図において、 $L_e=0/0$ の場合、排気管系が比較的短いので、これに多孔共鳴型消音器 ($s/f_e=0.43$) を取り付けると、等価管長が増大し、その結果、排気管効果を助長して給気比は増加する。しかし、入口面積 (s) が大きくなると、等価管長が短縮することになるので、給気比は順次低下している。これに対し、機関出力および熱効率は $s/f_e=3.41$ 附近まで低下せず、最大値を示している。これらは背圧の増加によ

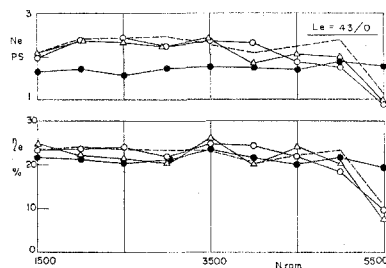


図-22 多孔共鳴型消音器の容積と機関性能 ($L_e=43/0$, $s/f_e=2.57$)

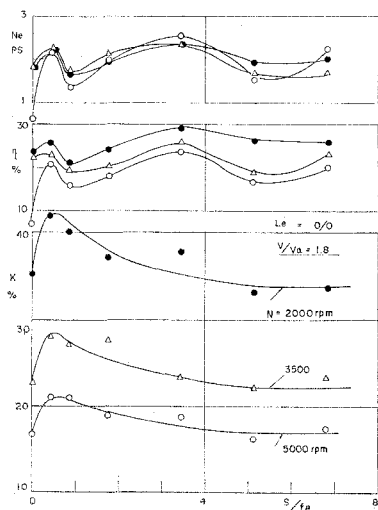


図-23 入口面積と機関性能 ($L_e=0/0$, $V/V_h=1.8$)

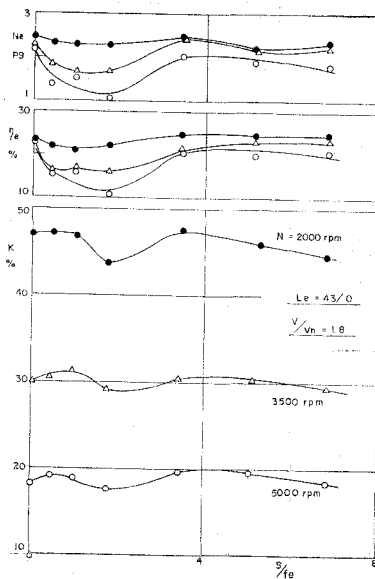


図-24 入口面積と機関性能 ($L_e=43/0$, $V/V_h=1.8$)

るシリンダ内充填比の改善に基因するものと考えられよう。しかし、 $L_e=43/0$ (図-24) のように排気管が比較的長い場合には、多孔共鳴型消音器を取り付けると等価管長が長くなり過ぎるためか給気比はほとんど増加せず、機関出力はむしろ低下する傾向を示している。しかし、開

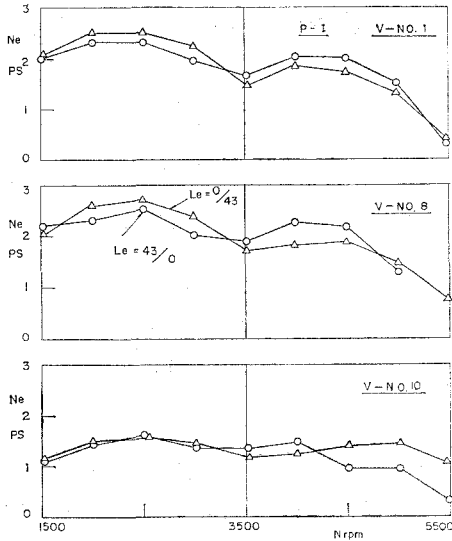


図-25 多孔共鳴型消音器の取り付け位置と機関性能

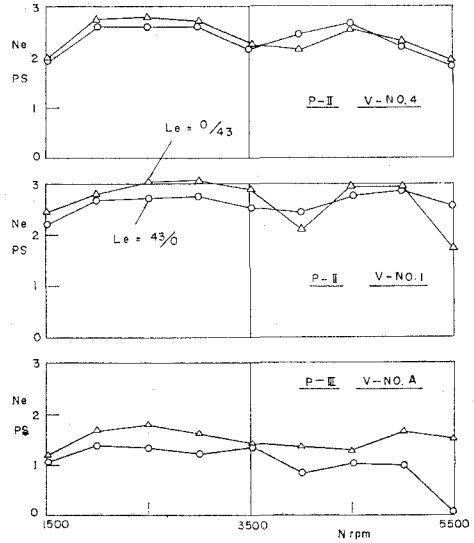


図-26 多孔共鳴型消音器の取り付け位置と機関性能

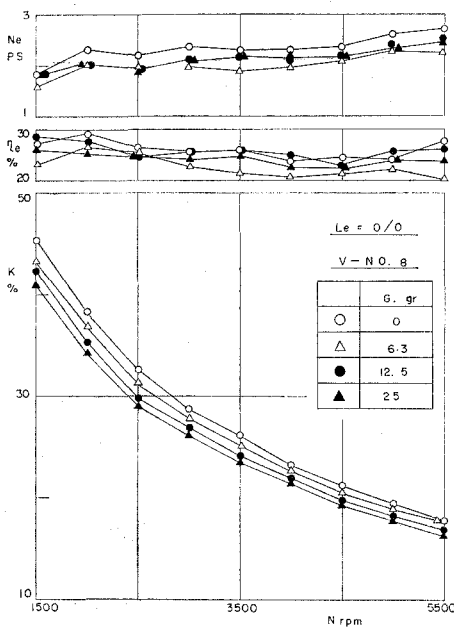


図-27 グラスウール充填量の効果 ($L_e=0/0$, V-No. 8)

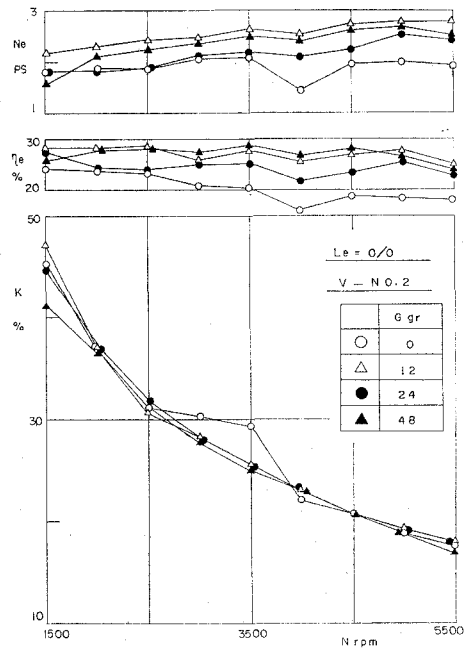


図-28 グラスウール充填量の効果 ($L_e=0/0$, V-No. 8)

口面積が大きくなると、やがて消音器を取り付けない場合の管長に近づくことになるので、このときの機関出力は消音器を取り付けない場合の値に近づく。このように、比較的短かい排気管系に多孔共鳴型消音器を取り付けると、機関出力の向上が期待でき、そのとき入口面積 (s) には最適値が存在する。すなわち、排気管系寸度、入口面積 (s) などを考慮した排気管系の等価管長に最適値が存在することがわかる。

III・2・3 取り付け位置 (l_1/l_2) の影響

多孔共鳴型消音器の取り付け位置 (l_1/l_2) を変えると、全長が一定であっても等価管長が変わることはすでに報告した。すなわち、同一の拡張室容積 (V), 入口開口面積 (f_0) を用いた場合、消音器を機関側に近づけるほど等価管長は増大する。このことが給気比曲線や機関出力曲線に影響する筈である。しかし、同時に背圧の増大をもたらすため、結果的には後者の影響が大きく、機関出力は多くの場合低下する傾向を示す。これを 図-25, 図-26 に示す。

III・2・4 吸音材 (グラス・ウール) を充填した場合

多孔共鳴型消音器を吸気系統に取り付け、そのために最大給気比がかなり低下するような条件下にある場合、グラス・ウールを充填していくと、最大給気比は充填量の増加につれて順次増加して、共鳴型消音器を取り付けない場合の

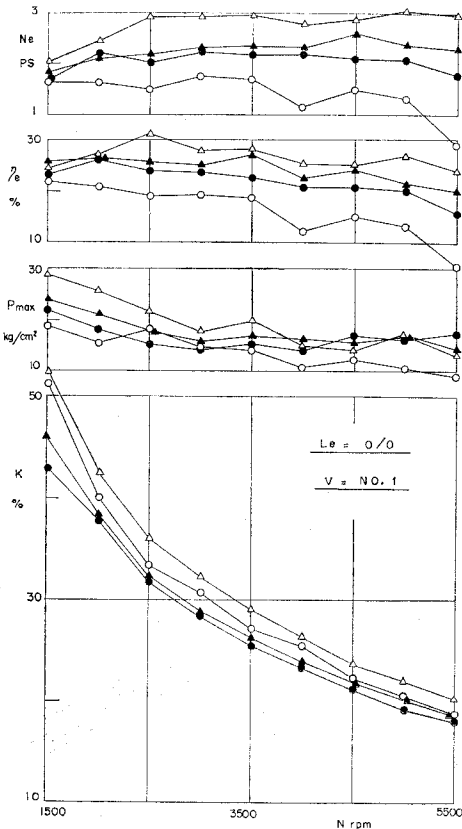


図-29 グラス・ウール充填量の効果 ($L_e=0/0$, V-No. 1)

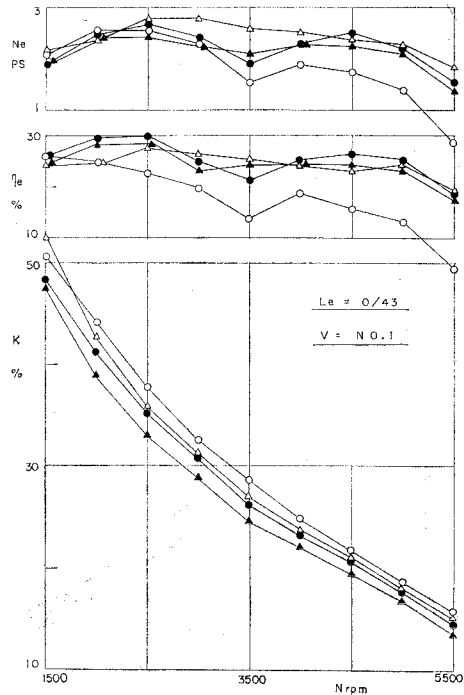


図-30 グラス・ウール充填量の効果 ($L_e=0/43$, V-No. 1)

値に近づくことはすでに報告した⁹⁾。かかる多孔共鳴型消音器を排気管系に取り付け、グラス・ウールの充填量を増していった場合の実験結果を図-27~図-32に示す。これらの図において、V-No. 8 ($V/V_h=214/118.94$, $s/f_e=3.41$) で排気管系が短い場合、グラス・ウールを充填すると給気比は低下し、機関出力も低下する傾向が認められるが、 $s/f_e=1.75$ (V-No. 2), $s/f_e=0.85$ (V-No. 1) の場合のように、グラス・ウールを充填しないときの機関出力が比較的低いときにグラス・ウールを少量 ($G=6.3$ gr 程度) 充填すると機関出力はかなり向上し、V-No. 1 の場合では約2倍に達していることがわかる。このようにグラス・ウール充填の効果は、入口面積が比較的小さい場合に大きい。しかし、いずれの場合もさらに充填量を増していくと出力は低下し、充填しない場合の値に近づくことがわかる。次に、排気管系が長い場合にも同様の傾向が認められるが、排気管系の短い場合ほど顕著ではなく、しかも排気管系の短い場合でも最適充填量 ($G=6.3\sim 12.5$) が増加する傾向がある。

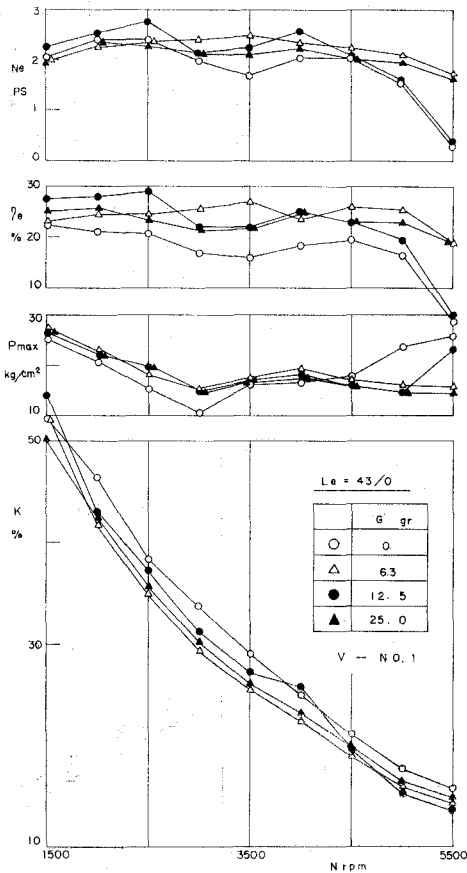


図-31 グラス・ウール充填量の効果 ($L_e=43/0$, V-No. 1)

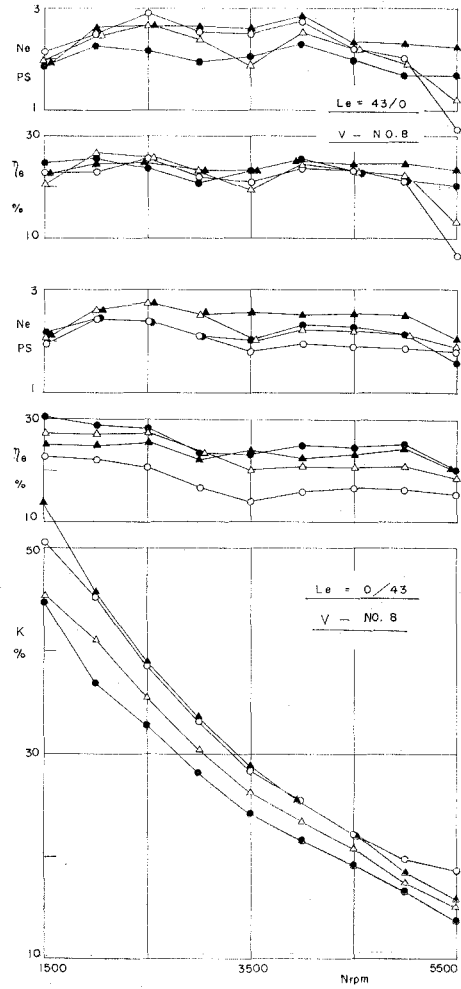


図-32 グラス・ウール充填量の効果 ($L_e=0/43$, V-No. 8)

これは、排気管系の脈動圧力波が管長に比例して増加するので、その減衰作用には多量のグラス・ウールを必要とするものと思われる。一方吸音材の消音効果はその充填密度 ($\rho \leq 20 \text{ kg/m}^3$ 以下) に比例することが報告されている。本実験における充填密度は $\rho = 29 \sim 117 \text{ kg/m}^3$ の範囲にある。したがって、消音効果と出力向上の両者を考え合わせると $\rho = 20 \sim 30 \text{ kg/m}^3$ 程度が望ましいと云えよう。

IV. 結 言

クランク室圧縮2サイクル機関の気化器開度を 1/4 に固定し、排気管系に各種の排気絞り弁、および多孔共鳴型消音器を取り付け、給気比、機関出力および熱効率におよぼす影響について実験的に調べた。その結果を要約すると次のとおりである。

1) 適当な排気絞り弁を取り付けると、給気比、機関出力および熱効率がかかなり増加する。しかも、機関側に近いほど効果があり、そのときの排気絞り弁の開口面積は小さい方が望ましい。かかる効果も排気管が長すぎると効果はない。

2) 拡張室型排気管系の開口端に排気絞り弁を取り付けると、特に高速回転領域での出力向上に効果が認められる。

3) 多孔共鳴型消音器を取り付けると排気管系の等価管長が増大する。このため、比較的排気管系が短い場合には、排気管効果による機関出力の向上が認められる。拡張室容積、入口開口面積、取り付け位置などの影響は、等価管長におよぼす影響として検討すればよいようである。

終りにのぞみ、日頃御指導、御鞭撻を賜われている東京大学宇宙航空研究所 浅沼 強教授、供試機関を貸与くださった鈴木自動車 K.K. 開発部 福西課長、津田 紘氏、実験に際して御協力頂いた本学福島和俊教官、早川技官ならびに卒業研究生、高岡寛幸、中野拓夫の諸氏に深甚なる謝意を表します。
(昭和 47 年 5 月 19 日受理)

文 献

- 1) 沢・他：室工大研報，5巻，1号 (S. 40-7).
- 2) 林・他：室工大研報，7巻，1号 (S. 45-7).
- 3) 五味・他：日本自動車研究所速報，No. 2 (S. 46-9).
- 4) 萩・他：東海大学工学部紀要，1962-1，p. 99.
- 5) 沢・他室工大研報，7巻，1号 (S. 45-7).