



空冷4サイクル機関のエゼクタ冷却に関する基礎実験 (第1報)

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-06-20 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 澤, 則弘, 岸浪, 紘機, 津田, 紘, 早川, 友吉 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3412

空冷4サイクル機関のエゼクタ冷却 に関する基礎実験 (第1報)

沢 則 弘・岸 浪 紘 機
津 田 紘・早 川 友 吉

Fundamental Experiment on Ejector-Cooling in Air Cooled Four-Stroke Cycle Engine (1st Report)

Norihiro Sawa, Kooki Kishinami, Hiroshi Tsuda
and Tomokiti Hayakawa

Abstract

Little use has been made of a gas ejector in an internal combustion engine, but its application which the exhaust gas energy can be employed as an activating force should be investigated systematically as a subsidiary device of a cooling fan.

There fore, we carried out some experiments with an air cooled, single cylinder four-stroke cycle engine to investigate systematically the influence of various factors in the ejector-typed exhaust pipe system and to obtain the design method on such a pipe system. Consequently, it is ascertained that the exhaust gas ejector can be applied to the subsidiary cooling apparatus in the four-stroke cycle engine.

1. 緒 言

内燃機関の冷却系統は付随的な問題として軽く取り扱われる傾向があるが、機関の出力向上が進むにつれて熱負荷も急速に増大し、その重要性が認められてきた。とくに空冷機関においては、その影響も大きく、たとえば空冷4サイクル機関 ($V_h=200$ cc) 用冷却ファンの駆動馬力は 図-1 に示すように機関回転数に比例して増加し、機関出力の約24%にも達している。またファンケース内の風速分布や流線も機関回転数や場所によって大幅に変化する(図-2 参照) ので、機関の温度分布をも考慮した送風空気の有効利用や冷却用ファンおよびファンケースの流体力学形状決定などの基礎的研究が必要であらう。

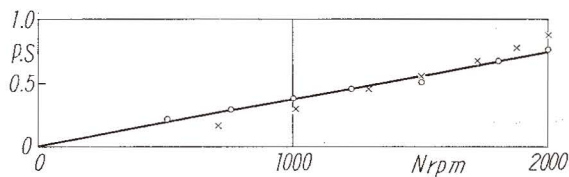


図-1 冷却ファンの駆動馬力 (E-200)

しかし、機関の所要冷却空気量 (V) は機関出力に比例し、送風ファンの駆動馬力は冷却風

量(V)と有効全圧(ΔP_t)に比例するので、その性能改善にも限度があるだろう。そこで、積極的な一対策として排気ガス流を動力源とするエゼクタポンプの利用が挙げられる。よって、排気エゼクタポンプの基礎的研究の一環としてクランク室圧縮2サイクル機関に直管型エゼクタを使用した場合のポンプ性能および機関性能(とくに吸気比)について究明し、すでに報告した。ここでは空冷4サイクル機関に直管型排気エゼクタを取り付け、エゼクタ寸度を広範囲に変えながらエゼクタポンプの性能を測定し、その影響を明らかにするとともに排気エゼクタの適用性について検討したので報告する。

2. 実験装置および実験方法

供試機関は農業用強制空冷側弁式4サイクル機関(富士重工 K.K. KD-51 B 型)であり、その諸元は次の通りである。

行程体積	254 cc
筒径×行程	68 ϕ × 70 mm
圧縮比	6 : 1
常用出力	5 P.S./1,650 r.p.m.
最大出力	7 P.S./2,100 r.p.m.
燃料消費率	275 gr/P.S·hr
吸気管径	1"
排気管径	1"

実験装置は図-3に示すように給気流量の測定装置②~④を給気側に取り付け、排気側には機関の排気ガスを動力源とするエゼクタポンプ⑦~⑧を構成し二次空気を吸引させた。

なお、本実験においては表-1に示すような各種のノズル、混合管を準備し、ノズル位置、混合室長さおよび直径を広範囲に変えた。供試機関はVベルト連結のUK型電気

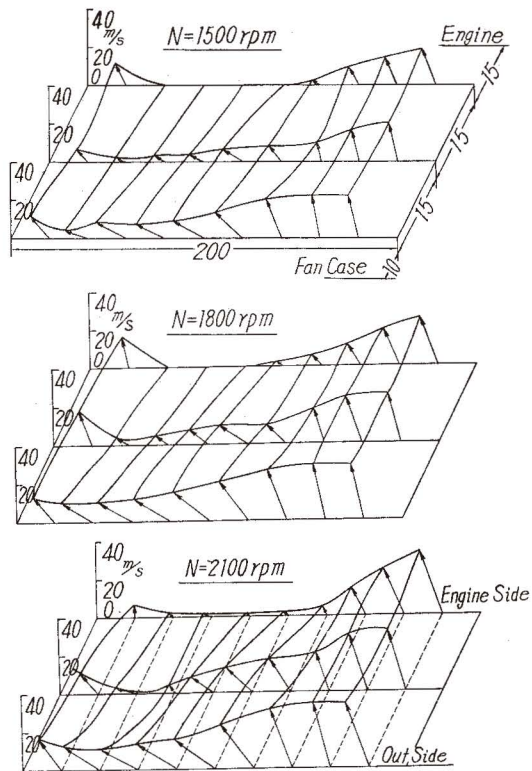


図-2 冷却ファンのケース内風速分布 (E-200)

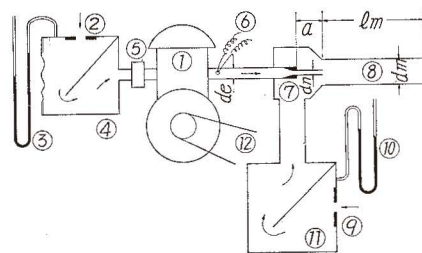


図-3 実験装置

- | | |
|----------|------------|
| ① 供試機関 | ⑦ ノズル |
| ② 丸型ノズル | ⑧ 混合室(直管型) |
| ③ マノメータ | ⑨ 丸型ノズル |
| ④ サージタンク | ⑩ マノメータ |
| ⑤ 気化器本体 | ⑪ サージタンク |
| ⑥ 熱電対 | ⑫ UK型電気動力計 |

表-1 供試ノズル・混合管の諸元

供 試 混 合 管			A	B	C	D	E	F	G	H	I
呼 径 in	内 径 d_m ・cm	面 積 f_m ・cm ²	f_m/f_n								
2 ½	6.79	36.2	6.00	8.43	9.93	12.2	13.0	16.8	18.5	28.0	30.4
2	5.29	22.0	3.65	5.11	6.03	7.41	7.91	10.2	11.2	17.1	18.5
1 ½	4.16	13.6	2.26	3.16	3.73	4.58	4.90	6.32	6.95	10.5	11.4
1 ¼	3.57	10.0	1.66	2.33	2.74	3.36	3.60	4.65	5.10	7.75	8.40
1	2.76	6.07	1.01	1.41	1.67	2.04	2.18	2.82	3.10	4.71	5.10
¾	2.16	3.66	0.607	0.852	1.00	1.23	1.32	1.70	1.87	2.84	3.08
d_n	ノズル 直径 cm		2.77	2.34	2.16	1.95	1.88	1.65	1.58	1.28	1.23
f_n	ノズル断面積 cm ²		6.03	4.30	3.65	2.97	2.78	2.15	1.96	1.29	1.19
f_n/f_e	面 積 比		1	0.713	0.605	0.493	0.461	0.357	0.325	0.214	0.197
d_n/d_e	直 径 比		1	0.845	0.778	0.702	0.679	0.597	0.570	0.462	0.444

動力計で運転し、吸気流量および二次空気流量は行程体積の約 800 倍の脈動鎮静用タンクの壁面に丸型ノズル (開口径 15 mmφ および 21 mmφ) を取り付けて測定した。

実験方法は、まずエゼクタ型排気管系を設定し、UK 型電気動力計を起動して供試機関を駆動させる。発火運転の場合には点火栓系統のスイッチを入れ発火運転に移る。

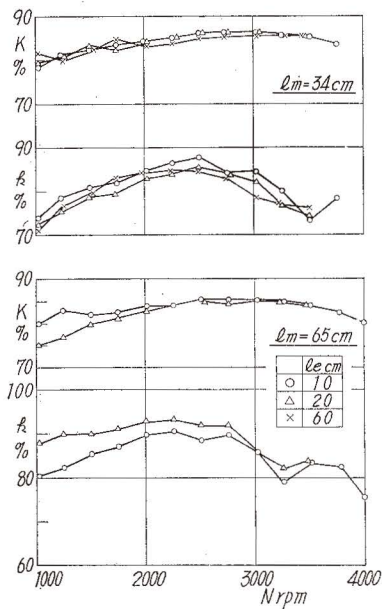
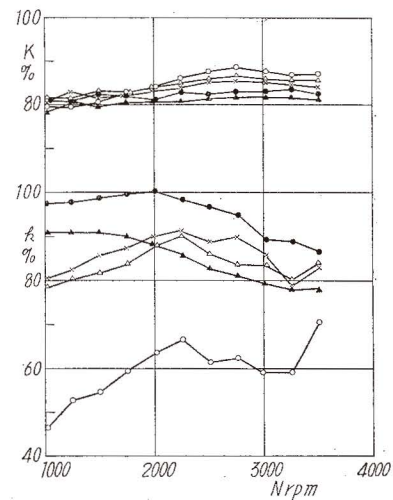
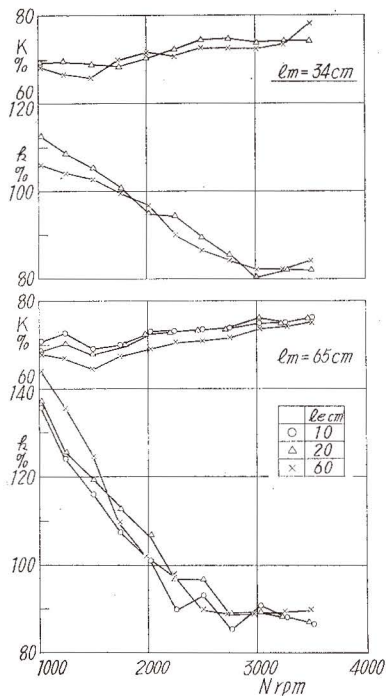
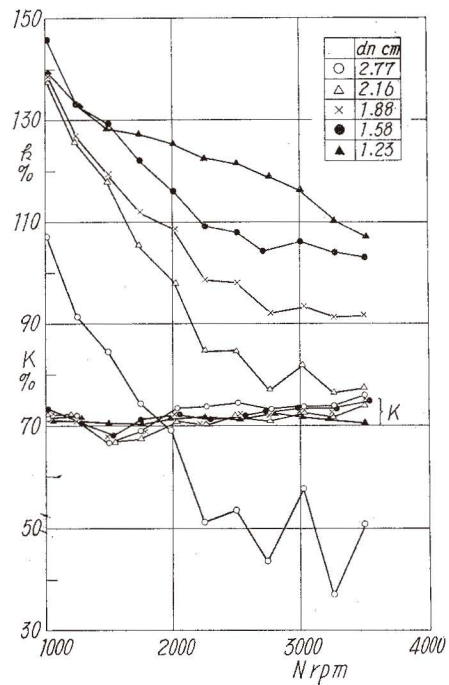
次に、気化器浮子室の高さを微動調整しながら混合比を最適状態に保ち、機関が正常燃焼に達し、排気ガスの温度が定常になるのを待って機関回転数、吸気量、二次空気量および排気ガス温度を測定する。かかる測定をエゼクタ寸度を広範に変え、駆動運転および発火運転につき機関回転数 $N=1,000$ r.p.m. から 200~300 r.p.m. おきに最高 3,500 r.p.m. まで実施した。

3. 実験結果および考察

排気エゼクタを4サイクル機関に適用した場合の効果を詳細に調べる目的で、まず直管型混合室のエゼクタを取り上げ、機関の吸込空気量 (一次空気) およびエゼクタポンプの吸引空気量 (二次空気) を測定した。その結果について次に述べる。

3.1 排気管長 (l_e) の影響

排気エゼクタの一次側管系、すなわち機関の排気管の長さ (l_e) が吸気比 $K=Q_{a1} \div V_h \cdot n / (60 \times 2)$ およびエゼクタポンプの吸込空気比 $k=Q_{a2} \div V_h \cdot n / (60 \times 2)$ に如何なる影響を与えるかを調べる目的で、エゼクタ寸度を一定とし (排気ノズル径 $d_n=1.88$ cm, ノズル距離 $a=4.2$ cm, 混合管径 $d_m=1\frac{1}{2}$ " , 混合室長さ $l_m=8d_m \div 34$ cm および $l_m=65$ cm), 排気管長 (l_e) を変えながら吸気量および二次空気量を測定した。駆動運転の実験結果を図-4 に、発火運転の実験結果を図-5 に示す。図において、いずれの場合も排気管が短くなると吸気比 (K) は僅かながら増加している。これに対し、二次空気比 (k) は混合室長さ (l_m) を定常流の最適寸法比^{2)~4)} (l_m/d_m

図—4 排気管長 (l_e) の影響 (駆動)図—6 排気ノズル開口面積の影響 (駆動)
 $a=4.2$ cm, $l_m=65$ cm, $d_m=1\frac{1}{2}$ ''図—5 排気管長 (l_e) の影響 (発火)図—7 排気ノズル開口面積の影響 (発火)
 $a=4.2$ cm, $l_m=65$ cm, $d_m=1\frac{1}{2}$ ''

$=8$, すなわち $l_m = 34 \text{ cm}$) に設定した場合には吸気比 (K) と同様に順次増加する傾向を示すが, 混合室をさらに長く $l_m = 65 \text{ cm}$ とした場合には逆の傾向さえ認められる。しかし, 排気管長 (l_e) の影響は比較的に小さいので以後の実験では排気管長を常に $l_e = 20 \text{ cm}$ に固定した。

なお, 発火運転による吸込空気の温度上昇は2サイクル機関の場合よりも顕著なので, 発火運転の吸気比は駆動運転の場合よりも約10%も低い。

しかし, 高速領域 ($N \geq 2,500 \text{ r.p.m.}$) における二次空気比 (k) は運転状態に関係なくほぼ等しいが, 低速回転になるほど発火運転時の二次空気比 (k) は急激に増加し, 駆動運転の場合よりも著るしく高くなっている。したがって, 発火運転時の流量比 (k/K) は $N = 1,000 \text{ r.p.m.}$ で, $k/K \div 2.0$ にも達しており, 低速回転における排気吹出しエネルギーの利用度はかなり高いことがわかる。

3.2 排気ノズルの開口径 (d_n) の影響

エゼクタとして重要な意義をもつ一次側ノズル (排気管開口端に取り付けたノズル) の影響を解明するため, エゼクタ寸度を一定とし, ノズルの開口面積 (f_n) を5種類に変えて実験した。その結果の代表例を図-6 (駆動運転, $a = 4.2 \text{ cm}$, $l_m = 65 \text{ cm}$, $d_m = 1\frac{1}{2}''$) および図-7 (発火運転, $a = 4.2 \text{ cm}$, $l_m = 65 \text{ cm}$, $d_m = 1\frac{1}{2}''$) に示す。さらに, これら一連の実験結果から機関回転数 $N = 1,500, 2,000, 2,500 \text{ r.p.m.}$ および $3,500 \text{ r.p.m.}$ における吸気比 (K), 二次空気比 (k) を求め, ノズルの開口面積 (f_n) と排気管断面積 (f_e) との比 (f_n/f_e) についてプロットしたのが図-8 および図-9 である。図によると, 駆動運転における吸気比 (K) はノズル面積比 (f_n/f_e) に比例して順次低下しているが, 発火運転の場合にはノズル面積 (f_n) を変えてもほとんど変化せず, 高速回転 $N = 3,500 \text{ r.p.m.}$ においてさえ $f_n/f_e \geq 0.33$ の範囲では給気比はほぼ一定である。これは排気ガス流の温度上昇につれて, その圧縮性が増加するためと考えられる。このように供試機関の常用機関回転数 $N = 1,650 \text{ r.p.m.}$ 附近において吸気比を低下させることなく排気エゼク

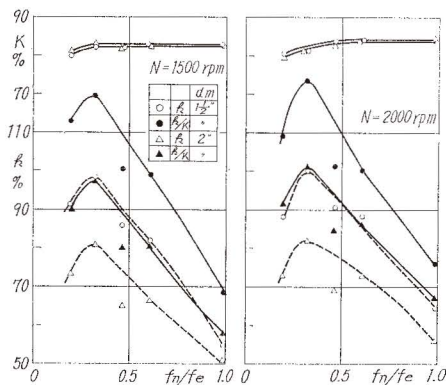


図-8 (a) ノズル径 (d_n) の影響 (駆動)
 $l_m = 65 \text{ cm}$

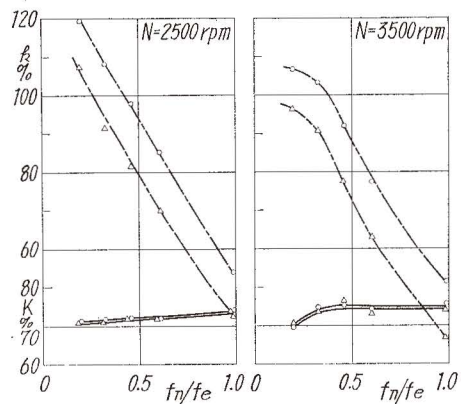


図-8 (b) 排気ノズル径 (d_n) の影響 (駆動)
 $l_m = 65 \text{ cm}$

タポンプを作動させることができることがわかる。なお、エゼクタ性能、すなわち二次空気比(k)は2サイクル機関の場合(図-12 参照)と同様に、一般にノズル面積(f_n)が小さいほど増加し、駆動運転の場合には $f_n/f_e=0.32$ 付近で最大となり再び低下している。しかし、発火運転の場合には最大の二次室気比(k)を与えるノズル面積比(f_n/f_e)はさらに小さい方に移行しているようである。かかる傾向は混合室管径(d_m)を $d_m=2''$ とした場合にも全く同様である。

なお、混合室管径 $d_m=1\frac{1}{2}''$ 、ノズル径 $d_n=1.23$ cm の場合、二次室気比は $k=110\sim130\%$ (発火運転)、 $k=70\sim80\%$ (駆動運転) であり、2サイクル機関における値 $k=35\sim50\%$ の約2.5倍にも達している。そのうえ、排気ノズルによる吸気比の低下もほとんどなく、2サイクル機関の場合に認められた残留脈動波に基因する逆流現象なども見受けられないので、排気エゼクタの適用上有利であることがわかる。

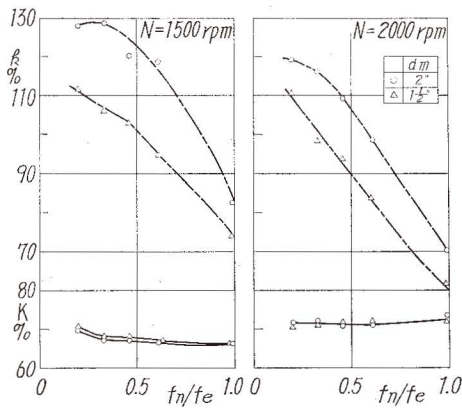


図-9 (a) 排気ノズル径 (d_n) の影響 (発火)

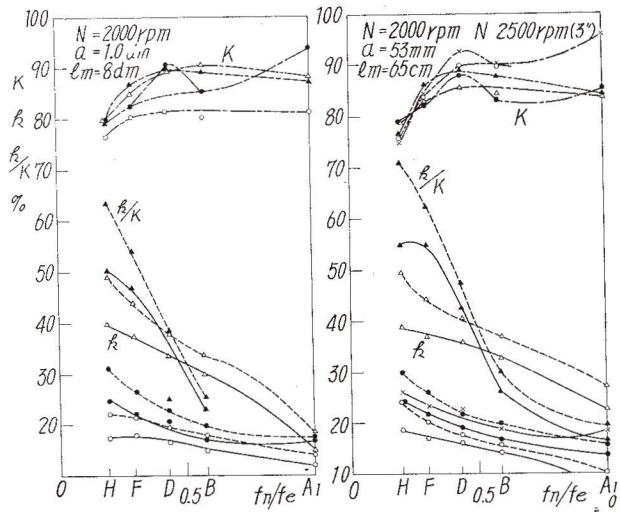


図-10 (a) ノズル径 (d_n) の影響 (2サイクル機関)

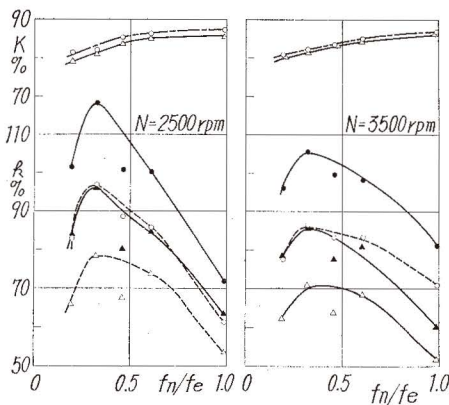


図-9 (b) 排気ノズル径 (d_n) の影響 (発火)

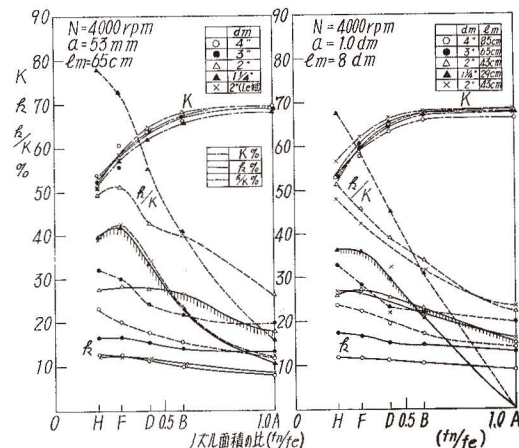


図-10 (b) ノズル径 (d_n) の影響 (2サイクル機関)

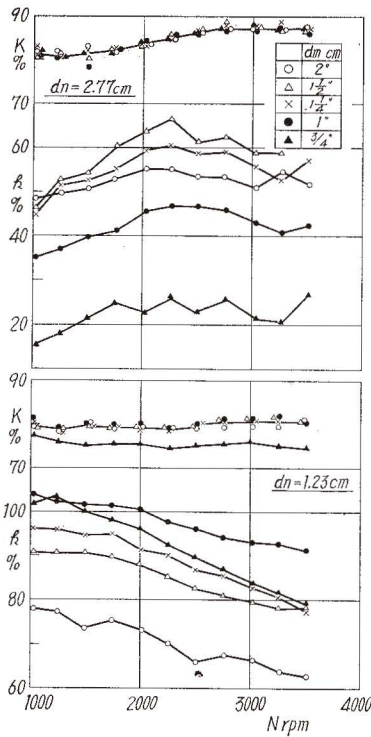


図-11 混合室直径 (d_m) の影響 (駆動)
 $a=4.2$ cm, $l_m=65$ cm

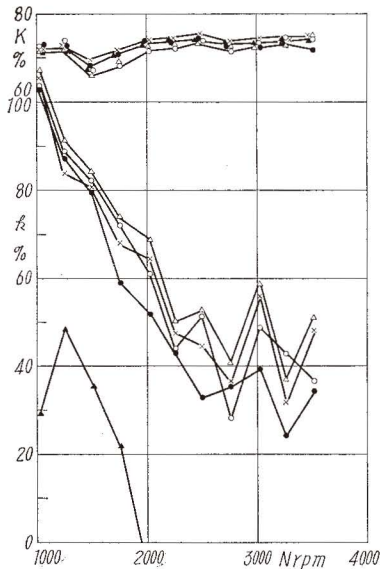


図-12 混合室直径 (d_m) の影響 (発火)
 $a=4.2$ cm, $l_m=65$ cm

3.3 混合室管径 (d_m) の影響

排気管長 $l_e=20$ cm, ノズル径 $d_n=2.77$ cm および 1.23 cm, ノズル距離 $a=4.20$ cm, 混合室長さ $l_m=65$ cm とし混合室の太さ (d_m) を5種類に変えた場合の実験結果を図-11 (駆動運転) および図-12, 13 (発火運転) に示す。図によると、いずれの場合も混合室管径 (d_m) を広範囲に変えても吸気比曲線は2~3%の範囲でばらついているに過ぎず、その影響をほとんど考慮する必要がないことがわかる。これは混合室管径 (d_m) が小さくなるにつれて、脈動効果による給気曲線の山が順次低速回転側に移行した2サイクル機関の場合とかなり違っている。その理由としては、2サイクル機関の場合よりも排気管を短かくしたことと、供試機関のオーバーラップ (吸気弁開: 上死点前 26° , 排気弁閉: 上死点后 21°) が比較的小さいので脈動効果の影響が吸気比曲線を左右するまでには未だいたらないためであろう。

これに反して、二次空気比 (k) に対する混合室管径 (d_m) の影響はきわめて顕著であり、そのうえエゼ

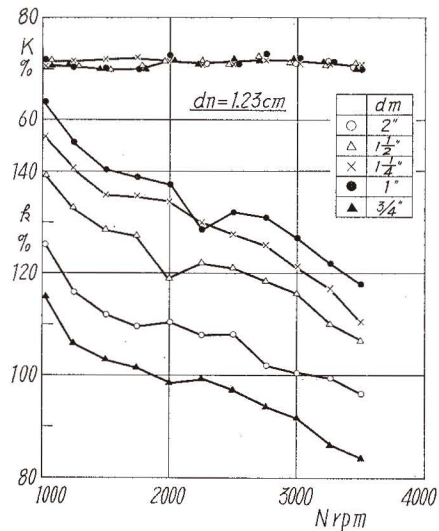


図-13 混合室直径 (d_m) の影響 (発火)
 $a=4.2$ cm, $l_m=65$ cm

クタ寸度によって複雑に変化している。すなわち、図-11, $d_n=2.77$ cm の場合の二次空気比 (k) 曲線はいずれも $N=2,300$ r.p.m. 付近で山となり、その値は混合室管径 (d_m) に比例して順次増加しているが、混合室管径が $d_m=1\frac{1}{2}$ '' より大きくなると二次空気比 (k) は再び低下している。これに対し、 $d_n=1.23$ cm のようにノズル径 (d_n) が小さくなると二次空気比曲線の山を与える

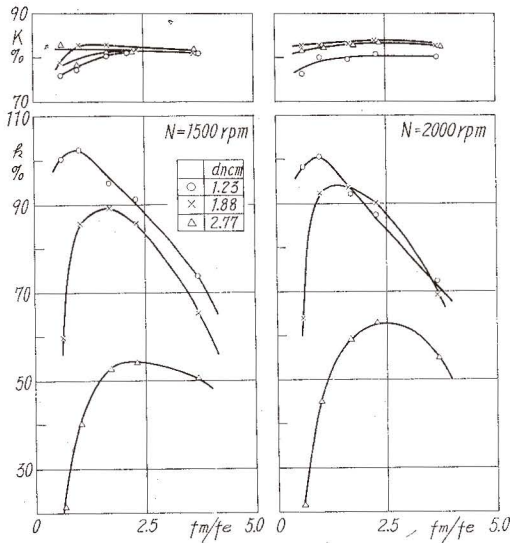
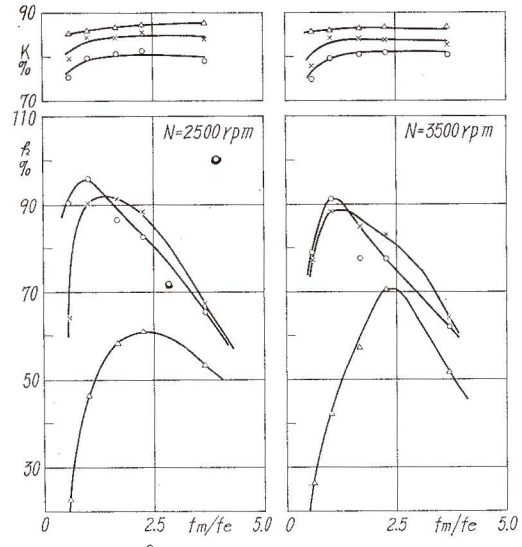
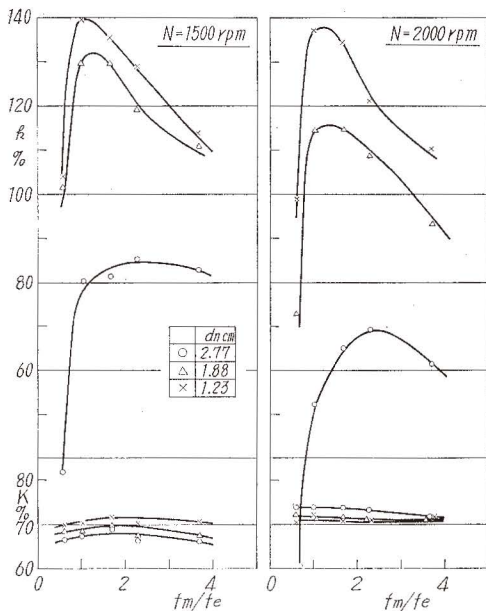
図-14 混合室直径 (d_m) の影響 (駆動)図-15 混合室直径 (d_m) の影響 (駆動)

図-16 混合室直径の影響 (発火)

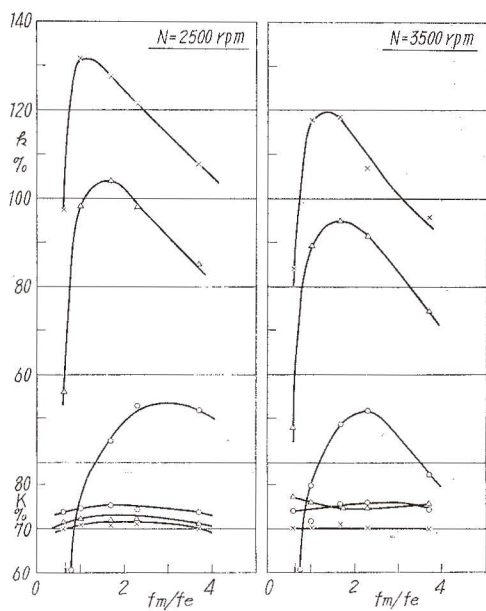


図-17 混合室直径の影響 (発火)

機関回転数 (N) はさらに低速回転 ($N=1,000 \sim 1,300$ r.p.m.) 側にずれている。また、混合室管径 (d_m) が小さくなると二次室気比 (k) は増大し、 $d_m=1 \sim 3/4''$ で最大となっている。このように最適の混合室管径 (d_m) はノズル径 (d_n) に比例して変化することがわかる。かかる傾向は発火運転の場合 (図-12, 13) も全く同じである。

しかし、ノズル径 (d_n) が小さいほど二次室気比 (k) の値も高く、混合室管径 (d_m) の影響も著るしい。かかる現象をより具体的に調べるため、機関回転数 $N=1,500, 2,000, 2,500$

および 3,500 r.p.m. における吸気比 (K)、二次室気比 (k) を求め、それを混合室管断面積比 (f_m/f_e) につきプロットしたのが図-14, 15 (駆動運転) および図-16, 17 である。図によると、最適の混合室断面積比 (f_m/f_e) が明らかに存在し、その値は表-2 に示すようにノズル径 (d_n) に比例して増大している。しかし、 $(f_m/f_e)/d_n$ の値を算出すると駆動運転の場合 $(f_m/f_e)/d_n \div 0.81$ とほぼ一定となり、発火運転の場合もほぼ同じである。かかる傾向は2サイクル機関において排気ノズルを使用しない場合 ($f_n/f_e=1$) にも図-18 に示すように認められる。

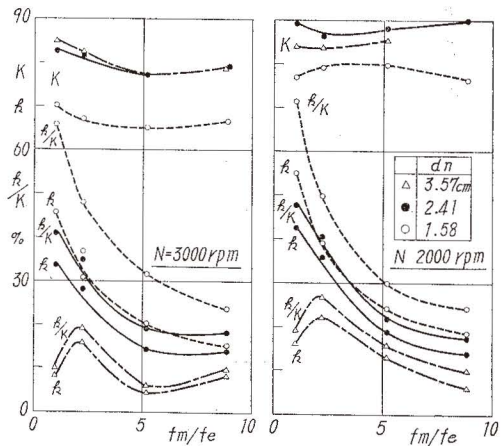


図-18 混合室面積 (f_m) の影響 (2サイクル機関)
 $a=1.0 d_m, l_m=65$ cm

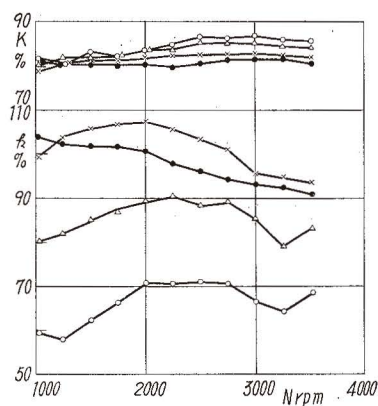
表-2 最適の f_m/f_e

供試ノズルの直径 (d_n) cm	1.23	1.88	2.77
駆動運転の最適 f_m/f_e	1.0	1.5	2.25
$(f_m/f_e)/d_n$	0.813	0.796	0.812
発火運転の最適 f_m/f_e	1.0~1.25	1.25~1.75	2.25
$(f_m/f_e)/d_n$	0.813~1.01	0.665~0.93	0.812

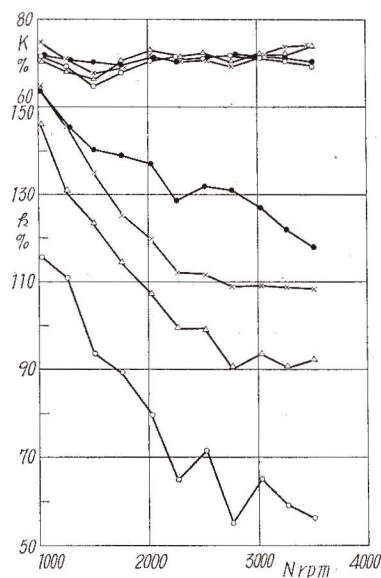
しかし、二次室気比 (k) に対する混合室管径 (または断面積) の影響は2サイクル機関の場合よりも大きい。低速回転になるほど、また排気ノズル径 (d_n) が大きくなるほど、その影響も小さくなり混合管径 (d_m) の選択の自理度が増加することがわかる。なお、最適の混合室管径 (d_m) を採用するならば、機関回転数を変えても二次室気比 (k) はほとんど変らなくなる点も望ましい現象である。

3.4 混合室一ノズル面積比 (f_m/f_n) の影響

混合室と排気ノズルの断面積比 (f_m/f_n) または直径比 (d_m/d_n) を一定とし、両者の面積をそれぞれ変えた実験結果として面積比 $f_m/f_n=5.107$ ($d_m/d_n=2.26$) の場合を 図-19 (駆動運転)



図—19 混合室径 (d_m) と排気ノズル径 (d_n) の影響 (駆動)
 $d_m/d_n=2.26$, $a=4.2$ cm,
 $l_m=65$ cm

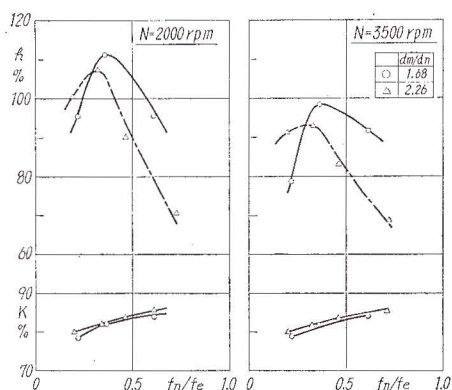


図—20 混合室径 (d_m) と排気ノズル径 (d_n) の影響 (発火)
 $d_m/d_n=2.26$, $a=4.2$ cm
 $l_m=65$ cm

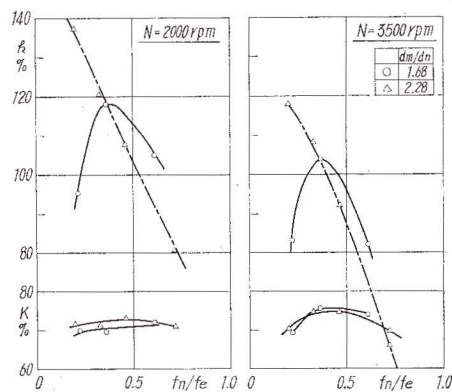
これは前節の場合と同様に最適の f_m/f_e および f_n/f_e が存在するためである (図-21 および図-22 参照)。

3.5 混合室長さ (l_m) の影響

エゼクタポンプに関する従来の定常流実験では混合室の長さ (l_m) と直径 (d_m) の最適寸法比は $l_m/d_m \div 7 \sim 8^{(2) \sim (4)}$ と云われている。また、2サイクル機関による実験結果では混合室長さ



図—21 混合室直径/排気ノズル径の影響 (駆動)



図—22 混合室直径/排気ノズル径の影響 (発火)

および図-20 (発火運転) に示す。図によると、ノズル径 (d_n) および混合室管径 (d_m) が小さくなるにつれて駆動運転の給気比 (K) は順次低下するが、発火運転の給気比はあまり変化していない。

次に、二次室気比 (k) はノズル径および混合室管径が小さくなるほど順次増加するが駆動運転の場合には $d_n=1.58$ cm, $d_m=1\frac{1}{4}$ の組合せがもっとも高い。

(l_m) の二次室気比 (k) に及ぼす影響は比較的小さいものの、定常流実験の結果とはかなり相違し 図-23 に示すように $l_m/d_m \div 5$ および 15 附近において二次空気比曲線の山をなしている。かかる混合室長さ (l_m) の影響を調べた実験結果を図-24 (駆動運転) および 図-25 (発火運転) に示す。図によると、吸気比 (K) に対する混合室長さ (l_m) の影響は駆動運転よりも発火運転の場合の方が大きく、しかも排気吹出し効果の影響が表われると見えて $l_m = 65 \text{ cm}$ の吸気比は全機関回転範囲にわたって数 % 向上している。これに対し、二次空気比 (k) は混合室長さ (l_m) に比例的に増加している。かかる実験をノズル径 (d_n) を広範囲に変えて実施した。それらから代表的機関回転数 ($N = 1,500, 2,000, 2,500$ および $3,500 \text{ r.p.m.}$) における吸気比 (K)、二次空気比 (k) を求め、管長比 (l_m/d_m) につきプロットしたのが 図-26 (駆動運転) および 図-27 (発火運転) である。

図によると、駆動運転の場合には従来の定常流実験と同じように $l_m/d_m \div 8$ 附近で二次空気比曲線の山を生じているが、さらに混合室管長比 (l_m/d_m) が大きく $l_m/d_m \geq 15$ の範囲で再び急激に増加している。これに対し、発火運転で排気ノズル径が小さい場合 ($d_n = 1.23 \text{ cm}$) には、 $l_m/d_m = 12 \sim 14$ 附近で二次空気比曲線の山を生じ、排気ノズル径 (d_n) が大きい場合 ($d_n = 1.88 \text{ cm}$ または 2.7 cm) には、機関回転数の上昇につれて二次空気比曲線の山を与える管長比 (l_m/d_m) の値も増大する傾向が認められる。また、図-23 と 図-27 の比較からも明らかなように二次空気比 (k) に対する混合室長さ (l_m) の影響は2サイクル機関の場合よりも大きく、排気エゼクタの設計

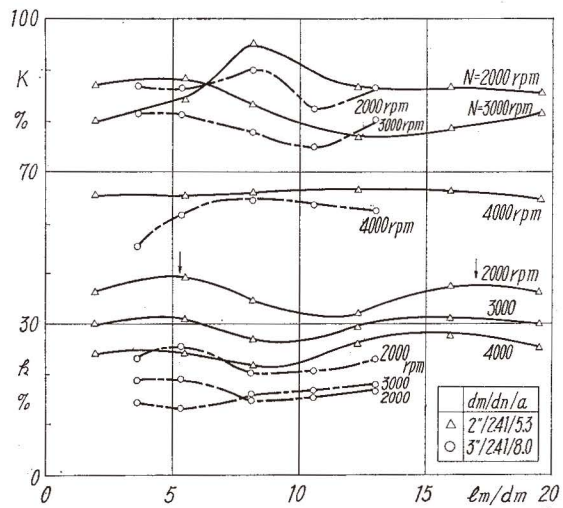


図-23 混合室長さ (l_m) の影響 ($d_n = 2.41 \text{ cm}$)

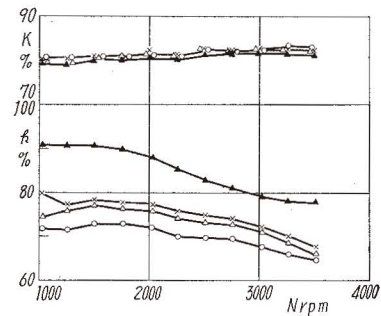


図-24 混合室長さ (l_m) の影響 (駆動)
 $a = 4.2 \text{ cm}$, $d_n = 1.23 \text{ cm}$, $d_m = 1 \frac{1}{2}''$

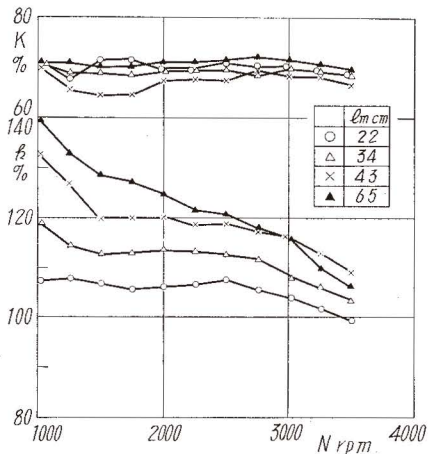


図-25 混合室長さ (l_m) の影響 (発火)
 $a = 4.2 \text{ cm}$, $d_n = 1.23 \text{ cm}$, $d_m = 1 \frac{1}{2}''$

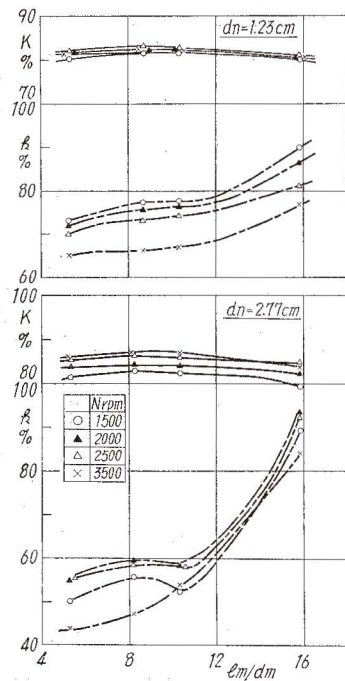


図-26 混合室長さ (l_m) の影響 (駆動)
 $d_m=1\frac{1}{2}''$

上混合室長さ (l_m) の選択が重要であることがわかる。このように2サイクル機関や駆動運転の場合とかなり違う結果を与えているが、これは主として混合室の圧力伝播速度の相違に基因するものであろう。

3.6 排気ノズル距離 (a) の影響

排気ノズルの先端と混合室入口との距離 (a) の最適値は定常流実験では $a=(1.0\sim1.5)d_m$ と云われており、2サイクル機関による実験結果では図-28に示すように $a=(0.5\sim1.5)d_m$ である。かかる最適距離を調べる目的で、ノズル距離を $a=(0\sim2.0)d_m$ の範囲に変えて実験を行なった。その代表例を図-29および図-30に示す。また、代表的機関回転数につき吸気比 (K) および二次空気比 (k) の値をノズル距離比 a/d_m についてプロットしたのが

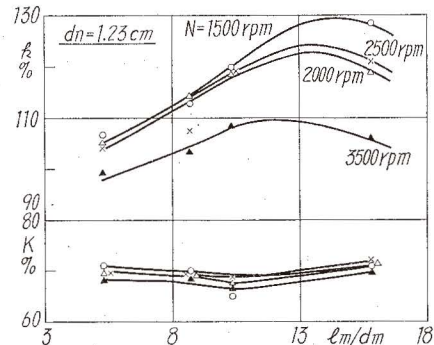


図-27 (a) 混合室長さ (l_m) の影響 (発火)
 $d_m=1\frac{1}{2}''$

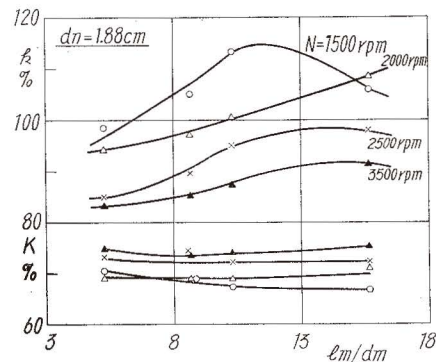


図-27 (b) 混合室長さ (l_m) の影響 (発火)
 $d_m=1\frac{1}{2}''$

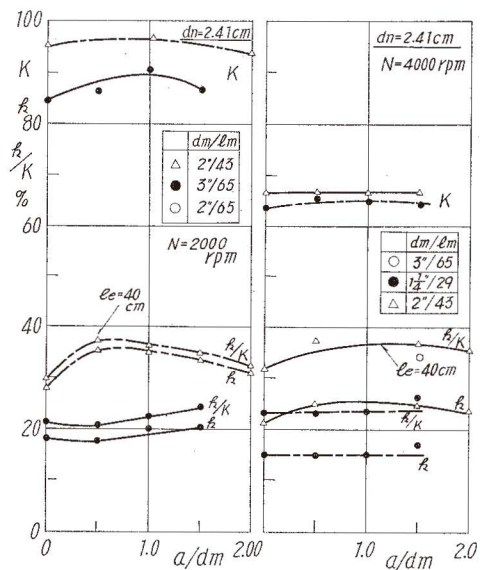


図-28 ノズル距離 (a) の影響 (2サイクル機関)

図-31 および 図-32 である。

図によると吸気比 (K) に対するノズル距離 (a) の影響はほとんど認められない。しかし、二次室気比 (k) に関しては、最適のノズル距離が存在することがわかる。すなわち、排気ノズル径 (d_n) が小さい場合 (たとえば $d_n=1.23$ cm) にはノズル距離の影響は小さいものの、その最適値は $a/d_m \geq 2.0$ 附近に存在するようである。しかるに、ノズル径が $d_n=1.88$ cm に増大すると二次空気比に対するノズル距離 (a) の影響も増加し、その最適値は $a/d_m \div 1.5$ (駆動運転), $a/d_m=1.0$ (発火運転) と減少し、さらに $d_n=2.77$ cm となると $a/d_m \div 0.5$ へと順次小さくなるのがわかる。このように排気ノズル径 (d_n) に直線的に反比例して a/d_m の最適値は変るようであるが、ノズル距離 (a) の影響が問題となる領域においては従来の定常流実験や2サイクル機関の実験結果よりも幾分小さい $a/d_m=0.5 \sim 1.0$ の値を採用すればよからう。

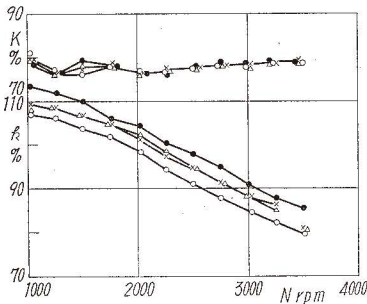


図-29 ノズル距離 (a) の影響 (駆動)
 $d_n=1.23$ cm, $d_m=1\frac{1}{2}''$
 $l_m=65$ cm

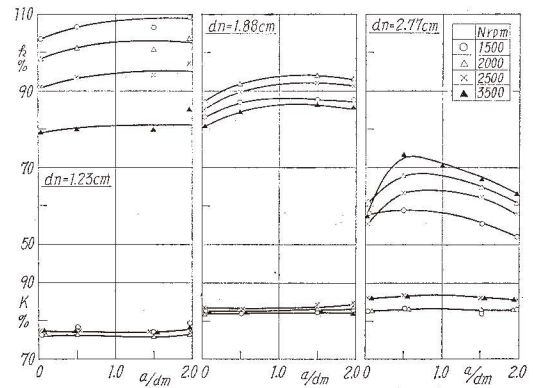


図-31 ノズル距離の影響 (駆動)

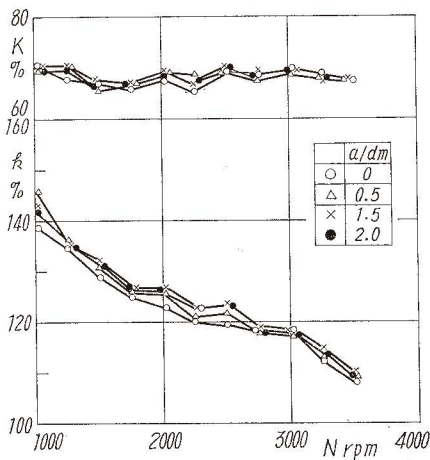


図-30 ノズル距離 (a) の影響 (発火)
 $d_n=1.23$ cm, $d_m=1\frac{1}{2}''$
 $l_m=65$ cm

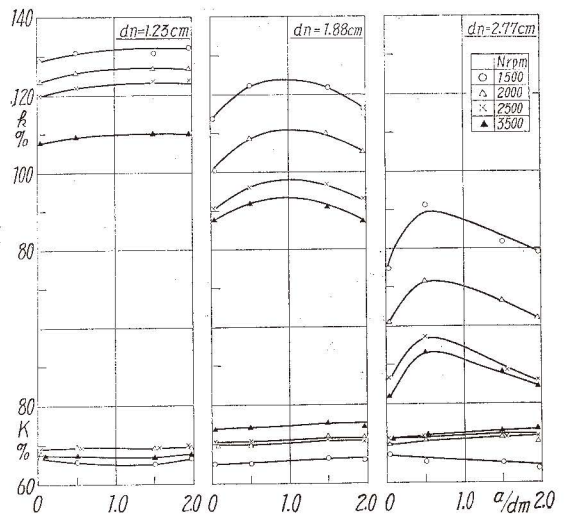


図-32 ノズル距離 (a) の影響 (発火)

4. 結 言

以上排気エゼクタの寸度（排気管長，排気ノズル径，ノズル距離，混合室の長さおよび径）を変え，それら寸度の機関性能（吸気比）およびエゼクタポンプの性能に及ぼす影響について述べてきたが要約すると次のとおりである。

1) 発火運転時のエゼクタポンプの性能（二次空気比）は低速回転になるにつれて順次増大し，最適寸度を選択するならば $k \div 200\%$ にも達し，2 サイクル機関の場合の約 2.5 倍となるのでエゼクタポンプの適用性が高い。

2) 排気管長を変えても機関性能（吸気比）およびエゼクタポンプの性能（二次空気比）にはほとんど影響しない。

3) 排気ノズル面積が小さいほど二次空気比は増加する。しかも，高速回転 $N=3,500$ r.p.m. においてさえ，ノズル面積比 $f_n/f_e \geq 0.33$ の範囲では吸気比の低下はほとんど認められないので，排気ノズル面積の選択範囲が広い。

4) 混合室管径を変えても吸気比はほとんど変化しない。しかし，二次空気比に対する混合室管径の影響は大きく，その最適混合室管径は排気ノズル径 (d_n) に比例して増加する。

5) 二次空気比に対する混合室長さの影響は 2 サイクル機関の場合よりも顕著であり，最適の混合室長さ (l_m) は排気ノズル径 $d_n=1.23$ cm の場合， $l_m/d_m=12 \sim 14$ であるが，この値も排気ノズル径および機関回転数に比例して増加する傾向をもつ。

6) 排気ノズル距離の最適値は $a=(0.5 \sim 1.0) d_m$ の範囲にあり，これは 2 サイクル機関の場合よりも幾分小さい。

終りにのぞみ，日頃御指導，御鞭撻を賜わっている東京大学宇宙航空研究所 浅沼教授，北海道工業大学 黒岩教授，北海道大学 深沢正一教授，実験装置製作を担当した室蘭工業大学機械工学科熱工学研究室 福島和俊教官，早川友吉技官，加藤春吉技術員および実験を担当した昭和 41 年度卒業研究生諸氏に深甚な謝意を表す。

(昭和 42 年 3 月 3 日受理)

文 献

- 1) 沢・他：室工大研報，**5**, 2 (昭 41-8), 397.
- 2) 植 田：機械の研究，**5**, 7 (1953), 5.
- 3) 渡 部：日本機械学会論文集，**21**, 104 (昭 30), 304.
- 4) L. J. Kastner: P.I.M.E. 162 (1950), 149.