



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2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, 津田, 紘, 岸浪, 紘機 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3413

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2報)

沢 則 弘・津 田 紘・岸 浪 紘 機

Fundamental Experiment on Ejector-Cooling in Air Cooled Four-Stroke Cycle Engine (2nd Report)

Norihiro Sawa, Hiroshi Tsuda and Kooki Kishinami,

Abstract

In the previous paper, the authors related that the gas ejector can be employed as a subsidiary device of a cooling fan in the internal combustion engine.

Next, we carried out some experiments with the same engine to investigate the effects of various factors in the ejector with conical mixing chamber on the engine and ejector performance.

Consequently, it is ascertained that the exhaust gas ejector with conical mixing chamber is more serviceable than the straight-typed ejector and that it can be applied to the cooling apparatus in the internal combustion engine.

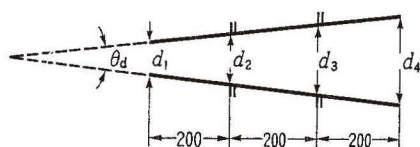
1. 緒 言

前報において、内燃機関における冷却装置の補助手段として排気エゼクタポンプの利用の可否を究明するため、空冷4サイクル機関に直管型混合室の排気エゼクタを用い、そのエゼクタ寸度を広範囲に変え機関性能(吸気比)およびエゼクタのポンプ性能(二次空気量)に及ぼす影響を明らかにするとともに2サイクル機関の場合¹⁾よりも適用性が高いことを指摘した²⁾。

しかし、エゼクタポンプに関する従来の定常流実験によると直管型よりも円錐型混合室が有用であることが知られている³⁾。しかるに、その最適寸度(円錐角、円錐管長など)については明らかではなく、また定常流実験の結果^{4)~13)}をそのまま内燃機関の排気エゼクタに適用できるか否かの検証もないようである。そこで、円錐型エゼクタ寸度の影響を系統的に調べる目的で表-1に示すような円錐角 $\theta_a=2, 4, 6^\circ$ および 8° 、円錐管長 $l_a=20, 40$ および 60 cmの円錐管と

表-1 供試円錐管諸元

デ ィ フ ゥ ザ	d_1 (cm)	d_2 (cm)	d_3 (cm)	d_4 (cm)	θ_a ($^\circ$)
No. 1	36	42.5	49	56	2
2	36	51	64	76.5	4
3	36	51	76	99	6
4	36	64.5	94	120	8
5	52	72.5	94	114.5	6
6	28	47	69	90	6



直管型混合室（管径 $d_m = 1''$, $1\frac{1}{2}''$ および $2''$ ）とを準備し、これらを組合せて混合室直管の長さ、直径、円錐管長、両者の管長比、円錐角など円錐型混合室の寸度を広範囲に変えながら給気量および二次空気量を測定した。その結果について報告する。

2. 実験装置および実験方法

供試機関、排気ノズル、実験装置および実験方法は前報の場合と全く同じである。ただ直管型混合室の先端に各種の円錐管 (l_a, θ_a) を取り付けて円錐型エゼクタを構成した (図-1 参照)。吸気量および二次空気量の測定には丸型ノズル ($15\text{ mm}\phi$ および $21\text{ mm}\phi$) を用い、その算出方法は前報の場合²⁾ と全く同じである。

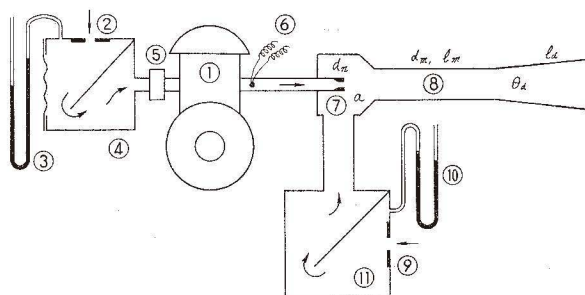


図-1 実験装置

3. 実験結果および考察

3.1 排気ノズル開口径 (d_n) の影響

前報において、直管型エゼクタの排気管長を $l_e = 10, 20$ および 60 cm の3種類に変えた実験結果から排気管長 (l_e) は短いのが望ましいが、その影響は比較的小さいことを述べた。しかし、円錐型エゼクタのように混合室長さが比較的に長い場合にも、そのまま適用できるか否かを調べたのが図-2である。図によると、一般に排気管長 $l_e = 20\text{ cm}$ の場合の二次空気比 (k) は $l_e = 10\text{ cm}$ の場合よりも約10%程度高い。そこで、前報における直管型排気エゼクタの場合と同様に排気管長を常に $l_e = 20\text{ cm}$ に固定した。

次に、排気管長 $l_e = 20\text{ cm}$ 、混合室直管径 $d_m = 2''$, $1\frac{1}{4}''$, $1''$ 、混合室直管長さ $l_m = 45\text{ cm}$ 、円錐管長 $l_a = 60\text{ cm}$ および円錐角 $\theta_a = 6^\circ$ とし、排気ノズルの開口径 (d_n) を変えた場合の実験結果を図-3, 4 および 5 に示す。図によると、排気ノズル径 (d_n) と吸気比 (K) との間には一貫した関係は認められず、ノズル径を小さくすると逆に高速回転領域における吸気比が増加する場合もある。これに対し、二次空気比 (k) は前線における直管型排気エゼクタの場合²⁾ と同様に排気ノズル径 (d_n) が小さくなるほど順次増加し、その影響は混合室管径 (d_m) が小さいほど顕著である。しかし、その増加割合は低速回転になるほど減少する傾向がある。

したがって、供試機関の常用機関回転数 $N=1,650 \text{ r.p.m.}$ 附近においては、いたずらにノズル径 (d_n) を小さくしてもあまり意味はなく $d_n=1.58 \sim 1.88 \text{ cm}$ ($f_n/f_e \div 0.46$) 程度で十分であろう。

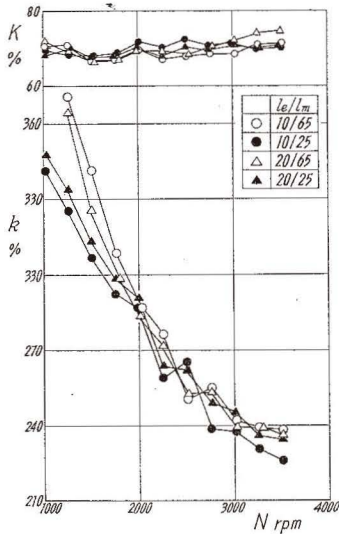


図-2 排気管長 (l_e) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=45 \text{ cm}$, $l_d=60 \text{ cm}$, $\theta_d=6^\circ$, $d_n=1.88 \text{ cm}$, $a=4.2 \text{ cm}$

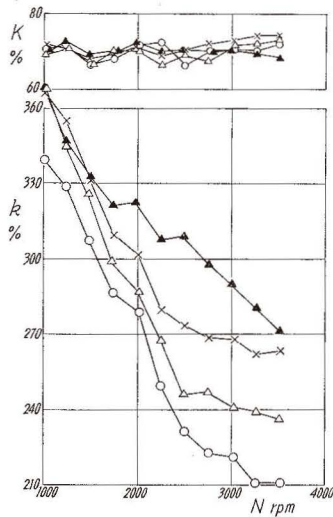


図-4 排気ノズル径 (d_n) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=45 \text{ cm}$, $l_d=60 \text{ cm}$, $\theta_d=6^\circ$, $a=4.2 \text{ cm}$

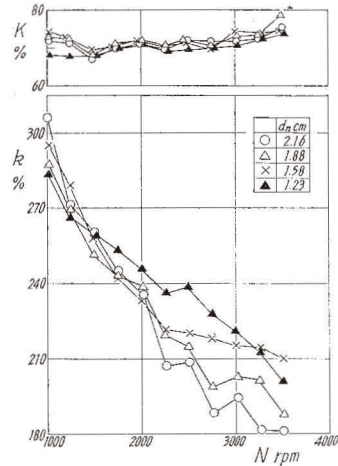


図-3 排気ノズル径 (d_n) の影響

$d_m=2''$, $l_m=45 \text{ cm}$, $l_d=60 \text{ cm}$, $\theta_d=6^\circ$, $a=4.2 \text{ cm}$

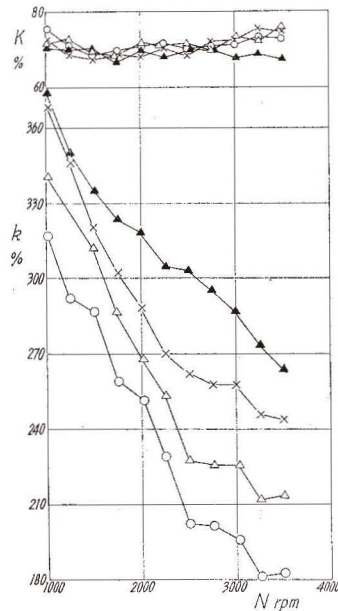


図-5 排気ノズル径 (d_n) の影響

$d_m=1''$, $l_m=45 \text{ cm}$, $l_d=60 \text{ cm}$, $\theta_d=6^\circ$, $a=4.2 \text{ cm}$

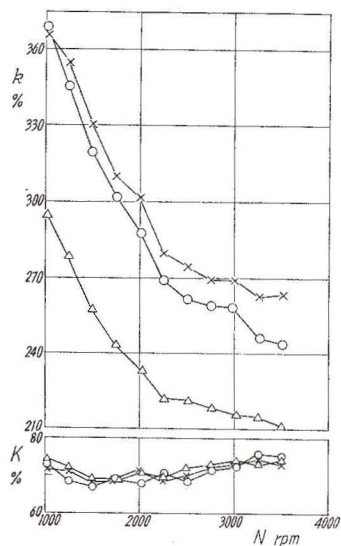


図-6 混合管径 (d_m) の影響
 $l_m=45$ cm, $l_d=45$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.56$ cm, $a=4.2$ cm

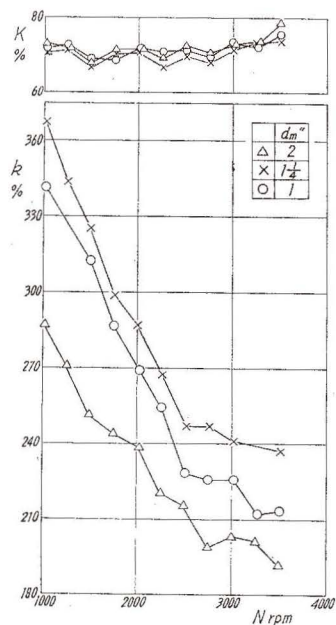


図-7 混合室管径 (d_m) の影響
 $l_m=45$ cm, $l_d=60$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

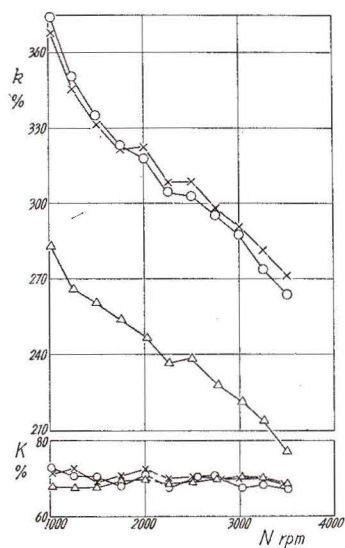


図-8 混合室管径 (d_m) の影響
 $l_m=45$ cm, $l_d=60$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.23$ cm, $a=4.2$ cm

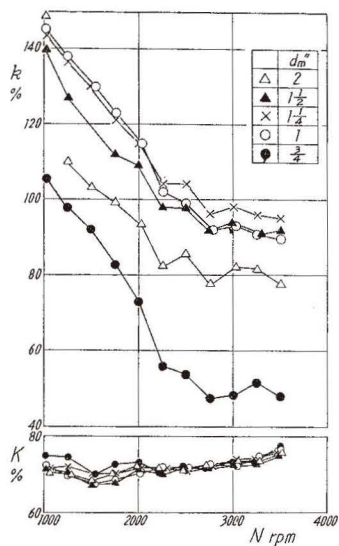


図-9 混合室管径 (d_m) の影響
 $l_m=65$ cm, $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm
 (直管型)

3.2 混合室管径 (d_m) の影響

混合室直管径長さ $l_m=45$ cm, 円錐長さ $l_a=60$ cm, 円錐角 $\theta_a=6^\circ$, ノズル距離 $a=4.2$ cm に設定し, 混合室直管径 (d_m) を3種類に変えた場合の実験結果を図-6, 7 および 8 に示す。

図によると, 混合室管径 (d_m) を変えても吸気比 (K) 曲線にはほとんど影響しないが, 二次空気比 (k) はいずれも混合室管径 $d_m=1\frac{1}{4}$ " の場合がもっともすぐれている。しかし, 排気ノズル径 (d_n) が小さく $d_n=1.23$ cm となると, $d_m=1\frac{1}{4}$ " と $d_m=1$ " の二次空気比 (k) 曲線はほとんど一致している。

したがって, 一般的には $d_m/d_e \div 1.25$ ($f_m/f_e \div 1.66$) 程度の混合室管径 (d_m) が望ましいが, 厳密には排気ノズル径 (d_n) の影響が加味されて, 最適の混合室管径 (d_m) も変化する。かかる傾向は直管型エゼクタの場合 (図-9 参照) にも認められる。

3.3 混合室直管長さ (l_m) の影響

混合室管長さ (l_m) の影響を詳細に調べる目的で, 混合室管径 $d_m=2$ ", $1\frac{1}{4}$ " および 1 ", 円錐管長 $l_a=20, 40$ および 60 cm, 円錐角 $\theta_a=2, 4, 6^\circ$ および 8° の円錐管を組合せたエゼクタ寸度 (表-2 参照) について吸気比 (K) および二次空気比 (k) を測定した。その実験結果の代表例を図-10 ($d_m=1\frac{1}{4}$ ", $\theta_a=6^\circ$, $l_a=20, 40, 60$ cm), 図-11 ($d_m=1\frac{1}{4}$ ", $l_a=40$ cm, $\theta_a=2, 4, 8^\circ$) および 図-12 ($d_m=2, 1$ ", $\theta_a=6^\circ$, $l_a=40$ cm) に示す。

図によると, 二次空気比 (k) 曲線はいずれも直管型エゼクタの場合 (図-13 参照) と同様に機関回転数の増加に伴って順次低下するが, その曲線は全回転範囲にわたって混合室直管長

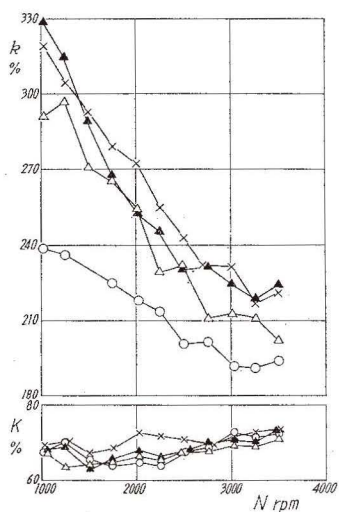


図-10 (a) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}$ ", $l_a=20$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

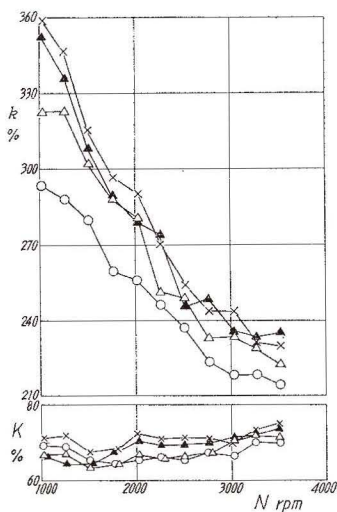


図-10 (b) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}$ ", $l_a=40$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

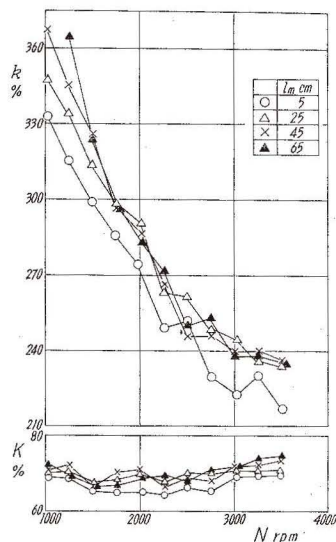


図-10 (c) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}$ ", $l_a=60$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

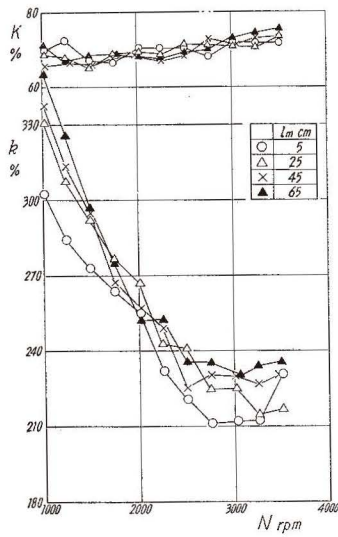


図-11 (a) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_d = 40$ cm, $\theta_d = 2^\circ$
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

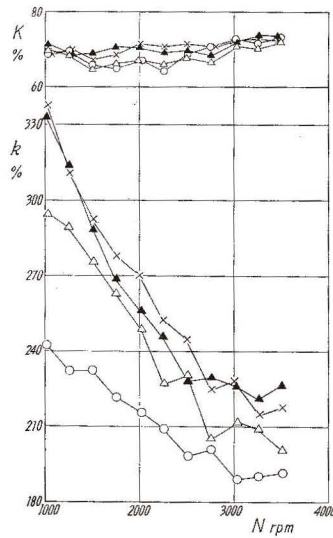


図-11 (b) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_d = 20$ cm, $\theta_d = 4^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

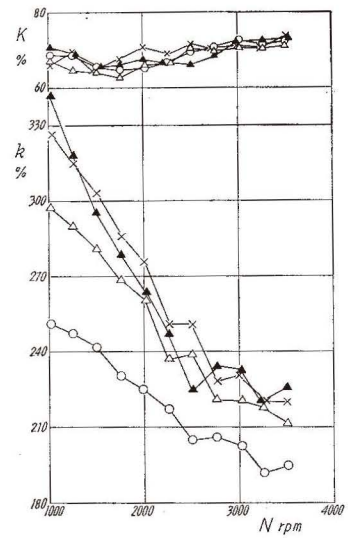


図-11 (c) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_d = 20$ cm, $\theta_d = 8^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

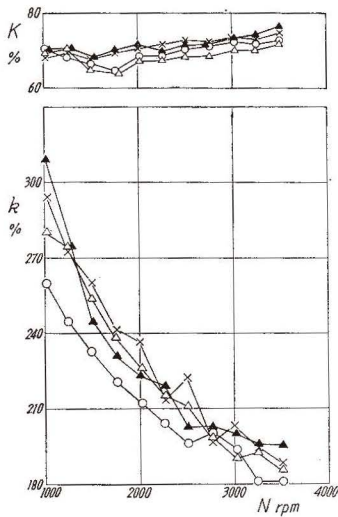


図-12 (a) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m = 2''$, $l_d = 40$ cm, $\theta_d = 6^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

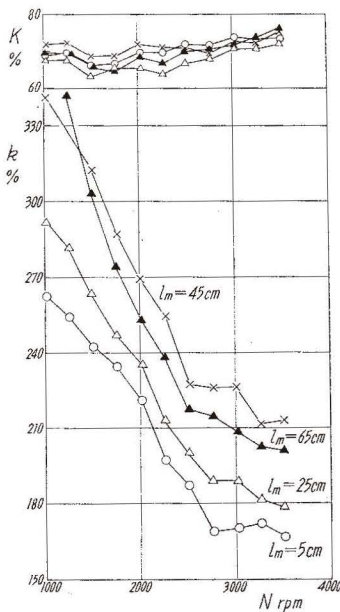


図-12 (b) 混合室長さ (l_m) の影響

$d_m = 1''$, $l_d = 40$ cm, $\theta_d = 6^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

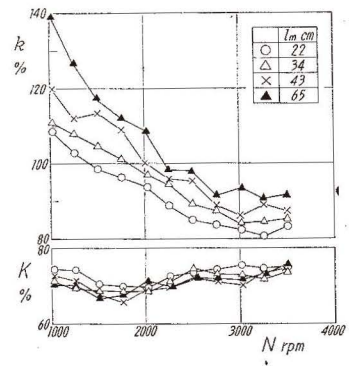


図-13 混合室直管長 (l_m) の影響 (直管型)

$d_m = 1\frac{1}{2}''$, $d_n = 1.23$ cm,
 $a = 4.2$ cm

(l_m) に比例して上昇するが、 $l_m \geq 45$ cm になると再び低下している。しかし、この傾向も混合室管径 (d_m) および円錐管長 (l_a) が大きくなるほど不明確となるようである。

なお、上述せる考察を表に示したのが表-2 である。すなわち混合室直管長 (l_m) の最適寸度は全般的には $l_m \div 45$ cm と云えるが排気管径 (d_e) よりも幾分大きい混合室管径 $d_m \geq 1\frac{1}{4}$ " の場合には、その選択の自由度も増加し、 $l_m \div 45 \sim 65$ cm の範囲に設定すれば十分であることがわかる。しかし、どのような円錐管を使用しても混合室直径管長 (l_m) が短か過ぎると二次空気比 (k) は著じるしく低下することに留意しねばならない。かかる現象は円錐型排気管系の排気吹出し効果が直管部を短かくすると悪化するとと共通しており重要な事実と云えよう。

3.4 円錐管長 (l_a) の影響

直管型混合室の開口端に各種錐管を取り付けた場合の実験結果を図-14 ($d_m = 1\frac{1}{4}$ ", $l_m = 65$ cm, $\theta_a = 8, 4, 2^\circ$), 図-15 ($d_m = 1\frac{1}{4}$ ", $\theta_a = 6^\circ$, $l_m = 65, 25$ cm), 図-16 ($d_m = 1$ ", $\theta_a = 6^\circ$, $l_m = 65, 25$ cm) および 図-17 ($d_m = 2$ ", $\theta_a = 6^\circ$, $l_m = 65, 25$ cm) に示す。

とくに 図-14 (c) には直管型エゼクタ ($l_a = 0$, $l_m = 65$ cm) の実験値をも併記している。これらの実験結果から代表的機関回転数 $N = 1,500, 2,500$ および $3,500$ r.p.m. における吸気比 (K) および二次空気比 (k) を求め、それらを円錐管長 (l_a) と混合直管径 (d_m) との比 l_a/d_m に付きプロットしたのが 図-

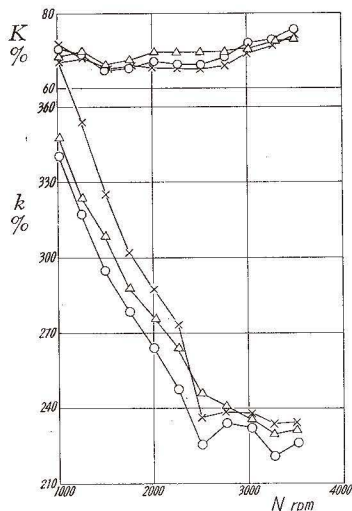


図-14 (a) 円錐管長 (l_a) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}$ ", $l_m = 65$ cm, $\theta_a = 8^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

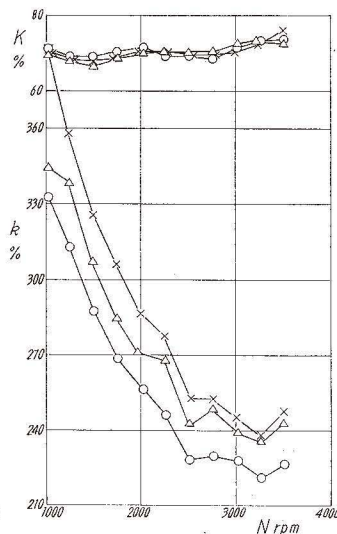


図-14 (b) 円錐管長 (l_a) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}$ ", $l_m = 65$ cm, $\theta_a = 4^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

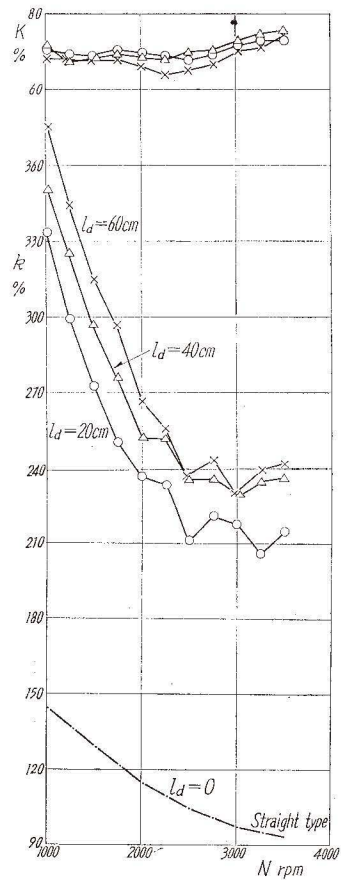
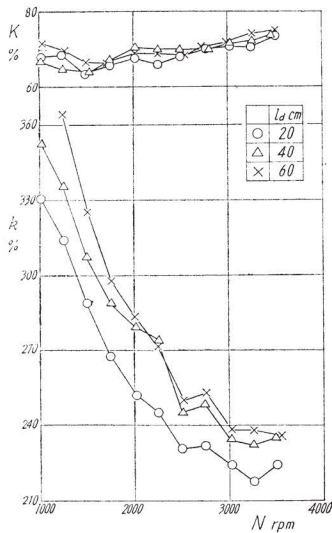


図-14 (c) 円錐管長 (l_a) の影響

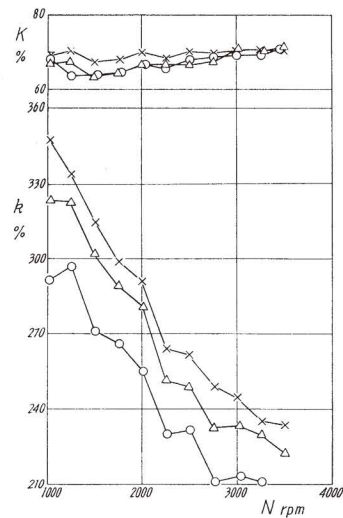
$d_m = 1\frac{1}{4}$ ", $l_m = 65$ cm, $\theta_a = 2^\circ$,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

表—2 混合室直管長 (l_m) の影響

d_m, θ_a, l_a	$K_{\max}$ の l_m	$k_{\max}$ の l_m	備 考
$1'', 6^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 45 \\ 45, 60 \\ 45, 60 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45 \geq 25, 65 \\ 45 \geq 25, 65 \\ 65 \geq 25, 45 \end{array}$	小 差
$1'', 6^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 45, 65 \\ 45, 65, 25 \\ 45 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45, 15 > 25 > 5 \\ 45 > 65 > 25 > 5 \\ 45 > 65 > 25 > 5 \end{array}$	差 明 確
$1\frac{1}{4}'', 6^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 45 \\ 45 \\ 25, 45, 65 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45 \geq 65 > 25 > 5 \\ 45 \geq 65 \geq 25 > 5 \\ 45 \geq 65 \geq 25 > 5 \end{array}$	
$1\frac{1}{4}'', 8^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 45 \\ 45, 65 \\ 25 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45 \\ 45, 65 \\ 25 \end{array}$	
$1\frac{1}{4}'', 4^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 45 \\ 45, 65 \\ 45, 65 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45 \geq 65 > 25 > 5 \\ 45 \geq 65 > 25 > 5 \\ 45 \geq 65 \geq 25 > 5 \end{array}$	
$1\frac{1}{4}'', 2^\circ \left\{ \begin{array}{l} 20 \\ 40 \\ 60 \end{array} \right.$	$\begin{array}{l} 5, 45 \\ - \\ 25, 45, 5 \end{array}$	$\begin{array}{l} 45, 65 > 25 > 5 \\ 65 \geq 45 \geq 25 > 5 \\ 45 \geq 65 \geq 25 \geq 5 \end{array}$	

図—15 (a) 円錐管長 (l_a) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_m = 65 \text{ cm}, \theta_a = 6^\circ,$
 $d_n = 1.88 \text{ cm}, a = 4.2 \text{ cm}$

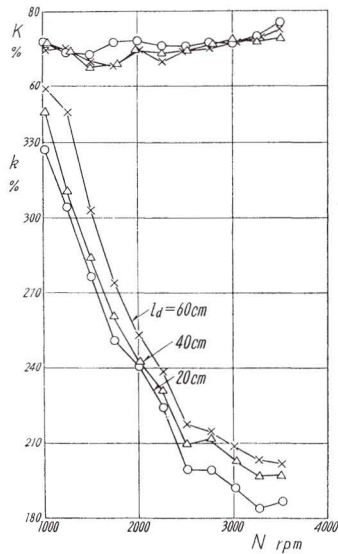
図—15 (b) 円錐管長 (l_a) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_m = 25 \text{ cm}, \theta_a = 6^\circ,$
 $d_n = 1.88 \text{ cm}, a = 4.2 \text{ cm}$

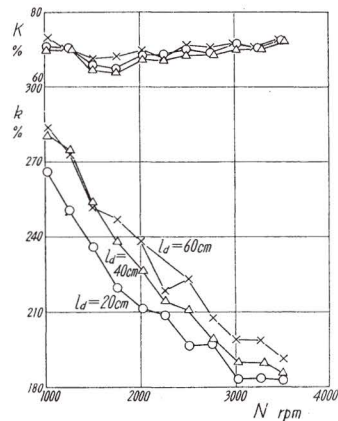
18, 19, 20 および 21 である。

図によると、給気比 (K) と円錐管長 (l_d) との間には一定の関係は認めにくい、二次空気比 (k) はいずれの場合も円錐管長 (l_d) に比例して順次増加している。しかも、直管型混合室にわずかに $l_d=20$ cm の円錐管を取り付けても二次空気比 (k) は非常に増加し、約 2.5 倍にも達する (3・8 参照)。

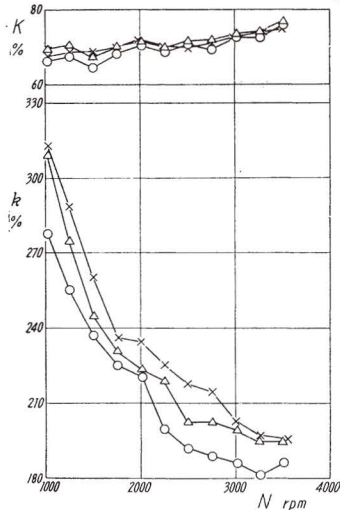
このように円錐型混合室は極めて有効ではあるが、円錐管長 (l_d) を 60 cm にしてもさらに約 20% 程度増加するに過ぎない。しかし、円錐管長 (l_d)



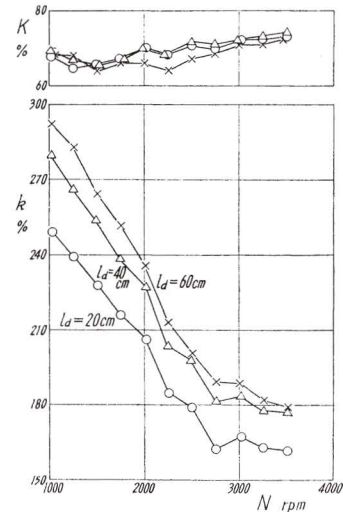
図—16 (a) 円錐管長 (l_d) の影響
 $d_m=1''$, $l_m=65$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm



図—16 (b) 円錐管長 (l_d) の影響
 $d_m=1''$, $l_m=25$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm



図—17 (a) 円錐管長 (l_d) の影響
 $d_m=2''$, $l_m=65$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm



図—17 (b) 円錐管長 (l_d) の影響
 $d_m=2''$, $l_m=25$ cm, $\theta_d=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

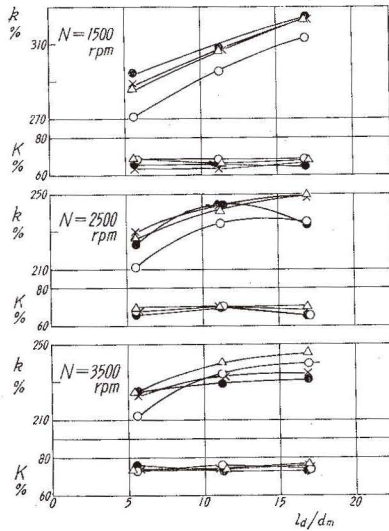


図-18 円錐管長 (l_a) の影響
 $l_m=65$ cm, $d_m=1\frac{1}{4}$ ", $d_n=1.88$ cm,
 $a=4.2$ cm

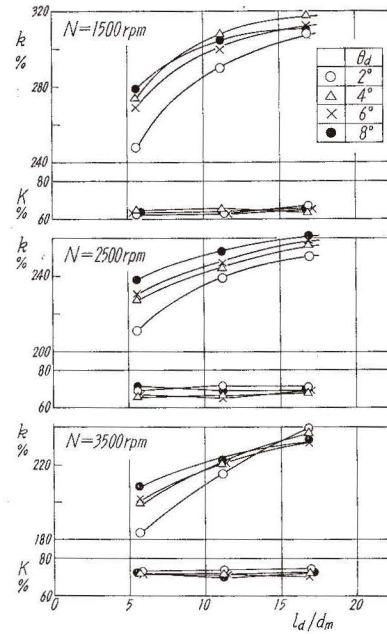


図-19 円錐管長 (l_a) の影響
 $l_m=25$ cm, $d_m=1\frac{1}{4}$ ", $d_n=1.88$ cm,
 $a=4.2$ cm

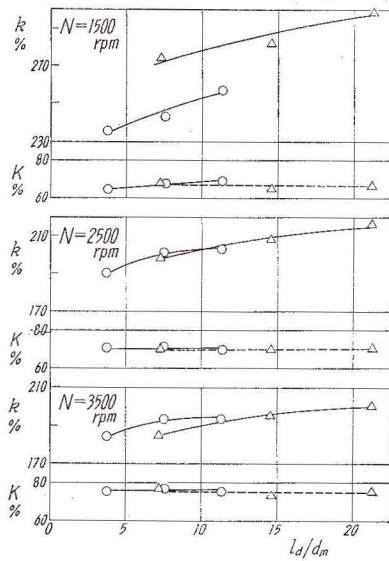


図-20 円錐管長 (l_a) の影響
 $l_m=65$ cm, $\theta_a=6^\circ$, $d_n=1.88$ cm,
 $a=4.2$ cm

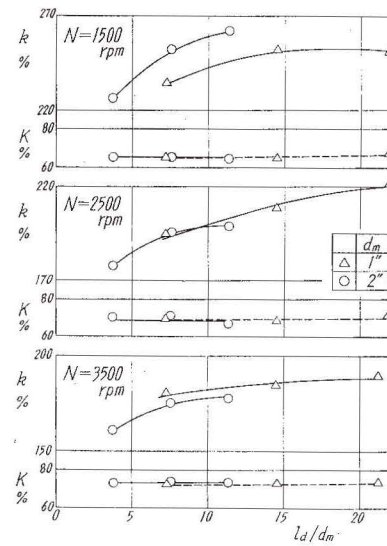


図-21 円錐管長 (l_a) の影響
 $l_m=25$ cm, $\theta_a=6^\circ$, $d_n=1.88$ cm,
 $a=4.2$ cm

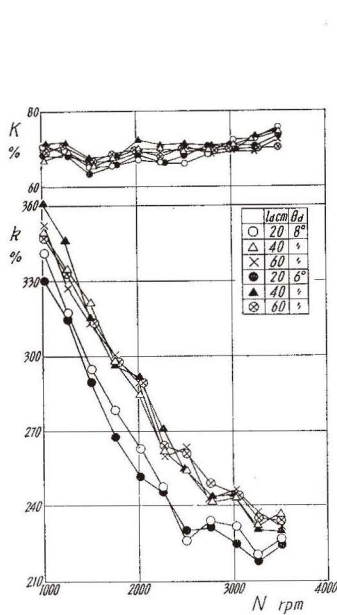


図-22 混合室直管長(l_m)と円錐管長(l_a)の影響 ($l_a + l_m = 85$ cm)
 $d_m = 1\frac{1}{4}$ '', $d_n = 1.88$ cm,
 $\alpha = 4.2$ cm

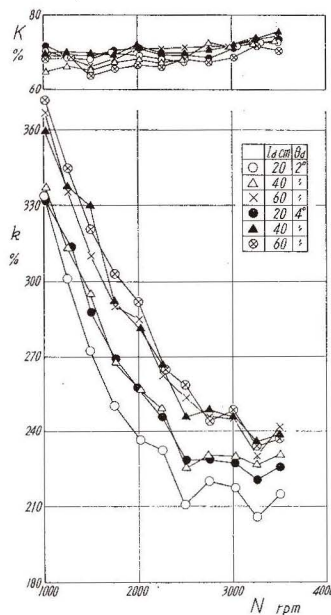


図-23 混合室直管長(l_m)と円錐管長(l_a)の影響 ($l_m + l_a = 85$ cm)
 $d_m = 1\frac{1}{4}$ '', $d_n = 1.88$ cm,
 $\alpha = 4.2$ cm

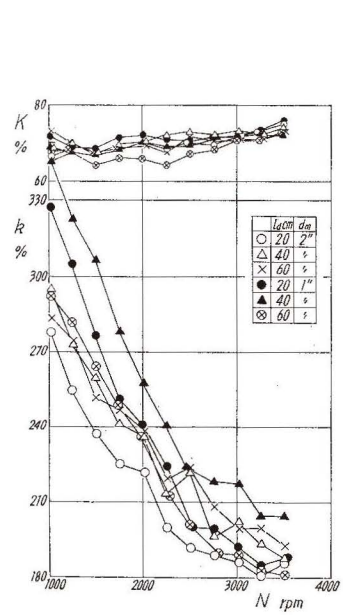


図-24 混合室直管長(l_m)と円錐管長(l_a)の影響 ($l_m + l_a = 85$ cm)
 $\theta_a = 6^\circ$, $d_n = 1.88$ cm,
 $\alpha = 4.2$ cm

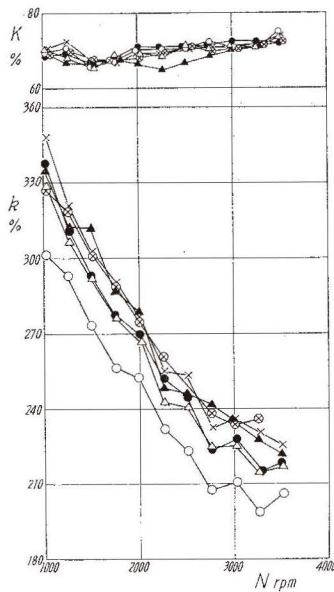


図-25 (a) 混合室直管長(l_m)と円錐管長(l_a)の影響 ($l_m + l_a = 65$ cm)
 $d_m = 1\frac{1}{4}$ '', $d_n = 1.88$ cm,
 $\alpha = 4.2$ cm

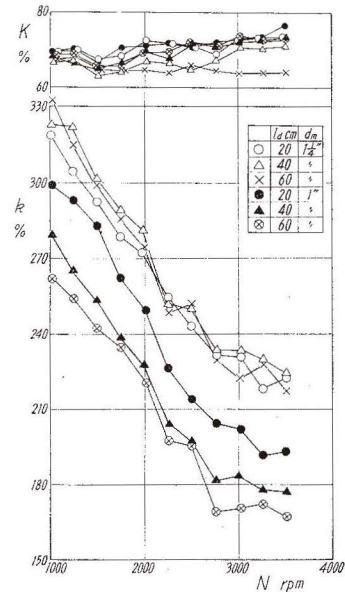


図-25 (b) 混合室直管長(l_m)と円錐管長(l_a)の影響 ($l_m + l_a = 65$ cm)
 $\theta_a = 6^\circ$, $d_n = 1.88$ cm,
 $\alpha = 4.2$ cm

を任意に選択できる場合には $l_d \div 80$ cm 程度が最適であることが 図-18~図-21 から推察できる。

3.5 円錐管長 (l_d) と直管長 (l_m) の影響

混合室の全長 ($l = l_m + l_d$) を一定とし、直管長 (l_m) および円錐管長 (l_d) を変えた場合の実験結果を 図-22, 23 および 24 に示す。図によると、 $d_m = 1\frac{1}{4}$ "、 $\theta_d = 2^\circ$ の場合には全長が一定であっても直管長 (l_m) が短かく、円錐管長 (l_d) が長いほど、二次空気比 (k) は全機関回転範囲にわたって増加している。しかし、同じ条件で円錐角を $\theta_d = 4 \sim 8^\circ$ にした場合には $l_m/l_d = 45/40$ と $25/60$ の二次空気比 (k) にはほとんど差が認められない。この傾向は混合室管径 (d_m) が $d_m = 2$ " の場合にも同様である。同じことは全長が 65 cm の場合 (図-25 参照) にも見受けられる。しかし、この場合には円錐角が $\theta_d \geq 4^\circ$ になると寸法比 (l_m/l_d) を変えた実験曲線はいずれもほぼ等しくなり、とくに混合室管径 (d_m) が $d_m = 1$ " ともなると逆に $l_m/l_d = 45/20$ の場合の値がむしろ高い。このように混合室管径 (d_m) が小さい場合には円錐管は短かく、円錐角 (θ_d) が小さい場合には円錐管を長く、円錐角が 4° 以上の場合には $l_m/l_d = 45/40 \sim 25/60$ の範囲が最適寸法比であることがわかる。

3.6 円錐角 (θ_d) の影響

エゼクタ寸度を一定とし、混合室における円錐管の円錐角 (θ_d) を $2, 4, 6^\circ$ および 8° に変えた場合の実験結果を 図-26 および 図-27 に示す。これらの実験結果から代表的機関回転数 $N = 1,500, 2,500$ および $3,500$

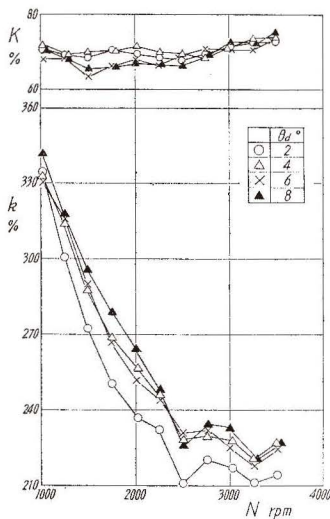


図-26 (a) 円錐角の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}$ "、 $l_m = 65$ cm、
 $l_d = 20$ cm、 $d_n = 1.88$ cm、
 $a = 4.2$ cm

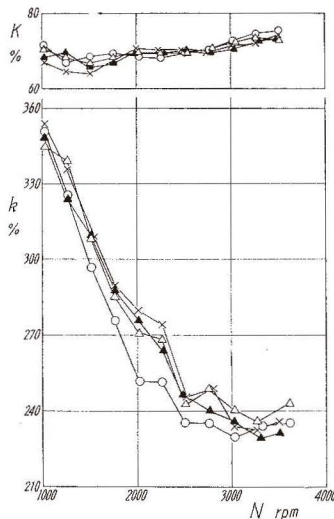


図-26 (b) 円錐角の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}$ "、 $l_m = 65$ cm、
 $l_d = 40$ cm、 $d_n = 1.88$ cm、
 $a = 4.2$ cm

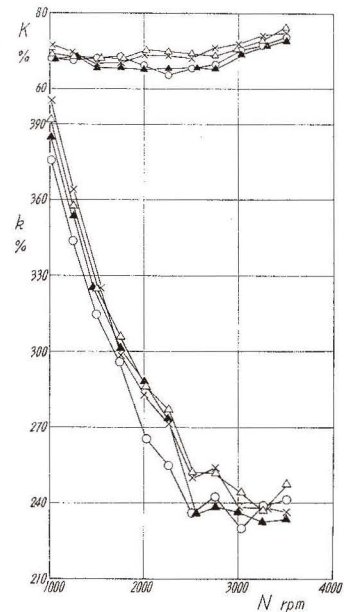


図-26 (c) 円錐角の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}$ "、 $l_m = 65$ cm、
 $l_d = 60$ cm、 $d_n = 1.88$ cm、
 $a = 4.2$ cm

r.p.m. における二次空気比 (k) および吸気比 (K) を円錐角 (θ_d) につきプロットしたのが 図-28 および 図-29 である。

図によると、円錐角 (θ_d) の吸気比 (K) に及ぼす影響はほとんど認められないが、二次空気比 (k) は円錐角 (θ_d) に比例して順次増加し、 $\theta_d \geq 8^\circ$ 附近で最大となることがわかる。

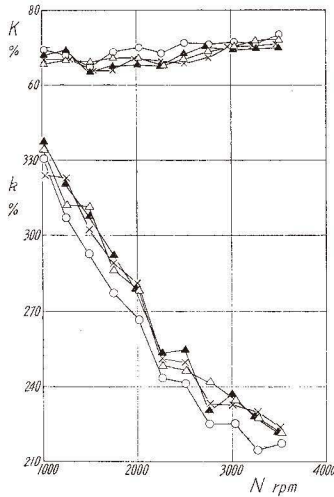


図-27 円錐角の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_m = 25$ cm, $l_a = 40$ cm,
 $d_n = 1.88$ cm, $a = 4.2$ cm

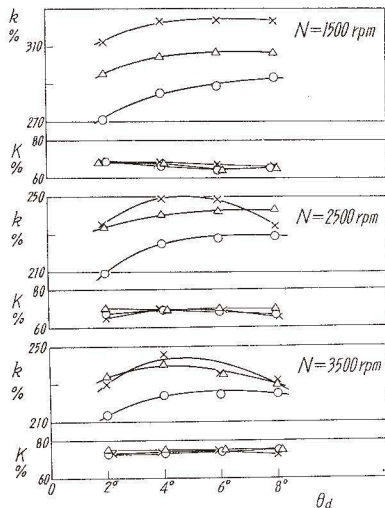


図-28 円錐角 (θ_d) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_m = 65$ cm, $d_n = 1.88$ cm,
 $a = 4.2$ cm

この値は円錐型排気管系の排気吹出し効果に対する最適円錐角 $\theta_d = 4 \sim 6^\circ$ よりも大きく、定常流実験において最大のディフュザ効率を与える円錐角 $\theta_d \div 10^\circ$ とよく一致している。

しかし、円錐管長 (l_a) が長くなるほど、機関回転数が増加するほど最適の円錐角 (θ_d) は小さくなる傾向があり、たとえば 図-28, $l_a = 60$ cm, $N = 2,500$ r.p.m. および $3,500$ r.p.m. では $\theta_d = 4 \sim 5^\circ$ 附近で二次空気比 (k) 曲線の山を生じている。

これは、円錐型排気管系の場合と同様に排気吹出し圧力波の負圧期間の増加による効果が表われるためであろう。

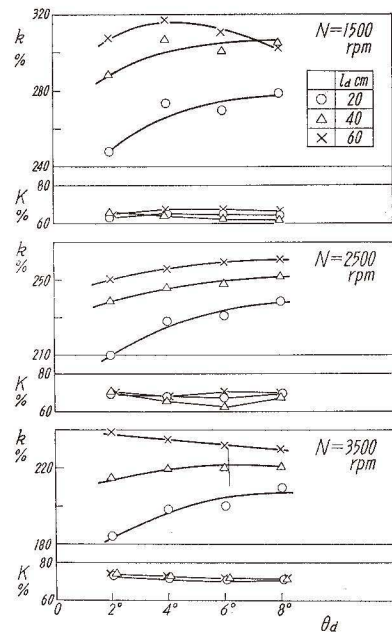


図-29 円錐角 (θ_d) の影響

$d_m = 1\frac{1}{4}''$, $l_m = 25$ cm, $d_n = 1.68$ cm,
 $a = 4.2$ cm

これらを総括すると、混合室の管長 (l_m, l_d) が短い場合には円錐角 (θ_a) を定常流の最適値 ($\theta_a=8\sim 10^\circ$) に、管長 (l_m, l_d) が長い場合には排気吹出し効果に対する最適値 ($\theta_a=4\sim 6^\circ$) に設定すればよいことがわかる。

3.7 ノズル距離 (a) の影響

排気ノズルと混合室入口との距離 (a) の影響を調べる目的で $a=0, 0.5 d_m, 1.0 d_m, 1.5 d_m$ および $2.0 d_m$ に変えて給気比 (K) および二次空気比 (k) を測定した。それらの代表例を図-30, 31 および 32 に示す。図によると、給気比 (K) に関してはノズル距離 $a=1.0 d_m$ 附近が望ましいようである。しかし、二次空気比 (k) に対しては $0.5 d_m$ が最適のようである (図-30, 31 参照)。かかる関係も混合室管径 (d_m) が太くなると図-32 における低速回転領域のように最適のノズル距離 (a) も増大している。

したがって、給気比 (K) および二次空気比 (k) の両者を考慮するならば、最適ノズル距離 (a) として $a \div 1.0 d_m$ 程度に選択すればよい。

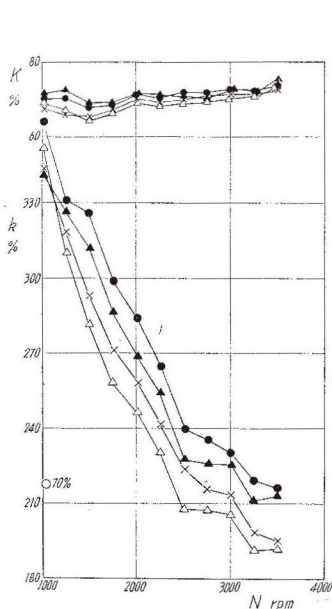


図-30 ノズル距離 (a) の影響

$d_m=1''$, $l_m=45$ cm,
 $l_a=60$ cm, $\theta_a=6^\circ$

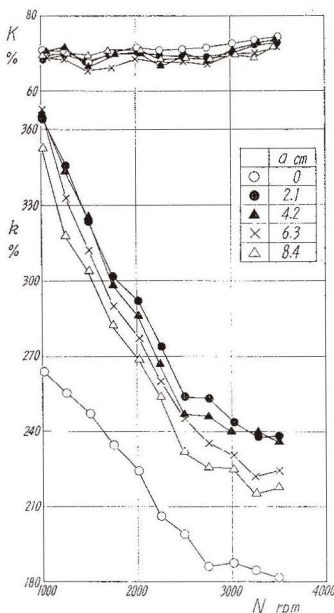


図-31 ノズル距離 (a) の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=65$ cm,
 $l_n=60$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm

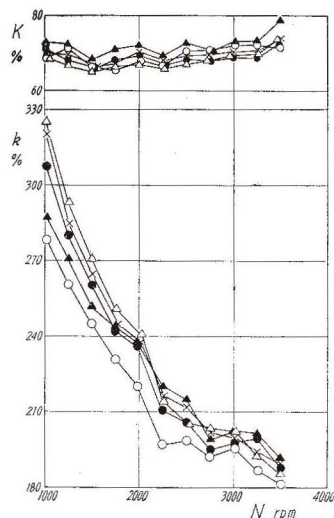


図-32 ノズル距離 (a) の影響

$d_m=2''$, $l_m=45$ cm,
 $l_a=60$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm

3.8 運転形式の影響

エゼクタポンプ性能に及ぼす運転形式の影響を明らかにするとともに理論的解析の指針を求める目的で、まず直管型エゼクタにつき発火運転および駆動運転実験を行ない、つづいて図-33 のようなルーツ送風機を用いた定常流エゼクタ性能実験装置で定常流実験を実施した。

これら三者を比較するため機関回転数の代りに、そのときの吸気量（一次空気量, G_1 ）を横軸に、二次空気量 (G_2) との比 $G_2/G_1 (\equiv k/K)$ を縦軸とする線図上にプロットしたのが 図-34 (排気ノズル径 (d_n) を変えた場合) である。

また、機関回転数 $N=1,500, 2,000$ および $3,500$ r.p.m. における吸気量に近似する $G_1=2.5 \times 10^3, 4.0 \times 10^3$ および 5.5×10^3 cc/s を規準とし、そのときの流量比 G_2/G_1 を求めたのが 図-35 である。図によると、定常流実験における流量比 (G_2/G_1) は二次空気量 (G_1) に関係なく一定であるが、その値は排気ノズル径 (d_n) が小さくなるほど順次増加している。これに対し、駆動運転の場合には G_2/G_1 曲線には山が認められ、さらに最適の排気ノズル径 (d_n) が存在する (図-35)。また発火運転の場合には G_2/G_1 曲線の山はさらに低一次空気量領域に移行し、右下りの曲線となるので本実験範囲では最適の排気ノズル径 (d_n) は存在せず、小さいほど望ましいことがわかる。このように流量比 (G_2/G_1) 曲線は運転形式の影響を大幅に受けるが、 G_2/G_1 の値は定常流実験、駆動運転、発火運転の順に増加している。たとえば、排気ノズル径 $d_n=1.88$ cm ($f_n/f_e=0.461$) で $G_1=2.5 \times 10^3$ cc/s の場合、 G_2/G_1 は $0.58:1.16:1.65=1:2.0:2.85$; $G_1=5.5 \times 10^3$ cc/s の場合、 $0.58:1.03:1.23=1:1.78:2.12$ となり、4 サイクル機関を発火運転した場合にはエゼクタポンプ性能はか

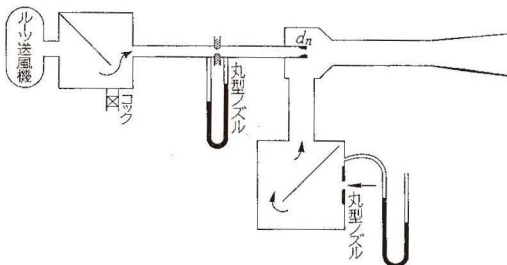


図-33 定常流実験装置

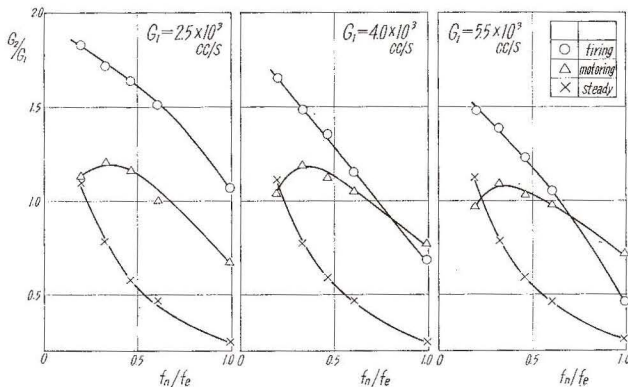


図-35 運転形式の影響 (直管型エゼクタ, ノズル径)

$d_m=1\frac{1}{2}''$, $l_m=65$ cm, $\alpha=4.2$ cm

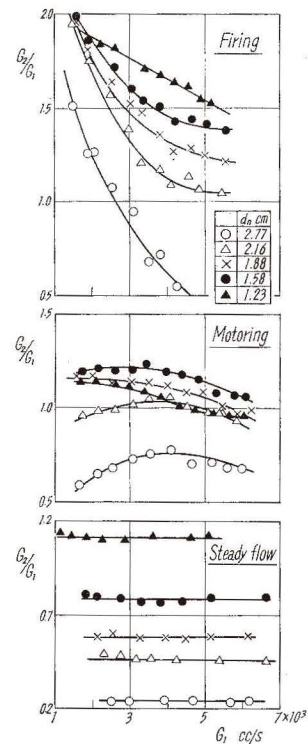


図-34 運転条件の影響 (直管型エゼクタ)

$d_m=1\frac{1}{2}''$, $l_m=65$ cm,
 $\alpha=4.2$ cm

なり高いことがわかる。かかる運転形式の影響について定性的考察を次に述べよう。まず、定常流と脈動流（駆動運転）を比較するため、図-36 のようにモデル化すると二次空気流量 G_{2s} , G_{2p} の比は次式で与えられる。

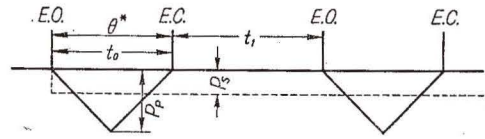


図-36 エゼクタ負圧の模型

$$\frac{G_{2p}}{G_{2s}} = \frac{C_p}{C_s} \sqrt{\frac{P_p}{P_s}} \cdot \frac{\int_0^{\theta^*} \sin^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\pi}{\theta^*} \theta \right) d\theta}{\int_0^{t_1} dt} \quad (1)$$

ここに、 C_p , C_s : 二次空気量測定用丸型ノズルの流量係数で、 C_p は脈動流、 C_s は定常流（圧力 P_s の場合）の値を示し、一定値と仮定する。また、 θ^* : 排気弁の有効開口角である。なお、上式において $\int_0^{\theta^*} \sin^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\pi}{\theta^*} \theta \right) d\theta$ は初等関数では積分できないので、かかる正弦脈動波を三角波で近似し、

$$\int_0^{\theta^*} \sqrt{P_p} \cdot \sin^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\pi}{\theta^*} \theta \right) \cdot d\theta \div \frac{1}{2} \sqrt{P_p} \cdot t_0 \quad (2)$$

とおくと流量比 G_{2p}/G_{2s} は次式で与えられる。

$$\frac{G_{2p}}{G_{2s}} = \frac{C_p}{C_s} \sqrt{\frac{P_p}{P_s}} \cdot \frac{t_0}{2t_1} \quad (3)$$

いま、 $N=1,000$ r.p.m., $\theta^*=100^\circ$, $C_p=0.815$, $C_s=0.6$ を採用し、 $P_s=0.00127$ kg/cm² (実測), $P_p=0.3\sim0.5$ kg/cm² (推定) とおくと $G_{2p}/G_{2s}=1.45\sim1.87$ となり、上述せる実験値 1.78~2.0 より幾分小さい値を示しているが、駆動運転のエゼクタ性能に及ぼす影響を定性的に説明できることがわかる。なお、定量的な考察のためには排気ガス温度の記録と脈動圧力波の追跡からそれらの実体を明らかにすることが必要であろう。

次に、駆動運転と発火運転との相違は主として排気ガスの組成と温度の差違に基因するものと考えられよう。なおエゼクタは混合過程において駆動流の剪断力により二次流を吸引する作用の上に成立つと云われているので、駆動運転と発火運転との相違を剪断力の差違から検討してみよう。すなわち流体の剪断力 (τ) は $\tau = \mu \cdot du/dy$ で与えられるので発火運転の剪断力 (τ_f) と駆動運転の剪断力 (τ_m) との比は駆動ガスの粘性係数 (μ_f, μ_m) の比であらわされる。いま、駆動運転の場合の排気ガス温度を $20\sim80^\circ\text{C}$ とすると粘性係数は $\mu_m = 1.85 \times 10^{-6} \sim 2.10 \times 10^{-6}$, 発火運転の場合の排気ガス温度を $300\sim600^\circ\text{C}$ とすると粘性係数は $\mu_f = 2.75 \times 10^{-6} \sim 3.70 \times 10^{-6}$ で与えられる。したがって剪断力の比は

$$\frac{\tau_f}{\tau_m} = \frac{\mu_f}{\mu_m} = 1.31 \sim 2.0 \quad (4)$$

となる。この値は実験値 $2.85/2.0 \div 1.42$, $2.12/1.78 \div 1.20$ より幾分大きい、駆動運転の排気ガ

ス温度 20°C 、発火運転の温度 300°C としたときの値 1.49 とよく近似している。かかる運転形式による影響は直管型エゼクタの混合室長さ (l_m) を変えた場合 (図-37, 図-38 参照), 混合室管径 (d_m) を変えた場合 (図-39, 図-40 参照) および排気ノズル距離 (a) を変えた場合 (図-41, 図-42 参照) にも全く同じである。

次に, 代表的円錐型エゼクタにつき発火運転と定常流実験を実施し, 両者を比較したのが 図-43 (排気ノズル径 d_n を変えた場合), 図-44 (混合室管径 d_m), 図-45 (混合室長さ l_m), 図-46, 47 (円錐管長 l_a), 図-48, 49 (円錐角 θ_a) および 図-50 (ノズル距離 a) である。

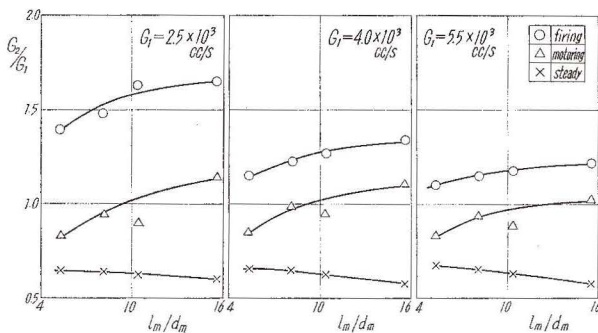


図-37 運転条件の影響 (直管型エゼクタ; 混合室長さ)
 $d_m = 1\frac{1}{2}''$, $d_n = 1.88\text{ cm}$, $a = 4.2\text{ cm}$

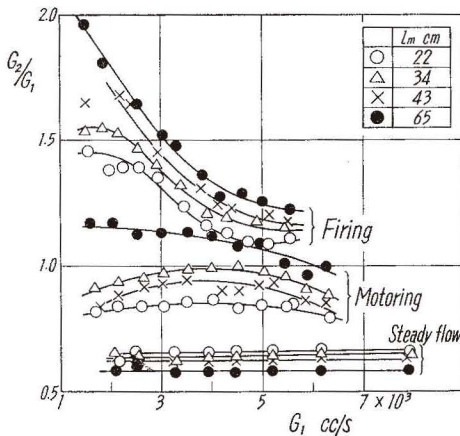


図-38 運転形式の影響 (直管型エゼクタ)
 $d_m = 1\frac{1}{2}''$, $d_n = 1.88\text{ cm}$,
 $a = 4.2\text{ cm}$

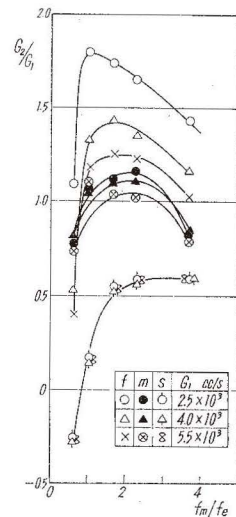


図-39 運転条件の影響 (直管型エゼクタ; 混合室管径)
 $l_m = 65\text{ cm}$, $d_n = 1.88\text{ cm}$, $a = 4.2\text{ cm}$

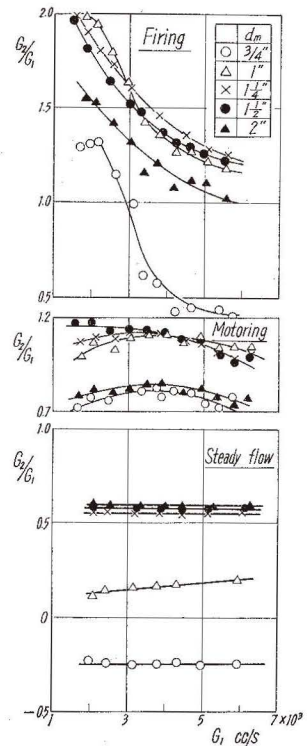


図-40 運転形式の影響 (直管型エゼクタ)
 $l_m = 65\text{ cm}$, $d_n = 1.88\text{ cm}$, $a = 4.2\text{ cm}$

図によると、発火運転において、エゼクタ寸度の流量比 (G_2/G_1) に及ぼす影響が定常流実験の場合と定性的に一致しているとき (たとえば、図-43, d_n ; 図-45, l_a ; 図-48, θ_a) と、一致しない場合 (図-44, d_m ; 図-45, l_m ; 図-50, a/d_m) とが見受けられるが、円錐型エゼクタを用いるときわめて有効であることがわかる。たとえば、図-40, $d_m=1\frac{1}{4}''$ (×印) と 図-48 とを比較すると、定常流実験では $G_2/G_1 \div 0.55$ に対し、僅か $l_a=20$ cm の円錐管を取り付けると $G_2/G_1=$

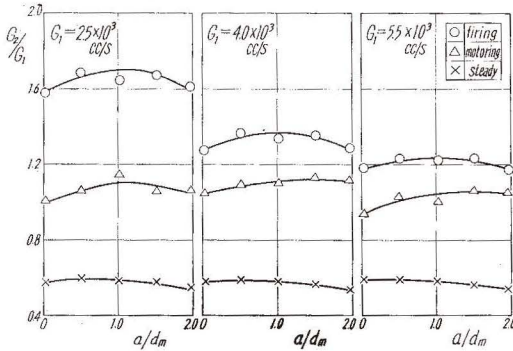


図-41 運転条件の影響 (直管型エゼクタ;
ノズル距離)

$$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_m = 65 \text{ cm}, \\ d_n = 1.88 \text{ cm}$$

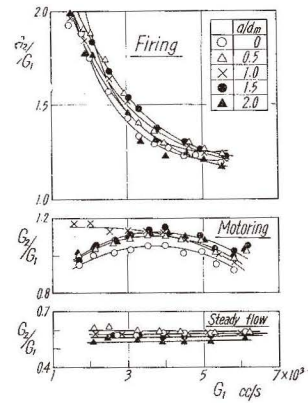


図-42 運転形式の影響 (直管型エゼクタ)

$$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_m = 65 \text{ cm}, \\ d_n = 1.88 \text{ cm}$$

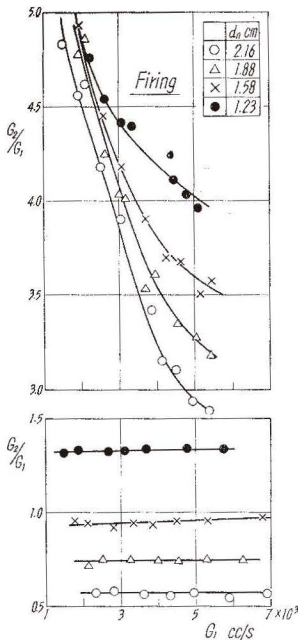


図-43 運転形式の影響

$$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_m = 45 \text{ cm}, l_a = 60 \text{ cm}, \\ \theta_a = 6^\circ, a = 4.2 \text{ cm}$$

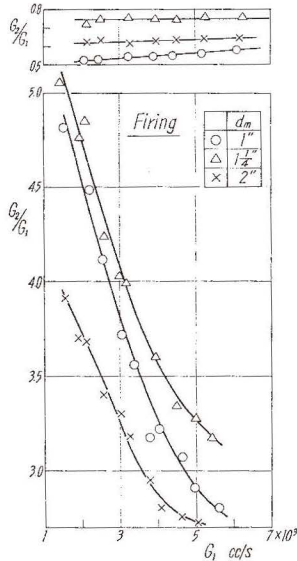


図-44 運転形式の影響

$$l_m = 45 \text{ cm}, l_a = 60 \text{ cm}, \theta_a = 6^\circ, \\ d_n = 1.88 \text{ cm}, a = 4.2 \text{ cm}$$

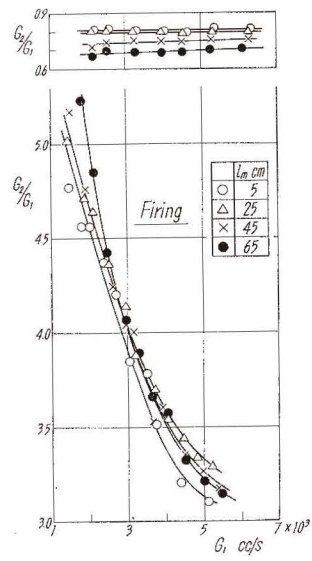
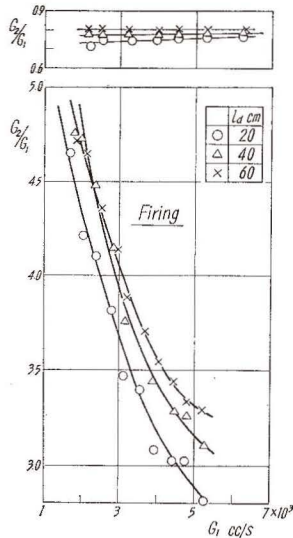


図-45 運転形式の影響

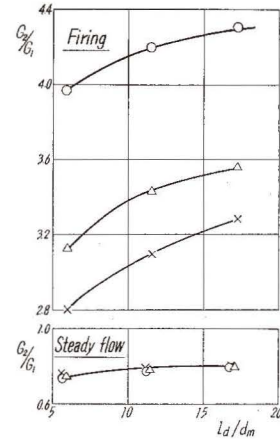
$$d_m = 1\frac{1}{4}'', l_a = 60 \text{ cm}, \theta_a = 6^\circ, \\ d_n = 1.88 \text{ cm}, a = 4.2 \text{ cm}$$

0.61 ($\theta_a=2^\circ$)~0.68 ($\theta_a=8^\circ$ の場合) と約 1.1~1.24 倍になっている。これを発火運転の場合について比較すると, $G_1=2,000$ cc/s の場合, $G_2/G_1=1.86$ に対し, $G_2/G_1=4.15\sim 4.55$ となり, 約 2.23~2.45 にも達し, 定常流実験における割合の約 2 倍の効果を示している。また, $G_1=5,000$

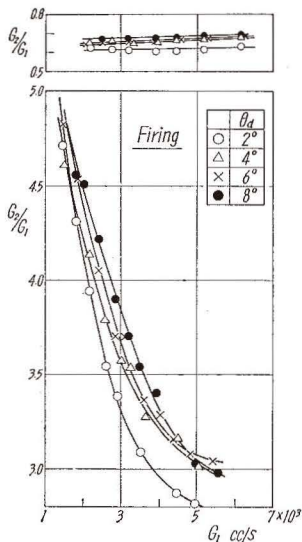


図—46 運転形式の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_d=60$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm

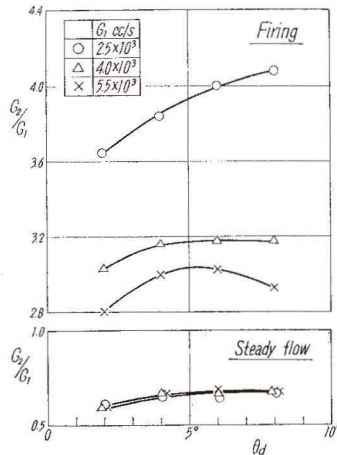

 図—47 運転形式の影響 (円錐型エゼクタ; l_d)

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=25$ cm, $\theta_a=6^\circ$,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm,

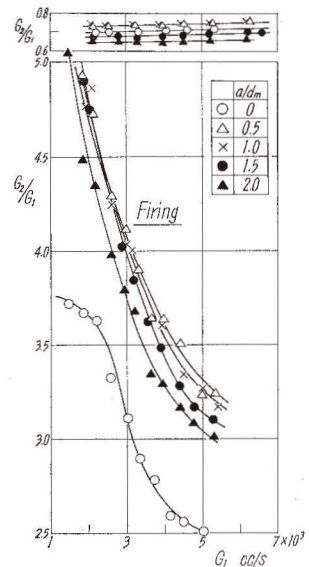


図—48 運転形式の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=65$ cm, $l_d=20$ cm,
 $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm


 図—49 運転形式の影響 (円錐型エゼクタ; θ_d)

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=65$ cm,
 $l_d=20$ cm, $d_n=1.88$ cm, $a=4.2$ cm



図—50 運転形式の影響

$d_m=1\frac{1}{4}''$, $l_m=50$ cm, $l_d=60$ cm,
 $\theta_a=6^\circ$, $d_n=1.88$ cm

cc/s の場合でも $G_2/G_1=1.3$ に対して $G_2/G_1=2.8\sim 3.05$ であり、その比率は約 2.15~2.35 とほとんど変わらない。このように円錐型エゼクタを採用し、その最適寸度を選択するならば供試機関の運転範囲では $G_2/G_1\div 4.5\sim 5.0$ のポンプ性能を発揮できる。なお、空冷機関の所要冷却空気量は概略 $0.75 \text{ m}^3/\text{PS}\cdot\text{min}$ と云われており、供試機関の常用出力 $5 \text{ PS}/1,650 \text{ r.p.m.}$ を用いて算出すると $6.23\times 10^4 \text{ cc/s}$ となる。また、吸気量を概算すると $Q_1=K\cdot V_h\cdot n/120=0.7\times 254\times 1,650\div 120=2.44\times 10^3$ 、したがって $Q_2/Q_1=25.5$ 程度を必要としている。よって、エゼクタポンプの利用により所要冷却空気量の約 17~20% を吸引できることがわかる。

しかし、一般に小型機関になるほど必要空気量も減少し、供試機関程度のものでは流量比 $Q_2/Q_1\div 10$ 附近を採用しているものもある。この場合には 45~50% に相当し、利用価値がかなり高いことがわかる。また、流量比 $G_2/G_1\div 4.5\sim 5.0$ は一般のエゼクタポンプとしても高性能と思われるので、圧縮空気源とエゼクタとの中間に燃焼器をおき、燃焼ガスを駆動流とするようなエゼクタポンプの実用価値について検討してみるのも興味あると考えられる。

4. 結 言

以上、円錐型排気エゼクタの寸度 ($l_e, d_n, d_m, l_m, l_a, \theta_a$ および a) 運転形式 (発火, 駆動, 定常流) を変え、それらの機関性能 (吸気比) およびエゼクタポンプ性能 (二次空気量) に及ぼす影響について述べたが要約すると次のとおりである。

- 1) 円錐型エゼクタのポンプ性能 (二次空気比) は低速回転になるほど順次増大し、最適寸度を選択するならば $k\geq 350\%$ にも達し、直管型エゼクタよりも極めて有用である。
- 2) 排気ノズル径 (d_n) を小さくすると二次空気比 (k) は増加する。しかも、かなり小さい排気ノズル径 (d_n) を用いても吸気比はほとんど低下しない。
- 3) 混合室管径 (d_m) 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 (k) に対する混合室管径 (d_m) の影響は大きく、その最適寸度は $d_m/d_e\div 1.25$ ($f_m/f_e\div 1.66$) 程度である。
- 4) 混合室直管長さ (l_m) の最適寸度は $l_m\div 45\sim 65 \text{ cm}$ であり、直管長さ (l_m) が短かいと二次空気比 (k) は急激に低下するので留意しねばならない。
- 5) 混合室の円錐管はきわめて有効であり、わずか $l_a=20 \text{ cm}$ の円錐管を取り付けるだけで直管型エゼクタの約 2.5 倍のポンプ性能を発揮する。勿論二次空気比 (k) は円錐管長 (l_a) に比例して増加するが、その最大値は $l_a\div 80 \text{ cm}$ 附近に生ずる。
- 6) 円錐管の頂角 (θ_a) の吸気比に及ぼす影響はほとんど認められない。しかし、二次空気比 (k) は頂角 (θ_a) に比例する傾向があるが、混合室の管長 (l_m, l_a) が短かい場合には $\theta_a\div 8\sim 10^\circ$ 、管長が長い場合には $\theta_a=4\sim 6^\circ$ が最適寸度である。
- 7) ノズル距離 (a) としては $a\div 1.0 d_m$ に選択すればよい。
- 8) 運転形式 (発火, 駆動, 定常流) によって流量比 G_2/G_1 曲線の傾向および値は大幅に変

わり、最適寸度も幾分変わる。直管型エゼクタにおいても、流量比の割合は、 $G_1=2.5 \times 10^3$ cc/s の場合 2.85:2.0:1.0 であり運転形式の影響はきわめて大きい。

9) 定常流実験で直管型エゼクタの 1.1~1.24 倍の流量比 (G_2/G_1) を発揮する円錐型エゼクタを発火運転に使用すると、直管型の 2.23~2.45 倍のポンプ性能が得られる。

10) 円錐型エゼクタの最適寸度を選択すれば、供試機関の運転範囲では流量比 $G_2/G_1=4.5 \sim 5.0$ にも達し、所要冷却空気量の 20~50% の空気量を吸引することができるので冷却装置の補助装置としての利用価値が高いと思われる。

終りにのぞみ、日頃御指導、御鞭撻を頂いている東京大学宇宙航空研究所 浅沼強教授、北海道工業大学 黒岩保教授、北海道大学 深沢正一教授、実験装置の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、本学教職員各位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) 沢・他：室工大研報, 6, 1 (昭-42-7)
- 3) L. J. kastner J. R. Spooner: P. I. M. E. Vol. 162 (1950), 149.
- 4) 菅原・他：機械学会論文集, 20, 96 (昭-29), 542.
- 5) 植田・他：機械の研究, 5, 7 (昭-28-7), 425.
- 6) J. H. Keenan: Journal App. Mech. 9 (1950), 299.
- 7) 渡部・他：機械学会論文集, 21, 104 (昭-30), 304.
- 8) 速水：機械学会論文集, 7, 28 (昭-16-8), II-11; 8, 31 (昭-17-5), II-25.
- 9) F. R. B. Watson: P. I. M. E. Vol. 124 (1933), 231.
- 10) R. Royds, E. Johnson: P. I. M. E. Vol. 145 (), 193.
- 11) 宮坂・他：機械学会論文集, 11, 41 (昭-20), III-5.
- 12) M. O. Engel: P. I. M. E. Vol. 177, 13 (1963), 347.
- 13) A. G. Filimonov: Automobile Engineer, 7 (1958), 271.