

クランク室圧縮2サイクル機関におけるエゼクタ型排 気管系の影響について

メタデータ	言語: jpn							
	出版者: 室蘭工業大学							
	公開日: 2014-06-04							
	キーワード (Ja):							
	キーワード (En):							
	作成者: 澤, 則弘, 中村, 昭寿, 本間, 寛臣							
	メールアドレス:							
	所属:							
URL	http://hdl.handle.net/10258/3285							

クランク室圧縮2サイクル機関における エゼクタ型排気管系の影響について

沉 則 弘 · 中村 昭 寿 · 本 間 寛 臣

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

Norihiro Sawa, Akihisa Nakamura and Hiroomi Honma

Abstract

Hitherto, little use has been made of a gas ejector in an internal combustion engine, but its application which exhaust gas energy can be employed as an activating force is worthy of consideration as a device which can be set in place of a cooling fan.

Therefore, we carried out some experiments in order to investigate systematically the influence of various factors in the ejector-typed exhaust pipe system acting as an ejector pump and of the delivery ratio in a crankcase-compressed two-stroke cycle engine, as well as to obtain the design method on such a pipe system.

Consequently, it is ascertained that the gas ejector can be applied to the cooling apparatus in an internal combustion engine.

1. 緒 言

内燃機関の出力向上を目的とした研究がいまだに続けられているが、補機類による損失馬 力の軽減を計ることも重要な課題の一つと云えよう。そこで、冷却用のラジェターや空冷ファ ンをもつ機関においては、それらの性能向上を計ることが必要であるが、それには限度がある だろう。したがって、積極的な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 理論的には考えられる。なお、A.G.Filcmonon¹⁾は過給機付機関にエゼクターを取り付けた 実験を行ない、有効出力が 5~10% 増加し、相対的に燃料消費率が低下するので排気エゼクタ ーの利用はきわめて有用であると述べている。

しかし, 排気エゼクタの有用性を確認するだけにとどまっており, その設計基準なども全 く不明である。なお, 動力源として定常流の蒸気², 水³ および空気⁴ などを用いた場合の研 究は古くから続けられており, 最適寸法比など設計基準が与えられている。しかし, 内燃機関 の排気ガス流のような間けつ流を動力源とした場合にも, 定常流から得られた結論がそのまま 適用できるか否かも不明である。そこで, これらの基本的研究の一環としてクランク室圧縮2 サイクル機関に排気エゼクタを取り付け,エゼクタ寸度および機関回転数を広範に変えて,エ ゼクタポンプの性能および機関性能(とくに給気比)に及ぼす影響を調べたので報告する。

2. 実験装置および実験方法

供試機関は二輪自動車用クランク室圧縮2サイクルガソリン機関であり,その主要諸元は 次の通りである。

シリン	ノダ径	×行程	(mm)	$52 \phi \times 58$	ポートタイミング 糸	溒	60.5°
行	程(体 積	(\mathbf{cc})	123.2	ţ	表	62.6°
クランク室体積上死点 (cc) 493.6				e) 493.6	技	顺気	73°
給	気	管 径	(mm)	20 ø	平均給気孔角度面積	mm^2	311
排	気	管 径	(mm)	36 $\phi~(1~{}^{\rm I}\!/_4'')$	平均掃気孔角度面積	$\rm mm^3$	230
圧	縮	比		8.16	平均排気孔角度面積	mm^2	266
クランク室圧縮比 1.33				1.33			

実験装置は 図-1 に示すように給気流量の測定装置を給気側に取り付け,気化器の浮子室 は本体から分離し,任意に上下動して燃料流量を微量調整できるようにした。また,排気管系 側には機関の排気ガスを動力源とするエゼクタポンプ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,ノズル位置,混合室長さおよび排気管を 広範に変えた。



また,給気流量および二次空気流量の測定には行程体積の約800倍のタンクの壁面に丸型 ノズル(開口径16mm¢および10mm¢)を取り付けて行なった。

実験方法は,まず任意の寸度にエゼクタを設定し,UK型電気動力計(特殊電気 K.K.)を 起動して供試機関を駆動させる。暫らくしてから点火栓系統のスイッチを入れて発火運転に移

供	試 混 合	管			供	漏	ノズ	N		
供試管	内径	面積	А	В	С	D	Е	F	G	Η
	(cm)	$\int m$ (cm)		f_m/f_n						
$4^{\prime\prime}$	10.6	88.3	8.83	15.25	18.6	20.2	27.6	29.9	40.6	45.0
$3 \ ^1/_2 ^{\prime\prime}$	9.32	68.0	6.80	11.75	14.3	15.6	21.25	23.1	31.4	34.9
3''	8.07	51.2	5.12	8.85	10.8	11.75	16.0	17.35	23.6	26.1
$2 1/2^{\prime\prime}$	6.79	36.2	3.62	6.25	7.62	8.30	11.3	12.3	16.7	18.45
$2^{\prime\prime}$	5.29	22.0	2.20	3.80	4.64	5.05	6.88	7.46	10.15	11.2
$1 \; ^{1}\!/_{2}{}^{\prime\prime}$	4.16	13.6	1.36	2.35	2.86	3.12	4.25	4.51	6.28	6.94
$1 {}^1/_4 {}^{\prime\prime}$	3.57	10.0	1.00	1.73	-2.10	2.29	3.12	3.39	4.61	5.1
直	径 d_n	(cm)	3.57	2.78	2.46	2.41	2.02	1.94	1.66	1.58
断 面	i 積 f_n	(cm)	10.0	5.78	4.75	4.36	3.2	2.95	2.165	1.91
面積	t it fn	fe	1	0.578	0.475	0.436	0.32	0.295	0.2165	0.196
直径	It d_n	$ d_e $	1	0.78	0.69	0.675	0.566	0.543	0.465	0.442

表一1 供試混合管および供試ノズルの諸元

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 に達し排気ガス温度が定常になるのを待って,機関回転数(ストロボ式回転計),給気量,二次 空気量(読取顕微鏡)および排気ガス温度(アルメル・クロメル熱電対)を測定する。

かかる測定をエゼクタ寸度を広範囲に変えて、 機関回転数 N=1500 r.p.m. から 200~300 r.p.m. おきに最高 4500 r.p.m. まで行なった。

3. 実験結果および考察

3.1 給気比およびエゼクタ性能に及ぼす諸因子の影響

(1) 排気ノズルの開口面積 (f_n)

排気エゼクタにおける一次側ノズルの開口面積 (f_n)の給気比およびエゼクタのポンプ性能 に及ぼす影響を詳細に調べるため、エゼクタ寸度を一定、すなわち排気管長 $l_e=60$ cm、排気管 内径 $d_e=1^{-1}/4^{\prime\prime}$ 、ノズル位置 a=53 cm、混合室長さ $l_m=65$ cm とし、混合室の内径 $d_m=1^{-1}/4^{\prime\prime}$ 、 2^{''}、3^{''} および 4^{''} について、ノズル開口面積 (f_n)を5 種類に変えながら給気量および二次空気 量を測定した。その実験結果を 図-2、3、4 および5 に示す。また、従来の定常流実験から与え られている最適のノズル位置 $a=1.0d_m$ 、最適の混合室長さ $l_m=8d_m$ に調整した場合の実験結 果を 図-6、7、8 および 9 に示す。さらに、これらの実験結果から機関回転数 N=2000, 3000 お よび 4000 r.p.m. における給気比 (K)、二次空気比 ($k=Q_{2a}/(V_h\cdot N/60)$) および両者の比 (k/K) を求め、ノズル面積比 (f_n/f_e) について示したのが 図-10、11 および 12 である。 図によると、 高速回転領域における給気比はいずれも開口面積比 (f_n/f_e) に比例して順次低下している。し



図-2 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm}, d_m=1^{-1}/4''$



図-4 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm}, d_m=4^{\prime\prime})$



図-3 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm}, d_m=2'')$



図-5 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm}, d_m=3'')$

(400)



図ー6 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=1.0d_m, l_m=29 \text{ cm}, d_m=1^{1/4''})$



図-8 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=1.0d_m, l_m=65 \text{ cm}, d_m=3'')$



図-7 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=1.0d_m, l_m=43 \text{ cm}, d_m=2'')$



図一9 ノズル径 (d_n) の影響 $(a=85 d_m, l_m=85 \text{ cm}, d_m=2'')$

(401)

かし、低速回転になるほどその影響は小さく、たとえば混合室径 $d_m = 1 \frac{1}{4}$ "の場合では最大給 気比を与える機関回転数のみならず給気比の値も N = 2000 r.p.m. 付近ではノズル径 $d_n = 2.41$ cm 程度まではほとんど低下していない。したがって、最大給気比の生成機関回転数よりも低 速回転領域においては給気比を低下させることなく排気エゼクタを使用できることがわかる。 しかし、混合管が太い場合には 図-3、4 および5 に示すように最大給気比を与える機関回転数 はノズル面積に比例して順次低速回転側に移行している。

なお、さきに排気吹出し効果の同調条件に注目する場合には実験結果を排気管なしの場合の給気比 (K_0) との差 ($K-K_0$) について表示すべきことを指摘した。しかし、本実験において



図-10 ノズル径 (dn) の影響



図-11 ノズル径 (dn)の影響

は給気管系の条件が全く同一であるので給気比曲線そのままでも十分である (一般に $(K-K_0)_M$ を与える機関回転数は K_M の回転よりも 200~300 r.p.m. 低速側にある)。以上述べたように、 ノズル面積が小さいほどエゼクタ型排気管系の等価管長 (L_e^*) が長くなることを示しているが、 これは後述せる解析結果とよく符合している。また、脈動効果の影響が最大の排気吹出し効果 を与える機関回転数付近においてもあらわれるので、 $(K-K_0)_M$ または K_M を与える機関回転 数を正確には判別しにくいが、後述するように従来の同調条件式も適用できる。

次に、二次空気比 (k) はノズル面積が小さくなるほど順次増加している (図-10, および 12 参照)。とくに混合室径が小さいほど二次空気比 (k) の増加は著じるしく、 $d_m = 1^{-1}/_4''$ 、 $d_n = 1.58$ cm の場合には $k = 35 \sim 40\%$ にも達している。これに対し、給気比に対する混合室径 (d_m) の影 響は小さい。したがって、排気エゼクタの混合室管径は定常流エゼクタの場合と異なり、でき るかぎり小さくすることが望ましいようである。

なお、二次空気比 (k) は機関回転数の増加に伴なって低下する傾向を示すが、これは二次 空気流量の測定に丸型ノズルを使用したためと考えられる (たとえば N=4000 r.p.m., k=42% の場合、丸型ノズルによる圧力降下が 4P=17 cmAq. にも達する)。いま、図-13の装置におい て丸型ノズルを使用しない場合と使用した場合の圧力降下が等しくなるような場合について考 えると両者の流量比 (Q_0/Q) は

$$Q_0/Q = \sqrt{1 + \lambda (f_s/f)^2 / \sum \lambda_s}$$

(1)

で与えられる。 ここに、 λ : 丸型ノズルの抵抗係数 (=1/ C^2 =1.49)、 f: 丸型ノズルの開口面 積、 f_s : 二次空気側管系の断面積 (図-13 参照)、 $\Sigma \lambda_s$: 二次空気側管系の抵抗係数の和であ り、 $\Sigma \lambda_s = \lambda_{s1} + \chi_s l_s / d_s + \lambda_{s2}$ で表わされる。いま、水力学における一般的な値として $\lambda_{s1} = 0.50$ 、



(403)

 $\chi_s = 0.04, \ \lambda_{s2} = (1 - f_s/f_m) \doteq 0.51$ および $l_s = 70$ cm, $d_s = 9.3$ cm を用いると, 流量比 (Q_0/Q) は $Q_0/Q \doteq 90$ にも達する。 したがって, 二次空気側管系の流動抵抗の軽減に努めるならば実用 価値はかなり高いことが予想される。 また,定常流実験で与えられている最適寸度 (ノズル位 置 $a = 1.0d_m$,混合室長さ $l_m = 8d_m$) に調整した場合にも同様の結果が得られる (図-10~図-12 参照)。 ただし,実用上の問題点としては, とくにノズル面積比 (f_n/f_s) が 0.5 以上になると残 留脈動正圧波が掃気期間に重畳するため給気比が低下する N = 3000 r.p.m. 付近において二次 空気比が低下し,場合によっては逆流さえ認められる。

次に、排気管長を幾分短かく $l_e = 40$ cm とした場合の実験結果を 図-14 に示す。 これと 図-10 の給気比曲線とを比較すると幾分高速側に移行しているが二次空気比 (k) および k/K の 値はほとんど変っていない。 この場合もノズル面積比 $f_n/f_e \ge 0.45$ の範囲であれば給気比曲線 にはほとんど差違が認められないようである。したがって、給気比の低下を招くことなく排気 エゼクタポンプの使用が可能であることがわかる。

(2) 混合室管径 (*d_m*)

ノズル距離 (a=53 mm), 混合室長さ ($l_m=65$ cm) を一定とし, 混合室の太さ (d_m) を4種









(404)



図-16 混合室直径 $(d_m) の影響$ $(d_n=2.41 \text{ cm}, a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm})$

類に変えた実験結果を 図-15, 16 および 17 に示す。図によると, 脈動効果による給気比曲線の 山を与える機関回転数は混合室管径 (d_m) が小さくなるにつれて順次低速 回転 側に移行してお り、等価管長 (L_e^*) の解析結果から導びかれる結論と定性的によく一致している。これに対し, 脈動効果を伴わず排気吹出し効果のみによって与えられる最大給気比の機関回転数は実際には 脈動効果が作用するために判別しにくいが,混合室管径 (d_m) の影響をほとんど受けないようで ある。これは、後述する等価管長 (L_e^*) の解析結果と矛盾しているようであるが、(12) 式から わかるように混合室管径の等価管長 (L_e^*) に及ぼす影響は後者の場合の方が小さく、 そのうえ 混合室管径が太いほど排気ガス温度が低く (圧力伝播速度 a_e が小さく) なるので、結果的には $L_e^*/a_e \Rightarrow const$ となったものと推察される。かかる現象は排気管長 $l_e = 40$ cm, ノズル径 $d_n =$ 24.1 mm, 混合室長さ $l_m = 43$ cm にした場合にも認められる (図-18)。これに対し、ノズル距 離を $a = 1.0d_m$, 混合室長さを $l_m = 8d_m$ に設定した場合には混合室長さ (l_m) の影響も加味され るので、脈動効果による給気比曲線の山を与える機関回転数と混合室管径 (d_m) との間には 図-19, 20 および 21 に示すように必ずしも一定の関係はない。 しかし、これら給気比曲線に対す る混合室管径 (d_m) の影響は 図-15~図-21 および 図-22, 23 からわかるようにかなり小さく,



図—17 混合室 (d_m) の影響 $(d_n=3.57 \text{ cm}, a=5.3 \text{ cm}, l_m=65 \text{ cm})$



к

図-18 混合室直径 (d_m) の影響 $(a=1.0d_m, l_m=8d_m, l_e=40 \text{ cm})$



図-19 退合室直径 (d_m) の影響 $(d_n=1.58 \text{ cm}, a=1.0d_m, l_m=8d_m)$





(406)

913

ほとんど考慮する必要がないようである。これに対し、混合室管径 (d_m) の二次空気比 (k) に及 ぼす影響はきわめて顕著であり、本実験の供試混合管直径範囲では直径が小さいほど二次空気 比 (k) および効率 (k/K) は急速に増加する。しかし、ノズル面積比 $f_n/f_e=1$ 、 $d_m=1^{-1}/4''$ の場合 には逆に急激に低下している。よって、ノズル面積比 (f_n/f_e) に応じて最適の混合室管径 (d_m) が存在することが予測される。

(3) 混合室・ノズル面積比 (f_m/f_n)

混合室とノズルの面積比 (f_m/f_n) または直径比 (d_m/d_n) を一定とし、両者の面積を変えた 場合の実験結果の代表例として $f_m/f_n \doteq 4.62$ $(d_m/d_n \doteq 2.15)$ の場合を 図-24 および 図-25 に、 f_m/f_n $(d_m/d_n \doteq 3.4)$ の場合を 図-26 および 図-27 に示す。図によると、ノズル距離 $a=1.0d_m$ 、 混合室長さ $l_m = 8d_m$ の寸法に設定した場合には、ノズル径および混合室管径が小さくなるにつ れて混合室長さも短かくなるので、 等価管長 (L_e^*) に及ぼす影響は互に打ち消し合う。 このた めその程度に応じて最大給気比を与える機関回転数 (N_{max}) はノズル径に比例して高速回転側 に移行したり、ほとんど変らなかったりしている。しかし、ノズル距離 a=53 mm、混合室長



(407)







(408)

さ $I_m = 65$ cm に固定した場合には、いずれもノズル径 (d_n) が小さいほど最大給気比および脈 動効果による給気比曲線の山を与える機関回転数 N_{\max} , N_{ep} は低速側に移行している。 なお、 この場合でも 図-24~図-27 および 図-28 からも明らかなようにノズル径 (d_n) が小さいほど二 次空気比 (k) および k/K は急速に増加することがわかる。次に、さきに示したノズル径および 混合室管径を変えた場合の実験結果から機関回転数 N = 2000, 3000 および 4000 r.p.m. におけ る給気比 (K), 二次空気比 (k) を求め、混合室面積 (f_m) とノズル面積 (f_n) との比 f_m/f_n につい てプロットすると 図-29 および 図-30 となる。図によると、面積比 (f_m/f_n) には最適値が存在 し、しかも混合室径 (d_m) に比例して f_m/f_n の最適値が大きくなることがわかる。

なお、混合室管径 (d_m) と排気管径 (d_e) とを同一寸度に選択する場合には $f_m/f_n \Rightarrow 3.5$ 付近 で二次空気比 (k) が最大となることがわかる。 この値は長尾教授⁵⁾ が特性曲線法を用いてエゼ クタ効果 (負圧発生) について解析した最適値と近似している。 また、 排気管端にノズルを取 り付けずにそのままでエゼクタ型排気管系を構成した場合には二次空気比 (k) の値が低いが、 同図の点線が示すように最適の f_m/f_n は 15~20 の範囲にあることがわかる。

(4) 混合室長さ (*l*_m)

エゼクタに関する定常流実験によると混合室長さ (l_m)の最適寸法比は $l_m = 8d_m$ と云われている。しかし、内燃機関の排気エゼクタのような間けつ流に対してもこの関係が成り立つか 否かを調べるため、ノズル面積、ノズル距離および混合管径の各種組合せについて給気比を測 定した。それらの代表例として混合室管径 $d_m = 3''$ 、ノズル距離 a = 5.3 cm ノズル径 $d_n = 3.57$ 、



図-31 混合室長さ(*l*_m)の影響

 $d_m = 3''$

 $(a = 5.3 \text{ cm}, d_n = 3.57 \text{ cm},$





図-32 混合室長さ (l_m) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, d_n=2.41 \text{ cm}, d_m=3'')$

図-33 混合室長さ (l_m) の影響 $(a=5.3 \text{ cm}, d_n=1.58 \text{ cm}, d_m=3'')$



(409)

2.41 および 1.58 cm を用い混合管長さを順次変えた場合の実験結果を 図-31, 32 および 33 に, 混合管径 $d_m = 2''$, ノズル径 $d_n = 1.58$ cm, ノズル距離 a = 5.3 cm とし, 混合室長さ (l_m) を変



えた場合を 図-34 に、 また排気管長 を $l_e = 40$ cm とした場合 $(a=5.3 \text{ cm}, d_n=2.41 \text{ cm}, d_m=2'')$ の実験結果を 図-35 に示す。

図-31~図-35によると、いずれも混合室が長くなるほど 最大給気比や脈動効果による給気比曲線の起伏を与える機関 回転数 N_{max} , N_{ep} は低速回転側に移行している。しかし、二





2000 rp1 3000 rp1

4000 rpm

20

-02000 rom

______. 2000 грт

(410)

k

3"/1.58/8

30

次空気側管系の影響のため排気管長 (l_e) を変えても等価管長 (L_e) の変化は二次空気側管系の 全くない場合、したがって一種の拡張室付排気管系において尾管の長さを変えた場合よりもか なり小さいことがわかる。これに対し、二次空気比 (k) の値はノズル径 (d_n) が小さい場合には 混合管の長さ (l_m) を変えても、その影響は小さい。

しかし、ノズル径および混合室径が大きくなるほど二次空気比(k)曲線にかなりの起伏が 生じており、その機関回転数も混合室長さ(l_m)の増加につれて順次低速側に移行している。い まこれらの実験結果から N=2000, 3000および 4000 r.p.m. における値を求め、 それを l_m/d_m についてプロットすると 図-36, 37 および 38 となる。図によると、ノズル径 $d_n=1.58$ cm の場 合には l_m/d_m を変えても給気比(K)や二次空気比(k)の値にはあまり変化が認められない。し かし詳細にみると $l_m/d_m \ge 15$ の範囲において二次空気比(k)が最大になる傾向がわずかにある ようである。これに対し、ノズル径が $d_n=2.41$ cm や 3.57 cm の場合には残留脈動波の影響も 顕著となり、 エゼクタ型排気管系の寸度(l_m, d_m)や機関回転数によって給気比曲線が烈しく 変動している(とくに低速回転、たとえば N=2000, 3000 r.p.m.の場合)。

また、二次空気比 (k) の値は機関回転数が低いほど増加するが l_m/d_m によってもかなり変動している。

さらに、 ノズル径 $d_n=2.41$ cm の場合には $l_m/d_m \Rightarrow 5$ および 16 付近において二次空気比 (k) 曲線の山、 $l_m/d_m=8\sim11$ 付近で谷、 ノズル径 $d_n=3.57$ cm の場合には $l_m/d_m=5$ および 12 付近で山、 $l_m/d_m=8$ 付近で谷となっている。しかも高速回転になるほど l_m/d_m の最適値も大 きくなる傾向が認められる。これは定常流実験から教えられるところの $l_m/d_m=7\sim8$ で最適と 云う事実とかなり異なっており、とくにノズル面積が大きいほどその影響も著じるしい。かか る現象は排気管内圧力波に基因するものと思われるが、混合室を長くすると二次空気比 (k) 曲



(411)

線の変動もはげしくなるので $l_m/d_m=5$ 程度が本実験範囲では最適であると云えよう。

(5) ノズル距離(a)

ノズル距離 (a) の影響を調べる目的で a=0, 0.5d_n, 1.0 d_m および 1.5d_m の 4 種類に変えて 給気比 (K), 二次空気比 (k) を測定した。それらの代表例を 図-39, 40, 41, 42 および 図-43 に



918

示す。図によると、いずれの場合も最大給気比や脈動効果による給気比曲線の起伏を与える機



図—44 ノズル距離 (a) の影響 (N=4000 r.p.m.)





関回転数はノズル距離(a)を変えてもほ とんど変化していない。

しかし,最大給気比の値はノズル径 (d_n)が小さい場合には $a=1.0d_m$ で最高 となるが、ノズル径が大きい場合にはあ まり影響しないようである。これに対し 二次空気比(k)の値は全回転範囲を通じ て $a=(1.0\sim1.5)d_m$ 、さらに $a>1.5d_m$ に おいて最大となるようである(図-44, 45 および 46 参照)。しかし、排気管長を

 $l_e=40 \text{ cm}$ とし $(d_m=2'', \, / \, \varkappa \, \mu \in d_n=2.41 \text{ cm}, \, l_m=43 \text{ cm})$ / ズル距離 (a) を $a=(0\sim2.0) d_m$ に変えた実験 結果 (図-47 参照) によると, 排気管長 (l_e) が前者より も短かいので排気管内圧力振幅も小さく, したがって 給気比曲線や二次空気比曲線には起伏があまり認めら



図-47 ノズル距離 (a) の影響 (le=40 cm, dn=2.41 cm, dm=2'', lm=43 cm)

(413)

れず,ノズル距離 (a) を変えても給気比にはほとんど差違がない。しかし、二次空気比 (k) の値 は $a = (0.5 \sim 1.5) d_m$ のときがよく、 $a = 2.0 d_m$ になると低下している。なお、この値は定常流に よる最適値 $a = (1.0 \sim 1.5) d_m$ とよく一致している。

3・2 排気吹出し効果の同調条件

排気エゼクタの設定に当っては、その寸度がエゼクタのポンプ性能のみならず機関の給気 比に如何なる影響を与えるかを知る必要がある。なお、内燃機関の排気エゼクタに関しては排 気管系における流れを一次元圧縮性非定常流(等エントロピー)と見做し、 その基礎式を厳密 な境界条件のもとに解く必要があろう。かかる基礎式は双曲線型偏微分方程式となるであろう から数学的には特性曲線法を用いて解くことができる筈である。

しかし、その計算は極めて煩雑莫大となるので、ここでは取り敢えず排気吹出し効果の同 調条件にのみ注目しよう。なお、従来提唱してきた排気吹出し効果の同調条件式から給気比に 影響する因子としては機関速度 $\omega(=2\pi N/60)$, 圧力伝播速度 (*a*_e),有効掃・排気孔角 (θ_{*s}^{*s})およ び排気管系の等価管長 (L_e^{*})が挙げられよう。したがって、エゼクタ型排気管系の等価管長 (L_e^{*}) を求めれば、それからエゼクタ寸度の給気比に及ぼす影響を知ることができるであろう。 い ま、エゼクタ型排気管系として 図-48 のようにクランク室およびシリンダを含む有効掃排気期 間の平均容積 (V_m),排気管 (l_e, f_e),ノズル (f_n, l_n),拡張室 (V),混合室 (l_m, f_m)および二次空 気側管系 (l_s, f_s) から構成される管系を想定し、かかる管系の等価管長 (L_e^{*})を音響インピーダ ンス理論から求めてみよう。



図-48 エゼクタ型排気管系の模型

記号: I: 音響インピーダンス ($\equiv P/X$), P: 音圧, X: 体積変位, l: 管長, f: 断面積, $\beta = a^2 \rho k, \ k = \omega/a, \ \omega$: 角振動数, a: 圧力伝播速度, ρ : 密度, L_e^* : 等価管長 (= 1/k), したが って周期は $T = 2\pi L_e^*/a_e$ である。

排気管の入口と出口のインピーダンス I_{e1} , I_{e2} との間には抵抗を考慮しない管内の平面の 平面波動方程式の解から

$$I_{e2} = \frac{\beta}{f_e} \cdot \frac{I_{e1} + (\beta/f_e) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{-I_{e1} \cdot \tan(l_e/L_e^*) + \beta/f_e}$$
(2)

920

(414)

の関係が与えられる。 また、 シリンダ出口のインピーダンス $I_2 (\equiv I_{el})$ は容積部の長さが短かく、しかも閉端のインピーダンス I_1 が ∞ と近似できるので

$$I_2(\equiv I_{e1}) = -\rho \cdot a^2 / V_m = -\beta \cdot L_e^* / V_m \tag{3}$$

で与えられる。 次に, ノズル前後のインピーダンス I_{n1} , I_{n2} には (2) 式と同様の関係が成立するがノズルの長さ (l_n) が短かいので tan (l_n/L_e^*) $\Rightarrow l_n/L_e^*$ と近似すると

$$I_{n2} = \frac{\beta}{f_n} \cdot \frac{I_{n1} + (\beta/f_n) (l_n/L_e^*)}{-I_{n1} \cdot (l_n/L_e^*) + \beta/f_n} \tag{4}$$

となる。また,混合室平行部前後のインピーダンス I_{m1} , I_{m2} および二次空気側管系前後のイン ピーダンス I_{s1} , I_{s2} の間にも (1) 式と同様の関係

$$I_{m2} = \frac{\beta}{f_m} \cdot \frac{I_{m1} + (\beta/f_m) \cdot \tan(l_m/L_e^*)}{-I_{m1} \cdot \tan(l_m/L_e^*) + \beta/f_m}$$
(5)

$$I_{s2} = \frac{\beta}{f_s} \cdot \frac{I_{s1} + (\beta/f_s) \cdot \tan(l_s/L_e^*)}{-I_{s1} \cdot \tan(l_s/L_e^*) + \beta/f_s}$$
(6)

が成立する。なお、二次空気側管系の開口端インピーダンス (I_{s1})を $I_{s1}=0$ と近似すると (6)式 は次のように簡単になる。

$$I_{s2} = \left(\beta/f_s\right) \cdot \tan\left(l_s/L_e^*\right) \tag{7}$$

次に、一般的なエゼクターとして平行混合室の後に円錐部を考えてみると、入口インピー ダンス $I_{a1}(\equiv I_{m2})$ は出口インピーダンス (I_{a2})を零とおくと、円錐管内における球面波動方程式 の解が簡単化されて

$$I_{d1} = -\langle \beta/f_m \rangle \cdot \langle l_{d0}/L_e^* \rangle \Big/ \Big\{ 1 + \langle l_{d0}/L_e^* \rangle \cdot \cot(l_d/L_e^*) \Big\}$$
(8)

となる。また、拡張室前後のインピーダンス I_{s2} , I_{s2} との間には拡張室付排気管系の場合に与えたように

$$1/I_{s2}' = 1/I_{s2} - V/(\beta L_e^*) \tag{9}$$

の関係があり、混合室入口では体積流と音圧の連続条件

$$1/I_{s2}' + 1/I_{n2} = 1/I_{m1} \tag{10}$$

が成立するから(2)式~(10)式を整理すると等価管長(L^{*})の算出式として

$$\frac{f_s}{f_m} \cot(l_e/L_e^*) + \frac{1 + (l_{d0}/L_e^*) \{\cot(l_d/L_e^*) - \tan(l_m/L_e^*)\}}{\{1 + (l_{d0}/L_e^*)\cot(l_d/L_e^*)\}} \tan(l_m/L_e^*) + (l_{d0}/L_e^*)} = \frac{V}{f_m L_e^*} + \frac{f_n}{f_m} \cdot \frac{\frac{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) + V_m/(f_e L_e^*)} \cdot (l_n/L_e^*) + f_e/f_n}{\frac{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) - (\frac{f_e}{f_n}) \cdot (l_n/L_e^*)}}$$
(11)

が与えられる。なお,供試エゼクタのように円筒型エゼクタの場合(lag=0, la=0)には(11)式は

$$\frac{f_s}{f_n} \cdot \cot(l_s/L_e^*) + \frac{f_m}{f_n} \cdot \cot(l_m/L_e^*) = \frac{V}{f_n L_e^*} + \frac{\frac{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) + V_m/(f_e L_e^*)} \cdot (l_n/L_e^*) + f_e/f_n}{\frac{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan(l_e/L_e^*)}{\tan(l_e/L_e^*) - (\frac{f_e}{f_n}) \cdot (l_n/L_e^*)}}$$
(12)

となる。 さらに、穴あき板のようにノズルの長さが非常に短かく $l_n \Rightarrow 0$ と近似できる場合には 上式は

$$\frac{f_s}{f_e} \cdot \cot\left(l_s/L_e^*\right) + \frac{f_m}{f_e} \cot\left(l_m/L_e^*\right) = -\frac{V}{f_e L_e^*} + \frac{\tan\left(l_e/L_e^*\right) + \frac{V_m}{f_e L_e^*}}{1 - (V_m/f_e L_e^*) \cdot \tan\left(l_e/L_e^*\right)}$$
(13)

となる。上式によるとノズルの開口面積 (f_n) は等価管長 (L_e^*) に影響しないことになるが,前 報における実験結果とよく一致している。

なお、上式において、拡張室の影響 $(V/f_eL_s^*)$ を無視すると分岐型排気管系の等価管長 (L_s^*) の算出式と一致し、二次空気側管系の長さが短かく、しかも二次側入口が閉じているような場合には (f_s/f_e) ・cot $(l_s/L_e^*)=0$ となるので拡張室型 排気管系に対する算出式に、 $V/f_eL_e^*$ および (f_s/f_e) ・cot (l_s/L_e^*) を省略すると段付型排気管系に対する算出式になる。

次に,脈動効果に対する等価管長 (L_{ep}^*) は, (12) 式において $V_m=0$ とし, さらにオルガン パイに置き換えると

$$\frac{f_s}{f_n} \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_s/L_{e_p}^*\right) + \frac{f_m}{f_n} \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_m/L_{e_p}^*\right) = \frac{\pi}{2} \cdot V/(f_n L_{e_p}^*) + \frac{\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_n/L_{e_p}^*\right) \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_e/L_{e_p}^*\right) + f_e/f_n}{\cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_e/L_{e_p}^*\right) - \left(f_e/f_n\right) \cdot \left(\frac{\pi}{2} \cdot l_n/L_{e_p}^*\right)}$$
(14)

で与えられる。また、ノズル長さ(l_n)が短かい場合には

$$\frac{f_s}{f_e} \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_s/L_{ep}^*\right) + \frac{f_m}{f_e} \cdot \cot\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_m/L_{ep}^*\right)$$
$$= \frac{\pi}{2} \cdot V/(f_e L_{ep}^*) + \tan\left(\frac{\pi}{2} \cdot l_e/L_{ep}^*\right)$$
(15)

となる。 よって, (11) 式, (12) 式および (13) 式から排気吹出し効果に対するエゼクタ型排気管 系の等価管長 (L_e^*) が, (14) 式および (15) 式から排気脈動効果に対する等価管長 (L_{ep}^*) が算出で き, これら算出式はエゼクタ型排気管系の各寸度 (l_e , f_e , l_n , f_n , V, l_m , f_m および l_s , f_s) を含 んでおり, これら諸因子の等価管長 (L_e^*) に及ぼす影響を知ることができる。 上式はいずれも 図式解を用いればよいが, その計算もかなり煩雑であるので特定の因子の影響を定性的に知る ためには他の因子を省略した近似式を用いても十分である。なお, 計算結果によると排気管長 (l_e), 混合室管長 (l_m) が長く, ノズル面積 (f_n), 混合室面積 (f_m) が小さいほど等価管長 (L_e^* , L_{pe}^*) は長くなり, いずれも前節における各因子を変えた実験結果をよく説明している。かかる考察 をより具体的に検証するため、最大給気比 ($K-K_0$)_M を与える機関回転数や脈動効果による給気比 ($K-K_0$)曲線の起伏を与える機関回転数が比較的容易に判別できる実験結果から、それらの機関回転数を求め、それを等価管長 (L_s^* または L_{ep}^*) と圧力伝播速度 (a_e) との比 (L_e^*/a_e or L_{ep}^*/a_e) についてプロットしたのが 図-49 および 図-50 である。

なお、 L_e^* または L_{ep}^* の代りに L_e^*/a_e 、 L_{ep}^*/a_e を用いたのは給気管系の場合と違ってエゼク タ寸度によって圧力伝播速度 (a_e) が大幅に変化するので、その影響をも考慮したためである。 したがって、排気吹出し効果の同調条件



 $\omega \cdot (L_e^*/a_e) = (4/3) (\theta_{es}^*/360)$

(16)

923

から最大の排気吹出し効果を与える機関回転数 (N_M)を求めることができる。 また、脈動効果の同調条件式から

 $N_{ep} \cdot (L_{ep}^*/a_e) = 15/q_e \tag{17}$

$$N_{ep} \cdot (L_{ep}^*/a_e) = (1 + \theta_{es}^*/360)/Q_e \tag{18}$$

の関係が与えられるので脈動効果による給気比曲線(正確には $(K-K_0)$ 曲線)の山を与える機 関回転数 (N_{ep}) を容易に求めることができる。 かくして求めた計算曲線を 図-49 および 図-50 に併記している。図によると、排気管系形状の複雑さ、不確定要素の多い点などのため実験値 もかなりばらついてはいるが、ほぼ上記の排気吹出し効果および脈動効果の同調条件が成り立 つことがわかる。

したがって、逆にエゼクタ型排気管系各寸度の給気比に及ぼす影響や、各因子間の相関関 係を求めることができるので、エゼクタのポンプ性能に対する結論とを考え合せるならば、内 燃機関用排気エゼクタポンプの基礎設計が可能であろう。

4. 結 言

以上、排気エゼクタに関する実験結果について述べてきたが要約すると次の通りである。

(1) 排気ノズルの面積が小さいほどポンプ性能は向上し,面積比 f_n/f_e=0.2 で二次空気比は 35~40% にも達する。 これに対し低速回転領域の給気比はほとんど影響されないものの高 速領域の給気比は低下する。しかし流動抵抗の軽減に努めるならばその影響も小さいので内燃 機関用エゼクタの利用価値は高い。

(2) 混合室管径を変えても給気比にはほとんど影響しないが、二次空気比は一般に管径に 逆比例して増加するが厳密には排気ノズル面積の影響を受け、両者の面積比が f_m/f_n = 3.5 で二 次空気比 (k) は最大となる。

(3) 二次空気比(k)に対する最適の混合室長さ(l_m)は l_m/d_m ≑5 および 12~16 の二つの範囲が存在し、これも機関回転数に比例して増加する傾向がある。

(4) 排気ノズル距離の最適値は $a = (1.0 \sim 1.5) d_m$ の範囲にあり、 これは定常流エゼクタの 結論と一致している。

(5) エゼクタ型排気管系の寸度を変えると最大給気比を与える機関回転数および脈動効果 による給気比曲線の山を与える機関回転数は移行する。これは、いずれもインピーダンス理論 から導びかれる等価管長 [(12) 式~(15) 式] から説明され、従来の排気吹出し効果に対する同調 条件および脈動効果の最適条件がエゼクタ型排気管系にも適用できる。

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 浅沼強教 授,北海道自動車短期大学 黒岩保教授,供試機関を貸与くだされた鈴木自動車 K.K.,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,早川友吉技官お よび関係各位に深甚な謝意を表す。 (昭和41年4月30日受理)

文 献

- 1) A. G. Filcmonon: Automobile Engineer, 7 (1958), 271.
- 2) 速水: 機械学会論文集, 7, 28 (昭 16-8), II-11.
- 3) 松田: 港湾技術研究所報告, 5, 5 (昭 41-1), 1.
- 4) 宮坂: 機械学会論文集, 11, 41 (昭 20), III-5.
- 5) 長尾: 機械学会論文集, 24, 148 (昭 33-12), 1013.