

小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究

(第1報, 小形ガスタービン用燃焼器における問題点と小容量渦巻噴射弁の特性改善)

根 矢 清* 佐藤 誠四郎*

Study on an Elbow-type Combustion Chamber for Small Gas Turbines
[Part I, Problems related to combustion chamber for small gas turbines and the improvement of spray characteristics of small capacity swirl atomizers]

By

Kiyoshi Neya and Seishirô Satô

The compactness and light weight are the most outstanding features of the gas turbine. Gas turbines with large output are widely used in aircraft field by virtue of these advantages. In recent years, small gas turbines with output not exceeding some 500 PS have also been developed in various countries and are used as auxiliary power units, air supply units and as prime movers for electricity generation, water pump drive and so on.

In small gas turbines, a centrifugal compressor and a radial inflow turbine are often mounted back-to-back, and for this arrangement of rotary parts, reverse flow or elbow-shaped combustion chambers of can-type are suitable to attain compactness of the whole unit. In these type of combustion chambers, the incoming air flow is not symmetrical with the axis, and it is felt that the maldistribution of air flow will cause poor combustor performance. Besides, the swirl type fuel atomizer with small capacity will cause poor spray characteristics, especially at low fuel pressure.

Improvements of the performance of the above-mentioned combustors as well as the spray characteristics of small capacity swirl atomizers may be the main problems that are to be solved for the development of small gas turbines. In this point of view, an experimental study was carried out on an elbow-type combustion chamber and a small capacity swirl atomizer. In this paper, the problems and the results obtained from the latter part of the experiment are presented.

目 次	
1. はしがき.....	2 頁
2. 小形ガスタービンの現状.....	2
3. 燃焼器についての問題点と研究要領.....	3
3.1 問題点.....	3
3.2 研究要領.....	4
4. 小容量渦巻噴射弁の噴霧特性の改善.....	4
4.1 噴射弁寸法および噴射液体の表面張力の影響.....	4
4.2 渦巻室の直径比および噴射液体の粘度の影響.....	5
4.3 結論.....	9
5. むすび.....	10
参考文献.....	10

* 機関開発部第一部

1. は し が き

ガスタービンは単位出力当たりの重量および容積が小さいという特長を有し、この特長を最大限に発揮した大容量機はすでに航空用として広く用いられているが、小容量のものも近年各国でかなり開発されており、これでは小形軽量のほか構造および操作が簡単容易、多種類の燃料が使用できることなどの特長も生かして¹⁾、航空用以外にもGEM、高速艇、自動車および可搬式の発電機やポンプなどの原動機あるいは加圧空気源などとして、今後、数多く用いられるものと思われる。

当所ではさきに、この種用途の小形ガスタービンの開発に資するため、容量の小さいガスタービンの構成要素についての問題点を調べ、その改善を図ることにした^{2), 3)}。

開発の目標に想定したガスタービンは、可搬式の動力または空気源用の、遠心圧縮機とラジアルタービンとを背中合わせにした構造で、圧力比は 3.5、空気流量は 0.3 kg/s、燃料消費量は 3.7 gr/s、出力は約 23PS であり、燃焼器については、このガスタービンの実用燃焼器を開発するとともに、主としてこれを通じて、容量の小さいガスタービンの燃焼器に共通する問題点の解決を図ることとした。

本研究は、このような目的で行ったもので、ここでは、小形ガスタービンの現状、これに用いる燃焼器についての問題点および小容量渦巻噴射弁の噴霧特性の改善に関する研究結果¹⁾についてのべる。

2. 小形ガスタービンの現状

小形とは容量がどの範囲のものを指すかは定まっているわけではないが、Skrotzki⁵⁾や Weaving⁶⁾がの

表 1 定格出力 50PS 以下の小形ガスタービン

製 作 者	形 式	用 ^a 途	定出 格 (最大) 力 [PS]	定出料 格力時 (最大燃 費率) [g/PS ・hr]	出 力 回 転 数 [rpm]	軸 ^t ター ビン 圧縮 機 形 式 数			全 圧 力 比	燃 焼 器 の 数	燃 ^o 料 の 種 類	排 気 流 量 [kg/s]	乾 燥 重 量 [kg]	寸 法 〔約, mm〕			備 考	
						式	数	式						長 さ	巾	高 さ		
Ai Research Mtg. Co. (アメリカ)	GTCP 30	G, AS	44 (—)	700 (—)	59,000	R	1	C	1	2.7	1	F1	0.64	① 31	530	460	410	①補機および 減速歯車を含 む
Energy Tra- nsformation Corp. (アメリカ)	GTG —1	G	1.5kw (—)	— (—)	12,000	R	1	C	1	—	1	F1 Fg	0.18	① 32	530	380	430	①発電機を含 む
	5GT —NB	G	5kw (—)	— (—)	28,000	R	1	C	1	—	1	F1 Fg	0.36	—	—	—	—	
	5GT	G	10kw (—)	— (—)	28,000	R	1	C	1	—	1	F1 Fg	0.45	① 68	740	410	410	①発電機を含 む
	IGTA ^①	G	15kw (—)	450 ^② (—)	38,000	R	1	C	1	2.5	1	F1 Fg	0.23	③ 32	410	380	380	①未生産 ②熱交換器を 有す ③発電 機を含む
	IGR	G	20kw (40kw)	730 (610)	36,000	R	1	C	1	2.3	1	F1 Fg	0.54	① 39	430	380	380	①発電機を含 む
M.A.N. Turbo GMBH(ドイツ)	6012 B 2	G	25 (65)	— (650)	42,000	R	1	C	1	3.0	1	F1	—	① 45	710	380	380	①補機を含む
Adolph Saurer Ltd. (スイス)	GT —15	G, APU	15 ^① (—)	770 (—)	—	R	1	C	1	3	1	F1	—	② 10	380	250	250	①大気圧, 25° C ②減速歯車 を含む
Williams Re- search Corp. (アメリカ)	WR10	G	— (26.4)	— (—)	—	A	2	C	1	—	1	F1	—	—	—	—	—	
	WR 8	AU	— (65)	— (—)	40,000	A	1	—	① —	3.8	1	F1	—	—	—	—	—	①ほかに圧縮 機軸 (A1— C1) あり
	WR 9—2	G, AS	— (0.24) ①	— (—)	—	A	2	C	1	4.0	1	F1	—	33	710	360	360	①抽気量 (kg/s, 圧力比 3.67) を示す
	WR 2—2	Aj	— (43) ①	— (—)	—	A	1	C	1	4.1	1	F1	—	11.3	380	280	280	①推力 [kg]

(註) a 用途のうち Aj: ジェット, APU: 補助動力, AS: 空気供給, AU: 自動車, G: 発電機駆動

b タービンについては A: 軸流式, R: ラジアル式, 圧縮機については C: 遠心式

c F1: 液体燃料, Fg: 気体燃料

(2)

べているように、おおむね500PS以下のものと考えて差支えないであろう。

研究にあたって想定したガスタービンは容量が約23 PSという小形であるので、現在生産されかつ運転中の小形ガスタービンのうちから、容量がとくに小さく定格時のそれが50PS(約40kw)以下のものの用途および要目性能^{7), 8)}などを挙げたのが表1で、小は1.5 kwの発電用、15PSの発電および補助動力用、推力43 kg(最大)のターボジェットなどがある。↓

小形ガスタービンでは、空気流量が少ないことに起因する空気圧縮機およびタービンの効率低下、高速回転に伴う回転体の釣合、軸受および減速歯車についての諸問題ならびに燃焼器や補機類の小形化などが、解決を要する主な問題点であろう^{8), 9)}。

3. 燃焼器についての問題点と研究要領

3.1 問題点

小形ガスタービンでは、機関全体の容積に占める燃焼器とその接続管の割合が大きくなるので、燃焼器系を小形にすることが特に重要である⁹⁾。この際、燃焼器の小形化に伴う問題としては、つぎの諸点があげられる。

a) 燃焼器へ流入する空気のかたよりによる燃焼器特性の悪化

b) 燃焼器の単位体積当たりの表面積が大ききことによる火炎の冷却および燃焼効率の低下

c) 液体燃料を噴霧状にして供給する場合における、内筒壁面への集滴および小容量渦巻噴射弁の低圧時における噴霧特性の悪化

つぎに、これらのうちa)およびc)について少しくべる。

空気のかたよりによる燃焼器特性の悪化： ガスタービンの容量が小さく、1基当たりの燃料消費量が少ない場合には、燃料噴射弁を1個、したがって燃焼器も1個のかん形とし、また表1でもわかるように圧縮機には遠心式、タービンにはラジアル形(内向き半径流)を用い、これらを背中合わせに配置することが多い。

他方、小形ガスタービンでは前述のように燃焼器系を小形にすることが重要であり、上述の条件下でこれを達成するには、燃焼器(かん形)を還流式またはエルボ形とするのが適している。

還流かん形燃焼器は、空気が内外筒間の環状隙間を燃焼器の頭部に向かって流れたのち180°反転し、頭部か

ら噴射された燃料と内筒内で混合燃焼するもので、これには、主として機関へのそのとりつけかたによって図1 a~dに示すような種々の様式がある。aは、AiResearch社の各種小形ガスタービンやRover社の2S/100ガスタービンなどにおけるように、燃焼器をタービン・スクロールに接線的にとりつけるもの、bは、Ruston社のTF形やCentrax社のCS-600などにおけるように、回転軸の中心から放射状にとりつけるもの、cは、Rover社の1S/60におけるように、回転軸に平行にとりつけるもの、またdは、Michigan Research社のVectorガスタービン¹⁰⁾におけるように、回転軸と同心的にとりつけるものである。

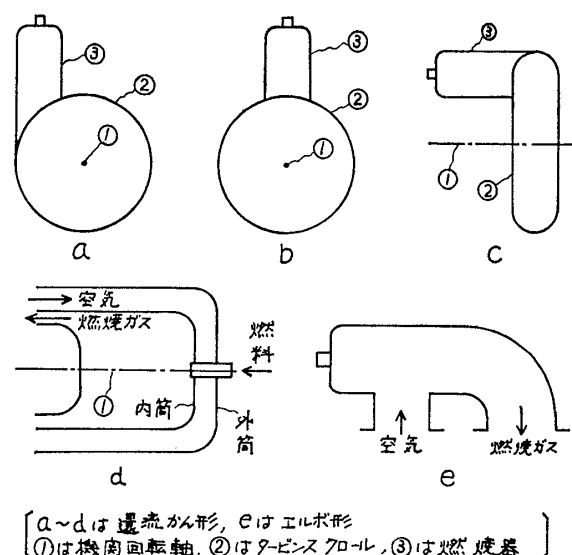


図1 還流かん形およびエルボ形燃焼器

他方、エルボ形は、図eに示すように空気が燃焼器軸に対して直角方向から流入するもので、これには空気入口が図のように1個のもののほか、2個のものがある。Solar Aircraft社の“Mars”，Austin社の工業用250PSガスタービンなどの燃焼器は前者に属し、Austin社の自動車用120PSおよび工業用250PS(熱交換器つき)ガスタービンの燃焼器は後者に属する。

還流式およびエルボ形燃焼器が直流式と異なる主な点は、空気が燃焼器軸に対してかたよって流入することであり、これに起因し、燃焼状況や出口温度分布の悪化などを招くと考えられるが、これについての対策は、現在明らかにされていない。

小容量渦巻噴射弁の低圧時における噴霧特性の悪

化： 小形ガスタービンでは一般に燃料には軽質の蒸留油を用いているが、噴射弁1個あたりの供給量が少ない場合にはその供給方法が問題になる。

単純式渦巻噴射弁から噴出する液体の形態は、噴射圧力が增大するにしたがい、図2に示すように棒状、葉状などを経て噴霧流に変わる。このうちチューリップ状噴霧は、微粒化および噴霧の分散の点から、着火と燃焼に支障のない噴霧形態の低限界と考えられるが、あとでのべるように、容量の小さい噴射弁ではチューリップ状噴霧をうるに必要な噴射圧力が高くなる。

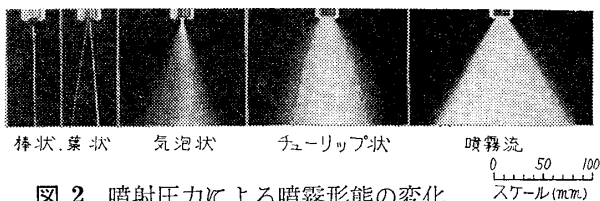


図2 噴射圧力による噴霧形態の変化

一方、ガスタービンにこの種の噴射弁を用いた場合には、必要とする燃料流量の範囲と許容最高圧力との関係から使用最低圧力がかなり低くなるので、小容量の噴射弁では特に、最低圧力のときにチューリップ状に達せず燃焼状況が悪化するおそれがある。したがって、小容量の単純式渦巻噴射弁を小形ガスタービンに使用するに当たっては、まずこの点を改善することが必要である。

なお、スピル式渦巻形噴射弁や空気噴射弁あるいは蒸発器は以上の点で問題が少ないが、小形ガスタービンにこれらを用いると、燃料系統や操作の複雑化により小形ガスタービンの長所を減殺するので、構造、制御および迅速起動の簡単容易な、上述の単純式渦巻形を用いるのが望ましい。

3.2 研究要領

上述の問題点に関する研究は、噴霧特性の改善については単独に行い、これ以外の空気のかたよりや噴霧の集滴などについては、想定した前記ガスタービンの実用燃焼器を開発する過程で改善を図ることとし、このための燃焼器には、単純式渦巻形噴射弁を備えたエルボ形（空気入口は1個）を選んだ。なお、燃焼器をエルボ形とした理由については、第2報¹⁾でのべる。

4. 小容量渦巻噴射弁の噴霧特性の改善

4.1 噴射弁寸法および噴射液体の表面張力の影響

Valdenazzi¹¹⁾は、渦巻噴射弁から噴出する液膜の形について、その運動が定常かつエネルギー一定であ

(4)

り、液膜内の速度は、単に噴孔からの距離のかん数で半径方向には変わらないとし、液体の粘性および周囲気体の影響を無視して解析し、(1)式を導いている。

$$Z = \int_1^R \left[e^{-2 \int_1^R \{ \phi(R) / R \} dR} - 1 \right] \dots \dots \dots (1)$$

ここに、

$$\phi(R) = \left[\frac{\omega^2}{R^3} + \frac{4R}{\tau^2 We^2} - \frac{2X}{\tau We} \right] / \left[\frac{X^2}{R} - \frac{4X}{\tau We} \right]$$

$$X = \left[\frac{4R^2}{\tau^2 We^2} + \omega^2 \left(1 - \frac{1}{R} \right) + 1 + \frac{4}{\tau We} \right]^{0.5}$$

$$R = \frac{r}{r_e}, \quad Z = \frac{z}{r_e}, \quad \tau = \frac{t_e}{r_e}, \quad \omega = \frac{V_{eu}}{V_{em}}$$

We : ウェーバ数 $[= \rho \cdot V_{em}^2 \cdot r_e / \sigma]$, ρ : 液体の密度, σ : 表面張力, V_e : 噴孔出口における速度 (添字 u , m はそれぞれ接線および軸方向分速度), r_e : 噴孔半径, t_e : 噴孔出口における液膜の厚さ。

なお、 z および r 軸は図3の通りである。

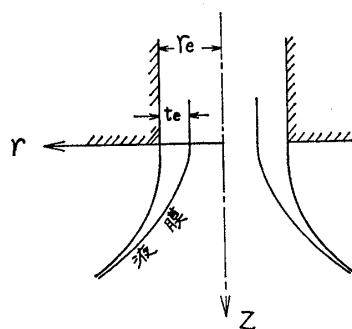


図3 液膜の形

4.1.1 噴射弁寸法の影響

(1)式からわかるように、 τ , ω および We がそれぞれ等しい2つの噴射弁では、噴出する液膜の形が相似になる。ここで、 We 一定なる条件を噴射圧力 P または噴射量 q を用いて表わすと、(2)式のようになる。

$$P \propto \sigma / r_e, \quad q \propto (\sigma / \rho)^{0.5} \cdot r_e^{1.5} \dots \dots \dots (2)$$

Bowen ら¹²⁾は、噴霧形態が気泡状からチューリップ状に遷移するときの噴射圧力は r_e が小さいほど高くなる、とのべている。しかし相似形噴射弁、すなわち τ , ω がそれぞれ等しい噴射弁から同一液体を噴射したとき、生成される液膜の形が相似になるためには、(2)式からわかるように、気泡状からチューリップ状への遷移点に限らず液膜のいずれの形についても、 $P \propto 1/r_e$ または $q \propto r_e^{1.5}$ とすることが必要である。

4.1.2 表面張力の影響

同一噴射弁 (τ , ω は不変) から表面張力 σ の異なる液体を噴射したとき液膜の形が等しくなる条件は, (2)式からわかるように $P \propto \sigma$ または $q \propto (\sigma/\rho)^{0.5}$ である。

使用燃料を石油系に限ると, 表面張力は燃料の種類によって大差なく, また q に及ぼすその影響は $(\sigma/\rho)^{0.5}$ に比例するので, 表面張力の点から噴霧形態の改善を図ることには, あまり期待できない。

4.2 渦巻室の直径比および噴射液体の粘度の影響

一般に, 渦巻室の寸法が過大なため, あるいは粘度が高いことなどにより噴射弁内での摩擦によるエネルギー損失が大きくなれば, 噴霧形態が悪くなると考えられる。したがって, この点からは渦巻室の直径 d_s と噴孔直径 d_e との比 d_s/d_e を小さくするのが望ましい。

他方, 直径比をあまり小さくすると, 個々の接線流入孔から渦巻室へ流入する液流が様な渦を形成し難くなり¹³⁾, また, 容量の小さな噴射弁ではさらに, これに伴い d_e , d_s および接線流入孔など渦巻室各部の寸法が小さくなり, 工作精度の低下および燃料中のゴミによる通路の閉塞などを招き易い。したがって, d_s/d_e の縮小による噴霧形態改善の効果いかによっては, d_s/d_e を極端に小さくすることは避けるべきである。

このような観点から, 噴霧形態および微粒化特性などに及ぼす直径比 d_s/d_e および液体の粘度の影響を調べ, d_s/d_e についてはその最適値を求めることにした。

4.2.1 実験要領

供試噴射弁は図4に示す構造の単純式渦巻形で, その寸法は, 開発の目標としたガスタービンの容量を考慮し, 噴孔直径 d_e を約 0.4mm とし, 噴射圧力 30kg/cm^2 で灯油を噴射したとき, 噴射量が約 3.9gr/s になるようにした。実験には, 噴霧円すい角はほぼ一

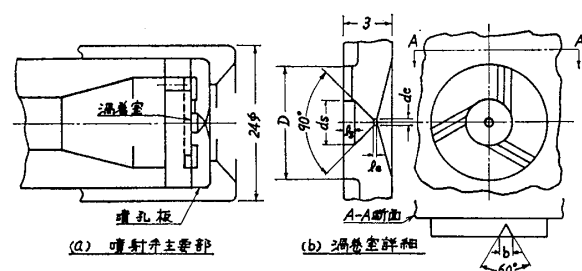


図4 供試噴射弁

定で, 渦巻室と噴孔との直径比 d_s/d_e の異なる4種の噴孔板を用いたが, それらの寸法を表2に示す。また用

いた液体は, 灯油, 軽油および水の3種でその性質は表3の通りである。

表2 渦巻室の寸法 (寸法の単位: mm)

噴孔板 符号	d_e	d_s	d_s/d_e	b	l_e	D
1	0.41	1.22	2.98	0.51	約0.2	4.0
2	0.40	2.03	5.06	0.64	"	5.5
3	0.42	2.87	6.83	0.78	"	7.0
4	0.40	4.18	10.5	0.91	"	9.0

表3 使用液体の種類と性質 (15°C)

種 類	単位体積当 りの重量 γ , gr/cm ³	動粘性係数 ν , cm ² /s	表面張力 σ , dyne/cm
灯 油	0.79	1.61×10^{-2}	28.3
軽 油	0.85	4.88 "	約29
水	1.00	1.14 "	73.5

これらの液体を静止大気中に噴射して, 種々の噴射圧力における噴射量および噴霧形態を観測し, それから, 噴霧形態に及ぼす直径比および液体の粘度と表面張力の影響を調べるとともに, 水を噴射した場合には, 更に噴霧の粒径および分散量分布も測定し, 噴霧特性に及ぼす直径比の影響を求めた。

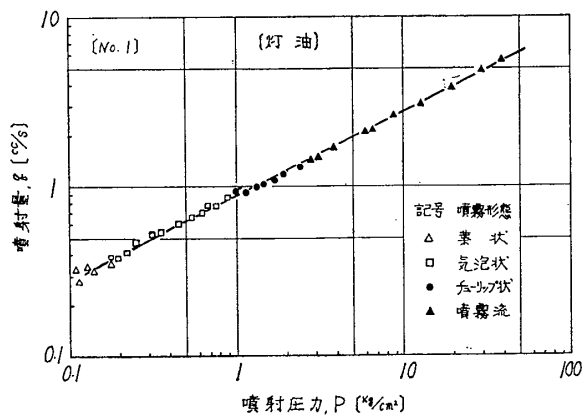
この際, 噴射圧力の範囲はおおむね $0.05 \sim 40\text{kg/cm}^2$ とし, その測定にはブルドン管式圧力計を用いた。使用圧力計は最大目盛 1.5 (最小目盛は 0.05kg/cm^2), 10 , 20 , 60kg/cm^2 の4種で, 1kg/cm^2 以下の圧力の測定に当たっては, 計器の読み取り値に, 圧力計の取付位置と噴孔との高さの差による圧力を加算した。また噴射量の測定にはメスシリンダーとストップウォッチを用い, 噴射液体の温度は, 噴出した液体を容器に受け, その温度を水銀温度計により測定した。なお, 噴霧の形態についての呼称は前述の図2に示す通りである。

4.2.2 実験結果および考察

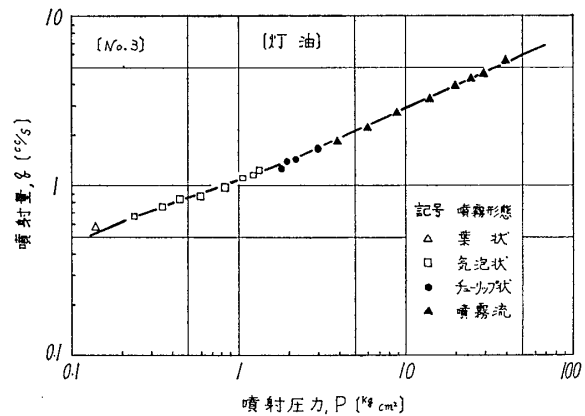
噴射圧力 P による噴射量 q および噴霧形態の変化: 一例として, 種々の噴孔板から灯油を噴射したときのそれを, 図5に示す。

直径比の影響: 図6は図5から求めた直径比 d_s/d_e による噴霧形態の変化を示すもので, d_s/d_e の小さなものは, 少ない噴射量で同一形態の噴霧形態が得られ優れていることがわかる。しかしその効果は, d_s/d_e が $3 \sim 4$ 以下では著しくない。この傾向は, 軽油およ

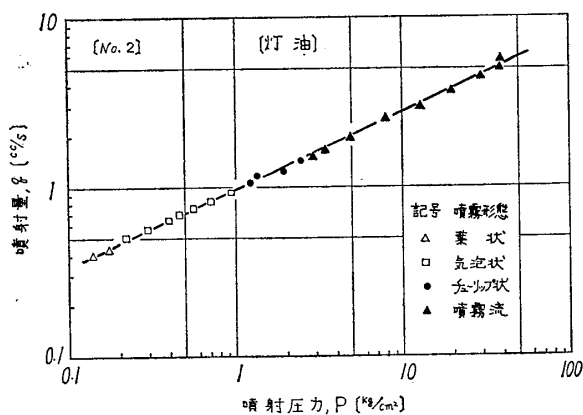
6



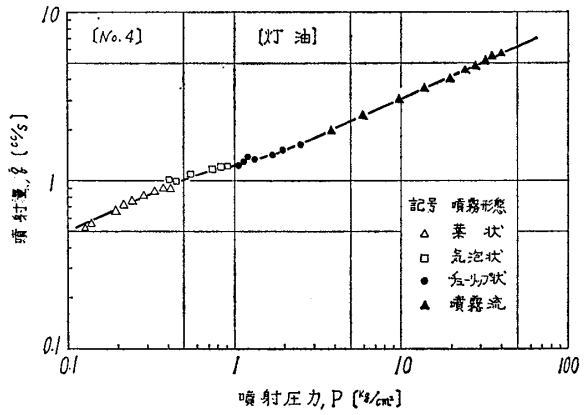
a [No. 1 噴孔板]



c [No. 3 噴孔板]



b [No. 2 噴孔板]



d [No. 4 噴孔板]

図 5 噴射圧力による噴射量および噴霧形態の変化〔灯油〕

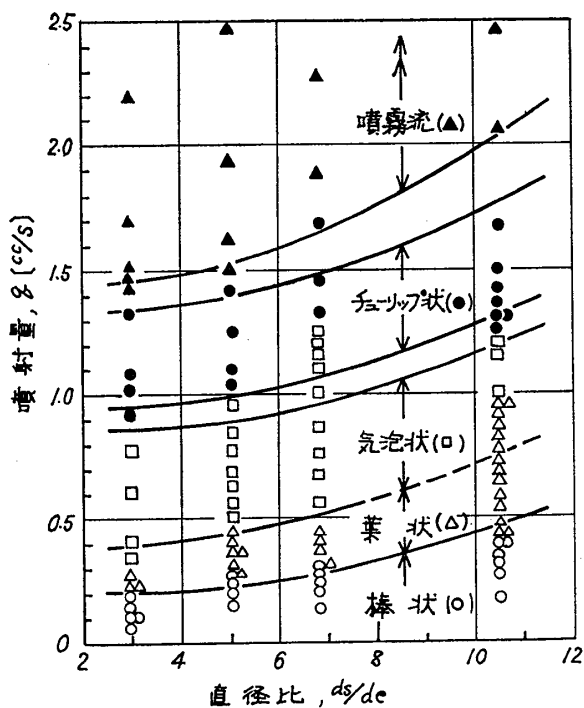


図 6 直径比による噴霧形態の変化〔灯油〕

び水を噴射したときもほぼ同じである。

以上のことは、噴射圧力が高いときには、これら4種の噴孔板の噴射量と噴霧円すい角が等しいが、低圧時には、 d_s/d_c の大きいものは噴射量が多くかつ噴霧形態が悪化することを示している。低圧時に何故このような相違が現われるのであろうか。つぎにその理由についてのべる。

図7は、(3)式で定義した噴射弁の流量係数 C を示すもので、これら4種の噴孔板では、高圧時には C がおおむね等しいが、低圧時には d_s/d_c の大きいものほど C が大きくなっている。

$$q = C\pi r_e^2 \sqrt{2gP/\gamma} \quad \dots\dots\dots (3)$$

g : 重力の加速度, γ : 単位体積当たりの重量。

一般に渦巻噴射弁の流量係数には、(1)流体が噴孔から回転しつつ流出することに着目した流量係数と、(2)摩擦損失に着目した普通の意味の流量係数の2つの要素が含まれており、粘性や乱れによる摩擦で流動抵抗が増大すると、前者は、渦巻室内の循環が弱まり噴孔にできる液膜厚さが増大して流量係数を大きくするよ

(6)

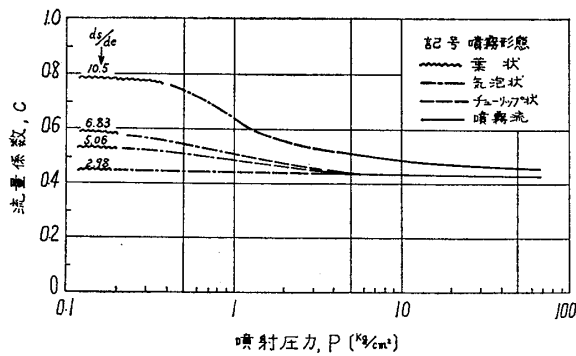


図7 流量係数〔灯油〕

うに影響し、後者は、これとは反対に小さくするように影響する。したがってこれら両者の増減の差が実際の流量係数の増減となって現われる¹⁴⁾。

図7で、低圧時には d_s/d_e の大きいものほどCが大きくなっているが、これはつぎのように説明される。すなわち、一般に d_s/d_e が大きいものでは渦巻室内での摩擦によるエネルギー損失も大きい、Pが低く渦巻室へ流入する液体の有するエネルギーが小さい場合には、流入エネルギーに対する損失エネルギーの割合が大きくなるので渦巻室内の循環が弱まり、前者の影響が顕著になってCが増大するものと思われる。 d_s/d_e が大きいものほど低圧時における循環が弱くなることは、図7に併記した噴霧形態の相違が示すように、同一噴射圧力のときの噴霧形態が d_s/d_e の大きいものほど悪化することによってもわかる。

なお、渦巻噴射弁についてのポテンシャル理論によれば、Cが大きいものでは噴霧円すい角が小さくなるが、上述の傾向はこれと一致する。

このように、低圧時には直径比の大きいものは同一噴射圧力のときの噴射量が多くかつ噴霧形態は悪いので、噴射量を直径比の小さいものと等しくするには噴射圧力を低くすることが必要であり、この状態では、噴霧形態が更に悪化するわけである。

粘度の影響： 軽油を噴射したときの噴射圧力による噴射量と噴霧形態の変化の一例を図8に示す。

これは、No.1噴孔板についてのもので、この図を、同一噴孔板から灯油を噴射したときの図5aと比較すれば、粘度の高い軽油では、約1 kg/cm²以下の低圧時に噴射量が多くかつ噴霧形態が悪くなることがわかる。

いま、図8の結果から流量係数Cを求め、噴射圧力Pの代りに噴孔半径についてのレイノルズ数 Re [$Re = r_e \cdot V / \nu$, $V = q / (\pi \cdot r_e^2)$, ν : 動粘性係数] を用いて、この図を書き改めたのが図9である。図9には、

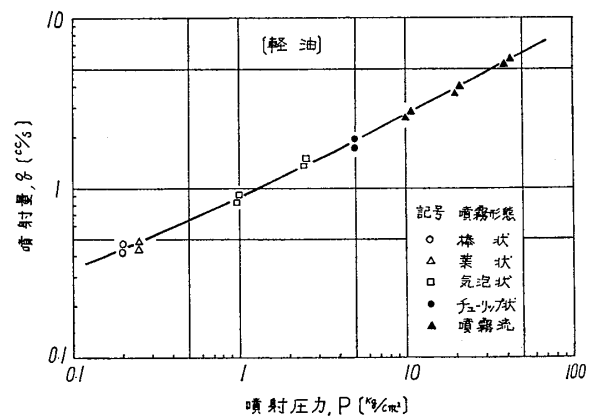


図8 噴射圧力による噴射量および噴霧形態の変化〔No.1噴孔板、軽油〕

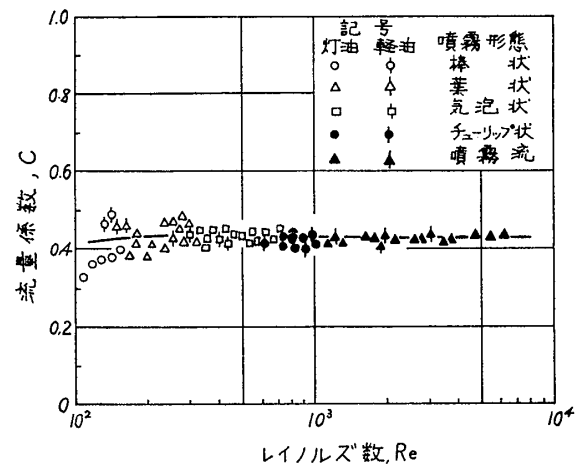


図9 レイノルズ数による流量係数および噴霧形態の変化〔No.1噴孔板〕

灯油についての結果も示してあるが、これら2つの液体では Re が等しければCも等しく、噴霧形態もほぼ等しいことがわかる。

表面張力の影響： 水についての結果の一例を図10に示す。なお、水を噴射した場合には、噴射量は測定せず単に噴射圧力と噴霧形態の関係だけを調べた実験も行った。図には、この結果も付記してある。

前述の(2)式は、運動表面張力ともいうべき σ/ρ が大きいほど、液膜の形が等しくなる噴射量が増大することを示している。この図を、同一噴孔板から表面張力の小さい灯油を噴射した場合の図5aと比較すればわかるように、実験結果もこれと同じ傾向である。ただし、上述の噴射量の比は、噴霧形態によって少しく異なり、気泡状では大きくチューリップ状および噴霧流では小さく、その値は約1.3~1.1である。

これら2つの液体では動粘性係数が異なるが、いま仮

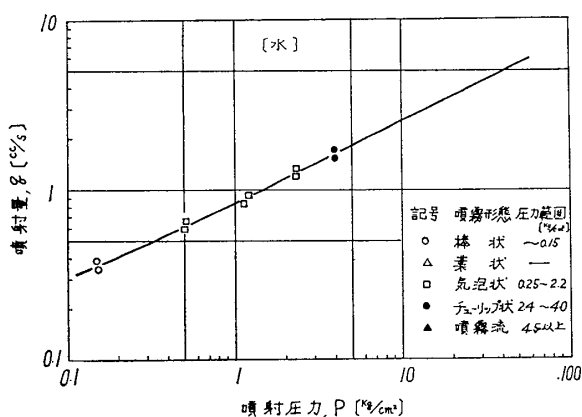


図 10 噴射圧力による噴射量および噴霧形態の変化 [No. 1 噴孔板, 水]

りにこれが等しく σ/ρ のみが異なるとして、液膜の形が等しくなる噴射量を(2)式から求めると、水では灯油の1.43倍になる。しかし実際には、水の動粘性係数は灯油のそれよりも小さいので、この点も考慮したときの上述の噴射量の比は1.43よりも小さくなり、実測値に近づくであろう。

許容流量比： ある一つの噴射弁で、噴霧がチューリップ状を保ち得る最小噴射量を $q_{\min}$ とし、これを燃焼上許しうる最小噴射量と考え、一方、許容最高噴射圧力 $P_{\max}$ のときの噴射量を $q_{\max}$ とすれば、この噴射弁の許容流量比 (turn-down ratio) は $q_{\max}/q_{\min}$ で与えられる。つぎに、相似形噴射弁の許容流量比が、噴射弁の寸法によってどのように変わるかを調べてみよう。

いま一例として、 $d_s/d_e \div 3$ なる噴射弁から灯油を噴射したときについてのべる。 $d_e = 0.4\text{mm}$ の噴射弁の $q_{\min}$ を $q_{\min}^*$ 、 $q_{\max}$ を $q_{\max}^*$ で表わすと、これらは前述の図5 aから求まり、 $q_{\min} \div 1.0\text{cc/s}$ 、また $q_{\max}^*$ は $P_{\max}$ によって異なり例えば $P_{\max} = 30\text{kg/cm}^2$ では 4.9cc/s 、したがってこのときの許容流量比は約4.9となる。一方、他の条件はこれと同じで噴孔直径のみが異なる相似形噴射弁の $q_{\min}$ は、(2)式から誘導される $q_{\min} = q_{\min}^* (d_e/0.4)^{1.5}$ なる関係式を用いて、また $q_{\max}$ は $q_{\max} = q_{\max}^* (d_e/0.4)^2$ なる関係式を用いてそれぞれ算出できるので、この噴射弁についての許容流量比が求まる。

図11は、このようにして求めた、 $d_s/d_e \div 3$ なる噴射弁から灯油を噴射し $P_{\max} = 20, 30, 40, 50\text{kg/cm}^2$ としたときの、噴射弁容量 $q_{\max}$ と許容流量比との関係を示すもので、例えば $P_{\max} = 30\text{kg/cm}^2$ の場合には、 $d_e = 0.4\text{mm}$ のものでは許容流量比が約5である

(8)

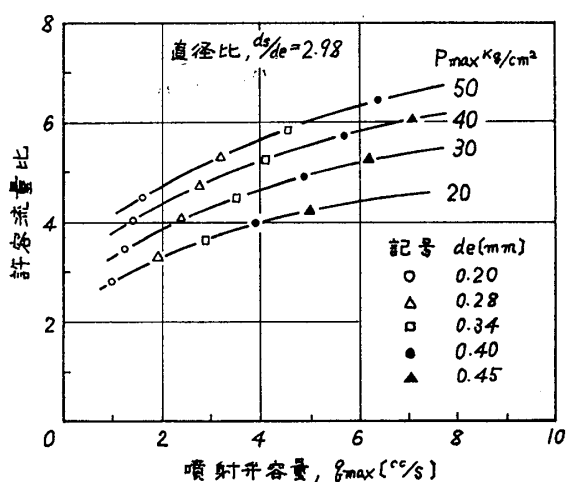


図 11 噴射弁容量による許容流量比の変化

が、 $d_e = 0.2\text{mm}$ のものでは約3.4であり、相似形噴射弁では寸法の小さいもののほど許容流量比も小さくなることがわかる。

噴霧特性： 大気中へ水を噴射して噴霧の粒試料を採取し、これから比分散量 y_s および局所平均粒径 $\bar{x}$ の分布を求めるとともに、これら両分布から噴霧の平均粒径 $\bar{x}^*$ を算定した。

粒試料の採取に当たっては、噴孔を中心とする半径200mmの円弧上の、中心角 5° おきの多数の位置における試料を浸漬受止法によって同時に採取し、かつ採取に当たっての受止面の噴霧流への露出時間はいずれの位置でも等しくしたが、それには、当所の噴射弁試験装置¹⁵⁾を用いた。上述のようにして同時に採取した一組の粒試料では、面積の等しい個々の試料中に存在する粒の体積は分散量〔次元は長さ/時間〕に比例するので、分散量の分布状況は粒の体積の分布でわかる。上述の比分散量 y_s とは、このような粒の体積であり、また局所平均粒径 $\bar{x}$ とは個々の試料中の粒群についての平均直径で、平均粒径はすべて S. M. D. で表わした。

粒試料の一例を図12に、これから求めた $\bar{x}$ および y_s の分布を図13に、またこれら両分布から求めた噴霧の平均粒径 $\bar{x}^*$ を図14に示す。

図14でわかるように、 $\bar{x}^*$ は実験した d_s/d_e の範囲内では大差ないが、 $d_s/d_e \div 7$ のとき最小となり、 d_s/d_e がこれより大きくてもまた小さくても、粒径が大きくなる傾向がみられる。

なお、噴霧の分散量の分布状況は、いずれの噴孔板でも円周方向にはほぼ均一であり、直径比 d_s/d_e の小さいものでも分布の著しい悪化は認められなかつ

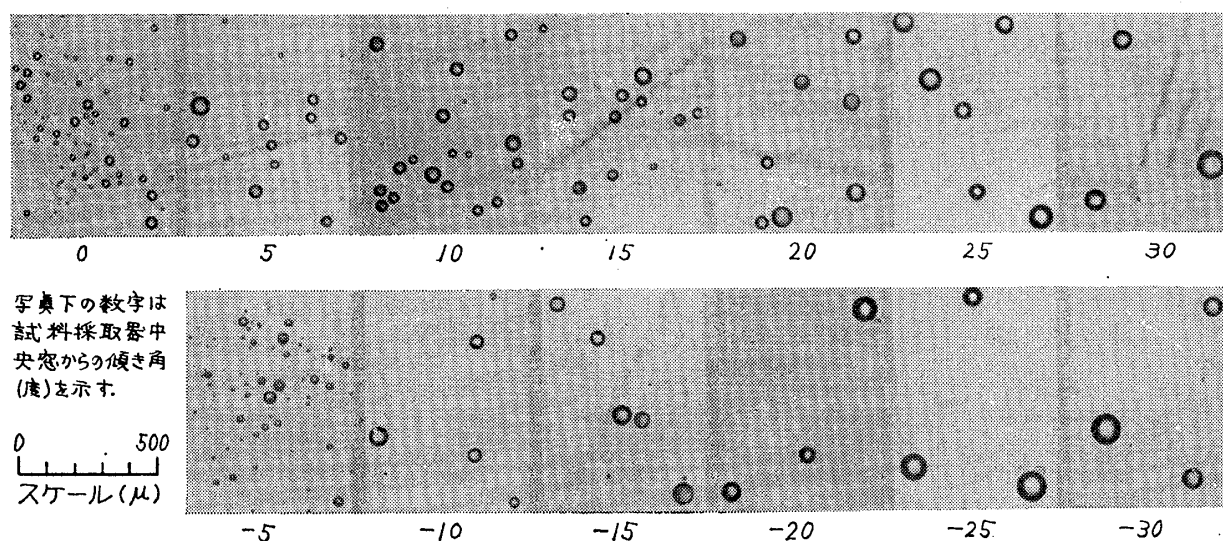
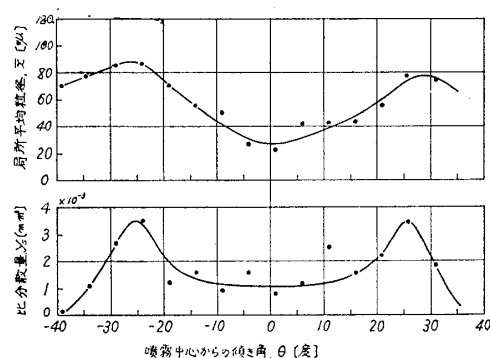
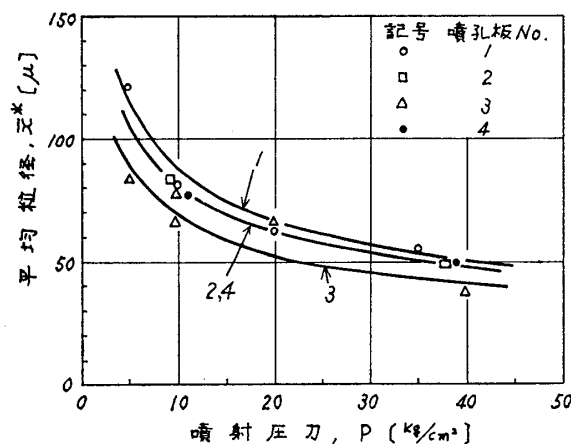
図 12 粒試料 (No. 3 噴孔板, 水, $P=10\text{at}$)図 13 比分散量と局所平均粒径 (No. 3 噴孔板, 水, $P=10\text{at}$)

図 14 噴霧の平均粒径 [水]

た。

4.3 結論

容量の小さい単純式渦巻噴射弁では、低圧時に噴霧特性が悪化する。この点について調べ、つぎのことを明らかにした。

① 噴射弁寸法の影響 幾何学的に相似な噴射弁では、寸法の小さなものほど、同一の噴霧形態を得るに必要な噴射圧力は高く (2式), 許容流量比は小さくなる。

② 渦巻室の直径比 d_s/d_e の影響 噴射圧力が高いときに噴射量および噴霧円すい角が互に等しい噴射弁でも、圧力が低いときには、渦巻室と噴孔との直径比 d_s/d_e の小さいものほど、同一噴霧形態を得るに必要な噴射圧力および噴射量が低下し、したがって許容流量比が大きくなる。しかし、直径比の縮小に伴う改善の程度はそれが3~4以下ではあまり顕著でな

い。

一方、噴霧の粒径は直径比が約7より次第に小さくなるにしたがい増大する傾向が見られ、また、噴射弁の容量が小さい場合に直径比を小さくすると渦巻室各部の寸法も小さくなり、これに伴い工作精度の低下や燃料通路の閉塞を招き易いなど、直径比の縮小に付随して不利な点が現われるようになる。上述の利害を考慮し、直径比の最適値は約3と思われる。

③ 噴射液体の性質の影響 同一噴射弁から表面張力および粘度の異なる液体を噴射した場合には、これらが小さいほど、同一形態の噴霧を得るに必要な噴射圧力および噴射量が低下し、許容流量比は増大する。

この際、表面張力の影響は(2式)で表わされ、また粘度の影響はレイノルズ数 Re の影響に帰着し、 Re が等しければ流量係数および噴霧形態も等しくなる (図9)。

5. む す び

本研究により、小形ガスタービンに使用する小容量の渦巻噴射弁の特性改善についての指針を得た。

還流式およびエルボ形燃焼器に予想される、空気のかたよりその他による燃焼器特性の悪化およびその対策についての研究は別途に行うが、その際用いる燃焼器には、上述の指針に基いた燃料噴射弁を使用する予定であり、その結果については第2報¹⁶⁾でのべる。

なお、本研究に当たっては元職員の柴田良治君(現、日本クラウンコルク(株)勤務)の助力を得た。ここに記して謝意を表わす。

参 考 文 献

- 1) Horton, J. H. et al. : Operation of small gas turbines on military fuels, *SAE paper* No. 767D, Oct., 1963.
- 2) 須之部, 熊谷, 宮城, 比気, 藤本: 小形ラジアルタービンの性能 (第1報), 運研報告, 第12巻, 第7号, Sept., 1962, 1頁.
- 3) 熊谷, 宮城, 比気, 藤本: 小形ラジアルタービンの性能 (第2報), 船研報告, 第1巻, 第2号, Mar., 1964, 1頁.
- 4) 根矢, 佐藤, 柴田: 渦巻噴射弁の噴霧特性改善について, 第22回運研々究発表会講演概要, Nov., 1961, 71頁.
- 5) Skrotzki, B.G.A., 1958 Gas turbine progress report—Industrial and central station, *Trans. ASME*, Vol. 81, Series A, No. 3, Jul., 1959, p. 334.
- 6) Weaving, J. H., Small gas turbines, *PIME*, No. 6, 1961-62, p. 221.
- 7) Anon., 1966 Gas turbine specifications, *Gas Turbine*, Vol. 7, No. 1, Jan./Feb., 1966.
- 8) Ulrich Oprecht, Problems related to the development of a gas turbine in the 10-30hp class, *ASME paper* No. 66-GT-87, 1966.
- 9) Martinuzzi, P. F., 1958 Gas turbine progress report—Cycle components, *Trans. ASME*, Vol. 81, Series A, No. 3, Jul., 1959, p. 244.
- 10) Anon, Vector gas turbine (1964 *Gas turbine catalog*, Gas turbine Publications Inc., p. 94)
- 11) Valdenazzi, L., On the form of a jet issuing from a swirl atomizer, *Ingenieur-Archiv*, Bd. 24, Nr. 5, 1956, S. 330.
- 12) Bowen, I. G., Tipler, W., *Trans. NECIES*, Vol. 71, No. 4, Feb., 1955, p. 99.
- 13) Watson, E. A., Fuel systems for the aero-gas turbine, *PIME*, Vol. 158, No. 2, 1948, p. 187.
- 14) 小林, 渦巻噴射弁の微粒化特性 (第3報), 機械学会論文集, 第19巻, 第80号, 1953, 60頁.
- 15) 根矢: 任意の種類および状態の周囲気体内での噴霧特性測定法, 機械学会第708回講演会前刷集, Feb., 1962, 35頁; 同, 機械学会論文集, 第33巻 第251号 (発刊予定).
- 16) 根矢, 熊倉, 道見, 小形ガスタービン用エルボ形燃焼器の研究 (第2報, 燃焼器性能の改善), 船研報告, 第4巻, 第1号, Jan., 1967, 11頁.