ディーゼル機関用燃料噴射弁の流量特性 (第1報 ホールノズル噴孔部の流量係数)*

横田 源弘**・河村 芳平***

Flow Characteristics of Fuel Injection Nozzles
for Diesel Engine

(1st Report – Flow Coefficients of Small Round Orifices)

By Motohiro Yokota, Yoshihei Kawamura

This paper is an investigation to determine flow coefficients of small round orifices of the sizes used with diesel engines. The values of the flow coefficients were obtained under injection pressures, under back pressures, and at oil temperatures of the area before the orifices.

The results of this experiment showed that

- (1) The oil temperatures of the area before the orifices from 16°C to 51°C had no effect on the values of the flow coefficients.
- (2) The values of the flow coefficients were constant, independent of Reynolds numbers, under the back pressure 0 atg and under the injection pressures from 94 atg to 460 atg, and were not closely connected with Reynolds numbers under the back pressures above 0 atg.
- (3) The values of the flow coefficients, plotted against those of Euler numbers not those of Reynolds numbers, drew a single curve.
- (4) The values of the flow coefficients became lower with the higher values of Euler numbers, and, unchanged with the above 200 values of Euler numbers.
- (5) The flow coefficients, C_t , were expressed by

$$C_t = k \left[0.705 + \frac{0.829}{(1 + E_t)^{1.03}} \right]$$

where $k = \exp [-2.76 (\log d_t + 0.405)^2 - 4.84 (\log \lambda + 0.521)^2 - (l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}]$

E_t = Euler number

$\lambda = d_t/d_s$

d_t = diameter of orifice, mm

l_t = length of orifice, mm

d_s = diameter of upstream section, mm.

- (6) The most suitable size of small round orifice was

$$d_t = 0.394 \text{ mm}, \quad \lambda = 0.301, \quad \text{and} \quad l_t/d_t = 3.36.$$

These experimental data will be useful in measuring the values of injection rate by pressure-lift method and in designing injection nozzles.

1. ま え が き

燃料噴射弁の流量係数は、1)噴射系に関する研究、2)

* 原稿受付 昭和57年11月29日

昭和57年秋季学術講演(昭和57年10月27日)

** 正会員 水産大学校(下関市吉見永田本町1944番地)

*** 九州工業大学(北九州市戸畑区仙水町)

弁の特性、3)キャビテーションの変化の様相などを知るために重要である。

噴射系に関する研究のなかで、噴射率の測定は燃焼研究に欠くことのできない事項である。噴射率の測定方法としていろいろの方法があるが、着火運転中の噴射率を直接計測する方法として、圧力リフト法があげられる。

この方法の問題点は、噴射弁の流量係数が必要である。

従来、燃料噴射弁の流量係数の研究はあるが^{1)~7)}、流量係数の実験式はないと思われる。

本研究では、ノズルを弁部と噴孔部とに分けて考え、まず第一段階として、噴孔部の幾何学的形状、寸法、噴射圧力、背圧及び噴孔入口の油温を変化させて、これらが噴孔部の流量係数におよぼす影響について、実験的研究を行った。この結果、噴孔部の流量係数について、実験式を得たので報告する。

2. 記 号

本論文に用いた主なる記号を以下に示す。

一 般

Re : レイノルズ数

E : オイラー数

g : 重力加速度

燃 料

ρ : 密度 μ : 粘度

ν : 動粘度 K : 体積弾性率

β : 体膨張係数

流量計測部、噴孔部および高压容器部

d : 直径 l : 長さ

A : 面積 V : 容 積

λ : 絞り径比 $= d_t/d_s$ t : 時 間

P : 圧 力 ΔP : 噴孔前後の圧力差

θ : 温 度 w : 理論流出速度

m : 単位時間当たりの質量流量

C : 流量係数

添 字

M : 流量計測部

s : 噴孔上流部

t : 噴孔部

z : 高压容器内部

a : 大気状態

3. 流量係数の測定

3.1 実験装置及び実験方法

図1に定常流れでの流量係数を測定するための実験装置を示す。実験は12種類の噴孔を用いて、表1に示す実験条件で行った。噴孔は材質S45Cで流入側に円錐的孔縁傾斜(120°)をもつ円柱穴である。図2にその形状を、表2に寸法を示す。

実験方法を次に述べる。まず、ポンベ⑳の高压室素を、高压容器⑧内に充てんする。ここで、高压容器内の圧力(以後背圧という)の初期設定は、圧力調整器㉑で行う。高压容器の内径は140 mm、高さは360 mm、内容積は $5.54 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ である。

① 可変速モータ	⑩ 気液分離器	⑲ 供給ポンプ	㉔ 熱電対
② 燃料噴射ポンプ	⑪ 燃料タンク	㉑ 室素ポンベ	㉔ 熱電対
③ 蓄圧器	⑫ ヒータ	㉒ 圧力調整器	㉕ 燃料消費時間計
④ 放熱器	⑬ 二方切換弁	㉓ 圧力調整器	㉖ 動ひずみ測定器
⑤ ヒータ	⑭ 二方切換弁	㉔ 圧力計	㉗ 電磁オシログラフ
⑥ フィルタ	⑮ 燃料流量計	㉕ 圧力計	㉘ ターミナル
⑦ テストホルダ	⑯ 油冷却器	㉖ 圧力変換器	㉙ デジタルマルチメータ
⑧ 高压容器	⑰ ヒータ	㉗ 圧力変換器	
⑨ 逃し弁	⑱ フィルタ	㉘ 熱電対	

図1 実験装置の概略図

つぎに、燃料噴射ポンプ②(プランジャ径/数: $\phi 16/8$)を可変速モータ①によって駆動する。加圧された燃料は、テストホルダ⑦の噴孔から高压容器⑧内に噴射される。図3にテストホルダの構造を示す。

燃料が噴射されると、背圧は上昇する。そこで、上昇分はブルドン管式圧力計㉔を見ながら、逃し弁⑨を操作して、背圧を設定値に保つ。

噴射圧力の設定は、ブルドン管式圧力計㉔を監視して、モータの回転数と燃料噴射ポンプの有効行程との両方で行う。このとき、圧力の脈動が極力小さくなるように調整する。噴射圧力の脈動振幅は、噴孔径が大きくなると、また噴射圧力が高くなると大きくなる。この脈動を除去することは困難で、噴孔径 $d_t = 0.395 \text{ mm}$ 、噴射圧力 $P_s = 460 \text{ atg} \{ 45.1 \text{ MPa} \}$ のとき圧力変動率は4%, また $d_t = 0.700 \text{ mm}$ 、 $P_s = 366 \text{ atg} \{ 35.9 \text{ MPa} \}$ のときそれは8%であった。

また、油温の設定は、加熱器⑤⑬⑰と冷却器⑯とを用いて行った。

燃料流量は、定容量式流量計⑮と燃料消費時間計㉕とで測定し、算出する。燃料流量計の容量 V_M の設定は4段階($437.9 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $2059.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $4081.1 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $6581.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$)で、電気的に切換えられる。 V_M は、噴孔径 $d_t = 0.280, 0.395 \text{ mm}$ のとき $2059.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ で、 $d_t = 0.510, 0.605, 0.700 \text{ mm}$ のとき $4081.1 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

表1 実験条件

噴 射 条 件	記 号	単 位	流 量 係 数			
			噴孔入口の油温の影響を調べる実験	噴孔長/噴孔径の影響を調べる実験	絞り径比の影響を調べる実験	噴孔径の影響を調べる実験
噴 孔 No.			10	2, 9, 10, 11	2, 6, 7, 8	1, 2, 3, 4, 5
噴 孔 径	d_t	mm	0.395	0.395	0.395	0.280~0.700
絞 り 径 比	λ		0.322	0.320~0.324	0.246~0.391	0.304~0.362
噴孔長/噴孔径	l_t/d_t		3.34	1.34~5.04	3.72~4.20	3.86~4.18
噴 射 圧 力	P_s	atg	100~450			
背 圧	P_z	atg	0~50 10 おき			
差 圧	ΔP	at	100~400 100 おき			
媒 質 気 体			N_2			
噴 射 液 体			軽 油			
噴孔入口の油温	θ_s	℃	16~51	16~19	16~19	16~19
備 考			噴射圧力と背圧の影響を調べる実験 ・噴孔 No.5(ϕ 0.700)は $P_s=0\sim 365$ atg で実験

図2 噴孔断面図

表2 噴孔の寸法

噴孔 No.	噴孔径 d_t (mm)	噴孔長 l_t (mm)	d_s (mm)	チップ全長 L (mm)	絞り径比 λ d_t/d_s	l_t/d_t
1	0.280	1.13	0.920	10.000	0.304	4.04
2	0.395	1.65	1.235	9.965	0.320	4.18
3	0.510	1.97	1.410	10.050	0.362	3.86
4	0.605	2.38	1.825	10.050	0.332	3.93
5	0.700	2.77	2.110	10.065	0.332	3.96
6	0.395	1.66	1.010	10.015	0.391	4.20
7	0.395	1.47	1.460	10.030	0.271	3.72
8	0.395	1.66	1.605	10.005	0.246	4.20
9	0.395	0.53	1.225	10.000	0.322	1.34
10	0.395	1.32	1.225	10.075	0.322	3.34
11	0.395	1.99	1.220	10.035	0.324	5.04
12	0.395	0.90	0.820	10.010	0.482	2.28

である。この容量を用いて1回の測定に要した時間は、60~340秒であった。燃料消費時間計は最小単位1/10秒をデジタル表示する。

燃料流量計内の油温、噴孔入口の油温及び高压容器内の温度は、それぞれシース径 ϕ 1.0 mm、 ϕ 1.6 mm及び ϕ 1.0 mmのクロメル・アルメルシース熱電対②⑦⑧を用

図3 テストホルダ

いて測定する。これらの熱電対の起電力をデジタルマルチメータ④で読みとる。

噴射圧力および背圧の測定には、それぞれひずみゲージ式圧力変換器⑤と⑥を用い、動ひずみ計③を介して電磁オシログラフ⑧で記録する。ここで、噴射圧力はフィルタを通さない場合と、10 Hzのローパスフィルタを通した場合とを記録し、後者の波形の一周期分を時間平均して噴射圧力とした。

以上の測定は、流れが定常に達したことを確認してから行った。

本実験に使用した噴射液は、20℃で密度が85.74 kgf・s²/m⁴{840.8 kg/m³}、動粘度が6.5 cSt{6.5×10⁻⁶ m²/s}の市販軽油である。また、供試軽油の密度と動粘度は、あらかじめ油温5~70℃の範囲で実測した。その結果、軽油の体膨張係数は $\beta=7.9\times 10^{-4}$ 1/℃{7.9×10⁻⁴ K⁻¹}であった。

このようにして求めた計測値と物性値を、次節の計算

式に代入し、噴孔の流量係数を算出した。

3.2 計算式 噴孔部の流量係数 C_t を次式で定義する。

$$C_t = \frac{m}{\rho_s \cdot A_t \cdot w_t} \quad (1)$$

ここで、

$$m = V_M \cdot \rho_M / t_M ; \quad w_t = \sqrt{2 \Delta P / \rho_s} ; \\ A_t = (\pi/4) \cdot d_t^2$$

また、温度と圧力の変化による油の密度の補正は、次式による。

$$\rho_s = \rho_a \{ 1 + (P_s - P_a) / K_s - \beta (\theta_s - \theta_a) \} \\ \rho_z = \rho_a \{ 1 + (P_z - P_a) / K_z - \beta (\theta_z - \theta_a) \} \quad (2)$$

ここで、軽油の体積弾性率は文献 8) の実験式から計算し、噴孔上流側で $K_s = 1.86 \times 10^8 \text{ kgf/m}^2 \{ 1.82 \text{ GPa} \}$ 、噴孔下流側で $K_z = 1.52 \times 10^8 \text{ kgf/m}^2 \{ 1.49 \text{ GPa} \}$ とした。

油の粘度と圧力の関係は、次式のようになる。この式は、燃料油の資料⁹⁾に基づき求めた実験式である。

$$\mu_z = \mu_a \exp [\alpha (P_z \times 10^{-4} - 1)] \quad (3)$$

ここで、

$$\alpha = (1.38 \log \mu_a + 5.63) \times 10^{-3}$$

この式で μ の単位は $\text{kgf} \cdot \text{s/m}^2$ 、 P の単位は kgf/m^2 abs である。

また、油の動粘度は $\nu_z = \mu_z / \rho_z$ となる。

噴孔出口における噴流のレイノルズ数及びオイラー数は、噴流の理論流出速度を用いて、それぞれ次式のように定義する。

$$Re_t = \frac{d_t \cdot w_t}{\nu_z} = \frac{d_t \sqrt{2 \Delta P / \rho_s}}{\nu_z} \quad (4)$$

$$E_t = \frac{\rho_z \cdot w_t^2}{P_z} = 2 \cdot \frac{\rho_z}{\rho_s} \cdot \frac{\Delta P}{P_z} \quad (5)$$

4. 実験結果と考察

4.1 噴孔入口の油温の影響 噴孔入口の油温 θ_s を 18℃, 35℃, 50℃ の 3 段階に変化させたとき、流量係数と噴出速度との関係を各背圧ごとに、図 4 に示す。ここで用いた噴孔は No.10 である。この図から、噴孔入口の油温を 16~51℃ の範囲内で変化させたとき、流量係数の変化は実験誤差の範囲内と思われる程度である。

油温を変えると粘度、密度、表面張力などが変わるが、特に粘度の変化が大きい。たとえば、油温を 20℃ から 50℃ にすると、動粘度は 6.5 から 3.1 cSt $\{ 6.5 \times 10^{-6} \text{ から } 3.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \}$ (実測) に変化する。そこで、図 4 で用いたデータをレイノルズ数で整理し、図 5 に示す。

図 4, 5 を検討すると、本実験範囲で次のことが明らかとなる。

- (1) 噴孔入口の油温を 16~51℃ の範囲内で変化させたとき、油温は流量係数にほとんど影響を及ぼさない。
- (2) 背圧が大気圧に等しいとき、流量係数はレイノルズ数に無関係にはば一定である。このことは、乱流域で流量係数がレイノルズ数に無関係に一定であるという事

図 4 噴孔入口の油温が流量係数に及ぼす影響

図 5 レイノルズ数と流量係数との関係

実と一致する。

(3) 背圧が大気圧以上になると、レイノルズ数と流量係数との間には定まった関係は見い出せない。

4.2 噴射圧力と背圧の影響 前節で流量係数をレイノルズ数で整理することは困難で、背圧と噴射圧力とに依存することがわかった。そこで、無次元数としてオイラー数を導入し、流量係数との関係を調べた。12種類の噴孔について検討した結果、同一の傾向を示すので、一例として噴孔 No.10 の結果を図 6 に示す。

これらの結果から、次のことが明らかになった。

- (1) 流量係数 C_t をオイラー数 E_t に対してプロットすれば、レイノルズ数の大きさに関係なく一つの曲線で表せる。

図6 オイラー数と流量係数との関係

(2) 流量係数はオイラー数の増大とともに漸次的に減少し、あるオイラー数($E_t \approx 200$)以上になると流量係数は限界値に達し一定になる。

(3) C_t-E_t 曲線の形は、噴孔寸法($d_t, \lambda, l_t/d_t$)の大きさによらず同じである。かつ、噴孔寸法の違いによって、 C_t-E_t 曲線はこの曲線の形を C_t 軸方向に平行移動したものである(図8(a), 図9(a), 図10(a)参照)。

なお、上述の結果については、Schmitt⁵⁾も絞り径 ϕ 0.7 mm以上(ϕ 0.7 mmと ϕ 1.5 mm)で実験し、 $x = \Delta P/P_z$ と絞り部の実際断面積 μf 、あるいは $\mu f/F_2(F_2$: 絞り面積)との関係を求め、同様の傾向を得た。そして、絞り部でキャビテーションが関与していることを指摘している。しかし、文献5)を見る限り x で整理した根拠や、流量係数とキャビテーションとの関係を詳しく述べていない。そこで、前述の結果(1)と(2)について次節で考察する。

4.3 流量係数とキャビテーションとの関係

まず結果(1)について、次のように考える。

流体力学で流れの力学的相似を検討する場合、圧力、慣性力、粘性力、重力、圧縮力、表面張力の六つの力が考えられる。ここで、重力と圧縮力は無視できる。

キャビテーションが発生している流れの場を考えると、表面張力は重要な因子であるが、一般に考慮外におかれる¹⁰⁾。キャビテーションが流れの場を支配するにつれて粘性に基づく摩擦力はそれほど影響を及ぼさなくなり¹⁰⁾、力として慣性力と圧力が残る。この二つの力の比、すなわちオイラー数が重要な無次元数となる。

逆に、キャビテーションが発生していない流れの場を考えると、明らかに粘性力が流れの場に重要な影響を及ぼし、無次元数としてレイノルズ数が必要になる。

次に、前述の結果(2)について考える。

まず、流量係数とオイラー数との関係をモデル化したのが図7である。図中の E_{tc} を臨界オイラー数と名づける。思考順序として、オイラー数の小さい領域から大きい領域へと考える。

一般に、オイラー数が小さいとキャビテーションの発生していない領域が考えられる。しかし、あるオイラー数(臨界オイラー数 E_{tc})以上になるとキャビテーションが発生し、気泡による流れの攪乱、流れの面積の縮小な

図7 オイラー数に対する流量係数の一般的傾向；
 E_{tc} , E_{t1} の定義

どが起こり流量係数は減少するであろう。この領域をキャビテーションの変動領域と名づける。しかし、オイラー数をいくら大きくしても、気泡の発生量にも限界がある。なぜなら、大気圧状態で油に含まれる空気溶解量にも限界がある。したがって、あるオイラー数(E_{t1})以上になると、気泡の発生も飽和に達するため、流量係数は限界値に達し、一定になると考えられる。この領域をキャビテーションの飽和領域と名づける。飽和領域では、流量係数はオイラー数に無関係に一定であるから、流量計として利用できる。

このように、オイラー数とキャビテーションの様相の変化について考えれば、図7に示される C_t-E_t の関係が得られる。

以上、二つの結果について考察したが、キャビテーションを実際に検知していない。しかし、本研究では臨界オイラー数と考えられる変曲点を、数個の噴孔で確認している。たとえば、噴孔No.2で $E_{tc} \approx 5.5$ 、No.7で $E_{tc} \approx 8$ 、No.11で $E_{tc} \approx 5.5$ である。流量係数とキャビテーションとの関係は、まだまだ不明な点が多いので今後の研究課題である。

4.4 噴孔の幾何学的形状の影響

本研究で用いた噴孔の幾何学的形状の特徴は、つぎのとおりである。

(1) 噴孔流入部に、円錐的孔縁傾斜 120° を有する円柱穴である。

(2) 噴孔の幾何学的相似を表すパラメータとして、噴孔径、噴孔長/噴孔径および絞り径比の三つを考え、形状をきめた。

4.4.1 噴孔長と噴孔径との比(l_t/d_t)の影響

図8(a)は l_t/d_t の異なる噴孔—これらは、噴孔径 d_t と絞り径比 λ が一定である—を用いて、流量係数を測定した結果である。この図から、 C_t と l_t/d_t との関係を、 $E_t = 10, 30, 200$ 及び 600 について求め、図8(b)に示す。この図を見ると、 C_t は $l_t/d_t \approx 3.4$ で最大となり、それより短くても長くても減少することがわかる。このような傾向は、シャープ・エッジの円柱穴で行われた従来の研究結果⁴⁾とも一致する。文献4)によると、この理由は、つぎのようである。

図 8(a) 噴孔長/噴孔径が流量係数に及ぼす影響

図 8(b) l_t/d_t の影響

l_t/d_t が短いと流れの収縮が大きく、 C_t は小さくなる。また、 l_t/d_t が長過ぎると、収縮はなくなるが摩擦損失が大きくなるため、 C_t は減少する。この中間に、 C_t の最大な所が存在する。

4.4.2 絞り径比の影響 図 9(a) は絞り径比 λ の異なる噴孔—これらは、 d_t が一定で l_t/d_t がほぼ一定である—を用いて、流量係数を測定した結果である。この図から、 $E_t = 10, 30, 200$ 及び 600 に対して、 C_t と λ との関係を求め、図 9(b) に示す。この図を見ると、 C_t は $\lambda \approx 0.30$ で極大値をとることがわかる。この理由は、つぎのように考える。

λ が小さいと流れの収縮が大きくなり、 C_t は小さくなる。また、 λ が大きいと流れの収縮は小さいけれども、噴孔上流部の直径が噴孔径に近づくため、噴孔の等価的有效長さが増して摩擦損失が増大し、 C_t は減少する。その中間に C_t の最大な所が存在する。

しかし、噴孔 No. 12—これは $\lambda = 0.482$ で、前述の噴孔とは l_t/d_t の値が異なる—を用いて実験した結果、 C_t は $\lambda = 0.40$ 以上で再び増加する傾向を示す。 $\lambda = 0.40$ 以上の領域はデータ不足のため、今後の研究課題である。

4.4.3 噴孔直径の大きさによる影響 図 10(a) は噴孔径 d_t の異なる噴孔—これらは λ と l_t/d_t がほぼ一定である—を用いて、流量係数を測定した結果である。この図から $E_t = 10, 30, 200$ 及び 600 に対して、 C_t と d_t との関係を求め、図 10(b) に示す。この図を見ると、 C_t は $d_t \approx 0.40$ mm で最大になることがわかる。これは、次のように説明できる。

噴孔内面の摩擦抵抗は内面の粗さによる。内面の粗さは、大きい噴孔でも小さい噴孔でもほとんど同じで、けっして相対的に粗くない。したがって、 d_t が小さいほど内面の粗さの影響を受けて摩擦抵抗が増大し、 C_t は減少する。また、 d_t が大きいと噴孔部の流れは乱れやす

図 9(a) 絞り径比が流量係数に及ぼす影響

図 9(b) λ の影響

図 10(a) 噴孔径が流量係数に及ぼす影響

図 10(b) d_t の影響

い⁴⁾から, C_t は小さくなる。

4.5 実験式 流量係数と各パラメータとの関係は考察してきたような特徴がある。そこで, これらの関係を次のように関数の積として表わす。

$$C_t = f_1(E_t) \cdot f_2(l_t/d_t) \cdot f_3(\lambda) \cdot f_4(d_t) \quad (6)$$

以下, 実験結果に従って, 式(6)の各関数を求める。

まず, 関数 $f_2(l_t/d_t)$ は E_t , λ , d_t を一定として, C_t と l_t/d_t との関係を図示すれば求められる。そこで図 8 (b) を片対数にプロットすると図 11 を得る。この図から, 実験式を求めると, E_t にかかわらず $C_t \propto \exp[-(l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}]$ であることがわかる。したがって, $f_2(l_t/d_t)$ は次式のようになる。

$$f_2(l_t/d_t) = \exp[-(l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}] \quad (7)$$

つぎに, $f_3(\lambda)$ も同じ手法で具体化する。ここでは, $\lambda = 0.40$ 以上のデータが不足しているため, 実用範囲内 ($0.32 \leq \lambda \leq 0.41$)¹¹⁾ の実験式を作るにとどめる。

図 12 は, 図 9 (b) をもとに $C_t/f_2(l_t/d_t)$ と λ との関係を, 両対数にプロットしたものである。この図から, $f_3(\lambda)$ の実験式を求めると, 次のようになる。

$$f_3(\lambda) = \exp[-4.84(\log \lambda + 0.521)^2] \quad (8)$$

また, $f_4(d_t)$ も同様の手順で求められる。図 13 は, 図 10 (b) をもとに $C_t/[f_2(l_t/d_t) \cdot f_3(\lambda)]$ と d_t との関係を, 両対数グラフに表したものである。この図から, $f_4(d_t)$ の実験式を求めると, 次式のようになる。

$$f_4(d_t) = \exp[-2.76(\log d_t + 0.405)^2] \quad (9)$$

以上の関数の実験式を用いて, 全実験データを整理すると, 図 14 を得る。ただし, 縦軸は C_t/k を表している。

図 11 C_t と l_t/d_t との関係

$$f_2(l_t/d_t) = \exp[-(l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}]$$

図 12 C_t と λ との関係

$$f_2(l_t/d_t) \cdot f_3(\lambda) = \exp[-(l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2} - 4.84(\log \lambda + 0.521)^2]$$

図 13 C_t と d_t との関係

$$k = f_2(l_t/d_t) \cdot f_3(\lambda) \cdot f_4(d_t) = \exp[-2.76(\log d_t + 0.405)^2 - 4.84(\log \lambda + 0.521)^2 - (l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}]$$

図 14 流量係数とオイラー数との関係

図 14 の関係を式化すると, 次式のように流量係数の実験式を得る。

$$C_t = k \left[0.705 + \frac{0.829}{(1 + E_t)^{1.03}} \right] \quad (10)$$

ただし,

$$k = f_2(l_t/d_t) \cdot f_3(\lambda) \cdot f_4(d_t) = \exp[-2.76(\log d_t + 0.405)^2 - 4.84(\log \lambda + 0.521)^2 - (l_t/d_t - 3.36)^2 \times 10^{-2}]$$

で, k を噴孔の形状係数と名づける。この式で d_t と l_t の単位は mm である。

ところで, 図 11, 12, 13 には, 式(10)を用いて計算した結果を, 実験値と比較して示しているが, 両者の間にはほぼよい一致がみられる。

なお, 実験式(10)における各パラメータの変化範囲は, 次のとおりである。

$$E_t = 3.8 \sim 800$$

$$(P_s = 104 \sim 452 \text{ ata } \{10.20 \sim 44.33 \text{ MPa abs}\})$$

$$(P_z = 1 \sim 51 \text{ ata } \{0.10 \sim 5.00 \text{ MPa abs}\})$$

$$d_t = 0.280 \sim 0.700 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0.246 \sim 0.391$$

$$l_t/d_t = 1.34 \sim 5.04$$

また, 式(10)から本実験範囲における噴孔の最適形状を求めると, 次のようになる。

$$d_t = 0.394 \text{ mm} \quad , \quad \lambda = 0.301 \\ l_t/d_t = 3.36$$

〔質 疑 応 答〕

5. む す び

本研究では、円錐の孔縁傾斜 120° をもつ噴孔において、噴孔部の幾何学的形状、噴射圧力、背圧および噴孔入口の油温を変化させて、これらが噴孔部の流量係数に及ぼす影響を実験的に追究した。この結果、本実験範囲で次のような結論を得た。

(1) 噴孔入口の油温を $16 \sim 51^\circ\text{C}$ の範囲内で変化させたとき、油温は流量係数に影響を及ぼさない。

(2) 背圧が大気圧に等しいとき、流量係数はレイノルズ数に無関係にはば一定である。しかし、背圧が大気圧以上になると、流量係数とレイノルズ数との間には定まった関係は見い出せない。

(3) 流量係数をオイラー数に対してプロットすれば、レイノルズ数の大きさに関係なく、一つの曲線で表せる。

(4) 流量係数はオイラー数の増大とともに漸近的に減少し、あるオイラー数 ($E_{t1} \approx 200$) 以上になると、限界値に達し一定となる。

(5) 噴孔部に対する流量係数の実験式を、式(10)のようを得た。

(6) 噴孔の最適寸法は、噴孔直径 $d_t = 0.394 \text{ mm}$ 、絞り径比 $\lambda = 0.301$ 、噴孔長と噴孔径との比 $l_t/d_t = 3.36$ である。

以上のように、ディーゼル機関に用いられるホールノズルの噴孔部の流量係数について、ある程度考察することができた。

この流量係数に関する知見は、燃料噴射系の研究や燃料噴射ノズルの設計を行う際にも、応用され得るものと考えられる。

文 献

- Joachim, W.F., N.A.C.A. Tech. Rep., No. 224 (1926).
- Gelalles, A. G., N.A.C.A. Tech. Rep., No. 373 (1931).
- 佐々木, 機誌, 35-187 (昭7-11), 1102.
- 長尾, ディーゼル機関の燃料噴射及燃焼, (1937), 48~52, 養賢堂.
- Huber, E. W. und Schaffitz, W., MTZ, 27-2 (1966-2), 35.
- Reiche, L.-K. V., MTZ, 28-4 (1967-4), 138.
- 金岡・横田, 水産大研報, 26-3 (昭53-2), 343.
- 松岡・ほか4名, 機論, 40-332 (昭49-4), 1124.
- 菅, 理研彙報, 12-8 (昭8-8), 643.
- 山崎, キャビテーション工学, (昭53), 14~16, 日刊工業新聞社.
- 長尾, 内燃機関講義, 上巻, (昭49), 274, 養賢堂.
- 中村・藤沢, 機講論, No.720-4 (昭47-4), 145.
- 稲熊・ほか2名, 油圧と空気圧, 7-6 (昭51-11), 51.

質問者 東京工業大学 神本武征

〔質問〕 (1) ホールノズルを弁部と噴孔部とに分けて考えられた理由をおたずねしたい。

(2) C_t-E_t 曲線の形が l_t/d_t , λ , d_t などによらず同じになり、かつ l_t/d_t などの違いによって単に C_t 軸方向に平行にシフトする理由がわかればご教示いただきたい。

(3) 上記のシフト量を縮流と摩擦損失で説明しておられる。縮流と再付着の影響は λ や l_t/d_t の関数として表わされると思うが、摩擦損失は Re_t で表現できるのではないか。つまり、実験式(6)の f_4 は Re_t の関数とならないでしょうか。

〔回答〕 (1) 以下の二つの理由によります。

(i) ホールノズルは幾何学的面積が揚程により変化する絞り(弁部)と、面積の変化しない絞り(噴孔部)とで構成される。この相異なる特徴をもつ二つの絞りである。

(ii) 弁部と噴孔部とに分けて流量特性を研究すれば、相対寸法の異なるホールノズルに適用するのに好都合である。

(2) 理由については不明です。本研究で扱った流れは遷移流領域と乱流領域とにまたがり、かつ流れの途中でキャビテーションの発生、成長、消滅という過程を含む複雑な流れであります。このような流れであるため、質問の物理的解釈については、今後の研究を待ちたいと思います。

(3) 一般的に Re_t は摩擦損失に対して、重要なパラメータのひとつです。しかし、本研究で扱った流れは、回答(2)で述べたように複雑な流れであるため、摩擦損失が Re_t で表現されるかどうか不明で、今後の研究を待ちたいと思います。ところで、著者らが実験式を(6)で表現したのは、次のように考えた次第です。

流量係数に対して影響を及ぼす無次元数として、次のようなものがあげられます。

(i) 流れの力学…… Re_t , E_t , ウェバー数

(ii) 噴孔形状…… l_t/d_t , λ , φ (ここで φ は流入部の丸みや円錐角度)

(iii) 噴孔内面の粗さ…… ϵ/d_t (ここで ϵ は不規則突起の高さの平均値)

(iv) キャビテーション気泡…… d_b/d_t (ここで d_b は気泡核径)

まず、力学的無次元数を解析した結果、 E_t で整理すればよいことが実験的にわかりました。次に、噴孔形状に関する l_t/d_t と λ は $f_2(l_t/d_t)$ と $f_3(\lambda)$ としました。 φ は本研究では一定です。したがって、 $f_5(\varphi) = \text{一定}$ としました。しかし、補正係数 $f_5(\varphi)$ は今後の研究で加えたい関数です。相対的粗度 ϵ/d_t は ϵ の取り扱いが困難です。しかし、 ϵ は一定と考えられるので ϵ/d_t を d_t と

しました。また、 d_b/d_t は主流に乱れを起こす原因のひとつ付けりと考えられます。キャビテーション気泡核については取り扱いが困難なことで、不明な点が多いので d_b/d_t は単に d_t として、前述の粗度とともに $f_4(d_t)$ の中に含ませた次第です。

文 献

付1) 蔵平・ほか2名, 第18回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1981-6), 508.

質問者 日立造船(株) 永井 将

〔質問〕(1) 実用の噴射ノズルでは、単孔ノズルでもニードル弁による絞りが、多孔ノズルでは噴孔の位置及び角度による流れが流量係数に及ぼす影響を無視できないと考えられる。本実験結果の実機への適用は如何に考えられるか。

(2) $\phi=120^\circ$ として実験を行った根拠は(ニードル弁座の角度は、ほとんどの噴射弁では 60° になっていると思われる)。

〔回答〕(1) ご指摘のとおりです。したがって、著者らも第二段階として、下記のテーマについて、すでに研究に着手しています。

(i) 多孔ノズルの流量係数：噴孔数、噴孔の位置および噴射角が流量係数に及ぼす影響について研究する。

(ii) 弁部の流量係数：弁座角(45° と 60° の2種類を用意)と揚程が、流量係数に及ぼす影響について研究する。

また、実機への適用については次のように考えます。

個々の絞り(弁部と噴孔部)に対する流量係数を知ることによって、電算機で弁全体の等価的有效断面積を計算し、着火運転中の噴射率の測定や噴射系のシミュレーションに役立てる。この場合、電算機で得た弁全体の等価的有效断面積の値と、実験で得た結果とを比較検討し妥当性について実験の検証をしながら、実機に適用できるように研究を進めていきたい。

(2) 「図2 噴孔断面図」を参照していただくとわかるように、 $\phi=120^\circ$ とは噴孔流入部の円錐的孔縁傾斜が 120° であることを示しています。したがって、噴孔流入部の円錐的形狀の部分、弁座の部分ではないことを申し添えます。

次に、噴孔流入部の角度を 120° とした根拠は、工作上的理由によります。つまり、ノズルサック部を製作する場合、噴孔流入部の角度はキリの角度によって必然的にきまるので、工作上 120° になった次第です。