

ディーゼル機関用燃料噴射弁の 噴射特性— I *

ホールノズル噴孔部の流量係数

金岡 浩・横田源弘

On Injection Characteristics of Fuel Injection Valve of Diesel Engine — I. Flow Coefficient of Hole Nozzle

By

Hiroshi KANAOKA and Motohiro YOKOTA

The fuel injection rate of a diesel engine has a great influence on its combustion process. And it is well known that an injection rate value can be accurately obtained from rather simple calculation through getting an accurate flow coefficient of the nozzle.

The authors then prepared sample nozzles which included various ' d 's—where ' d ' is a diameter of the each nozzle tip hole— and various ' ℓ/d 's— where ' ℓ ' is a length of each hole. With the sample nozzles the authors got the μ values of the flow coefficients of the nozzle tips, by way of setting two factors of an injection pressure P_N and a back pressure P_g as changeable, and also got the following characteristics as results :

- (1) The larger the P_g value was, the larger the μ value became, while the larger the ΔP value was, the smaller the μ value, — where ΔP denotes the value after subtracting P_g from P_N — which means in other words that the influence of P_g against μ is so small as to be almost negligible in high ΔP value zone up to 200 kg/cm².
- (2) The larger the nozzle hole diameter ' d ' was, the larger the μ value became.
- (3) The μ value reached the highest around 4 of ' ℓ/d ' value.

1. ま え が き

ディーゼル機関の性能向上には燃焼過程の解析が必要である。この燃焼は噴霧条件、圧縮空気の圧力、温度、シリンダ内空気流動および燃料噴射率等多くの因子によって変化する。このように非常に複雑なため、

* 水産大学校研究業績 第813号, 昭和52年11月21日 受理。
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries No. 813.
Received Nov. 21, 1977.

簡単に燃焼過程を解析することは困難であるが、燃料噴射率が燃焼過程に重大な影響を及ぼすことは明らかである。したがって理論的燃焼研究には精度の高い燃料噴射率を求めることが必要である。

着火運転中の噴射率を直接計測することが困難なため、近似的な方法として大気中に噴射させて求める。またシリンダ内圧力（背圧）を考慮した方法もあるが、複雑な装置となる。そこで簡単な装置で求める方法の一つとして圧力リフト法がある。この方法の問題点は噴射弁の正確な流量係数が必要である。しかし流量係数はノズル孔直径、ノズル孔直径とノズル孔長さの比、噴射圧力およびノズル背圧等によって変化するため、着火運転時の流量係数が明らかでないため精度の高い噴射率を得ることが困難である。そこで先ず第1段階として単孔ホールノズルのノズル孔直径 d およびノズルの形状 ℓ/d (ℓ : ノズル孔の長さ) の異なるノズルについて噴射圧力および背圧を変えて、これらがノズルの流量係数におよぼす影響について実験的研究を行なったのでその結果を報告する。

2. 流量係数の計測法

単孔ホールノズルの流量係数を求めるため次に示す計算式を用いた。またこの計算に必要な値を求めるため、次に示す実験装置および方法を用いた。

2・1 計算式

次に示す計算式に用いる符号および記号をまとめて示す。

添字 M および N は各々第1図の流量計測部と第2図のノズル油溜り部とする。

V : 油の容積	d : ノズル孔直径
P : 油の圧力	v : ノズル部流速
γ : 油の比重量	P_g : ノズル背圧
γ_{Ng} : ノズル流出部の油の比重量	E : 油の体積弾性係数
θ : 油の温度	α : 油の体積膨張係数
ν : 油の比容積	g : 重力の加速度
t : v が流れる時間	ΔP : 圧力差 ($P_N - P_g$)
μ : ノズル部流量係数	
F : ノズル孔断面積	

連続の式より

$$\frac{V_M \gamma_M}{t} = v \mu F \gamma_{Ng} \quad (1)$$

ベルヌーイの定理より

$$\frac{P_N}{\gamma_N} = \frac{1}{2g} v^2 + \frac{P_g}{\gamma_{Ng}}$$

$$v = \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma_N} \left[1 - \frac{P_g}{E} \right]}$$

$\frac{P_g}{E} \ll 1$ より

$$v = \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma_N}} \quad (2)$$

式(1)と(2)よりノズル有効断面積 μF は次式となる。

$$\begin{aligned}\mu F &= \frac{V_M \left(\frac{\gamma_M}{\gamma_{Ng}} \right) \frac{1}{v}}{t} = \frac{V_M \left(\frac{\gamma_M}{\gamma_N} \right) \left(\frac{\gamma_N}{\gamma_{Ng}} \right) \frac{1}{v}}{t} \\ &= \frac{V_M \left(\frac{\gamma_M}{\gamma_N} \right) \left(1 + \frac{\Delta P}{E} \right) \frac{1}{v}}{t}\end{aligned}$$

$\frac{\Delta P}{E} \ll 1$ より

$$\begin{aligned}\mu F &= \frac{V_M \left(\frac{\gamma_M}{\gamma_N} \right) \frac{1}{v}}{t} \\ \mu &= \frac{V_M \gamma_M}{F t} \sqrt{\frac{1}{2g \Delta P \gamma_N}}\end{aligned}\quad (3)$$

ただし

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (4)$$

温度および圧力変化による比重量の補正は次式による。

まず温度の補正を行なった比重量を γ'_N とすれば

$$\gamma'_N = \gamma_M \{ 1 - \alpha (\theta_N - \theta_M) \} \quad (5)$$

であるから、実験に使用した油の温度と比重量との関係を求めておけば補正できる。

つぎに温度および圧力の補正を行なった比重量を γ_N とすれば

$$\gamma_N = \gamma'_N \left[1 + \frac{(P_N - P_M)}{E} \right] \quad (6)$$

式(6)の油の体積弾性係数 E は油圧の関数とする。

2・2 実験装置および方法

実験装置および計測器は次の通りであり、その概略を第1図に示す。

(1) 燃料噴射ポンプ

ディーゼル機器(株)製 ボッシュ ZW型

プランジャー 径×数 16φ×8

(2) 同上駆動用可変速式モータ

東洋電機(株)製 DLモータ TOVB 361

(3) 蓄圧器

内径×有効長さ 20φ×380 mm, 20φ×300 mm

(4) 燃料噴射弁

ヤンマーLD型用

(5) 高圧容器

内径×内側長さ 140φ×360 mm

(6) 燃料流量計測装置

小野測器(株)製 FC-140

燃料流量計測容器 887.02 cm³, 1692.47 cm³

(7) 圧力計測装置

(a) 燃料噴射圧力

圧力変換器 新興通信(株)製 PR-500B

記録計 共和電業(株)製 オシログラフ RMV 550 A

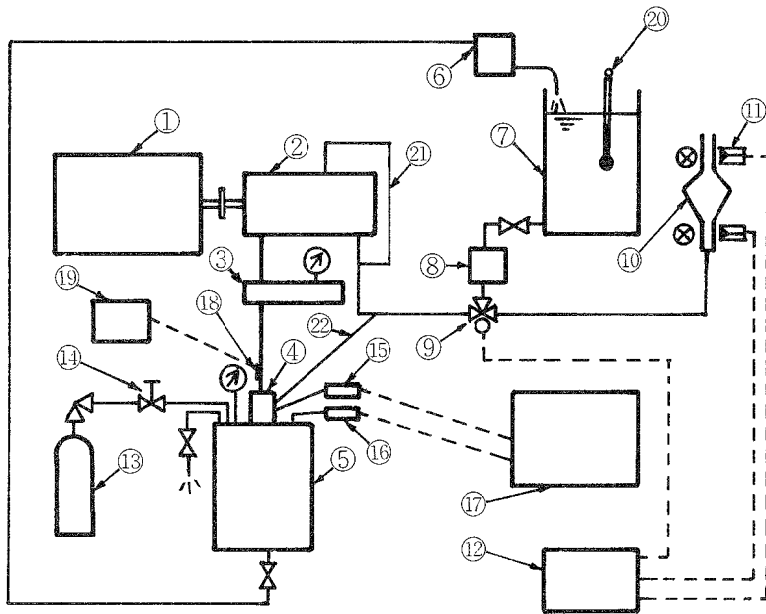


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

- | | |
|--|---------------------------------------|
| Notes ① : Electric motor (variable speed type) | ⑬ : N ₂ bomb |
| ② : Fuel injection pump | ⑭ : Pressure regulating valve |
| ③ : Pressure accumulator | ⑮ : Transducer for injection pressure |
| ④ : Fuel injection valve | ⑯ : Transducer for back pressure |
| ⑤ : Injection chamber | ⑰ : Oscillograph |
| ⑥ : N ₂ separator | ⑱ : Thermocouple (C C) |
| ⑦ : Fuel tank | ⑲ : mV meter |
| ⑧ : Oil filter | ⑳ : Thermometer |
| ⑨ : Three-way magnet valve | ㉑ : Overflow pipe |
| ⑩ : Volume measuring instrument | ㉒ : Leak oil pipe |
| ⑪ : Detector | --- : Electric wire |
| ⑫ : Time counter for oil quantity | |

ブルドン管式 0~1000kg/cm²

(b) 高压容器内圧力 (背圧用)

圧力変換器 新興通信(株)製 PM-100

記録計 共和電業(株)製オシログラフ RMV550A

ブルドン管式 0~100kg/cm²

(8) 温度計測装置

(a) 燃料噴射弁入口温度

熱電対 (銅-コンスタンタン)

mV計

(b) 燃料タンク内温度

棒状温度計

(9)使用燃料油

軽油 比重 15/4 °C 0.8310

(10)背圧用ガス

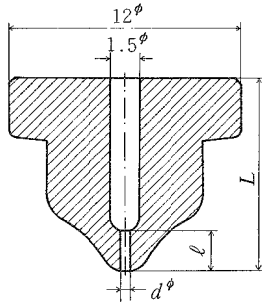
N₂ガス

Fig. 2. Nozzle tip cross section used in the experiments.

Notes d : Nozzle hole diameter(mm)
 l : Nozzle hole length (mm)
 L : Total length of nozzle tip (mm)

Table 1. Nozzle tip details used in the experiments.

Nozzle No.	Nozzle hole diameter d (mm)	Nozzle hole length l (mm)	Total length of nozzle tip L (mm)	l/d
1	0.2	0.969	10.169	4.85
2	0.3	1.327	10.127	4.42
3	0.4	0.925	10.125	2.31
4	"	1.328	10.128	3.32
5	"	1.679	10.079	4.20
6	"	2.103	10.103	5.26
7	0.5	2.133	10.133	4.27

第1図の実験装置を用いて第2図および表1に示す7種類のノズルについて燃料噴射圧力を100 kg/cm² 400 kg/cm²の間を100 kg/cm²間隔で、4段階に分け、各々の燃料噴射圧力に対して高压容器内圧力(背圧)をN₂ガスを用いて大気圧から50 kg/cm²の間を10 kg/cm²間隔で変更して実験を行なった。すなわち、これらの各条件で燃料噴射圧力、背圧、燃料タンク内温度、燃料噴射弁入口温度および燃料流量計測時間を計測した。

燃料噴射圧力の調整は可変速式モータ回転数(ポンプ回転数)と燃料噴射ポンプの有効行程との両方で行ない、また背圧はN₂ボンベと高压容器との間の圧力調整弁で計測圧力となるようにブルドン管式圧力計を用いて行なった。この両圧力が設定圧力となればオシログラフで記録した燃料噴射圧力および背圧に相当する寸法を読み取り、各々の圧力に換算した。背圧は変動を生じないが、燃料噴射圧力は変動を生ずる。すなわち、この燃料噴射ポンプは8気筒用のため、回転毎に等間隔で8個の波形(圧力変動)を生ずる。したがって、この圧力変動を小さくするため、燃料噴射ポンプ吐出側に2個の蓄圧器を設けた。これにより圧力変動率は20%以下となった。しかし完全に消去することができないため、1周期中の各波形の最大値および最小値を求め、それらの時間平均した値を燃料噴射圧力とした。

ただし、ノズル孔直径 d の小さい0.2と0.3 mmの場合では流量が少ないため、ポンプ吐出量が少ない。したがって間欠吐出を行なうプランジヤがあり、圧力変動は1回転で1周期とならず2回転で1周期となるため、2回転分の波形で平均値を求め、燃料噴射圧力とした。

つぎに燃料流量時間の計測にあたり、燃料流量計測器の容積はノズル孔直径 d が0.2と0.3 mmのとき887.02 cm³、0.4と0.5 mmのとき1692.47 cm³を用いた。これらの容積を用いて計測した時間は40秒以上であるから、燃料流量計測器の容積は計測用に十分な大きさと思われる。

この容積が大き過ぎると計測時間が長くなり時間の計測誤差は小さくなるが、長時間にわたり、圧力および温度を一定に保持することが困難となる。

この時間計測は発光ダイオードとフォトトランジスタよりなる上下2個の燃料流量検出器(パルス検出器)の間を油面が通過するに要する時間を燃料流量時間計で求める。この時間計は最小単位1/10秒をデジタルで指示する。

温度計測にあたり、燃料流量計測器内の温度を計測することが困難なため、燃料タンク内の温度を棒状温

度計で計測し、この温度を燃料流量計測器内の温度とみなした。この両温度の差はほとんどないと思われる。すなわち、計測は連続して行なわれるため、燃料タンクから燃料流量計測器に送られた油はこの計測器内に停滞する時間が短く、さらに油温度と大気温度との差が小さいためである。

つぎにノズル油溜り部の油温度を計測することが困難なため、燃料噴射弁入口温度と等しいものとした。この燃料噴射弁入口温度は燃料噴射管の燃料噴射弁近くに張り付けた紙状の熱電対（銅—コンスタンタン）とmV計で求めた。ノズル油溜り部と熱電対との距離は小さく（約10 cm）また油路断面積は小さくないため、両位置での温度変化は非常に小さいと思われる。

この温度は燃料ポンプと燃料供給ポンプ（燃料ポンプに内装）との吐出量に差を生ずると高くなる。すなわち燃料ポンプの有効行程を小さくして、ポンプ回転数を適当に増せば燃料ポンプの吐出量は変化しない。しかし燃料供給ポンプの吐出量は回転数に比例して増加するため、燃料戻り管を通して両ポンプの間を循環する油量が増すため温度上昇する。そこでポンプ回転数を下げ過ぎると燃料ポンプの有効行程を増すことになりポンプ駆動トルクおよびトルク変動が大きくなるため、燃料ポンプの速度変動率および燃料噴射圧力の変動も大きくなる。このような点を考慮して燃料ポンプの許容回転範囲内で燃料ポンプの有効行程と回転数を決定し、計測を行なった。

このような方法によって求めた計測値を式(3)に代入してノズル流量係数を求めた。

ただし、式(3)中の γ_n （ノズル油溜り部の比重量）は式(5)および(6)によって温度および圧力の補正を行なう。この式(5)中の γ_n （温度のみ補正した油の比重量）は第3図より求める。この図は実験に使用した軽油の温度と比重量との関係を実測したものである。

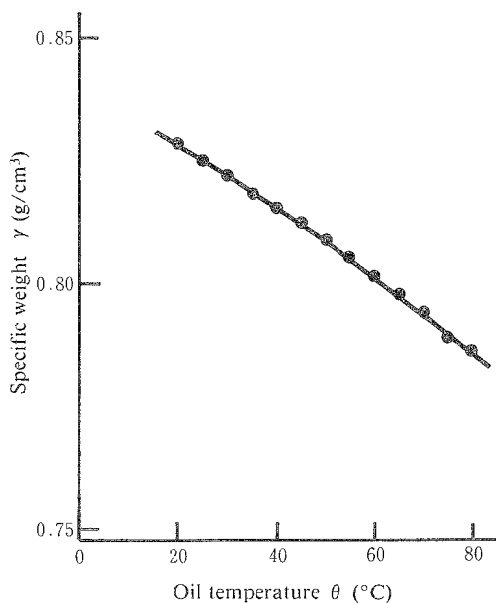


Fig. 3. Measured specific weight of the light oil.

つぎに式(6)中の E （油の体積弾性係数）は第4図に示すごとく P_N （燃料噴射圧力）によって変化する。この図の●印は文献¹⁾による値（圧力と E との関係が表で表わされている）を図示したものである。 P_N と E との関係は近似的に図に示す2つの直線で表わされるものとする。

すなわち

$$P_N \leq 160 \text{ kg/cm}^2 \text{ ならば}$$

$$E = 0.0034 \times 10^8 P_N + 1.496 \times 10^8$$

$$P_N > 160 \text{ kg/cm}^2 \text{ ならば}$$

$$E = 2.04 \times 10^8$$

とする。ただし E の単位は kg/m^2 である。

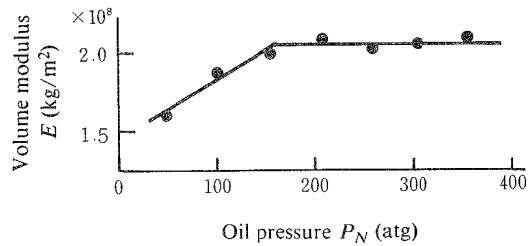


Fig. 4. Relationship between the oil pressure and the volume modulus of the light oil.

3. 結果および考察

本実験で求めたノズルの流量係数 μ と差圧 ΔP および背圧との関係をノズル別に第5図(a)から(e)までに示す。この図の(a), (b), (c)および(d)はノズル孔直径 d が 0.2, 0.3, 0.4 および 0.5 mm で, l/d (l :ノズル孔の長さ) が 4 付近である。ただし(a)は他のノズルより l/d が大きい, l/d がほぼ一定で, ノズル孔直径, 背圧および差圧が流量係数におよぼす影響についての概要を把握するには十分役立つと思う。(b), (c)および(d)は $l/d = 4.2 \sim 4.42$ であるから, ノズルの形状はほぼ一定と考えて良い。そこで(b), (c)および(d)よりノズル孔直径と流量係数との関係を差圧 100, 225 および 350 kg/cm^2 について求め, 第6図(a), (b)および(c)に示す。

つぎに第5図の(e), (f), (c)および(g)はノズル孔直径が一定 (0.4 mm) で, l/d を 2.31 から 5.26 まで変えた場合の流量係数と差圧および背圧との関係を示したものである。

そこで(e), (f), (c)および(g)より l/d および背圧と流量係数との関係を差圧 100 kg/cm^2 , 225 kg/cm^2 および 350 kg/cm^2 について求め, 第7図(a), (b)および(c)に示す。

1. 差圧 ΔP および背圧 P_g が流量係数 μ に及ぼす影響

第5図(a)~(g)より明らかのように, μ は d および l に関係なく, 同一 ΔP において P_g を高くすれば大きくなる。また ΔP が 200 kg/cm^2 より大きければ, ΔP による各々の P_g に対する μ の変化は小さい。すなわち, 燃料噴射圧力 P_N が大きくなれば μ は P_g の影響を受けることが小さくなる。しかし ΔP を 200 kg/cm^2 より小さくすると, μ が急激に増大する P_g がある。

たとえば(a)では ΔP が 200 kg/cm^2 より小さくなれば P_g が 40 および 50 kg/cm^2 の場合, μ は急激に増大している。

この理由として次の事が考えられる。 ΔP が 200 kg/cm^2 で急激に μ が増加しているもの (背圧の高いも

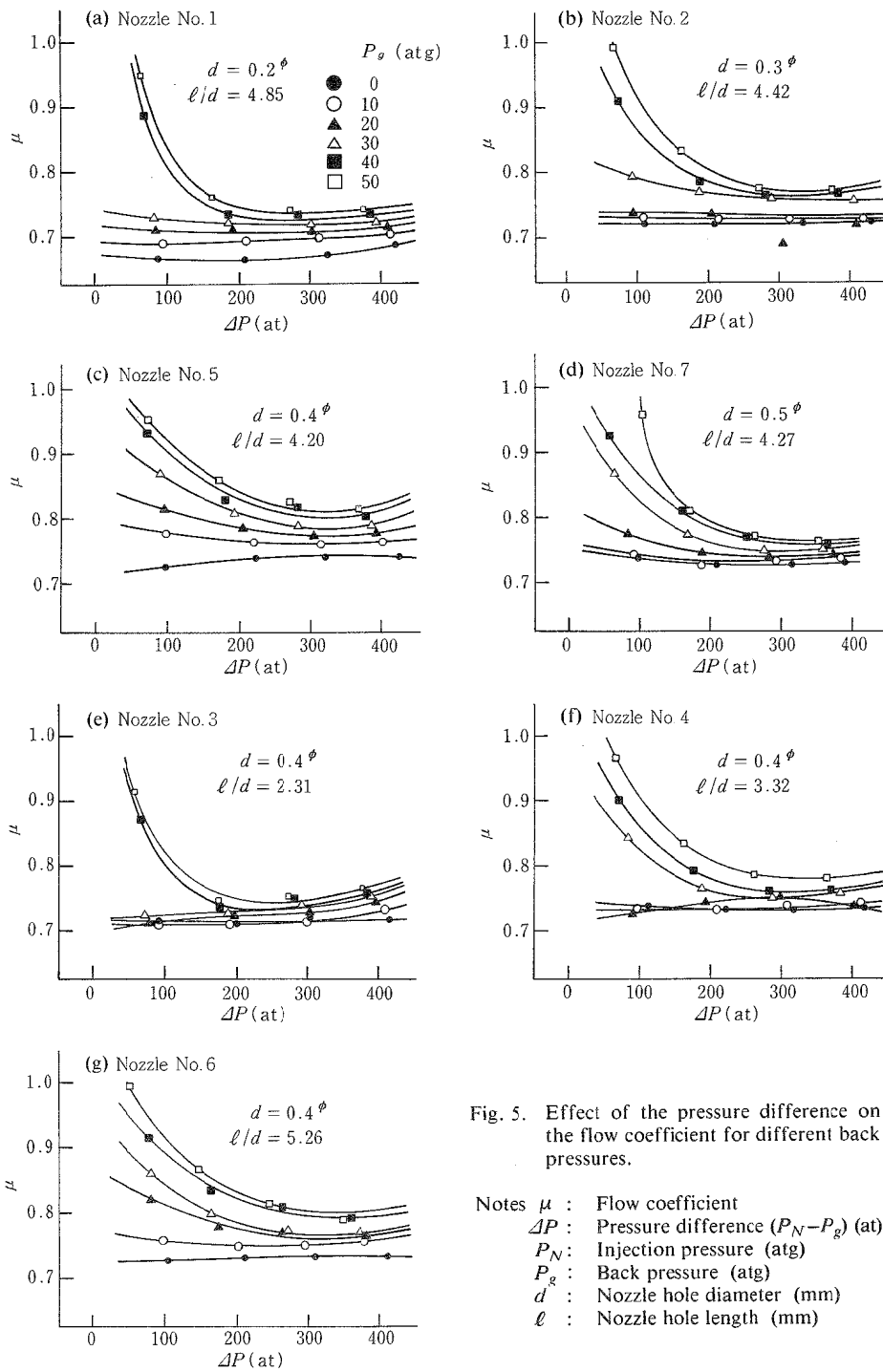


Fig. 5. Effect of the pressure difference on the flow coefficient for different back pressures.

- Notes μ : Flow coefficient
 ΔP : Pressure difference ($P_N - P_g$) (at)
 P_N : Injection pressure (atg)
 P_g : Back pressure (atg)
 d : Nozzle hole diameter (mm)
 ℓ : Nozzle hole length (mm)

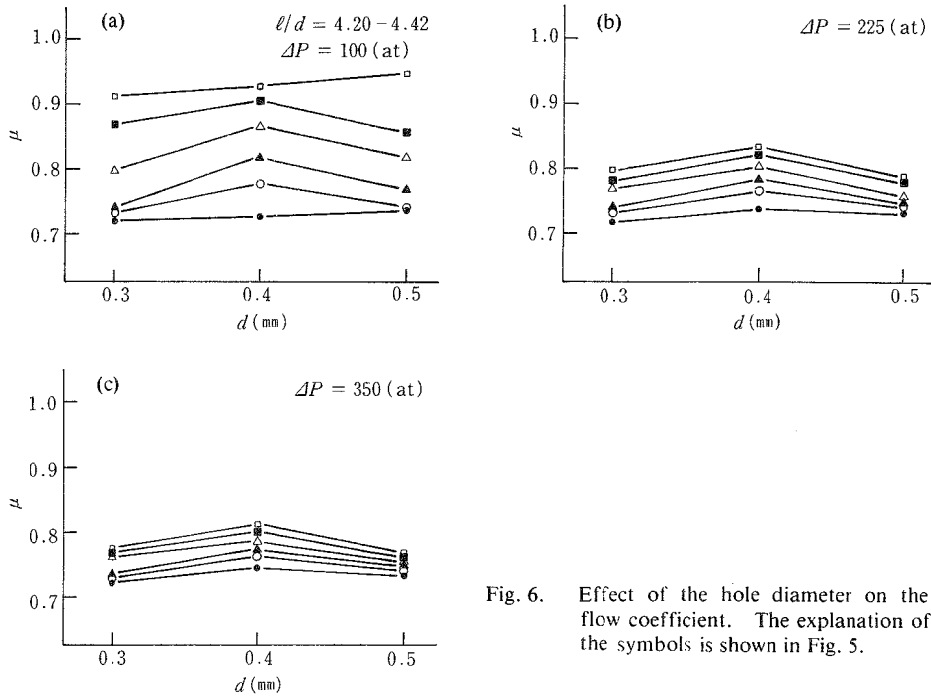


Fig. 6. Effect of the hole diameter on the flow coefficient. The explanation of the symbols is shown in Fig. 5.

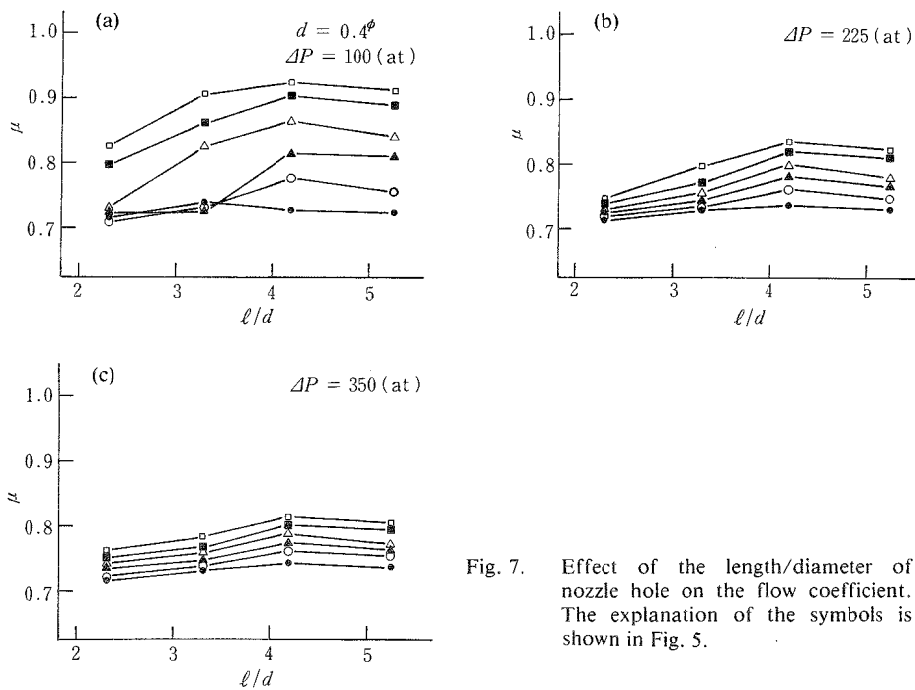


Fig. 7. Effect of the length/diameter of nozzle hole on the flow coefficient. The explanation of the symbols is shown in Fig. 5.

の)はノズル孔の流れが層流であり、 ΔP が200 kg/cm²より大きくなると全て乱流となるものと考えられる。すなわち、 ΔP が200 kg/cm²付近では臨界レイノルズ数に相当し P_g が大きいほど乱流が起りにくいことになる。

$P_g = 0$ すなわち、大気中に噴射する場合、本実験範囲では、 μ は ΔP にほとんど無関係である。したがって、大気中に噴射させて求めた噴射率と着火運転時の噴射率とはかなり差異を生ずる。特に ΔP の小さいところ(噴射の始めおよび終り)で顕著に表われると思われる。

2. ノズル孔直径 d が流量係数 μ に及ぼす影響

第5図(a)から(d)および第6図(a), (b)および(c)より、 d が0.2, 0.3および0.4 mmと順次大きくなるに伴い μ も増大しているが、 d が0.5 mmでは逆に0.4 mmの場合よりも減少している。また d を大きくすると、 ΔP を200 kg/cm²より下げたとき、 μ の急激に増大する P_g が小さくなる。すなわち、 d を大きくすると、低い背圧でも μ は急激に増大する。

この理由として次の事が考えられる。油は粘性流体であり、粘性による摩擦力のためニュートン流体となる。また ΔP が大きくなり乱流の場合にもノズル孔壁面の極めて近くは層流であり、その外方で次第に乱流となる。この層流の部分である層流底層の厚さはレイノルズ数が増すと次第に薄くなる。したがって、 d が大きくなれば $F/\pi d$ ($F = \pi d^2/4$)が大きくなるため μ は大きくなるものとする。この理由より、 d が0.5 mmでは0.4 mmの場合より μ が減少することは矛盾する。その理由は明らかでないが、次に述べることよりノズル孔の加工および仕上げ精度の僅な差(精度が悪い)によって生じたと思われる。すなわち、 ΔP が小さい間は層流底層が厚いので加工表面の突起等はこの層の内側となり、摩擦係数は表面の突起の影響を受けない(滑らかな表面と同じ)。しかし ΔP が大きくなると層流底層は薄くなるから、表面の突起がこの層の外側に出るようになる。したがって抵抗は増大し、摩擦係数が大きくなるためである。

3. ノズル形状 l/d が流量係数 μ に及ぼす影響

第5図(e), (f), (c), (g)および第7図(a), (b), (c)より明らかなごとく、 l/d が2.31から4.20の間では、 l/d を大きくすれば μ も増加するが、4.20よりさらに大きくすると逆に μ は減少する。

この理由として次の事が考えられる。第5図(e), (f), (c)および(g)に用いたノズルは全て d が一定(0.4 mm)であるから、 l/d が小さいものは l が短い(小さい)ことになる。

l/d が小さいと、 l が短いのでノズル孔内の摩擦は小さいが、ノズル孔入口における流れの収縮が回復しないうちに噴出される。すなわち、速度係数 μ_v は大きい縮流係数 μ_c は小さい。したがって l/d を大きくするに伴って μ_v は小さくなるが μ_c は大きくなる。 μ は μ_v と μ_c との積であるから μ が最大となる l/d が存在するはずである。本実験では l/d が4.2のノズルで最大となっている。この結果より μ が最大となる l/d は明らかでないが、4付近であると云える。

つぎに第5図の(e), (f), (c)および(g)より l/d を2.31より4.20まで順次増大すると、 ΔP を200 kg/cm²より下げたとき、 μ の急激に増大する P_g が小さくなる。さらに l/d を5.26まで大きくしても、この P_g が μ に与える影響は4.20の場合と大差ない。

この理由は、 l/d を大きくすれば乱流が発生し難いため、すなわち、 l/d を4.20まで順次大きくすれば層流域が P_g の小さい方に広がるためと思われる。また、 l/d が5.26と4.20とで大差ないのは、 l/d が4.20より5.26まで増加する範囲、すなわち、4.20を超えて少し位大きくなっても l/d が乱流発生に及ぼす影響は小さいためと思われる。

この現象は、前述の l/d 一定で d を大きくした場合と同じ特性を生じている。

4. ま と め

ノズル孔直径 d およびノズル孔形状 l/d の異なる各種ホールノズルを用いて燃料噴射圧力 P_N および背圧 P_0 が流量係数 μ に及ぼす影響を明らかにした。その結果を要約すると次のようになる。

1. ノズル孔直径 d およびノズル孔形状 l/d に関係なく、背圧 P_0 が高くなれば流量係数 μ は大きくなる。
2. ノズル孔形状 l/d が同一ならば、ノズル孔直径 d が大きくなると流量係数 μ も大きくなる。
3. ノズル孔直径 d が同一ならば、ノズル孔形状 $l/d \approx 4$ で流量係数 μ は最大となる。
4. 実験範囲 ($P_N = 100 \sim 400 \text{ kg/cm}^2$, $P_0 = 0 \sim 50 \text{ kg/cm}^2$) では層流域と乱流域が存在し背圧が大気圧の場合、層流域がほとんど存在せず、噴射圧力による流量係数 μ の変化は小さい。

文 献

- 1) 大井上博・佐次国三・棚沢泰・吉田毅・藤平右近, 1956: ディーゼル機関 [I], P. 131, 山海堂.