四サイクルディーゼル機関の吸排気弁、
ポートの流れに関する実験的研究*森 棟 隆 昭^{*1}, 平 山 直 道^{*1}An Experimental Study of Flow Through Valves and Ports
of an Actual 4-Cycle Diesel Engine

Takaaki MORIMUNE and Naomichi HIRAYAMA

This paper presents the results of steady air flow tests carried out on valves and ports of a diesel engine. One of the objects of the present investigation was to determine the boundary conditions for intake and exhaust valves or ports for use in the computer program of unsteady flow research. The second object was to establish suitable data for the design of valves and ports. The experimental investigation was carried out on a cylinder head with four valves of an actual 4-cycle diesel engine (250 mm bore $\times$ 320 mm stroke, Semisiamese ports, $L_{\max}=22$ mm). The flow coefficients for the intake and exhaust valves or ports were obtained and plotted against pressure ratios at given lift values. The flow through valves, ports and cylinder were made visible by the aid of an oil film method and the injection of visible tracers. The attempts to improve flow characteristics were conducted by alterations in the exhaust port based on the results of flow visualization.

Key Words: Fluid Mechanics, Diesel Engine, Valve Flow, Flow Coefficient, Valve Lift, Pressure Ratio, Flow Visualization

1. ま え が き

ディーゼル機関は熱効率が高く50%近くに達する機関もあるが、最近では省資源、低公害などの現状を考慮しつつさらに効率の向上が計られている。これまで機関性能に及ぼす吸排気系の非定常流の影響を検討することを目的として、機関と過給機のマッチングの計算方法が提案^{(1)~(3)}されており、この計算の精度をさらに向上するためには吸排気系のより正確な境界条件を与えることが必要とされている。しかし、実機作動時の吸排気弁付近の流れは複雑であり、流動特性を正確に求め計算に適合した境界条件を設定することには困難が伴う。これまで多くの吸排気弁の流量係数が得られ境界条件として用いられているが、弁スロートの圧力と下流の圧力を等しいとする定圧モデルにより得た見かけの流量係数も多く^{(4)~(7)}、流量係数が1を超える場合も見られる。

従来、吸気弁の流量係数については、弁モデルの流動特性を詳細に求めた田中⁽⁸⁾やKastnerら⁽⁹⁾の研究などがあり、実機を対象としては吸入スワールの影響⁽⁴⁾、

吸気ポート形状の比較⁽¹⁰⁾など多くの報告がある。

排気弁付近の流れに関する従来の研究は、シリンダ内と排気ポートの圧力比が比較的低い場合⁽⁵⁾⁽⁷⁾⁽¹¹⁾や定圧モデルを用いた場合^{(4)~(7)}が多い。しかし、実機関においては排気弁開時には高圧力比となり、弁の流量係数やポート内部の流れは圧力比に影響されると予想される。また、吸排気弁やポート内の流れは複雑でモデル化することは困難であり、実機関を用いて流動特性を検討する必要がある。さらに、実機関では構造上圧力測定が困難な部分もあるが、現象と矛盾しない流量係数の定義を確定し、従来の研究結果と直接比較できるようにする必要もある。

以上より本研究では、実機関のシリンダヘッドを用いて弁座や弁部のすり合せ面およびポート出口の圧力を計測し、吸排気弁部やポート部で定義した5種類の流量係数を定常空気流実験より求めて、弁リフトや圧力比(排気弁の場合圧力比5まで)の影響を考察した。また、吸気弁部、シリンダ内および排気ポート内の流れをトレーサ法や油膜法で可視化し流動損失を検討した。さらに、排気弁については弁ガイドやポート内の形状の改造を試みて、流動損失の少ない排気弁およびポート形状について考察した。

* 昭和62年11月3日 北陸信越支部北陸地方学術講演会において講演、原稿受付 昭和62年2月24日。

^{*1} 正員、東京都立大学工学部 (〒158 東京都世田谷区深沢2-1-1)。

主 要 記 号

- A_{cy} : シリンダ内断面積
 A_e : 排気ポート出口断面積
 A_t : 幾何学的開弁面積, スロート面積
 C_{De} : 排気ポート流量係数
 C_{Di} : 吸気ポート流量係数
 C_{Dse} : 排気弁座流量係数
 C_{Dte} : 排気弁流量係数
 C_{Dti} : 吸気弁流量係数
 p_a : 大気圧
 p_e : ポート出口圧力
 p_{se} : 排気弁座圧力
 p_t : 弁スロート圧力
 p_0 : 吸気本管圧力, シリンダ圧力 (排気の場合)

添 字

0: よどみ状態, t : スロート状態, を表す。

2. 流量係数の定義

吸排気弁およびポートの流量係数 C_D を実測流量 m_a , 理論流量 m_{th} として以下のように定義する。

$$C_D = \frac{m_a}{m_{th}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし, m_{th} は吸排気弁通路と等価な絞り部を有する一次元流路を等エントロピーで流れる場合の理論流量とし, A を面積, γ を比熱比, p を圧力, ρ を密度として, 次式で表されるとする。

$$m_{th} = A \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_0 \rho_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/\gamma} \left\{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\right\}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

スロート部で流れが閉塞する場合の流量 m_{th}^* は

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad \dots\dots\dots (3)$$

および $A=A_t$ を式(2)へ代入して得られる。

表1には吸排気流れに関する5種類の流量係数を定義し, さらに理論流量 m_{th} を求める場合に用いた圧力 p , 面積 A の値を示す。これより, 例えば C_{Di} の場合, 表1より $p=p_a$, $A=A_{cy}$ を得て, これを式(2)へ代入して式(1)より C_{Di} を求める。なお, 従来の定圧モデルによる流量係数は圧力回復部分の圧力を用いているため, 真の値より大きく求まると考えられるので, 本研究ではそのような値は用いないこととした。

3. 実験装置と測定方法

実験装置を図1に示す。供試シリンダヘッドは実機の四サイクルディーゼル機関(ボア×ストローク=250×320 mm)の4弁式 Semi-siamese ports であり吸排気弁の弁座内径 $d=72.2$ mm, 最大リフト $L_{max}=22$ mm である。吸気本管は実機の6気筒用を半分に切断

表 1 吸排気弁, ポートの流量係数

	Flow Coefficient C_D	p, A in Equation (2)	
		p	A
Intake Valve, Port	C_{Di}	p_a	A_{cy}
	C_{Dti}	p_t	A_t
Exhaust Valve, Port	C_{De}	p_e	A_e
	C_{Dte}	p_t	A_t
	C_{Dse}	p_{se}	A_t

(a) 吸気流れ

(b) 排気流れ

(c) 吸排気弁の圧力測定位置

図 1 吸排気弁実験装置

した3気筒分を用い、中央の吸気枝管にシリンダヘッドを取付けた。枝管上部には吸入スワールの可視化用の着火炭素粒挿入タップが設けられている。シリンダは250 A 鋼管を用いるが吸入スワールの可視化の場合は、これを透明塩化ビニル製のシリンダと交換した。空気源は往復動圧縮機を用い、貯気槽(13 m³)に貯えられた空気は仕切弁、減圧弁、オリフィスを通過後吸気本管に流入し、所定の弁リフトに設定された吸気通路の流れシリンダに至り大気放出される。排気流れの場合には、貯気槽に約0.7 MPaで貯えられた空気がシリンダに入り、弁やポートを通過後排気管(100 A)に至りオリフィスで流量測定の後大気へ放出される。

吸排気弁部の圧力測定孔($\phi 0.6$)は、すり合せ面の下流端の前後の“3”、“4”[図1(c)参照]について周方向4箇所設置してある。吸排気弁スロート部の位置はリフト L が8 mm以上ですり合せ面より弁傘つけ根に移動するので、この場合は“4”の周方向の平均圧力 p_4 を、8 mm未満では“3”の周方向平均圧力 p_3 をそれぞれ弁I、IIでさらに平均してスロート圧力 p_s としている。なお、弁I、IIのスロート圧力をそれぞれ独立に求めた場合と両者を平均して求めた場合の差は、リフト8 mm未満で0.5~6.8%、8 mm以上で0.6~2.2%であったので、ここでは実験値整理の都合上、弁I、IIの平均をスロート圧力とした。また、排気弁の場合は、弁座にもすり合せ面下流端の近く“se”に圧力孔を設けており、やはり周方向と弁I、IIの平均値を p_{se} とした。リフトについては微動装置によって吸排気とも8種類変えて実験した。

シリンダ内に流入する吸気流の可視化は着火炭素粒による方法を用いた。着火した炭素粒をタップに挿入後仕切弁を開き、流れが定常となった時点で写真撮影した。排気ポート内の流れの可視化には油膜法を用いた。あらかじめ弁およびポート内面に白色塗料を吹きつけておき、カーボン粉とタービン油の混合物(質量比2:3)をポート内に塗りつけて実験を行い、排気管を取り去って写真撮影した。この可視化の結果より弁ガイド下流に生じる渦や二つの弁通路からの流れの衝突、合流による損失を少なくする方法を検討し、弁ガイド下流壁の盛り上げ(弁I、IIで2箇所)やポート内に衝突、合流損失を低減する仕切板を設置するなどの改造[図2(a)でハッチング部分]を行い、この場合もポート部の流量係数を求め内部流を可視化した。

排気弁スロート部での流れの閉塞の判定については、シリンダからスロートを通り排気ポート出口に至る流れを等エントロピーと仮定し、式(2)で $A=A_e$ 、 $p=p_e$ を代入して m_{in} を求め、一方、式(3)を式(2)

へ代入して $A=A_e$ として m_{ex} を得る。この両者が等しいことより出口圧力(p_e/p_0)を A_e/A_e の関数として求め、出口で亜音速の解(p_e/p_0)*[図2(b)参考]よりも測定圧力(p_e/p_0)が小さい場合にスロートで閉塞したと判断して C_{De} を求めた。なお、流量係数は吸気の場合との比較のため p_0/p_e を横軸として整理した。 C_{Dte} 、 C_{Dse} については実測の(p_i/p_0)で閉塞判定した後求めた。また、吸気流れの場合も閉塞する範囲まで実験を行っており、閉塞の判定は排気流れの場合と同様である。

なお、実機関の作動状態では吸排気弁部の流れは非定常であり、本研究も含めた定常流近似の結果^{(4)~(11)}の妥当性は実機のシリンダの圧力変動や機関回転数に依存する⁽¹²⁾と考えられる。ここでは機関回転数については対象とする機関の弁の速度が平均で約1.5 m/sであるのに対して、スロート部での流速は100 m/s以上にもなることより定常流での結果が実用的に使用できると考えた。しかし圧力変動が流量係数に及ぼす影響も著しく⁽¹²⁾、これについては実機のシリンダ内の状態を想定した実験が必要である。

4. 実験結果と考察

4.1 吸気流れの流量係数 吸気弁およびポートの流量係数 C_{Dti} 、 C_{Di} を圧力比 p_0/p_a で整理して図3に示す。 C_{Dti} は低リフト($L=2\sim 4$ mm)の場合圧力比にはほとんど影響されないが、高リフト($L\geq 10$ mm)ではわずかに影響される。この傾向は圧力比2.1まで行ったWoodsら⁽⁶⁾の実験結果とも一致している。各リフトについて C_{Dti} の値はほぼ(0.7~0.85)である。 C_{Di} は圧力比の上昇に伴い各リフトに固有の一定値(0.75~0.85)に近づく。これは C_{Di} がスロート部を含むポート全体の流量係数であり、低リフトの場合スロート部の流れに及ぼす粘性の影響が著しく、リフトの増加に伴ってすり合せ面入口のエッジでの流れの剥離と縮流の影響が大きくなって各リフト固有の値をとると推測される。なお、レイノルズ数は u 、 v をス

図2 排気ポートの改造と弁モデル

ポートでの速度、動粘度として、 $Re_H = u \cdot 2\sqrt{A_i/\pi}/\nu = 4 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ である。吸気弁 I の周方向圧力分布を図 4 に示すが、周方向の測定点“3”がシリンダ壁に近いために吸気流が流入しにくくなって、圧力 p_3 , p_4 の結果には、ほかの周方向測定点より高い圧力を示す状態が見られる。

4.2 排気流れの流量係数 排気弁およびポートの流量係数 C_{Dte} , C_{Dse} , C_{De} を圧力比 p_0/p_e で整理して図 5 に示す。図 5 は煩雑になることを避けるために実

験点を省略して回帰曲線で示してある。 C_{Dte} は圧力比に対して各リフト固有の一定値 (0.9~1.05) をとる。圧力比が高い場合スロート部では角をまわる流れとなって膨張が起こるため、 C_{Dte} , C_{Dse} は同面積比に相当するオリフィスの流量係数よりも大きい値をとっているが、本実験では C_{Dte} , C_{Dse} は圧力比を増加してもほぼ一定値をとった。 $L \geq 6 \text{ mm}$ で $C_{Dte} \geq 1.0$ となる部分がみられるが、これはリフトが大きいときに弁傘の曲率部分と弁座部が曲り流路を形成し、弁側の測定値 p_t が曲り外側の圧力となり、この部分の平均圧力より大きい圧力を示すことから生じていると考えられる。このことは、弁座側の圧力 p_{se} を用いた C_{Dse} には 1 以上の値がないことから確認できる。従来の結果⁽⁷⁾で流

図 3 吸気流量係数と圧力比

図 5 排気流量係数と圧力比

図 4 吸気弁 I の周方向圧力分布

図 6 排気弁 I の周方向圧力分布

量係数が1以上になることがあるのは、弁側の圧力を用いたためと考えられる。これより排気弁部の流量係数はこの曲り流路の平均圧力を用いて求めるべきであり、この値は C_{Dte} と C_{Dse} の中間の値をとると考えられる。なお、 C_{Dti} についても曲り外側の圧力を用いているのでやや大きめの値に見積もられていると推察される。いずれにしても排気流の流量係数は吸気流の場合と比較して大きくなる。

C_{De} は圧力比の増加とともに増大し、圧力比1.8以上でそれぞれのリフトに対して一定となる。圧力比が小さい場合に C_{De} が小さいのは、前者の閉塞判定を用いることで実際には閉塞していない流れを閉塞と判定することもあり得ることから生じている。これはスロート面積 A_s からポート出口面積 A_e への面積の拡大に伴う圧力回復がないことに相当し、排気ポート内部での損失が大きいことに起因している。図5の実験値を横軸をリフトとして整理すると、 C_{De} , C_{Dse} は L/L_{max} の値が0.23付近で、また、 C_{Dte} は0.45付近でピークをもつが、この違いは圧力測定場所（弁座、弁傘）の違いに起因すると考えられる。なお、ピークについては低リフトの場合は流体摩擦が、高リフトではく離、縮流が損失の主因をなし、これが相互に作用する中間のリフトでピークが形成されると推測され、このピークをもつ傾向は従来の結果⁽⁶⁾⁽⁷⁾とも一致する。

図6に排気弁Iの周方向圧力分布例を示すが、吸気弁の場合と比較してシリンダ壁の影響の少ないことがわかる。また、リフトの大きい場合には弁座側圧力 p_{se} が弁側の圧力 p_b , p_a より低く、これは曲り流路となっていることを示している。図7に排気ポート改造による

C_{De} の変化(図中破線)を示すが、低リフトの場合にのみ改造の効果がわずかに見られ流量係数は増加している。なお、排気弁の場合の Re は $10^5 \sim 10^6$ の範囲である。

4.3 内部流れの可視化 着火炭素粒による吸気流の可視化例を図8~12に示す。炭素粒の軌跡より弁II〔写真(a)で左側〕への流れはポートの曲り流路(図4参照)を通過するために、弁Iの場合よりも吸気流量が少ないと見られることや、低リフトの場合流入後ヘッドに沿って流れていることがわかる。

図7 排気ポート改造による C_{De} の変化(破線)

(a) $p_0/p_a=1.13$
図8 $L=2\text{ mm}$

(a) $p_0/p_a=1.13$
図9 $L=6\text{ mm}$

(a) $p_0/p_a=1.25$
図10 $L=14\text{ mm}$

(a) $p_0/p_a=1.25$
図11 $L=22\text{ mm}$

(a) 透明シリンダ
図12 可視化装置

(b) $p_0/p_a=1.50$
図8 $L=2\text{ mm}$

(b) $p_0/p_a=1.50$
図9 $L=6\text{ mm}$

(b) $p_0/p_a=1.25$
図10 $L=14\text{ mm}$

(b) $p_0/p_a=1.25$
図11 $L=22\text{ mm}$

(b) 吸気弁位置
図12 可視化装置

(a) 改造前 (b) 改造後

図 13 可視化結果 (曲り外側)

(a) 改造前 (b) 改造後

図 14 可視化結果 (曲り内側)

(a) 改造前 (b) 改造後

図 15 可視化結果 (弁 I の弁棒, 弁ガイド付近)

図 13 は排気ポート部の曲り外側壁での改造の前後に油膜法を用いた結果を示すが、排気ポート改造後も弁ガイド下流では盛り上げた面に沿って流れており渦も生じていない。また、改造前には合流角度の大きかった流れが改造により仕切板に沿って流れている。

図 14 は曲り内側の場合であるが、旋回流の強さが仕切板によってかなり減少している。図 15 は弁 I の弁棒、ガイド付近の可視化結果である。リフトの小さい場合改造によって弁棒の模様が異なり、ガイド付近に渦も見られず、面を盛り上げた効果が出ている。なお、圧力比による違いは観察できなかった。油膜法で検討できるのは壁面近傍の流れに限られるが、合流部の仕切板はリフトの小さい場合効果があり、リフトが大きくなると仕切板による後流が著しくなり渦が生じること、ガイド下流の壁面の盛り上げによってガイド付近の渦は消失し整然と流れるようになるが、盛り上げをわずかに縮小して壁面との接続を滑らかにするほうがよいことなどが考察できる。

5. あ と が き

本研究で得られた主な結果を以下に要約する。

(1) 吸気弁流量係数 C_{Di} に及ぼす圧力比の影響は、低リフトではほとんどなく高リフトの場合わずかに影響するが、これは Wood ら⁽⁶⁾の実験結果とも一致する。また、 C_{Di} は (0.7~0.85) の値をとるが、弁部の曲り流路外側の圧力を用いて求めており、本来の値より大きめに見積もられていると推察される。

(2) 排気弁部の流量係数 C_{De} , C_{Dse} は各リフトについて一定値 (0.85~1.05) をとるが、流量係数に及ぼ

す圧力比の影響はわずかで無視できる。また、排気ポート部の改造の効果は低リフトの場合のみ見られ、流量係数 C_{De} がわずかに増加した。

(3) 排気弁通路は高リフトの場合、弁座と弁傘部で形成される曲り流路となると考えられ、排気弁流量係数 C_{Dte} の本実験および従来の実験データで 1 より大きい値が存在するのは、弁傘の測定圧力を用いて流量係数を求めることによると推察できる。これより排気弁部の流量係数はこの曲り流路の平均圧力を用いて求めるべきであり、この値は C_{Dte} と C_{Dse} の間に存在すると考えられる。

終わりに本研究に協力いただいた関連会社に感謝する。

文 献

- (1) Benson, R. S., *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, 1 (1982), 398, Clarendon Press.
- (2) 森棟・ほか 2 名, 機論, 47-421, B (昭 56), 1916.
- (3) 森棟・平山, 機論, 53-493 (昭 62), 2739.
- (4) 熊谷・比賀, 船研報告, 11-6 (昭 49), 317.
- (5) Benson, R. S. and Galloway, K., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 183, Pt. 1, No. 14 (1968-69), 253.
- (6) Woods, W. A. and Khan, S. R., *ibid*, 180, Pt. 3N (1965-66), 32.
- (7) 平山, 機誌, 75-648 (昭 47), 1809.
- (8) 田中, 航研報告, No. 50 (昭 4), 272.
- (9) Kastner, L. J., ほか 2 名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 178, Pt. 1, No. 36 (1963-64), 955.
- (10) 斉藤・青木, 内燃機関, 8-2 (昭 44), 53.
- (11) 田中, 航研報告, No. 67 (昭 6), 2.
- (12) Stanitz, J. D., ほか 2 名, *NACA TN*, No. 1035 (1946).

討 論

〔質問〕 佐藤 豪〔金沢工業大学〕

(1) 吸気ポート流量係数 C_{Di} が、リフト L が大きいほうが小さいのはなぜか。

(2) 着火炭素粒による吸気流れの可視化で、弁 I のほうに流れの偏りが顕著との報告があった。このカイロ灰を用いる実験法は非常に有効な方法であるが、カイロ灰をよく乾燥させ、乳ばちでするなどの方法で、粒を小さくすることを十分に行わないと、粒の慣性の影響が出るように考える。

〔回答〕 (1) C_{Di} は吸気弁スロット部を含むポート全体の流量係数であり、リフト L の増大に伴ってすり合わせ面入口のエッジでの流れのはく離と縮流の影響が大きくなり、 C_{Di} は小さくなると考えられる。これについては本文 4・1 節中の C_{Di} の考察の部分を参照されたい。また、Kastner ら⁽⁹⁾ は吸気弁付近の

流れにおいて、低リフトでは弁のヘッド、シートに沿って流れるが、リフトの増加によってはく離領域が現れ縮流によって流量係数が減少することを報告している。なお、著者らも吸気弁二次元モデルを用いシュリーレン法で弁付近の流れを可視化しており、高リフトにおける流れのはく離を一部観察している(付1)。

(2) ご指摘のとおりである。

本実験においては市販の粉状のカイロ灰を用いたが、ご指摘の乾燥は行っておらず、また、着火飛散状態での粒径は不明であり、慣性の影響が一部出てきていると考えている。

(付1) MORIMUNE, T. and HIRAYAMA, N., *Proc. Symp. Fluid Flow Heat Transf. Reciprocating Mach.*, FED-Vol. 62, ASME Winter Ann. Meet., (1987-12), 17.