

クランク室圧縮形二サイクル機関のリード弁挙動

浜崎 和則・田中 義弘・石神 重男

(受理 昭和 50 年 5 月 31 日)

REED VALVE MOTION OF CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO STROKE CYCLE ENGINE

Kazunori HAMASAKI, Yoshihiro TANAKA
and Shigeo ISHIGAMI

Using a crankcase compression type two stroke cycle engine whose inlet port mechanism is reed valve, the influence of engine speed and the back-pressure of the scavenging ports upon the reed valve motion and the delivery ratio were studied. Consequently, it became clear that:

- (1) When the back-pressure of the scavenging ports P_d increases, the engine speed that gives the largest value of the delivery ratio is always constant and does not move.
- (2) According to the value F_{oc}/N , it is found that the delivery ratio is large or small.
- (3) When P_d is the pressure such as inlet port opening occurs at the time of scavenging port closing, the reed valve lift is the highest.

1. ま え が き

クランク室圧縮形二サイクル機関の吸気孔制御方式としてピストン弁形、ロータリディスク弁形、リード弁形等があり、前の二者については、おののおの多くの研究¹⁾²⁾³⁾ がなされており、筆者らは、ピストン弁形、ロータリディスク弁形機関について相互間の比較検討したものを報告した⁴⁾。リード弁形機関についての研究⁵⁾⁶⁾ は、少なく不明な点も多い。本研究は、リード弁形機関についてリード弁の動きを可視化し、シリンダ内圧、機関回転数の変化に対する給気特性、リード弁挙動について実験、検討した。

2. 実験装置および方法

実験装置概略を図 1 に示す。1: 吸気量測定用丸形ノズル・2, 5, 8: サージタンク・3: ルーツブロワ・4: バイパス弁・6: 機関・7: 可変速モータ・9: 大気放出弁・10: クランク室圧力測定用ピックアップである。供試機関諸元を表 1 に示す。リード弁挙動を可視化するため吸気孔の直前すなわち機関 6 とサージタンク 5 の間に弁ケースを設け、その中に二葉形リード弁を置き外部から観察出来るようにした。リード弁と吸気孔を図 2 に示す。クランク室容積の増加を出来るだけ少なくするため余分な空間を充填した。5 は弁ケー

表 1 供試機関諸元

形 式	空冷ジュニーレ掃気 ガソリン機関
シリンダ径×行程	41 mm×37.8 mm
行 程 容 積	50 cc
最 大 出 力	4.5 PS/7000 rpm
クランク室圧縮比	1.29, 1.31 (原形)
掃気孔開閉時期	下死点前後 53.5°

スの近くに配置し、バイパス弁 4 の調節により内圧を常に大気圧に保ち大気吸入状態とした。排気孔は閉じ、シリンダヘッドを取りはずし、8 はシリンダ上端に直接取付けて大気放出弁 9 の調節により内圧を変化させ、この圧力をシリンダ内圧、以下吐出側圧力 P_d と称する。リード弁挙動はストロボスコープと 8 ミリカメラを用いて撮影した。リード弁の開閉時期は接点法によりクランク室圧力とともにオシロに記録し、機関はモータリングした。実験範囲は機関回転数 2000~9000 rpm、吐出側圧力はゲージ圧で 0~250 mmHg である。記号は P : 圧力, T : 絶対温度, R : 空気ガス定数, N : 機関回転数, g : 重力の加速度, t : 時間, θ : クランク角, f : 弁全開面積, σ : 弁開口割合, α : 弁流量係数, K : 給気比, TDC : 上

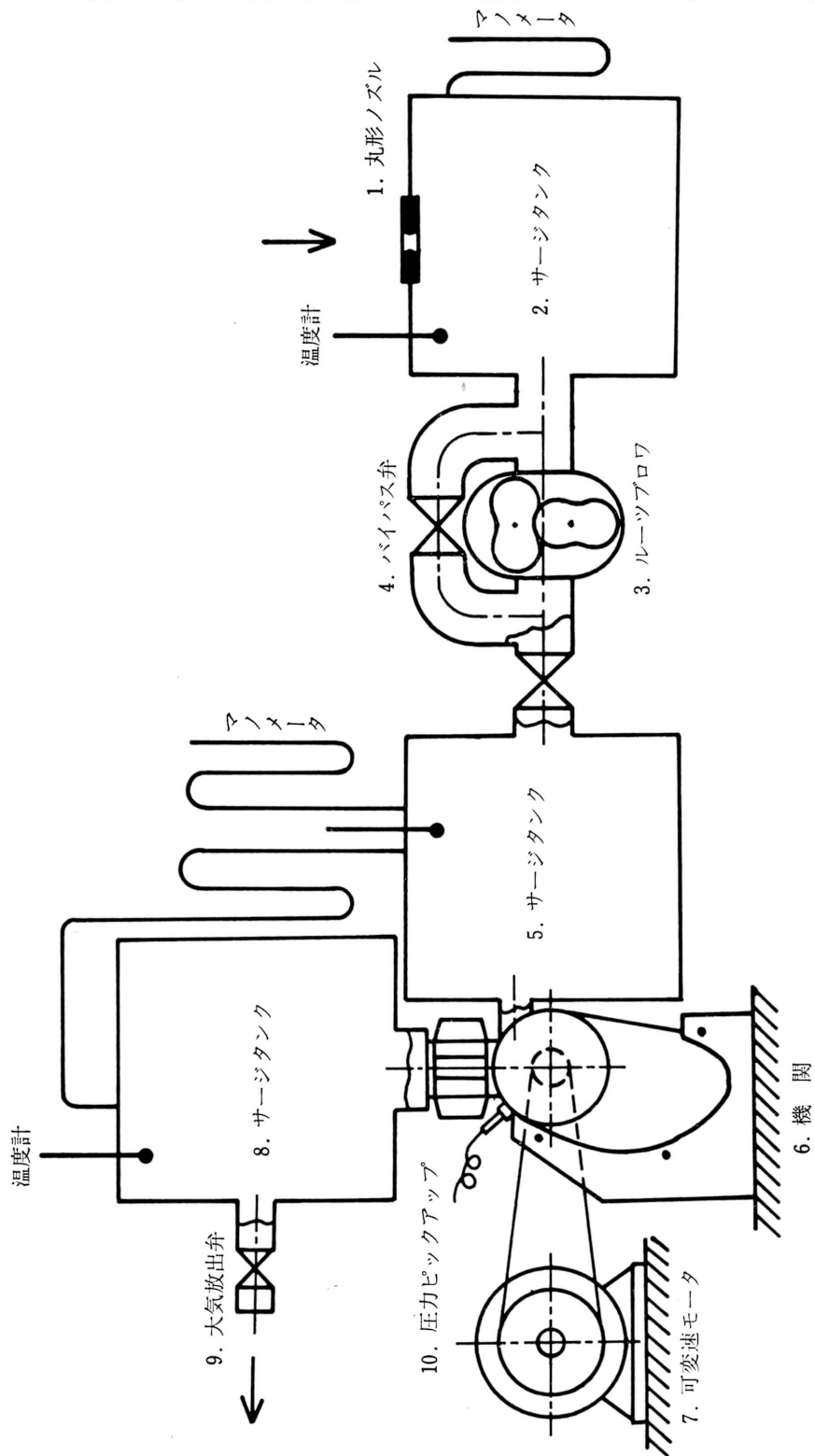


図 1

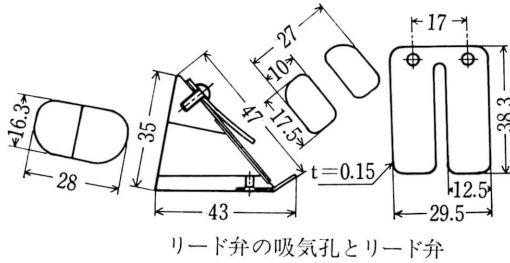


図 2

死点, BDC : 下死点, IO : リード弁開, IC : リード弁閉, SO : 掃気孔開, SC : 掃気閉, サフィックスは O : 大気圧状態, C : クランク室状態を示す。リード弁を通して, クランク室に流入する空気量 Q は圧力差 $(P_0 - P_c)$ が小さいとして,

$$dQ = f \cdot \alpha \cdot \sigma \sqrt{2gRT_0} \cdot \sqrt{(P_0 - P_c)/P_0} \cdot dt$$

で表わされる。

σ は弁の慣性を無視すると $(P_0 - P_c)$ によって決まる。したがって C を定数とすると,

$$dQ = C \cdot (P_0 - P_c) \cdot dt^{(7)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

となる。

3. 実験結果および考察

1) 給気比と回転数

吐出側圧力 P_d をパラメータとして 給気比と回転数の関係を図 3 に示す。給気比がある回転数で最大値となる山形の曲線で変化すること, 吐出側圧力上昇とともに給気比曲線は全体的に低下すること, $P_d > 150$ mmHg で給気比は回転数の増加とともに直線的に減少することを示している。 $P_d \leq 150$ mmHg では給気比最大値を与える回転数は吐出側圧力 P_d が変化してもほとんど移動しない (図中 $A \rightarrow B$)。これはリード弁はピストンに無関係にクランク室圧力によって自動的に吸気を制御するので吐出側圧力を変化させても給気比曲線の姿はほぼ相似となり給気比の山の位置も回転数の影響をほとんど受けないものと考えられる。 $P_d > 150$ mmHg では IO 時期が SC 時期より相当後になり吸入期間中サージタンク 8 よりクランク室への逆流はない。さらに回転数の増加とともに 1 サイクル当りの吸入時間は短くなり吸気量は減少する。よって $P_d > 150$ mmHg では回転数の増加とともに給気比は直線的に減少する。次に (1) 式より

$$Q = C \int (P_0 - P_c) dt = C \int (P_0 - P_c) \cdot d\theta / 6N$$

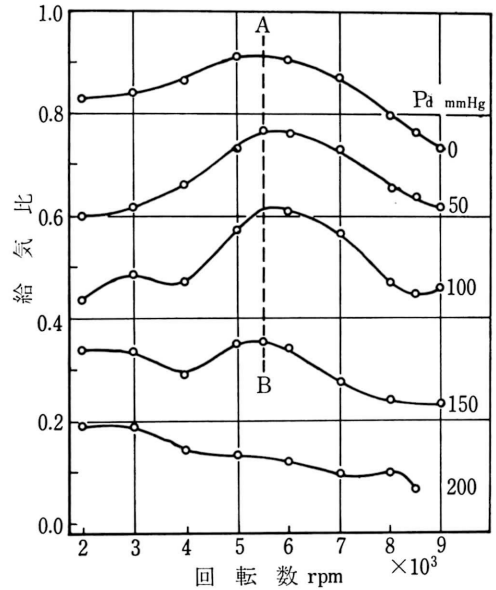


図 3

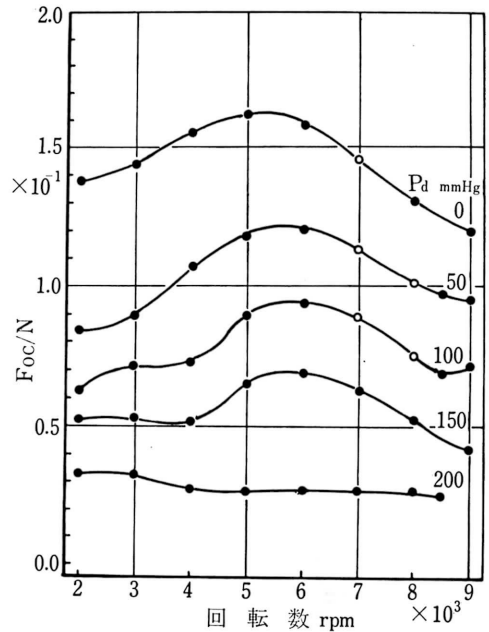


図 4

$$= C' \int (P_0 - P_c) d\theta / N [\text{cm}^3/\text{cycle}]$$

ここで $C' = C/6$, また給気比 $K \propto Q$ であるから, $K \propto 1/N \cdot \int (P_0 - P_c) d\theta$, $\int (P_0 - P_c) d\theta$ を IO 後クランク室圧力線図上の大気圧線以下の面積 F_{0c} に置換えると $K \propto F_{0c}/N$ となる。図 4 に F_{0c}/N と回転数の関係を示す。

示す。図中○印の点はリード弁が幾何学的弁口面積以上に飛上つて作用している点であるので飛上つていない前後の点より推定して求めた。図4は図3に傾向的にほぼ類似していると見てよい。したがって、 F_{oc}/N を比較して給気比の大小を判断することができる。

2) リード弁挙動とクランク室圧力線図

クランク室圧力線図を図5、図6、弁最大開き量と回転数の関係を図7、定常流で実験した弁最大開き量と弁前後の差圧の関係を図8に示す。図7に見るようにリード弁先端部と0.687l部は同一傾向の動きを示している。したがって先端部でリード弁の動きを代

表させることができる。図5、図6と図7よりクランク室最大負圧が大きければ弁最大開き量も大きい。 $P_d=50\text{ mmHg}$ の場合がほぼ全回転数範囲にわたってクランク室最大負圧、弁最大開き量とも大きい。図6のクランク室圧力線図を見ると、いずれの吐出側圧力でもクランク室最大負圧は7000 rpmで最も大きく弁最大開き量はこのとき最大値を示している。それにもかかわらず図3より給気比は7000 rpmより5000 rpmの方が大きい。これは図7に示すように7000 rpmでの弁先端部の弁最大開き量は弁口面積以上の開度に飛上り、クランク室最大負圧が大きくても

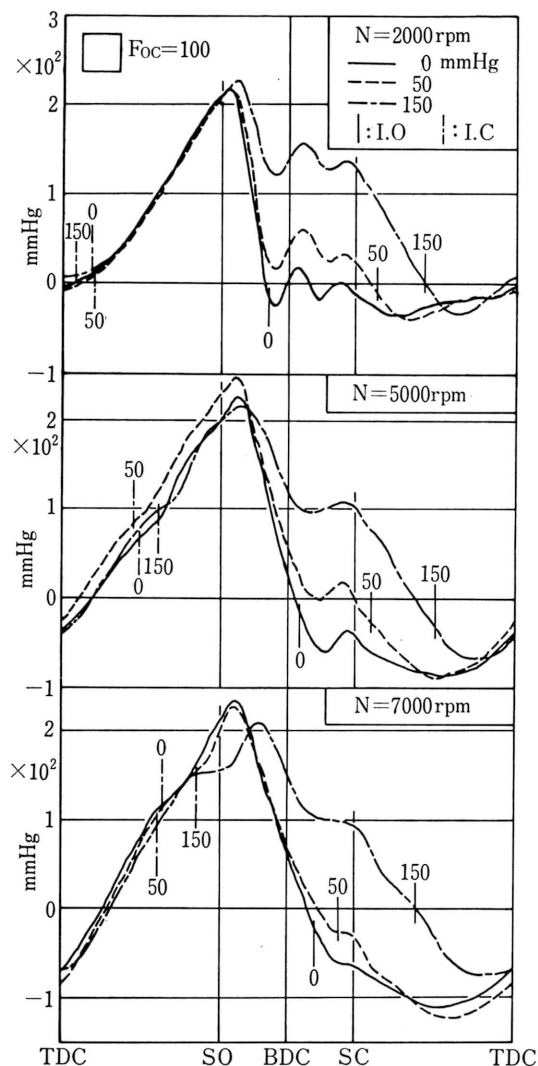


図5

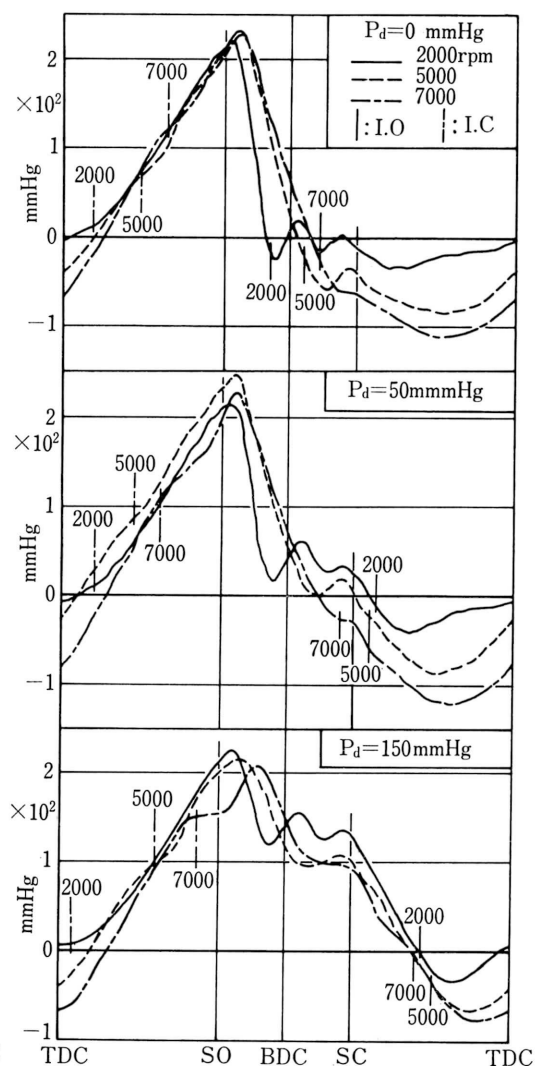


図6

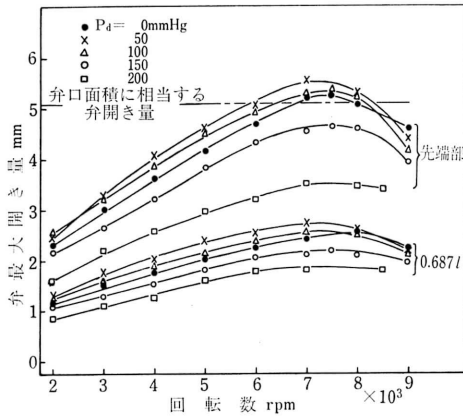


図 7

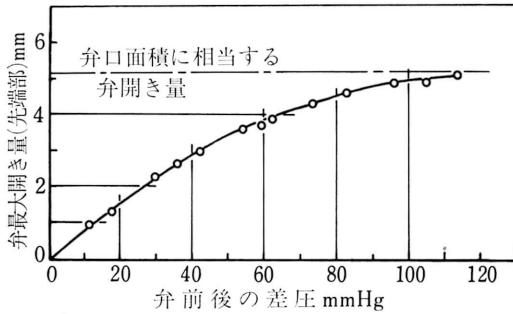


図 8

弁有効開口面積は弁口面積で制限され 1 サイクル当りの吸気量は少ない。よつて 5000 rpm 付近で給気比は最大となる。図 8 よりクランク室最大負圧のとき、おおよその弁最大開き量はわかる。また、リード弁は弁口面積以上には開かない。しかし、リード弁は慣性により実際のエンジンでは図 7 で見るように弁口面積以上に飛上つて作用することもある。図 7 より吐出側圧力の大小による弁最大開き量曲線の配列を見ると 8000 rpm 付近までの範囲で $P_a=50$ mmHg が高く以下 100, 0, 150, 200 mmHg と低下している。これは図 5 のクランク室圧力線図に見るように $P_a=0$ mmHg では IO が SC 前の BDC 付近に生じサージタンク 8 よりクランク室への逆流が大きく SC 後ピストンが TDC の方へ移動してもスムーズに圧力降下が行われず弁最大開き量も小さくなる。 $P_a=50$ mmHg になると IO は SC 付近に生じ逆流はほとんどなく、IO から TDC までのクランク角期間も大きくピストンが TDC の方へ移動するにつれて、スムーズに圧力降下が行われ弁最大開き量も大きくな

る。吐出側圧力がさらに大きくなると IO 時期がさらに TDC の方に遅れ吸入クランク角期間が短くなり十分な圧力降下が行われず弁最大開き量も小さくなるものと見られる。以上の結果、SC 付近で IO が生じるような吐出側圧力のとき弁は最大に開き吐出側圧力がそれより小さくても、大きくてもリード弁の最大開き量は減少する。

3) 単位時間当りの吸気量と回転数

吐出側圧力 P_a をパラメータとし回転数に対する単位時間当りの吸気量を図 9、弁開口時間を図 10 に定常流で実験した弁流量係数と弁開き量の関係を図 11 に示す。一般に単位時間当りの吸気量は回転数の増加とともに減少する。弁流量係数は弁開き量とともに減少し、弁開口時間は回転数の増加とともに短くなる。一方、単位時間当りの吸気量曲線が回転数とともにほぼ一義的に上昇している傾向と図 7 の弁最大開き量が同じ傾向であることから見て単位時間当りの吸気量は弁の最大開き量に大きく左右され、弁流量係数の変化、弁開口時間の変化の影響は二義的なものと判断される。

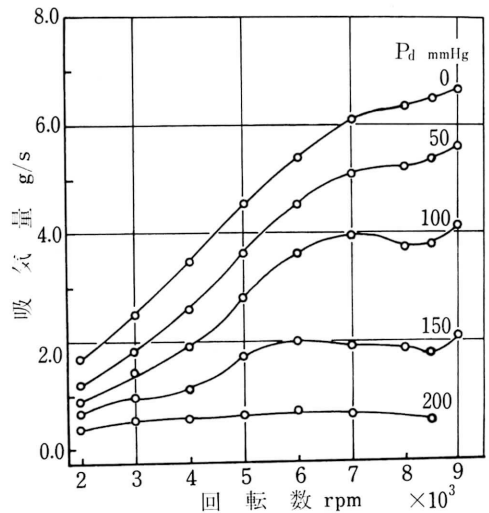


図 9

4. 結 論

リード弁吸気孔制御機関についてシリンダ内圧、回転数の変化に対する給気特性、リード弁挙動について実験検討した結果、次のことが明らかとなった。

1) 回転数の変化に対する給気比曲線は一つの山をもつた曲線となる。

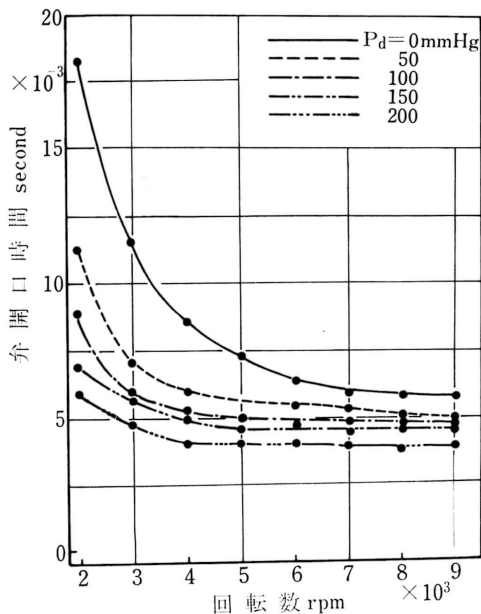


図 10

2) 吐出側圧力上昇とともに給気比は低下するが、給気比最大値を与える回転数は吐出側圧力が上昇してもほとんど移動しない。ただし、非常に高い吐出側圧力になると回転数の増加とともに給気比は低下する。

3) クランク室圧力線図で IO 後大気圧線以下の負圧部面積を F_{0c} 、回転数を N とし、 F_{0c}/N を比較して、給気比の大小を判断できる。ただし、リード弁が幾何学的弁口面積以上に飛上つて作用している回転数ではクランク室圧力線図から給気比大小を判断できない。

4) SC 付近で IO が生じるような吐出側圧力のとき、リード弁は最大に開きクランク室最大負圧も大きい。

5) 定常流の実験において、リード弁は弁口面積に相当する高さ以上には開かない。

6) 単位時間当りの吸気量は弁開口時間、弁流量係数より最大開き量に左右される。

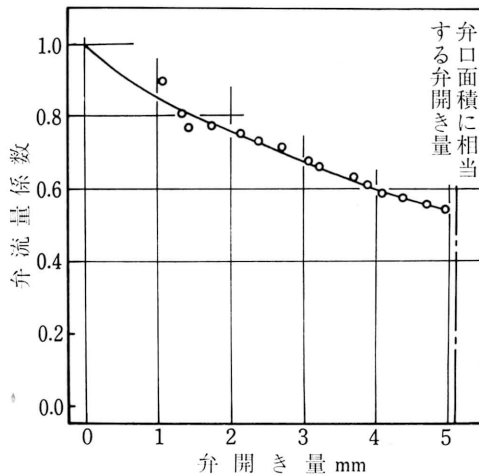


図 11

あ と が き

本研究を遂行するにあたり、実験に協力された本学大学院修了生の伊東成夫、学部卒業生の有田和人、原田弘の諸君に謝意を表します。なお研究費の一部は昭和49年度科学研究費補助金（奨励研究 A）によるものであることを付記し感謝の意を表わします。

文 献

- 1) 石神・田中・浜崎：鹿児島大学工学部研究報告. 8号(昭42-9), 41.
- 2) 浅沼・沢：日本機械学会論文集. 25, 156(昭34-8), 834.
- 3) 渡部・小茂島：日本機械学会論文集. 34, 268(昭43-12), 2200.
- 4) 石神・田中・浜崎・生見：日本機械学会講演論文集. No. 828-1.(昭47-3), 161.
- 5) 山本・露木・高宮：自動車技術. 23, 2.(1969-2), 113.
- 6) 浜崎：日本機械学会講演論文集. No. 748-3.(昭49-10), 102.
- 7) 大東：ディーゼル機関 II. (昭38), 299. 山海堂.