

クランク室圧縮形二サイクル機関のリード弁挙動と給気特性

著者	浜崎 和則, 田中 義弘
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	22
ページ	69-74
別言語のタイトル	REED VALVE BEHAVIOR AND CHARGING PROPERTIES OF CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO-STROKE CYCLE ENGINE
URL	http://hdl.handle.net/10232/12602

クランク室圧縮形二サイクル機関のリード弁挙動と給気特性

著者	浜崎 和則, 田中 義弘
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	22
ページ	69-74
別言語のタイトル	REED VALVE BEHAVIOR AND CHARGING PROPERTIES OF CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO-STROKE CYCLE ENGINE
URL	http://hdl.handle.net/10232/00002247

クランク室圧縮形二サイクル機関のリード弁挙動と給気特性

浜崎 和 則 ・ 田 中 義 弘

(受理 昭和55年 5 月 31日)

REED VALVE BEHAVIOR AND CHARGING PROPERTIES OF CRANKCASE COMPRESSION TYPE TWO-STROKE CYCLE ENGINE

Kazunori HAMASAKI and Yoshihiro TANAKA

The reed valve behavior of two-cycle engine was one of the few remaining fields of two-cycle engine investigation. Experimental results of reed valve behavior were reported in the previous paper.

In this paper, reed valve behavior is cleared using a spring mass system, furthermore, suction air and delivery ratio are calculated using the reed valve lift. The results are compared with experimental data. It becomes clear that calculated results agree well with experimental values.

1. ま え が き

吸気口をリード弁により制御するクランク室圧縮形二サイクル機関は、小形機関に多く見られるがこの形式機関についての研究^{1),2)}は、少ない。リード弁は、吸気管内圧力とクランク室内圧力との差により開閉する自動弁であるため回転数やスロットル開度の変化等に対応して最適時期に開閉し、クランク室内から吸気管への吹き返しを防ぎ、機関性能向上に寄与するものと考えられる。リード弁式機関の特性を知る上でリード弁挙動を知ることが主要な要素となることは、明らかであり、筆者らは、先にリード弁挙動について実験的に検討した結果を報告^{3),4)}したが、本研究は、この形式機関のリード弁挙動と給気特性について実験的に検討した結果と計算によりリード弁挙動を求め、これをもとに計算した給気特性を比較検討した。

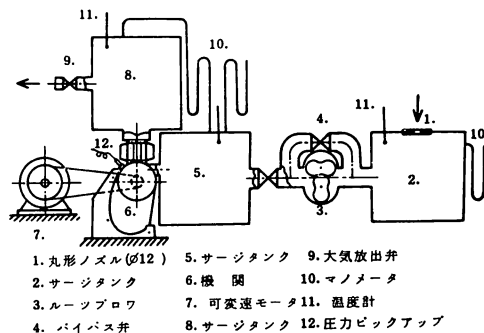


図1 実験装置概要

圧を常にそのときの大気圧に保ち大気吸入状態とした。排気口は閉じサージタンク8はシリンダ上端に直接取り付け、大気放出弁9の調節により内圧を変化させて実験し、この圧力をシリンダ内圧として以下、吐出側圧力 P_d と称する。リード弁挙動は機関クランク軸に

2. 実験装置および方法

実験装置概要を図1に供試機関諸元を表1に使用リード弁を図2に示す。リード弁挙動を可視化するため吸気口直前すなわち機関6とサージタンク5の間に弁ケースを設け、その中に図2に示す二葉形リード弁を置きリード弁挙動を外部から観察出来るようにした。サージタンク5は出来るだけ弁ケース近くに配置し内

表1 供試機関諸元

形 式	空冷シュニーレ掃気ガソリン機関
シリンダ径×行程	41mm×37.8mm
行程 容 積	50cc
最 大 出 力	4.5PS/7000rpm
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°

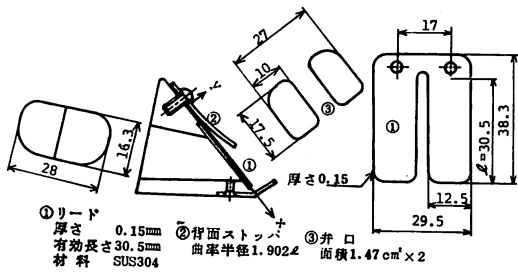


図2 使用リード弁

取り付けした回転検出器より 5° おきのクランク角位置でパルス信号を取り出し、ストロボスコープによりカメラで撮影した。リード弁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スコープに映し写真撮影した。機関は電動機駆動し、実験の範囲は機関回転数 $2000 \sim 8000 \text{rpm}$ 、吐出側圧力 $P_d = 0 \sim 150 \text{mmHg} \cdot \text{atg}$ である。

3. 記号および式

3.1. 記号

- y : リード弁揚程
- t : 時刻
- $\phi(t)$: 時刻 t での弁前後の圧力差
- E : 弁縦弾性係数
- I : 弁断面二次モーメント
- ρ : 弁材の密度
- A : 弁横断面積
- l : 弁有効長さ
- W : 長さ l の弁重量
- m : 長さ l の弁質量
- M : 弁振動を調和振動と仮定したときの振幅
- ω : 角速度
- ν : 固有円振動数
- α : 位相角
- T : 弁運動エネルギー
- T_{\max} : 弁最大運動エネルギー
- K : 弁ばね定数
- F : 弁口面積
- F_0 : 弁開口面積
- q : 弁に作用する単位長さ当りの分布荷重
- p : 圧力
- v : 比容積

k : 比熱比

G : 重量流量

C : 弁流量係数

θ : クランク角

N : 機関回転数

g : 重力加速度

添字

e : 等価ばね質量系に置き換えたときの記号

1 : リード弁直前の状態

2 : リード弁直後すなわちクランク室の状態

3.2. リード弁揚程の計算式

リード弁は一端固定、他端自由の片持ばりと考えられる。リード弁には $F \cdot \phi(t)$ なる等分布荷重が加わっていると考え、リード弁運動をリード弁先端と同じ動きをする 1 自由度の減衰のない等価ばね質量系へ置き換えると、

$$m_e \frac{d^2 y}{dt^2} + K_e y = F \phi_e(t) \quad \dots\dots (1)$$

$$\nu^2 = K_e / m_e, \quad f(t) = F \phi_e(t) / m_e \quad \text{とすると}$$

$$(1) \text{ 式は } \ddot{y} + \nu^2 y = f(t) \quad \dots\dots (2)$$

(2) 式の一般解は

$$y = \frac{1}{\nu} \int_0^t f(\xi) \sin \nu(t-\xi) d\xi + A_0 \cos \nu t + B_0 \sin \nu t \quad \dots\dots (3)$$

クランク室圧力が大気圧より低くなった瞬間すなわちリード弁開き始めを $t=0$ に選ぶと $[y]_{t=0} = 0$, $[\dot{y}]_{t=0} = 0$ よって積分定数 $A_0 = B_0 = 0$ (3) 式は

$$y = \frac{1}{\nu} \int_0^t f(\xi) \sin \nu(t-\xi) d\xi \quad \dots\dots (4)$$

リード弁に作用する外力 $\phi(t)$ はクランク室圧力と大気圧との差と考えられる。このクランク室圧力変化を実測し、その曲線を $t=0$ を基準として一周期 2π 等分し、 2π 個の係数を有する有限フーリエ級数に置き換える。

$$\phi_e(t) = a_0 + \sum_{n=1}^i a_n \cos(n\omega t) + \sum_{n=1}^{i-1} b_n \sin(n\omega t) \quad \dots\dots (5)$$

ここで a_0, a_n, b_n はフーリエ係数

(4) 式に (5) 式を代入しリード弁揚程を求める。

$$y = \frac{F}{m_e \nu} \int_0^t \left\{ a_0 \sin \nu(t-\xi) + \sum_{n=1}^i a_n \cos(n\omega \xi) \sin \nu(t-\xi) + \sum_{n=1}^{i-1} b_n \sin(n\omega \xi) \sin \nu(t-\xi) \right\} d\xi$$

$$= \frac{F}{m_e} \left[\frac{a_0}{\nu^2} (1 - \cos \nu t) + \sum_{n=1}^i \frac{a_n [\cos(n\omega t) - \cos \nu t]}{\nu^2 - (n\omega)^2} + \sum_{n=1}^{i-1} \frac{b_n [\sin(n\omega t) - (n\omega/\nu) \sin \nu t]}{\nu^2 - (n\omega)^2} \right] \dots\dots (6)$$

等価ばね質量系の m_e , K_e , $\phi_e(t)$ は以下のようにして決める。

i) m_e について

等価ばね質量系の最大運動エネルギーと片持ばりとしてのリード弁最大運動エネルギーは等しいことから m_e を決める。リード弁は調和運動すると仮定すると、

$$y = M \cos(\nu t + \alpha) \text{ したがって}$$

$$T_{\max} = \frac{1}{2} m_e \left(\frac{dy}{dt} \right)_{\max}^2 = \frac{1}{2} m_e (\nu M)^2 \dots\dots (7)$$

一方、実際のリード弁では

$$\begin{aligned} T_{\max} &= \frac{1}{2} \rho A \times \frac{104}{45} \rho \left(\frac{q\nu}{24EI} \right)^2 \\ &= \frac{\rho A I}{2} \times \frac{104}{45 \times 9} \left(\frac{qI^4}{8EI} \right)^2 \nu^2 \\ &= \frac{0.2568}{2} m (\nu M)^2 \dots\dots (8) \end{aligned}$$

(7), (8) 式より $m_e = 0.2568m$

ii) K_e について

$$K_e = \nu^2 m_e = \nu^2 \times 0.2568m = 0.2568K$$

iii) $\phi_e(t)$ について

リード弁変位と等価ばね質量系に置き換えたときの変位が等しくなるように等価外力を決める。

$$\begin{aligned} F\phi_e(t) &= K_e \times \frac{qI^4}{8EI} = 0.2568 \times 1.875^4 \times \frac{EI}{I^3} \times \frac{qI^4}{8EI} \\ &= 0.3967qI = 0.3967\phi(t)F \end{aligned}$$

よって $\phi_e(t) = 0.3967\phi(t)$

$\phi(t)$ は実測クランク室圧力線図を有限フーリエ級数に展開して求めるが、 $i=18$ すなわち一サイクルを36等分すると本実験の実測クランク室圧力線図とフーリエ級数に展開して求めた値は、ほとんど一致した。

(6) 式で $i=18$ とすると、

$$y = \frac{F}{m_e} \left[\frac{a_0}{\nu^2} (1 - \cos \nu t) + \sum_{n=1}^{18} \frac{a_n [\cos(n\omega t) - \cos \nu t]}{\nu^2 - (n\omega)^2} + \sum_{n=1}^{17} \frac{b_n [\sin(n\omega t) - (n\omega/\nu) \sin \nu t]}{\nu^2 - (n\omega)^2} \right] \dots\dots (9)$$

(9) 式の y の値は正負両方の値をとるがクランク室内が負圧になったときのみリード弁は開くと考えられるので、 y が正のときは $y=0$ とし y が負のとき、その符号を変えてリード弁揚程とする。(9) 式の y はリード弁先端揚程を示す。

4. 結果および考察

4.1. リード弁揚程

図2に示すように実用リード弁では背面ストップを付ける。リード弁揚程が大きくなるにしたがって、リード弁と背面ストップが接触する。よって、ばねとして作用するリード弁有効長さが弁揚程とともに変化し作用する外力と弁揚程の関係を非線形特性にしている。そこで弁揚程により弁ばね定数が変化するとみなした。図1の実験装置を使いピストンを下死点に固定し弁前後の差圧と弁揚程を定常流の実験より求め差圧×弁口面積×0.3967を等価外力とし、弁揚程と等価外力の関係を図3に示す。等価外力 $F\phi_e(t)$ kg と弁揚程 y の関係を $F\phi_e(t) = 0.20y(y + 0.35)$ の実験式で近似する。 $K_e = F\phi_e(t)/y$ より $K_e = 0.20y + 0.07$ となる。 K_e が y により変化すると(1)式は非線形微分方程式となり解けないので次のようにして y の値を求める。最初に弁揚程 y を仮定し、その y に相当するばね定数 K_e を用いて(9)式より弁揚程 y を計算する。この y の値が最初仮定した弁揚程 y と一致するまで繰り返し計算し弁揚程を求める。このようにして求めた計算による弁揚程と実測弁揚程の一例を図4に示す。実測弁挙動の場合、 $P_d = 0\text{mmHg}$ では2000, 3000rpmで一山できたのち、一時弁が閉じ再び弁が開く。4000rpmになると第一の山が大きく成長し第二の山とつながり5000rpm以上では一回開きのスムーズな動きをしている。計算による弁挙動は実測弁挙動より、いくらか最大弁揚程が大きく弁の開いた直後は立ち上がりが緩やかであるが、その後は急速に立ち上がる。最大弁揚程点より弁が閉じるまでは実測、計算弁挙動とも同一傾向でスムーズに弁が閉じる。実際のリード弁は弁座

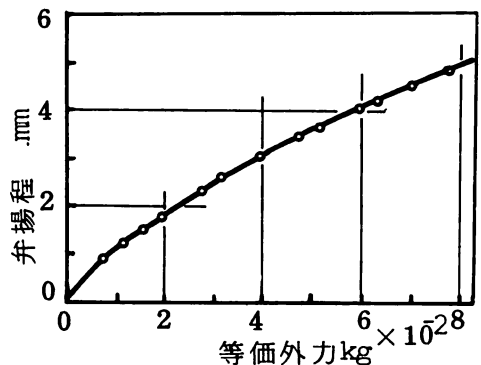


図3 等価外力

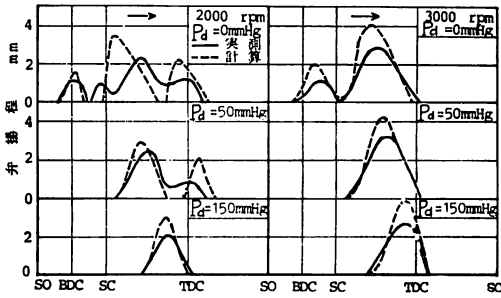


図4 (a) 低速時の弁揚程

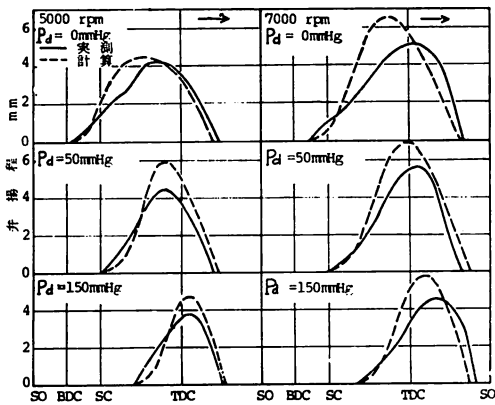


図4 (b) 高速時の弁揚程

に制約された運動をしているのに対し、計算による弁揚程曲線では弁座がなく弁の動きは正負いずれの方向にも可能であるとしていることが計算による弁挙動と実測弁挙動の違いのおもな理由であると考えられる。しかし、計算による弁挙動と実測弁挙動とは全体的に同じような起伏を示し、その大きさにおいてもほぼ妥当な値であるとする事が出来る。

4.2. 給気特性

リード弁内の流れを断熱変化と仮定し dt 時間にリード弁を通してクランク室に流れ込む流量を dG とすると、吸気管が非常に短いと初速度は0とみなせる。

$$dG = CF_0 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} dt$$

$dt = d\theta / 6N$ の関係より

$$\frac{dG}{d\theta} = \frac{CF_0}{6N} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad \dots\dots (10)$$

1秒間当りの重量流量は

$$G = \frac{N}{60} \int \frac{CF_0}{6N} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} d\theta \quad \dots\dots (11)$$

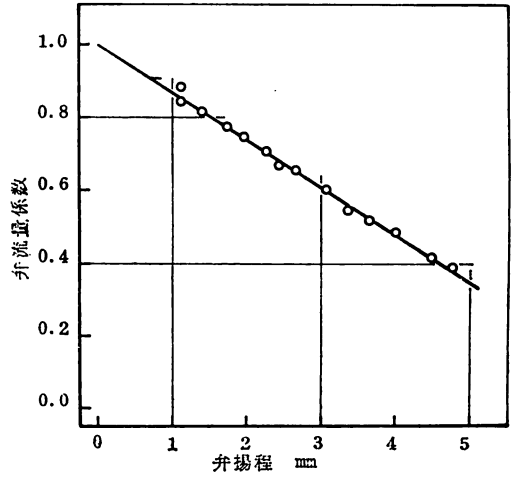


図5 リード弁流量係数(定常流)

クランク室圧力線図よりクランク室圧力 P_2 を読み、そのクランク角での実測弁揚程と計算より求めた弁揚程を使って各々弁開口面積 F_0 を求める。弁流量係数 C は定常流の実験より求め図5に示す。また本実験では P_1 は大気圧である。(10)式より重量流量率 $dG/d\theta$ を計算した結果を図6に示す。さらに(11)式より求めた単位時間当りの吸気量と回転数、給気比と回転数の関係を P_d をパラメータとして図7, 8, 9, 10に示す。実線は丸形ノズルで測定した実測値、破線が(11)式より求めた結果である。図6, 7, 8, 9, 10を計算するに際して先に報告³⁾したように弁が弁口面積以上に飛び上って作用するとき弁開口面積は弁口面積とし、またクランク室圧力が正圧になったときはリード弁を通してクランク室に空気は流れないものと考えて計算した。吸気量の計算は、まず弁開き始めからク

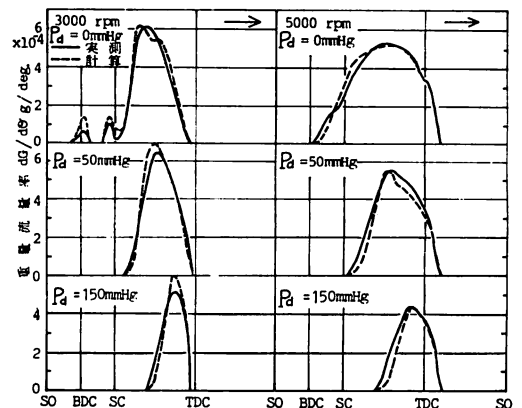


図6 重量流量率

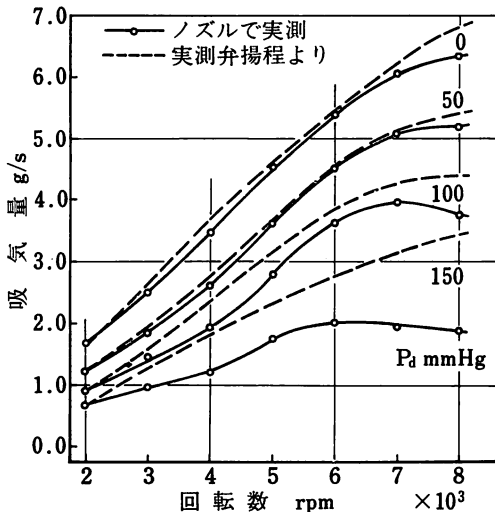


図7 実測弁揚程より計算した吸気量

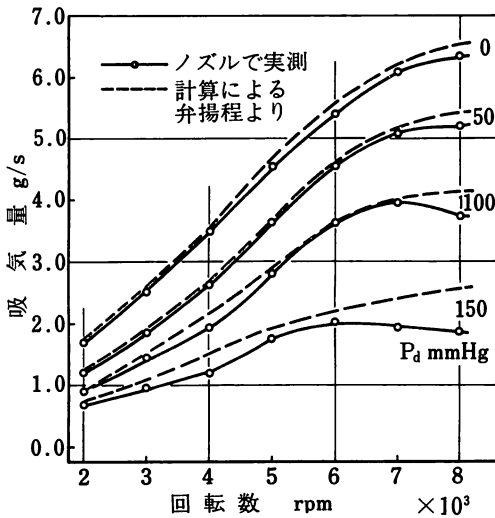


図8 計算による吸気量と実測吸気量

ランク角 10° ごとに重量流量率を求め 10° 間の流量を求める。これらを合計する部分積分法によって1サイクル間の吸気量を求め、この値をもとにして1秒間当りの吸気量を計算した。

全般的に (11) 式より求めた吸気量、給気比は丸形ノズルによる実測値よりいくらか大きい。 $P_d < 100$ mmHg では (9) 式により求めた弁揚程をもとにして計算した値と実測値は、かなり一致すると見てよい。 $P_d \geq 100$ mmHg では、 P_d が高くなるとともに計算値が実測値より大きくなる。これは P_d が高くなるとクランク室からリード弁を通して吸気管への吹き返しが増加するためであろう。リード弁のばね定数は弁揚程

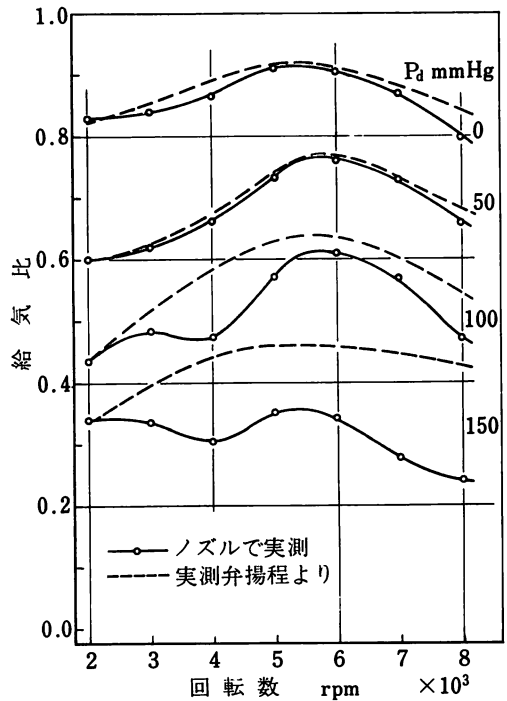


図9 実測弁揚程より計算した給気比

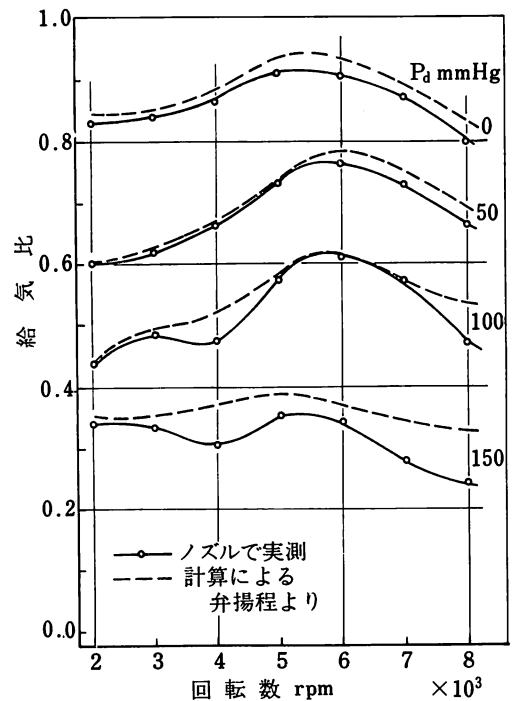


図10 計算による給気比と実測給気比

により変化するとし、(9)式より求めた弁揚程をもとにして計算した単位時間当りの吸気量、給気比は実測弁揚程をもとにして計算した吸気量、給気比より全般的にノズルで求めた実測値に近く、特に $P_d \leq 100\text{mmHg}$ では、ほとんど一致すると見なせる。

したがって、クランク室圧力を知ることにより、リード弁挙動、給気特性は、は握出来ると考えられる。

5. あとがき

クランク室圧縮形ニサイクル機関の吸気口制御用リード弁挙動と給気特性について実験するとともにリード弁をばね質量系に置き換え、リード弁挙動を計算した。さらに、それをもとにして計算により吸気量、給気比を求めて給気特性について解析検討した結果、リード弁先端揚程を使って給気特性は全般的に明らかに

なり特に $P_d \leq 100\text{mmHg}$ の実用的範囲では実測値と計算値は良く一致し、この方法での解析の妥当性を確かめた。最後に本研究について御指導頂きました前工学部教授石神重男先生に謝意を表するとともに実験に協力した中村吉克、東伸之、田中浩文君に感謝します。

文 献

- 1) R.B. Krieger, P.R. Booy, P.S. Myres and O.A. Uyehara. "Simulation of a Crankcase Scavenged Two-Stroke S.I. Engine and Comparisons with Experimental Data." S.A.E. paper No. 690135, 1969.
- 2) 山本・露木・高宮：一葉型リーフ弁について，自動車技術，23，2，(1969-2)，113.
- 3) 浜崎：クランク室圧縮形ニサイクル機関の吸気口制御方式，日本機械学会講演論文集，No. 748-3 (1974-10)，102.
- 4) 浜崎・田中・石神：クランク室圧縮形ニサイクル機関のリード弁挙動，鹿児島大学工学部研究報告，第17号 (1975).