

# 2サイクル・ピストンオフセット機関の特性

澤 則弘<sup>\*</sup>, 堀 昭三<sup>\*</sup>, 菊池博之<sup>\*\*</sup>

(昭和61年9月8日受理)

## Characteristics of Piston Offset Two Stroke Cycle Engines

Norihiro SAWA<sup>\*</sup>, Shozo HORI<sup>\*</sup> and Hiroyuki KIKUCHI<sup>\*\*</sup>

**Abstract** — It has well been known that the performance of small-sized two stroke cycle engine is not only dominated by stroke volume and engine speed but also by engine specification, that is, the timing and the time area of inlet, scavenging, exhaust ports.

On the other hand, to reduce the friction loss due to side thrust, piston offset mechanism is introduced. But it is not found detail data about the merit and demerit of piston offset mechanism. In advance of a synthetic engine design, it seems that it is important to comprehend about the influence of piston offset length on the engine characteristics. Therefore, we calculated numerical about its influence and considered.

### 1. まえがき

小形2サイクル機関の性能は行程体積、機関速度はもちろんのこと給気孔および掃・排気孔の弁開閉時期やその時間面積など、機関の諸元に左右されることは周知のことである。<sup>(1)</sup> 一方、小形内燃機関ではピストンの側圧による摩擦損失を軽減する目的で、ピストンをオフセットしている例も見受けられる。しかし、その効果や問題点などに関する詳細な資料は見当らず、機関の総合的設計のためにもピストンオフセット量の機関特性に及ぼす影響について、あらかじめ把握しておくことは重要であると思われる。

そこで、本報ではピストンオフセット量の機関特性に及ぼす影響について若干数値計算をし、考察を加えた。

### 2. 機関特性とピストンオフセット量との関連

#### 2.1 ピストン変位、速度および加速度

Fig.1に示すクランク機構において、ピストンピンの

中心Cがクランク中心Aを通過しない直線XX'上を運動するものとし、そのオフセット量を $f$  ( $\equiv \beta \cdot R$ ,  $R$ :クランク半径), クランク角を $\theta$ , 接続棒BCと直線XX'とのなす角を $\phi$ , 軸線XX'とクランクABとの交点D, BおよびCから軸線YY'に下した垂線をBEおよびCI,  $\overline{AI}$ を $y$ とすれば(他の記号はFig.1参照)

$$y = \overline{AE} + \overline{EI} = R(\cos \theta + \lambda \cos \phi)$$

一方、 $\sin \phi = \frac{1}{\lambda} (\sin \theta - \beta)$ ただし、 $\lambda = \ell/R$ ,  $\beta = f/R$ であるから

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \left( \frac{\sin \theta - \beta}{\lambda} \right)^2}$$

$$y = R \left\{ \cos \theta + \lambda \sqrt{1 - \left( \frac{\sin \theta - \beta}{\lambda} \right)^2} \right\}$$

$$\text{また、} \overline{C_1H} = (\lambda + 1)R \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{\beta}{\lambda + 1} \right)^2}$$

\* 茨城大学工学部機械工学科 (日立市中成沢町)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ibaraki University, Hitachi 316, Japan

\*\* 茨城大学大学院工学研究科機械工学専攻 (日立市中成沢町)

Graduate Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Ibaraki University, Hitachi 316, Japan

$$\overline{C_2H} = (\lambda - 1)R \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\beta}{\lambda - 1}\right)^2}$$

したがって、ピストン変位  $x (= \overline{C_1H} - y)$  は

$$\frac{x}{R} = (\lambda + 1) \sqrt{1 - \left(\frac{\beta}{\lambda + 1}\right)^2} - (\cos \theta + \lambda \cdot \delta) \tag{1}$$

ここに  $\delta = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \theta - \beta}{\lambda}\right)^2}$  で与えられる。

この式を時間  $t$  で微分して速度  $v$  を求めると

$$v = R\omega \cdot \left\{ \sin \theta + \frac{\cos \theta}{\lambda \delta} (\sin \theta - \beta) \right\} \tag{2}$$

となる。ただし、 $\omega = d\theta/dt$

さらに速度  $v$  を時間  $t$  で微分して加速度を求めると

$$\alpha = R\omega^2 \left[ \cos \theta - \frac{1}{\lambda \delta^3} \{ \delta^2 \sin \theta (\sin \theta - \beta) - \cos^2 \theta \} \right] \tag{3}$$

となる。

小形内燃機関におけるピストンオフセット量の影響を明確にする目的で、代表的寸度として  $\lambda = 4$ ,  $S = 50 \text{ mm}$ ,  $N = 1500 \text{ rpm}$  を用い、オフセット化を  $\beta = -0.5 \sim 1.5$  の範囲で Eq. (1)(2) および (3) から求めた  $x$ ,  $v$  および  $\alpha$  を Fig. 2, 3 および 4 に示す。

この場合、上死点および下死点におけるクランク角  $\theta_1$ ,  $\theta_2$  は

$$\left. \begin{aligned} \theta_1 &= \sin^{-1} \left( \frac{\beta}{\lambda + 1} \right) \\ \theta_2 &= \sin^{-1} \left( \frac{\beta}{\lambda - 1} \right) \end{aligned} \right\} \tag{4}$$

で与えられ、行程  $S$  とクランク半径  $R$  との比は

$$\frac{S}{R} = (\lambda + 1) \sqrt{1 - \left(\frac{\beta}{\lambda + 1}\right)^2} - (\lambda - 1) \sqrt{1 - \left(\frac{\beta}{\lambda - 1}\right)^2} \tag{5}$$

から求められる。

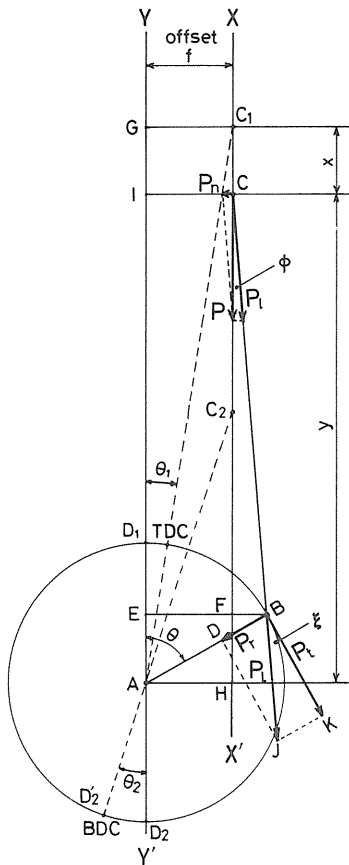


Fig. 1 Piston offset crank mechanism.

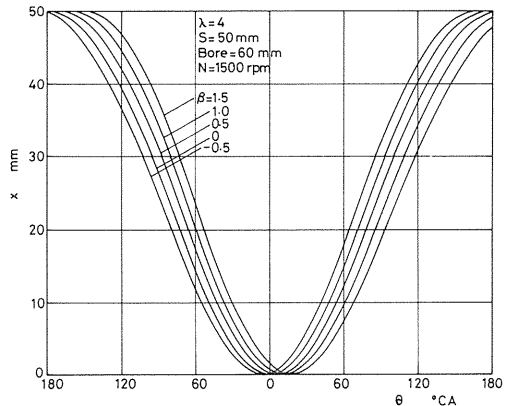


Fig. 2 Relation between piston displacement  $x$  and crank angle  $\theta$ .

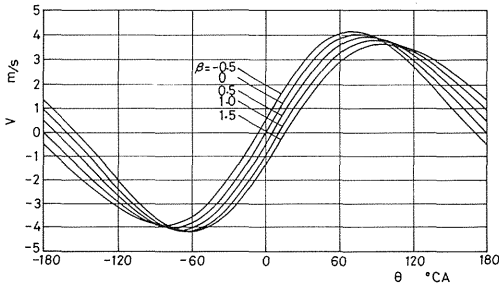


Fig. 3 Relation between piston velocity  $v$  and crank angle  $\theta$ .

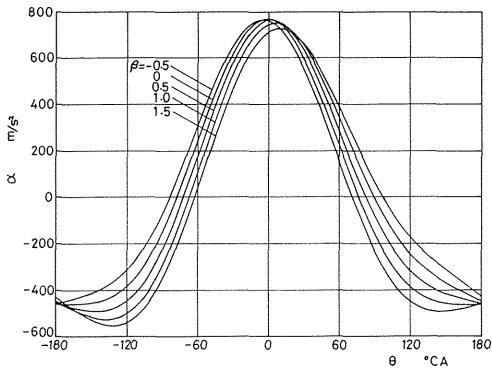


Fig. 4 Relation between piston acceleration  $\alpha$  and crank angle  $\theta$ .

さらに、ピストン速度が最大になるクランク角  $\theta$  ( $v_{max}$ ) は Eq. (2) をクランク角  $\theta$  で微分し  $dv/d\theta=0$  とおくことによって算出でき、ピストン加速度が最大になるクランク角  $\theta$  ( $\alpha_{max}$ ) は同様に Eq. (3) をクランク角  $\theta$  で微分し  $d\alpha/d\theta=0$  とおくことによって算出できる。

また、ピストン速度  $v$  およびピストン加速度  $\alpha$  の最大値  $v_{max}$ ,  $\alpha_{max}$  は Eq. (2), (3) の  $\theta$  にそれぞれ  $\theta(v_{max})$ ,  $\theta(\alpha_{max})$  を代入すると得られる。それらの計算結果を Fig. 5 および 6 に示している。Fig. 2 ~ Fig. 6 によると、ストローク  $S$  を一定に保った場合にはオフセット比  $\beta$  の絶対値が大きくなるほどクランク半径  $R$  は僅かながら短くなる。このことはクランク回転力にも影響することを示唆している。また、上死点のクランク角  $\theta_1$  および下死点のクランク角  $\theta_2$  は  $\beta$  の値にほぼ直線的に比例して増加し(遅れ)、 $\beta = 1.0$  で  $\theta_1 = 120^\circ\text{CA (ATDC)}$ ,  $\theta_2 = 19^\circ\text{CA (ABDC)}$  に達する。したがって、上死点から下死点までのクランク角  $\theta_a$  は  $\beta$  に比例して増加し、下死点から上死点までのクランク角  $\theta_b$  は逆に  $\beta$  に反比例して減少する。このため、いわゆる早戻り機構の特性はより顕著となり、平均ピストン速度は前者 ( $v_{ma}$ ) では  $\beta$  の増加に

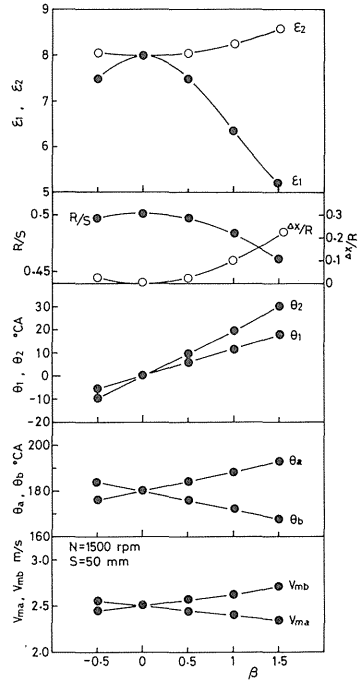


Fig. 5 Relation between  $R$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $\theta_a$ ,  $\theta_b$ ,  $v_{ma}$ ,  $v_{mb}$  and piston offset ratio  $\beta$ .

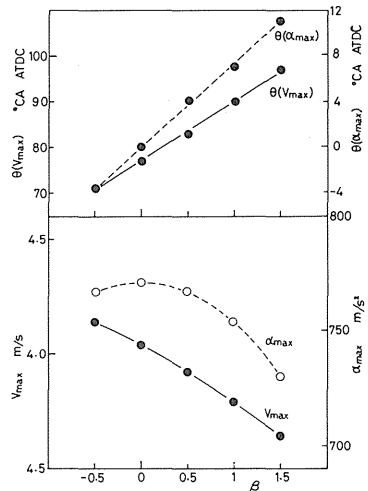


Fig. 6 Relation between  $\theta(v_{max})$ ,  $\theta(\alpha_{max})$ ,  $v_{max}$ ,  $\alpha_{max}$  and piston offset ratio  $\beta$ .

伴って減少し、後者 ( $v_{mb}$ ) では逆に増加することになる。この場合、機関の高さに対応する上死点の高さの減少  $\Delta x$  は

$$\Delta x = R(\lambda + 1)(1 - \cos \theta_1) \quad (6)$$

で与えられ, Fig. 5 に併記したように  $\beta$  に比例して増加する。

また, 機関の圧縮比  $\varepsilon$  は

$$\varepsilon = 1 + \frac{(\lambda+1)\sqrt{1-\left(\frac{\beta}{\lambda+1}\right)^2} + (\lambda-1)\sqrt{1-\left(\frac{\beta}{\lambda-1}\right)^2}}{\frac{2}{\varepsilon_0-1} + (\lambda+1)(1-\cos\theta_1)} \quad (7)$$

で与えられる。ここに  $\varepsilon_0$ :  $\beta=0$  時の圧縮比である。

いま, 機関の高さを一定にしてピストンをオフセットすると  $\beta$  に比例して  $\Delta x$  が増加するので隙間体積も増加する。このため, Fig. 5 に示すように圧縮比  $\varepsilon_1$  は  $\beta$  が大きいほど小さくなる ( $R=25\text{mm}$ ,  $\varepsilon_0=8$  として計算)。しかし, 隙間体積が一定になるように機関の高さを  $\Delta x$  だけ下げると ( $\Delta x=0$ ), 圧縮比  $\varepsilon_2$  は増加するので熱効率の改善を招くことが期待できる。

次に, ピストン速度およびピストン加速度が最大値を示すクランク角  $\theta(v_{\max})$ ,  $\theta(\alpha_{\max})$  はいずれも  $\beta$  に比例して順次遅れるが上死点や下死点の生成クランク角が  $\beta$  によって移行するよりも  $\beta$  による影響は大きい。この場合, 最大値  $v_{\max}$  および  $\alpha_{\max}$  は  $\beta$  が増加すると順次低下するので, ピストン速度と関連の深いピストン側圧に起因する摩擦損失の低減につながるものと予測される。

## 2.2 クランク回転トルク

機関の出力回転トルクはピストンに働くガス圧による力と往復部分重量による慣性力の合成力によるトルクと, クランク軸に作用する連接棒の修正モーメントによるトルクとの合計である。このうち, 連接棒の修正モーメントは比較的小さいので前者についてのみ注目する。

シリンダ軸  $XX'$  に沿ったピストンを押す力  $P$  は Fig. 1 に示すように  $C$  点で  $P_1$  と  $P_n$  に分解され,  $P_1$  は  $B$  点でクランクの半径方向成分  $P_r$  と円周方向成分  $P_t$  とに分れる。この場合,  $P_t \cdot R$  がクランク軸を回転させるためのトルクになる。

Fig. 1 から  $P_1$ ,  $P_t$  は

$$P_1 = \frac{P}{\cos\theta} = \frac{P}{\sqrt{1-\left(\frac{\sin\theta-\beta}{\lambda}\right)^2}} = \frac{P}{\delta} \quad (8)$$

$$P_t = P_1 \cdot \cos\xi = \frac{P}{\delta} \sin(\theta+\phi) \quad (9)$$

いま, シリンダ内ガス圧力  $p$ , 大気圧  $p_a$ , ピストン面積  $A_p$  とすると, ガス圧トルク  $\tau_g$  は

$$\tau_g = A_p (p-p_a) \cdot R \cdot \frac{\sin(\theta+\phi)}{\delta} \quad (10)$$

往復慣性力によるトルク  $\tau_k$  は

$$\begin{aligned} \tau_k &= \frac{W_k}{g} \cdot \alpha \cdot R \cdot \frac{\sin(\theta+\phi)}{\delta} \\ &= \frac{W_k}{g} (R\omega)^2 \cdot \frac{\sin(\theta+\phi)}{\delta} \left[ \cos\theta \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{\lambda\delta^3} \{ \delta^2 \sin\theta(\sin\theta-\beta) - \cos^2\theta \} \right] \quad (11) \end{aligned}$$

で与えられる。したがって, 燃焼・膨張によるガス圧トルク  $\tau_g$  を正とすると, 往復慣性力によるトルク  $\tau_k$  は方向が逆であるから

$$\begin{aligned} \sin(\theta+\phi) &= \sin\theta \cdot \cos\phi + \cos\theta \cdot \sqrt{1-\cos^2\phi} \\ &= \sin\phi \cdot \sqrt{1-\left(\frac{\sin\theta-\beta}{\lambda}\right)^2} \\ &\quad + \cos\theta \cdot \frac{\sin\theta-\beta}{\lambda} \\ &= \delta \cdot \sin\phi + \frac{\sin\theta-\beta}{\lambda} \cdot \cos\theta \end{aligned}$$

の関係を用いると

有効回転トルク  $\tau_e = \tau_g - \tau_k$  は

$$\begin{aligned} \tau_e &= \frac{R(\lambda\delta \cdot \sin\theta + (\sin\theta-\beta) \cdot \cos\theta)}{\lambda\delta} \left[ A_p (p-p_a) \right. \\ &\quad \left. + \frac{W_k}{g} (R\omega)^2 \left\{ \cos\theta - \frac{1}{\lambda\delta^3} \{ \delta^2 \sin\theta(\sin\theta-\beta) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \cos^2\theta \} \right\} \right] \quad (12) \end{aligned}$$

この場合, 次式から平均有効回転トルク  $\tau_{em}$  が算出できる。

$$\tau_{em} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \tau_e \cdot d\theta \quad (13)$$

いま,  $\tau_g, \tau_k$  の挙動を明確にするため, オットサイクルを想定し空燃比  $G_a/G_f = 15$ , 圧縮比  $\epsilon = 8$ , 燃料の低発熱量  $H_u = 10000 \text{ kcal/kgf}$ , 定容比熱  $c_v = 0.171 \text{ kcal/kgf}^\circ\text{C}$ , ガス常数  $R = 29.27 \text{ kgf}\cdot\text{m/kgf}^\circ\text{C}$ , 比熱比  $\kappa = 1.4$ , 往復運動部重量  $W_k = 0.21 \text{ kgf}$ , 圧縮開始時シリンダ圧  $p_1 = 1 \text{ kgf/cm}^2$  などの条件を用いて算出した結果を Fig. 7 (慣性力によるトルク  $\tau_k$ ) および Fig. 8

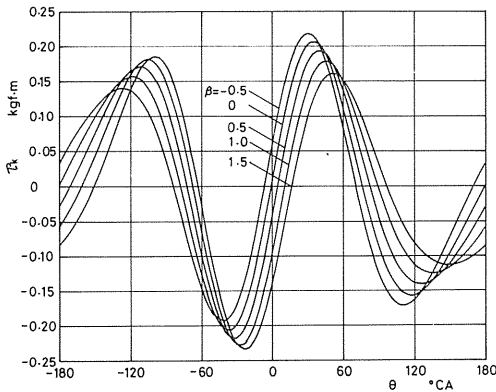


Fig. 7 Relation between inertia torque  $\tau_k$  and crank angle  $\theta$ .

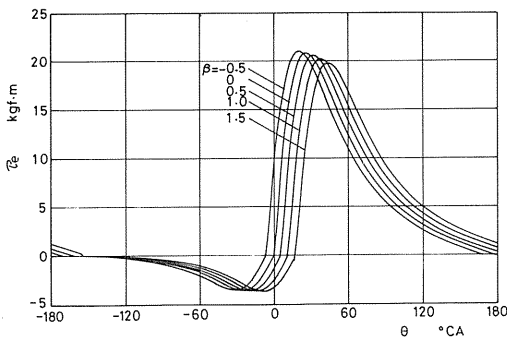


Fig. 8 Relation between effective rotation torque  $\tau_e$  and crank angle  $\theta$ .

(有効回転トルク  $\tau_e$ ) に示している。なお, ガス圧による回転トルク  $\tau_g$  に対して,  $\tau_k$  の値はかなり小さいので両者を合成した有効回転トルク  $\tau_e$  と  $\tau_g$  の挙動とはほとんど変わらない。なお,  $\tau_{kmax}$  および  $\tau_{emax}$  の生成時期  $\theta(\tau_{kmax}), \theta(\tau_{emax})$  は  $\beta$  に比例して増加し (Fig. 9 参照) 順次遅れることがわかる。この場合, 最大値  $\tau_{kmax}, \tau_{emax}$  はいずれも  $\beta$  が大きくなると若干小さ

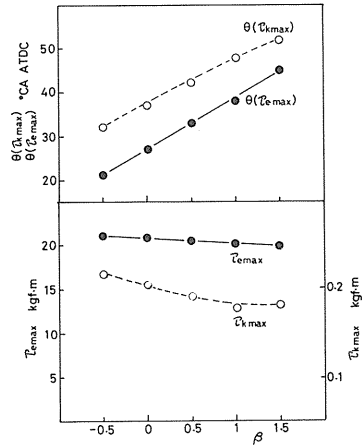


Fig. 9 Relation between  $\theta(\tau_{kmax}), \theta(\tau_{emax}), \tau_{kmax}, \tau_{emax}$  and piston offset ratio  $\beta$ .

くなっており, トルク変動は  $\beta$  が大きいほど若干低下することを示しているがその影響は小さい。

次に慣性トルクによる仕事量は  $\beta = 0$  の場合, クランク軸 1 回転ごとに 0 となり (Fig. 10 参照) 時間平均的

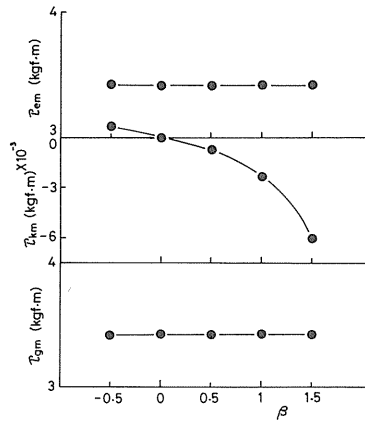


Fig. 10 Relation between  $\tau_{em}, \tau_{km}, \tau_{gm}$  and piston offset ratio  $\beta$ .

には仕事をしない。すなわち  $\tau_{km} = 0$  となるが,  $\beta$  が大きくなるほど  $\tau_{km}$  の絶対値は増大し, ガス圧トルクの変動を若干弱める働きをすることになる。

### 2.3 ピストン側圧

Fig. 1 に示す  $P_n$  はシリンダ軸に沿った力  $P$  によってピストンがシリンダ壁に押しつけられる力で

$$P_n = P \cdot \tan \phi = \frac{P}{\lambda \delta} (\sin \theta - \beta) \quad (14)$$

で表わされる。Pにガス圧による力と慣性力との合成力を用いるならば Fig. 11 のようなピストン側圧線図が得

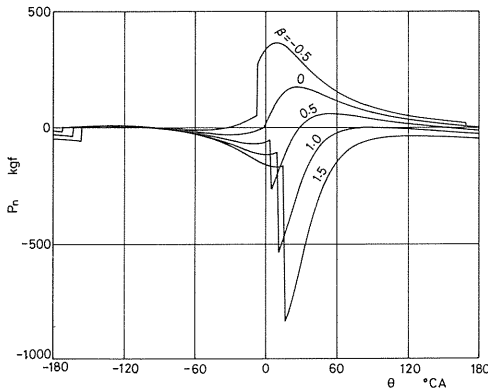


Fig. 11 Relation between side thrust  $P_n$  and crank angle  $\theta$ .

られる。この場合、 $\tau_g$ 、 $\tau_k$ の計算と同様にアウトサイクルを想定し、同一数値を用いた。また、クランク軸1回転の平均側圧 $\bar{P}_n$ 、正の平均側圧 $\bar{P}_{np}$ 、負の平均側圧 $\bar{P}_{nn}$ を Fig. 12 に示しているが $\beta$ が大きくなると $\bar{P}_{np}$ は

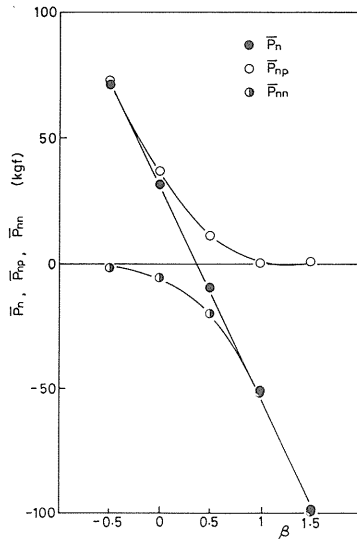


Fig. 12 Relation between  $\bar{P}_n$ ,  $\bar{P}_{np}$ ,  $\bar{P}_{nn}$  and piston offset ratio  $\beta$ .

減少し、 $\bar{P}_{nn}$ は増大する。その結果、 $\bar{P}_n$ は $\beta$ が増加すると正から負へと順次低下する。したがって、本計算条件では $\beta \doteq 0.4$ 付近で側圧変動はもっとも小さく、そのサイクル平均値 $\bar{P}_n$ は零となる。なお、ピストン側圧による摩擦損失は側圧の絶対値のみならずピストン速度によ

ても左右されるので、側圧×ピストン速度の値を求めたのが Fig. 13 である。図によると側圧×ピストン速度の値

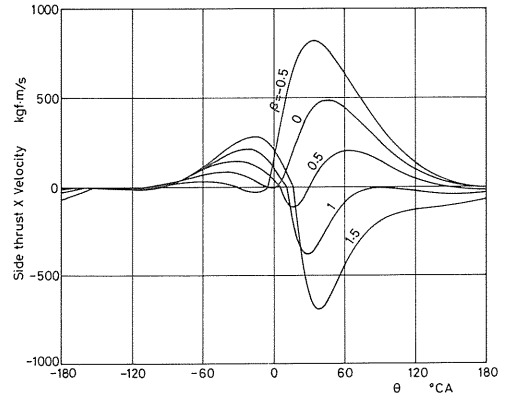


Fig. 13 Relation between side thrust x velocity  $P_n \cdot v$  and crank angle  $\theta$ .

は $\beta$ の値が大きくなると正から負へと大幅に変化するが、これらのクランク軸1回転の平均値を求めると Fig. 14

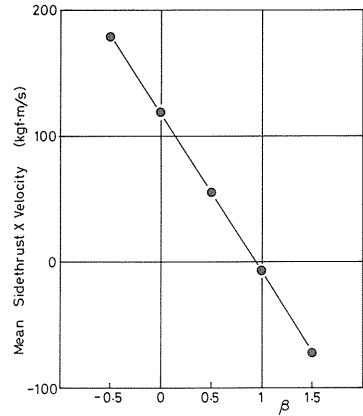


Fig. 14 Relation between mean side thrust x piston velocity  $(P_n \cdot v)_m$  and piston offset ratio  $\beta$ .

の場合、 $(P_n \cdot v)_m$ の値と $\beta$ との関係は $\bar{P}_n$ と $\beta$ の関係と類似しているが $\beta \doteq 0.9$ 付近で $(P_n \cdot v)_m \doteq 0$ となる。したがって、側圧による摩擦損失の低減のみを考慮する場合にはかなり大きなピストンオフセット比 $\beta$ が必要になることがわかる。

なお、2.1、2.2および2.3項で述べた事項は2サイクル機関に限定されるものではなく、4サイクル機関にも適用できることはいうまでもない。

2.4 弁時期

2サイクル機関の弁時期は吸入空気量に大きな影響を与える。いま、弁孔高さを一定としたときの開孔高さ線図を示したものが Fig. 15 である。同図には上死点, 下

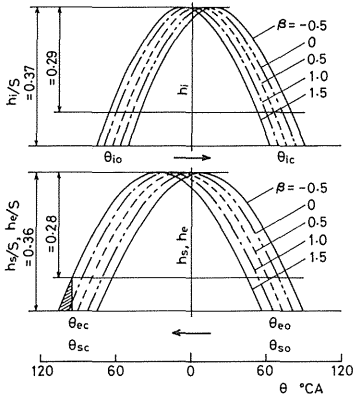


Fig. 15 Port lift curves of inlet ( $h_i$ ) and scavenging ( $h_s$ ), exhaust port ( $h_e$ ).

死点と共に弁開および弁閉クランク角をも併記している。もちろん、これに弁孔幅を掛けると開孔面積を与えることになる。図によると、弁孔開  $\theta_{i0}$ ,  $\theta_{s0}$ ,  $\theta_{e0}$  および弁孔閉クランク角  $\theta_{ic}$ ,  $\theta_{sc}$ ,  $\theta_{ec}$  は上死点または下死点のクランク角と共に  $\beta$  の増加に併って順次移行するが開孔高さ線図の形状はほとんど変わらない。厳密には  $h/S$  が大きい場合には  $\beta$  の増大に伴って弁開口角度は短くなるが、その変化は小さく給・排気過程に及ぼす  $\beta$  の影響はほとんど考慮する必要がないと思われる。なお、2サイクル機関の給・排気過程に対する給気・掃気および排気孔の影響は主として各弁孔の時間面積および流量係数によって規定される。この時間面積は機関速度と角度面積によって求められるので、次式で定義されるポート係数  $F$  がわかるとよい。

$$F_i = \int_{\theta_{i0}}^{\theta_{ic}} \frac{h_i - x}{S} \cdot d\theta \quad (15)$$

$$F_s, F_e = \int_{\theta_{so}}^{\theta_{sc}} \frac{x - (S - h)}{S} \cdot d\theta \quad (16)$$

ここに  $F_i, F_s, F_e$ : 給気孔, 掃気孔および排気孔のポート係数,  $h$  は  $h_s$  または  $h_e$ ,  $\theta_{i0}, \theta_{ic}$  は給気孔,

$\theta_{s0}, \theta_{sc}$  は掃気孔,  $\theta_{e0}, \theta_{ec}$  は排気孔の開・閉クランク角である。このポート係数がわかると、たとえば給気孔の場合、その角度面積  $F_{i\theta}$  は弁孔幅を  $b$  とすると

$$F_{i\theta} = F_i \cdot S \cdot b \times 180 / \pi$$

時間面積  $F_{it}$  は

$$F_{it} = F_i \cdot S \cdot b \times 30 / (\pi N)$$

から容易に知ることができる。

そこで、ポート係数  $F_i, F_s, F_e$  とピストンオフセット比  $\beta$  の関係を示したのが Fig. 16 である。一般にポー

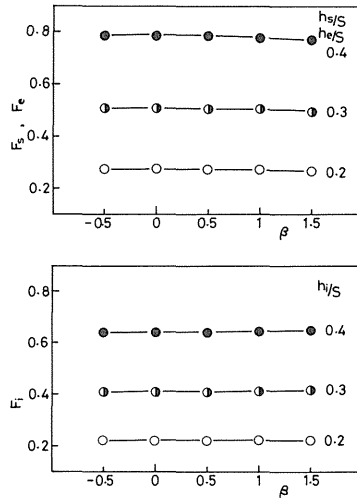


Fig. 16 Port coefficient of inlet port ( $F_i$ ) and scavenging ( $F_s$ ), exhaust port ( $F_e$ ).

ート係数  $F_i, F_s, F_e$  は給気孔高さ  $h_i$ , 掃気孔および排気孔高さ  $h_s, h_e$  に比例し,  $\lambda$  ( $\equiv l/R$ ) に反比例して増加するが,  $h_i, h_s, h_e, \lambda$  を一定として比較した場合には, 前述のように  $\beta$  の影響はほとんど認められないことがわかる。この場合, 掃・排気孔の開孔高さ線図に掃気孔および排気孔の  $h_s/S, h_e/S$  をそれぞれ適用すれば, 排気進め角 ( $= |\theta_{e0} - \theta_{s0}|$  または  $|\theta_{ec} - \theta_{sc}|$ ) や排気リードポート係数

$$F_{es} = \frac{1}{2} (F_e - F_s) - \theta_s \frac{h_e - h_s}{S}$$

も Fig. 15 に  $h_e/S = 0.36, h_s/S = 0.28$  の場合を例として斜線で図示したように容易に知ることができる。もちろん,  $F_e, F_s, \theta_s$  が  $\beta$  によってほとんど影響されないので上式からも  $F_{es}$  も  $\beta$  によって変わらないことがわかる。

### 3. あとがき

小形2サイクル機関を例題として、ピストンオフセット量のピストン変位、速度、加速度、上死点、下死点、弁時期、ポート係数、機関回転トルク、ピストン側圧などに及ぼす影響について数値計算を試み、その特性を明

らかにすることができた。したがって、機関設計指針として参考になるものと思われる。

### 参 考 文 献

- (1) 澤則弘：茨城大学工学部紀要，13，（昭54），1.
- (2) 渡部英一：内燃機関，5-43，（1966），1.