V形多気筒機関の起振モーメントとバンク角

桐　　昭弘，横田　喜数，伊藤　紀男

1．緒　　言

直列多気筒の往復運動機関は，気筒数が増えるとクランク軸も長くなり，剛性上の問題を生じる。機関の構造をV形にして気筒の配列を二重にすれば，機関がコンパクトになると同時に，剛性強度上からも有利な構造となる。特に，自動車用エンジンにおいては小形軽量化が重要な命題となっていることから，各種のV形機関が開発されている。最近では，V形機関も多気筒化が進み，機関の高トルク化，高馬力化，そしてダイナミックな運動性能に対するドライバーのニーズなどによって，ますますその傾向を強めている。

本報告では，これまで本研究室が取り組んできた往復運動機関の動力学[1]やV形機関の起振モーメントに関する研究[2,3]に関連して，V形機関に発生する起振モーメントの低減法と，それによって得られる最適なバンク角の決定法についてまとめたので報告する。

2．起振モーメントの消滅法

2．1　単気筒機関の起振力

多気筒機関に働く起振力は，各気筒に働く起振力の和として求められる。各気筒に働く起振力はクランクの回転位相差によって異なる。そこで，ここではまず，単気筒機関の動力学について述べる。

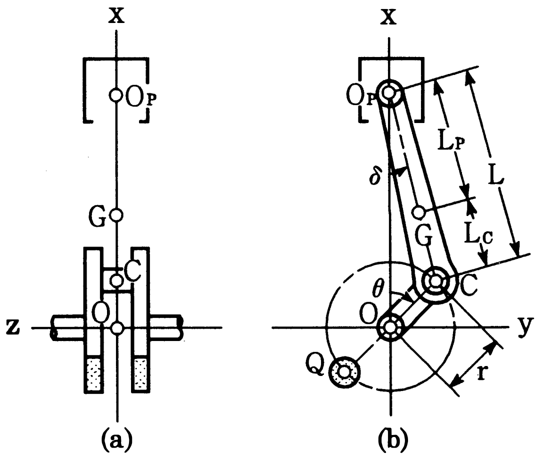

図１　往復機関の座標系

図１は，直列多気筒機関の中の一気筒を示す。図１(a)はクランク軸を含む断面図，図１(b)はクランク軸に直角な断面図である。機関中央のクランク軸上の点を原点Oとし，クランク軸をz軸，z軸を含む水平面内にy軸，それらに垂直にx軸をとる。ピストンの運動方向はx軸と一致する。ピストンピン，およびクランクピンの中心をO_P，C，コンロッドの重心をG，クランク半径をr，コンロッドの長さをLとし，$\overline{GC}=L_C$，$\overline{GO_P}=L_P$とする。ピストン，およびコンロッドの質量をm_p，m_r，クランクの回転角をθ，コンロッドがピストンの運動方向となす角をδとし，$r/L=\lambda$，$L_p/L=c_p$とおく。角度の符号はx軸を基準として，z軸の右回りを正とする。またここでは，クランク軸に対してクランクピンCと対称な位置Qにあ

らかじめバランス用おもり$m_r(L_p/L)$を付加し，y軸方向の起振力を消滅させる。このとき，x軸方向に生じる慣性力$F_x(\theta)$は，$\dot{\theta}=\omega$とすると，次式で表される。

$$F(\theta)=m_{rec}r\{\ddot{\theta}G(\theta)+\omega^2F(\theta)\} \quad \cdots\cdots (1)$$

ここに，

$$\left.\begin{aligned} G(\theta)&=\sin(\theta-\delta)/\cos\delta \\ F(\theta)&=\cos\theta+\lambda\cos2\theta/\cos\delta+\lambda^3\sin^2 2\theta/4\cos^3\delta \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (2)$$

$$m_{rec}=m_p+(1-c_p)m_r \quad \cdots\cdots (3)$$

$G(\theta)$，$F(\theta)$を級数展開した式で表すと，次のようになる。

$$\left.\begin{aligned} G(\theta)&=\sin\theta+\sum_{n=0}^{\infty}2nA_{2n}\sin2n\theta \\ F(\theta)&=\cos\theta+\sum_{n=0}^{\infty}(2n)^2A_{2n}\cos2n\theta \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (4)$$

ここに，A_{2n}は次式で表される。

$$\left.\begin{aligned} A_2&=\frac{\lambda}{4}+\frac{\lambda^3}{16}+\frac{15\lambda^5}{512}+\cdots\cdots \\ A_4&=-\frac{\lambda^3}{64}-\frac{3\lambda^5}{256}-\cdots\cdots \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (5)$$

なお，本報告では，λ^3以上の項が機関に与える影響はきわめて小さいと考え，$G(\theta)$，$F(\theta)$を次式のように表すことにする。

$$\left.\begin{aligned} G(\theta)&=\sin\theta+\frac{\lambda}{2}\sin2\theta \\ F(\theta)&=\cos\theta+\lambda\cos2\theta \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots (6)$$

2．2　V形多気筒機関の起振モーメント

直列n気筒機関について考える。z軸の正側から気筒に番号を付し，第1番の気筒に生じる起振力を$F_{x1}(\theta)$，第2番の起振力を$F_{x2}(\theta)$，・・，第n番の起振力を$F_{xn}(\theta)$とする。各気筒と機関中心Oとの距離をそれぞれz_1，z_2，・・，z_nとすると，この機関に生じる起振力の総和$F_x(\theta)$，およびピッチングモーメントM_{y0}は，次式で表される。

$$F_x(\theta)=\sum_{i=0}^{n}F_{xi}(\theta) \quad \cdots\cdots (7)$$

$$M_{y0}=\sum_{i=0}^{n}F_{xi}(\theta)\cdot z_i \quad \cdots\cdots (8)$$

次に，V形多気筒機関について考える。図2は，図1と同じ座標系を用いて，二つの直列形機関R_1，R_2がV形を構成する図である。R_1，R_2のピストンの運動方向をX_1，X_2軸とし，それらがx軸となす角を，α_1，α_2とする。このとき，V形機関のバンク角は，次式で表される。

$$\alpha_0=\alpha_2-\alpha_1 \quad \cdots\cdots (9)$$

ここで，各直列形機関R_1，R_2のX_1，X_2軸方向の起振力の総和を$F_{x1}(\theta)$，$F_{x2}(\theta)$とすると，このV形機関の起振力の総和$F_x(\theta)$，$F_y(\theta)$は次のように求められる。

$$F_x(\theta)=F_{x1}(\theta)\cos\alpha_1+F_{x2}(\theta)\cos\alpha_2 \quad \cdots \quad (10)$$

$$F_y(\theta)=F_{x1}(\theta)\sin\alpha_1+F_{x2}(\theta)\sin\alpha_2 \quad \cdots \quad (11)$$

また，直列形機関R$_1$，R$_2$に生じるピッチングモーメントをそれぞれM_{y01}，M_{y02}とすると，このV形機関に生じる起振モーメントM_y，M_xは，次のようになる。

$$\left.\begin{aligned} M_y&=M_{y01}\cos\alpha_1+M_{y02}\cos\alpha_2 \\ M_x&=-(M_{y01}\sin\alpha_1+M_{y02}\sin\alpha_2) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (12)$$

一般に，各直列形機関R$_1$，R$_2$の中心をO$_1$，O$_2$とすると，これら二つの機関で構成されるV形機関の中心OはO$_1$，O$_2$とは一致しない。すなわち，二つの直列形機関の中心は$\overline{O_1O_2}=s_0$のズレを生じる。このズレによって原点Oのまわりにモーメントが発生し，その大きさは点O$_1$，O$_2$に作用する起振力のx，y成分の差$\Delta F_x(\theta)$，$\Delta F_y(\theta)$によって決定される。$\Delta F_x(\theta)$，$\Delta F_y(\theta)$は次式で得られる。

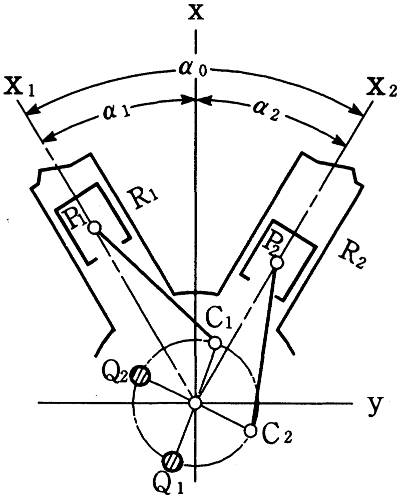

図2　V形機関の構成とバンク角

$$\left.\begin{aligned} \Delta F_x(\theta)&=F_{x1}(\theta)\cos\alpha_1-F_{x2}(\theta)\cos\alpha_2 \\ \Delta F_y(\theta)&=F_{x1}(\theta)\sin\alpha_1-F_{x2}(\theta)\sin\alpha_2 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots \quad (13)$$

したがって，V形機関の中心Oに作用する起振モーメントは，厳密な式で表すと次式のようになる。

$$M_y=M_{y01}\cos\alpha_1+M_{y02}\cos\alpha_2+\Delta F_x(\theta)\cdot\frac{s_0}{2} \quad \cdots\cdots \quad (14)$$

$$M_x=-\left(M_{y01}\sin\alpha_1+M_{y02}\sin\alpha_2\right)+\Delta F_y(\theta)\cdot\frac{s_0}{2} \quad \cdots\cdots \quad (15)$$

しかし，本論文では$\Delta F_x(\theta)$，$\Delta F_y(\theta)$は微小と考え，機関中心のズレによるモーメントの影響は無視することにする。また以後においては，起振モーメントM_y，M_xを無次元化して$M_y{}^*$，$M_x{}^*$と表し，これらも起振モーメントと同様に扱うことにする。

各直列形機関に発生するn次の無次元化された起振モーメントを$(M_{y01}{}^*)_n$，$(M_{y02}{}^*)_n$とすると，それらは一般に，次のように表される。

$$(M_{y01}{}^*)_n=B_n\cos(n\theta+\phi_n) \quad \cdots\cdots \quad (16)$$

$$(M_{y02}{}^*)_n=C_n\cos(n\theta+\psi_n) \quad \cdots\cdots \quad (17)$$

ただし，$B_n>0$，$C_n>0$とする。これより，それぞれの機関に発生する起振モーメント$M_{y01}{}^*$，$M_{y02}{}^*$は，次のように表すことができる。

$$\left.\begin{aligned} M_{y01}{}^*&=\sum_{n=1}^{\infty}B_n\cos(n\theta+\phi_n) \\ M_{y02}{}^*&=\sum_{n=1}^{\infty}C_n\cos(n\theta+\psi_n) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots \quad (18)$$

直列形機関R$_1$，R$_2$をα_1，α_2傾けてV形機関を構成させれば，V形機関に発生する起振モーメントのn次成分は，次式のよう表される。

$$\begin{aligned} (M_y{}^*)_n&=(M_{y01}{}^*)_n\cos\alpha_1+(M_{y02}{}^*)_n\cos\alpha_2 \\ &=B_n\cos(n\theta+\phi_n)\cos\alpha_1+C_n\cos(n\theta+\psi_n)\cos\alpha_2 \\ &=D_n\cos(n\theta+\beta_n) \quad \cdots\cdots \quad (19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (M_x{}^*)_n&=-\{(M_{y01}{}^*)_n\sin\alpha_1+(M_{y02}{}^*)_n\sin\alpha_2\} \\ &=-\{B_n\cos(n\theta+\phi_n)\sin\alpha_1+C_n\cos(n\theta+\psi_n)\sin\alpha_2 \\ &=E_n\sin(n\theta+\gamma_n) \quad \cdots\cdots \quad (20) \end{aligned}$$

ここに，

$$\left.\begin{aligned} D_n&=\sqrt{(B_n\cos\phi_n\cos\alpha_1+C_n\cos\psi_n\cos\alpha_2)^2+(B_n\sin\phi_n\cos\alpha_1+C_n\sin\psi_n\cos\alpha_2)^2}\\ E_n&=\sqrt{(B_n\cos\phi_n\sin\alpha_1+C_n\cos\psi_n\sin\alpha_2)^2+(B_n\sin\phi_n\sin\alpha_1+C_n\sin\psi_n\sin\alpha_2)^2}\end{aligned}\right\}\cdots\quad(21)$$

$$\left.\begin{aligned} \tan\beta_n&=\frac{B_n\sin\phi_n\cos\alpha_1+C_n\sin\psi_n\cos\alpha_2}{B_n\cos\phi_n\cos\alpha_1+C_n\cos\psi_n\cos\alpha_2}\\ \tan\gamma_n&=\frac{-(B_n\cos\phi_n\sin\alpha_1+C_n\cos\psi_n\sin\alpha_2)}{B_n\sin\phi_n\sin\alpha_1+C_n\sin\psi_n\sin\alpha_2}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(22)$$

したがって，V形機関に働く起振モーメントM_y^*，M_x^*は，次のように表される。

$$M_y^*=\sum_{n=1}^{\infty}D_n\cos(n\theta+\beta_n)\quad\cdots\cdots\quad(23)$$

$$M_x^*=\sum_{n=1}^{\infty}E_n\sin(n\theta+\gamma_n)\quad\cdots\cdots\quad(24)$$

2．3　起振モーメントの消滅可能条件

式(23)，(24)で表される起振モーメントM_y^*，M_x^*のn次成分は，次の二式のうちのいずれかを満足すれば，バランサを設置することにより消滅させることができる。

$$\beta_n=\gamma_n\quad\cdots\cdots\quad(25)$$

$$\beta_n=\gamma_n\pm180^\circ\quad\cdots\cdots\quad(26)$$

まず，式(25)の条件式より，$\beta_n=\gamma_n=\phi_0$とすると，式(23)，(24)のn次の起振モーメント$(M_y^*)_n$，$(M_x^*)_n$は，次のように表される。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=D_n\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=E_n\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(27)$$

次に，式(26)の条件式より，$\beta_n=\gamma_n\pm180^\circ=\phi_0$とすると，同様に$(M_y^*)_n$，$(M_x^*)_n$は，次のように表される。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=D_n\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=-E_n\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(28)$$

ここで，式(27)，(28)を，次のようにまとめて書き表すことにする。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=D\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=E\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(29)$$

ただし，$\beta_n=\gamma_n$のとき，$D_n=D$，$E_n=E$であり，$\beta_n=\gamma_n\pm180^\circ$のとき，$D_n=D$，$E_n=-E$である。式(29)はすりこぎ運動[2]を表すことになるから，次式のように表せる。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=a\cos(n\theta+\phi_0)+b\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=a\sin(n\theta+\phi_0)+b\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(30)$$

ここに，$D=a+b$，$E=a-b$である。したがって，式(30)で表せる起振モーメントが発生した場合は，以下に示すようなモーメント$(M_{y,xa}^*)_n$，$(M_{y,xb}^*)_n$を生じさせる二つのバランサを設置することにより，起振モーメントを消滅可能となる。

$$\left.\begin{aligned}(M_{ya}^*)_n&=a\cos(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\\(M_{xa}^*)_n&=a\sin(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad(31)$$

$$\left.\begin{aligned}(M_{yb}^*)_n&=b\cos(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\\(M_{xb}^*)_n&=-b\sin(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(32)$$

なお，$D_n=E_n$が成立するときには，次に示すように，バランサは一つでよいことになる。

2．3．1　$\boldsymbol{D_n=E_n=D}$，かつ$\beta_n=\gamma_n=\phi_0$のとき

この場合，V形機関に生じるn次の起振モーメント$(M_y^*)_n$，$(M_x^*)_n$は，次式のようになる。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=D\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=D\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(33)$$

これは逆転形のすりこぎ運動であるから，次に示すモーメントを発生させる逆転バランサを設置することにより，起振モーメントは消滅可能となる。

$$\left.\begin{aligned}(M_{yB}^*)_n&=D\cos(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\\(M_{xB}^*)_n&=D\sin(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(34)$$

2．3．2　$\boldsymbol{D_n=E_n=D}$，かつ$\beta_n=\gamma_n\pm180^\circ=\phi_0$のとき

この場合，V形機関に生じるモーメント$(M_y^*)_n$，$(M_x^*)_n$は次式となる。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_n&=D\cos(n\theta+\phi_0)\\(M_x^*)_n&=-D\sin(n\theta+\phi_0)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(35)$$

これは正転形のすりこぎ運動であるから，次に示すモーメントを発生させる正転バランサを設置することにより，起振モーメントは消滅可能となる。

$$\left.\begin{aligned}(M_{yB}^*)_n&=D\cos(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\\(M_{xB}^*)_n&=-D\sin(n\theta+\phi_0\pm180^\circ)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(36)$$

3．最適バンク角の決定法

V形多気筒機関において問題となるのは1次，2次の起振モーメントである。1次成分はクランクシャフトにバランスウェイトを取り付ければ消滅可能であるが，2次以上の成分を消滅させるためには，機関の構造が複雑になり，機関重量やフリクションの増加などデメリットの生じるバランスシャフトを設置しなければならない。ここでは，2次成分の起振モーメントをできる限り小さくした場合において，1次成分を消滅させるために必要なバンク角について追究する。

V形機関に生じる1次の起振モーメントは，式(23)，(24)より次式となる。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_1&=D_1\cos(\theta+\beta_1)\\(M_x^*)_1&=E_1\sin(\theta+\gamma_1)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(37)$$

上式が正転形のすりこぎ運動となるための条件は次の通りである。

$$D_1=E_1\quad\cdots\cdots(38)$$

$$\beta_1=\gamma_1\pm180^\circ\quad\cdots\cdots(39)$$

この条件を式(37)に代入すると，次式を得る。

$$\left.\begin{aligned}(M_y^*)_1&=F_1\cos(\theta+\phi_1)\\(M_x^*)_1&=-F_1\sin(\theta+\phi_1)\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots(40)$$

ただし$F_1=D_1=E_1$，$\phi_1=\beta_1=\gamma_1\pm180^\circ$とおく。

また，ここではV形のバンク角をx軸に対して均等に傾けることにすれば，α_1，α_2，α_0の間には，次の関係がある。

$$\alpha_1=\frac{\alpha_0}{2},\qquad \alpha_2=-\frac{\alpha_0}{2}$$

このとき，式(21)より，次式を得る。

$$\left(B_1\cos\phi_1\cos\frac{\alpha_0}{2}+C_1\cos\psi_1\cos\frac{\alpha_0}{2}\right)^2+\left(B_1\sin\phi_1\cos\frac{\alpha_0}{2}+C_1\sin\psi_1\cos\frac{\alpha_0}{2}\right)^2$$

$$=\left(B_1\cos\phi_1\sin\frac{\alpha_0}{2}-C_1\cos\psi_1\sin\frac{\alpha_0}{2}\right)^2+\left(B_1\sin\phi_1\sin\frac{\alpha_0}{2}-C_1\sin\psi_1\sin\frac{\alpha_0}{2}\right)^2 \quad\cdots\quad (41)$$

式(41)の左辺，右辺は次のように整理できる。

$$\left.\begin{aligned}&\text{左辺}=\cos^2\frac{\alpha_0}{2}\ \{B_1^2+C_1^2+2B_1C_1\cos(\phi_1-\psi_1)\}\\&\text{右辺}=\sin^2\frac{\alpha_0}{2}\ \{B_1^2+C_1^2-2B_1C_1\cos(\phi_1-\psi_1)\}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad (42)$$

これより，次のような関係式が得られる。

$$\cos^2\frac{\alpha_0}{2}\ \{B_1^2+C_1^2+2B_1C_1\cos(\phi_1-\psi_1)\}=\sin^2\frac{\alpha_0}{2}\ \{B_1^2+C_1^2-2B_1C_1\cos(\phi_1-\psi_1)\}$$

$$(B_1^2+C_1^2)\left(\cos^2\frac{\alpha_0}{2}-\sin^2\frac{\alpha_0}{2}\right)=-2B_1C_1\left(\cos^2\frac{\alpha_0}{2}+\sin^2\frac{\alpha_0}{2}\right)\cos(\phi_1-\psi_1)$$

$$\cos\alpha_0=-\frac{2B_1C_1}{B_1^2+C_1^2}\cos(\phi_1-\psi_1)\quad\cdots\cdots\quad (43)$$

次に，式(39)の条件を満足するためには，次の2式が成立しなければならない。

$$\cos\beta_1=\cos(\gamma_1\pm180^\circ)\quad\cdots\cdots\quad (44)$$

$$\sin\beta_1=\sin(\gamma_1\pm180^\circ)\quad\cdots\cdots\quad (45)$$

まず，式(44)より，$\cos\beta_1=-\cos\gamma_1$

さらに，次の関係がある。

$$\left.\begin{aligned}\cos\beta_1&=\frac{\cos\frac{\alpha_0}{2}(B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1)}{F_1}\\\cos\gamma_1&=\frac{\sin\frac{\alpha_0}{2}(B_1\sin\phi_1-C_1\sin\psi_1)}{F_1}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad (46)$$

したがって，次式を得る。

$$\cos\frac{\alpha_0}{2}(B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1)=-\sin\frac{\alpha_0}{2}(B_1\sin\phi_1-C_1\sin\psi_1)$$

$$\tan\frac{\alpha_0}{2}=-\frac{B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1}{B_1\sin\phi_1-C_1\sin\psi_1}\quad\cdots\cdots\quad (47)$$

また，式(45)より　$\sin\beta_1=-\sin\gamma_1$

同様にして，次の関係がある。

$$\left.\begin{aligned}\sin\beta_1&=\frac{\cos\frac{\alpha_0}{2}(B_1\sin\phi_1+C_1\sin\psi_1)}{F_1}\\\sin\gamma_1&=\frac{\sin\frac{\alpha_0}{2}(-B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1)}{F_1}\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\quad (48)$$

したがって，次式を得る。

$$\cos\frac{\alpha_0}{2}(B_1\sin\phi_1+C_1\sin\psi_1)=-\sin\frac{\alpha_0}{2}(-B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1)$$

$$\tan\frac{\alpha_0}{2}=-\frac{B_1\sin\phi_1+C_1\sin\psi_1}{-B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1} \qquad (49)$$

ここで，式(47)，(49)より，次式を得る。

$$\frac{B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1}{B_1\sin\phi_1-C_1\sin\psi_1}=\frac{B_1\sin\phi_1+C_1\sin\psi_1}{-B_1\cos\phi_1+C_1\cos\psi_1}$$

$$B_1^2=C_1^2 \qquad (50)$$

$B_1>0$，$C_1>0$であるから，式(50)より，次式を得る。

$$B_1=C_1 \qquad (51)$$

上式より，α_0に関して，次式を得る。

$$\cos\alpha_0=-\cos(\phi_1-\psi_1) \qquad (52)$$

したがって，α_0は次のようになる。

$$\alpha_0=\pm\{(\phi_1-\psi_1)+180^\circ\} \qquad (53)$$

しかし，このままではα_0は±の二つの値を持つ。そこで，これを式(47)，(49)に代入して得られる次の2式を満足するα_0が最終的なバンク角となる。

$$\tan\frac{\alpha_0}{2}=-\frac{\cos\phi_1+\cos\psi_1}{\sin\phi_1-\sin\psi_1} \qquad (54)$$

$$\tan\frac{\alpha_0}{2}=-\frac{\sin\phi_1+\sin\psi_1}{-\cos\phi_1+\cos\psi_1} \qquad (55)$$

よって，式(53)，(54)，(55)より最適バンク角が求められることになる。また，V形機関に生じる1次起振モーメントを消滅させるためには，組み合せる二組の直列形機関のピッチングモーメントの振幅は等しくなければならない。

4．結　言

これまでのV形往復運動機関の動力学的解析手法は，機関の気筒数に応じたバンク角が設定され，それに基づいた解析がなされてきた。そのため，バンク角の種類が限定され，バンク角に対する柔軟性の乏しいものであった。

本研究では，まず機関に発生するn次の起振モーメントに関し，それを消滅させるための実用的なバランサ設置条件と，それに最適な機関のバンク角の関係について明らかにし，V形機関において最も問題となる1次の起振モーメントについて具体的な関係式を示した。

終わりに，本研究を遂行するに当り，ご指導いただいた元富山大学教授　高橋幸一氏（ハイポイド高橋技研所長）に謝意を表します。

参考文献

1）高橋，伊藤，日本機械学会論文集，**55－512**，C(1989),925.
2）伊藤，高橋，日本機械学会論文集，**59－563**，C(1993),2026.
3）高橋，伊藤，日本機械学会論文集，**60－576**，C(1994),2699.

Exciting Moment and Bank Angle of V-type Multi-Cylinder Engine.

Akihiro KIRI, Yoshinori YOKOTA, Norio ITO

Recently, automobile engines have developed V-type construction for the purpose of compact and light-weight. But the exciting forces and exciting moments occur even if the engine was constructed V-type. The traditional analytical method of many vibration problems of these engines enabled estimation of exciting moments and so on after the bank angle was decided. This paper presents a reduction method of exciting moments and deciding method of the most suitable bank angle of V-type engine. Particularly, as the concrete example the relationship between the reduction of 1st-order exciting moment that cause some troubles and the bank angle is investigated.

〔英文和訳〕

V形多気筒機関の起振モーメントとバンク角

桐　　昭弘，横田　喜数，伊藤　紀男

近年，自動車用エンジンはコンパクト化や軽量化のためにV形化が進められている。しかし，V形化されたとしても起振力や起振モーメントの発生は避けられない。このようなエンジンの動力学的な解析法は，これまではあらかじめバンク角を設定して，そのバンク角に対する起振モーメントなどの評価を行なってきた。この論文では，V形機関に発生する起振モーメントの一般的な削減法と最適なバンク角の決定法に関して述べる。特に，この種のエンジンで問題となる1次の起振モーメントの消滅法について具体的に述べる。