U. D. C. 625.2.012.814

車輛の左右振動について (第1報)
――コイルバネの横方向の変形による復原力の影響――

Transversal Vibration of Rolling Stock (Report 1)
—Effect of Transversal Restoring Force of Helical Compression Spring—

桑江和夫*　佐川　健*

内容梗概

車輛の左右振動に関する研究が今までいろいろ行われているが，実際にそれらの計算と実測結果とを対比したものはあまり見受けられない。

台車動的試験機で左右振動試験を行つた結果，固有振動数の計算と実測との間には満足な一致がえられなかつたため，車輛の左右振動についてあらためて検討する余地のあることが認められた。特にコイルバネは横方向に相当大きく変形するので，その影響を考慮する必要のあることがまづ考えられ，バネ系を固定できるようにした試験台車を使用して軸バネと枕バネで構成された台車について試験を行い，コイルバネの横方向の変形および復原力が車体の左右振動にいかに影響するか検討した。

コイルバネの横方向の変形ならびに復原力を考慮することによつて，固有振動数の計算値と実測値は一部不都合はあつたがよく一致し，好結果がえられた。すなわち左右振動に対してはコイルバネの横方向の変形による復原力は無視できず，またその影響は相当大きいことが認められた。

さらに減衰のある場合の共振曲線，共振時の振動型についても言及した。

〔I〕 緒　　言

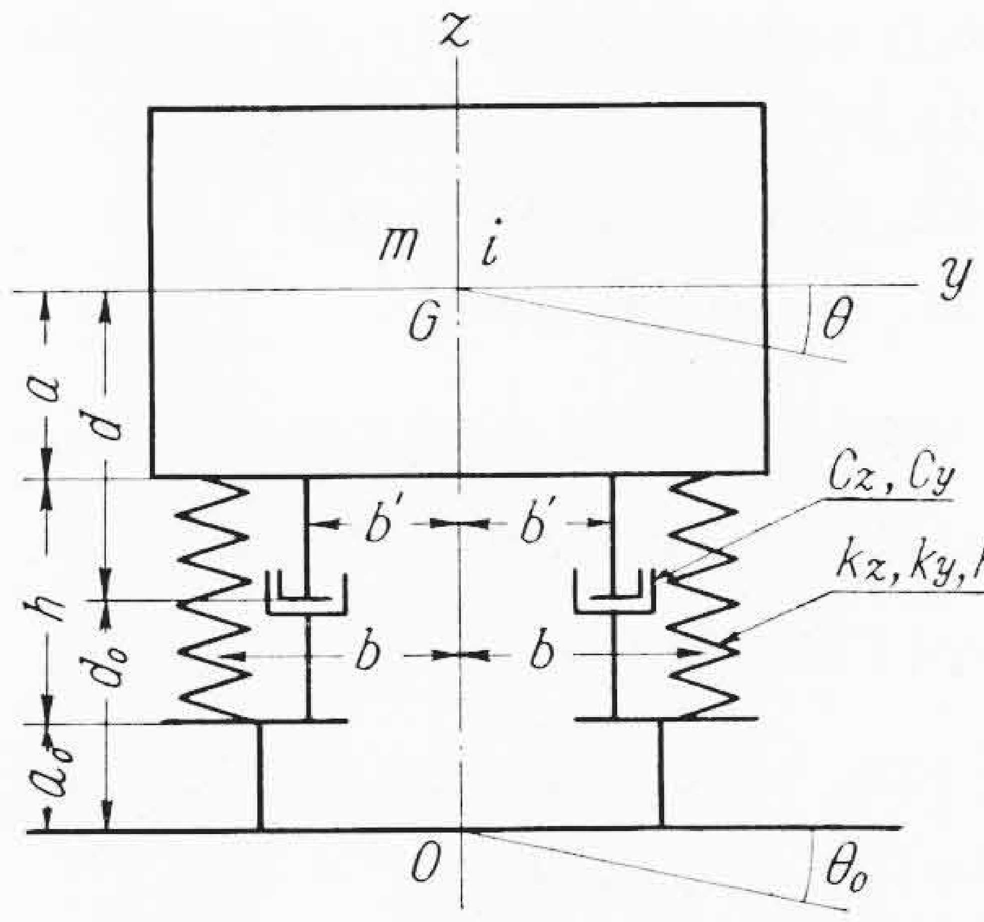
最近の新しい客電車用台車は振動特性向上，乗心地改善のために重ね板バネを排し，枕バネにコイルバネを使用して，オイルダンパを併用するようになつたため，全コイルバネの台車が多くなつた。

車輛の左右振動に関する研究が今までいろいろ行われている(1)が，実際にそれらの計算と実測結果とを対比したものはあり見受けられない。台車動的試験機(2)によつて左右振動試験を行つた結果，固有振動数の計算と実測との間には満足な一致がえられず，不明確な点もあり，車輛の左右振動について，なお検討の余地が十分あると考えられた。そこで筆者らは台車動的試験機による左右振動試験において，コイルバネの横方向の変形が相当大きく，その影響を考慮する必要のあることを認めたので，コイルバネの横方向の変形による復原力を考慮して車体の左右振動を考察し，これとバネ系が固定できるようになつている試験台車を使用し，軸バネと枕バネで構成された台車で実験した結果とを比較検討した。

以下これについて述べることにする。

〔II〕 左右振動とその固有振動数

コイルバネで支持された車体の左右振動を考察するにあたつて，問題はいわゆる平面問題とする。車体の運動は左右方向の並進運動と重心点周りの回転運動（ローリング）を考える。復原力はコイルバネの上下方向（軸方向）の変形によるものと，横方向および曲げの変形によるものを考え，減衰力は上下および左右方向に作用する減衰器によつて与えられるものとする。振動は中立静止位置近傍の微小振動とし，車体，台車枠などの重心はすべて中心線上にあるものとし，バネは中心線に対して対称の位置におかれているものとする。したがつて上下動はここで考えるローリングおよび左右動と分離されるから一応考えない。なお車体は側受支持とし心皿部に自由度はないものとする。また軸箱部などのガタの影響はないものとする。



第1図　バネ1組の振動系
Fig. 1.　Vibration System　(1)

バネ1組(軸バネあるいは枕バネのみ)とバネ2組（軸バネと枕バネ）の場合をそれぞれ定常的な左右逆位相加振の問題として扱うことにする。

(1) バネ1組の場合

上記の仮定にしたがつて，軸バネのみあるいは枕バネのみの場合車体はそれらのバネで支持されるため，振動系は第1図のように書き表わすことができる。ここに車

* 日立製作所笠戸工場

体の質量を m, 回転半径を i, コイルバネの上下，横および曲げのバネ常数を k_z, k_y および k_m, 中立静止時の高さを h, 減衰器の上下および左右方向の減衰係数を C_z, C_y, 加振基線よりバネ下端まで，車体重心よりバネ上端までの距離をそれぞれ a_0, a, また減衰器までの距離をそれぞれ d_0, d, バネの間隔および減衰器の間隔をそれぞれ $2b$, $2b'$ とする。車体の静止位置からの横変位を y, 回転角を θ, 加振基線における強制角変位を θ_0 とすれば，運動エネルギー T, ポテンシャルエネルギー U, 散逸関数 F はそれぞれつぎのように書ける。

$$
\begin{aligned}
2T &= m\dot{y}^2 + mi^2\dot{\theta}^2 \\
2U &= 2k_z b^2(\theta-\theta_0)^2 + 2k_y(y+a\theta-a_0\theta_0)^2 \\
&\quad + 2k_m(\theta-\theta_0)^2 \\
2F &= 2C_z b'^2(\dot{\theta}-\dot{\theta}_0)^2 + 2C_y(\dot{y}+d\dot{\theta}-d_0\dot{\theta}_0)^2
\end{aligned}
$$

散逸力を含めたラグランジュの方程式の中にこれらを代入すると，運動方程式は

$$
\left.
\begin{aligned}
&m\ddot{y} + 2k_y(y+a\theta-a_0\theta_0) + 2C_y(\dot{y}+d\dot{\theta}-d_0\dot{\theta}_0) = 0 \\
&mi^2\ddot{\theta} + 2k_z b^2(\theta-\theta_0) + 2k_y(y+a\theta-a_0\theta_0)a \\
&\qquad + 2k_m(\theta-\theta_0) + 2C_z b'^2(\dot{\theta}-\dot{\theta}_0) \\
&\qquad + 2C_y(\dot{y}+d\dot{\theta}-d_0\dot{\theta}_0)d = 0
\end{aligned}
\right\} \quad (1)
$$

この式の解を複素変位をもつてつぎのようにおき

$$
y = Ye^{j\omega t}, \quad \theta = \Theta e^{j\omega t}, \quad \theta_0 = \Theta_0 e^{j\omega t}
$$

これらを(1)式に代入すると

$$
\left.
\begin{aligned}
&(-m\omega^2 + 2k_y + j2C_y\omega)Y + (2k_y a + j2C_y d\omega)\Theta \\
&\qquad = (2k_y a_0 + j2C_y d_0\omega)\Theta_0 \\
&(2k_y a + j2C_y d\omega)Y + \{-mi^2\omega^2 + 2k_z b^2 \\
&\qquad + 2k_y a^2 + 2k_m + j(2C_z b'^2 + 2C_y d^2)\omega\}\Theta \\
&\qquad = \{2k_z b^2 + 2k_y a a_0 + 2k_m \\
&\qquad + j(2C_z b'^2 + 2C_y d d_0)\omega\}\Theta_0
\end{aligned}
\right\} \quad (2)
$$

これより Y, Θ を求め，さらに実振幅を $|Y|$, $|\Theta|$, 位相角を ϕ_y, ϕ_θ で表わせば，それぞれ次式で表わせる。すなわち $Y=|Y|e^{-j\phi_y}$, $\Theta=|\Theta|e^{-j\phi_\theta}$ とすると

$$
\left.
\begin{aligned}
|Y| &= |\Theta_0|\sqrt{\frac{1}{\Delta}(C^2+D^2)} \\
|\Theta| &= |\Theta_0|\sqrt{\frac{1}{\Delta}(E^2+F^2)} \\
\phi_y &= \tan^{-1}\frac{BC-AD}{AC+BD} \\
\phi_\theta &= \tan^{-1}\frac{BE-AF}{AE+BF} \\
&\text{ここに}\quad \Delta = A^2+B^2
\end{aligned}
\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (3)
$$

また A, B, C, D, E および F はそれぞれ次式を表わしている。

$$
\left.
\begin{aligned}
A &= m^2 i^2\omega^4 - m\{2k_z b^2 + 2k_y(i^2+a^2) + 2k_m\}\omega^2 \\
&\quad + 2k_y(2k_z b^2 + 2k_m) - 2C_z b'^2 \cdot 2C_y\omega^2 \\
B &= \omega[2C_z b'^2(-m\omega^2 + 2k_y) \\
&\quad + 2C_y\{-m(i^2+a^2)\omega^2 + 2k_z b^2 \\
&\quad + 2k_y(d-a)^2 + 2k_m\}] \\
C &= -mi^2 \cdot 2k_y a_0\omega^2 + 2k_z b^2 \cdot 2k_y(a_0-a) \\
&\quad + 2k_y(a_0-a)\cdot 2k_m - 2C_z b'^2 \cdot 2C_y(d_0-d)\omega^2 \\
D &= \omega[2C_z b'^2 \cdot 2k_y(a_0-a) + 2C_y \\
&\quad \times\{-mi^2 d_0\omega + 2k_z b^2(a_0-d) \\
&\quad + 2k_y(d-a)(a_0 d - a d_0) + 2k_m(d_0-d)\}] \\
E &= -m(2k_z b^2 + 2k_y a a_0 + 2k_m)\omega^2 \\
&\quad + 2k_y(2k_z b^2 + 2k_m) - 2C_z b'^2 \cdot 2C_y\omega^2 \\
F &= \omega[2C_z b'^2(-m\omega^2 + 2k_y) + 2C_y \\
&\quad \times\{-m d d_0\omega^2 + 2k_z b^2 + 2k_y(d-a)(d_0-a) \\
&\quad + 2k_m\}]
\end{aligned}
\right\} \quad (4)
$$

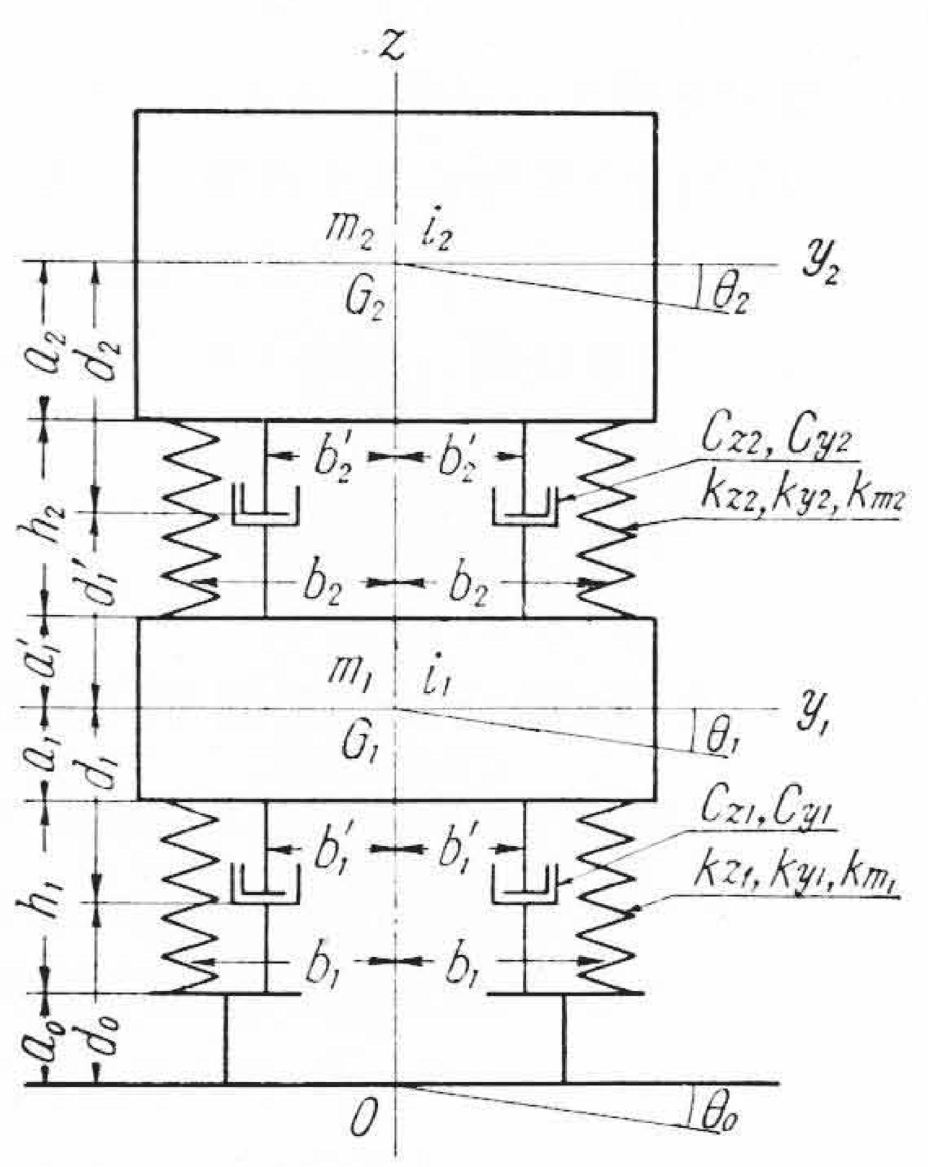
なおこの振動系で減衰が働かない場合の振動数方程式は(4)の A の式から

$$
\begin{aligned}
&m^2 i^2\omega^4 - m\{2k_z b^2 + 2k_y(i^2+a^2) + 2k_m\} \\
&\qquad \times\omega^2 + 2k_y(2k_z b^2 + 2k_m) = 0 \quad \cdots\cdots\cdots (5)
\end{aligned}
$$

である。

(2) バネ2組の場合

前記の仮定にしたがつて車輛のバネ系が軸バネと枕バネよりなる場合は**第2図**に示す振動系で表わすことができる。車体および台車枠（バネ間）の質量を m_2, m_1, 回転半径を i_2, i_1, 枕バネの上下，横および曲げのバネ定数を k_{z2}, k_{y2}, および k_{m2}, 高さを h_2 とし，軸バネのそれらを k_{z1}, k_{y1}, k_{m1}, h_1 とする。加振基線より軸バネ下端面まで，台車枠重心より軸バネ上端面までと枕バネ下端面まで，また車体重心より枕バネ上端面までの距離をそれぞれ a_0, a_1, a_1', a_2 とする。軸バネおよび枕バ



第2図　バネ二組の振動系
Fig. 2. Vibration System (2)

ネのバネ間距離を $2b_1$, $2b_2$ とする。枕バネに並列に入つた減衰器の上下および左右の減衰係数を C_{z2}, C_{y2} とし，車体重心からの距離を d_2, 台車枠からの距離を d_1', また減衰器間距離を $2b_2'$ とする。軸バネに並列に入つたものについての減衰係数を C_{z1}, C_{y1}, 台車枠重心と加振基線からの距離を d_1, d_0, 減衰器間距離を $2b_1'$ とする。車体および台車枠の静止位置から横変位をそれぞれ y_2, y_1, 回転角をそれぞれ θ_2, θ_1, 加振基線における強制角変位を θ_0 とすれば，運動エネルギー T, ポテンシャルエネルギー U, 散逸関数 F はそれぞれ次式で表わされる。

$$2T=m_2\dot{y}_2^2+m_2i_2^2\dot{\theta}_2^2+m_1\dot{y}_1^2+m_1i_1^2\dot{\theta}_1^2$$

$$\begin{aligned}2U=&2k_{z2}b_2^2(\theta_2-\theta_1)^2+2k_{y2}(y_2+a_2\theta_2-y_1-a_1'\theta_1)^2\\&+2k_{m2}(\theta_2-\theta_1)^2+2k_{z1}b_1^2(\theta_1-\theta_0)^2\\&+2k_{y1}(y_1+a_1\theta_0-a_0\theta_0)^2+2k_{m1}(\theta_1-\theta_0)^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}2F=&2C_{z2}b_2'^2(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1)^2+2C_{y2}(\dot{y}_2+d_2\dot{\theta}_2-\dot{y}_1-d_1'\dot{\theta}_1)^2\\&+2C_{z1}b_1'^2(\dot{\theta}_1-\dot{\theta}_0)^2+2C_{y1}(\dot{y}_1+d_1\dot{\theta}_1-d_0\dot{\theta}_0)^2\end{aligned}$$

これらにより運動方程式は

$$\left.\begin{aligned}&m_2\ddot{y}_2+2k_{y2}(y_2+a_2\theta_2-y_1-a_1'\theta_1)\\&\quad+2C_{y2}(\dot{y}_2+d_2\dot{\theta}_2-\dot{y}_1-d_1'\dot{\theta}_1)=0\\&m_1\ddot{y}_1-2k_{y2}(y_2+a_2\theta_2-y_1-a_1'\theta_1)\\&\quad+2k_{y1}(y_1+a_1\theta_1-y_0-a_0\theta_0)\\&\quad-2C_{y2}(\dot{y}_2+d_2\dot{\theta}_2-\dot{y}_1-d_1'\dot{\theta}_2)\\&\quad+2C_{y1}(\dot{y}_1+d_1\dot{\theta}_1-\dot{y}_0-d_0\dot{\theta}_0)=0\\&m_2i_2^2\ddot{\theta}_2+2k_{z2}b_2^2(\theta-\theta_1)\\&\quad+2k_{y2}(y_2+a_2\theta_2-y_1-a_1'\theta_1)a_2\\&\quad+2k_{m2}(\theta_2-\theta_1)+2C_{z2}b_2'^2(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1)\\&\quad+2C_{y2}(\dot{y}_2+d_2\dot{\theta}_2-\dot{y}_1-d_1'\dot{\theta}_1)d_2=0\\&m_1i_1^2\ddot{\theta}_1-2k_{z2}b_2^2(\theta_2-\theta_1)\\&\quad-2k_{y2}(y_2+a_2\theta_2-y_1-a_1'\theta_1)\\&\quad\times a_1'-2k_{m2}(\theta_2-\theta_1)+2k_{z1}b_1^2(\theta_1-\theta_0)\\&\quad+2k_{y1}(y_1+a_1\theta_1-a_0\theta_0)a_1\\&\quad+2k_{m1}(\theta_1-\theta_0)-2C_{z2}b_2'^2(\dot{\theta}_2-\dot{\theta}_1)\\&\quad-2C_{y2}(\dot{y}_2+d_2\dot{\theta}_2-\dot{y}_1-d_1'\dot{\theta}_1)d_1'\\&\quad+2C_{z1}b_1'^2(\dot{\theta}_1-\dot{\theta}_0)\\&\quad+2C_{y1}(\dot{y}_1+d_1\dot{\theta}_1-d_0\dot{\theta}_0)d_1=0\end{aligned}\right\}\quad(6)$$

この式の解を複素変位をもつてつぎのようにおき

$$y_2=Y_2e^{j\omega t},\quad y_1=Y_1e^{j\omega t},\quad \theta_2=\Theta_2e^{j\omega t},$$
$$\theta_1=\Theta_1e^{j\omega t},\quad \theta_0=\Theta_0e^{j\omega t}$$

これらを (6) 式に代入すれば

$$\left.\begin{aligned}&(-m_2\omega^2+2k_{y2}+j2C_{y2}\omega)Y_2\\&-(2k_{y2}+j2C_{y2}\omega)Y_1+(2k_{y2}a_2+j2C_{y2}d_2\omega)\Theta_2\\&-(2k_{y2}a_1'+j2C_{y2}d_1'\omega)\Theta_1=0\\&-(2k_{y2}+j2C_{y2}\omega)Y_2+\{-m_1\omega^2+2k_{y2}+2k_{y1}\\&+j(2C_{y2}+2C_{y1})\omega\}Y_1-(2k_2a_2+j2C_{y2}d_2\omega)\Theta_2\\&+\{2k_{y2}a_1'+2k_{y1}a_1+j(2C_{y2}d_1'+2C_{y1}d_1)\omega\}\Theta_1\\&=(2k_{y1}a_0+j2C_{y1}d_0\omega)\Theta_0\\&(2k_{y2}a_2+jC_{y2}d_2\omega)Y_2-(2k_{y2}a_2\\&+j2C_{y2}d_2\omega)Y_1+\{-m_2i_2^2\omega^2+2k_{z2}b_2^2\\&+2k_{y2}a_2^2+2k_{m2}+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_2^2)\omega\}\Theta_2\\&-\{2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_2a_1'+2k_{m2}\\&+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_2d_1')\omega\}\Theta_1=0\\&-(2k_{y2}a_1'+j2C_{y2}d_1'\omega)Y_2+\{2k_{y2}a_1'+2k_{y1}a_1\\&+j(2C_{y2}d_1'+2C_{y1}d_1)\omega\}Y_1-\{2k_{z2}b_2^2\\&+2k_{y2}a_2a_1'+2k_{m2}+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_2d_1')\omega\}\Theta_2\\&+\{-m_1i_1^2\omega^2+2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_1'^2+2k_{m2}+2k_{z1}b_1^2\\&+2k_{y1}a_1^2+2k_{m1}+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_1'^2\\&+2C_{y1}d_1^2)\omega\}\Theta_1=\{2k_{z1}b_1^2+2k_{y1}a_1a_0+2k_{m1}\\&+j(2C_{z1}b_1'^2+2C_{y1}d_1d_0)\omega\}\Theta_0\end{aligned}\right\}\quad(7)$$

これより Y_2, Y_1, Θ_2, Θ_1 を求めることができる。ここに車体についての Y_2, Θ_2 は次のように表わせる。

すなわち

$$Y_2=\Theta_0\frac{\Delta_y}{\Delta},\quad \Theta_2=\Theta_0\frac{\Delta_\theta}{\Delta}\quad\cdots\cdots(8)$$

ここに

$$\left.\begin{aligned}\Delta=&\begin{vmatrix}K_{y2,y2}&K_{y2,y1}&K_{y2,\theta2}&K_{y2,\theta1}\\K_{y1,y2}&K_{y1,y1}&K_{y1,\theta2}&K_{y1,\theta1}\\K_{\theta2,y2}&K_{\theta2,y1}&K_{\theta2,\theta2}&K_{\theta2,\theta1}\\K_{\theta1,y2}&K_{\theta1,y1}&K_{\theta1,\theta2}&K_{\theta1,\theta1}\end{vmatrix}\\\Delta_y=&\begin{vmatrix}0&K_{y2,y1}&K_{y2,\theta2}&K_{y2,\theta1}\\K_{y1,\theta0}&K_{y1,y1}&K_{y1,\theta2}&K_{y1,\theta1}\\0&K_{\theta2,y1}&K_{\theta2,\theta2}&K_{\theta2,\theta1}\\K_{\theta1,\theta0}&K_{\theta1,y1}&K_{\theta1,\theta2}&K_{\theta1,\theta1}\end{vmatrix}\\\Delta_\theta=&\begin{vmatrix}K_{y2,y2}&K_{y2,y1}&0&K_{y2,\theta1}\\K_{y1,y2}&K_{y1,y1}&K_{y1,\theta0}&K_{y1,\theta1}\\K_{\theta2,y2}&K_{\theta2,y1}&0&K_{\theta2,\theta1}\\K_{\theta1,y2}&K_{\theta1,y1}&K_{\theta1,\theta0}&K_{\theta1,\theta1}\end{vmatrix}\end{aligned}\right\}\quad(9)$$

またこれらの行列式中 $K_{y2,y2}$, $K_{y1,y1}$, $K_{\theta2,\theta2}\cdots\cdot$ などは

$$\left.\begin{aligned}&K_{y2,y2}=-m_2\omega^2+2k_{y2}+j2C_{y2}\omega\\&K_{y1,y1}=-m_1\omega^2+2k_{y2}+2k_{y1}\\&\qquad+j(2C_{y2}+2C_{y1})\omega\\&K_{\theta2,\theta2}=-m_2i_2^2\omega^2+2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_2^2+2k_{m2}\\&\qquad+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_2^2)\omega\\&K_{\theta1,\theta1}=-m_1i_1^2\omega^2+2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_1'^2+2k_{m2}\\&\qquad+2k_{z1}b_1^2+2k_{y1}a_1^2+2k_{m1}+j(2C_{z2}b_2'^2\\&\qquad+2C_{z1}b_1'^2+2C_{y2}d_1'^2+2C_{y1}d_1^2)\omega\\&K_{y2,y1}=K_{y1,y2}=-(2k_{y2}+j2C_{y2}\omega)\\&K_{y2,\theta2}=K_{\theta2,y2}=2k_{y2}a_2+j2C_{y2}d_2\omega\\&K_{y2,\theta1}=K_{\theta1,y2}=-(2k_{y2}a_1'+j2C_{y2}d_1'\omega)\\&K_{y1,\theta2}=K_{\theta2,y1}=-(2k_{y2}a_2+j2C_{y2}d_2\omega)\\&K_{y1,\theta1}=K_{\theta1,y1}=2k_{y2}a_1'+2k_{y1}a_1\\&\qquad+j(2C_{y2}d_1'+2C_{y1}d_1)\omega\\&K_{\theta2,\theta1}=K_{\theta1,\theta2}=-\{2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_2a_1'\\&\qquad+2k_{m2}+j(2C_{z2}b_2'^2+2C_{y2}d_2d_1')\omega\}\end{aligned}\right\}\quad(10)$$

である。

なおこの振動系で減衰が働かない場合の振動数方程式は(9)式の$\varDelta$より次式で表わせる。すなわち

$$\begin{vmatrix} (-m_2\omega^2+2k_{y2}) & -2k_{y2} & 2k_{y2}a_2 & -2k_{y2}a'_1 \\ -2k_{y2} & (-m_1\omega^2+2k_{y2}+2k_{y1}) & -2k_{y2}a_2 & (2k_{y2}a'_1+2k_{y1}a_1) \\ 2k_{y2}a_2 & -2k_{y2}a_2 & \begin{pmatrix}-m_2i_2^2\omega^2+2k_{z2}b_2^2\\+2k_{y2}a_2^2+2k_{m2}\end{pmatrix} & -(2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_2a'_1+2k_{m2}) \\ -2k_{y2}a'_1 & (2k_{y2}a'_1+2k_{y1}a_1) & -\begin{pmatrix}2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_2a'_1\\+2k_{m2}\end{pmatrix} & \left\{-m_1i_1^2\omega^2+\begin{pmatrix}2k_{z2}b_2^2+2k_{y2}a_1'^2+2k_{m2}\\2k_{z1}b_1^2+2k_{y1}a_1^2+2k_{m1}\end{pmatrix}\right\} \end{vmatrix}=0 \qquad \cdots\cdots\cdots(11)$$

である。

ここで台車枠（バネ間）の重量は実際には無視できる程小さくないが，車体の重量に比して相当小さい。また台車枠に働く復原力は車体のそれよりも大きい，したがつて台車枠についての固有振動数は車体の固有振動数よりも一般に相当高いから，この振動系で主として問題になる低い振動数に対しては台車枠の慣性力を無視することができる。これについては後に計算結果を示す。

(3) コイルバネの横および曲げのバネ定数

コイルバネの横荷重によるこわさに関する理論式は二三[(3)]あるが，ここではCainによる理論式[(4)]を採用した。すなわち，k_yをコイルバネの両端が平行のまま変形するときのバネ定数，k_mをモーメントにより変形するときのバネ定数とすれば，それぞれ次式で与えられる。

$$\frac{1}{k_y}=\frac{8nD}{Ed^4}\left\{\frac{h^2}{3}\left(\frac{E}{2G}+1\right)+D^2\right\}$$

$$\frac{1}{k_m}=\frac{32nD}{Ed^4}\left(\frac{E}{2G}+1\right)$$

ただし　E, G は縦および横弾性係数

D はコイルの平均径

d はコイルの線径

n は有効巻数

h は高さ

である。

〔III〕 実験方法

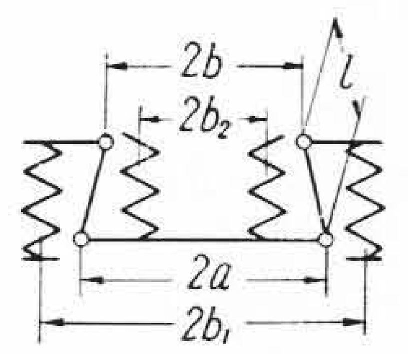
(1) 試験用台車

実験に使用した台車は軸梁式台車で，特にバネ，吊リンクおよび側受は固定できる構造になつており，ここで述べるのはその吊リンクと側受を固定したコイルバネのみの振動系の場合である。車体は台車動的試験機の車体とその車体の両側に積む荷重をもつて構成されている。

第1表は試験台車および車体の主要諸元を示したものである。ここに示す台車枠（バネ間）の重量および車体の重量，さらに台車枠の慣性モーメントは実測値，車体の慣性モーメントは形状が簡単であり，その計算結果は十分信頼できると考えられるので計算値である。

第2表は使用したコイルバネのバネ定数を示したものである。

第1表　試験台車および車体の主要諸元
Table 1. Specification of Test Truck and Body

軌間 (mm)			1,370
車輪径 (mm)			660
固定軸距 (mm)			1,600
		$2b_1$	1,773
		$2b_2$	2,100
		$2a$	2,100
		$2b$	1,961
		l	400
車体（揺枕上を含む）	重量 (t)	1	5.470
		2	5.820
	慣性モーメント (t-m-sec²)	1	1.312
		2	1.336
台車枠（バネ間）	重量 (t)		1.094
	慣性モーメント (t-m-sec²)		0.0584

第2表　コイルバネのバネ定数
Table 2. Spring Constant

名称	軸バネ		枕バネ	
	80	40	80	40
k_z (kg/mm)	80.0	38.1	80.0	40.0
k_y (kg/mm)	71.6	(1) 36.4 (2) 37.3	(1) 23.4 (2) 24.0	28.6
k_m (kg-mm)	55.4×10⁴	28.9×10⁴	17.3×10⁴	25.1×10⁴

ただし表中(1)(2)は第1表車体の1，2の場合を示す。

(2) 実験方法

実験はバネ比 (80/160)，(40/80) および (80/80)（ただし分母は軸バネ，分子は枕バネの台車片側のバネ定数k_zを示す）の場合について行い，それぞれバネ一組とした場合を合せ実験した。枕バネにコイルバネを使用するとき並列にオイルダンパが普通入つているが，この実験では一応ダンパを使用しないで実験した。いずれの場合も台車動的試験機の駆動輪偏心量を左右逆位相に1.2，1.0および0.8 mmに変えて実験を行つた。

測定は心皿上床面で振動加速度を梅北式DV-3型振動加速度計により計測し，軸バネ，枕バネの撓みを自家製変位計により電磁オッシログラフに記録測定した。

〔IV〕 結果と検討

(1) 実験結果

床面上振動加速度とバネ撓みの共振曲線の一例を示したものがそれぞれ**第3図**と**第4図**である。試験条件としてバネ比 (80/160), 駆動輪偏心量 0.8 mm の場合を示した。

1.20 cps に一次, 1.90 cps に二次の共振点があり, それぞれローリング, 左右動を主体としたものである。オイルダンパを使用していないため, ローリングは大きくあらわれている。左右動は特に共振時の振幅は大きくないが一応はつきりとあらわれている。コイルバネの横方向の変形を考慮しなければならないことが十分うかがえる。

(2) 固有振動数の実測値と計算値

床面上振動加速度とバネ撓みの共振曲線より求めた, バネ1組およびバネ2組の場合についての固有振動数の実測値と〔II〕の(5), (11)式による計算値を示したものが**第3表**と**第4表**である。

第3表で枕バネのみの場合, 実測値と計算値はよく一致している。軸バネの場合, 実測値と計算値はいずれの場合もあまりよく一致せず, バネ定数 160 kg/mm の場合および二次と考えられるものが比較的近い値を示している。枕バネの場合よく一致しているにもかゝわらず, 軸バネの場合一致しなかつた理由として考えられるものは軸バネの場合共振と考えられる点附近では丁度2倍の振動数の上下動が**第5図** (次頁参照) に示すようにあらわれているためのように思われる。上下動は二次の微小量を無視することによりローリング, 左右動と非連成になるが, この例のように上下動用ダンパのない場合には上下動が図に示すように大きくなり, この二次の微小量を考慮しないところに問題があるように思われる。

第3表 固有振動数の比較 (1)
Table 3. Natural Frequency (1)

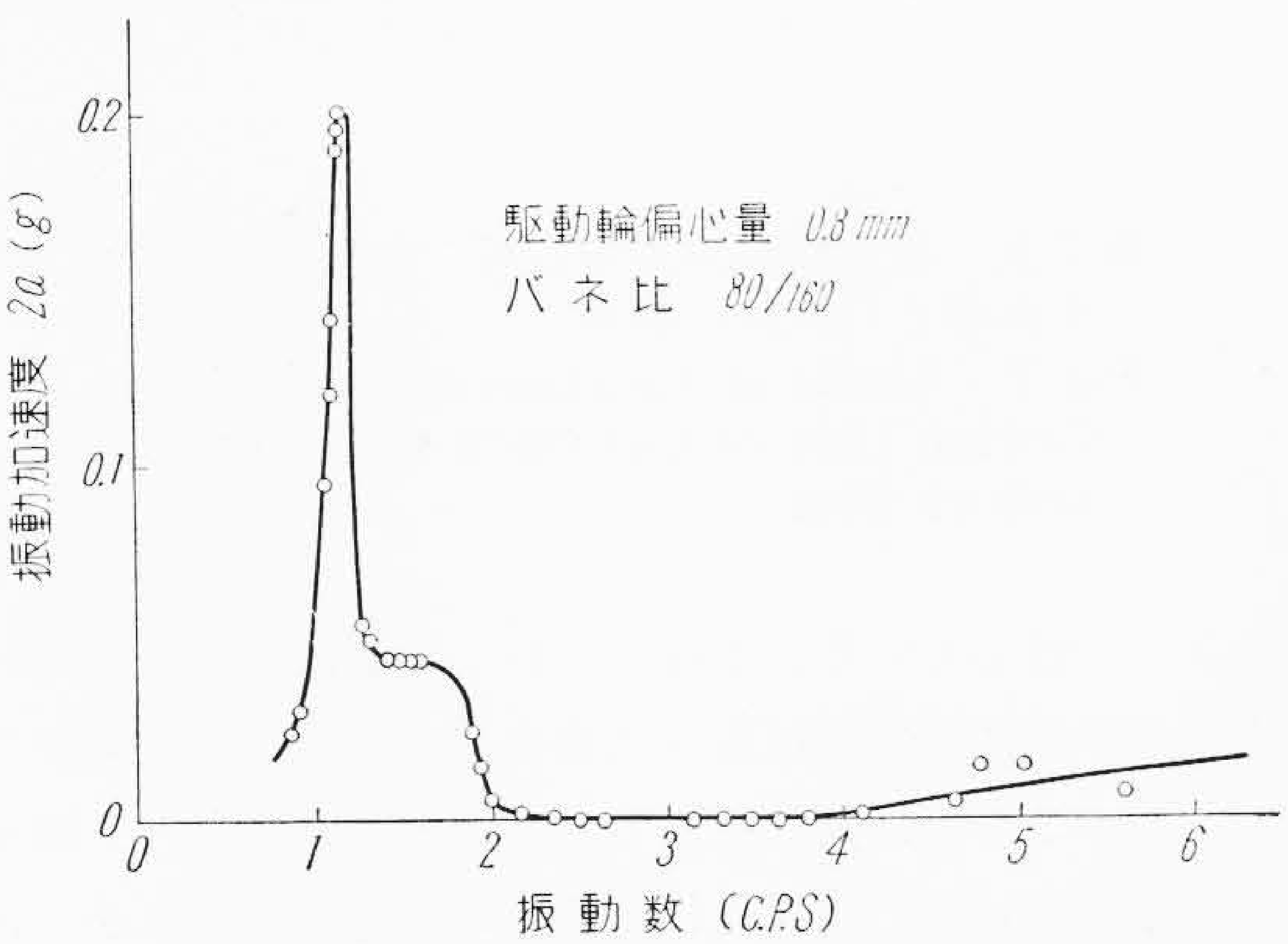
バネ	実測値 (c.p.s.)	計算値 (c.p.s.)
軸 160 (1)	1.75 3.75	1.89 3.68
軸 80 (1)	1.60 2.75	1.31 2.62
軸 80 (2)	1.60 2.70	1.29 2.59
枕 80 (1)	1.30 2.15	1.27 2.12
枕 40 (1)	1.02 2.02	1.07 1.97
枕 80 (2)	1.26 2.10	1.24 2.10

ただし表中(1)(2)は第1表車体の 1, 2 の場合を示す。

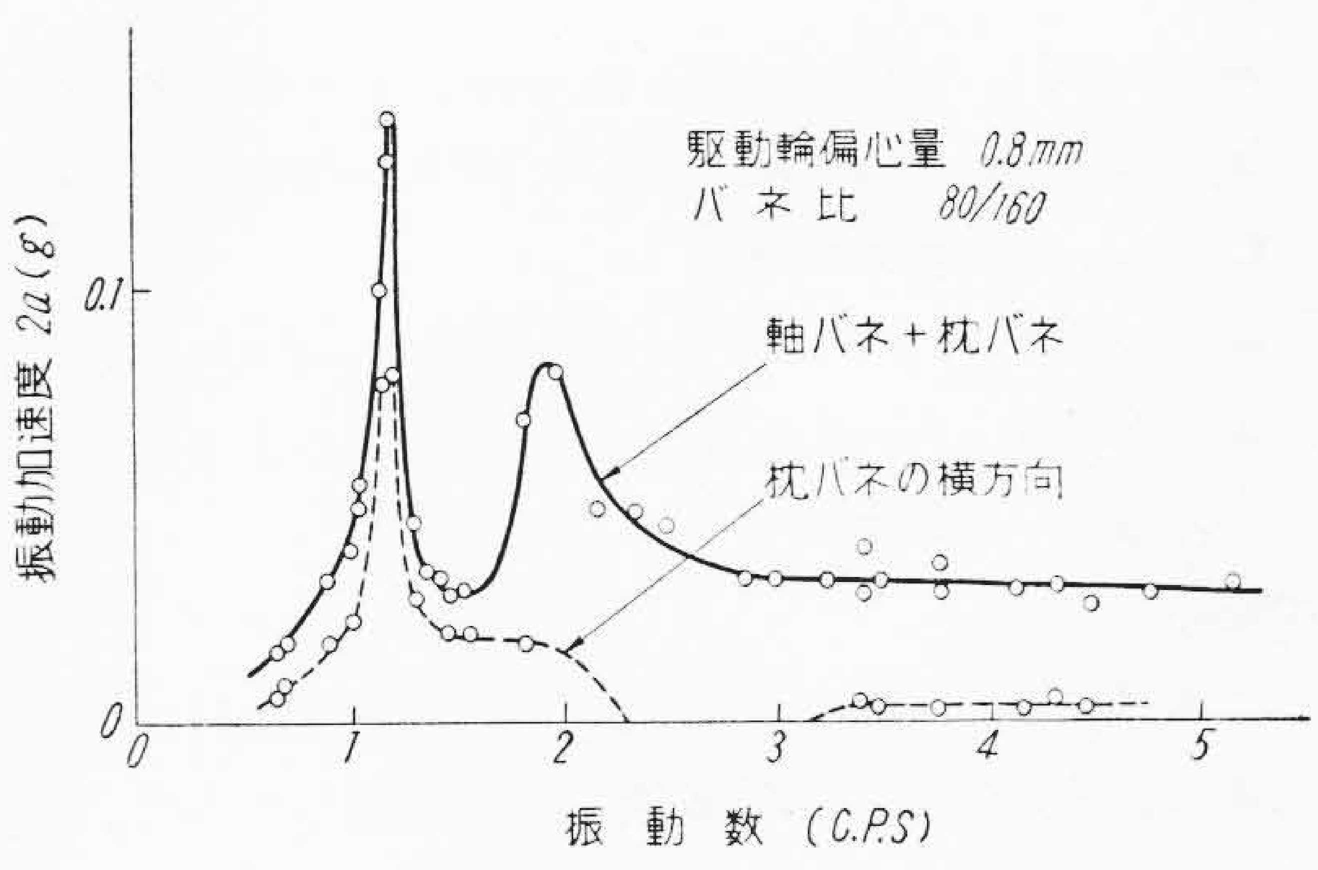
第4表 固有振動数の比較 (2)
Table 4. Natural Frequency (2)

バネ比	実測値 (c.p.s.)	計算値 (c.p.s.)	台車枠重量を無視した計算値 (c.p.s.)
80/160 (1)	1.20 1.90 — —	1.17 1.89 8.55 14.10	1.16 1.90 — —
40/80 (1)	0.90 2.10 — —	0.92 2.06 6.66 9.87	0.92 2.06 — —
80/80 (2)	1.08 1.80 — —	1.04 1.84 6.60 11.70	1.05 1.83 — —

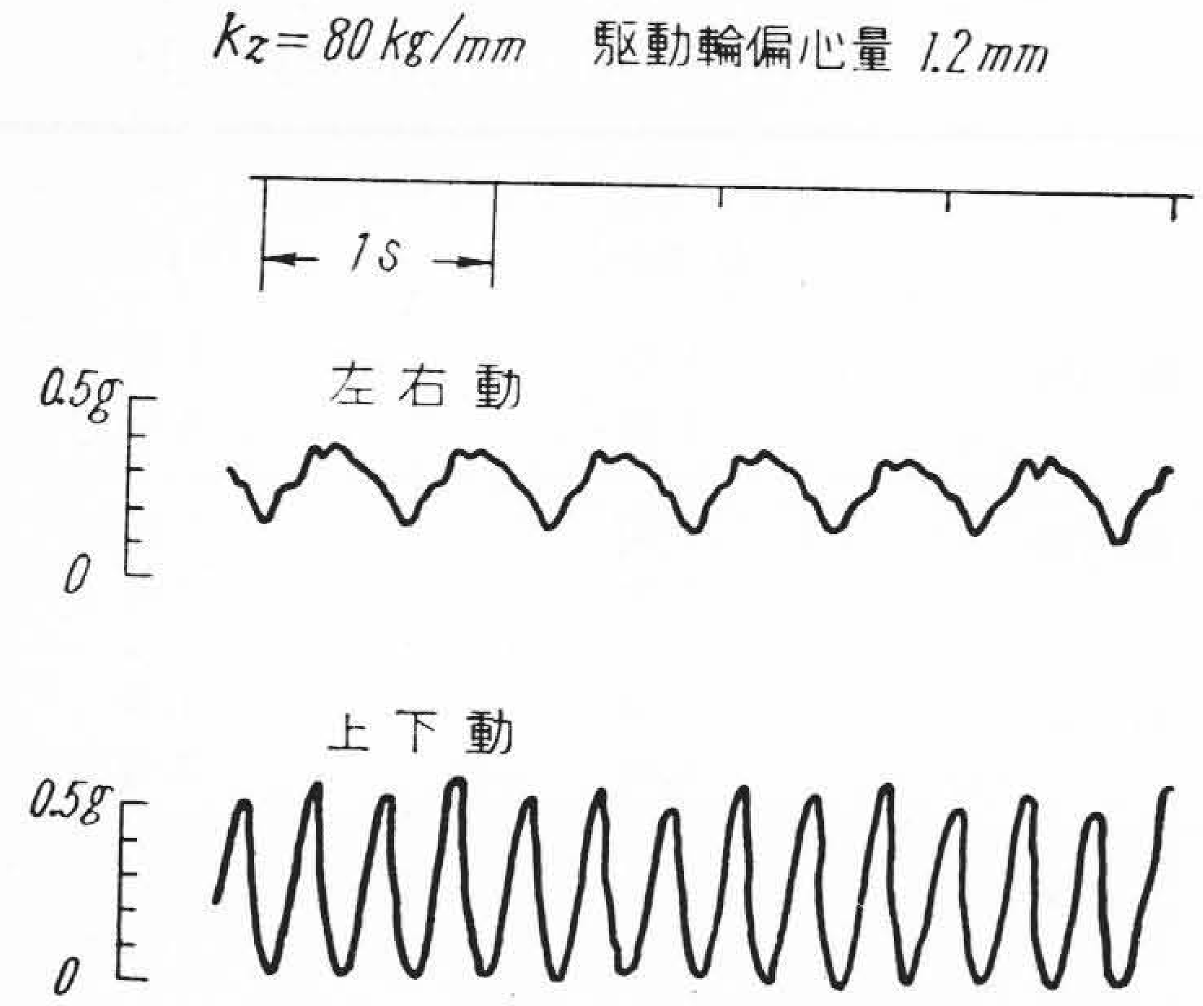
ただし表中(1)(2)は第1表車体の 1, 2 の場合を示す。



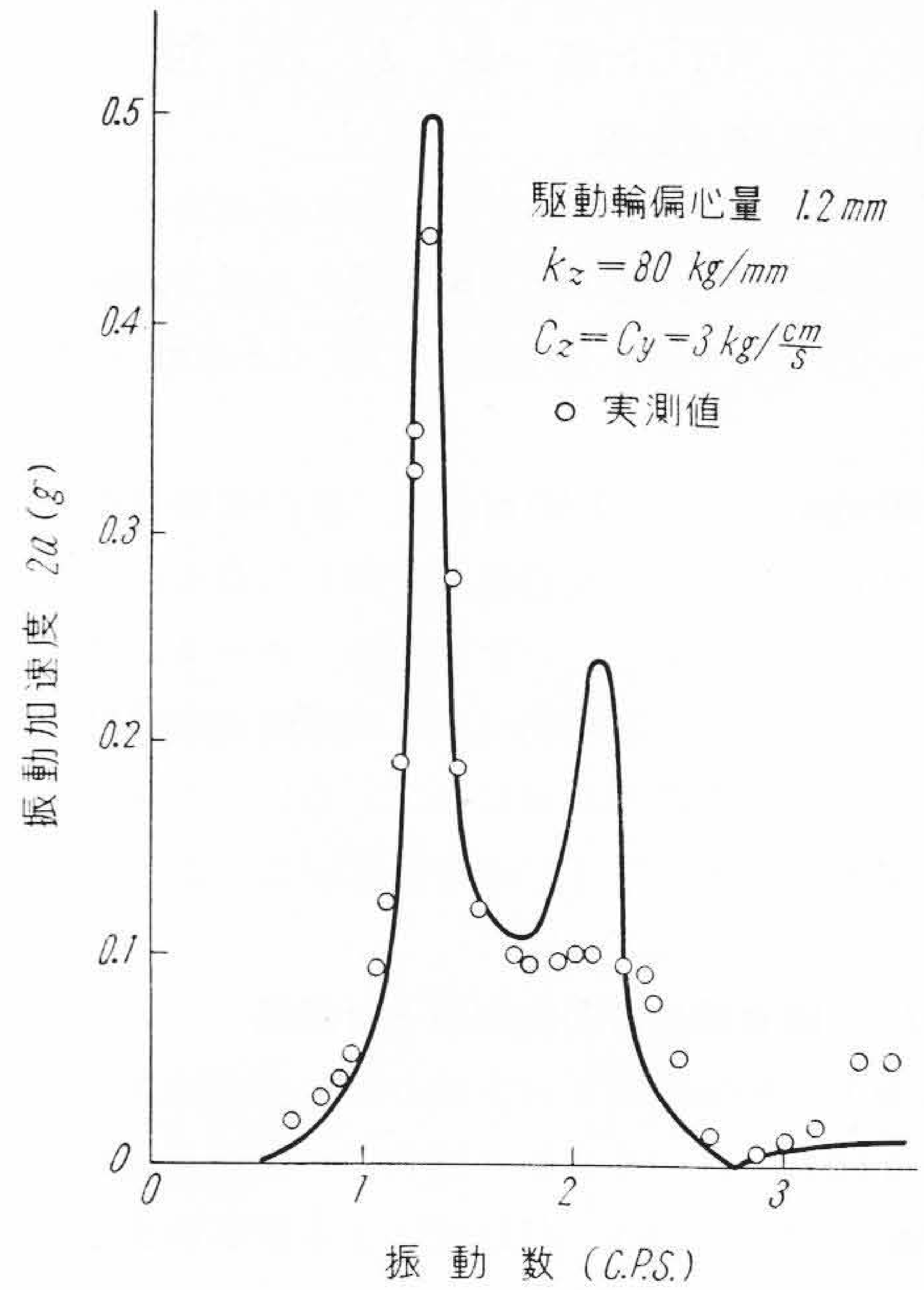
第3図 床面上振動加速度共振曲線
Fig. 3. Resonance Curve (Acceleration)



第4図 バネ撓み共振曲線
Fig. 4. Resonance Curve (Deflection of Helical Spring)



第5図 振 動 波 形 (軸バネのみの場合)
Fig. 5. Vibration Wave (Axle Spring only)



第6図 共 振 曲 線
Fig. 6. Resonance Curve

第4表のバネ2組の場合については各バネ比についていずれもよく一致している。実際に三次，四次の固有振動数は測定されていないが，一般に車輛の左右振動として問題になる低次の固有振動数のみを対象とする場合は台車の慣性力は無視してもよく，すなわち台車の重量を無視しても差支えないことを示している。

これらの計算にあたつて，ここでは k_m を考慮して計算を行つたが，数値的にみて，一般に $k_z b^2$ に対し k_m は十分無視できるからこれを考慮する必要はまずないと考えられる。車輛の場合コイルバネの曲げによる復原力の影響はないと考えて差支えない。

(3) 共振曲線について

この実験では固有振動数をできるだけ適確に求めるために，上下動用オイルダンパを使用しなかつた。しかしながら不測の固体摩擦があり，共振曲線は共振点である極大値をもつている。いま一応固体摩擦が台車横梁と上揺枕間の摺板部にあるものと仮定し，これを粘性減衰において床面上の振動加速度を求めたものが**第6図**である。この数値計算はつぎの数値を用いて行つた。すなわち

$m=0.558\,\mathrm{t}$，$mi^2=1.312\,\mathrm{t\text{-}m\text{-}sec^2}$，$k_z=80.0\,\mathrm{kg/mm}$，

$k_y=23.4\,\mathrm{kg/mm}$，$k_m=17.3\times10^4\,\mathrm{kg\text{-}mm}$，

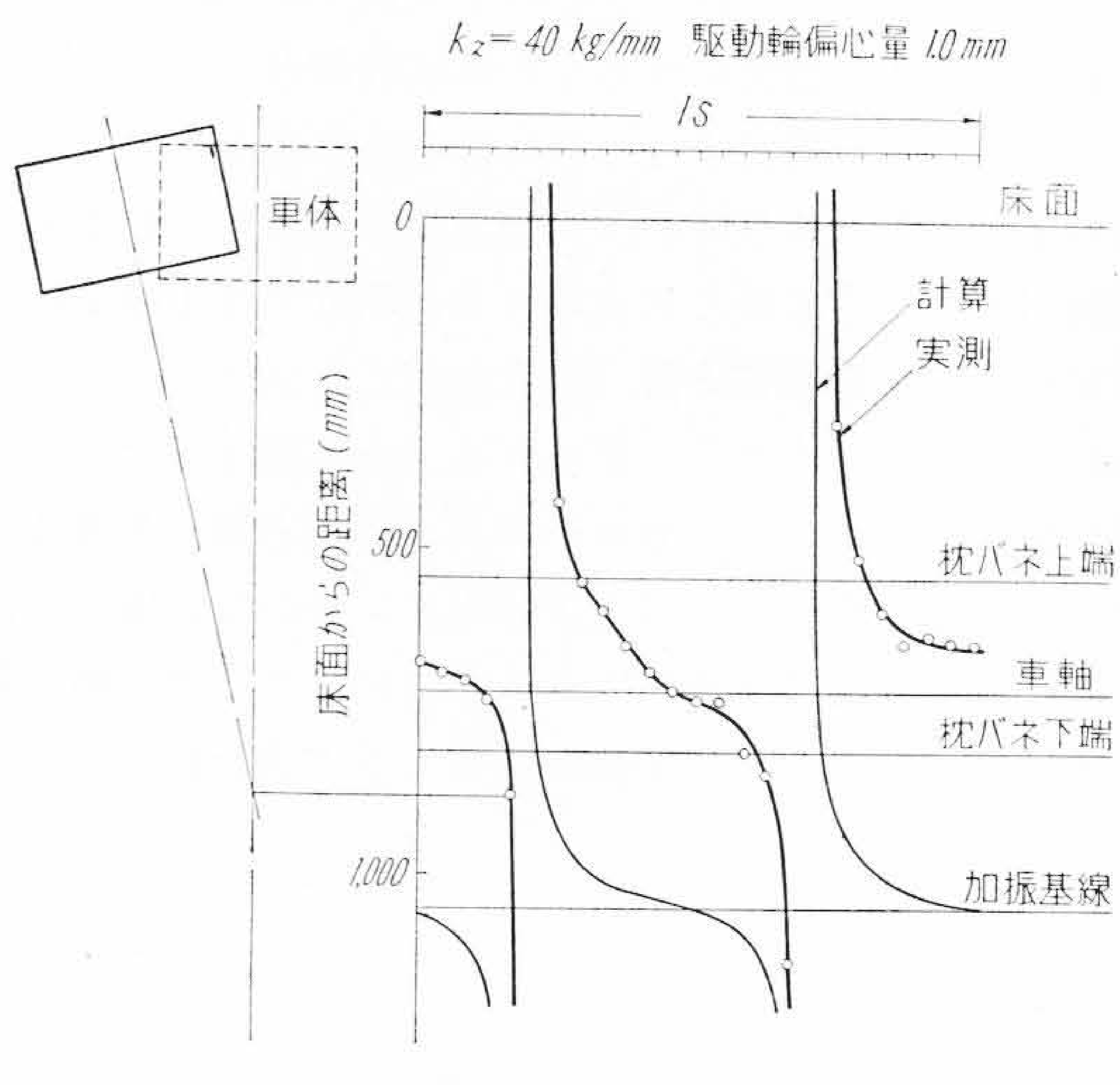
$C_z=C_y=3\,\mathrm{kg/cm/sec}$

$a=-0.80\,\mathrm{m}$，$b=1.05\,\mathrm{m}$，$b'=0.61\,\mathrm{m}$，$d=-0.80\,\mathrm{m}$，

$d_0=0.73\,\mathrm{m}$，$\theta_0=2.4/1372$，l=車体重心より床面までの距離$=-0.21\,\mathrm{m}$

である。

この理論共振曲線に比較的近い実測結果を対比させるために，その実測値を**第6図**に合せ記載してみた。傾向的には一致しているが，二次の共振点附近と 2.9 cps 以上で実測結果はあまりよく一致していない。しかし約 2.8 cps で振動加速度が 0 になる点があり，理論と実測



第7図 静止時の車体中心線と振動中の車体中心線との交点の軌跡
Fig. 7. Locus of Junction of Two Lines, Center Line of Car Body on Vibration and at Rest

はよく一致している。上記の一致しない理由としては勿論不測の固体摩擦を摺板部に集約し，これを粘性減衰においていることに問題はあるが，台車の構造上，上揺枕が台車枠にピンで結合されており，横方向の変位が大きくなると拘束を受けるため，その影響が大きく現われているように思われる。

（4） 振動型について

コイルバネで支持された車体は〔II〕の（3）式からわかるように，僅かでも減衰が働く場合，位相角 ϕ_y, ϕ_θ が異るため共振点においても車体はある固定点の周りに振動しない。すなわちいいかえると回転の中心は時々刻々移動することになる。ただし非減衰の系であればここに仮定した振動系については勿論固定点になる。**第7図**は実験結果の一例として静止中立位置の車体中心線と振動中の車体中心線の交点が一周期の間にいかに変化するかを求めたものである。図中計算結果の曲線を合せ示した。その傾向は一致しているが，曲線自体は一致していない。これは実測値が理論共振曲線上に完全に一致していないからやむをえない結果である。

バネ2組の場合についても同様のことがいえる。

〔V〕 結　　　言

以上コイルバネのみで支持された車体の左右振動について実験検討を行つた。その結果としてつぎのことがいえる。

（1） コイルバネの横方向の変形は無視できない。すなわち横方向の復原力の影響は大きく，これを考慮することにより固有振動数は適確に求められる。

（2） 機構上問題がなければ，コイルバネの横方向の復原力を考慮し，適当な減衰を与えることによつて共振曲線は実測結果と一致する。

（3） 不測の摩擦あるいは減衰のために，コイルバネで支持された車体はある固定点周りに振動しない。

以上不備な点が多いが，ここでは主としてコイルバネの横方向の変形の影響をみるために検討した。実際の車軸についての検討は稿をあらため報告したいと思う。

終りに始終御指導いただいた九大石橋教授，データの整理，計算に協力された井川氏に深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

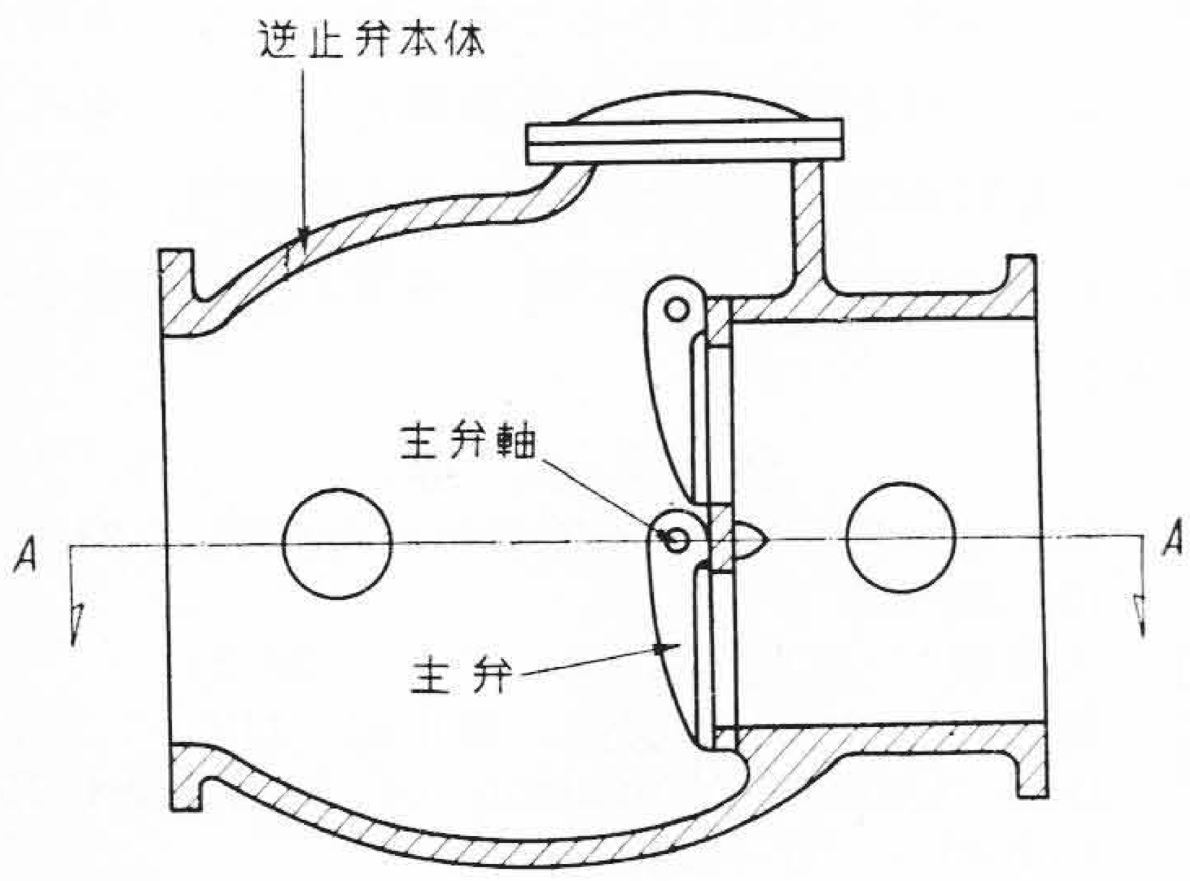
（1） 例えば，松平精： 鉄道業務研究資料　23　575（昭 30–12）
（2） 大橋剛： 日立評論　2　73（昭 28–2）
（3） 例えば，機械工学便覧　第4編　112
（4） B. S. Cain： Vibration of Rail and Road Vehicles. 53 (1940)

新案の紹介

実用新案第 437959 号　第 437960 号　　　　田中栄吉・近藤澄雄

水槌作用軽減装置付逆止弁

この逆止弁は，渦巻ポンプにおけるウォータハンマを軽減するためのもので，分岐管には，ダッシュポットを有し，かつ，特殊な構造のカップリングによつて主弁と連動する回転弁を設け，さらに，分岐管の流量調節のための仕切弁を備えたことを特徴とするものである。



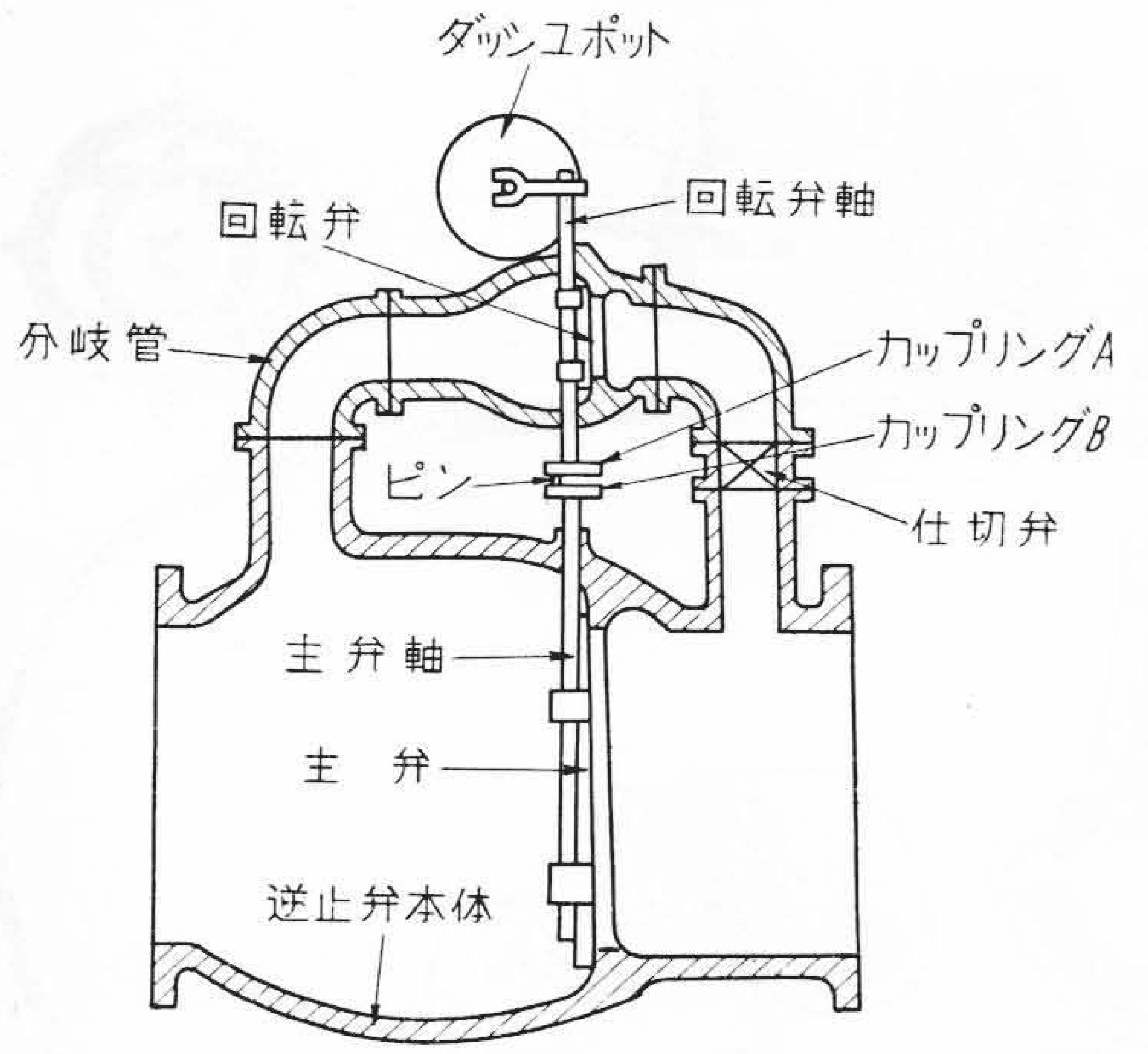
第 1 図

ポンプの運転中停電などにより揚水が急停止すると，逆流により主弁は急閉するが回転弁はダッシュポットの作用により徐閉し，ウォータハンマを軽減する。この場合，カップリングBは主弁の急閉によつて**第4図**の状態から急速に反時計方向に回転し，カップリングAに設けたピンはカップリングBの溝の中を回転弁の徐閉につれて反時計方向に変位する。

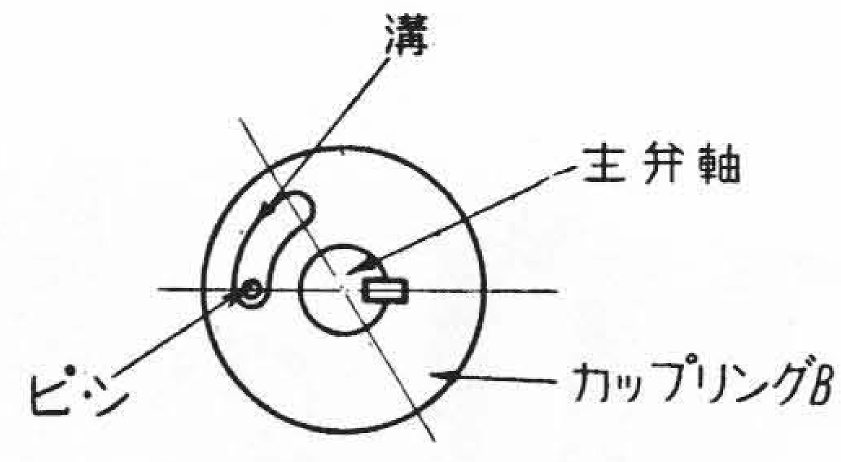
ポンプの始動時には，ポンプの送水量少く分岐管内の揚水の流通が悪くても，回転弁はカップリングのピンにより強制的に主弁の開度に応じて開放される。

このようなウォータハンマ軽減装置では，良好なウォータハンマ防止を行わせるには送水管の長さ，ポンプの運転状態によつて変化する水量と揚程とに応じ許容する逆流量を調節する必要がある。この逆止弁では分岐管に設けた仕切弁により分岐管の流路面積を変えて逆流量を適当に調節することができるので，ウォータハンマ防止を有効適切に行うことができる。なお，分岐管の仕切弁はその目的から，仕切り最後位置でも完全に閉鎖することなくある開度を持つようにしておく必要がある。

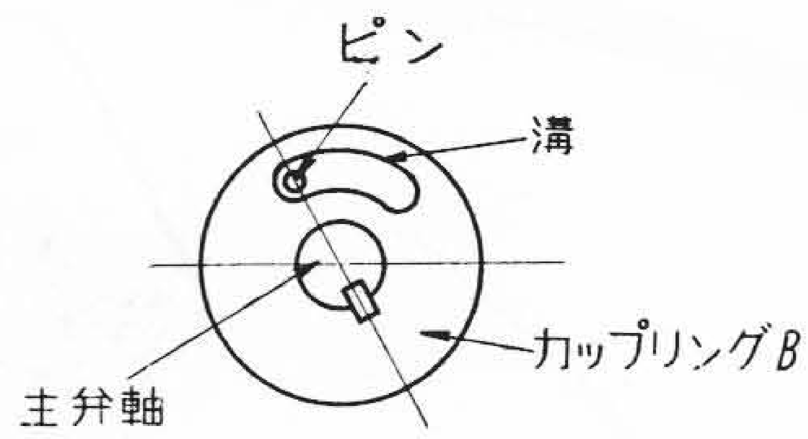
(富田)



第 2 図



第 3 図



第 4 図

訂　　　正

日立評論 Vol. 38 No. 4 に次のようなミスプリントがありました。こゝに訂正致します。　—編集部—

訂正箇所	誤	正
Contents	156,000 kVA Three-Phase Transformer with Controsurge Shiel	156,000 kVA Three-Phase Transformer with Controsurge Shield
627 頁	第5図と第6図と図面のみ入れ違い	