3．移動式クレーンの転倒災害防止

(緩い傾斜地上で旋回するクレーンの運動解析)
(転倒防止用アウトリガの試作)

前　田　　　豊*

Prevention of overturning of mobile crane
(Analysis on the movement of crane slewing on the slightly inclined ground)
(Trial manufacture of outriggers for prevention from overturning)

Yutaka MAEDA*

Overturning is one of the most typical accidents of mobile cranes. Althouth cranes have been designed under the assumption that the grounds they are working on are absolutely horizontal and firm, but the grounds on which cranes actually work are not always on such conditions.

This report deals with at first the dynamic stability of crane. The condition for that maximum swinging angle of the load gives the maximum falling moment is clarified that the maximum swingiing angle (θ_0) should be less than 37 degrees and less than $\psi/4$, where ψ is the angle of elevation of jib top at the fulcrum for falling down.

And the differential equations of motion for the crane slewing on the slightly inclined ground are introduced from Lagrange's equation and are numerically solved with digital computer. And as for the moment of inertia of upper slewing body, it can be determined only by measuring oil pressure of slewing motor and angular acceleration of slewing.

Finaly, two types of outrigger-floats that will prevent cranes from overturning are made by trial and the competence of them are investigated through the experiment using 11 tonf hydrauric truck crane.

*機械研究部　Mechanical Engineering Research Division

3.1　はじめに

移動式クレーンによる災害のうち，転倒災害は最も大きな比率を占めるものの1つである。転倒の原因は，次の3種類に大別できよう。①アウトリガを使用しないなど，操作方法自体を誤ったため。②過負荷により転倒モーメントが安定モーメントを超えたため。③アウトリガが地盤にめり込んで安定を失ったため。

このうち，①に対しては各種インタロック等により防止対策を講ずることもある程度は可能であるが，本質的には運転者が注意すべきことと考えられる。また，②は過負荷防止装置を備えることにより防止可能であり，技術問題点としては，過負荷防止装置の機能，精度等の改善が考えられるものの，現時点ではそれなりの効果をあげていると考えられる。

ところが③に対してはいまだに運転者の技能に頼らざるを得ないのが現状であり，クレーン側に技術的検討の余地が残されていると言えよう。

トラッククレーンについては，法規制上も，水平でかつ堅固な地盤上で作業が行われることが仮定されているが，実作業ではその仮定が必ずしも成立せず，作業の進行とともにアウトリガが沈下して行き，その量が限界値を超えて転倒するという事故も多く発生している。

転倒防止対策を講じるためには，クレーンの動的な安定性に関する情報が必要である。本報では発生事故の多い旋回運動をとり上げ，緩い傾斜地盤上で旋回するクレーンの運動解析法について検討することにした。その結果は個々のクレーンの傾斜地盤上での作業の限界を与えるための基礎資料とすることができるものである。本報の前半ではこれらの事項について報告する。

つづいて後半では，クレーンのアウトリガフロートの形状を変え，①地盤がクレーン作業に耐えることを簡易に確認する構造のもの，及び②比較的沈下しにくい構造のもの，の2種類をそれぞれ試作し，実機クレーンにとりつけて実験した結果について報告する。

3.2　動的な安定性の残析

3.2.1　荷振れと転倒モーメントの関係

動作中のクレーンでは，荷に振れが生じ，転倒モーメントを増大させる。以下に，振れ角度が最大の時に転倒モーメントも最大であるための条件について検討する。

Table 1　means of symbols
表 1　記号の意味

h, h_o	つり荷及び旋回体の傾斜前の地上高さ
m, m_o	つり荷及び旋回体の質量
l	つりロープの長さ
l_b	転倒端からジブトップまでの距離
l_1~l_3, l_x, l_y	x座標に対する方向余弦
m_1~m_3, m_x, m_y	y座標に対する方向余弦
n_1~n_3, n_x, n_y	z座標に対する方向余弦
r	旋回軸からジブトップまでの距離
r_o	旋回軸から旋回体重心までの距離
x, y, z	傾斜していない座標系
x′, y′, z′	傾斜した座標系
Cij	$\ddot{\Omega}$, $\ddot{\theta}$, $\ddot{\phi}$に関する方程式の係数
I_o	旋回体の慣性モーメント
Mt	転倒モーメント
Q_Ω	Ωに関する一般力（旋回トルク）
T	運動エネルギ
U	位置エネルギ
γ	傾斜座標系の傾斜方向を示す角度
δ	傾斜座標系の傾斜角度
θ	荷の振れ角度
θ_o	θが最大になるときの値
θ_{cr}	$\theta=\theta_o$のときにM_tが最大になるための限界のθ
ϕ	荷振れ方向を旋回半径から測った角度
ψ	転倒支点からジブトップを見た仰角
Ω	クレーンの旋回角度

Fig. 1はクレーンを模式的に示した図である。クレーンの機械体及びジブは完全な剛体であると考える。つり荷が図の面内でθだけ振れたときの転倒モーメントを考えると，それには作業半径の増大（つり荷によるロープ張力の方向の変化）と，遠心力による張力の増加の2つの因子を考える必要がある。いま，ロープ張力をFとすると，

$$F=m(l\dot{\theta}^2+g\cos\theta) \quad (1)$$

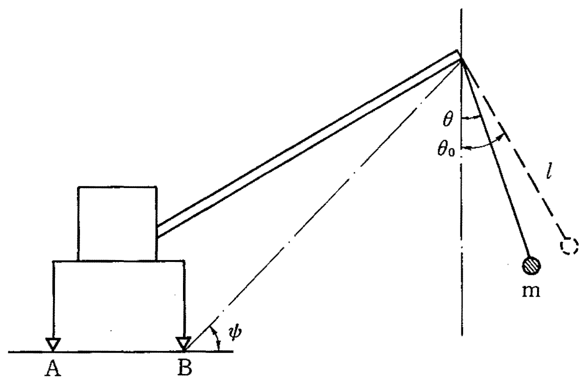

Fig. 1　Crane, whose load is swinging
荷が振れているクレーンの模式図

したがって，転倒端 B のまわりの転倒モーメント M_t は，時計回りの方向を正にとって，

$$M_t=F\cdot l_b\cos(\psi-\theta)$$
$$=ml_b(l\dot{\theta}^2+g\cos\theta)\cos(\psi-\theta) \quad (2)$$

さて，一般に振り子の振れ角には次の関係が成り立つ。

$$\ddot{\theta}=-(g/l)\sin\theta$$

この両辺に $\dot{\theta}$ を乗じて時間で積分すると，

$$\dot{\theta}\cdot\ddot{\theta}=-(g/l)\sin\theta\cdot\dot{\theta}$$
$$\dot{\theta}^2/2=(g/l)\cos\theta+const$$
$$l\dot{\theta}^2=2g\cos\theta+const$$

ここで，$\dot{\theta}=0$，すなわに振れ角が最大となるときの θ を θ_0 とすると，上式は

$$l\dot{\theta}^2=2g(\cos\theta-\cos\theta_0)$$

これを(2)式に代入すると次式になる。

$$M_t=mgl_b(3\cos\theta-2\cos\theta_0)\cos(\psi-\theta) \quad (3)$$

以下において，M_tを θ の関数と考え，その最大値と最大値をとるための条件について検討することにする。

$$M_t=mgl_bf(\theta) \quad (4)$$

とおくと，

$$f(\theta)=(3\cos\theta-2\cos\theta_0)\cos(\psi-\theta) \quad (5)$$
$$f'(\theta)=3\sin(\psi-2\theta)-2\cos\theta_0\sin(\psi-\theta) \quad (6)$$
$$f''(\theta)=-6\cos(\psi-2\theta)+2\cos\theta_0\cos(\psi-\theta) \quad (7)$$

となる。また ψ, θ と θ_0 はともに $\pi/2$ より小さな非負値をとる場合のみを考えればよいから，$\sin\psi$, $\cos\psi$, $\cos(\psi-\theta)$, $\cos\theta_0$ はすべて非負値をとるとしてよい。

まず，$f''(\theta)<0$ となる条件を求めよう。

$$\cos(\psi-\theta)>0,\quad 1>\cos\theta_0>0$$

であるから，(7)式より

$$f''(\theta)<-6\cos(\psi-2\theta)+2\cos(\psi-\theta)$$
$$\therefore f''(\theta)<-2(3\cos2\theta-\cos\theta)\cos\psi$$
$$-2(3\sin2\theta-\sin\theta)\sin\psi \quad (8)$$

ここで，(8)式の $\cos\psi$ の係数を A_1 とおくと，

$$A_1=-2(3\cos2\theta-\cos\theta)$$
$$=-2(6\cos^2\theta-\cos\theta-3)$$

と変形できるので，$A_1\leqq 0$ となる条件は，$0<\theta\leqq\pi/2$ の範囲では

$$\theta\leqq\cos^{-1}((1+\sqrt{73})/12)\quad=0.65\cdots$$
$$=37.3\cdots(\text{度}) \quad (9)$$

である。また，(8)式の $\sin\psi$ の係数を A_2 とおくと，

$$A_2=-2(3\sin2\theta-\sin\theta)$$
$$=-2\sin\theta(6\cos\theta-1)$$

と変形できるので，$A_2\leqq 0$ となる条件は，これも同様に $0<\theta\leqq\pi/2$ の範囲では

$$\theta\leqq\cos^{-1}(1/6)\ =1.40\cdots$$
$$=80.4\cdots(\text{度}) \quad (10)$$

である。

したがって，$\theta\leqq 37$(度)であれば(9), (10)式が共に成立し，A_1 と A_2が共に 0 以下となるので，(8)式の右辺は負となる。すなわち，少なくとも θ が37度以下のときは

$$f''(\theta)<0$$

である。

次に，$f'(\theta)$について考えると，$f''(\theta)$が負であれば $f'(\theta)$は単調に減少する。したがって，前記の範囲内で θ が最大のとき，すなわち $\theta=\theta_0$のときに $f'(\theta)$は最小値をとる。そのときの値は

$$f'(\theta_0)=2\sin(\psi-2\theta_0)-\sin\psi \quad (11)$$

である。

最後に $f(\theta)$について考えると，$f'(\theta)$が常に 0 以上であれば $f(\theta)$は単調に増加する。(11)式で表した $f'(\theta)$の最小値($f'(\theta_0)$)が 0 以上であればその条件は成立する。(11)式は θ_0の小さい範囲で単調減少であるから，当式の右辺を 0 とするときの θ_0(θ_{cr}とする)より θ_0が小さければ $f'(\theta_0)$は 0 より大きく，$f'(\theta)$も 0 より大きくなる。

さて，(11)式の右辺を 0 と置いてそのときの θ_0（すなわち θ_{cr}）を求めると，

$$\theta_{cr}=[\psi-\sin^{-1}\{(\sin\psi)/2\}]/2 \quad (12)$$

となる。この関係を Fig. 2 に示す。*Fig.* 2 及び(12)式を見ると，

$$\theta_{cr}\geqq\psi/4 \quad (13)$$

であることがわかる。(12)式で求めた θ_{cr}よりも θ_0が小さければ $f'(\theta)$が 0 以上となるのであるから，θ_0の上

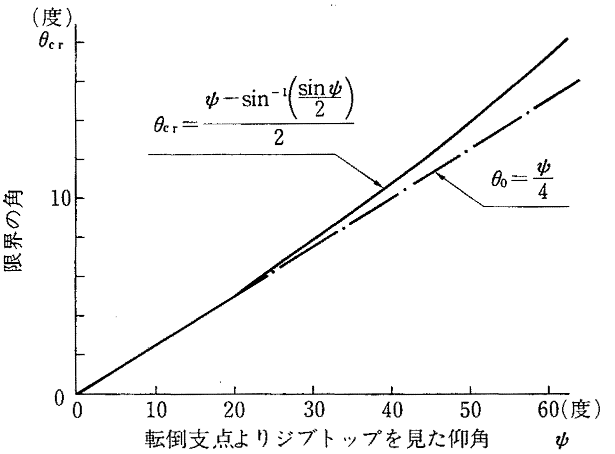

Fig. 2　Critical angle for that maximum swinging angle gives maximum moment
最大の荷振れ時が最大モーメントとなる限界の角

限を θ_{cr} より小さな(13)式の右辺で押えても $f'(\theta)$ は 0 以上であると言える。すなわち，少なくとも θ_0 が $\psi/4$ より小さければ $\theta_0<\theta_{cr}$ であり，$f(\theta)$ が単調増加関数となるので $f(\theta)$ は $\theta=\theta_0$ で最大値をとる。

以上をまとめると，

① 荷振れがあるときのつり荷による転倒モーメントは(2)式又は(3)式で表わされる。

② 転倒モーメントが最大になる時には，(イ)荷振れの遠心力が作用する振れの進行中，(ロ)最大の振れ角度となる時，の 2 通りの可能性があるが，最大の振れ角度 θ_0 が37度以下であり，かつ $\psi/4$ 未満であれば(ロ)の時に最大となる。なお，通常のクレーン作業はほとんどがこの条件に該当すると言えよう。

③ 最大の転倒モーメントの値は(2)式に θ_0 を代入して，

$$M_t=ml_bg\cos\theta_0\cos(\psi-\theta) \tag{14}$$

となる。この値は荷が振れているときの安定性を示す 1 つの指標として使用できるであろう。

3.2.2 傾斜した座標系の座標変換

次に傾斜したクレーンの旋回運動の記述のため，まず傾斜した直角座標系と，xy 軸が水平である直角座標系（以下水平な座標系と呼ぶ）との間の座標変換式を求めることにする。

Fig. 3 において，x 軸と y 軸は水平，z 軸が鉛直であり，クレーンの旋回軸が z 軸に一致していたものとし，座標原点は地表上にあるものとする。いま，クレ

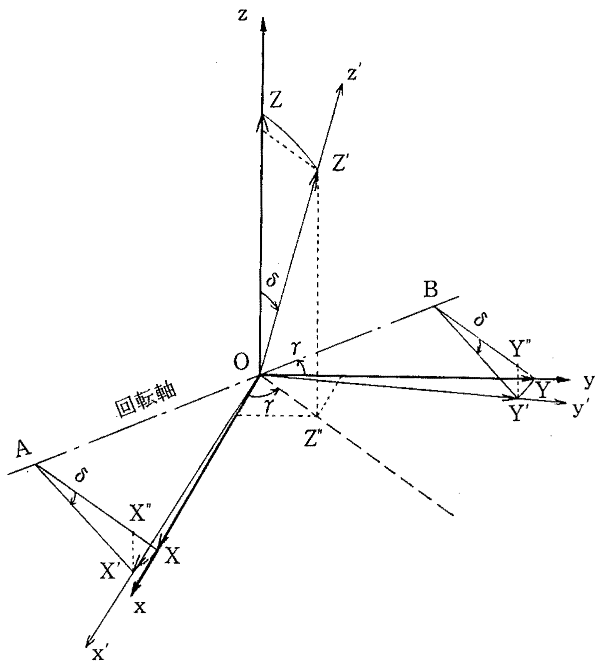

Fig. 3　Inclination of rectangular coordinates
直角座標系の傾斜

ーンの旋回軸が，xz 平面と γ の角度で交わる鉛直面 ZOZ″内で δ だけ傾き，z′軸になったとすると，この傾斜は，y 軸と γ の角度で交わる xy 平面内の直線 AOB を中心とした角度 δ の回転と考えることができる。

ここで，点 X，点 Y，点 Z をそれぞれ x 軸，y 軸，z 軸上の原点を始点とする単位ベクトルの終点とすると，回転 δ によって各点及び各軸はそれぞれ X′，Y′，Z′及び x′，y′，z′に移動する。X′と Y′の xy 面への投影を X″，Y″とする。

x′x′z′座標系を xyz 座標系に変換するには，x′軸，y′軸及び z′軸の x 軸，y 軸及び z 軸に関する方向余弦を求めなくてはならない。その値をそれぞれ $(l_1,\ m_1,\ n_1)$，$(l_2,\ m_2,\ n_2)$，$(l_3,\ m_3,\ n_3)$ とすると，$\overline{OX'}=\overline{OY'}=\overline{OZ'}=1$ であるから，それは点 X′，点 Y′，点 Z′の xyz 座標値にほかならない。

したがって，Fig. 3 より，

$$l_3=\cos\gamma\sin\delta$$
$$m_3=\sin\gamma\sin\delta$$
$$n_3=\cos\delta$$

また，xy 平面を表した Fig. 4 より，

$$\overline{AX}=\overline{OX}\cdot\cos\gamma=\cos\gamma$$
$$\overline{AX''}=\overline{AX}\cdot\cos\delta=\cos\gamma\cdot\cos\delta$$
$$\therefore l_1=\overline{OX}-\overline{XX''}\cos\gamma=1-\cos^2\gamma(1-\cos\delta)$$

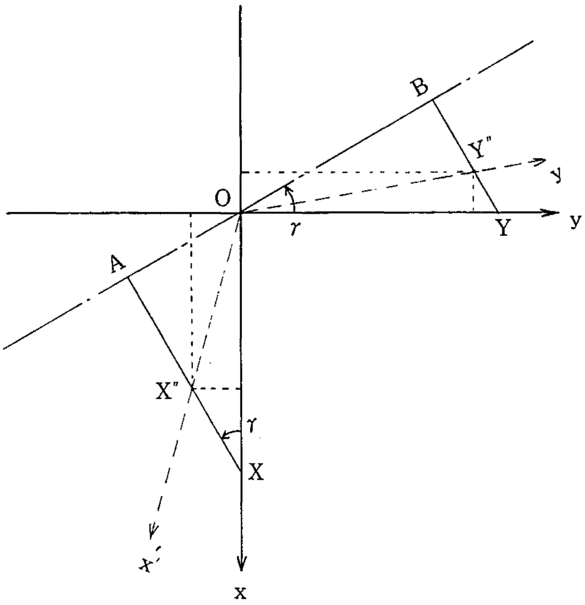

Fig. 4 xy-plane of fig. 3
図3における xy 平面

$$m_1 = -\overline{XX''}\sin\gamma = -\sin\gamma\cos\gamma(1-\cos\delta)$$
$$n_1 = -\overline{AX}\sin\delta = -\cos\gamma\sin\delta$$

同様に

$$\overline{BY} = \overline{OY}\sin\gamma = \sin\gamma$$
$$\overline{BY''} = \overline{BY}\cos\delta = \cos\delta\sin\gamma$$
$$\therefore l_2 = -\overline{YY''}\cos\gamma = -\sin\gamma\cos\gamma(1-\cos\delta)$$
$$m_2 = \overline{OY} - \overline{YY''}\sin\gamma = 1-\sin^2\gamma(1-\cos\delta)$$
$$n_2 = -\overline{BY}\sin\delta = -\sin\gamma\sin\delta$$

以上をまとめると，

$$\begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 & m_1 & -n_1 \\ m_1 & m_2 & -n_2 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} \tag{15}$$

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= 1-\cos^2\gamma(1-\cos\delta) \\ m_1 &= -\sin\gamma\cos\gamma(1-\cos\delta) \\ n_1 &= -\cos\gamma\sin\delta \\ m_2 &= 1-\sin^2\gamma(1-\cos\delta) \\ n_2 &= -\sin\gamma\sin\delta \\ n_3 &= \cos\delta \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

となる。また，座標変換式は次のとおりである[1]。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} \tag{17}$$

特に，$\gamma=\pi/2$ のときは，$\sin\gamma=1$，$\cos\gamma=0$ であるから，

$$\begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\delta & \sin\delta \\ 0 & -\sin\delta & \cos\delta \end{bmatrix} \tag{18}$$

となり，x 軸を軸とする回転の式に一致する。また，傾斜していない場合は $\delta=0$ であるから，

$$\begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

である。

3.2.3 傾斜して旋回するクレーンの運動方程式

以上の準備をもとに，傾斜して旋回中のクレーンの運動方程式を求めることにする。まず，以下の仮定を設ける。

① ジブ，ワイヤロープ，アウトリガ等の弾性変形及びがたによる非線形変形は十分に小さい。
② したがってクレーンの上部旋回体は一定の旋回軸を中心に回転する剛体とみなすことができる。
③ つり荷はフックブロックを含めて1質点とみなすことができる。
④ ワイヤーロープの質量は無視できる。
⑤ 上部旋回体はジブを含めて左右対称である。
⑥ 空気抵抗は微少であり無視できる。

以上により，クレーンの動きをモデル化すると，

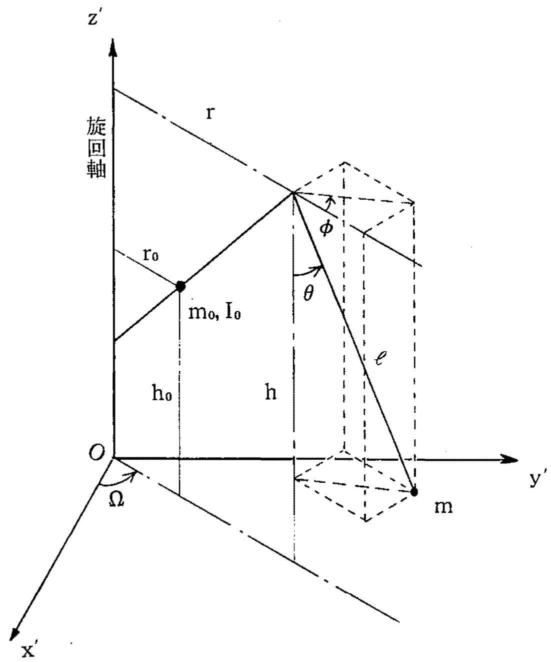

Fig. 5 Model of the crane's movement
クレーンの動きのモデル

Fig. 5のとおりになる。以下において，このクレーンの動きを Ω, θ, 及び ϕ を独立変数とする微分方程式で表現することにする。

上部旋回体の重心は，

$$\left.\begin{aligned} x_0' &= r_0\cos\Omega \\ y_0' &= r_0\sin\Omega \\ z_0' &= h_0 \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

したがって，その地地高さ z_0 は，(17)式より，

$$z_0 = n_1 x'_0 + n_2 y_0' + n_3 z_0' \tag{20}$$

次に，つり荷の位置は，

$$\left.\begin{aligned} x' &= r\cos\Omega + l\sin\theta\cdot\cos(\Omega+\phi) \\ y' &= r\sin\Omega + l\sin\theta\cdot\sin(\Omega+\phi) \\ z' &= h - l\cos\theta \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

したがって，その地上高さ z は，

$$z = n_1 x' + n_2 y' + n_3 z' \tag{22}$$

また，時間による微分を記号 $\dot{}$ で表すと，

$$\left.\begin{aligned} \dot{x}' &= -r\dot{\Omega}\sin\Omega + l\dot{\theta}\cos\theta\cos(\Omega+\phi) \\ &\quad - l(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\sin\theta\sin(\Omega+\phi) \\ \dot{y}' &= r\dot{\Omega}\cos\Omega + l\dot{\theta}\cos\theta\sin(\Omega+\phi) \\ &\quad + l(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\sin\theta\cos(\Omega+\phi) \\ \dot{z}' &= l\dot{\theta}\sin\theta \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

である。

系の運動エネルギ T と位置エネルギ U は，

$$T = \frac{m_0}{2}(r_0\dot{\Omega})^2 + \frac{I_0}{2}\dot{\Omega}^2 + \frac{m}{2}(\dot{x}'^2 + \dot{y}'^2 + \dot{z}'^2) \tag{24}$$

$$U = m_0 g z_0 + mgz \tag{25}$$

となる。以上の(19)～(25)式を次の *Lagrange* の運動方程式に代入し整理すると，(29)～(31)式が得られる。

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial\dot{\Omega}}\right) - \frac{\partial T}{\partial\Omega} + \frac{\partial U}{\partial\Omega} = Q_\Omega \tag{26}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial\dot{\theta}}\right) - \frac{\partial T}{\partial\theta} + \frac{\partial U}{\partial\theta} = 0 \tag{27}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial\dot{\phi}}\right) - \frac{\partial T}{\partial\phi} + \frac{\partial U}{\partial\phi} = 0 \tag{28}$$

*　(26)～(28)式について：通常用いられる *Lagrange* の運動方程式は，外力が保存力のみの場合（右辺が0になる）と，外力が保存力以外の場合（$\partial U/\partial q$ の項がない）である。本報の式は，保存力とそれ以外の外力が同時に作用する場合のものである。なお，$Q\Omega$は後に述べるとおり実測により決定している。

これより，

$$\begin{aligned} &\{m_0 r_0^2 + I_0 + mr^2 + 2\,mrl\sin\theta\cos\phi + ml^2\sin^2\theta\}\ddot{\Omega} + mrl\cos\theta\sin\phi\ddot{\theta} + \{mrl\sin\theta\cos\phi + ml^2\sin^2\theta\}\ddot{\phi} \\ &= mrl\{\dot{\theta}^2\sin\theta\sin\phi - 2(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\dot{\theta}\cos\theta\cos\phi + (2\dot{\Omega}+\dot{\phi})\dot{\phi}\cdot\sin\theta\sin\phi\} - 2\,ml^2(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\dot{\theta}\sin\theta\cos\theta + m_0 g \\ &\quad \{n_1 r_0\sin\Omega - n_2 r_0\cos\Omega\} + mg\,[n_1\{r\sin\Omega + l\sin\theta\sin(\Omega+\phi)\} - n_2\{r\cos\Omega + l\sin\theta\cos(\Omega+\phi)\}] + Q\,\Omega \end{aligned} \tag{29}$$

$$\begin{aligned} &r\cos\theta\sin\phi\ddot{\Omega} + l\ddot{\theta} = r\dot{\Omega}^2\cos\theta\cos\phi + l(\dot{\Omega}+\dot{\phi})^2\sin\theta\cos\theta \\ &- g\{n_1\cos\theta\cos(\Omega+\phi) + n_2\cos\theta\sin(\Omega+\phi) + n_3\sin\theta\} \end{aligned} \tag{30}$$

$$\begin{aligned} &\sin\theta\,[(r\cos\phi + l\sin\theta)\ddot{\Omega} + l\sin\theta\ddot{\phi}] = \sin\theta\,[-2\,l(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\dot{\theta}\cos\theta - r\dot{\Omega}^2\cos\phi + g\,\{n_1\sin(\Omega+\phi) - n_2\cos(\Omega+\phi)\}] \end{aligned} \tag{31$'$}$$

ここで，Q_Ωは Ω に対する一般化力であり，物理的には旋回トルクを意味する。

なお，(31)′式は，$\theta = 0$ であれば恒等的に成立する。$\theta \neq 0$ の場合は，両辺を $\sin\theta$ で割って，

$$\begin{aligned} &(r\cos\phi + l\sin\theta)\ddot{\Omega} + l\sin\theta\ddot{\phi} \\ &= -2\,l(\dot{\Omega}+\dot{\phi})\dot{\theta}\cos\theta - r\dot{\Omega}^2\cos\phi \\ &\quad + g\,\{n_1\sin(\Omega+\phi) - n_2\cos(\Omega+\phi)\} \end{aligned} \tag{31}$$

となる。

(29)式～(31)式はそれぞれ非線形微分方程式であり，解析的に解くことはできない。このため，電子計算機による数値解を求めることにする。

一般に初期値の与えられた常微分方程式は，高階の微分項がそれより低階の微分項によって陽に与えられていれば，*Runge-Kutta-Gill* 法等により解くことができる。

上記の微分方程式は，$\ddot{\Omega}$, $\ddot{\theta}$, $\ddot{\phi}$ がそれぞれ陰に含まれた形式をしているが，低階の微分項を定数と同様に扱って係数と考えれば，2階微分値に関する線形の連立一次方程式となるので，$\ddot{\Omega}$ 等を陽に求めることができる。すなわち，C_{ij}を Ω, θ, ϕ, $\dot{\Omega}$, $\dot{\theta}$, $\dot{\phi}$ 及びQ_Ωの関数とするとき，(29)～(31)は，

$\theta \neq 0$ であれば

$$\left.\begin{aligned} C_{11}\ddot{\Omega} + C_{12}\ddot{\theta} + C_{13}\ddot{\phi} &= C_{14} \\ C_{21}\ddot{\Omega} + C_{22}\ddot{\theta} \qquad\quad &= C_{24} \\ C_{31}\ddot{\Omega} + \qquad\quad C_{33}\ddot{\phi} &= C_{34} \end{aligned}\right\} \tag{32}$$

と表わすことができるので，これを解いて，$\ddot{\Omega}$，$\ddot{\theta}$，$\ddot{\phi}$を求めることが可能になる[(2)(3)]。ここでは，その式を具体的に求めることはせず，各係数 C_{ij} の値から電子計算機により数値を求める方法をとることにする。

なお，$\theta=0$ のときは $C_{13}=0$ となり，また(32)式も成立しないので，

$$\left.\begin{array}{l} C_{11}\ddot{\Omega}+C_{12}\ddot{\theta}=C_{14} \\ C_{21}\ddot{\Omega}+C_{22}\ddot{\theta}=C_{24} \end{array}\right\} \quad (33)$$

を解くことになる。このとき ϕ は物理的意味をもたないので，$\ddot{\phi}=0$ とする。

3.2.4 旋回トルクと慣性モーメントの旋回実験による決定方法

前節では旋回トルク Q_Ω の値を具体的に与えていない。本報ではその値を旋回モーターの油圧の測定値から時間の関数として求めることとした。また，上部旋回体の慣性モーメントの値も明らかでないので，実測値より算出する必要がある。本研究では以下のようにその値を決定することにした。

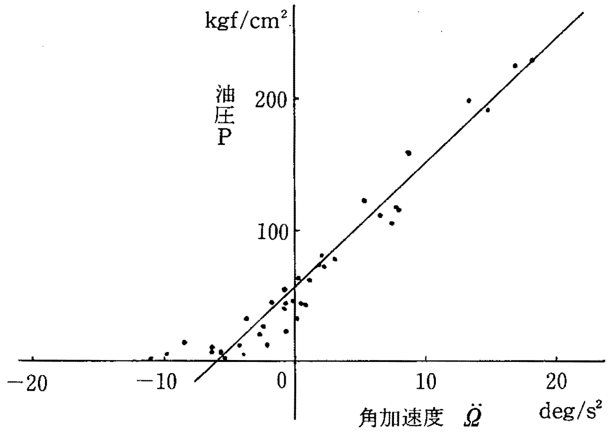

Fig. 6 Relation between angular acceleration of slewing and oil pressure supplying to slewing motor
旋回角加速度と旋回モーターの油圧の関係の例

荷をつっておらず，かつ旋回軸が鉛直なとき，旋回時の角加速度と旋回モーターの吸込・吐出口の油圧の間には，Fig. 6 に示すようなほぼ直線的な関係が認められた。これを次式で近似する。

$$\ddot{\Omega}=k(P-P_0) \quad (34)$$

ここで，k は定数であり，P_0 は摩擦等による抵抗分を打ち消すために必要な圧力に相当する。

荷をつっておらず，かつ旋回軸が鉛直であるという条件から，(29)式に $m=0$，$n_1=n_2=0$ を代入すると，

$$(m_0 r_0{}^2+I_0)\ddot{\Omega}=Q_\Omega \quad (35)$$

ここで，I_0 をジブ部分の I_J とそれ以外の部分 I_U とに分けると，I_J はジブの長さにより変化するが形状が単純なため計算で求められ，I_U はモーター等の等価慣性モーメントを含み複雑であるが一定値をとる。

いま，2通りのジブ長さで旋回実験を行い，それぞれの実験条件における r_0，I_0 等を添字$_1$と$_2$をつけて表わすと，旋回トルクが圧力と直線的関係にあるとして，

$$\left.\begin{array}{l} (m_0 r_{01}{}^2+I_{J1}+I_U)\ddot{\Omega}_1=Q_{\Omega 1}=K(P_1-P_0) \\ (m_0 r_{02}{}^2+I_{J2}+I_U)\ddot{\Omega}_2=Q_{\Omega 2}=K(P_2-P_0) \end{array}\right\} \quad (36)$$

これに(34)式を代入して I_U と K について解くと，

$$I_U=\frac{(m_0 r_{01}{}^2+I_{J1})/k_2-(m_0 r_{02}{}^2+I_{J2})/k_1}{1/k_1-1/k_2}$$

$$K=\frac{(m_0 r_{01}{}^2+I_{J1})-(m_0 r_{02}{}^2+I_{J2})}{1/k_1-1/k_2}$$

が得られ，これから

$$I_0=I_J+I_U$$

$$Q_\Omega=K(P-P_0)$$

が決定できる。以上の値を用いて(29)式から(31)式を解くことができる。

3.2.5 旋回実験の方法及びその結果

旋回トルク及び慣性モーメントの決定のための旋回実験は，11トンづりの全油圧式トラッククレーンを用いて実施した。Table 2 は供試機の主な仕様である。

Table 2 Specifications of the crane used in experiment
表 2 実験に使用したクレーンの主な仕様

つり上げ荷重		11000	kgf
最短ジブ長さ		8	m
最長ジブ長さ（主ジブ）		20	m
ジブ重量		3000	kgf
上部旋回体重量（除ジブ重量）		3760	kgf
上部旋回体重心位置	旋回中心後方	0.555	m
ジブ重心位置（実験中）			
（8mジブ）	旋回中心前方	2.62	m
（14mジブ）	旋回中心前方	4.43	m
作業半径（実験中）			
（8mジブ）		6.53	m
（14mジブ）		12.32	m
つりロープの長さ（8mジブ）		3.32	m
（14mジブ）		4.65	m

測定は，平担なコンクリート舗装路上に供試機を設置して旋回させ，旋回角度，ジブ先端部及び上部旋回体後部の回転方向加速度，及び旋回用油圧モーターの吸込・吐出口の油圧等をデータレコーダに記録するという方法によった。

また，地盤の傾斜は，片側のアウトリガの下に鉄板を敷いて機体を傾斜した状態で設置することにより模擬させることにした。このときの傾斜角度は0.0度，0.563度及び1.408度に相当する。

供試機の旋回角度は90度以内とし，ジブの長さは8 *m* と14*m* の2通り，つり荷の重さは0トン，0.5トン，1トン，2トンの4通りとした。実験の状況を Photo. 1に示す。

Photo. 1　State of crane slewing experiment
旋回実験の状況

Table 3　Coefficients' value from experiments
表 3　実験から決定された係数

ジブ長さ (m)	I_J (kgm^2)	I_U (kgm^2)	I_O (kgm^2)
8.0	14670	41440	56110
14.0	61147	41440	102587

K＝6970　(度・cm^2/kgf・s^2)

上部旋回体の慣性モーメントは，(37)式から表3のように算出された。この値をもとに水平地盤上及び傾斜地盤上の旋回運動を解析し，つり荷とジブ先端の軌跡を水平面上に投影した例を Fig. 7と Fig. 8に掲げる。この例では，Q_Ωは旋回モーターの油圧から計算したものをそのまま用い，各変数の初期値としては，静止した状態から開始した実験条件に合わせて，$\Omega=0$，$\theta=\delta$，$\phi=\pi/2$，$\dot{\Omega}=\dot{\theta}=\dot{\phi}=0$ とした。なお，γ は $\pi/2$ である。

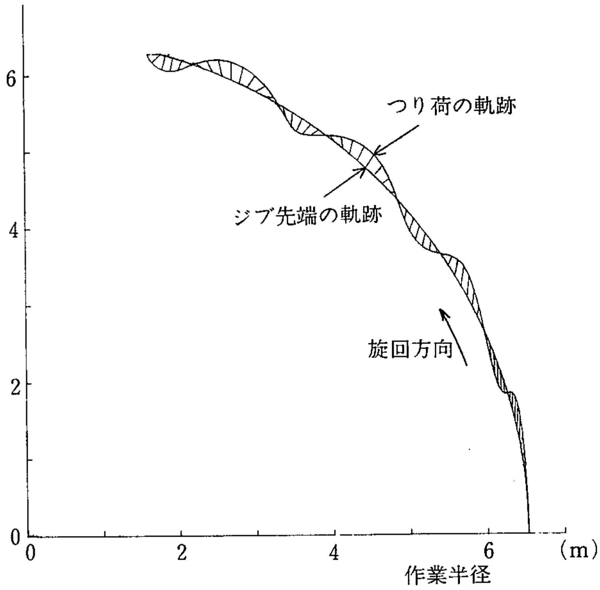

Fig. 7　An example of calculated swing of load of crane slewing on the horizontal ground
水平地盤上での荷の振れの解析例

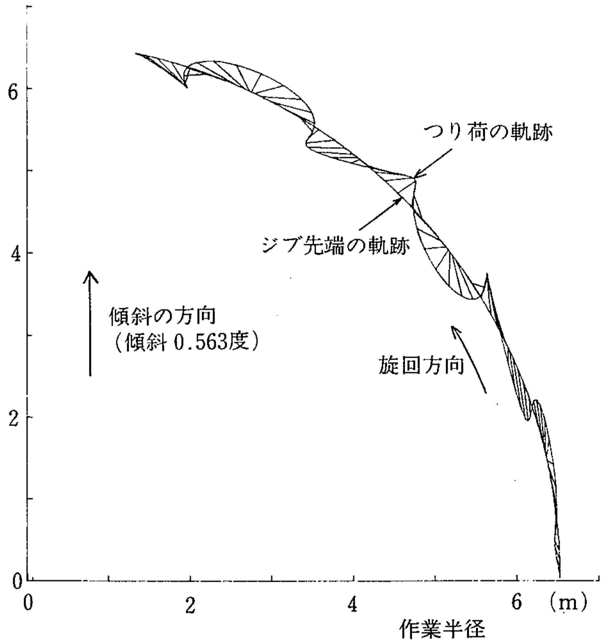

Fig. 8　An example of calculated swing of load of crane slewing on the inclined ground
傾斜地盤上での荷の振れの解析例

以上の解析ではQ_Ωの値が毎回の計測ごとに異なるため，傾斜量の変化による差を抽出することは困難である。このため，Q_Ωが *Fig.* 7の実験の時と同一であるとして傾斜角度 δ だけを変えて旋回運動をシミュレートした結果を Fig. 9に掲げる。*Fig.* 9では傾斜

角度に対する作業半径の増加量のみを示した。これは3.2.1節により転倒モーメントが最大となる位置は振れ角が最大すなわち作業半径が最大となるときであることが言えたことによる。

Fig. 9を見ると，傾斜角度が増すと作業半径の増加量も増すことがわかる。これは傾斜により旋回が加速されて荷振れそのものが大きくなるためであると思われるが，*Fig.* 9はその1例について検討したのみであり，ただちに定量的結論に結びつけることは困難であると思われる。

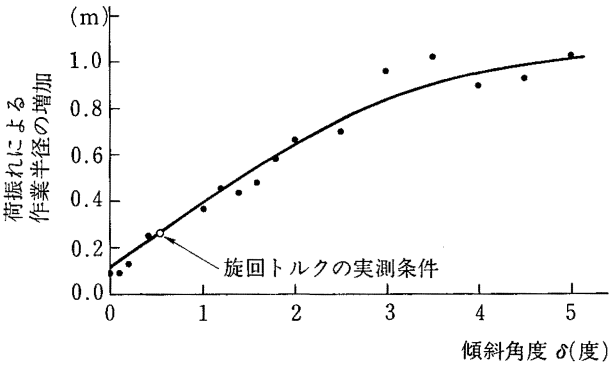

Fig. 9 Relation between the swing of load and the magnitude of inclination
荷振れ量と傾斜角度の関係

3.3 アウトリガフロートの開発

前章では傾斜して旋回するクレーンの運動方程式を導き，傾斜が安定性に及ぼす影響について解析するための手法について検討を進めてきた。本章では，傾斜の原因となるアウトリガの沈下を防ぐため，アウトリガフロートの形状を変えることについて検討する。

3.3.1 アウトリガフロートの形状

本章で検討したアウトリガフロートの形状は以下の2方式5種類である。

方式1：接地面積の異なる2段構造のアウトリガフロート。一般にクレーンを設置する時にはアウトリガに対する負荷が小さく，荷をつくることにより負荷が増すと考えられる。

本方式は，設置時に面積の小さい下段部分のフロートが沈まずに荷を支えることができるかどうかを見て，最大荷重時に上段部分を含めた面積の広いフロートが沈むかどうかを予想する方式である。Fig. 10(a)は下段の面積が全体の0.2倍のもの，(b)は同じく0.3倍のものである。

方式2：アウトリガフロートの接地面に溝あるいは孔が開いている方式。

この方式のアウトリガフロートは沈下しにくいという実験結果がある[4]。このため円板状のアウトリガフロートに直径20*mm*の円孔を125箇所開けたもの(Fig. 10(c))，同じく14*mm*又は13*mm*の円孔を285箇所開けたもの(*Fig.* 10(d)及び(e))をつくり，単純な円板状のアウトリガフロートと沈下状況の差を調べることとした。地盤への接触面積を単純な円板のアウトリガフロートを比較すると，(c), (d), (e)はそれぞれ69%, 65%, 70%になる。

3.3.2 実験方法及び結果

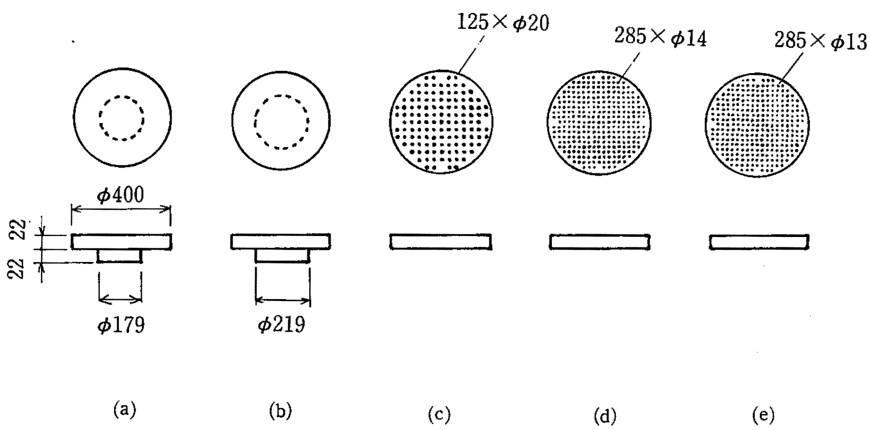

Fig. 10 Forms of outrigger floats
アウトリガフロートの形状

前節に述べたフロートを *Photo.* 2に示すようにクレーンのアウトリガに取りつけ，アウトリガの張り出しからジブの伸ばし，旋回して負荷を与え，再びジブを格納するまでの間におけるアウトリガの荷重と沈下量を連続的に記録した。

Fig. 11はフロート(a)のときの荷重―沈下曲線の例である。アウトリガの張り出し時にいったん増加した荷重が，機体を水平にするための高さの調整により大きく変化し，このため荷重―沈下曲線が不規則なヒステリシスループを描いてしまった。このため再負荷時には同程度の荷重でも10*mm* 近くの沈下量の差が生じている。このことから，本方式を実用化するためには少なくともアウトリガの張り出し量及び張り出し順序の制御等によるヒステリシスの抑制を考慮することが必要となると言えよう。

Fig. 12は(c)～(e)及び単純な円板状のフロートによる荷重―沈下曲線である。この実験では極力ヒステリシスを描かぬよう注意を払ったが完全なものとはなっていない。この図によれば単純な円板状のフロートより，(c)あるいは(d)のフロートの方が沈下しにくかったと言える。しかし測定例が少なく，実際のクレーンを用いたために実験条件をそろえ難いこと等を考えると，最終的結論を導くことにはより詳細な検討が必要であると思われる。

Photo. 2 State of outrigger sinking experiment
アウトリガの沈下実験の状況

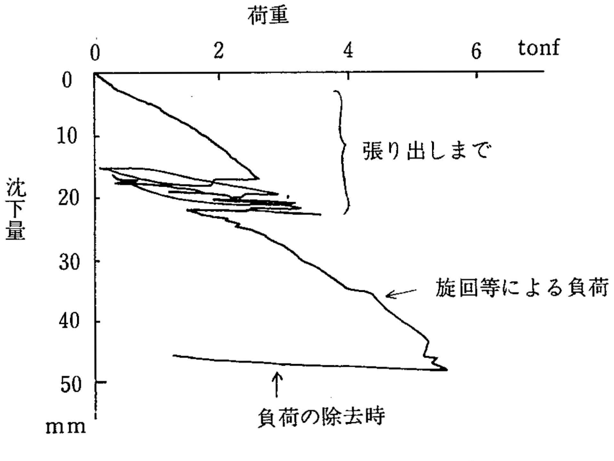

Fig. 11 Sinking curve of float(a)
フロート(a)による沈下曲線

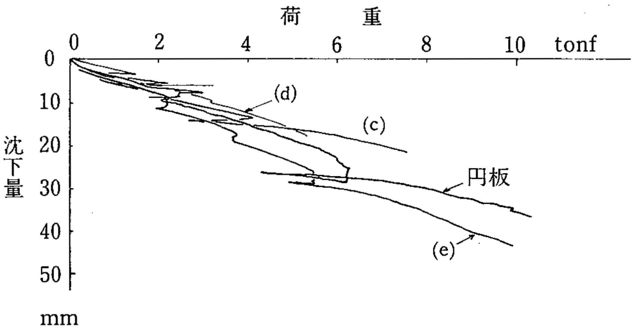

Fig. 12 Sinking curves of several floats
各種フロート使用時の沈下曲線

3.4 結論

(1)荷の振れがあるとき，振れ角度が最大になるときに最大の転倒モーメントが生じるためには，少なくとも振れ角度の最大値 θ_0が37度以下でありかつ転倒支点を中心とするジブ先端の仰角 ψ の4分の1以下の振れ角であればよい。すなわち通常の作業ではすべてこの条件に該当する。

(2)クレーンの旋回軸が鉛直でないとき，クレーンの旋回によるつり荷の軌跡を与える運動方程式は(29)～(31)式で与えられ，二階微分項についての連立方程式として解くことにより数値計算が可能となる。

(3)ジブの長さを変えて旋回実験を行い，旋回角の角加速度と旋回用油圧モーターの油圧を計測することにより上部旋回体の慣性モーメントを求めることができる。

(4)作業中のアウトリガの沈下を予測するためのフロート及び沈下しにくいフロートについて検討の結果，前者は実用化にはいくつかの問題があることが判明し，後者はその効果を一応認めることができた。しかし，実験回数を増やす等の詳細な検討が今後とも必要であろう。

以上(1)～(3)を具体的な機種に適用して安定性の具体

的数値を求め，(4)により沈下の少ないアウトリガフロートとすることがクレーンの転倒災害の防止に役立つものと期待する次第である。

3.6　参考文献

(1)　機械工学便覧改訂第６版　第２編　p.29

(2)　伊藤広：日本機械学会論文集（第１部）42［355］738（1976）

(3)　富武満，有冨正男：日本機械学会論文集（Ｃ編）48［425］11（1982）

(4)　堀井宣幸，吉久悦二：軟弱地盤の荷重―沈下特性　本特別研究報告