

ドラグラインバケットの投てき

Throwing of the Dragline Bucket

植原 武 男*
Takeo Uehara

要 旨

ドラグライン作業において、本体を回転しながらバケットを投てきする動作を行なう運動を、本体とバケットとがバネによって連結された2個の質量系と考へて理論式をたて、バケット投てき時の動作を本体回転開始からバケットを投てきし着地するまでを計算式にのせた。そして、実験によりその計算式の実用性を確認した。その結果バケット投てき距離は軸などの強度から必要以上に大きくすることは好ましくなく、またバケット投てき時および急激な本体の回転方向逆転時にはペンダントロープには振幅の大きな振動荷重が加わることが確認された。

1. 緒 言

万能ショベルの一応用機種であるドラグラインは、バケットを遠方へ投げることができ、掘削作業半径が大きいという特長を持っている。特に陸上にあつて水中を掘削する川砂利採集作業などは、他の掘削機の追随を許さぬ分野である。

ドラグラインの操作は普通図2のように、掘削(1)(2)、旋回(3)、放荷(4)、旋回(5)、バケット着地(6)~(10)の順序で行なわれる。しかし、バケット着地時急速旋回して、その慣性力を利用

してバケットを遠方に投てきすることができる。したがつて大きな掘削作業半径をとることができるが、急速旋回のため、旋回系統の軸などに過大な力がかかり、寿命に大きな影響をおよぼすと考えられる。

そこで本論文では旋回しながらバケットを投てきする動作を行なう場合の運動を本体とバケットとがバネによって連結された2個の質量系と考へて理論式をたて解析した。また実験により後クラッチハウジングの回転速度を測定することにより本体の回転速度の推移をもとめて計算値と比較した。さらに今までほとんど例のない旋回軸トルクを実測した。

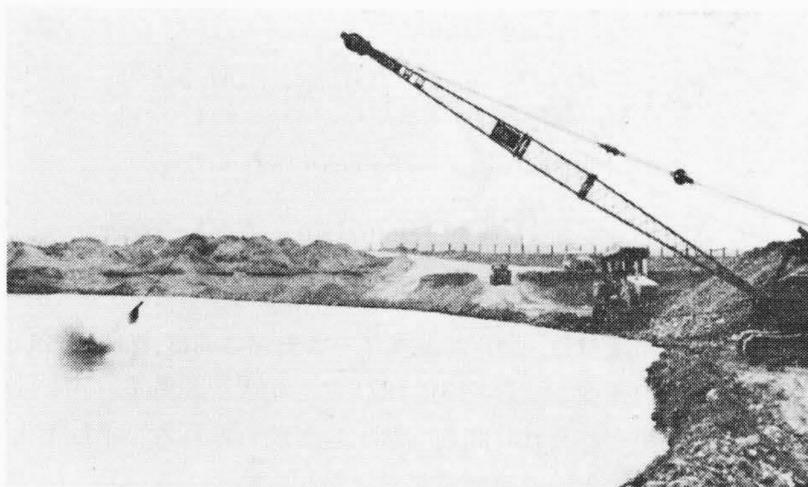


図1 川砂利採集中の日立 U106A ドラグライン

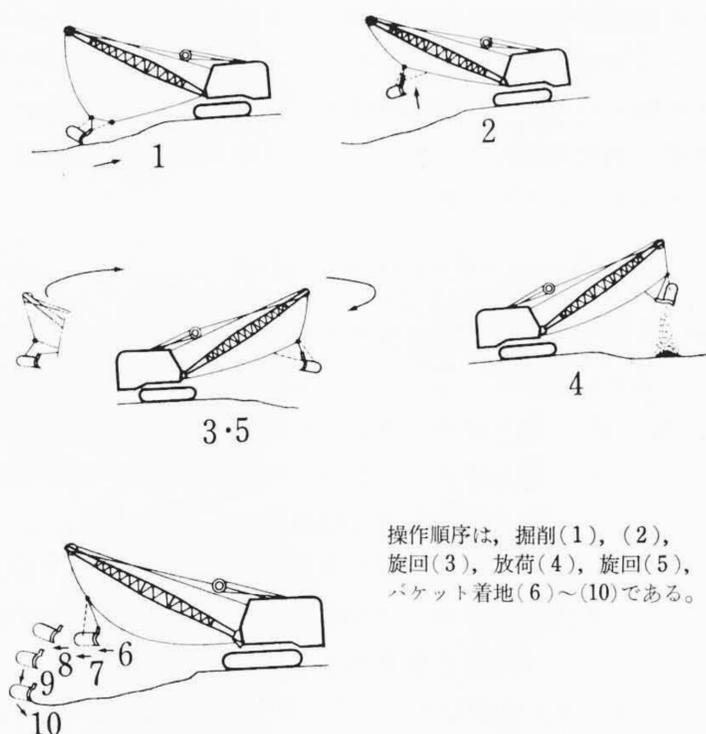


図2 ドラグラインの操作

2. 理論計算

2.1 旋回加速時のバケットの運動

図3(a)にドラグライン旋回時バケットのブーム先端に対する運動を示す。旋回加速時バケットは同図に示すようにブーム先端に対し遅れる。バケットの旋回半径は比較的大きいのでブーム先端とバケットとの運動は直線運動の振動系と見なすことができる。その振動系をモデル化したものが図3(b)である。

この振動系で M_1 はショベル本体の旋回体部およびブームの慣性性能率をブーム先端に換算した等価質量であり、 M_2 はバケットの質

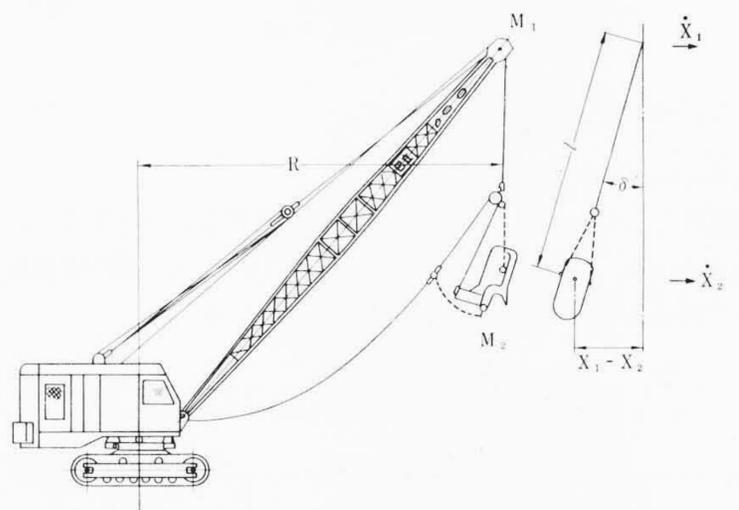


図3(a) 供試 U106A ドラグライン

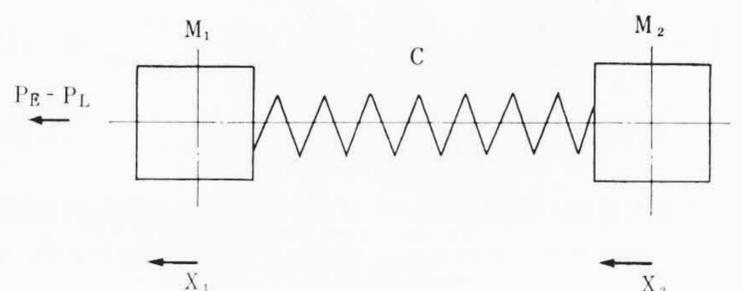


図3(b) 旋回運動の振動系

* 日立製作所足立工場

量である。また P_E はエンジンから伝達される動力をブーム先端における力に換算した値で、 P_L は旋回抵抗をブーム先端における値に換算した値である。バケットに作用する力の水平方向分力はバケットの遅れが小さい場合には変位に比例するから一つのバネ系と考えることができる。その定数を C とする。

なお、等価質量 M_1 は次式より求められる。

$$M_1 = \frac{\sum J_r \cdot i_r^2}{R^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 R : 旋回中心よりブーム先端までの距離
 J_r : 各回転部分の慣性能率
 i_r : 各回転部分からブーム先端までの歯車比

また、定数 C は次式より求めることができる。

$$C = \frac{M_2 \cdot g}{l} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 g : 重力加速度
 l : ブーム先端よりバケット中心までの距離 (以下ロープ長さと仮称する。)

上記の振動系の運動方程式は、旋回加速中においては旋回クラッチはスリップしながら一定トルクで旋回体部を駆動すると考えると次式のようになる。

$$\begin{cases} M_1 \ddot{X}_1 + C(X_1 - X_2) = P_0 \dots\dots\dots (3) \\ M_2 \ddot{X}_2 - C(X_1 - X_2) = 0 \dots\dots\dots (4) \end{cases}$$

ここで、 X_1 : ブーム先端の水平変位
 X_2 : バケットの水平変位
 \dot{X}_1, \ddot{X}_1 : ブーム先端の速度および加速度
 \dot{X}_2, \ddot{X}_2 : バケットの速度および加速度
 t : 時間
 $P_0 = P_E - P_L \dots\dots\dots (5)$

(3), (4)式を解くと

$$X_1 = C_1 + C_2 t + C_3 \cos \omega_0 t + C_4 \sin \omega_0 t + \frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot t^2 \dots\dots\dots (6)$$

$$X_2 = C_1 + C_2 t + \left(1 - \frac{M_1 \omega_0^2}{C}\right) (C_3 \cos \omega_0 t + C_4 \sin \omega_0 t) - \frac{P_0(M_1 + M_2)}{C \cdot M_1 \cdot M_2} + \frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot t^2 \dots\dots\dots (7)$$

$$\text{ここで、 } \omega_0^2 = \frac{C(M_1 + M_2)}{M_1 \cdot M_2} \dots\dots\dots (8)$$

C_1, C_2, C_3, C_4 : 定数
 初期条件として、静止状態から旋回を開始するものとする。 $t=0$ で、 $X_1 = X_2 = 0, \dot{X}_1 = \dot{X}_2 = 0$ であるから、(6), (7)式の定数をこの条件で決めると(6), (7)式は次のようになる。

$$X_1 = \frac{P_0}{C} \left(\frac{M_2}{M_1 + M_2}\right)^2 (1 - \cos \omega_0 t) + \frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot t^2 \dots\dots\dots (9)$$

$$X_2 = -\frac{P_0 \cdot M_1 \cdot M_2}{C(M_1 + M_2)^2} (1 - \cos \omega_0 t) + \frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot t^2 \dots\dots\dots (10)$$

$$\dot{X}_1 = \frac{P_0 \cdot \omega_0}{C} \left(\frac{M_2}{M_1 + M_2}\right)^2 \sin \omega_0 t + \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot t \dots\dots\dots (11)$$

$$\dot{X}_2 = -\frac{P_0 \cdot M_1 \cdot \omega_0}{C \cdot M_2} \left(\frac{M_2}{M_1 + M_2}\right)^2 \sin \omega_0 t + \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot t \dots\dots\dots (12)$$

$$X_1 - X_2 = \frac{P_0 \cdot M_2}{C(M_1 - M_2)^2} (1 - \cos \omega_0 t) \dots\dots\dots (13)$$

上式で旋回速度が増加して、エンジン回転数に見合った回転数に近づくと、旋回クラッチのスリップがほとんどなくなり、 P_E は \dot{X}_1 の関数となり、一般には $P_E(\dot{X}_1) = K(\dot{X}_0 - \dot{X}_1)$ の形であらわされる。ここで K は定数で \dot{X}_0 はエンジンの無負荷回転数に相当するブ

ーム先端速度。本体がエンジン回転数に見合った旋回速度に近くなると、 $P_E(\dot{X}_1)$ はほぼ P_0 に等しいから $P_E(\dot{X}_1) = P_0$ と仮定すると、定速後は次の運動方程式が成立する。

$$\begin{cases} M_1 \dot{X}_1 + C(X_1 - X_2) = 0 \dots\dots\dots (14) \\ M_2 \dot{X}_2 - C(X_1 - X_2) = 0 \dots\dots\dots (15) \end{cases}$$

これを解いて、

$$X_1 = D_1 + D_2 t + D_3 \cos \omega_0 t + D_4 \sin \omega_0 t \dots\dots\dots (16)$$

$$X_2 = D_1 + D_2 t + \left(1 - \frac{M_1 \omega_0^2}{C}\right) \cdot (D_3 \cos \omega_0 t + D_4 \sin \omega_0 t) \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 D_1, D_2, D_3, D_4 は積分定数である。

このときの初期条件は、時間 $t = \alpha / \omega_0$ でほぼ定速になるとして、(9)~(12)式より四つの条件が決まるから、これにより定数を決定すると、(16), (17)式は次式のようになる。

$$X_1 = -\frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot \left(\frac{\alpha}{\omega_0}\right)^2 + \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot \frac{\alpha}{\omega_0} \cdot t + \frac{P_0 \cdot C}{M_1^2 \cdot \omega_0^4} \{ \sin \alpha \sin \omega_0 t - (1 - \cos \alpha) \cos \omega_0 t \} \dots\dots\dots (18)$$

$$X_2 = -\frac{P_0}{2(M_1 + M_2)} \cdot \left(\frac{\alpha}{\omega_0}\right)^2 + \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot \frac{\alpha}{\omega_0} \cdot t + \frac{P_0 \cdot C}{M_1^2 \cdot \omega_0^4} \left(1 - \frac{M_1 \omega_0^2}{C}\right) \{ \sin \alpha \sin \omega_0 t - (1 - \cos \alpha) \cos \omega_0 t \} \dots\dots\dots (19)$$

$$\dot{X}_1 = \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot \frac{\alpha}{\omega_0} + \frac{P_0 \cdot C}{M_1^2 \cdot \omega_0^3} \{ \sin \alpha \cos \omega_0 t + (1 - \cos \alpha) \sin \omega_0 t \} \dots\dots\dots (20)$$

$$\dot{X}_2 = \frac{P_0}{M_1 + M_2} \cdot \frac{\alpha}{\omega_0} + \frac{P_0 \cdot C}{M_1^2 \cdot \omega_0^3} \left(1 - \frac{M_1 \omega_0^2}{C}\right) \times \{ \sin \alpha \cos \omega_0 t + (1 - \cos \alpha) \sin \omega_0 t \} \dots\dots\dots (21)$$

$$X_1 - X_2 = \frac{P_0 \cdot M_2}{C(M_1 + M_2)} \{ \sin \alpha \sin \omega_0 t - (1 - \cos \alpha) \cos \omega_0 t \} \dots\dots\dots (22)$$

以上の計算結果(11), (20)式よりブーム先端の速度、(12), (21)式よりバケットの速度および(13), (22)式よりブーム先端とバケットとの相対変位がそれぞれ時間の関数として求められる。また本体の旋回速度はブーム先端の速度から求められる。

2.2 バケット投てき距離

図4にバケット投てき時の様子を示す。同図(a)の静止状態(1)から加速して定速になった後(2)で急速に巻上げロープをゆるめてバケットを投てきする。このときバケットは接線方向に飛び出し、その後ロープからの拘束は受けず放物運動をして、地点(3)に着地する。放物運動によってバケットの飛ぶ距離(s)は弾道方程式(23)より求めることができる。

$$\frac{g}{2V_0^2 \cos^2 \beta} \cdot s^2 - s \cdot \tan \beta - H = 0 \dots\dots\dots (23)$$

バケット投てき距離(L)は次式より求められる。

$$L = \sqrt{s^2 + r^2} \dots\dots\dots (24)$$

ここで、 H : 巻上げロープをゆるめた瞬間のバケット地上高
 r : 巻上げロープをゆるめた瞬間のブーム中心からバケット中心までの距離
 V_0 : 巻上げロープをゆるめた瞬間のバケットの速度
 β : 巻上げロープをゆるめた瞬間のバケットの飛び出す方向と水平面とがなす角度

ここで、 $V_0 \cos \beta$ は(21)式で示すバケットの水平方向速度(\dot{X}_2)のロープをゆるめた瞬間の値に遠心力を考慮した値であり、また β は(21)式から求めたブーム先端とバケットとの相対変位($X_1 - X_2$)とロープ長さ(l)とから求められた値である。

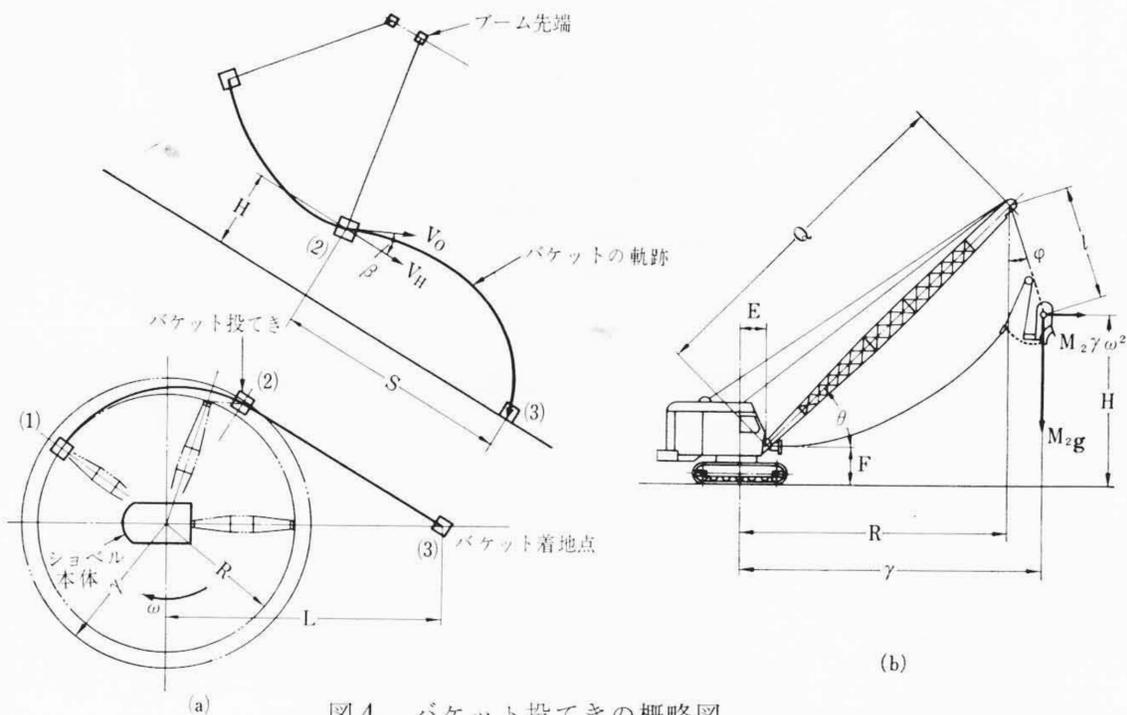


図4 バケット投てきの概略図

形式	U106A	
バケット容量	0.6m ³	
ブーム長さ	13m	
速度	巻上げ	50m/min
	ドラグ	45m/min
	俯仰	40m/min (ロープ速度)
	旋回	5 rpm
	走行	1.5km/h
原動機	日立B-40A形ディーゼルエンジン 一時間定格出力 100 PS (1,500rpm)	

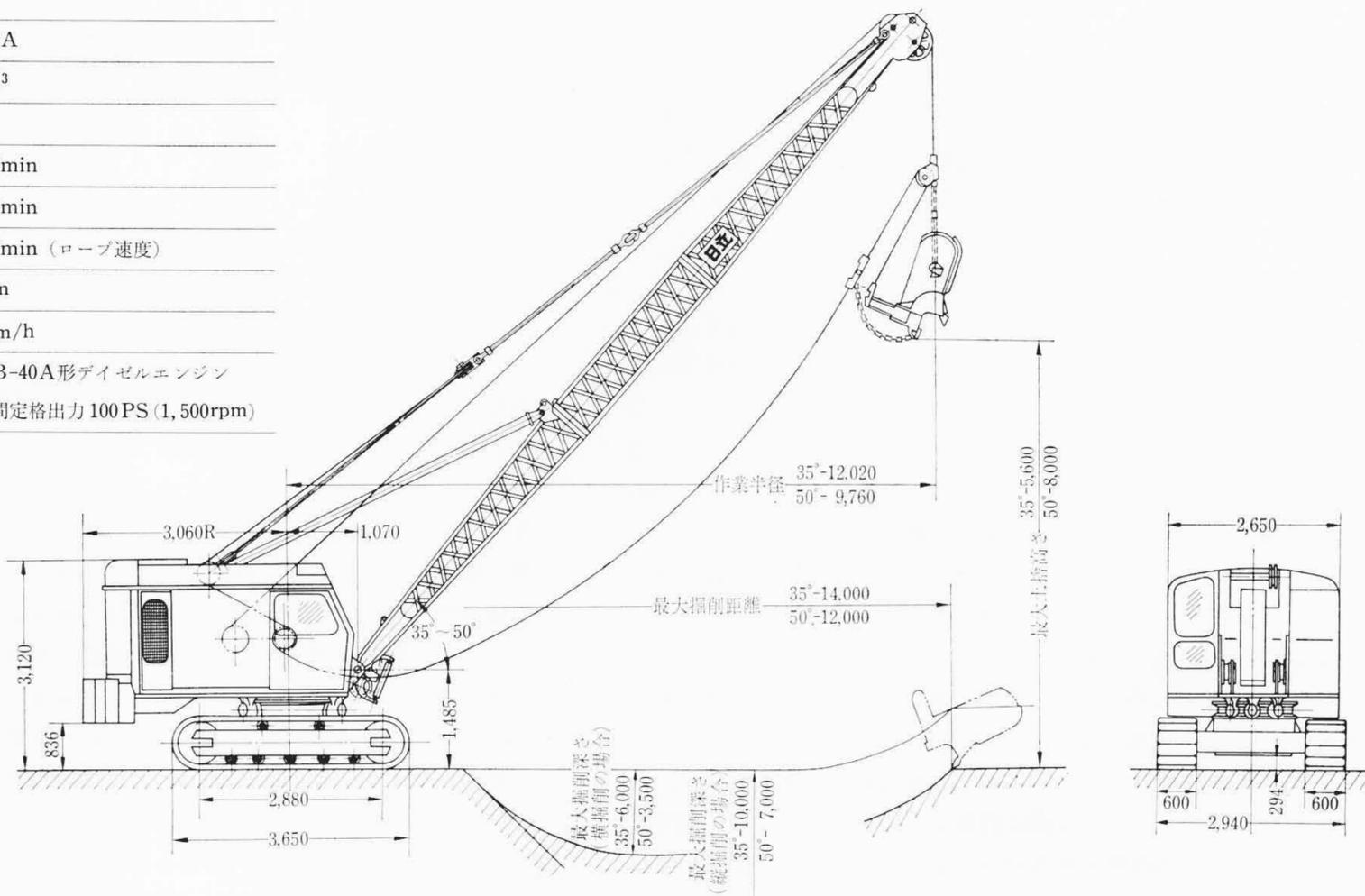


図5 日立 U106A ドラグライン仕様

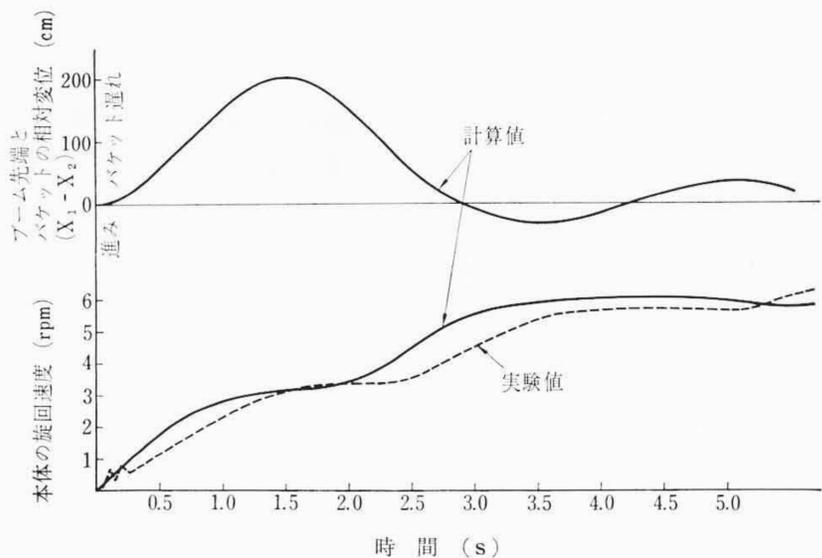
3. 実験結果と考察

日立 U106A ドラグライン(図5)で行なった実験結果を計算結果と比較する。

図6にブーム長さ 13 m, ブーム俯仰角 40 度の場合について本体旋回速度の時間的推移およびブーム先端とバケットとの相対変位の時間的推移を示す。

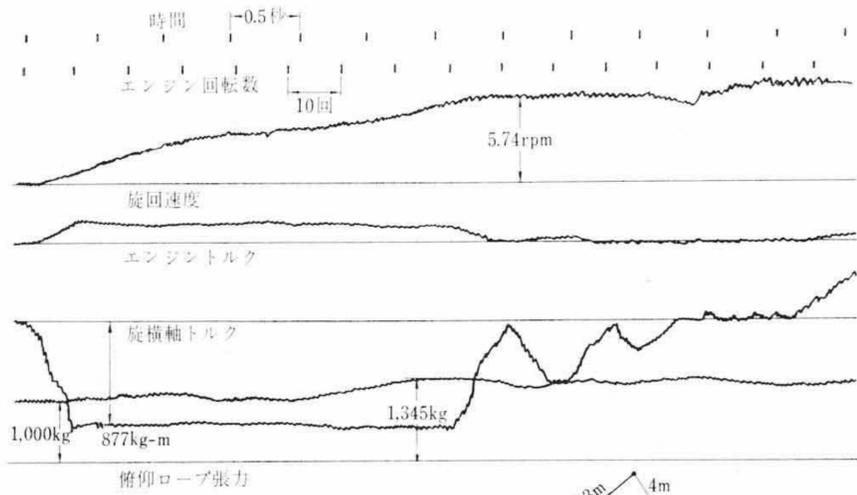
図6からわかるように実験値と計算値とは, 多少位相のずれはあるが旋回速度の時間的推移はよく一致している。

ブーム先端とバケットの相対変位は実験では, 定量的には測定できなかったが計算結果とほぼ同じ動きをしたことが8ミリカメラ撮影によって確認された。またバケットの運動により旋回速度も変化しており, バケットがブーム先端よりいちばん遅れたとき(図6の $X_1 - X_2$ が最大のとき)には, 旋回速度はほとんど増速していない。これはバケットの遅れが増大したためブーム先端に大きな後方への引張力が作用しているためである。バケットが最大遅れを過ぎると

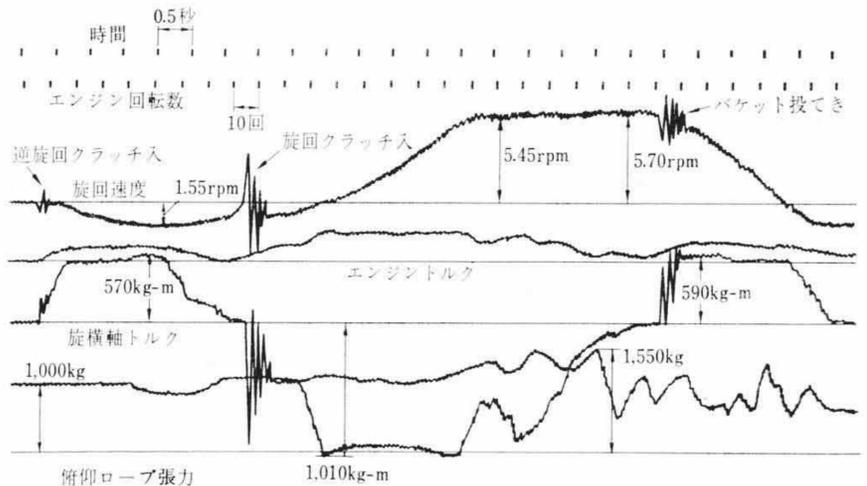


ブーム俯仰角度.....40° ロープ長さ..... 4 m クラッチ伝達トルク.....900 kgm

図6 本体旋回速度およびブーム先端とバケットの相対変位



ブーム俯仰角度.....40° ロープ長さ..... 4 m
 図7 旋回加速時のオシログラム



ブーム俯仰角.....40° 旋回開始時ロープ長さ..... 4 m
 エキスパンションクラッチ増締め。投てき距離.....19.1 m
 図8 バケツ投てき時のオシログラム

本体の旋回速度は再び増加し、エンジンの回転数に見合った速度になると定速回転になる。

図7はバケツ投てきを行なわない場合の本体旋回速度と旋回横軸にかかるトルクの実測値である。同図から旋回加速中は旋回軸にはほぼ一定のトルクが伝わり、旋回速度がエンジン回転数に見合う速度になるとほとんどトルクがゼロになり計算式の仮定は正しかった。

次にバケツを投てきした場合のオシログラムを図8に示す。

まず本体とバケツとを逆方向に少し旋回してから、投てきする正方向に旋回するため急激にクラッチを入れ換えるが、慣性力によりクラッチがすべり約1秒間はそのまま逆方向に旋回する。この間にバケツはブーム先端に対して大きく遅れる。そして本体の旋回速度がほぼ一定加速度で増速していく間にバケツは最大遅れからブーム先端に追いついてきて、定速旋回速度になるとバケツがブーム先端を追い抜く。このときにバケツを投てきする。投てき時のタイミングのとり方がバケツ投てき距離に大きく影響する。

図8の場合は旋回用エキスパンションクラッチを標準より増締めして伝達トルクをあげた場合の実験結果であるが、このときの投てき距離は19.1 mであり、計算値では18.7 mであった。

計算上投てき距離を大きくするには急激な旋回加速を行ない、バケツの振子運動をより効果的に利用するのがよいが、加速度を増加させるためには旋回用エキスパンションクラッチを増締めして伝達トルクを増大する必要がある。しかしこれは旋回系統の軸などに過大なトルクがかかり望ましくない。

また旋回加速時に一度逆方向に旋回してから正方向に旋回するのは逆方向の旋回が微小旋回ならあまり問題にならないが、旋回速度が上昇してから急激に行なうのは大きな衝撃力が旋回系統の軸などにかかり危険である。

ペンダントロープにかかる負荷は、図7,8の俯仰ロープ張力から求められ、その大きさはそのブーム角度に相当する静荷重を平均荷

重とした部分片振りの荷重であり、その振幅はバケツ投てき時および急激に本体の旋回方向を変えた場合に特に大きく、ペンダントロープの強度計算には静荷重のみでなく動荷重も考慮する必要がある。

4. 結 言

計算および実験の結果から次のことが言える

- (1) ドラグラインバケツ投てき動作を計算式であらわすことができ、実験の結果とほぼ一致する。
- (2) 旋回横軸トルクは本体旋回加速中にはバケツの動きには関係なくほぼ一定で、その大きさはクラッチ容量によってきまる(図7,8参照)。
- (3) バケツ投てき距離を大きくするには急激な旋回加速を行ない、バケツの振子運動を効果的に利用すればよいが、急激な旋回加速をさせるためには、旋回用エキスパンションクラッチを増締めして伝達トルクを増大させねばならない。しかし、これは旋回系統の軸などに過大なトルクがかかり悪影響を及ぼすから投てき距離をいたずらに大きくすることは好ましくない。
- (4) ペンダントロープにはバケツ投てき時および急激に本体の旋回方向を変えた場合に特に大きな変動荷重がかかる。

この研究によりドラグライン作業時の本体とバケツの運動が理論的に解明された。さらに、作業中本体およびペンダントロープに作用する動荷重を求めることができたので、実作業に対してきわめて正確にその強度を算出することが可能になった。

本報告を終るに当たり、ご指導ならびにご援助をいただいた日立製作所機械研究所の藤芳利光氏および赤津利雄氏に深謝する次第である。

参 考 文 献

- (1) F. Sedlmayer: Förd. u. Heben, 15, 363~370 (1965-5)
 F. Sedlmayer: Förd. u. Heben, 15, 427~437 (1965-6)