

回転掘削機構について (オ3報)

京都大学工学部 正員 島昭治郎 西松建設K.K. 正員 O伊藤典生
大成建設K.K. 〃 田岡征五 新井技術コンサル. 〃 三浦亮吉

まえがき 回転掘削機構を持つ掘削機械とは、バケットホイールエクスキャベーターや基礎杭打設用のアースドリル、アースオーガー、トンネル掘削用のメカカルシールド類などがあり、現在広く用いられている。これらはいずれも掘削作業部分の回転運動を伴うものであるが、掘削の進行方向ならびに回転の方向は、まちまちである。そこでこれらの回転掘削機構の分類方法として次のように考える。図-1のように座標軸をとり、それぞれの軸のまわりの回転を R_x , R_y , R_z とする。ただし、回転によって右ネジの進む方向が、軸の正の方向と一致するような回転方向を正とする。また、軸そのものの移動を座標軸にしたがって、 X , Y , Z とする。多軸のものについて、 Z と同様の回転軸の集まりを表わし、 $R(x)$ はこれらの集まりが更に Z 軸のまわりに公転することを表わす α とすれば、容易に記号で分類できる。例えば、メカカルシールドは $R_x X$ 型であり、アースドリル、アースオーガーは $R_z Z$ 型、ホールデッチャーは $R_z Y$ 型と表わせる。この表記法から、 R の添字と軸の運動を示す記号とが同種の場合($R_x X$, $R_z Z$)、刃先の軌跡は線形を描くし、これと異なれば刃先はトロコイドとなることが一見して判るところが便利である。

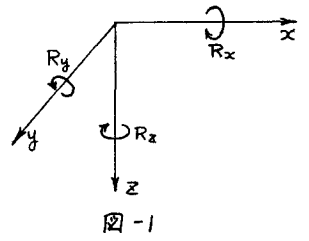


図-1

これより、オ1報、オ2報に記しては、 $R_z Z$ 型掘削機構を持つアースドリル、アースオーガーについて報告した。今回の報告は、これら $R_z Z$ 型掘削機構について更に実験し解析した結果を記すものである。また $R_x Y$ 型の掘削機構を持つポンプ浚渫船のカッターを対象とした掘削機構については、現在実験中であるため、詳しく報告できないがその概要についてここに記す。

アースドリル($R_z Z$ 型)の掘削機構について 実験装置および試料については、前報において報告しているから省略する。アースドリルの掘削機構は、バケット刃先のくい込み機構、刃先にある切削機構、切削土塊がバケット内の土を押し除けて積込まれる積込み機構、バケット外周壁のまさつ機構に分けて考えられる。刃先のくい込み機構および外周壁のまさつ機構については、前報のとおりであるが、積込み機構については次のように考えれば最も合理的であることがわかった。というのは、図2に示すようにアースドリルにかかる掘削抵抗は刃のすくい角が大きくなると減少する傾向を表わしているが、前報の解析方法ではこれを表わしきれない。これは、前報では積込み土塊を図3aに示すように考えたところにある。バケット内にすでに貯留している土が、新しく切削された土によって排除されていく領域を更に詳しく観察すれば、図3bのようになる。即ち

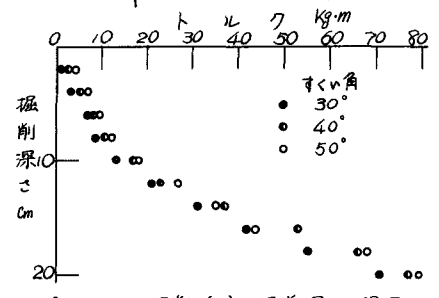


図-2 ドリルの掘削抵抗と掘削深さの関係

次の仮定がほぼ妥当なものと考えられる。

- 1) 刃面に沿って入ってくる切削土塊は、a 点で刃面 (ba) に接しバケット内の地表面に直角に交わるすべり面をバケット内に生ずる。
- 2) 刃による反動破壊の領域が、刃の前面における境界 $\overline{ca}$ を図のように決定する。
- 3) 奥行き方向の領域は、刃幅と同一に取れる。

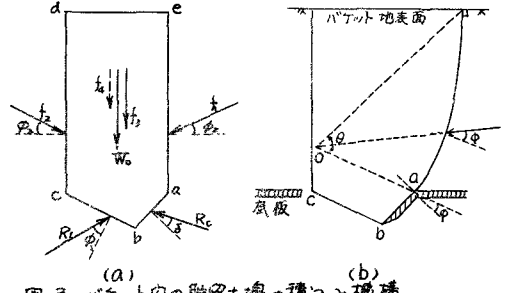


図-3 バケット内の貯留土塊の積込み機構

積込みの領域を新しくこのように仮定し、特に $\overline{ae}$ を対数らせん線と仮定することによって前報とほぼ同様の手順 (領域にかかる力の釣合いを考えて力の多角形から積込み抵抗を求める) により抵抗が容易に算定できる。前報では述べてなかった粘付着力を挟つ土に対して、領域面に粘付着力を作用させて抵抗を算定できるし、刃面にかかる切削抵抗と対数らせん $\overline{ae}$ を $\overline{be}$ に延長することにより、合わせて算定できる。

掘削抵抗をバケットの運転条件、土質条件、寸法諸元により求めた後、自重による掘削方法を持つ一般のアースドリルの掘削性について実験を行ない、すくい角は小さい方が掘削性良いこと、また取土口の開口底部に関する結果などを得ている。

アースオーガー (R2型) の掘削機構について アースオーガーの掘削機構は、スクリー面上のくい込み機構、スクリー面上でのつまみおよび付着機構、掘削土塊と掘削孔壁の間のせん断機構に分けられる。オーガーの掘削機構は、スクリーのピッチ (p) と 1 回転あたりの掘削深さ (q) との間の大小関係から、スクリー部分の高さ (L) と掘削孔の深さ (H) との間の大小関係によって異なる。前者の場合においては、 $p > q$ ならば掘削土塊はオーガーの回転につれて上昇してくる。その上昇量は、オーガーが 1 回転すれば

$$\Delta z = \frac{1}{2\pi} (p - q) \cdot 2\pi \quad \dots (1)$$

で表わせる。 $p = q$ のとき、このような土

の上昇は起らない。(但し、これは回転軸の太さとかスクリー板の厚、土の圧縮性を考慮していかんときである。) また後者の関係においては、前述の機構との関連性から、上昇してきた掘削土塊が地表面に土圧と、孔壁からの拘束から解放されるためスクリー面上から崩れるゆえに、 $L > H$ ならば掘削の進行につれて上昇した土塊は地表面で抵抗となり得ず、 $L < H$ ならばそれとは異なる。前報では、これらの点などの考察が不十分であった。

くい込み抵抗 R は、刃先におけるブランサー (Blancer) を考慮して次式となる。

$$R_v = \frac{b}{\pi} \cdot z \cdot \frac{v}{f} \log_e \frac{D}{d} \quad \dots (2)$$

$$R_T = \frac{b}{\pi} \cdot z \cdot \frac{v}{f} \tan \delta \cdot \frac{D-d}{2} \quad \dots (3)$$

R_v, R_T くい込み抵抗鉛直分力 およびトルク (以後、添字 v, T はこれと同義である。)

b くい込み係数 z 掘削深さ v 掘進速度 f 回転数 D スクリュー直径

d 回転軸径 δ 鉄と土との間の摩擦係数

スクリー面上での掘削土塊のつまみ抵抗 F は、スクリーの傾斜角が回転軸からの各位置によって異なるため複雑であるが、積みやすさによって近似式を得る。

$$L \geq H \quad F_T = \gamma \frac{V}{f} 2\pi z D^2 \left(\frac{\tan \delta}{24} \left(\frac{D}{p} \right) + \frac{\sec^2 \delta}{16\pi} + \frac{\sec^2 \delta \tan \delta}{8\pi^2} \left(\frac{p}{D} \right) \right) \quad \dots (4)$$

$$L < H \quad F_T' = 2\pi (z - z_0) \gamma D^3 \left(\frac{\tan \delta}{24} + \frac{\sec^2 \delta}{16\pi} \left(\frac{p}{D} \right) + \frac{\sec^2 \delta \tan \delta}{8\pi^2} \left(\frac{p}{D} \right)^2 \right) \quad \dots (5)$$

γ : 土の単位体積重量 z_0 : 掘削開始面の刃先の深さ

前報においては、上式を得るための積分をせず、スクリーを分割して代表傾斜角での値を求め、その総和を求めている。掘削土塊によるスクリー面での付着抵抗は、前報のとおりである。掘削土塊と掘削孔壁との間のせん断抵抗は、掘削土塊を通じてスクリー面にまさつ抵抗 S として伝わる。前報においてせん断抵抗をそのまゝ用いているのは誤りであるため、ここに訂正する。

$$L \geq H \quad S_T = \pi \frac{D}{p} \left\{ \frac{1}{2} k_p \gamma \tan \phi \cdot \frac{V}{f} \left\{ z^2 - z \frac{V}{f} + \frac{1}{3} \left(\frac{V}{f} \right)^2 \right\} + C \cdot \frac{V}{f} \left\{ z - \frac{1}{2} \frac{V}{f} \right\} \right\} \quad \dots (6)$$

$$S_T = S_T' \tan(\delta + i_0) \frac{D}{2} \quad \dots (7)$$

$$L < H: \quad S_T' = \pi D \left\{ k_p \gamma \tan \phi (z - z_0) \left\{ z - \frac{1}{2} (z - z_0) p \cdot \frac{f}{V} - \frac{3}{2} \frac{V}{f} \right\} + C \cdot (z - z_0) \right\} \quad \dots (8)$$

$$S_T' = S_T' \tan(\delta + i_0) \frac{D}{2} \quad \dots (9)$$

i_0 : スクリュー最外縁でのスクリー傾斜角 k_p : 受働土圧係数 C, C : 土の強度パラメータ

以上の式により、オーガーの掘削抵抗は算定できる。前報での実験装置 ($p=20, 25, 30 \text{ cm}$, $D=50 \text{ cm}$, $H=50 \text{ cm}$) によって得られた結果との比較を図-4 に示す。

$L \geq H$ と $L < H$ の場合では、掘削の機構が非常に異なっていることは前述のとおりである。例えば、 $L \geq H$ の掘削においてトルクは (5)(7) 式からピッチと直径の比が、 $\pi(\cos \delta - \tan \delta) < p/D < \frac{1}{3} \pi \cos \delta$ のあたりで最小値を持つことが推察される。結局、現在使用されているオーガーの p/D よりかなり大きいものが、掘削には有利であるという結果が得られた。(但し、 $V=0.45 \text{ cm/sec}$, $f=0.03 \text{ rps}$)

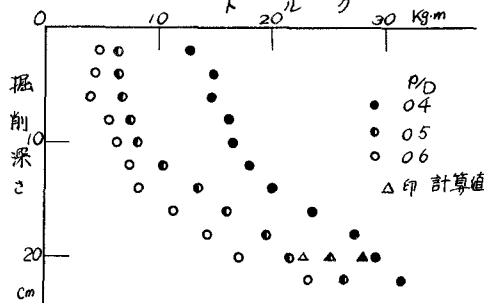


図-4 オーガーの掘削抵抗と掘削深さの関係

ポンプ浚渫船のカッター (RY型) の掘削機構について ポンプ船のカッターは、回転方向が一定 (一般に船体側からみて右回転) で、左右両スイングの往復運動により掘削が行われる。従って右回転右スイングの場合、刃は地盤を切り下ろすように、右回転左スイングの場合、刃は地盤を切り上げるように掘削する。右スイングと左のそれぞれは掘削の機構が全く異なるため、両スイングと同一回転数、同一スイング速度で運転される現行のポンプ船では、右と左のスイングでトルク、吸入効率等に大きな差があることが認められている。しかしその差を、まだ明確にはとらえられていない。そこで後述するようなカッターヘッド模型を製作し、掘削の基本的性格を把握する実験を行なった。実験および解析は現在進行中であり、装置の改良を試みているため得られている一部の結果のみを後に示す。実験装置は、次のようなものである。カッターヘッド直径: 19 cm

刃長: 8cm 刃幅: 5cm 刃数: 4枚 吸入孔直径: 3.5cm

刃が刃先を通る直径と刃角: 60° 以上の諸元を併つカッターヘッド模型を水槽上を走行する台車に設置し、掘削時のトルクと台車けん引力を測定する。用いた土試料は豊浦標準砂を水中に自然堆積させたものである。

カッターの刃先が描く軌跡は、スイング方向にX軸、それと直角方向をY軸にとれば、

$$x = \frac{S}{2\pi n} \phi + \frac{D}{2} \sin \phi, \quad y = \frac{D}{2} \cos \phi \quad (10)$$

D: カッター外径, n: カッター回転数 S: スイング速度 ϕ : 刃の回転角 (Y軸から時計方向)

と表わされる。この式において、 $K = \frac{S}{nD}$ とおけば、Kは刃先の描く軌跡の形を決定するパラメータである。n=0.5 rps, 0.25 rpsの2つの場合についてKの値を変化させ、その時のけん引力、掘削した土の吸入効率、トルクを以下に示す。図-5はけん引力を示す。いずれの場合もKの増大つまり一枚の刃が切り取る厚さが大になるにつれてほぼ比例的にけん引力が増加の傾向を見せている。図-6は吸入率として掘削の基準土量 $V = S \cdot t \cdot b \cdot h$ (b: 刃長, h: 掘削深さ) に対する吸入土量 V_0 の比を取り、それをKの変化に対して図示したものである。左スイングでは $K=0.4$ 付近で効率最高の点が見られるが右スイングではKの増大によって吸入効率は急激に減少している。右スイングの場合、左スイングに対して吸入効率は非常に劣る。図-7は掘削効率を示す量つまり、単位時間に掘削する土量に対するトルク Tt/V (T: 平均トルク, t: 掘削時間) を示したものである。Tの値が小さい程、掘削の効率がよいことを示すが、回転数が大なる程効率がよいという結果が得られている。図-5~図-7の結果より判断すると、左スイングの掘削においては問題は少ない。しかし右スイングの場合、吸入率、掘削効率共に劣る。効率良く掘削するためには、回転数を上げスイング速度を小さくして、1回の切り取り厚さを薄くするような運転方法をとらうと構想する必要がある。

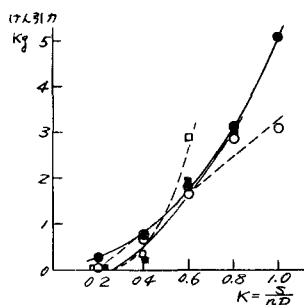


図-5 けん引力と軌跡の関係

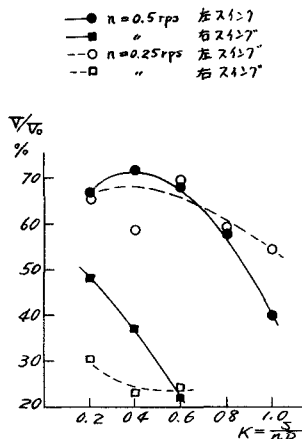


図-6 吸入率と軌跡の関係

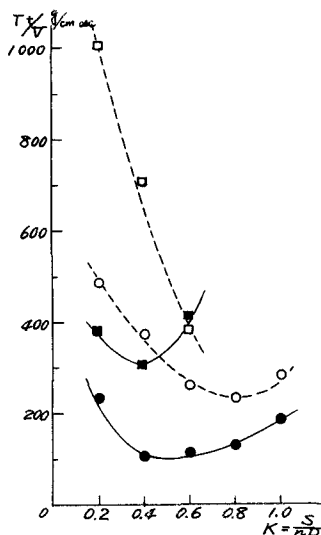


図-7 掘削効率と軌跡の関係

参考文献 岩田尚生: ポンプ浚渫船のカッターについて, 作業船 No. 8, (S. 35. 11) pp. 45~48