

泥水式シールドの揺動掘進に関する実験的研究

EXPERIMENTAL STUDY FOR THE EXCAVATION BY ALTERNATE ROTATION OF THE SLURRY PRESSURIZED SHIELD'S CUTTER HEAD

助川 禎* 中島 信* 藤木 育雄* 中村 信義**○佐古井 耕三***

Tadashi SUKEGAWA, Makoto NAKASHIMA, Ikuo FUJIKI, Nobuyoshi NAKAMURA and Kozo SAKOI

This study was under planning of a new tunnelling machine having tri-face which consists of one main shield and two sub-shield machines to be combined with both sides of it when excavating for station space. Cutter head of the sub-shield machine rotates alternately within a limited rotating angle. The experiment was carried out by the test machine to investigate the fundamental matters for alternate rotation method of cutter head for sub-shield machine such as driving cycle, torque, thrusting power, driving mechanism and the control method, etc.

Keyword; tri-faced shield machine, alternate rotation, torque and thrust, excavation, slurry shield.

1. まえがき

帝都高速度交通営団では、駅間の複線トンネル用シールドを、そのまま駅部トンネル用3連型シールドの一部(中央シールド)として利用するという画期的な工法を開発し、現在建設中の南北線(7号線)工事に採用することにした。この工法は、1台のシールドを有効活用し、後方基地設備も集約できる等の経済効果とともに、3連型シールドで一度に駅断面を構築することから、従来の駅シールド工法に比べ安全性、施工性も高い。またこの工法は以上の利点から、駅の建設工法として一般的な開削工法をシールド工法に変換する可能性を高めておりトンネルの深度化対応と発生土の抑制効果も期待できる。

この3連型シールド工法については、機械的・施工的に多岐にわたる研究開発を行っているが、今回は、実工事で採用する3連型側部シールドの泥水式揺動掘削の切削性能確認とシールド仕様、

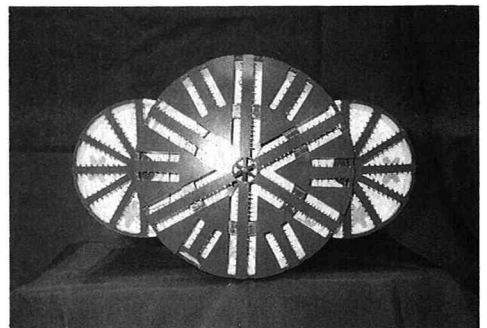


写真-1 3連型駅シールド

* 正会員 帝都高速度交通営団 * 正会員 帝都高速度交通営団 * 正会員 帝都高速度交通営団
** 正会員 メトロ開発株式会社 *** 川崎重工業株式会社

揺動機構等を決定するために行ったモデル機実験及び実地盤における実機実験の概要とその考察について報告する。

2. 3連型シールド機の基本構造

今回の南北線工事に本工法を採用するにあたり、3連型シールド機の基本構造として、図-2に示す3方式を比較した。検討結果は下記のとおりであるが、掘削方式は宮団で実績の多い泥水式とした。また、中央シールド（外径10m）は、単独で掘進する駅間トンネルに急曲線部（R=200m以下）があるため、中折れ型とする予定である。

(a) 中央シールド先行方式1型

カッターヘッド支持方式は、中央シールド、側部シールド共センターシャフト方式となっている。しかし今回の工事における中央シールド単独施工区間には、N値50以上の固結シルト層（上総層）があり、また、掘進総延長が約2kmと長いこと等から、中央シールドのセンターシャフト方式は、大口径シールドの実績から不安がある。

(b) 中央シールド先行方式2型

中央シールドのカッターヘッド支持方式は、上記地質条件、施工延長等を考慮し、中間支持方式としている。このため、側部シールドのカッターヘッドは、中央シールドの中間支持部材が支障し安全円形とできないので欠円形とし、60°の回転角度を持つ揺動掘削方式としている。この揺動掘削（進）方式の実績はない。

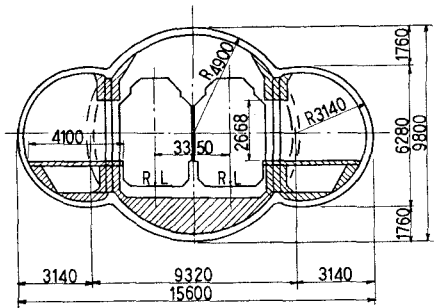


図-1 トンネル断面図

形式 検討項目	中央シールド先行方式 1 型	中央シールド先行方式 2 型	側 部 シールド 先行 方式
モ デ ル 図			
シールド機械 平 面 図			
中央シールド	センターシャフト方式	中 間 支 持 方 式	中 間 支 持 方 式
側部シールド	回 転 方 式	揺 動 方 式	回 転 方 式

図-2 3連型シールドの形式

(c) 側部シールド先行方式

中央及び側部シールド共標準的なカッターヘッドで、支持法式・掘削機構には問題ないが、側部シールドの前面（中央シールドと断面的に共合した部分）が片持ち構造となり、掘進・推力による変形とこれに伴う中央シールドカッターヘッドとの競り合い等、基本的に構造上問題がある。

以上の3方式について、更に詳細検討等の結果、駅部の3連型シールドで掘進する延長が約120mと短いこと、地質的にもN値7程度の洪積粘性土であることを等考慮し、実績のない揺動掘進に問題は残るものの、構造的に安定している(b)案の中央シールド先行方式2型を最優先案として詳細検討を進めることにした。このことから、揺動掘進については、下記の要素実験により問題点を解明した。

3. 要素実験

新しい掘削機構即ち、揺動掘削に関して機械の設計仕様を決めるためモデル実験機と実機実験機を用いて実験を行なった。

3.1 実験の目的

- 揺動掘削によるズリの挙動を確認するために切羽での切削を目視観察する。（モデル実験）
- 揺動掘削時の機械出力（トルク、推力、推進速度）を計測し、同一条件の通常掘削と比較することにより実機設計の基礎資料とする。（実機実験）
- カッターヘッドの回転方向の切換時に合わせて推進を一時停止する断続掘進（間欠推進）と、回転方向の切換に関係なく推進する連続掘進（連続推進）を行ない、連続掘進の可能性を確認する。
- カッターヘッドの回転方向の切換機構を確立する。

3.2 実験装置・方法（表－1 参照）

表－1 実験装置要目表

	モデル実験	実機実験
カッターヘッド外径	1.0 mφ（ほぼ半円形）	3.95 mφ
カッターヘッド回転数	可変 max. 1.1 r.p.m.	可変 max. 1.1 r.p.m.
カッターヘッド揺動角度	60°	180°, 360°
カッターヘッド回転トルク	0.71 tf・m	101 tf・m
推 進 力	max. 25 tf/m ²	114 tf/m ²
推 進 ス ト ロ ー ク	600 mm	1150 mm
推 進 速 度	max. 2 cm/min	max. 3 cm/min

(a) モデル実験（実験総数30）

実験装置は掘削径1.0mφのはぼ半円形状のカッターヘッドを鋼製枠体内をガイドとして、鋼製箱内に作成された試験土層内へ推進用油圧ジャッキで押し込むもので、カッターヘッドは油圧ジャッキによって駆動するものとした。実験では、揺動掘削での連続推進又は間欠推進時の推力、トルク、推進速度、回転速度の計測と掘削時の切羽状況の観察を行なった。

○実験土層の組成と物性値

組成：細砂10号（愛知県額田町産）7 物性値：一軸圧縮強度 $q_u = 0.4 \sim 0.5 \text{ kgf/cm}^2$
（重量比）粉末粘土（岡山県笹岡産）3 粘着力 $C = 0.11 \sim 0.14 \text{ kgf/cm}^2$
添加水 1 内部摩擦角 $\phi = 32^\circ$

○実験条件

カッターヘッド回転数：0.48, 0.73, 1.1 r.p.m.

推 進 速 度：1, 2 cm/min

(b) 実機実験 (実験総数 68)

実施工中の3.95 mφ泥水式シールドのカッターヘッドを180°揺動回転掘削ができ、カッターヘッドの反転時に停止が可能な間欠推進機能を付加する改造を行ない、実地盤(泥岩層)で実施した。

○ 実地盤性状

地盤：上総層(砂質泥岩)

強度：一軸圧縮強度 $q_u = 100 \text{ kgf/cm}^2$ 以上

○ 実験条件

カッターヘッド回転数：0.73, 1.1 r.p.m.

推進速度：1, 2 cm/min

3.3 実験条件の設定

(a) 推進速度

複線シールドトンネル用シールド(断面積 79.2 m^2)の推進速度を約 3 cm/min として、泥水处理プラントの設備容量を計画しており、この処理プラントを3連型駅シールド(断面積 112.7 m^2)用としても使用する。従いこの時の推進速度は、約 2 cm/min となるので、実験での推進速度は実機での推進速度 2 cm/min と半分の 1 cm/min を採用することにした。

(b) 回転数

3連型駅シールドの側部シールド 6.52 m φ相当のカッターヘッド回転数を 0.73 r.p.m. と計画している。このため、モデル実験では、カッターヘッド回転数を $0.48, 0.73, 1.1 \text{ r.p.m.}$ とし、実機実験では、カッターヘッド回転数を $0.73, 1.1 \text{ r.p.m.}$ とした。

写真-2 掘削実験中のモデル実験機

4. 実験結果と考察

4.1 実験結果の比較

モデル実験と実機実験では装置の大きさ、カッターヘッドの形状、駆動方法、掘削地盤等の違いがあるが得られたデータの傾向は良く似ており、両実験の相関性は高いものと考えられる。データの比較を図-3に示す。但し、図は傾向を示すもので数値または比率を示すものではない。

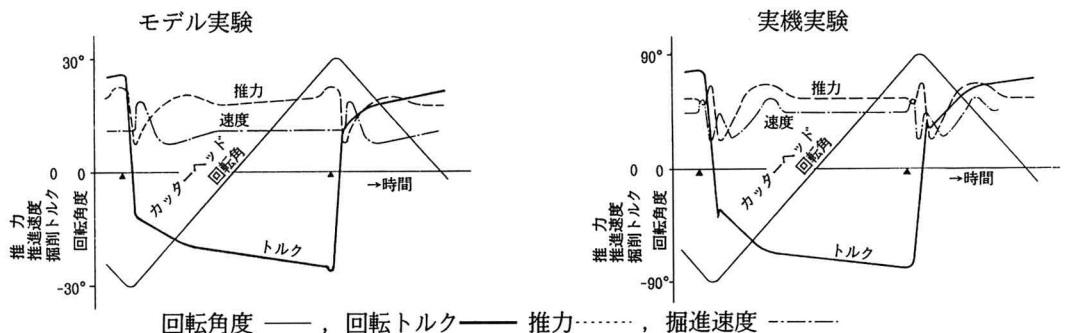


図-3 データの比較図

4.2 データ整理と表示

実験によって得られたトルク、推力に関するデータには種々の損失も含まれているので、以下のように整理した。

(a) 掘削トルク T_c

各実験毎に無負荷状態（即ち、カッターヘッドが地盤に切り込まない状態）のカッターヘッドの回転トルクを計測して、負荷時の計測値より差引いたものを掘削トルク T_c とした。

(b) 推力 F_s

モデル実験では、カッターヘッド支持部に設けたロードセルによって推力 F_s を計測した。実機実験では、切羽水圧抵抗（ f_w ）は計測水圧と機械断面積より算出し、その他のシールド推進時の損失推力は、別途計測したカッターヘッドの撓みと推力の関係（図-4 参照）より、カッターヘッドの負荷“0”時の推力（ f_0 ）を推定し、正味推力 $F_s = \text{推力計測値} - (f_w + f_0)$ とした。

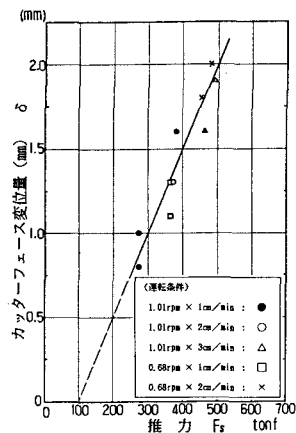


図-4 カッターフェースの変位量と推力

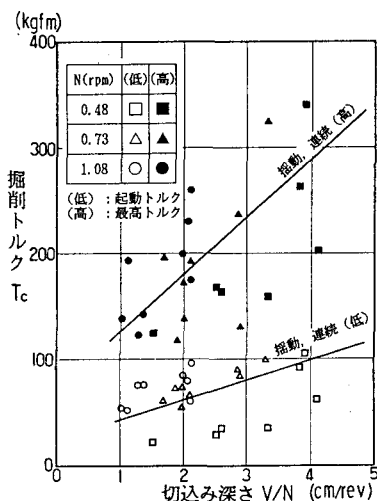


図-5 掘削トルク T_c と切込み深さ V/N (モデル実験)

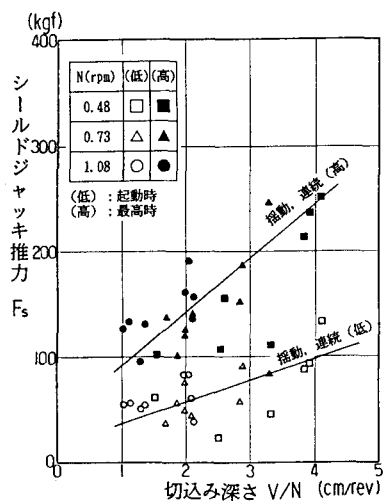


図-6 推力 F_s と切込み深さ V/N (モデル実験)

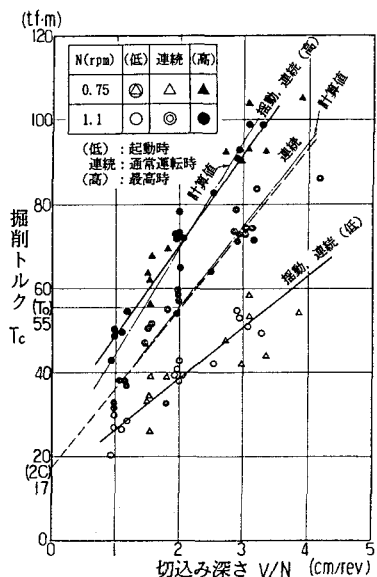


図-7 掘削トルク T_c と切込み深さ V/N 実機実験

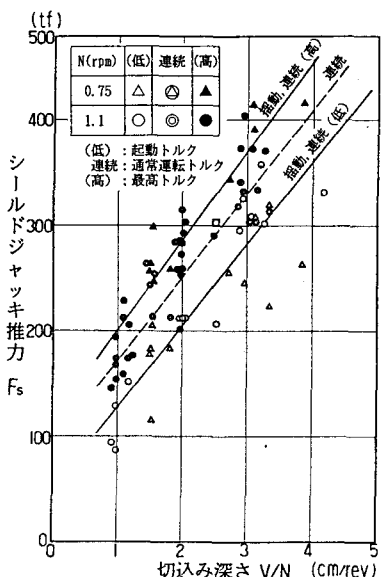


図-8 推力 F_s と切込み深さ V/N (実機実験)

(c) 回転速度 N

揺動 1 サイクル当りの所要時間より回転速度 N r. p. m. を算出した。

(d) 推進速度

掘削サイクル中の平均値を求めて推進速度とした。

以上の整理により得られた実験結果を図-5、6、7、8に示す。

4.3 起動トルクについて

連続推進する場合、カッターヘッドの回転停止中にも推進することから、カッター押付力の増大による起動トルクの増大を心配したが、結果は通常掘削時よりも小さくこの値は通常掘削時の約 0.7倍であった。これは、反転直後に回転方向が変化して、これまでに存在した切込深さがなくなり、ビットの貫入抵抗が瞬時に小さくなってそのため推進系に蓄えられた弾性エネルギーの一部が解放されて、一時的に推進速度が大きくなるとともに、弾性エネルギーの放出分に見合う推力の低下として計測され、推力の低下が掘削トルクの減少となって表れるものと考えられる。(図-3参照)

4.4 掘削トルクについて

(a) 切込量

同一軌跡を掘削するカッタービットはモデル実験では 60° 間隔で、実地盤実験では 180° 間隔で配置されている。これらの切込深さを模式的に示すと図-9のようになる。これより、同じカッターヘッド回転数でかつ推進速度が同じ場合、連続回転の切込深さを 1 とすると、切込量の最大値はそれぞれ 180° 揺動では 2 倍 60° 揺動では $2/3$ 倍となる。

	連 続 回 転	180° 揺 動	60° 揺 動
掘削軌跡			
切込深さ ビット数	$H = H_0$ $n = 2$	$H = 2 H_0$ $n = 2$	$H = 2/3 H_0$ $n = 6$

図-9 最大切込深さとビット数の関係

(b) 掘削トルクの分析

実地盤での実験の範囲では同一推進速度、同一カッター回転速度のとき、揺動掘削時の最大トルク T_1 と連続回転掘削時のトルク T_0 の比は約 1.25 となった。この理由としては、少なくとも次の 2 点が考えられる。

- ・ 切削深さの違いによる切削抵抗
- ・ 切削したズリの摩擦抵抗力

図-9 から明らかのように、切込深さは揺動角度により変わるが、切削ズリ量はシールドの推進速度とカッター回転速度が同じならば、切削面積が変わらない限り同じである。

従って、実機実験でのトルク比 $T_1 / T_0 \approx 1.25$ は切込深さが2倍で、かつズリ量が変わらない時のトルク比率と仮定できる。

(c) 掘削トルク算出の近似式の推定

揺動掘削におけるトルク値の推定のため、連続回転掘削のデータを基にして、図-7からカッターヘッドビット列1ヶの場合の駆動トルクを求める。

$$\text{連続回転時: } T_0 = [A(H) + B(V/N) + C] \cdot 2 \quad (1)$$

(実験機では、掘削が2パスである)

$$\text{揺動時: } T_1 = 1.25T_0 = [A(2H) + B(V/N) + C] \cdot 2 \quad (2)$$

ここでA、B、Cは定数、H: 切込深さ、(V/N): 1回転当りの掘進量である。

図-5より $V/N = 2 \text{ cm/rev}$ の時、 $T_0 = 55 \text{ tf} \cdot \text{m}$ 、 $2C = 17 \text{ tf} \cdot \text{m}$ とすると

$$A = 6.9, B = 6.1, C = 8.5$$

となる。上式は半円の場合の値であるから、第2項についてカッターヘッド面板等の大きさに関して修正して

$$T = 6.9(H) + 6.1(V/N) \cdot K + 8.5 \quad (\text{tf} \cdot \text{m}) \quad (3)$$

(ビット列1ヶ当りのトルク 泥岩層の場合)

ここで、H: ビットの切込深さ (cm) = (V/N) ÷ パス数 連続回転掘削
 $= \{(V/N) \div (\text{揺動角度} / 360^\circ)\} \times 2$ 揺動掘削

V: シールドの掘進速度 cm/min

N: カッターヘッド回転数 r.p.m.

K: 面板面積比 = 2 / パス数 連続回転掘削

$= 2 \div (360 / \text{揺動角度})$ 揺動掘削

図-7中の一点鎖線は実地盤実験の連続回転掘削データをもとに式(3)で求めた結果である。計算により得られたトルクの値は、(V/N) = 1 ~ 4の範囲で実測値に対し、約10%以内の誤差となった。

4.5 揺動掘削の駆動機構

カッターヘッドを揺動させるメカニズムは実機実験では、油圧切換弁で流路方向の切換るバルブコントロール方式で、モデル実験では油圧ポンプの吐出方向変更によるポンプコントロール方法で行なった結果、前者では切削時の騒音と振動が顕著であったが、後者では極めて少なく従って、騒音と振動防止の面から後者が有利と考えられる。

4.6 切羽への影響

実地盤実験時に送排泥流量及び圧力変動を計測した結果、揺動掘削時と連続回転掘削時では、顕著な差異がなく揺動掘削が切羽周辺地山に及ぼす影響はないと判断できた。

5. 揺動掘削におけるカッターヘッド駆動装備トルクの検討

回転掘削を行なう場合の装備トルクは従来から経験的に $T = \alpha D^3$ で示されているが、この式をもとに揺動掘削の場合の装備トルクを求める式として、

$$T = \alpha \cdot \beta \cdot \zeta \cdot D^3$$

と仮定する。ここで、 α : 地質条件、機械、機種等に係わる係数、

β : 揺動掘削時のトルク増加率 = 揺動トルク / 連続回転トルク

ζ : 掘削断面積比 = 掘削面積 / 円面積

D: シールド機の直径

前項式(3)は、切削ビット列1ヶ当りの数値を求めたものであり、揺動角度によってビット列数が異なるので計画機に相当する6mφクラスのシールドを想定し、表-2の条件で係数 β を検討する。

5.1 係数 β

表-2に示す条件を式(3)に代入して、通常連続回転の掘削と揺動掘削における全円を掘削する場合のトルク比 β を求めると、 $\beta \approx 1.6$ を得る。但しこの値は泥岩層における値である。

5.2 地盤条件による β 値の考察

式(3)第3項Cの値は切込深さに無関係の定荷重による摩擦トルクであり、この荷重は掘削土層の強さ表わすものと考えられ、掘削土層の強さは第1項にも関係する。モデル実験におけるCの値を同一摩擦係数により生じたトルク(表-3)と仮定して比較してみると、実地盤はモデル地盤より34倍の定荷重Cを有する結果となった。従って、式(3)の第1項と第3項は地盤の強さ(貫入抵抗)によって変わると考えられるので、 β の値も地質条件で決定すべきものである。従って、泥岩層のよ

表-2 掘削要目比較

	一 般	計 画 機
ビット列数 n	3	6
カッタービット 切込み深さ V/N	2 cm/rev	2 cm/rev
ビット切込深さ H	2/3 cm	2/3 cm
揺動角度	回 転	60°
面板面積比	2/3	1/3

表-3 揺動時(高)のトルク比較

	実 機 実 験	モ デ ル 実 験
定荷重によるトルク	27 tf・m	0.074 tf・m
ビット列 n	2	3
半 径 R	2 m	0.5 m

うに固結した地層でない場合、 $1 < \beta \leq 1.62$ と考へ、実設計に際してはこの点を考慮する必要がある。

6. 結 論

3.95m ϕ 泥水式シールドによる実機実験と1m ϕ のモデル実験での結果より揺動掘削に関して

- カッターヘッドの回転方向切換時も推進を行なうことに問題はない。
- 泥岩層において3.95m ϕ の泥水式シールドの場合、揺動掘削に必要な最大トルクはカッターヘッド回転反転直前で最大となり、通常の連続回転の1.25倍、反転起動トルクは同じく0.7倍程度となった。
- 直径3.95 m ϕ のカッターヘッドのビット列1ヶ当りのトルクとして表すと、泥岩層の場合 $T=6.9(H)+6.1(V/N)K+8.5$ (tf・m) となった。
- 推力と推進量は一次の比例関係を示した。
- 揺動掘削方法が泥水系の制御に影響を与えることはない。
- カッターヘッドを揺動させるメカニズムは、ポンプの吐出切換によるコントロール方法(油圧クローズ回路)が騒音と揺動防止の面から有利である。

7. おわりに

以上、シールドの揺動掘削について、実験とその考察のついて述べたが、この結果を3連型シールドの設計に反映させれば、掘進方式に問題ないと考えている。現在このシールド工事の準備中であるが、実施工により更に3連型シールド工法の技術を高め、普及を図ってゆくつもりである。

最後に、本工法の開発と実験にあたって指導・協力をいただいた営団「シールドトンネル調査委員会」外部委員の先生方、並びに東京都下水道局シールド工事関係の皆様には謝意を表します。

8. 参考文献

- 1) 助川 禎：ランニングシールド機活用の3連型駅シールド工法、土木学会第47回年次学術講演会論文集(平成4年9月)