

曲線推進工法における掘進機の方向制御モデルの構築

Construction of Steering Control Model of Tunneling Machine in Curvilinear Pipe Jacking Method

木村勝彦 Katsuhiko KIMURA (機動建設工業(株))
 西田広治 Hiroharu NISHIDA (機動建設工業(株))
 建山和由 Kazuyoshi TATEYAMA (京都大学大学院工学研究科)

推進工法は、道路、軌道の横断から下水道管渠埋設のための道路縦断、さらには道路線形に合わせた長距離・曲線推進へと施工技術が進展し、都市部における代表的な管渠埋設工法となっている。しかしながら、曲線推進については実際の施工が先行し理論的な解明が遅れているのが現状である。そこで著者らは、曲線推進時の曲線形成過程における掘進機の挙動を周辺地盤との相互作用に基づき力学的に取り扱うモデルの構築を試みた。本論文ではこのモデルの概要を紹介し、このモデルを利用して掘進機が曲線施工を行う際に、方向制御ジャッキに必要とされる能力の算定を行った結果とその妥当性を示す。

キーワード：推進工法，曲線施工，方向制御，側方土圧，シミュレーション (IGC : H-5)

1. はじめに

推進工法は、管渠計画ラインの両端に発進立坑と到達立坑を設け、発進立坑の油圧ジャッキにより到達立坑に向かって推進管を順次継ぎ足しながら押し込んでいくことにより地中に管渠を構築する施工法である。推進管は、通常、コンクリート製のヒューム管や鋼管、塩ビ管を使う場合が多く、先頭管の前部には、所定の線形に沿って地盤を掘削しながら管の敷設空間を作るための掘進機が取り付けられている。この工法は、工事占用面積の減少、騒音・振動・粉塵等の工事公害の低減、交通や市民活動への影響の抑止など環境対策に優れた非開削工法として今や都市土木の代表的な工法に発展してきている。

日本における初めての推進工法は、昭和23年8月に兵庫県下で実施された国鉄尼崎臨港線横断工事であるといわれている¹⁾。以来、特殊工法として位置づけられ、ガス、水道、通信ケーブル等のさや管として軌道や道路の横断敷設に多用されていた。昭和20年代後半には、初めて下水道本管の施工に採用され、昭和30年代の油圧ジャッキの動力化や中押工法の導入等の技術開発とあいまって、一区間当たりの推進距離の長距離化が進められた。また、泥水加圧式や土圧バランス式といったシールド工法で開発された切羽安定方式が取り入れられ、密閉型機械推進工法へと進展し、さらに都市部における需要の増大から、道路線形に合わせた曲線推進が飛躍的に増加してきた。このように、切羽の安定、資機材の改良、制御や計測の自動化といったシステム化及び推力、推進抵抗に関する研究は進められてきたが、曲線推進における曲線形成のメカニズムについては十分に解明されているとはいえず、その施工においても経験に頼って機械の操作を行う場合が多い。

このような状況の中で、著者らはシールド工法における曲線トンネル形成時の地盤と機体との相互作用の研究^{2),3)}に着目し、推進工法固有の事象を基本的な検討対象に取り入れ、曲線推進における曲線形成過程を明確にするための力学モデルを構築した。具体的には、推進工法では、掘進機前胴部と後胴部を折り曲げることにより周辺の地盤から機体に作用する偏土圧を利用して曲線推進を形成していくが、このメカニズムを解明すべく、機体と地盤との相互作用を数理的に取り扱い、機体の挙動と機体に作用する土圧分布を予測するモデルを構築した。本研究では、このモデルを用いて、機体が所定の曲線掘進を精度良く行うことができるよう地盤特性に応じて機体前胴部と後胴部の折れ角を微細に調整する制御モデルの構築を最終目標としているが、本論文では、この研究の第一歩として掘進機-地盤間の相互作用のモデル化とそれに基づく方向制御ジャッキの負荷の予測について説明するとともに、モデルの妥当性を検証するために、種々の地盤条件を想定した掘進シミュレーションを行った。

2. 曲線推進工法における曲線線形の形成

2.1 推進工法における曲線形成方法の推移

日本において初めて計画的に施工された曲線推進は、昭和40年の熊本市における事例といわれている⁴⁾。これは推進路線が途中で電話地中線のマンホールに当たするため、推進ラインを円弧状にすることで回避したもので、このときに推進された管の内径は1200mm、曲線半径は79mであった。

この後、多数の曲線施工がなされてきているが、曲線を形成する方法については、おおむね次の(1)から(5)のように変遷してきている。

- (1) 刃口より前方を先掘り
- (2) 方向制御ジャッキを押し勝手に使用
- (3) 方向制御ジャッキを押し勝手に使用+余掘り
- (4) 方向制御ジャッキを押し引き勝手に使用
- (5) 方向制御ジャッキを押し引き勝手に使用+余掘り

ここで、(1)は、開放手掘り型の掘進形式で採用される方式で、前方の地山を掘削する際、旋回内側の土を余分に削ることにより、曲線形成を行う方法である。(2)の押し勝手は、掘進機に取り付けられた油圧ジャッキで方向制御を行う方式で、後続の推進管を反力として、旋回外側のジャッキのみを伸ばすことにより曲線形成を行う(図-1)。(3)と(5)の余掘りは、外周カッタービットの突出をトンネル径より大きく取り、曲線内側にクリアランスを作ることにより、地盤からの抵抗を低減して曲線形成を容易にする方式である(図-2 左図)。(4)の押し引き勝手方式は、中折れ式の掘進機で採用される方式で、前胴と後胴の間に取り付けられた方向制御ジャッキを調整することにより曲線形成を行う方式で、曲線内側のジャッキを「引っ張り」、外側を「押し」状態を使用することにより、急曲線掘進を行うことができる(図-2 参照)。

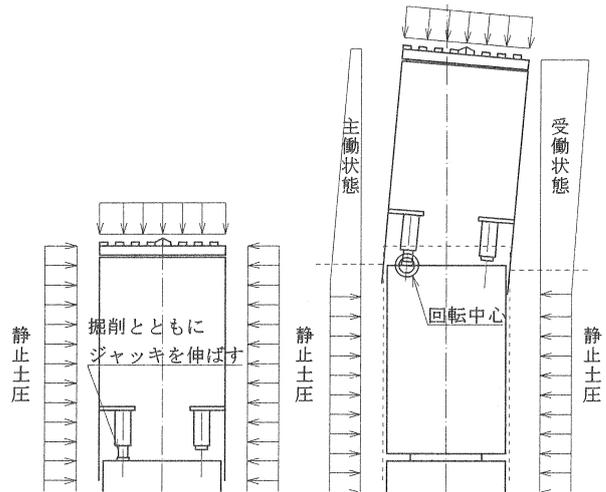


図-1 初期の曲線形成方法 (押し勝手)

2.2 推進工法における曲線形成機構

現在の密閉型推進工法においては、押し引き勝手にの方向制御ジャッキと余掘りによる(4)あるいは(5)が主流となっており、本論文でも、この方式を用いることを前提として、掘進機の制御方法を検討する。この際、掘進機の方向制御のために、通常行われているジャッキの操作手順を時系列で表すと次のようになる(図-3 参照)。

- 1) 曲線線形の幾何学的形状から算定される必要な折れ角を左右の方向制御ジャッキのストローク差に換算し、曲線外側の方向制御ジャッキの押し側、曲線内側の方向制御ジャッキの引き側をそれぞれ加圧することにより、掘進機前胴部・後胴部を折れ曲げる。
- 2) この状態で掘進機を地中に押し込むと旋回外側の前胴部機体側面に大きな土圧が働くことになり、この力は機体を旋回させるように働く。
- 3) 掘進機後胴部と前胴部とは制御ジャッキで折れ角を固定されているため、掘進機前胴部・後胴部が一体化したものとして旋回し、掘進機が曲線線形にのる。
- 4) 曲線形成を始めてから機体前胴部・後胴部全体が曲線線形に乗るまでは、方向制御ジャッキにより、掘進機前胴部・後胴部の折れ角を徐々に増大させていく。ただし、折れ角の増加量は曲線線形により規定される所定折れ角に至るまで徐々に減少させ、所定折れ角に至った時点で増加量をゼロとし、機体の折れ角を固定する。
- 5) 急曲線施工等で、中折れ機構が2カ所以上設けられている場合には、前方から順次方向制御ジャッキの操作を行っていく。

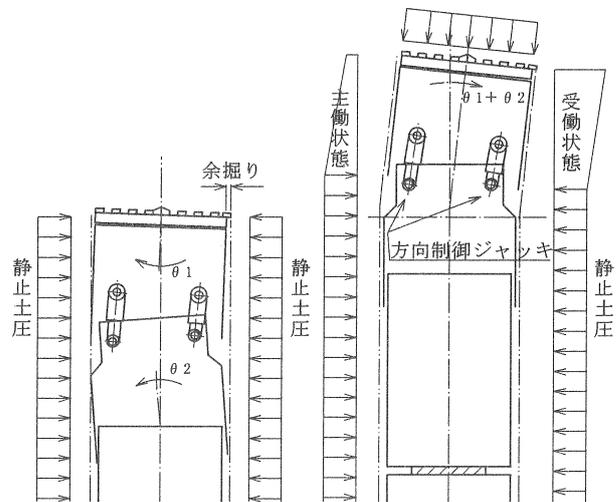


図-2 現在の曲線形成方法 (押し引き勝手+余掘り)

以上が、曲線掘進の基本的な流れであるが、地盤は変形するため、この状態で掘進を進めると、機体の掘進経路は所定の線形からずれを生じることになる。そこで、掘進機に取り付けられた測量ターゲットの動き、ジャイロコンパス等のリアルタイムの計測結果により、所定の線形に沿って掘進するよう適時方向制御ジャッキのストローク差を制御する。この制御では、オペレーターの経験に基づき制御ジャッキの操作が行われるが、精密な掘進管理には高度な経験が要求される。そこで、本研究では、地盤特性に応じた掘進制御の自動化技術の開発を最終目標とし、前述の曲線掘進機構に地盤と機体との相互作用の力学モデルを組み込むことにより、地盤中における機体に作用する土圧と機体挙動との関係を数理的に表現することを試みた。

なお、掘進機の後続のヒューム管等の管列は、掘進機が掘削した空間に押し込まれていくが、管同志の接合部にはクッション材が配置され、それが変形することにより、曲線軌道に沿うように配置されていく。この機構については、別報で検討する。

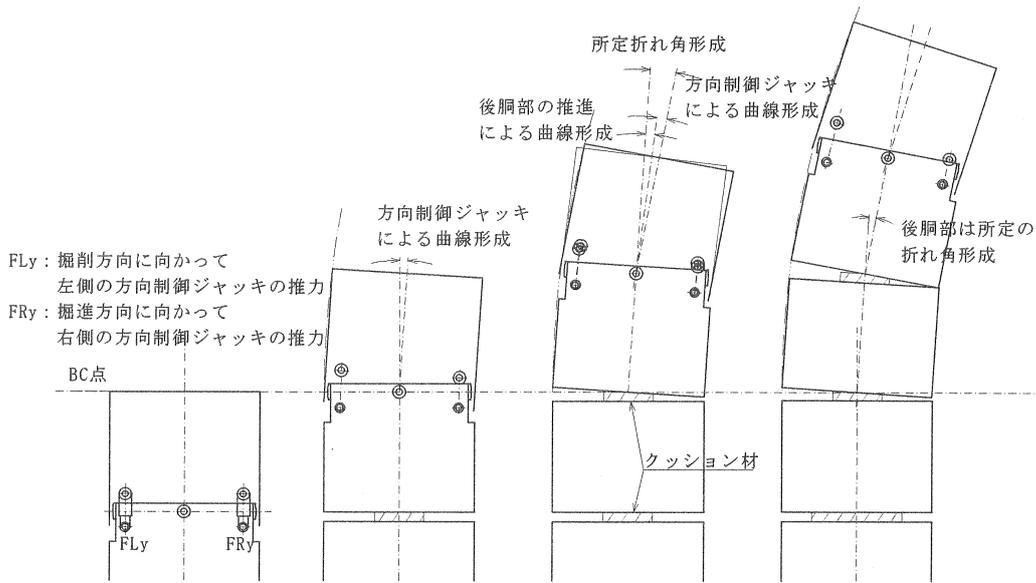


図-3 掘進機の曲線形成過程

3. 力学モデルの構築

3.1 掘進機に作用する土圧と方角制御の基本的考え方

通常の直線推進においては、掘進機及び推進管には静止土圧が働いていると考えられる。直線から曲線に入る過程において（図-3のBC点）、左右の制御ジャッキにストローク差を付けて掘進機前胴部と後胴部に折れ角をつけることにより方角制御を行うと、掘進機は部分的に掘進機と地盤との相対変位に応じた土圧が作用する。このとき、機体周辺の地盤には図-4に示す受働側及び主動側になる部分が生じ、掘進機前面及び側面に土圧分布が発生する。また、側方土圧は掘進機に摩擦力を作用させる。以下、機体前胴部と後胴部制御ジャッキのストローク差により形成される折れ角を「制御量」と記し、この考え方に従い、掘進機と地盤との相互作用に関する力学モデルを構築していく。

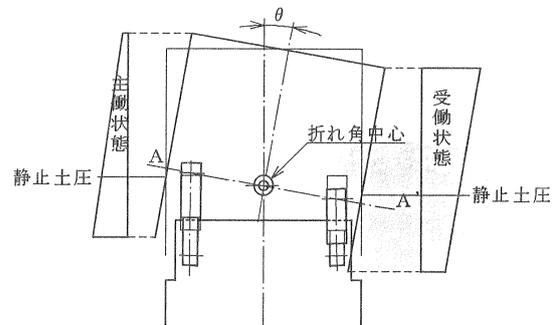


図-4 掘進機変位と地盤反力

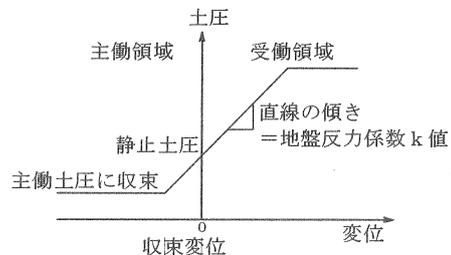


図-5 掘進機の挙動と土圧の関係

3.2 力学モデルの構築における仮定

掘進機と地盤との相互作用に関する力学モデルを構築するにあたり、以下に示す仮定を設定した。

(1) 掘進機挙動に関する仮定

- 1) 掘進機の運動は水平面内の運動であるヨーイングのみを考慮し、鉛直方向の運動であるピッチングや旋回運動のローリングは簡単のためここでは考えない。
- 2) 掘進機は掘進中、所定軌道から外れることなく、常に理想的な掘進をしていることを想定する。ここでいう理想的な掘進とは、方向制御ジャッキ作用面の中心（折れ角中心）が常に所定の曲線軌道上を進むことを指している。

(2) 掘進機に作用する掘進抵抗に関する仮定

- 1) 掘進機に作用する土圧は、掘進に伴う掘進機と周辺地盤間の相対変位により決まり、両者の関係を擁壁に作用する土圧を参考に図-5で与えることとする。

この図で、土圧が変位に応じて増加する範囲の直線の傾きを地盤反力係数 k 値と定義する。なお、機体と地盤との相対変位の大きさは限られているため、地盤の受働破壊を伴う受働土圧が作用することはないが、主動状態は小さな相対変位でも生じ得るため、ここでは主動領域において土圧の収束変位を設定し、相対変位が土圧の収束変位を超えた場合は掘進機側面には主動土圧が作用すると仮定した。

- 2) 掘進機は円筒体であり、作用する地盤反力は掘進機外周面で一様には増減しない。そこで、海老原により提案された地盤反力⁵⁾を用い、図-6に示すように掘進機—地盤間の相対変位量 S と地盤反力の関係を仮定して、掘進機側面の地盤反力を算定した。ただ

しここでは、計算を簡単にするため図-6の左側の土圧分布と合力が同じで大きさが $k \cdot S$ の均一土圧で置き換えた(図-6右側)。このとき土圧の作用範囲を D_e とすると、 D_e は次式で表される。

$$D_e = B_s \cdot \left[\left(1 - \sin \frac{7\pi}{18} \right) \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} + \left(\sin \frac{7\pi}{18} - \sin \frac{2\pi}{9} \right) \cdot \left(\frac{2}{3} + 1 \right) \cdot \frac{1}{2} + \sin \frac{2\pi}{9} \right] \quad (1)$$

$$= 0.9103D$$

3.3 掘進機モデル化と座標系

掘進に伴う抵抗力を予測する際に用いた掘進機モデル及び座標系を図-7に示す。具体的には、掘進機を、直径 B_s 、方向制御ジャッキ作用面を屈曲の中心(折れ角中心)とした前胴部・後胴部の二つの部分からなる円筒体と見なし、前胴部先端から折れ角中心までの長さを L_f 、折れ角中心から後胴部後端までの長さを L_2 とした。

次に、計算にあたり用いた座標系は、原点を掘進機中心軸と方向制御ジャッキ作用面の交点とし、掘進方向をY方向、これに垂直な水平方向をX方向(旋回方向を正)、鉛直方向をZ方向(上向きを正)とした。ただし、ここで用いる座標系は掘進機が微小掘進するごとに定められるローカルな座標系で、座標系は掘進機が微小掘進するごとに設定し、図-7に示すように、【状態1】で設定した座標系によって【状態2】の掘進機位置を定め、【状態1】から【状態2】へ移動したときの掘進機の側方変位、前面変位を決定した。同様に【状態3】での相対変位を求める場合、【状態2】で設定した座標系を用いて【状態3】の掘進機位置を決め、【状態2】から【状態3】へ移動したときの側方変位、前面変位を決定した。

3.4 掘進機の折れ角の算定

いま、円形の曲線軌道にそって掘進機を推進させるために、方向制御ジャッキの制御操作(左右のストローク差を与える操作)を行う場合を考える。角度変化の第一段階としては、掘進機前胴部先端中心、折れ角中心、掘進機後胴部後端中心の3点が幾何学的に設計計画曲線上にあるものと仮定した。この場合、所定の軌道上を微小掘進した時の掘進機折れ角の角度変化は幾何学的に、次のように算定される。

(1) 掘進機前胴部先端がトンネル線形の直線から曲線への移行部(図-3のBC点)を超え、折れ角中心がBC点に到達するまで

この間は、前胴部は曲線軌道に乗るが、後胴部は未だ直線軌道に乗っている。このため、図-8において、微小掘進の*i*回目におけるY方向に対する掘進機(前胴部)の傾き θ_i は、幾何学的に次式で計算される。ここで、 Δy_i は回転を始めてから*i*回目のY方向の距離である。

なお、掘進機の推進に伴い、機体に設定したローカルな座標系は更新され、 θ_i は、徐々に増加していく。

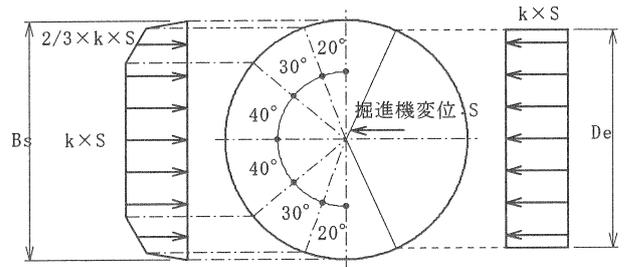


図-6 掘進機の変位と地盤反力の分布⁵⁾

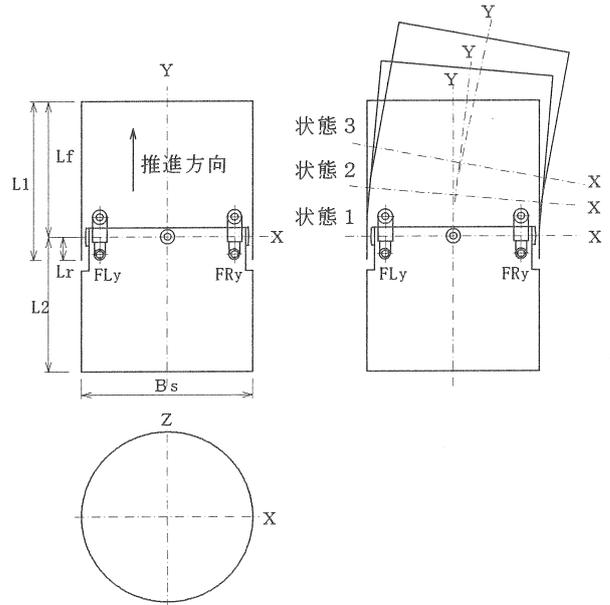


図-7 掘進機のモデル化と座標系

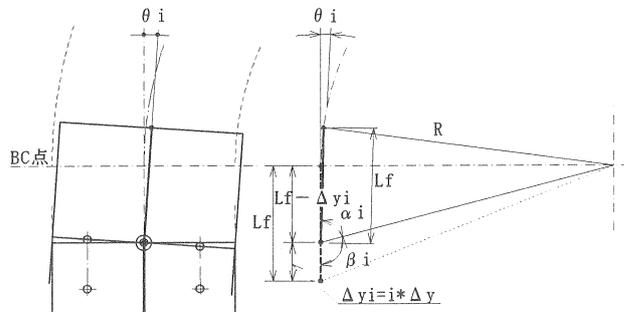


図-8 折れ角の算定(その1)

$$\theta_i = 180^\circ - \cos^{-1} \left\{ \frac{2 \cdot L_f^2 - 2 \cdot L_f \cdot \Delta y_i + \Delta y_i^2}{2 \cdot L_f \cdot \sqrt{R^2 + (L_f - \Delta y_i)^2}} \right\} - \cos^{-1} \left\{ \frac{-2 \cdot L_f \cdot \Delta y_i + 2 \cdot \Delta y_i^2}{2 \cdot \sqrt{R^2 + (L_f - \Delta y_i)^2} \cdot \Delta y_i} \right\} \quad (2)$$

(2) 折れ角中心がBC点を超え、掘進機後胴部後端がBC点に到達するまで

この間は、前胴部とともに後胴部も曲線軌道に乗るようになる。このため、図-9において、微小掘進の*i*回目におけるY方向に対する掘進機前胴部の傾きは、掘進機後胴部の傾きと掘進機後胴部に対する前胴部の折れ角の和となり、それぞれ幾何学的に次式で計算される。

先ほどと同じように、ローカルな座標系は更新され、 θ_i は、徐々に増加していくが、後胴部の後端が曲線軌道に乗った時点で、前胴部と後胴部の折れ角は固定される。

$$\theta_{i'} = 180^\circ - \cos^{-1} \left\{ \frac{2 \cdot L_2^2 - 2 \cdot L_2 \cdot \Delta y_{i'} + \Delta y_{i'}^2}{2 \cdot L_2 \cdot \sqrt{R^2 + (L_2 - \Delta y_{i'})^2}} \right\} \quad (3)$$

$$- \cos^{-1} \left\{ \frac{-2 \cdot L_2 \cdot \Delta y_{i'} + 2 \cdot \Delta y_{i'}^2}{2 \cdot \sqrt{R^2 + (L_2 - \Delta y_{i'})^2} \cdot \Delta y_{i'}} \right\}$$

$$\theta_i = 180^\circ - \cos^{-1} \left(\frac{L_f}{2 \cdot R} \right) - \cos^{-1} \left\{ \frac{2 \cdot L_2 \cdot \Delta y_i - \Delta y_i^2}{2 \cdot R \cdot L_2} \right\} \quad (4)$$

なお、一般に推進工法では、曲線軌道は円と直線の組み合わせで構成されるが、単純な円を用いない場合には、その軌道の曲線形に沿って θ_i を決めていけば、以下、同様の議論を行うことができる。

3.5 掘進機前胴部に作用する外力の平衡

掘進機が地盤中を掘進する際、機体に作用する外力としては、周辺の地盤から作用する切羽前面土圧・側方土圧・周面摩擦力と後続の推進管から作用する推力があげられる。地盤から受ける土圧は機体の移動と図-5の関係より算定することができる。推進に必要な推力はこれらの力との釣り合いから算定することができる。また、モーメントの釣り合いから、推力の作用点を求めることができる。以下に、個々の外力の算定の考え方を説明する。

(1) 切羽前面土圧の考え方

切羽では、掘進機は地盤を掘削して進んでいく。密閉型掘進機では、切羽の安定を保ちながら掘進を進めるため、原理的には面板に作用する土圧は掘削前の地盤の水平方向土圧、すなわち、静止土圧を保つことが理想となる。実際の施工では、必ずしも静止土圧が保たれているわけではないと考えられるが、面板に作用する土圧分布に関する計測事例もなく、詳細は不明である。そこで、ここでは、掘進機的面板に作用する切羽前面土圧を静止土圧の合力 F_0 と定義して議論を進めることにする。

(2) 側方土圧の算定

前述のように、掘進機前胴部側面に作用する土圧は、掘進機が直進する場合は静止土圧が作用しているが、方向制御ジャッキ操作により掘進機前胴部が回転すると、受働部分と主働部分が生じる。

また、回転する掘進機の側方地盤では、回転内側では掘進に従って徐々に押され圧縮量が蓄積していき、回転外側では、逆に掘進機と側方地盤が離れる方向に相対変位が徐々に増加していくことになる。すなわち掘進機に作用する土圧分布は掘進に伴う変位により徐々に変化しており、このような掘進機の回転による周辺地盤の挙動を考慮し、掘進機側面に作用する土圧を算定する。

具体的には、地盤の土圧-変位関係を規定する地盤反力係数 k 値(図-5参照)を導入し、微小掘進ごとの掘進機-地盤間の相対変位を求め掘進機側面に作用する土圧分布を算定する。

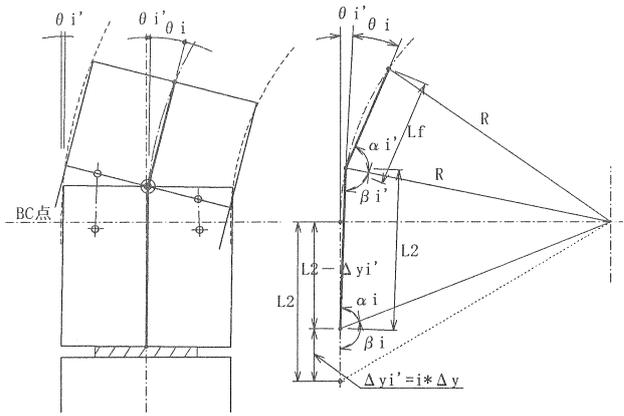


図-9 折れ角の算定(その2)

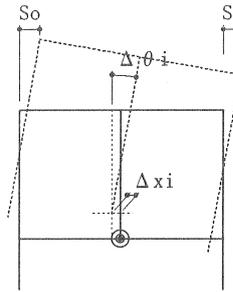


図-10 掘進機先端-地盤間の相対変位

毎回の微小掘進によって生じる掘進機先端-地盤間の相対変位(旋回内側変位を S_i 、旋回外側変位を S_o とする)は、微小掘進距離により規定される掘進機折れ角の変化量から次式で求められる(図-10)。

ここで、折れ角の変化量は、前節の議論から機体が軌道上を推進すると仮定して求めることができる。

なお、 Δx_i は、掘進機の旋回に伴い発生する旋回中心のX方向の変位である。

$$S_o = L_f \cdot \sin \Delta \theta_i + \frac{B_s}{2} \cdot (1 - \cos \Delta \theta_i) + \Delta x_i \quad (5)$$

$$S_i = L_f \cdot \sin \Delta \theta_i + \frac{B_s}{2} \cdot (\cos \Delta \theta_i - 1) + \Delta x_i \quad (6)$$

また、掘進機に作用する地盤反力の受働領域、主働領域の境界点は相対変位と旋回角から図-11のように求められる。ここで、 $a \sim f$ は、旋回中心を原点としたY軸方向の掘進機端点及び境界点である。

側方土圧の作用範囲を決定することにより、微小掘進当たりの掘進機側面に作用する側方土圧の合力(P'_{ip} 、 P'_{ia} 、 P'_{op} 、 P'_{oa})は、静止土圧を p_0 、主働土圧を p_A とすると次式のように算定できる。ただし、各添字は、 i : 旋回内側、 o : 旋回外側、 P : 受働側、 A : 主働側を表している。

$$P'_{ip} = p_0 \cdot D_e \cdot (a-b) + K \cdot D_e \cdot \frac{1}{2} \cdot S_i \cdot (a-b) \quad (7)$$

$$P'_{ia} = p_0 \cdot D_e \cdot (b-d) - \frac{1}{2} \cdot K \cdot D_e \cdot \frac{(b-d)^2}{(a-b)} S_i \quad (8)$$

ここで、主働領域において相対変位が土圧収束変位を超えていない場合、

$$P'_{iA} = p_A \cdot D_e \cdot (b-d) + (p_o - p_A) \cdot D_e \cdot \frac{1}{2} \cdot (b-c) \quad (8')$$

$$P'_{op} = p_o \cdot D_e \cdot (e-d) + \frac{1}{2} \cdot K \cdot D_e \cdot \frac{(e-d)^2}{(a-e)} S_o \quad (9)$$

$$P'_{oA} = p_o \cdot D_e \cdot (a-e) - K \cdot D_e \cdot S_o \cdot \frac{1}{2} \cdot (a-e) \quad (10)$$

相対変位が土圧収束変位を超えた場合,

$$P'_{oA} = p_A \cdot D_e \cdot (a-e) + (p_o - p_A) \cdot D_e \cdot \frac{1}{2} \cdot (f-e) \quad (10')$$

(3) 側方土圧の累積の算定

図-12, 13 に示すように、掘進機の旋回操作により発生する土圧は微小掘進ごとに掘進機前胴部に徐々に蓄積していくと考えられる。この微小掘進ごとの土圧をそれぞれ f_{iP} , f_{iA} , f_{oP} , f_{oA} とすると、掘進機前胴部に徐々に蓄積していく側方土圧は式(11)~(14)により算定できる。ここで、各添字は、 i : 旋回内側, o : 旋回外側, P : 受働側, A : 主働側を表している。また、掘進機の折れ角は、掘進機の折れ角中心が曲線に入るまで、すなわち総掘進距離 $n \cdot \Delta y$ が掘進機前胴部先端から折れ角中心までの距離 L_f に到達するまで漸増し、以降、掘進機後胴部後端が曲線に入るまで漸減し0となる。すなわち側方土圧の累積は、掘進機後胴部後端が曲線にはいるまで継続し、以降は定常となる。したがって、掘進機の折れ角中心が曲線に入る掘進回数を $n_1 (=L_f/\Delta y)$ 、掘進機後胴部後端が曲線に入る掘進回数を $n_2 (=L_f+L_2/\Delta y)$ とし、 $n \leq n_1$, $n_1 \leq n \leq n_2$ に場合分けを行い算定した。次の各算定式において蓄積範囲が $n_1 < n \leq n_2$ の場合は $k=n-(n_1-1)$ から $n-1$ までとなる。

$n \leq n_1$ の場合

$$P_{iPn} = P'_{iPn} + \sum_{k=1}^{n-1} f_{iP}(k) \quad (11)$$

$$P_{iAn} = P'_{iAn} - \sum_{k=1}^{n-1} f_{iA}(k) \quad (12)$$

$$P_{oPn} = P'_{oPn} + \sum_{k=1}^{n-1} f_{oP}(k) \quad (13)$$

$$P_{oAn} = P'_{oAn} - \sum_{k=1}^{n-1} f_{oA}(k) \quad (14)$$

(4) 側方土圧によるモーメントの算定

側方土圧が掘進機に与えるモーメントとして、1) 側方土圧によるモーメント (MP_{iP} , MP_{iA} , MP_{oP} , MP_{oA})、2) 側方土圧が摩擦力として作用するモーメント ($MF_{P_{iP}}$, $MF_{P_{iA}}$, $MF_{P_{oP}}$, $MF_{P_{oA}}$) が考えられる。これらは、前(3)項で算定された側方土圧 (P_{iP} , P_{iA} , P_{oP} , P_{oA}) を用い算定される。側方土圧によるモーメントは、掘進機のモーメント中心を方向制御ジャッキ作用面中心(折れ角中心)すなわち設定座標系の原点とし、各側方土圧の重心までの距離 (L_{MP}) を求め算定する。また、側方土圧による摩擦力は、地盤と掘進機の摩擦係数を μ とすると、それぞれ μP_{iP} , μP_{iA} , μP_{oP} , μP_{oA} で求められ、これに作用位置までの距離 (L_{MP}) を乗ずることでモーメントを算定することができる。

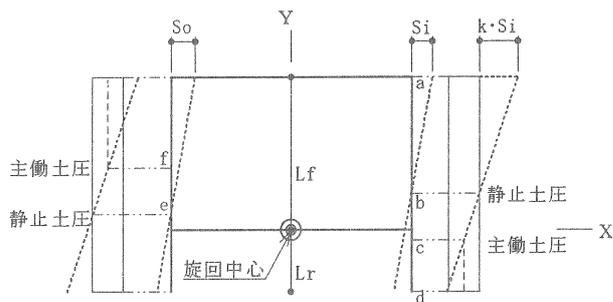


図-11 受働領域、主働領域の遷移点

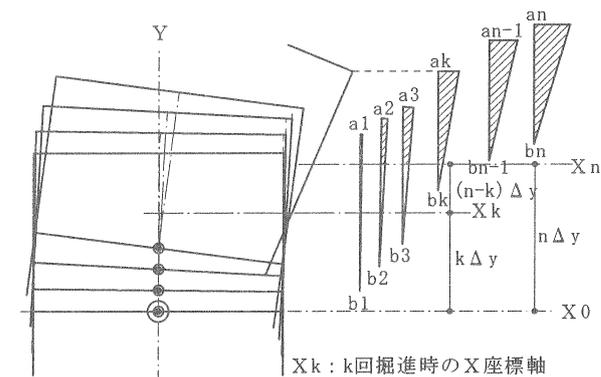


図-12 掘進機前胴部先端に蓄積する側方土圧

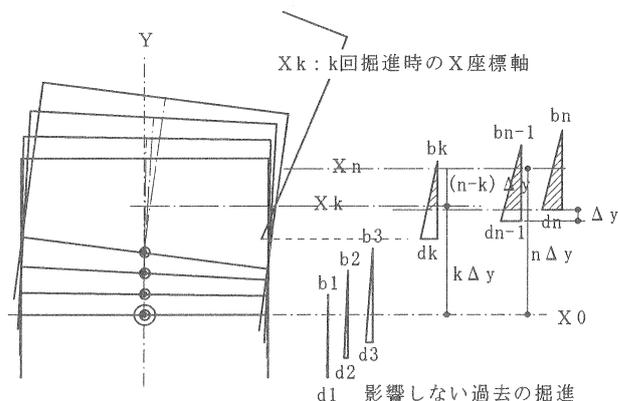


図-13 掘進機前胴部後端に蓄積する側方土圧

4. 方向制御モデルの検証

4.1 方向制御ジャッキに発生する推力

方向制御ジャッキに発生する推力は、前述の算定式を基に、掘進機前胴部に作用する外力及び外力によるモーメントの釣り合いから求められる。具体的には、折れ角中心回りのモーメント、掘進方向 (Y方向) の外力の釣り合い及び旋回方向 (X方向) の外力の釣り合いを考慮することによって算定する。ただし、機体の運動は水平面内 (X-Y平面内) に限定すると仮定しているため、それぞれの外力及び外力によるモーメントは水平面内で作用する集中荷重として扱っている。

掘進機に作用する外力とモーメントの釣り合い式を次

曲線推進工法における掘進機の方向制御モデルの構築

に示す。

X方向の釣り合い (旋回方向を正とする)

$$F_{Lxn} - P_{iPn} - P_{iAn} + P_{oPn} + P_{oAn} = 0 \quad (15)$$

Y方向の釣り合い (掘進方向を正とする)

$$F_{Lyn} + F_{Ryn} - F_o - F_{PiPn} - F_{PiAn} - F_{PoPn} - F_{PoAn} = 0 \quad (16)$$

モーメントの釣り合い (旋回方向を正とする)

$$F_{Lyn} \cdot L_j - F_{Ryn} \cdot L_j - MP_{iPn} + MP_{iAn} - MP_{oPn} + MP_{oAn} + MF_{PiPn} + MF_{PiAn} - MF_{PoPn} - MF_{PoAn} = 0 \quad (17)$$

以上から、方向制御ジャッキに発生する推力は次式で求められる。

$$F_{Lyn} = \frac{\left[\begin{array}{l} (F_o + F_{PiPn} + F_{PiAn} + F_{PoPn} + F_{PoAn}) \\ + \left(MP_{iPn} - MP_{iAn} + MP_{oPn} - MP_{oAn} \right) \\ - \left(MF_{PiPn} - MF_{PiAn} + MF_{PoPn} + MF_{PoAn} \right) \end{array} \right] / L_j}{2} \quad (18)$$

$$F_{Ryn} = \frac{\left[\begin{array}{l} (F_o + F_{PiPn} + F_{PiAn} + F_{PoPn} + F_{PoAn}) \\ - \left(MP_{iPn} - MP_{iAn} + MP_{oPn} - MP_{oAn} \right) \\ - \left(MF_{PiPn} - MF_{PiAn} + MF_{PoPn} + MF_{PoAn} \right) \end{array} \right] / L_j}{2} \quad (19)$$

4.2 方向制御モデルによる算定

方向制御モデルを用い、特徴的な地盤の物性値及び掘進機の諸元を表-1に示すように設定し、微小掘進距離を0.10mとして、方向制御ジャッキに発生する推力の試算を行った。

図-14は試算結果を基に、BC点からの微小単位推進ごとに方向制御ジャッキに発生する推力をプロットしたもので、曲線形成過程における推力の推移を表している。すなわち、1)曲線外側の方向制御ジャッキに必要な推力は、掘進機前胴部が曲線に入った時点から徐々に増加し、掘進機の折れ角中心がBC点を通過後最大となり、以降漸減していき、掘進機後胴部後端がBC点を通過し必要な折れ角が形成できた時点以降で定常になる、2)曲線半径が小さくなると必要なジャッキ推力が大きくなる、3)地盤反力係数が大きくなると必要なジャッキ推力が大きくなる、という妥当な結果が算定された。

4.3 実機との対比による検証

表-1 普通土の地盤条件のもとで、主に直線推進を対象

表-1 シミュレーションにおけるパラメーター

設定項目	普通土	硬質土
曲線半径	R (m)	50, 250
土被り	h (m)	10.0
地下水位	h _w (m)	GL-1.5
土の単位体積重量	γ _t (kN/m ³)	20
土の水中単位体積重量	γ' _t (kN/m ³)	10
水の単位体積重量	γ _w (kN/m ³)	10
土の内部摩擦角	φ (deg)	30 45
土の粘着力	c (kN/m ²)	0.5 0
N値	N	20 50
地盤反力係数	k (MN/m ³)	10 30
掘進機と土の摩擦係数	μ _k	0.150
推進管と土の摩擦係数	μ	tan(φ/2)
静止土圧係数	K ₀	1-sin φ
主働土圧係数	K _A	tan ² (45-φ/2)
受働土圧係数	K _P	tan ² (45+φ/2)
掘進機外径	B _s (m)	2.35
掘進機前胴部長	L _f (m)	2.10
前胴部先端～旋回中心	L _r (m)	1.50
旋回中心～前胴部後端	L _r (m)	0.60
旋回中心～後胴部後端	L ₂ (m)	2.25
中心～ジャッキ取付	L _j (m)	0.73
後胴部後端～ジャッキ	L _{jB} (m)	1.65

とした旧来の掘進機と現在市場に供されている急曲線対応型掘進機の各諸元を方向制御モデルに与え、旋回に必要なモーメント(推進モーメント)を算定した。ここで、急曲線対応型掘進機とは、急曲線でも旋回できるよう前胴部と後胴部の長さを短くした機械であり、その諸元はこれまで経験的に決められてきた。

計算では、表-2に示すような従来掘進機と急曲線対応型掘進機の2種類の掘進機が半径25mと100mの曲線線形をトレースするよう掘進する場合を想定し、そのときに必要な最大推進モーメントを前述の計算方法で求めた。図-15はその結果である。この図より、急曲線対応型掘進機の場合には比較的小さい推進モーメントで曲線を形成することができ、従来機に比べ曲線形成能力が大幅に向上していることがわかる。またこの図より、地盤反力係数が大きい地盤では、従来掘進機の方向制御ジャッキ装備では曲線形成能力が不足し、地盤反力を軽減する対策が必要になることも予想される。これらの算定結果は、機械の設計と施工上、経験的に有していた知見と一致するもので、今回構築した掘進モデルは実際の掘進をうまく表していると考えている。

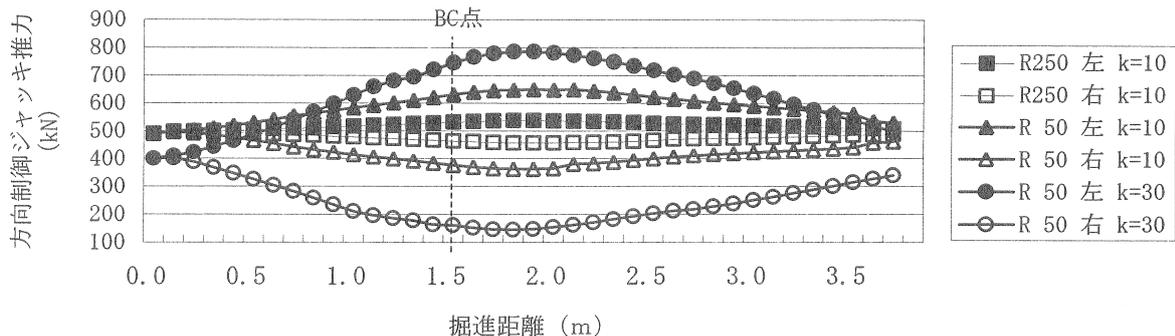


図-14 曲線形成に関するシミュレーション結果

5. 掘進機の方向制御への展開

前節の計算結果にも見られたとおり、曲線形成過程では、曲線半径や地盤剛性に依りて非常に大きな推進モーメントが必要となる場合が多い。通常の施工では、曲線形成を容易にするため、最外周部のカッタービットを掘進機の面板より少し張り出した形で取り付けることにより、余堀を行っている。これにより、曲線形成時に地盤から機体に作用する抵抗を軽減することができるため、曲線形成が容易になるが、反面、機体と地盤との間に隙間ができるため、機体の位置や姿勢に自由度が生じることになる。掘進制御では、この自由度の影響も考慮した上で、掘進制御ジャッキの操作を行っていく必要がある。現在の施工では、オペレーターが機体の現在位置や姿勢と設計線形からのずれに応じて経験的に操作を行っているが、今回のモデルを利用すると、機体と地盤との相互作用に基づいた掘進制御手法を構築することができる。具体的には、以下のような流れで、方向修正ジャッキの制御方法を決定していくことを考えている。

- 1) 機体は設計曲線軌道を正確にトレースするように移動すると仮定して、掘進に必要な制御ジャッキの能力を計算する。このジャッキ制御を初期値とし、これで掘進を行った場合の機体の地盤中の挙動を機体と地盤との間の隙間の影響も考慮して計算する。
- 2) 設計曲線軌道から位置と姿勢のズレが発生する場合には、そのズレをキャンセルするようにジャッキ制御を修正し、再度機体の位置と姿勢を計算する。
- 3) 機体が所定の精度で設計軌道上を移動するまで、この計算を繰り返す。

この手法を確立することができるので、これまで、オペレーターの経験に頼っていた掘進機の掘進制御を自動で行うことができるとともに、工事に先立ち、詳細な掘進シミュレーションを行うことも可能になり、推進工法の高度化に大きく寄与する効果が期待される。

6. おわりに

本論文では、推進工法において、掘進機が曲線施工をおこなう際、掘進機の挙動を周辺地盤との相互作用に基づき力学的に取り扱うモデルの構築を試みた。このモデルでは、擁壁に作用する土圧の考え方を参考に、掘進機と地盤との相対変位に応じて土圧の発生モデルを仮定した。掘進機が所定の曲線軌道に沿って掘進することを想定すると、機体各部の地盤に対する想定変位を計算することができるため、先の土圧モデルと組み合わせると、掘進中に機体に作用する土圧分布を予測することができる。今回のモデルでは、この土圧分布と釣り合うように推進モーメントを決めることにより方向制御ジャッキの能力を算定する方法を構築した。

表-2 新・旧掘進機の対比におけるパラメーター

設定項目		旧来型	曲線用
掘進機外径	B_s (m)	1.23	1.23
掘進機前胴部長	L_l (m)	1.50	1.20
前胴部先端～旋回中心	L_f (m)	1.20	1.08
旋回中心～前胴部後端	L_r (m)	0.30	0.12
旋回中心～後胴部後端	L_2 (m)	1.60	1.10
中心～ジャッキ取付	L_j (m)	0.41	0.35
後胴部後端～ジャッキ	L_{jB} (m)	1.30	0.80

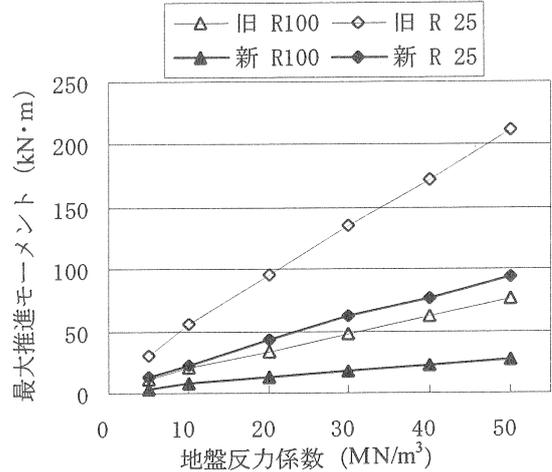


図-15 新・旧掘進機の対比シミュレーション結果

次にこのモデルの妥当性を検証するため、曲線半径と土質をパラメーターとして曲線掘進シミュレーションを実施し、掘進に必要な方向制御ジャッキの能力を算定した。この結果、地盤特性や曲線軌道の特性に応じて要求されるジャッキ性能が変わることを確認することができた。

このモデルでは、機体が所定の軌道を正確に移動することを仮定しているが、実際にはカッターフェイスにおける余堀りの影響等で、所定の軌道からのズレが生じることが予想される。現在このモデルをベースに、より詳細な掘進制御を行うシステムの開発に取り組んでいる。

参考文献

- 1) 日本下水道管渠推進技術協会：推進工法講座，工法法令編，pp.1-7，2003。
- 2) 建山和由，深川良一，野崎俊介：地盤特性の評価とその建設ロボットへの応用，第40回地盤工学シンポジウム発表論文集，pp.271-278，1995。
- 3) 杉本光隆，Aphichat SRAMOON：施工実績に基づくシールド機動力学モデルの開発，土木学会論文集No.673/III-54，pp.163-182，2001。
- 4) 木村宏一：曲線推進工法の現状と課題，月刊推進技術，Vol.2，No.10，pp.2-9，1988。
- 5) 海老原哲朗，足立紀尚，建山和由，内海知彦：掘進中のシールド機に作用する土圧に関する考察とその掘進制御への応用，第33回地盤工学研究発表会平成10年度発表講演集，No.975，pp.1955-1956，1998。