

パラレルリンクによるTBM推進システムの開発

西岳 茂¹・石瀬 文彦²・本村 士郎³・田中 昭夫³・松浦 武⁴

¹正会員 三菱重工工業株式会社 神戸造船所 建設機械部(〒652 神戸市兵庫区和田崎町1丁目1番1号)

²三菱重工工業株式会社 高砂研究所 建機研究推進室(〒676 高砂市荒井町新浜2丁目1番1号)

³三菱重工工業株式会社 高砂研究所 機器・自動化装置研究室 (〒676 高砂市荒井町新浜2丁目1番1号)

⁴三菱重工工業株式会社 神戸造船所 建設機械部 建機開発課〒652(神戸市兵庫区和田崎町1丁目1番1号)

トンネルボーリングマシン(TBM)による掘削技術は、高強度岩盤の高速施工を実現できる工法として位置付けられている。今後更に効率を上げるには、安全で高品質かつ経済的な大口径TBM施工の実現が必須である。また、不良地盤を含む条件下でのTBM推進では、高度な情報化施工が可能なTBMの開発が望まれる。本研究では、岩盤掘削のメカニズムより、スラストジャッキに着目し、岩盤とTBMとの力の相互作用を解析するため、大口径TBMに不可欠な冗長制御パラレルリンク¹⁾によるスラスト推進システムを開発し、岩盤よりの負荷力とスラストジャッキの発生力の計測・解析技術を確認するとともに、トンネル品質として重要な位置制御性能も数mm以内の精度を有することを確認した。

Key Words : *tunnel boring machine, thrust ram, parallel link, kinematics, statics, alignment control*

1. まえがき

現在TBM工法は、世界的に見て高速施工による効率の飛躍的向上を目指し大口径化への道を進もうとしている。特にスイスではその傾向^{2),3)}が顕著である。また、現在リヨン(仏)からトリノ(伊)を結ぶ高速鉄道プロジェクトが推進されつつあり、単線のトンネル掘削断面、延長数十Kmを数年以内で掘進する計画である⁴⁾。当該工事に最適な工法は、今後の慎重な検討のもと選択、決定されるが、土被2000mを超えるアルプスを貫くトンネル掘削には高度な技術が要求され、工事の成功は、世界の長大トンネル掘削技術に大きな影響を与えるのは確実である。各種のトンネル掘削工法の中で、高速施工が実現できるTBM工法も有力な候補技術であると考えられている。日本においては、道路トンネルのパイロット導坑、また、導水路トンネル掘削用として直径7m程度

のTBMの実績があるが、直径10m程度となると未だ実績はない。掘削の断面が大きくなると、小断面の場合に比べ、切羽を構成する地質変化が多くなる可能性があり、強度の差異などにより、切羽の安定状況も自ずから異なってくる。そして、切羽の安定を計るため、TBMの掘進中に地盤から作用する力を常時把握し、TBM推進により切羽への過剰な作用力を抑制しながらの掘進が要求されるので、掘削力の把握による情報化施工が要求される。それらの中でも、岩盤とTBMの力の相互作用の把握が重要な位置付けとなってくる。これは、トンネルの延長が長くなり、TBMの直径が大きくなるのに伴い、岩盤から作用する荷重の大きさ、方向を計測して、適切なスラスト力を岩盤に与え、効率の良い掘削を実現するとともに、TBMに装備されている機械要素の寿命管理を行いながら確実に掘進する必要性が高くなっていく背景による。

筆者らは、ディスクカッタによる岩盤掘削のパラメータの中で、スラスト力が非常に大きな要素⁵⁾⁶⁾となっていることに着目し、現在スラストジャッキシステムとして実機に組み込まれ始めた、パラレルリンクシステムを高機能化することにより、岩盤とTBMとの力の相互作用の計測と解析が可能なシステムを開発した。パラレルリンクによるTBMのスラストシステムは、静定な6軸のパラレルリンクか、あるいは、12軸で、独立多連ポンプによる制御形態の実績があるが、本研究の目指す、線形制御を織り込んだストローク制御による、岩盤とTBMとの相互作用力の検知・解析が可能な、7軸以上の不静定スラストシステムに関する研究は発表されていない。そこで、筆者らは、トンネル施工上重要な、線形の自動制御を念頭に置き、岩盤とTBMの力の相互作用が計測、解析できる冗長制御のパラレルリンクによるTBMスラストシステムを開発した。冗長制御が必要となる理由は、TBMの径が大きくなると、装備すべき推進力も巨大になる。静定系で設計すると、1本当たりのスラストジャッキ能力も巨大となり、(10m直径TBMの場合、スラストジャッキ推力=8000~10000KN) TBMの機内有効空間が制限されるため好ましくない。また、ジャッキ支持構造の強度も不利となるので、多くのスラストジャッキを装備し、前述の課題を解決できる冗長制御は不可欠である。本報は、そのアルゴリズム、制御機構の妥当性を、位置制御精度、負荷と発生力を比較することにより実証した中で、主要な実験結果を紹介するものである。

実施工におけるTBMは過酷な条件で使用され、機械の摩耗やガタが発生するのは周知の事実である。パラレルリンク採用の背景には、この推進機構は、従来のTBMが持つスライドキーなどの機械的摺動機構を持たないことが大きな特長となっている。スラストジャッキをパラレルリンク機構とすることにより、ガタの極小化可能であり、スライド機構摩耗による影響はなくなる。

2. 試験装置と試験内容⁷⁾

(1) 試験装置

冗長軸⁸⁾⁹⁾を含むパラレルリンクの制御アルゴリズムの妥当性、静負荷、ステップ負荷、振動負荷時の制御性能と線形制御精度を、図-1に示すベンチ試験装置を製作し検証実験を行った。なお、表-1にベンチ試験装置の主要諸元を示す。

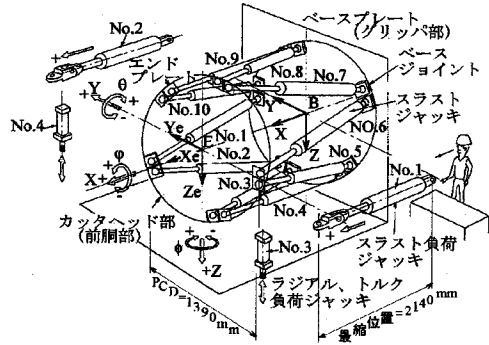


図-1 ベンチ試験装置概要図

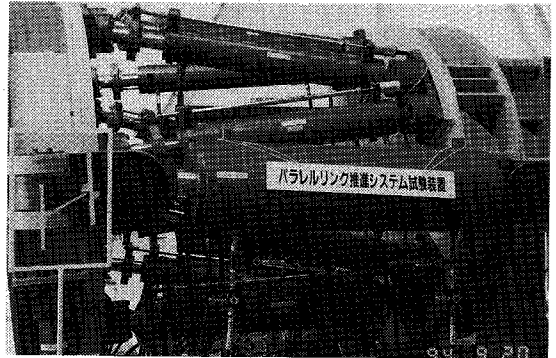


写真-1 ベンチ試験装置

表-1 主要諸元

| 項目 | 装置諸元 | 実機諸元 | |
|---------------|----------|-----------|----------|
| パラレルリンク PCD | 1390 mm | 2780 mm | |
| パラレルリンク ストローク | 600 mm | 1200mm | |
| スラストジャッキ | 10 本 | 10 本 | |
| 負荷能 力 | スラスト | 1960 KN | 7840 KN |
| | ラジアル | 49KN | ----- |
| | トルク | 122.5KN.m | 980 KN.m |
| サーボ弁定格流量 | 20 l/min | ----- | |
| 定格圧力 | 27.44MPa | ----- | |

試験条件の設定にあたり、φ3.5mのTBMを想定し、設計諸元を決定した。そして、装置は、1/2モデルとし相似則に従って装置諸元を決定した。ラジアルについてはパラレルリンク特有の項目となるので実機の対応はない。各スラストジャッキの両端は球面ジョイントでベースプレート(グリッパ部)とエン

ドプレート（前胴カッタヘッド部）に結合し、各々に磁歪式変位計、圧力計を取り付けた。装置の左右には、2本のスラスト負荷ジャッキ及びラジアル負荷ジャッキを設け、スラスト方向、ラジアル方向及びトルクの3種類の負荷を与えることができる。また、ラジアルジャッキの下部にはコロ機構を設け、ラジアル負荷及びトルク負荷を与えながらスラスト方向の動きが可能な構造とした。各ジャッキの駆動にはサーボ弁を用いた。試験では、負荷ジャッキの圧力を制御しながら、パラレルリンクの各ジャッキの変位を制御することにより、スラストラジアル及びトルクの負荷を単独及び複合で作用させながらエンドプレート（以降カッタヘッド部）の作動状況を計測した。

(2) 試験内容

試験は、静負荷能力試験、ステップ負荷試験、変動負荷試験、直進試験、曲進試験の5区分、合計50通りの試験と線形制御性能の直接計測による性能検証を行った。この試験項目は、TBMの稼動条件において、作用外力に対しパラレルリンクの発生力が、スラストジャッキの位置、変動負荷、ステップ負荷による影響がないかを検証し、指令位置に対して、線形制御の結果を確認すれば性能を検証可能である。試験動作中、パラレルリンクジャッキと負荷ジャッキの圧力、パラレルリンクのリンク指令長さおよび実際長さを記録し、このデータをもとに負荷力、発生力および位置・姿勢に関するデータ処理を行った。

a) 負荷能力試験

静負荷能力試験では、カッタヘッド部に外力を加えない無負荷試験、外力としてスラスト負荷、トルク負荷、ラジアル負荷をそれぞれ単独に加える試験、及びスラスト負荷、トルク負荷、ラジアル負荷を同時に加える複合負荷試験を行った。いずれの場合でも重力によってZ方向（自重向き）の力約37.2KNとY軸回りのモーメント約5.88KN.mが働いている。装置は1/2スケールモデルとしストロークは600mmと設定しているため、全縮み位置近傍（ストローク=50mm）、全伸び位置近傍（ストローク=500mm）での、自重によるモーメント影響を確認するため、図-1に示すTBM推進方向（X方向）位置でその位置を保持させた状態で負荷ジャッキの圧力を制御して負荷を加えた。パラレルリンクの配置としては隣り合うリンク同志が2等辺三角形をなすV型とV型から+X軸方向右回りに10度回転させたN型の両者を試験した。（TBMのカッタヘッドは通常一方向の回転で設計するので、N型でパラレルリンクを構成すると、ジャッキをV

型より大きく傾斜して取り付け可能となるので、トルク反力をより有効に支えることができるため、N型の実験も行った）

b) ステップ負荷試験

ステップ負荷試験では、ファンクションジェネレータを用いて0.2Hzの矩形波指令信号を与え負荷シリンダの圧力を制御してスラスト負荷、トルク負荷、ラジアル負荷をそれぞれ単独に加え試験した。ストローク位置は負荷能力試験と同様にX方向（推進方向）スラストジャッキの縮端から50mmの位置とスラストジャッキの縮端から500mmの位置で、自重によるモーメント変化の影響を確認するため、その位置を保持させた状態でステップ負荷を加えた。パラレルリンクの配置はV型のみ実施した。

c) 変動負荷試験

変動負荷試験では、ファンクションジェネレータを用いて1Hz（実施工を念頭において、線形制御、負荷の把握を想定した試験の場合、応答速度は数秒程度で十分）の正弦波指令信号を与え、負荷ジャッキを圧力制御してスラスト負荷、トルク負荷、ラジアル負荷の同時複合負荷を加えた。トルク負荷とラジアル負荷の変動は同期させているが、これらとスラスト負荷変動は同期させていない。ストローク位置はX方向縮端から50mmの位置と500mmの位置でその位置を保持させた場合とX方向（掘進方向）に直進（50mm位置→100mm位置、及び450mm位置→500mm位置）させながら変動負荷を加える場合の両方を行った。直進速度は50mm/minとした。パラレルリンクの配置はV型とN型（直進のみ）について実施した。

d) 直進試験

直進試験では、無負荷、スラスト負荷、トルク負荷、ラジアル負荷、複合負荷（スラスト、トルク、ラジアル同時負荷）を加えて、X方向縮端から50mmの位置から550mmの位置まで速度50mm/minで掘進方向へ直進させる試験を行った。速度は実際のTBMが推進する標準的な速度として決定した。パラレルリンクの配置はV型のみ実施した。

e) 曲進試験

曲進試験では、無負荷と複合負荷（スラストトルク、ラジアル同時負荷）を加えて、X方向縮端から50mmの位置から550mmの位置まで速度50mm/minで、R15mに沿った右向き曲進試験を行った。なお簡略化のため、カッタヘッド中心軌道を曲進カーブの円弧の始点と終点を結ぶ直線とし、カッタヘッド面がカーブ中心を向くようカッタヘッド部の姿勢を制御した。すなわち、X方向（推進方向）に499.92mm、Y方向（右方

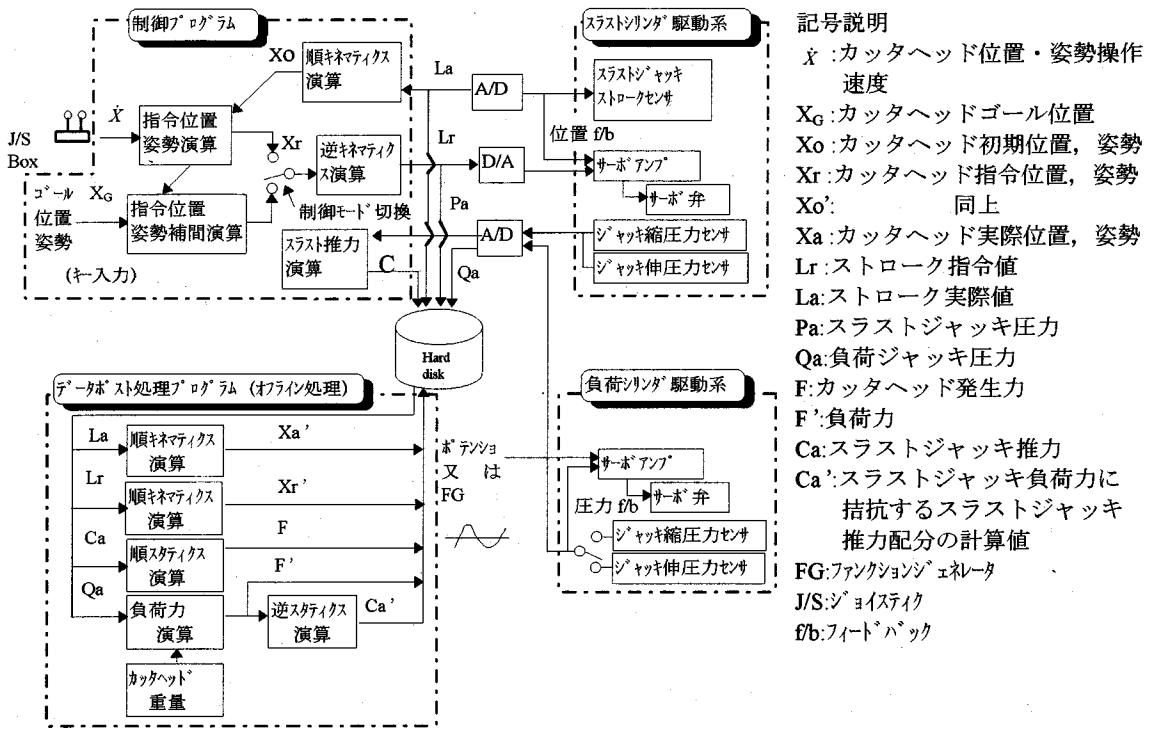


図-2 システム制御ブロック図

向)に8.33mm移動，その間にY軸回りに1.91度回転させた。平行リンクの配置はV型のみ実施した。

f) 平行リンク制御システム

a)~e)の各種試験は図-2に示すシステム制御ブロック図により実施している。

g) 変位センサによる線形制御精度の確認

前述の試験においては，カッタヘッド部の位置・姿勢を各リンクの長さより，図-2に示したブロック図で演算して検証を行っている。演算には計測機器の分解能により若干の計算誤差が生じる可能性があるため，図-1に示した試験装置のカッタヘッド部に直接変位センサを取り付け，前述の直進試験d)及び曲進試験e)時の，カッタヘッドの変位を実測し比較した。

3. カッタヘッドの位置，姿勢とジャッキ負荷力に対するジャッキ発生力の定式化

図-2に示した，実験計測に使用したブロック図において，カッタヘッド部の位置，姿勢，発生力の解析に必要な定式化を行う。

(1) キネマティクス(運動学)¹⁰⁾

カッタヘッドの6自由度運動を行うには，スラス

トジャッキの数は6本が必要・十分条件である。大口径TBMでは，スラスト推力確保のため，7本以上のスラストジャッキを装備することとなるので，冗長制御の必要性がでてくる。平行リンクの冗長制御は，機械設計の面からは望ましい系とはいえないが，TBM設計の際には，閉リンク機構で剛性が高く，軽量化が図れる当該技術は有効であると考えられる。

TBMの先端，即ちカッタヘッドの基準点位置・姿勢から各スラストジャッキのストロークを求めるのが，逆キネマティクスで，自動方向制御を行う際，与えられる3次元空間座標による計画線形から，スラストジャッキのストロークを制御するために必要な解析である。また，順キネマティクスは，各スラストジャッキのストロークから，カッタヘッドの基準点の位置・姿勢を求めるものである。一般に，平行リンクシステムの場合，オペレータ自身が各スラストジャッキのストロークより，カッタヘッド位置を推定することは不可能に近いので，初期位置の確認時などに必要な解析である。

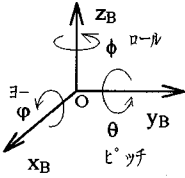


図-3 ベースプレート座標系

図-3 に示すベースプレート座標系（スラストジャッキ後部球面支承部が形成する面） ΣB で表したカッタヘッド基準点 $(x, y, z)^T$ 及び姿勢 $(\phi, \theta, \psi)^T$ が与えられた時に、エンドプレート座標系 ΣE を ΣB に変換する行列 $T^{(1)}$ は、式(1)で表される。

$$T = \begin{bmatrix} N & O & A & P \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここに、

$$N = \begin{bmatrix} \cos \phi \cdot \cos \theta \\ \sin \phi \cdot \cos \theta \\ -\sin \theta \end{bmatrix}$$

$$O = \begin{bmatrix} \cos \phi \cdot \sin \theta \cdot \sin \psi - \sin \phi \cdot \cos \psi \\ \sin \phi \cdot \sin \theta \cdot \sin \psi + \cos \phi \cdot \cos \psi \\ \cos \theta \cdot \sin \psi \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} \cos \phi \cdot \sin \theta \cdot \cos \psi + \sin \phi \cdot \sin \psi \\ \sin \phi \cdot \sin \theta \cdot \cos \psi - \cos \phi \cdot \sin \psi \\ \cos \theta \cdot \cos \psi \end{bmatrix}$$

$$P = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}$$

スラストジャッキ後部球面支承部の各節点の座標値を ${}^B B_i$ 、スラストジャッキの先端の球面支承部の各節点の座標値を ${}^E E_i$ とすると、スラストジャッキ後部各節点から先端各節点へ向かうスラストジャッキストロークベクトル U_i は式(2)で表される。

$$U_i = {}^B E_i - {}^B B_i \quad (2)$$

ここに、

$$\begin{bmatrix} {}^B E_i \\ 1 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} {}^E E_i \\ 1 \end{bmatrix}$$

従って、スラストジャッキストロークは式(3)で与えられる。

$$L_i = |U_i| \quad (3)$$

順キネマティクスは解析的には解けないので、線形一次の反復近似計算で求める。スラストジャッキストローク $L(L_1, L_2, \dots, L_i)^T$ とカッタヘッド基準位置と姿勢 $X(x, y, z, \phi, \theta, \psi)^T$ の微小変位の間に次の関係式(4)が成立する。

$$\delta L = J \delta X \quad (4)$$

$$J = \begin{bmatrix} u_1^T & (s_1 \times u_1)^T \\ \vdots & \vdots \\ u_i^T & (s_i \times u_i)^T \end{bmatrix}$$

s_i は ΣB で表した、カッタヘッド部基準円中心 E からスラストジャッキの先端の球面支承部中心までの距離ベクトルである。 u_i は U_i の単位ベクトルを示す。

$$u_i = U_i / L_i$$

スラストジャッキの先端球面支承部は、TBM 前胴部に取り付けられ、また、後端球面支承部は後胴部（グリッパ胴）に取り付けられるため、それらの剛性は十分高く、冗長系において、スラストジャッキ総数 N の中から、任意の 6 本のスラストジャッキのストローク長さを取り出せば、カッタヘッドの位置、姿勢が一意に定まる。式(4)より、

$$\delta X = J^{-1} \delta L \quad \begin{matrix} (J^{-1}: \text{任意の6本の}) \\ (6 \text{行} 6 \text{列}) \end{matrix} \quad (5)$$

次式(6)により、 $|\delta L_i| \leq e$ 、（ e ：当該研究にて作成したシステムでは $e=0.1$ とした）となるまで反復近似し、カッタヘッドの位置・姿勢を求める。

$$X_n \leftarrow X_{(n-1)} + J^{-1} \delta L_{(n-1)} \quad (6)$$

(2) スタティクス（静力学）

TBM が負荷を受けると、パラレルリンクを構成するスラストジャッキに力が発生し、カッタヘッド部位に作用する合力となる力、およびトルクとして解析できる。

順スタティクスは、スラストジャッキ推力から、カッタヘッド部位に発生する力、トルクを求めるもので稼働部摩擦、慣性力などが無視しうる程度小さ

いとすると、TBMが岩盤に与えている力と考えられる。この力は、岩盤の効率的破碎、機械面から見ると、実際に作用する外力の情報を得ることになり、ディスクカッタ、カッタヘッド支持ベアリングなど、施工時において機械要素の合理的負荷レベル管理情報として活用できるので重要度が高い。

逆スタティクスは、カッタヘッド部に作用する力、即ち、計画設計時、岩盤を破碎するのに必要な、推力、トルクを計算し、その力を作用させるときに発生する岩盤からの反力を推定して、スラストジャッキの推力配分を決定する解析で、スラストジャッキ仕様の決定に不可欠である。

ΣBで表したカッタヘッド部の力ベクトルを(以下10本とする) $F(f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z)^T$ とし、スラストジャッキの直動駆動力を $C(C_1, C_2, \dots, C_{10})^T$ とすると、

$$F^T \delta X = C^T \delta L \quad (7)$$

式(4),(7)より、順スタティクス、逆スタティクス解析は、式(8),(9)で得られる。

$$F = J^T C \quad (8)$$

$$C = (J^T)^{-1} F \quad (9)$$

ここに、 $(J^T)^{-1}$ (10行6列)は、疑似逆転置ヤコビ行列を示す。

スラストジャッキが7本以上の場合、カッタヘッド部出力を満足する各スラストジャッキの組み合わせは一義的に決まらないので、式(9)はスラストジャッキの推力の2乗和が最小となる解を求めることとする。

4. 実験結果と考察

(1) 静負荷能力試験

図-4に複合荷重(スラスト=-1372KN,ラジアル=34.3KN,トルク=85.75KN.m)を作用させた時の結果を示す。(負荷と発生力の方向は逆であるが、比較を容易にするため、以下各図は、同方向の力として表示している。)また、 $F_x, F_y, F_z, T_x, T_y, T_z$ は(スラストジャッキにより発生する力, F:推力, T:トルク), $F_x', F_y', F_z', T_x', T_y', T_z'$ は(負荷ジャッキの推力および重力により発生する力, F:推力, T:トルク)を示す。 F_y' は負荷を与えていないので図示していない。

負荷と発生力($F_x' - F_x, F_z' - F_z, T_x' - T_x$)を比較すると、合致度が高く(目標合致度=装備能力の10%)、システム上問題がないことがわかる。 $T_z' - T_z$ に差があるのは、装置自

身の左右のバランスに起因するものである。実機においても、この様な若干の誤差が生じるので、当該実験のように、負荷-発生力特性を把握しておく必要がある。

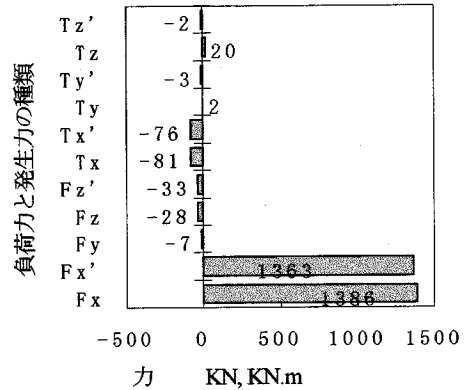


図-4 負荷力と発生力の比較

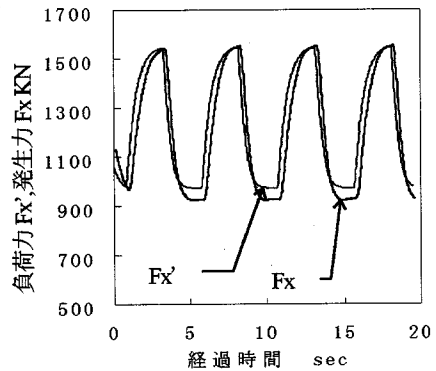


図-5 ステップ負荷試験結果

(2) ステップ負荷試験

図-5に複合力(スラスト=980~1568KN,ラジアル=37.24KN,トルク=0 KN.m)を作用させた時の零ストローク位置でのスラスト力制御結果を示す。フルストロークの位置でも、同等の結果が得られている。

制御の追従性能は高く、負荷変動後、発生力は40-60ms遅れで変動を開始しており、応答性能は十分なレベルである。(ステップ負荷ではシステムの応答速度を確認している。掘進中の線形制御タイミングは数秒であるので全く問題のない応答性である。)負荷下降時、発生力の方が若干下がる傾向にあるが、装置の摩擦と剛性に起因するもので、実機設計においては、事前にこの差を把握しておけば良い。

実際の施工において、TBMは種々の方向から負荷を受け、TBM自身剛性は高いものの弾性変形内で、変位を繰り返している。ステップ負荷試験により得られた範囲の

負荷変動に関しては、当該システムで十分把握可能である。一方、負荷変動周期については、実機の計測データ解析が有効な材料であるが、筆者らの行った、岩盤掘削実験¹⁴⁾(12インチディスクカッタ、岩強度=37.2,68.6Mpa)では、荷重変動振幅は10KN前後、また、周期も200-250ms程度であったので、問題ないと判断した。(なお、自動制御サンプリングタイム=20ms)

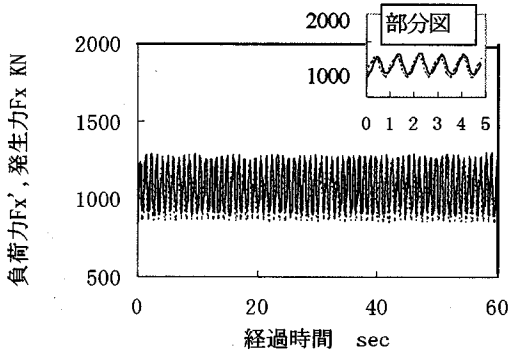


図-6 変動(1Hz)負荷試験 (複合負荷条件)
直進 St=450→500mm

(3) 変動負荷試験結果

変動負荷試験では、ディスクカッタ先端での振動や、TBMの運転中に機体に発生する高周波変動負荷ではなく、機体の線形制御を行う際にスラストジャッキに変化を与える大きな変動負荷把握することを目的としている。図-6に、スラストストロークを450~500mmへ伸張させた時の試験結果の内スラストの負荷力に対する発生力の制御結果を示す。(複合負荷条件:スラスト=784~1176KN,ラジアル=22.54~27.44KN,トルク=39.2~-73.5KN.m) 図-5より、直進時の、1Hz変動負荷においても、完全に制御が追従していることがわかる。応答時間は、ステップ負荷試験同様40-60ms程度である。これは、岩盤掘削時に発生する振動を、パラレルリンクにより支持できる可能性を示唆しており、振動の最小化は、ディスクカッタ、メインベアリング、電装機器などの寿命面で有利である。また、外力の把握により、メインベアリングへの作用荷重がベクトルデータとして履歴がわかるので、作用荷重、モーメントの大きさ、それらの繰り返し回数により余寿命管理が可能となり、情報化施工の有用なデータとなると考えられる。

(4) 直進試験

スラストジャッキのストロークを50~550mmまで変化させ線形制御精度を確認した。図-7a~7fに制御性能試験結果を示す。図-7中の位置、姿勢は、図-1に示した記号に対応している。図-7より、位置・姿勢ともに指令値に対して正確に制御されている

と考えられる。

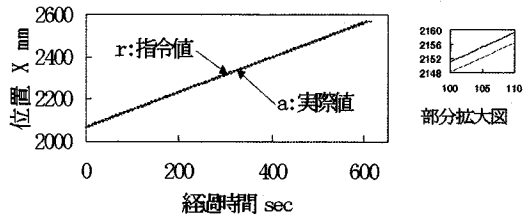


図-7a 推進方向距離 X 制御性能

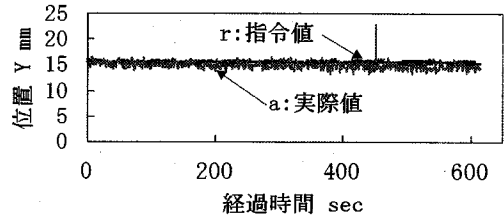


図-7b 水平位置 Y 制御性能

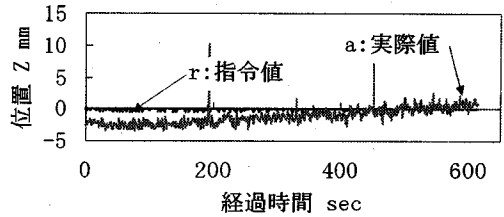


図-7c 鉛直位置 Z 制御性能

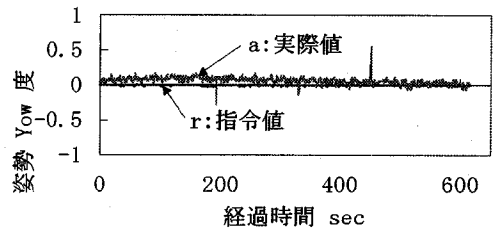


図-7d 姿勢φ 制御性能

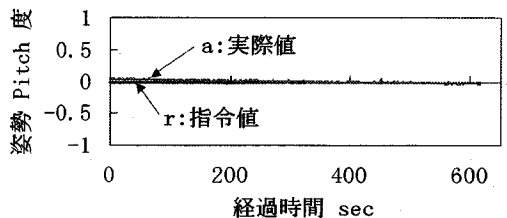


図-7e 姿勢θ 制御性能

TBMの最終的な線形制御精度は、トンネルの用途、施工条件により差異があるが、厳しい条件設定をし、±50mmとした。この値に対し、機械面での制御性能は1/10を目標としている。

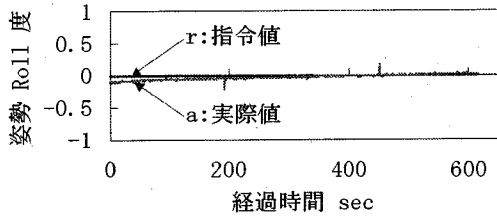


図-7f 姿勢 ϕ 制御性能

この開発目標精度5mm以内に収まっており高精度を確認した。今回開発したシステムにより、自動測量システムによる方向制御データを与えることにより、冗長ジャッキのストロークを制御し、線形制御が可能であることを示している。実施工においては、グリッパの支持力を含め、TBMの機体自身が複雑に動くので、この点も配慮した自動方向制御システムが必要である。また、実施工において、スラスト力は、線形制御を行いながら、その作用力、方向が把握できるので、地質条件に応じた外力の管理が可能となる。即ち、岩強度に応じた適切なスラスト力による施工が可能となる。

(5) 変位センサによる線形制御精度の確認

歪式変位計を用いて、カッターヘッド部(図-1に示す点E)の変位挙動を確認した。これは、スラストジャッキストローク分解能が0.18mm(ストロークレンジ=750mmを12ビットデータで取り扱った)であり、線形制御位置に与える影響が、分解能誤差を与えて、順キネマティクスで解析した結果0.8mmへと増幅されることが判明したので、確認の実験として実施した。結果を図-8に示す。

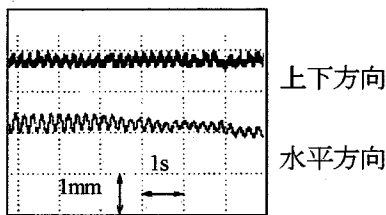


図-8 変位挙動制御結果(変位センサ計測)

計測の結果、スラストジャッキストローク値から得られる変位挙動結果より、高精度で作動していることが判明した。制御精度は、要求目標精度5mm以下に対し十分小さく、ストローク分解能は0.18mm程度で十分であると考えられる。

(6) 負荷に対する発生力分布解析とV,N型の比較試験

負荷により、各スラストジャッキに発生する推力を、逆スタティクスで求めた計算値と、各スラストジャッキの圧力から得られる実測値の結果を図-9a~図-9dに示す。

また、V,N型による実験を行った結果も同図9に示す。図-9中の C_i は式(7)に示した、スラストジャッキ直動力である。また、番号 i は図-1のスラストジャッキ番号に対応している。

各スラストジャッキの計算値と実測値との合致度、すなわち図-9に示すグラフの分布傾向の合致度が高ければ、計算手法の妥当性が立証できる。図-9のように、推力分布の合致度は、複合負荷時、N型より、V型の合致度が良好である。トルク負荷のみの合致度は、N,V型いずれも良好である。複合負荷の場合、N型に組むことにより、装置の対称性に変化が生じるため、カッターヘッド部位置がずれる負荷の配分に影響があったと考えられる。トルク負荷に対しては、V,N型いずれも推力配分の合致度は高く、式(9)に示した、ジャッキ推力の二乗和を最小とする解析手法の妥当性が検証できたと考えられる。

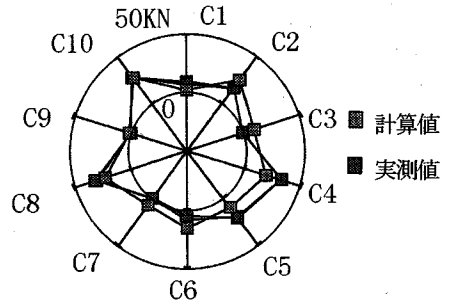


図-9a V,N型による比較(複合負荷作用時、V型)

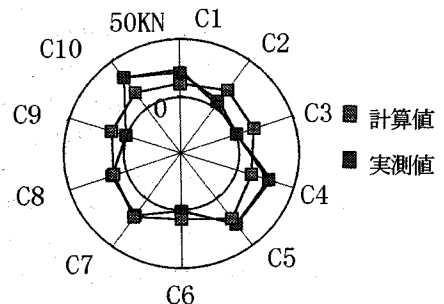


図-9b V,N型による比較(複合負荷作用時、N型)

5. まとめ

冗長系パラレルリンクによるTBMスラスト推進システムの開発により得られた結果を下記にまとめる。

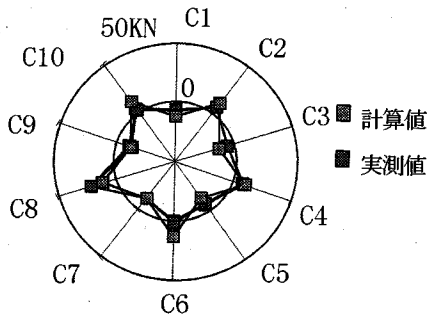


図-9c V,N型による比較 (トルク作用時,V型)

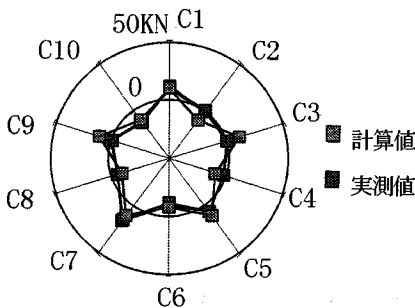


図-9d V,N型による比較 (トルク作用時,N型)

- (1) 冗長制御系による位置制御精度は、各種の複合荷重条件、振動負荷に対し、直線推進、曲線推進いずれの場合でも分解能 0.18mm の計測精度において、目標とした要求線形精度 5mm 以下に押さえることが可能。
- (2) 負荷力と平行リンク発生力は、ステップ負荷、変動負荷状態においても完全に同期し、負荷の大きさに対する発生力の対応もほぼ等価なため、TBM 掘進中に、平行リンクのスラストジャッキ圧力計測により、岩盤からの力の作用状況が把握でき、高度な情報化施工が可能となる。
- (3) TBM 機体にとって重要な、カッターヘッド支持ベア

リングへ作用する、スラスト力、傾転モーメント、振動特性がリアルタイムに計測可能であり、高精度で TBM の余寿命管理ができる。

6. あとがき

今回の開発において、TBMへの平行リンクによるスラスト推進システム適用時における設計・制御手法の妥当性を確認できた。

参考文献

- 1) 中村仁彦：パラレルメカニズムの動力学，日本ロボット学会誌，Vol.10，No.6 pp.709-714,1992.
- 2) K.Vovari,R.Fechtig and Ch.Amstad：Experience with large diameter tunnel boring machine in Switzerland, *Development in geotechnical Engineering* p.485,1993.
- 3) *Tunnels & Tunneling：The Swiss Experience*, pp.23-26, Dec.1993.
- 4) SNCF：New Lyon-Turin Rail Link Alpine Crossing Feasibility Study,1995.
- 5) The university of Trondheim the Norwegian institute of technology the division of construction engineering：Project report 1-88 HRAD ROCK TUNNEL BORING 1988.
- 6) WIJK：A model of tunnel boring machine performance, *Geotechnical and Geological Engineering*, p.24,1992.10.
- 7) 津久井導水路新設工事（宮ヶ瀬ダム）現場カタログ
- 8) 石瀬文彦，本村士郎，田中昭夫，西岳茂，松浦武：岩盤トンネル掘削機の平行リンク推進システムの開発，三菱重工技報，1995.
- 9) 中村仁彦：閉リンクロボットのダイナミック計算法と駆動冗長性の最適化，計測自動制御学会論文集，Vol.25，No.5，pp.92-99,1989.
- 10) 吉川恒夫，横小路泰義，渡辺直満：駆動冗長系をもつ閉リンク機構の動力学解析，日本機械学会 '92講演論文集(Vol.A)，pp.105-108.
- 11) K.S.フー，R.C.ゴンザレス，C.S.G.リー：ロボティクス，日刊工業新聞社，1989-2.

(1995. 6. 28 受付)

DEVELOPMENT ON THRUST RAM SYSTEM FOR TUNNEL BORING MACHINE(TBM) BY USING PARALLEL LINK

Shigeru NISHITAKE, Fumihiko ISHISE, Sirou HONMURA, Akio TANAKA and Takeshi MATSUURA

Tunneling technology by using TBMs is considered as the high progress construction method for hard rock boring. Getting more efficient, safety and quality, extra-large scale TBM technology shall be established. When the tunneling works are obliged to construct under non-stable face conditions, in order to success tunneling in safe, TBM shall be operated under totally controlled information. This paper shows, the laboratory test and analyzed procedure for the relationship between given and generated loads on TBM's thrust rams control system by adopting parallel link with redundant actuators in order to examine the interaction force between rock and TBMs. The positioning accuracy from the test result is within several mm.