操舵式装軌車の旋回特性に関する研究*
(駆動力配分の影響)渡辺 啓二^{*1}, 北野 昌則^{*1}, 藤島 明宏^{*2}Study on Steering Characteristic of Four-Track Steering Vehicles
(Effect of Traction Force Distribution Control)

Keiji WATANABE, Masanori KITANO and Akihiro FUJISHIMA

A four-track steering vehicle (4TS) has been recently developed to improve the mobility on off-road applications. The advantages of the 4TS vehicle are smaller slippage and sinkage of tracks in turning compared with conventional skid-steered tracked vehicles. This paper describes the steering performance of the 4TS vehicle with differential systems at a high-speed turn. The predicted data were accurately correlated with the experimental data of scale model tests. The results demonstrate that the numerical model combined with realistic differential systems could evaluate the motion of vehicle on solid ground.

Key Words: Transport, Automobile, Maneuverability, Four-Track Steering Vehicle, Tracked Vehicle, Mobility, Numerical Model, Scale Model Tests, Differential Systems

1. 緒 言

これまでに、路外車両の不整地における機動性の向上を目的とした半装軌式装輪車や履带式走行装置を取付けた車両⁽¹⁾などが開発されている。しかしながら、これらの車両は運動特性が複雑なため、理論的解析が行われておらず、運動性能に関する実験的な検討がなされているにすぎない。

操舵式装軌車は、装輪車のタイヤの代わりに履帯ユニットを装着し、差動装置により履帯の滑りと沈下を低減させるとともに、路面の凹凸に沿って各履帯ユニットが自由にスイングできる機構になっており、不整地や軟弱路面における運動性能の向上を目的として開発された車両である。これまでの一連の研究により、操舵式装軌車の平面運動方程式⁽²⁾を導出し、模型実験によりその妥当性を確かめるとともに、各種走行条件⁽³⁾⁽⁴⁾における基礎的な運動特性を明らかにしてきた。

最近の自動車市場においては、前後輪駆動力を配分

制御することにより運動性能の向上を目的として、ビスカスカップリング式 4WD や電子制御トルクスプリット 4WD⁽⁵⁾などがすでに実用化されている。そこで、このような車両に履帯ユニットを装着して操舵式装軌車にした場合、旋回性能の改善が期待できるとともに、装輪車とは異なる操舵式装軌車固有の特性が存在すると考えられる。

本研究では、これまでの操舵式装軌車の旋回運動方程式をもとに定常旋回運動方程式を導出するとともに、高速走行時に差動制限装置による前後履帯ユニット間の駆動力配分が旋回性能に及ぼす影響について、模型実験や実車の諸元を用いた数値解析を行い、車両設計に必要な基礎的資料を得ようとするものである。

2. 操舵式装軌車の旋回運動方程式

2・1 旋回運動方程式 図 1 に操舵式装軌車の運動と座標系を示す。路面固定座標系 (X, Y, Z) 、車両重心を原点とした車両固定座標系 (x, y, z) 、車両固定座標系に対し各履帯ユニットの操舵角 δ_i だけ回転した各履帯固定座標系 (x_i, y_i, z_i) は、それぞれ右手系を用いて表示している。車両がヨー角 θ 、重心速度 V で反時計回りに旋回しているとすれば、重心横滑り角は β 、進路角は ϕ となる。また、図 1 のように履帯ユニッ

* 平成 5 年 12 月 9 日 第 2 回交通・物流部門大会において講演，原稿受付 平成 6 年 4 月 11 日。

^{*1} 正員，防衛大学校機械工学教室（〒239 横須賀市走水 1-10-20）。

^{*2} 防衛大学校機械工学教室。

図 1 操舵式装軌車の運動と座標系

トは右前方より反時計回りに $i=1, 2, 4, 3$ とし、転輪は各履帯ユニット毎に前方より $j=1, 2, \dots, n$ とする。

車両の非定常旋回運動方程式は、 x, y 方向の力および z 軸回りのモーメントの釣合いから次式のように表せる⁽²⁾。

$$m(\dot{V}_x - V_y \dot{\theta}) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n Q_x^{(i,j)} - \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n R^{(i,j)} \dots (1)$$

$$m(\dot{V}_y + V_x \dot{\theta}) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n Q_y^{(i,j)} \dots (2)$$

$$I_z \ddot{\theta} = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n (Q_y^{(i,j)} \cdot x^{(i,j)} - Q_x^{(i,j)} \cdot y^{(i,j)}) \dots (3)$$

ここで、 m は車両質量、 V_x, V_y は重心速度の x, y 成分、 I_z は z 軸回り慣性モーメント、 $Q_x^{(i,j)}, Q_y^{(i,j)}$ は転輪 (i, j) 下の摩擦力の x, y 成分、 $R^{(i,j)}$ は転がり抵抗、 $x^{(i,j)}, y^{(i,j)}$ は車両固定座標系における転輪 (i, j) の座標位置である。

操舵式装軌車が定常円旋回している場合、車両の重心横滑り角の変化がなく、ヨー角速度も一定である。したがって、定常旋回時の運動方程式は、 $\dot{V}_x=0, \dot{V}_y=0, \dot{\theta}=0$ を式(1)～(3)に代入し、整理すると次のようになる。

$$\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n Q_x^{(i,j)} - \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n R^{(i,j)} + m V_y \dot{\theta} = 0 \dots (4)$$

$$\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n Q_y^{(i,j)} - m V_x \dot{\theta} = 0 \dots (5)$$

$$\sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^n (Q_y^{(i,j)} \cdot x^{(i,j)} - Q_x^{(i,j)} \cdot y^{(i,j)}) = 0 \dots (6)$$

2・2 差動装置の拘束条件と数値解析法 図2に操舵式装軌車の各種駆動方式の概念図を示す。差動装置の拘束条件より、各種駆動方式における履帯速度ならびに駆動力の関係はそれぞれ以下のように表せる。

2・2・1 C/D 付き 4 履帯駆動 (4-Track Drive with Center Differential: 4TD with C/D) センタデフ (C/D) およびファイナルデフが作動するため駆動力は

図 2 操舵式装軌車の駆動方式

各履帯ユニット毎にそれぞれ等しく、拘束条件は次のようになる。

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots (7 \cdot a)$$

$$F^{(3)} = F^{(4)} \dots (7 \cdot b)$$

$$F^{(1)} + F^{(2)} = F^{(3)} + F^{(4)} \dots (8)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} + V_t^{(3)} + V_t^{(4)} = 4 V_{to} \dots (9)$$

ここで、

$$F^{(i)} = \sum_{j=1}^n Q_x^{(i,j)} - \sum_{j=1}^n R^{(i,j)}$$

であり、 $V_t^{(i)}$ は各履帯ユニットの起動輪周速度、 V_{to} は平均履帯速度である。

2・2・2 直結 4 履帯駆動 (Rigid 4-Track Drive: Rigid 4TD) C/D がない、または C/D をロックして前後駆動軸を直結した場合、前後履帯の左右の駆動力および履帯速度の合計がそれぞれ等しくなる。したがって拘束条件は次式のようにになる。

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots (10 \cdot a)$$

$$F^{(3)} = F^{(4)} \dots (10 \cdot b)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} = 2 V_{to} \dots (11 \cdot a)$$

$$V_t^{(3)} + V_t^{(4)} = 2 V_{to} \dots (11 \cdot b)$$

2・2・3 前方履帯駆動 (Front Track Drive: FTD)

ファイナルデフのある前方履帯ユニットには内外履帯には等しい駆動力が発生し、後方履帯ユニットは自由転動履帯となるため、拘束条件は次式のようにになる。

$$F^{(1)} = F^{(2)} \dots (12)$$

$$V_t^{(1)} + V_t^{(2)} = 2 V_{to} \dots (13)$$

2・2・4 後方履帯駆動 (Rear Track Drive: RTD)

後方履帯ユニットのみ駆動される場合の拘束条件は次

式となる。

$$F^{(3)} = F^{(4)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$V_t^{(3)} + V_t^{(4)} = 2V_{to} \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(1)～(3)および(4)～(6)は V_x , V_y , $\dot{\theta}$ を未知数とする旋回運動方程式であり、式(7)～(15)に示した差動装置の拘束条件を満たす履帯速度 $V_t^{(1)} \sim V_t^{(4)}$ を解くことにより、車両の操向特性について数値解析を行うことができる。

3. 実験装置と実験方法

図3は実験に用いた模型車両の外観を示しており、車両質量は39.5 kgである。車載された駆動用モータからの動力は、センタデフ(C/D)ならびに前後車軸にそれぞれ取付けたファイナルデフを介し、各履帯ユニットのスプロケット軸に伝達される。また、C/Dは内部のかさ歯車を固定することにより、デフロック状態にすることが可能である。車体の中心部には、縦および横方向加速度やヨー角速度を測定するために、加速度計、振動ジャイロが取付けてある。履帯に作用する力は、駆動輪軸に貼付されたひずみゲージによりスリップリングを介して計測した。また、旋回軌跡を求めるために車体の前後に光源を取付け、二次元動態変位測定装置により、光源2点の座標位置から車両の重心軌跡と重心横滑り角を測定した。操舵方式は前方履帯操舵であり、履帯に横滑りが発生しない極低速で円旋回を行う場合、重心の旋回半径が1 mとなるようにアッカーマン型ステアリング⁽⁶⁾により、履帯ユニットの操舵角を $\delta_1 = 26.0^\circ$, $\delta_2 = 30.0^\circ$, $\delta_3 = \delta_4 = 0^\circ$ とした。

実験は、C/Dが作動する4履帯駆動とC/Dをロックした直結4履帯駆動の場合について、車速を変化させた定常旋回試験と定常旋回からの加速旋回試験を行った。本実験に用いた走行路面は堅固で平滑であるため、転がり抵抗係数は0.03とした。履帯と路面間の摩擦係数は、模型車両を実験台上においてロードセルを

介してけん引することにより求めた。その結果、最大摩擦係数 $\mu_0 = 0.31$ として数値解析を行った。また、履帯と路面間の摩擦係数は、次式のように履帯の滑り率 $S^{(i,j)}$ の関数として近似した⁽²⁾。

$$\mu^{(i,j)} = \mu_0 [1 - \exp[-KS^{(i,j)}]] \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで、 $\mu^{(i,j)}$ は転輪 (i, j) 下の摩擦係数、 μ_0 は最大摩擦係数、 K は正の係数、 $S^{(i,j)}$ は履帯滑り率である。

4. 実験結果と考察

4.1 定常旋回実験 実験は平均履帯速度を0.5 m/sから2.0 m/sまで0.5 m/s刻みに変化させ、このときの旋回半径や履帯のけん引力などについて数値解析結果と比較検討した。

図4に、車速(平均履帯速度 V_{to})と旋回半径について実験結果と数値解析結果を示す。C/Dの有無にかかわらず4履帯駆動の場合は、車速が増大すると旋回半径が増大するアングステア特性を示している。

図5は車速と履帯のけん引力係数 $F^{(i)}/mg$ の関係を示したものである。なお、実験値はC/D付きの場合は4履帯に作用する駆動力の平均値、C/Dなしの場合は前後履帯の内外履帯の平均値をそれぞれ示している。図5より、C/D付きの場合、各履帯には駆動力、C/Dなしの場合には後方履帯ユニットには駆動力、前後履帯ユニットには制動力が作用していることがわかる。

図6は車速と重心横滑り角 β について、実験値と計算値をそれぞれ比較している。図6より、極低速時には重心速度 V に対して車体は外向き ($\beta > 0$) の姿勢を示しているが、車速が増大すると遠心力と釣合うために車体は徐々に内側に向けるようになり、重心横滑り角が減少している。

4.2 加速旋回実験 図7は加速旋回実験に用いた履帯速度の入力方法を示したものである。図7のように平均履帯速度0.5 m/sで定常旋回中に加速度

図3 模型車両の外観

図4 車速と旋回半径の関係

図 5 車速と履帯のけん引力係数の関係

図 6 車速と重心横滑り角の関係

0.25, 0.50, 0.75 m/s² で 2.0 m/s まで加速したときの車両の旋回挙動について比較検討した。

図 8 (a), (b) は旋回軌跡の変化について、実験結果と数値解析結果をそれぞれ示したものである。ここで、図 8 (b) において、図 8 中の矢印は車両の 1 秒ごとの姿勢を表している。図 8 より、定常旋回から加速すると旋回半径が増大し、加速度の度合いが大きいほど旋回軌跡が外側に膨らみ始める時期が早まっている。

図 9 (a), (b) は同一条件での重心横滑り角 β の変化について、それぞれ示したものである。重心横滑り角は、車速の増大に伴い減少し、車両の姿勢変化が著しくなっていることがわかる。なお、図 9 (a) の実験値において定常旋回時(6 s まで)の重心横滑り角が振動している。これは、本実験で用いた二次元動態測定装置では、車体の前後に取付けた光源(直径 0.04 cm)の中心を座標位置として検出するため、データ解析のサンプリング間隔と CCD カメラの解像度に起因しているためである。

図 7 加速旋回実験に用いた履帯速度の変化

(a) 実験結果

(b) 数値解析結果

図 8 加速旋回時の旋回軌跡の変化

5. 数値解析による旋回特性の検討

図 10 に示すような実車の車両諸元を用いて数値解

(a) 実験結果

(b) 数値解析結果

図 9 重心横滑り角の変化

析を行い、操舵式装軌車の旋回特性について比較検討した。なお、数値解析では各履帯ユニットの下部転輪数を3個とし、操舵の方式は前方履帯操舵で、重心の幾何学的旋回半径が20 mとなるように各履帯ユニットの操舵角を $\delta_1=6.2^\circ$, $\delta_2=6.6^\circ$, $\delta_3=\delta_4=0^\circ$ とした。

5・1 路面特性と操向特性 図11に、履帯と路面間の最大摩擦係数 μ_0 が0.3および0.9の路面において、駆動方式が異なる場合の横加速度 a_y に対する旋回半径 R_t の変化をそれぞれ示す。図10より、極低速時においても旋回半径が幾何学的旋回半径(20 m)よりも大きくなっているのは履帯の滑りによるものである。図11より、横加速度が小さい場合、駆動方式による旋回半径の差はあまりないが、横加速度が大きく作用する高速旋回では、駆動方式による操向特性の差が現れている。また、高 μ 路では、いずれの駆動方式でもアンダステアを示すが、低 μ 路ではRTDの場合、オーバステアとなりステア特性の差が特に顕著に現れている。

一般に操舵角や履帯接地部の摩擦係数によって、車

図 10 操舵式装軌車(実車)の外観

図 11 横向加速度と旋回半径の関係

両の操向特性は異なるが図11中の斜線の領域を、前後駆動力配分比率が100:0から0:100までの影響範囲とすれば、駆動力配分比率を考慮することにより旋回性能の改善が期待できる。そこで、差動装置(C/D)により駆動力配分を行う場合、全駆動力に対する前方履帯の駆動力の配分比を λ ($0 \leq \lambda \leq 1$) とすると、次式のようにになる。

$$\lambda = (F^{(1)} + F^{(2)}) / \sum_{i=1}^4 F^{(i)} \dots\dots\dots (17)$$

5・2 駆動力配分時の操向特性 式(17)の拘束条件のもと、図11の $\mu_0=0.3$ の場合において、駆動力配分を行ったときの操向特性について数値解析を行った。図12は、横加速度 a_y と旋回半径 R_t の関係を求めたものである。図12より、前方履帯に多く駆動力を配分すると加速度の増大とともに旋回半径は大きくなりドリフトアウト傾向を示し、反対に後方履帯に多く駆動力を配分すると車両の回頭性を向上させることができる。車速が増大しても旋回半径が一定(ニュートラルステア)になるようにする駆動力配分比率は、走行路面の摩擦係数により異なるが、低 μ 路では後方履帯に

多めに配分するのが適当であることがわかる。一般に装軌車の場合、駆動力配分比率の最適値は、高 μ 路では後輪側に多めに低 μ 路では50:50に近い値といわれており⁽⁵⁾、操舵式装軌車と異なるといえる。

図 12 駆動力配分が操向特性に及ぼす影響

(a) FTD

(b) RTD

図 13 高速旋回時の履帯の滑り挙動

5・3 高速旋回時の FTD と RTD の車両挙動 高速時における前方履帯駆動(FTD)と後方履帯駆動(RTD)の操向特性の違いは、履帯の滑り挙動の差異に起因すると考えられる。図 13(a), (b)は、駆動力配分比率が100:0($\lambda=1$)のFTDおよび0:100($\lambda=0$)のRTDの場合について、ステア特性の変化が現れ始める速度域での履帯の滑り挙動を模式化するために、数値解析により求めた履帯の滑り速度 $V_s^{(i,j)}$ をベクトルを用いてそれぞれ表したものである。また、図 14はこのときの各転輪下の履帯に作用する摩擦力 $Q^{(i,j)}$ を同様に表したものであり、履帯の滑り方向と反対方向に作用している。FTDの場合、自由転動履帯である後方履帯の縦滑りは零となり、後方履帯の滑り中心の前方への変位は比較的小さい。しかしながら、前方履帯は高速時には滑り中心が大きく前方に変位す

(a) FTD

(b) RTD

図 14 各履帯ユニットの転輪下に作用する摩擦力

る。これは、遠心力の増大に対して力の平衡を保つため履帯接地部での滑りが増大するためである。一方、RTDの場合、前後履帯の滑り挙動がFTDの場合とは逆になる。

一般に、履帯式の車両は装輪車と異なり、履帯の滑り中心は履帯中央でなく図14のように変位している。したがって、滑り中心から履帯に対して直交する直線の交点から旋回中心(C.T.)が求められる。図13(a)より、履帯の滑り中心の変位が後方よりも前方履帯のほうが大きくなるFTDの場合は、ドリフトアウト傾向を示し、アンダステアの度合いが大きくなる。一方、図13(b)のように前方よりも後方履帯の滑り中心の変位が大きくなるRTDの場合は、アンダステアの度合いが小さくなり、特に低 μ 路においてはスピニアウト傾向を示しオーバステアとなる場合がある。

5・4 駆動方式と履帯に作用する力 図15は各駆動方式における車速と履帯のけん引力係数 $F^{(i)}/mg$ の関係を示したものである。図15より、C/D付き4履帯駆動では、各履帯にはいずれも駆動力(太線・細線実線)が発生しているが、前方、後方履帯駆動では駆動履帯に駆動力、自由転動履帯に制動力(転がり抵抗)がそれぞれ生じていることがわかる。特に、低 μ 路のほうが高 μ 路に比べて履帯のけん引力が大きくなっている速度域($5.0 < V_{to} < 10.0$)があることがわかる。これは履帯と路面間の滑りに起因しているためである。すなわち、履帯と路面間の摩擦係数を式(16)のように滑り率の関数として表しており、低 μ 路の場合は車速の増大に伴い履帯の滑りが急激に増大するため摩擦係数も指数関数的に増大するためである。さらに車速が増

大すると($V_{to} \approx 12$ m/s以上)、最大摩擦係数 μ_0 が大きい高 μ 路のほうが低 μ 路に比べて、履帯のけん引力は大きくなる。

5・5 加速旋回時の旋回特性

図16は、速度 $V_{to} = 5.0$ m/sで直進走行中、1秒間で操舵し定常旋回に移行後、図16中のヨー角 90° の位置(Accel ON)より加速度 1.0 m/s²で車両を加速旋回させたときの車両重心軌跡の変化を求めたものである。図16中の矢印は、車体の1秒ごとの姿勢を表しており、また、図17にこのときの操舵開始後のヨーレイトの時間的变化を示す。FTDの場合、加速旋回に移行後、旋回軌跡は大きく外側にふくれておりドリフトアウト傾向を示し、一方、RTDの場合、車体は内側に入り込むようにな

図16 駆動力配分時の旋回軌跡の変化

図15 駆動方式が履帯のけん引力係数に及ぼす影響

図17 ヨー角速度の変化

り最終的にスピニアウト傾向を示している。4履帯駆動の場合は両者の中間を示し、さらに駆動力配分を行った場合、その配分比率により旋回軌跡が大きく変化することがわかる。また、図17のヨーレイトの変化から後方履帯に多めに駆動力配分することにより回頭性を向上できることが明らかである。

6. 結 論

操舵式装軌車が高速で走行する場合、特に重要となる差動制限装置による前後履帯ユニット間の駆動力配分と操向特性の関係について、模型実験や実車の諸元を用いた数値解析を行った結果、次のようなことが明らかとなった。

(1) 差動制限装置を考慮した旋回運動方程式を用いた数値計算結果と実験結果は、比較的よく一致し理論モデルの妥当性が確認された。

(2) 操舵式装軌車の操向特性は駆動方式や路面特性により影響を受け、高 μ 路よりも低 μ 路においてステア特性の変化が著しい。

(3) 駆動力配分を行った場合、前後履帯ユニット間の配分比率によりステア特性は大きく変化し、低 μ 路においては、後方履帯に多めに駆動力を配分することにより、ステア特性を改善することができる。

(4) 低 μ 路における加速旋回時、前方履帯駆動ではドリフトアウト傾向、後方履帯駆動ではスピニアウト傾向を示す。

文 献

- (1) Cuthbertson, J. A., Cuthbertson Tracks, *Proc. of 8th ISTVS*, Vol. III (1987), 1237.
- (2) 北野・東郷・渡辺・大居, 操舵式装軌車の運動特性に関する研究(第1報), 自動車技術会論文集, 40(1989), 98.
- (3) 北野・渡辺・斉藤, 操舵式装軌車の運動特性に関する研究(第2報), 自動車技術会論文集, 44(1990), 83.
- (4) 岩熊・北野・渡辺・斎藤, 操舵式装軌車の運動特性に関する研究(第3報), 自動車技術会, 学術講演会前刷集, 902(1990), 2.265.
- (5) 鳥居・矢口・尾崎・神藤・大和田・内藤, 4WD車前後駆動力配分制御システム, 自動車技術会, 学術講演会前刷集, 861(1985), 143.
- (6) 景山・景山, 自動車力学, (1985), 115, 理工学図書.