多軸・多重連結車両の操舵時の横方向応答*

青木 章^{*1}, 丸茂喜高^{*1}, 景山一郎^{*2}

Directional Response of Multi-Articulated Vehicles with Multiple Axles to Steering Input

Akira AOKI ^{*1}, Yoshitaka MARUMO and Ichiro KAGEYAMA^{*1} College of Industrial Technology, Nihon University
1-2-1 Izumi-cho, Narashino-shi, Chiba, 275-8575 Japan

Directional response and directional stability of vehicle combinations are main research topics in vehicle safety. This paper analyzes the steering sensitivity in lane-change maneuvers of multi-articulated vehicles with multiple axles using simplified mathematical models. It also calculates the frequency response, pole, and zero in the transfer functions of each variable for two types of tractor-double-trailer, a tractor-semitrailer and a truck-full-trailer having multiple axles. The following conclusions are drawn. (1) The steering sensitivity of multi-articulated vehicles with multiple axles in lane-change maneuvers is composed of steering sensitivity in steady-state turns and the parameters of lane-change maneuvers. (2) The effect of the number of trailer axles on the damping ratio of zero is larger than that of the other parameters for multiple axles. (3) A large steering angle is necessary to change running lanes for multi-articulated vehicles with multiple axles that have low steering sensitivity in lane-change maneuvers; therefore, the rise time is short. Moreover, if the vehicle combination has a low damping ratio of oscillatory modes, the settling time is long, and the overshoot and maximum deviation are large.

Key Words : Vibration of Moving Body, Transient Response, Coupled Vibration, Multi-Articulated Vehicle, Multiple Axles, Trailer, Directional Response, Lane Change Maneuver, Obstacle Avoidance, Stability Factor, Steering Sensitivity, Off-Tracking

1. ま え が き

大型商業用の連結車両の横方向運動に関する研究課題の一つとして、各車両の車軸の数と配置が方向安定性と操舵時の横方向応答に及ぼす影響の検討がある。前報⁽¹⁾では多軸のトラクタ・ダブルストレーラの方向安定性を簡便化した数学モデルにより検討している。その結果、多軸・多重連結車両の運動方程式が、各車両の複数軸を仮想軸として取り扱った運動方程式に幾つかの項を付加することにより簡略化できることを明らかにしている。また、非振動安定性と定常円旋回時の操舵の感度を解析し、さらに操舵の感度と特性根に及ぼす複数軸の軸数および隣接軸間距離の影響を数値計算により明らかにしている。

さて、多重連結車両に関する操舵時の横方向応答の研究は、安全性からみて方向安定性のそれと共に重要な課題である。従来の多重連結車両の操舵入力に対する横方向応答に関する研究⁽²⁾⁽³⁾では、障害物回避操舵によって最後尾のトレーラの横加速度が過大となり転覆に至るという観点から、横加速度の最大値に着目している。これに対して、障害物回避時などの多重連結車両の挙動として、他の車両や路外の構造物との接触およびそれによって誘発される事故の観点から、トラクタに対する各トレーラの追従性も重要となる。

一方、従来検討が進んでいない、多軸・多重連結車両の操舵時の基本的な横方向応答は、開ループ系の伝達関数から周波数応答および極・零点を求め、多軸化の影響を明らかにすることが必要である。

* 原稿受付 2011 年 1 月 11 日

^{*1} 正員, 日本大学生産工学部 (〒275-8575 千葉県習志野市泉町 1-2-1)^{*2} 正員, フェロー, 日本大学生産工学部

E-mail: aaoki@maple.ocn.ne.jp

本研究では上記の基本的な横方向応答と中高速度の追従性に焦点をあて、多軸・多重連結車両の簡便化した数学モデルによる解析と数値計算をおこなっている。

以下第2章では、車両の横変位とヨー角を変数とした、多軸・多重連結車両に関する簡便化した路面固定座標系の運動方程式について述べる。第3章では、多軸・多重連結車両の操舵入力に対する各変数の伝達関数と過渡応答について定式化する。ここで、過渡応答の操舵様式として高速道路上を走行する場合に頻度の高い車線乗り移り運動のそれを取り上げる。第4章では、数値計算により、2種類の多軸のトラクタ・ダブルストレーラについて、まず、周波数応答および極・零点で多軸化の影響を検討する。次に、車線乗り移り運動における追従性について考察する。第5章では、本研究で得られた結論を述べる。

2. 運動モデル

2.1 仮定と省略

本研究で横方向応答の検討のために用いる多軸・多重連結車両の運動モデルは、図1に示す路面固定右手下向き直交座標系に関する簡便化した線形モデルである。記号を付録1に示す。

ここで、運動の自由度をトラクタの横すべり、トラクタのヨーイング、およびトラクタに対する各トレーラの相対的なヨーイングとする。取り扱う角 ϕ はいずれも微小であるため、 $\sin \phi = \phi$ 、 $\cos \phi = 1$ とし、また各変数も微小であるためそれらの積を省略する。なお、本モデルでは各車軸の左右輪の各1輪当りのコーナリングパワを合計してその軸の車輪のコーナリングパワとして扱う。また、取り扱いを簡便化するために、トラクタ後軸および各トレーラ軸における複数軸の隣接軸間距離を各々同じとする。

Fig. 1 Model of multi-articulated vehicles with multiple axles

2.2 運動方程式

上記の路面固定座標系に関する多軸・多重連結車両の運動方程式を付録2に示す。また、前報⁽¹⁾で明らかにしたように、各車両における複数軸の各荷重が同じ場合、および同荷重が異なる場合でもタイヤのコーナリング係数が同じと仮定できる場合は、多軸・多重連結車両の運動方程式を仮想軸・多重連結車両のそれに幾つかの項を付加することにより簡略化できる。付録3に各車両における複数軸の各荷重が同じ場合の運動方程式を示す。

3. 横方向応答

3・1 伝達関数

開ループ系の基本的な操舵時の横方向応答は路面固定座標系の運動方程式から求めた伝達関数から検討できる。付録3に示す路面固定座標系による運動方程式から、すべての初期値を零として開ループ系の伝達関数を求めると式(1)のようになる。

$$\begin{aligned} Y(s)/\Delta(s) &= \sum_{i=0}^{2n+2} \bar{k}_{iY} s^i / s^2 \sum_{i=0}^{2n+2} k_i s^i \\ \Psi(s)/\Delta(s) &= \sum_{i=0}^{2n+1} \bar{k}_{i\Psi} s^i / s \sum_{i=0}^{2n+2} k_i s^i \\ \Gamma_k(s)/\Delta(s) &= \sum_{i=0}^{2n} \bar{k}_{ik} s^i / \sum_{i=0}^{2n+2} k_i s^i \end{aligned} \quad (1)$$

3・2 車線乗り移り運動

高速道路上を走行する多軸・多重連結車両の操舵入力に対する過渡応答を検討するために、車線乗り移り運動を取り上げる。ここで、車線乗り移り運動における前輪角は、各種実験記録⁽⁴⁾よりほぼ一周期の正弦波と見なすことができる(図2)。

Fig. 2 Steering input of lane change maneuver

従って、上記の運動の前輪角入力は式(2)のように表現できるため、これを用いてその応答を検討する。

$$\delta = \delta_1 \sin \omega_1 t [U(t) - U(t - 2\pi/\omega_1)] \quad (2)$$

ここで、 ω_1 は操舵周波数、 δ_1 は操舵振幅、 $U(t)$ は単位ステップ関数である。

3・3 車線乗り移り運動における操舵の感度

過渡応答における操舵の感度を車線乗り移り運動で検討する。操舵周波数 ω_1 で、ある道路幅に乗り移る時の前輪角の振幅 δ_1 は、車線乗り移り運動における舵の効き具合を表している。すなわち、 δ_1 が大きければ鈍く、逆に δ_1 が小さければ鋭いので、 $1/\delta_1$ を車線乗り移り時の操舵の感度と称し以下に考察する。車線乗り移り運動における最終乗り移り幅 Q は、この系が収束する場合、式(1)の第1式および式(2)から以下の式(3)のように求めることができる。

$$Q = \lim_{t \rightarrow \infty} Y = (2\pi\delta_1 / \omega_1^2) (\bar{k}_{0Y} / k_0) \quad (3)$$

従って、一定道路幅に乗り移る場合の操舵の感度は、以下の式(4)で与えられる。

$$1/\delta_1 = (2\pi / \omega_1^2 Q) (\bar{k}_{0Y} / k_0) \quad (4)$$

また、 $n=2, 3$ の多軸・多重連結車両では以下の式(5)が導出される。

$$\bar{k}_{0Y} = l C_f C_r \prod_{i=1}^n l_i C_i \quad (5)$$

$$k_0 = l^2 C_f C_r \prod_{i=1}^n l_i C_i F (1 + K^* V^2) / V^2$$

従って、式 (4) は式 (5) を用いると式 (6) のようになる。

$$1/\delta_1 = (2\pi/\omega_1^2 Q) V^2 / [l F (1 + K^* V^2)] \quad (6)$$

ここで、

$$K^* = K / F$$

$$F = 1 + (A/l^2) (1 + C_r/C_f) + \sum_{i=1}^n (B_i/l_i) [D_i(C_i/C_f) - E_i(C_i/C_r)]$$

$$D_i = [(b-d)/l] \prod_{j=1}^{i-1} (1 - f_j/l_j)$$

$$E_i = [(a+d)/l] \prod_{j=1}^{i-1} (1 - f_j/l_j)$$

$$K = (P_f/C_f - P_r/C_r) / gl$$

$$P_f = (b/l) Mg + [(b-d)/l] \sum_{i=1}^n \left[\prod_{j=1}^{i-1} (1 - f_j/l_j) \right] (1 - c_i/l_i) M_i g$$

$$P_r = (a/l) Mg + [(a+d)/l] \sum_{i=1}^n \left[\prod_{j=1}^{i-1} (1 - f_j/l_j) \right] (1 - c_i/l_i) M_i g$$

従って、車線乗り移り時の操舵の感度は、過渡応答を規定する ω_1 、運動の大きさを規定する Q 、多軸・多重連結車両に固有なスタビティ・ファクタ K^* ⁽¹⁾、トラクタ前軸・同仮想後軸間距離 l 、係数 F および速度 V によって表現される。なお、式 (6) は $n=0, 1$ の場合も成立する。

次に、前報 ⁽¹⁾ で求めた下記の式 (7) に示す多軸・多重連結車両の定常円旋回時の操舵の感度との関係を求める。ここで、定常円旋回時の操舵の感度は極低速度 ($V=0$) と低中高速度の前輪角の比で定義されている。

$$[\bar{\delta}/\delta]_{\text{steady-state}} = 1/(1 + K^* V^2) \quad (7)$$

従って、式 (6) は式 (7) を用いると、式 (8) のようになる。

$$1/\delta_1 = [(2\pi/\omega_1^2 Q) V^2 / l F] \times [\bar{\delta}/\delta]_{\text{steady-state}} \quad (8)$$

3・4 車線乗り移り運動における追従性

多軸・多重連結車両の過渡応答における追従性の指標として以下の三つを取り上げる。ここで、多軸・多重連結車両の各車軸中心は、付録 3 の運動方程式を用いるため、各複数軸の幾何学的中心となる。

- ・ 整定時間：各車軸中心の応答が、操舵開始から最終値の 5% 以内に収まるまでの時間
- ・ 行き過ぎ量：各車軸中心の応答の最大値と最終値との差
- ・ 最大ずれ幅：各車軸中心の路面軌跡間のずれ幅の最大値

また、上記の三つの指標に関連して、以下の指標を追加して考察する。

- ・ 遅延時間：各車軸中心の応答が、操舵開始から最終値の 50% に到達するまでの時間
- ・ 立ち上がり時間：各車軸中心の応答が、操舵開始から最終値の 10% に到達してから 90% に至るまでの時間
- ・ 応答時間：遅延時間と立ち上がり時間を加算した時間 (2 次系に関するステップ応答あるいはインディシャル応答では最初のピークが現れる時間を応答時間と定義しているが、これは遅延時間と立ち上がり時間の和にほぼ等しくなるため、ここでも同様に定義する)

4. 数 値 計 算

4・1 車両諸元

付録4に数値計算に用いる、多軸に関する諸元以外の車両諸元⁽¹⁾を示す。ここで、今回の数値計算において採用したⅠ型およびⅡ型のトラクタ・ダブルストレーラは、国内には導入されていないため、国産の重量級トラクタ・セミトレーラの最大積載量20トン分割して各トレーラに10トン積載すると想定した多重連結車両である。なお、これらのトラクタ・ダブルストレーラの車両諸元は1969年の国内導入検討時のそれである⁽⁵⁾⁽⁶⁾。また、上記のセミトレーラに20トンを積載したトラクタ・セミトレーラ、およびトラックに8トン、フルトレーラに6トンを積載したトラック・フルトレーラの車両諸元は、国内で多く運用されているそれである。

4・2 基本的な横方向応答

多軸・多重連結車両の操舵時の基本的な横方向応答は、操舵入力に対するトラクタの横すべりとヨーイング、およびトラクタとトレーラの相対的なヨーイングの周波数応答のゲインにより検討できる。ここでは、主要極、または減衰比が主要極と同程度である極の固有振動数および減衰固有振動数付近でゲインにピークが顕著に現れる、トラクタとトレーラの相対ヨー角に関する周波数応答について、極・零点との関連を考察する。

図3および図4はⅠ型のトラクタ・ダブルストレーラ（トラクタ・セミトレーラ・セミトレーラ）およびⅡ型のそれ（トラクタ・セミトレーラ・フルトレーラ）に関するゲインの計算結果である。また、比較のために国産のトラクタ・セミトレーラおよびトラック・フルトレーラのそれを図5および図6に示している。

Fig. 3 Frequency response of tractor and type I double-trailer combination

Fig. 4 Frequency response of tractor and type II double-trailer combination

Fig. 5 Frequency response of tractor and semitrailer combination

Fig. 6 Frequency response of truck and full-trailer combination

上記図中では1軸のそれと多軸のそれを対比して示してあり、多軸についてはトラクタ後軸および各トレーラ軸を2軸とした場合について計算してある。また、速度をパラメータとした計算結果上に、極および零点の固有振動数をそれぞれ P_i および Z_{kj} で表示してある($i, j, k=1, 2, \dots$)。ここで、極の固有振動数と減衰固有振動数はその減衰比が小さい場合には、共振振動数とほぼ等しいため、便宜上、極および零点とも固有振動数を用いている。なお、図5において、固有振動数の表示がない極と零点は非振動根である。

まず、図3～図6の各連結車両の1軸の周波数応答と多軸のそれを対比すると、トラクタ・各トレーラ相対ヨー角は1軸と多軸で、全体的にみて同様の応答を示している。ここで、ピーク付近の周波数では、1軸のゲインより多軸のそれが僅かに小さくなっている。

一方、応答が落ち込む周波数では、各連結車両でやや状況が異なっており、図3に示すI型のトラクタ・ダブルストレラのトラクタ・第2トレーラ相対ヨー角の落ち込み量が1軸より多軸がやや大きくなっているのに対して、図4および図6に示すII型のトラクタ・ダブルストレラおよびトラック・フルトレーラのそれが1軸より多軸がやや小さくなっている。また、図4のトラクタ・第3トレーラ相対ヨー角については0.8Hz付近の落ち込み量が大きく、第2ピークが接近している。

次に、各連結車両の周波数応答のゲインおよび極・零点の関連についてみる。極の減衰比が小さければピーク値が大きくなり、零点の減衰比が小さければ落ち込み量が大きくなる。また極と零点の固有振動数が近ければ、相互干渉によりゲインが決まる。図3～図6の各連結車両のトラクタ・第1および第2トレーラ相対ヨー角については、図示された極と零点の固有振動数をみると上記の通りとなっている。ここで、図4のトラクタ・第1トレーラ相対ヨー角の P_4 と Z_{12} および P_3 と Z_{13} は固有振動数と減衰比が非常に近い値であるが、完全には一致していないため、伝達関数における分子と分母の低次化はできない。一方、図4に示すトラクタ・第3トレーラ相対ヨー角の0.5Hz付近のピークについては極と零点の関連はトラクタ・第1および第2トレーラ相対ヨー角の場合と同様であるが、0.7～1Hzではそれが上記のように複雑である。

図7は速度をパラメータとした、II型のトラクタ・ダブルストレーラの極 P_3 およびトラクタ・第3トレーラ相對ヨー角に関する零点 Z_{32} ・ Z_{33} を減衰比と固有振動数で示した図である。これを見ると、1軸および多軸とも、高速で、 P_3 および Z_{33} の固有振動数が接近しており、これらの根が干渉するとともに、 Z_{32} が負の減衰比を持ち応答が急激に落ち込むことが分かる。

Fig. 7 Pole and zero of tractor and type II double-trailer combination

さて、多軸に関するパラメータが周波数応答のピークと落ち込みに及ぼす影響は極と零点の減衰比によって検討できる。ここでは、極の減衰比の計算結果は前報⁽¹⁾で報告しているため、図8～図10に示す零点のそれについて述べる。

Fig. 8 Damping ratio of zero of vehicle combinations (parameter: p)

Fig. 9 Damping ratio of zero of vehicle combinations (parameter: q_k , $k=1\sim3$)

Fig. 10 Damping ratio of zero of vehicle combinations (parameter: $e=e_k$, $k=1\sim3$)

図8は各トレーラ軸を1軸にしてトラクタまたはトラックの後軸のみを2軸および3軸にした場合、図9はトラクタまたはトラックの後軸を1軸にして各トレーラ軸を2軸および3軸にした場合の速度100km/hにおける計算結果である。また、図10はトラクタまたはトラックの後軸および各トレーラ軸を2軸にしてその軸間距離を変化させた場合のそれである。これらの計算結果をみると、ほとんどの零点の減衰比が、各車両の軸数および軸間距離の増加に従って大きくなる傾向を示している。また、多軸に関するパラメータの中で各トレーラの軸数が零点の減衰比に与える影響が大きい。

一方、前報⁽¹⁾では、II型のトラクタ・ダブルストレーラの極 P_3 において第2トレーラに相当するドーリーのみを多軸にした場合に減衰比が大きくなり振動安定性を向上することができるという結果が得られている。図11は、II型のトラクタ・ダブルストレーラの一つのトレーラ軸のみを2軸にして他のトレーラ軸を1軸にした場合の零点の減衰比の計算結果であるが、ここでもドーリーの多軸化が Z_{32} と Z_{33} の減衰比を大きくしている。従ってドーリーの多軸化がトラクタ・第3トレーラ相対ヨー角の周波数応答のピーク値を小さくすると共に、落ち込み量を少なくすることが分かる。

Fig. 11 Damping ratio of zero of tractor and type II double-trailer combination (parameter: q_k , $k=1\sim3$, $V=100\text{km/h}$)

4・3 車線乗り移り運動における追従性と操舵の感度との関連

図 12～図 14 に車線乗り移り運動における各連結車両の整定時間，行き過ぎ量および最大ずれ幅を示す．各図中には，トラクタ後軸および各トレーラ軸を 2 軸とした I 型および II 型のトラクタ・ダブルストレータの速度 100km/h の計算結果を 1 軸のそれと共に示している．また，図中には比較のために国産のトラクタ・セミトレーラおよびトラック・フルトレーラのそれらも示してある．なお，パラメータは操舵時間 $2\pi/\omega_1$ である．

Fig. 12 Settling time of vehicle combinations in lane change maneuver

Fig. 13 Overshoot of vehicle combinations in lane change maneuver

Fig. 14 Maximum deviation of vehicle combinations in lane change maneuver

まず、図 12 から整定時間をみると、操舵時間が短くなるにつれて、後述の理由で、この指標が短くなる連結車両と長くなるそれに分かれている。ここで、前者にはトラクタ・セミトレーラ、トラック・フルトレーラおよび II 型のトラクタ・ダブルストレーラが、後者には I 型のトラクタ・ダブルストレーラが該当する。また、トラック・フルトレーラ、I 型のトラクタ・ダブルストレーラ、トラクタ・セミトレーラおよび II 型のトラクタ・ダブルストレーラの順で整定時間が短くなっている。次に、図 13 から行き過ぎ量をみると、この指標がほぼ零および零の連結車両と大きな値を持つ車両に分かれている。ここで、前者はトラクタ・セミトレーラおよびトラック・フルトレーラ、後者は I 型および II 型のトラクタ・ダブルストレーラである。また、後者は操舵時間が短くなるにつれて行き過ぎ量が増加し、特に、I 型のトラクタ・ダブルストレーラのそれが大きな値を示している。さらに、図 14 から最大ずれ幅をみると、トラクタ・セミトレーラおよびトラック・フルトレーラの値に比べて、多重連結車両である I 型および II 型のトラクタ・ダブルストレーラのそれが非常に大きくなっていることがわかる。なお、各連結車両の上記の三つの指標は、1 軸と多軸で大きな差異はない。

次に、上記の三つの指標に関連して、ステップ応答あるいはインディシャル応答で用いられる、遅延時間、立ち上がり時間および応答時間を検討する。図 15 に多軸の各連結車両の各軸の遅延時間と立ち上がり時間を示す。また、図 16 に遅延時間と立ち上がり時間を合計した応答時間を示す。ここで、図中の f , r , 1~3 はトラクタ前軸、同後軸および各トレーラ軸を表示している。これらをみると、各連結車両とも車両後部の軸ほど遅延時間は長くなり、逆に立ち上がり時間は短くなっている。また、応答時間はやや短くなる傾向を示すが、その値は各軸で差は少ない。また、遅延時間および立ち上がり時間ともトラック・フルトレーラが他の連結車両に比べて大きくなっているが、これは、この連結車両の各軸の応答が緩やかに最終乗り移り車線に収束しているためで、操舵の感度との関連が考えられるため以下で考察する。なお、1 軸の連結車両でも同様の結果である。

Fig. 15 Delay and rise time of vehicle combinations in lane change maneuver

Fig. 16 Response time of vehicle combinations in lane change maneuver

さて、本研究における車線乗り移り運動における応答は、ある一定の道路幅に乗り移るときの操舵振幅に依存している。図 17 は操舵の感度の計算結果である。これをみると、1 軸および多軸とも高速度での操舵の感度は、I 型のトラクタ・ダブルストレーラ、トラクタ・セミトレーラ、II 型のトラクタ・ダブルストレーラおよびトラック・フルトレーラの順で大きくなっている。なお、トラクタ・セミトレーラと II 型のトラクタ・ダブルストレーラの操舵の感度は速度により順が逆転しているが、その差が少ない。ここで、トラック・フルトレーラは減衰比の小さな振動モードを持っている⁽⁷⁾が、操舵の感度が大きく、従って操舵振幅が小さく、応答が緩やかに漸近線の状態最終乗り移り車線に移行するため、行き過ぎ量が零であり、最大ずれ幅も比較的小さい。一方、整定時間は長い。トラクタ・セミトレーラと II 型のトラクタ・ダブルストレーラは、トラック・フルトレーラよりも操舵の感度が小さいため、より大きく操舵する。しかしながら、トラクタ・セミトレーラは比較的大きな減衰比の振動モードを持つため⁽⁷⁾、応答は緩やかであり、行き過ぎ量はほぼ零であり、最大ずれ幅も小さい。これに対して、II 型のトラクタ・ダブルストレーラは小さな減衰比の振動モードを持つため⁽⁷⁾、行き過ぎ量および最大ずれ幅ともやや大きくなっている。さらに、I 型のトラクタ・ダブルストレーラは、他の連結車両と比べて操舵の感度が小さく、従って大きな操舵振幅が必要であるため、操舵の立ち上がりが急である。また、その振動モードに関する極も小さな減衰比を持っている⁽⁷⁾ため、応答は振動的になっており、急な操舵の立ち上がりと共に、行き過ぎ量が大きく、整定時間も長くなっている。従って最大ずれ幅も大きい。

最後に、前述の操舵時間の減少と整定時間の長短の関係が車両により分かれる理由は以下のとおりである。まず、操舵振幅が小さく、応答が緩やかに漸近線の状態最終乗り移り車線に収束する連結車両は、操舵時間の減少に対応して整定時間も減少する。一方、操舵振幅が大きく、減衰比の小さい振動モードを持つ連結車両は、操舵時間の減少に対応して、応答がより激しい振動状態になるため収束が遅れ、整定時間が増加する。

Fig. 17 Steering sensitivity of vehicle combinations in lane change maneuver

5. む す び

本研究では、まず、多軸・多重連結車両の各車両の複数軸を仮想軸に変換した運動方程式を用いて、操舵入力に対する各変数の伝達関数を求め、次に車線乗り移り運動における操舵の感度の定式化、および追従性の指標の定義をおこなっている。また、数値計算により、二種類のトラクタ・ダブルストレーラ、国産のトラクタ・セミトレーラおよびトラック・フルトレーラについて、周波数応答のゲインと極・零点との関連、各変数に関する伝達関数の零点に及ぼす多軸に関するパラメータの影響を検討している。さらに、車線乗り移り運動における追従性と操舵の感度との関連を考察している。

本研究で得られた主な結果をまとめると以下のようになる。

(1) 多軸・多重連結車両の車線乗り移り時の操舵の感度は、操舵時間、乗り移り幅、多軸・多重連結車両に固有なスタビリティ・ファクタ、トラクタ前軸・同仮想後軸間距離、多軸に関する係数および速度によって表現される。また、この操舵の感度は、定常円旋回時の操舵の感度を式の一部に含む。

(2) 各トレーラの軸数が零点の減衰比に与える影響は、極の減衰比に及ぼす影響と同様に、多軸に関するパラメータの中で大きい。特に、II型のトラクタ・ダブルストレーラのドーリーの多軸化が、トラクタに対する最後尾トレーラの相対ヨー角の周波数応答のゲインの第2ピーク付近の落ち込み量を少なくする。

(3) 車線乗り移り時の操舵の感度が小さく、減衰比の小さい振動モードを持つI型のトラクタ・ダブルストレーラは、他の連結車両と比べて、大きな操舵を必要とするため、操舵の立ち上がりが急であり、行き過ぎ量が大きく、整定時間も長い。従って最大ずれ幅も大きい。

謝 辞

本研究の数値計算にご支援頂いた日本大学大学院の野見山龍介氏に謝意を表します。

付録 1 記 号

a	: トラクタ前軸・同重心間距離
b	: トラクタ重心・同仮想後軸間距離
c_k	: 第 k トレーラ前部連結点・同重心間距離
d	: トラクタ重心・同連結点間距離
$2e$	: トラクタ後軸隣接軸間距離
$2e_k$	: 第 k トレーラ軸隣接軸間距離
f_k	: 第 k トレーラ前後部連結点間距離
l	: トラクタ前軸・同仮想後軸間距離
l_{0m}	: トラクタ前軸・同第 m 後軸間距離
l_k	: 第 k トレーラ前部連結点・同仮想軸間距離
l_{km}	: 第 k トレーラ前部連結点・同第 m 軸間距離
M	: トラクタ質量
M_k	: 第 k トレーラ質量
I	: トラクタヨー慣性モーメント
I_k	: 第 k トレーラヨー慣性モーメント
C_f	: トラクタ前輪コーナリングパワ
C_r	: トラクタ仮想後輪コーナリングパワ
C_{rm}	: トラクタ第 m 後輪コーナリングパワ
C_k	: 第 k トレーラ仮想輪コーナリングパワ
C_{km}	: 第 k トレーラ第 m 輪コーナリングパワ
P_f	: トラクタ前軸荷重
P_r	: トラクタ仮想後軸荷重
P_{rm}	: トラクタ第 m 後軸荷重
P_{ck}	: 第 k トレーラ前部連結点荷重
P_k	: 第 k トレーラ仮想軸荷重
P_{km}	: 第 k トレーラ第 m 軸荷重
β	: トラクタ重心横すべり角
β_f	: トラクタ前輪横すべり角
β_r	: トラクタ仮想後輪横すべり角
β_m	: トラクタ第 m 後輪横すべり角

- β_k : 第 k トレーラ仮想輪横すべり角
 β_{km} : 第 k トレーラ第 m 輪横すべり角
 γ_k : トラクタ・第 k トレーラ相対ヨー角
 δ : トラクタ前輪角
 ψ : トラクタヨー角
 Y : トラクタ重心横変位
 V : 車両速度
 g : 重力加速度
 n : トラクタに連結するトレーラの数
 ($n=3$: II 型のトラクタ・ダブルストレーラ, $n=2$: トラック・フルトレーラまたは I 型のトラクタ・ダブルストレーラ, $n=1$: トラクタ・セミトレーラ, $n=0$: トラクタまたはトラックのみ)
 p : トラクタ後軸の数
 q_k : 第 k トレーラ軸の数
 oxy : 車体固定座標系 (移動座標系)
 OXY : 路面固定座標系
 s : ラプラス演算子
 $Y(s)$: Y のラプラス変換
 $\Psi(s)$: ψ のラプラス変換
 $\Gamma_k(s)$: γ_k のラプラス変換
 $\Delta(s)$: δ のラプラス変換

付録 2 多軸・多重連結車両の運動方程式 (路面固定座標系)

$$\begin{aligned}
 & \left(M + \sum_{i=1}^n M_i \right) \ddot{Y} + \left(C_f + \sum_{m=1}^p C_{rm} + \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \dot{Y} / V - \sum_{j=1}^n M_j \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + c_j \right) \ddot{\psi} \\
 & + \left[a C_f - \sum_{m=1}^p (l_{0m} - a) C_{rm} - \sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^{q_j} \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + l_{jm} \right) C_{jm} \right] \dot{\psi} / V - \left(C_f + \sum_{m=1}^p C_{rm} + \sum_{i=1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \psi \\
 & - \sum_{j=1}^n \left(M_j c_j + \sum_{i=j+1}^n M_i f_j \right) \ddot{\gamma}_j - \sum_{j=1}^n \left(\sum_{m=1}^{q_j} l_{jm} C_{jm} + f_j \sum_{i=j+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \dot{\gamma}_j / V - \sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^{q_j} C_{jm} \gamma_j = C_f \delta
 \end{aligned} \quad (2-1)$$

$$\begin{aligned}
 & M d \ddot{Y} + \left[(a+d) C_f + \sum_{m=1}^p (a+d-l_{0m}) C_{rm} \right] \dot{Y} / V + I \ddot{\psi} \\
 & + \left[a(a+d) C_f - \sum_{m=1}^p (l_{0m}-a)(a+d-l_{0m}) C_{rm} \right] \dot{\psi} / V - \left[(a+d) C_f + \sum_{m=1}^p (a+d-l_{0m}) C_{rm} \right] \psi = (a+d) C_f \delta \\
 & - \left(M_k c_k + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k \right) \ddot{Y} - \left(\sum_{m=1}^{q_k} l_{km} C_{km} + f_k \sum_{i=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \dot{Y} / V + \left[I_k + M_k c_k \left(d + \sum_{i=1}^{k-1} f_i + c_k \right) + \sum_{j=k+1}^n M_j \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + c_j \right) \right] \ddot{\psi} \\
 & + \left[\sum_{m=1}^{q_k} l_{km} \left(d + \sum_{i=1}^{k-1} f_i + l_{km} \right) C_{km} + f_k \sum_{j=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_j} \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + l_{jm} \right) C_{jm} \right] \dot{\psi} / V + \left(\sum_{m=1}^{q_k} l_{km} C_{km} + f_k \sum_{i=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \psi \\
 & + \sum_{j=1}^{k-1} \left(M_k c_k + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k \right) f_j \ddot{\gamma}_j + \left(I_k + M_k c_k^2 + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k^2 \right) \ddot{\gamma}_k + \sum_{j=k+1}^n \left(M_j c_j + \sum_{i=j+1}^n M_i f_j \right) f_k \ddot{\gamma}_j \\
 & + \sum_{j=1}^{k-1} \left(\sum_{m=1}^{q_k} l_{km} C_{km} + f_k \sum_{i=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) f_j \dot{\gamma}_j / V + \left(\sum_{m=1}^{q_k} l_{km}^2 C_{km} + f_k^2 \sum_{i=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \dot{\gamma}_k / V + f_k \sum_{j=k+1}^n \left(\sum_{m=1}^{q_j} l_{jm} C_{jm} + f_j \sum_{i=j+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \right) \dot{\gamma}_j / V \\
 & + \sum_{m=1}^{q_k} l_{km} C_{km} \gamma_k + f_k \sum_{i=k+1}^n \sum_{m=1}^{q_i} C_{im} \gamma_i = 0
 \end{aligned} \quad (2-2)$$

$$\begin{aligned}
\beta &= \dot{Y}/V - \psi \\
\beta_f &= \delta - \beta - ar/V \\
\beta_{rm} &= -\beta + (l_{0m} - a)r/V \\
\beta_{km} &= -\beta + \left(d + \sum_{i=1}^{k-1} f_i + l_{km} \right) r/V + \sum_{i=1}^{k-1} f_i \dot{\gamma}_i / V + l_{km} \dot{\gamma}_k / V + \gamma_k
\end{aligned} \tag{2-4}$$

付録 3 複数軸を 1 軸の仮想軸に変換した多軸・多重連結車両の運動方程式（路面固定座標系）

$$\begin{aligned}
& \left(M + \sum_{i=1}^n M_i \right) \ddot{Y} + \left(C_f + C_r + \sum_{i=1}^n C_i \right) \dot{Y}/V \\
& - \sum_{j=1}^n M_j \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + c_j \right) \ddot{\psi} + \left[aC_f - bC_r - \sum_{j=1}^n \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + l_j \right) C_j \right] \dot{\psi}/V - \left(C_f + C_r + \sum_{i=1}^n C_i \right) \psi \\
& - \sum_{j=1}^n \left(M_j c_j + \sum_{i=j+1}^n M_i f_j \right) \ddot{\gamma}_j - \sum_{j=1}^n \left(l_j C_j + f_j \sum_{i=j+1}^n C_i \right) \dot{\gamma}_j / V - \sum_{j=1}^n C_j \gamma_j = C_f \delta
\end{aligned} \tag{3-1}$$

$$\begin{aligned}
& Md\ddot{Y} + [(a+d)C_f + (d-b)C_r] \dot{Y}/V \\
& + I\ddot{\psi} + [a(a+d)C_f - b(d-b)C_r + AC_r] \dot{\psi}/V - [(a+d)C_f + (d-b)C_r] \psi = (a+d)C_f \delta
\end{aligned} \tag{3-2}$$

$$\begin{aligned}
& - \left(M_k c_k + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k \right) \ddot{Y} - \left(l_k C_k + f_k \sum_{i=k+1}^n C_i \right) \dot{Y}/V + \left[I_k + M_k c_k \left(d + \sum_{i=1}^{k-1} f_i + c_k \right) + \sum_{j=k+1}^n M_j \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + c_j \right) f_k \right] \ddot{\psi} \\
& + \left[l_k \left(d + \sum_{i=1}^{k-1} f_i + l_k \right) C_k + B_k C_k + f_k \sum_{j=k+1}^n \left(d + \sum_{i=1}^{j-1} f_i + l_j \right) C_j \right] \dot{\psi}/V + \left(l_k C_k + f_k \sum_{i=k+1}^n C_i \right) \psi \\
& + \sum_{j=1}^{k-1} \left(M_k c_k + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k \right) f_j \ddot{\gamma}_j + \left(I_k + M_k c_k^2 + \sum_{i=k+1}^n M_i f_k^2 \right) \dot{\gamma}_k + \sum_{j=k+1}^n \left(M_j c_j + \sum_{i=j+1}^n M_i f_j \right) f_k \ddot{\gamma}_j \\
& + \sum_{j=1}^{k-1} \left(l_k C_k + f_k \sum_{i=k+1}^n C_i \right) f_j \dot{\gamma}_j / V + \left(l_k^2 C_k + B_k C_k + f_k^2 \sum_{i=k+1}^n C_i \right) \dot{\gamma}_k / V + f_k \sum_{j=k+1}^n \left(l_j C_j + f_j \sum_{i=j+1}^n C_i \right) \dot{\gamma}_j / V \\
& + l_k C_k \gamma_k + f_k \sum_{i=k+1}^n C_i \gamma_i = 0
\end{aligned} \tag{3-3}$$

ここで,

$$A = \sum_{m=1}^p (l_{0m}^2 - l^2) / p$$

$$B_k = \sum_{m=1}^{q_k} (l_{km}^2 - l_k^2) / q_k$$

付録 4 計算に使用した車両諸元（最大積載状態）

(1) I型のトラクタ・ダブルストレーラ（トラクタ・セミトレーラ・セミトレーラ）

$$\begin{aligned}
a &= 1.167\text{m}, b = 2.333\text{m}, c_1 = 2.853\text{m}, c_2 = 3.669\text{m}, d = 1.983\text{m}, f_1 = 6.000\text{m}, \\
l &= 3.500\text{m}, l_1 = 5.300\text{m}, l_2 = 5.300\text{m}, M = 6000\text{kg}, M_1 = 13000\text{kg}, M_2 = 13000\text{kg}, \\
I &= 19600\text{kgm}^2, I_1 = 68600\text{kgm}^2, I_2 = 58800\text{kgm}^2, \\
C_f &= 186\text{kN/rad}, C_r = 332\text{kN/rad}, C_1 = 405\text{kN/rad}, C_2 = 370\text{kN/rad}
\end{aligned}$$

(2) II型のトラクタ・ダブルストレーラ（トラクタ・セミトレーラ・フルトレーラ）

$$\begin{aligned}
 a &= 1.122\text{m}, b = 2.078\text{m}, c_1 = 2.866\text{m}, c_2 = 1.800\text{m}, c_3 = 2.866\text{m}, d = 1.778\text{m}, f_1 = 6.200\text{m}, f_2 = 2.000\text{m}, \\
 l &= 3.200\text{m}, l_1 = 5.400\text{m}, l_2 = 2.000\text{m}, l_3 = 5.400\text{m}, M = 5700\text{kg}, M_1 = 13000\text{kg}, M_2 = 1000\text{kg}, M_3 = 13000\text{kg}, \\
 I &= 14700\text{kgm}^2, I_1 = 67200\text{kgm}^2, I_2 = 686\text{kgm}^2, I_3 = 67200\text{kgm}^2, \\
 C_f &= 181\text{kN/rad}, C_r = 344\text{kN/rad}, C_1 = 333\text{kN/rad}, C_2 = 333\text{kN/rad}, C_3 = 331\text{kN/rad}
 \end{aligned}$$

(3) トラクタ・セミトレーラ

$$\begin{aligned}
 a &= 2.133\text{m}, b = 1.867\text{m}, c = 4.556\text{m}, d = 1.667\text{m}, l = 4.000\text{m}, l_1 = 8.200\text{m}, \\
 M &= 7500\text{kg}, M_1 = 27000\text{kg}, I = 29400\text{kgm}^2, I_1 = 254800\text{kgm}^2, \\
 C_f &= 178\text{kN/rad}, C_r = 695\text{kN/rad}, C_1 = 687\text{kN/rad}
 \end{aligned}$$

(4) トラック・フルトレーラ

$$\begin{aligned}
 a &= 3.310\text{m}, b = 1.490\text{m}, c_1 = 2.500\text{m}, c_2 = 2.059\text{m}, d = 3.290\text{m}, f_1 = 2.500\text{m}, \\
 l &= 4.800\text{m}, l_1 = 2.500\text{m}, l_2 = 3.500\text{m}, M = 14500\text{kg}, M_1 = 1000\text{kg}, M_2 = 8500\text{kg}, \\
 I &= 78400\text{kgm}^2, I_1 = 588\text{kgm}^2, I_2 = 24500\text{kgm}^2, \\
 C_f &= 185\text{kN/rad}, C_r = 385\text{kN/rad}, C_1 = 185\text{kN/rad}, C_2 = 193\text{kN/rad}
 \end{aligned}$$

文 献

- (1) 青木章, 丸茂喜高, 景山一郎, “多軸・多重連結車両の方向安定性解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 771 (2010), pp. 2993-3001.
- (2) Mallikajunarao, C. and Fancher, P., "Analysis of the Directional Response Characteristics of Double Tankers", *SAE Transactions*, *SAE Paper 781064*, Vol. 87 (1978).
- (3) Ervin, R.D. and MacCdam, C.C., "The Dynamic Response of Multiply-Articulated Truck Combinations to Steering Input", *SAE Paper 820973* (1982).
- (4) Winkler, C.B., Nisonger, R.L. and Ervin, R.D., "Testing the Michigan Double-Bottom Tanker", *SAE Transactions*, *SAE Paper 781066*, Vol. 87 (1978).
- (5) 齊藤安, 森慎吾, 青木章, “連結車両の操縦性安定性について (第2報)”, 自動車技術会学術講演会前刷集 44 年春, 1969, pp. 137-145.
- (6) 本田英美, “連結車の安全性”, 自動車技術, Vol. 25, No. 4, 1971, pp. 442-449.
- (7) 青木章, 丸茂喜高, 景山一郎, “多重連結車両の方向安定性と操縦性に関する基本特性”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 760 (2009), pp. 3152-3159.