

連結車両の高速走行時における安定化

森 和典*

Stability Analysis of Articulated Vehicles at High Speed

Kazunori MORI

Synopsis

In a tractor-trailer combination, improving the stability at high speeds is expected all the more. For such purpose, a method is proposed which uses the suspension system of the trailer in providing understeering characteristics and the viscous rotary damper on a hitch point. It is confirmed by the theoretical analysis that the method is effective for improving the stability.

1. 緒 言

連結車両は、車速の増加に伴い、走行安定性が低下することで知られており⁽¹⁾⁽²⁾、トラクタ部の操縦性・安定性をできる限り変化させずに、トレーラ部を安定させる現実的な方法を見出すことが望まれている。これまでに、トレーラ部の車両諸元のうち重心位置やホイールベースが安定性に大きく寄与することが明らかにされているが、実際的な使用条件等を考慮すると必ずしも大きな効果は期待できない。また、安定化装置として、連結点にダンパ要素を付加する方法、トレーラ部の車輪に微分ハンドル付加の操舵系を設けてアクティブコントロールにより安定化を図ろうとする方法等が提案されている。さらに、連結点とトレーラ部操舵系とをリンク機構で結合した装置で、外部動力を必要とせずに微分ハンドル操舵系に近い効果を得られるとの報告もある⁽³⁾。しかし、こうした方法は実車への適用を考えた場合、搭載性、重量、信頼性、製造コスト等の課題があるように思われる。

そこで本研究では、乗用車の操安性向上の一手法として考案された後輪懸架装置のステア特性の改善法⁽⁴⁾⁽⁵⁾をトレーラ部懸架装置に適用して連結車両系の安定化を図る方法を提案し、連結点にロータリ式ダンパ要素を付加する方法と組み合わせたときの効果も併せ、理論解析により明らかにする。この方法は、リンク機構式安定化装

置と同様の効果を得られる上に、リンク類が不用で搭載性、重量的にも有利となる。さらにトレーラ部懸架系ステア特性とダンパ要素の特性を独立して変えることも可能となり、性能設定の自由度が増えるなど、より実現性が高い方法と考えられる。

2. 記 号

ここでは次のような記号を用いる。

m_1, m_2 : トラクタ, トレーラの質量 {105.9, 53.6 kg}
 I_1, I_2 : トラクタ, トレーラのヨー慣性モーメント {153.8, 82.1 kgm²}
 l_1, l_2 : トラクタ, トレーラのホイールベース
 a_1, b_1 : トラクタの前, 後軸～重心間距離 {1.13, 1.34 m}
 a_2, b_2 : トレーラの連結点～重心, 重心～後軸間距離 {2.26, 0.22 m}
 l' : トラクタの重心～トレーラの連結点間距離 {2.27 m}
 α, α' : トラクタ, トレーラの重心位置における横加速度
 $\beta_1, \beta_2, \beta_3$: トラクタの前, 後輪およびトレーラ部車輪のタイヤスリップ角
 β, β' : トラクタ, トレーラの重心位置における車体スリップ角
 v, v' : トラクタ, トレーラ的車速
 v_x, v_y : トラクタの x, y 方向の速度
 v'_x, v'_y : トレーラの x', y' 方向の速度

* 交通機械工学科
平成5年9月30日受理

- ω, ω' : トラクタ, トレーラのヨーレイト
- ϕ : 相対ヨー角
- δ, θ : トラクタの前輪操舵角, ハンドル操舵角
- N : ステアリング O.A. ギヤ比 {20.0}
- δ_t : トレーラ部車輪のステア角
- F_x, F_y : x, y 方向の連結力
- F_1, F_2, F_3 : 各車輪に作用するコーナリングフォース
- K_1, K_2, K_3 : 各車輪のタイヤコーナリングパワー {30.3, 42.3, 36.5 kN/rad}
- K'_3 : トレーラ部車輪の等価コーナリングパワー
- M_s : 連結点のダンパ要素による回転モーメント
- C_d : ダンパ要素の減衰係数
- C_{s3} : トレーラ部車輪の横力コンプライアンスステア係数
- C_R, C_{R3} : トレーラ部車輪の単位横加速度当りのロールステア角, トレーラ部車輪のロールステア率
- K_R : トレーラのロール率 {0.0611 rad/0.5 G}
- s : ラプラス記号

3. 解 析

3. 1 車両モデル

連結車両の走行運動は、平面座標系における線形解析により十分に把握できることが示されている⁽⁶⁾。本論では、この平面座標系の車両モデルにトレーラ部懸架装置のステア角特性と連結点のダンパ要素を付加する。また旋回半径に比べてトレッドが小さいため左右輪を一輪として車体中心線上におき、連結車両としては3輪モデルで考える。解析に使用した車両モデルを図1に示す。

3. 2 運動方程式

一般的に緩やかな車速の変化まで考慮すると、運動方程式は以下ようになる⁽⁷⁾。

トラクタ部

$$m_1(\dot{v}_x - v_y\omega) = -F_1 \sin(\delta - \beta_1) + F_2 \sin \beta_2 + F_x \quad (1, a)$$

$$m_1(\dot{v}_y - v_x\omega) = -F_1 \cos(\delta - \beta_1) + F_2 \cos \beta_2 + F_y \quad (1, b)$$

$$I_1\dot{\omega} = a_1F_1 \cos(\delta - \beta_1) - b_1F_2 \cos \beta_2 - \ell F_y - M_s \quad (1, c)$$

トレーラ部

$$m_2(\dot{v}'_x - v'_y\omega') = F_3 \sin \beta_3 - F_x \cos \phi + F_y \sin \phi \quad (2, a)$$

$$m_2(\dot{v}'_y - v'_x\omega') = F_3 \cos \beta_3 - F_x \sin \phi - F_y \cos \phi \quad (2, b)$$

$$I_2\dot{\omega}' = -b_2F_3 \cos \beta_3 - a_2(F_x \sin \phi + F_y \cos \phi) - M_s \quad (2, c)$$

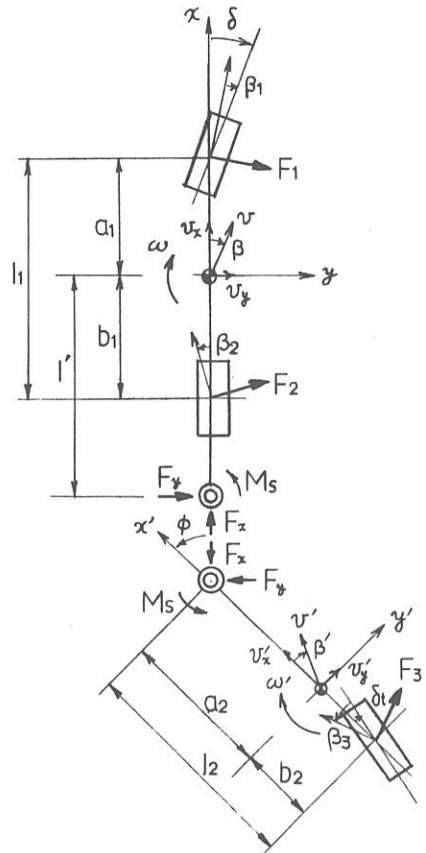


図1 車両モデル

タイヤのスリップ角

$$\beta_1 = \delta - \beta - \frac{a_1}{v_x} \omega$$

$$\beta_2 = -\beta + \frac{b_1}{v_x} \omega \quad (3)$$

$$\beta_3 = -\beta' + \frac{b_2}{v'_x} \omega'$$

コーナリングフォース

$$F_1 = K_1\beta_1$$

$$F_2 = K_2\beta_2 \quad (4)$$

$$F_3 = K_3\beta_3$$

車体のスリップ角

$$\beta = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x} - \frac{v_y}{v_x} \omega$$

$$\beta' = \tan^{-1} \frac{v'_y}{v'_x} - \frac{v'_y}{v'_x} \omega' \quad (5)$$

連結点での拘束条件

$$\begin{aligned} \dot{v}_x' &= v_x \cos \phi - (v_y - \ell \omega) \sin \phi \\ \dot{v}_y' + a_2 \dot{\omega}' &= v_x \sin \phi + (v_y - \ell \omega) \cos \phi \\ \dot{\phi}' &= \omega - \omega' \end{aligned} \quad (6)$$

さらに、トレーラ部懸架装置のステア角特性と連結点のダンパ要素による回転モーメントは

$$\delta_t = C_{s3} F_3 + C_R \alpha' \quad (7)$$

$$M_s = C_d \dot{\phi}' \quad (8)$$

ただし $\alpha' = \dot{v}_y' + v_x' \omega'$

解析モデルには車体のロールを考慮できない平面モデルを使用したため、ロールステア角は直接求められない。そこで、トレーラのローリング運動はトラクタ側の運動の影響を受けないと仮定し、0.5 Gの横Gが作用した時のロール角（ロール率）が判っているものとする

$$C_R = C_{R3} \cdot \frac{1}{100} K_R \cdot \frac{1}{0.5} \cdot \frac{\pi}{180} \quad (9)$$

で与えられる。

また横力コンプライアンスステアを考慮したトレーラ部車輪の等価コーナリングパワーは次のように表すことができる。

$$K_3' = \frac{K_3}{1 - C_{s3} K_3} \quad (10)$$

ここでは、定速走行状態を考え $\dot{v}_x = 0$ とし、微小項の2次以上は無視できるものとして0とすると、式(1), (2)は簡単にまとめられて

$$m_1 v (\dot{\beta} + \omega) = F_1 + F_2 + F_y \quad (11, a)$$

$$I_1 \dot{\omega} = a_1 F_1 - b_1 F_2 - \ell F_y - C_d \dot{\phi}' \quad (11, b)$$

$$m_2 \alpha' = F_3 - F_y \quad (11, c)$$

$$I_2 (\dot{\omega} - \dot{\phi}') = -b_2 F_3 - a_2 F_y - C_d \dot{\phi}' \quad (11, d)$$

となる。

ただし

$$\alpha' = a_2 \ddot{\phi}' + v \dot{\beta}' - (a_2 + \ell) \dot{\omega} + v \omega$$

式(11, c)の F_y を式(11, a) (11, b)に、また式(11, a)の F_y を式(11, d)にそれぞれ代入して3式を得る。さらに、これらに式(3)~(10)を代入して、ラプラス変換を行い、整理すると次のマトリックスで表すことができる。

$$\begin{bmatrix} a_{12}s^2 + a_{11}s + a_{10} & a_{21}s + a_{20} & a_{31}s + a_{30} \\ b_{12}s^2 + b_{11}s + b_{10} & b_{21}s + b_{20} & b_{31}s + b_{30} \\ c_{12}s^2 + c_{11}s + c_{10} & c_{21}s + c_{20} & c_{31}s + c_{30} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi \\ \beta \\ \omega \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{40} \\ b_{40} \\ c_{40} \end{bmatrix} \delta \quad (12)$$

マトリックス中の各係数は表1に示す。

3. 3 特性方程式

式(12)の左辺の 3×3 マトリックスを A とすると、連結車両運動系の特性方程式は $\det A = 0$ で与えられる。これを展開すれば、 s に関して4次の方程式になり特性根は解析的に求めることができる。

4. 計算と考察

文献(1)に示されているように乗用車・トレーラ系が高速走行時に最も安定性が低いため、この系を対象に解析を進める。なお計算には文献(7)の車両諸元を使用する。

前章で述べた安定化要素を付加していない連結車両を基準状態にして、その車速変化における根軌跡を図2に示す。図中の卓越根でありトレーラの応答を主に表現する根（トレーラ根）は、車速100 km/h付近で虚軸近傍となり、さらに速度を上げていくと不安定領域に入る。そこで本論では車速を80 km/hに固定し、安定化要素により、この状態の安定度がどのように変化するかを検討する。そのために、根軌跡とステアリング操舵に対する車

表1 マトリックス中の係数

添字	a	b	c
12	$a_2(m_2 - K_3' C_R)$	$a_2 \ell (m_2 - K_3' C_R)$	$I_2 - a_2 b_2 K_3' C_R$
11	$K_3' \ell_2 / v$	$K_3' \ell_2 \ell / v - C_d$	$K_3' \ell_2 b_2 / v - C_d$
10	K_3'	$K_3' \ell'$	$K_3' b_2$
21	$(m_1 + m_2 - K_3' C_R) v$	$(m_2 - K_3' C_R) \ell' v$	$b_2 K_3' C_R v - m_1 v a_2$
20	$K_1 + K_2 + K_3'$	$K_2 b_1 - K_1 a_1 + K_3' \ell'$	$-a_2 (K_1 + K_2) + K_3' b_2$
31	$-(a_2 + \ell') (m_2 - K_3' C_R)$	$-I_1 - \ell' (a_2 + \ell') (m_2 - K_3' C_R)$	$b_2 (a_2 + \ell') K_3' C_R$
30	$(m_1 + m_2 - K_3' C_R) v$ $+ \{K_1 a_1 - K_2 b_1 - K_3' (\ell_2 + \ell')\} / v$	$\ell' (m_2 - K_3' C_R) v$ $-\{K_1 a_1' + K_2 b_1' + \ell' K_3' (\ell_2 + \ell')\} / v$	$-(b_2 K_3' C_R + a_2 m_1) v$ $+ \{-a_1 a_2 K_1 + a_2 b_1 K_2$ $- b_2 (\ell_2 + \ell') K_3'\} / v$
40	K_1	$-K_1 a_1$	$-K_1 a_2$

両挙動の周波数応答を調べる。

4. 1 懸架系ステア特性改善による安定化効果

トレーラ部懸架系のロールステア (C_{R3}) および横力コンプライアンスステア特性 (C_{s3}) 変化による根軌跡をそれぞれ図3, 4に示す。

図3に示すように、ロールステア率 (ロールステア角とロール角の比) をアンダーステア側 (コーナリングフォース F_3 が増加する方向にステアする: C_{R3} の符号+) に増加させると、トレーラ根の軌跡から、固有振動数は大きくなり、 $C_{R3}=2\%$ で最大固有振動数となることが認められる。また安定度も増加するが、 C_{R3} が5%を越えたあたりでトラクタ根が2実根になり、8%以上にするとトラクタ根の一つが正実根になり系として不安定になる。図4により、横力コンプライアンスステアもロールステアと同様の効果があり、 C_{s3} をアンダーステ

ア側 (符号+) に増加させたとき固有振動数も大きくなり安定度も増加する。しかし、おおむね $C_{s3}=3 \times 10^{-5}$ と過大にとると、やはりトレーラ根の一つが不安定領域に入る。

このように連結車両の安定化の改善にトレーラ部懸架系ステア特性は大きく寄与する。ただし、実際の懸架系設計に際しては C_{R3} と C_{s3} の双方を決定するため、適正值となるように十分な検討を要する。

4. 2 連結部ダンパ要素の安定化効果

比較のため、連結点にダンパ要素を付加した場合の根軌跡を図5に示す。減衰係数 (C_d) の絶対値を増加させるほど安定度が増す。この傾向は既に報告されている結果と一致する。ここではロータリ式のダンパ機構を想定しており、 C_d を大きくすることは機構上の制約を生じることが念頭にいれなくてはならない。そこで前節の手

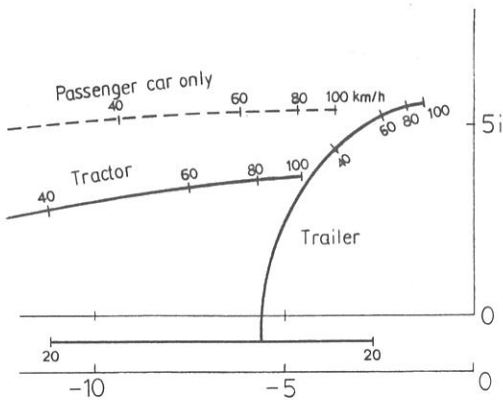


図2 基準トレーラ根軌跡

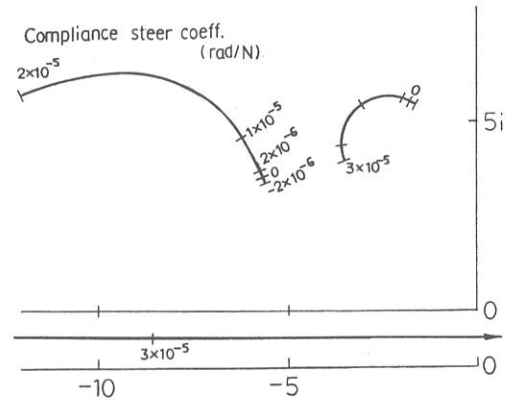


図4 コンプライアンスステア変化根軌跡

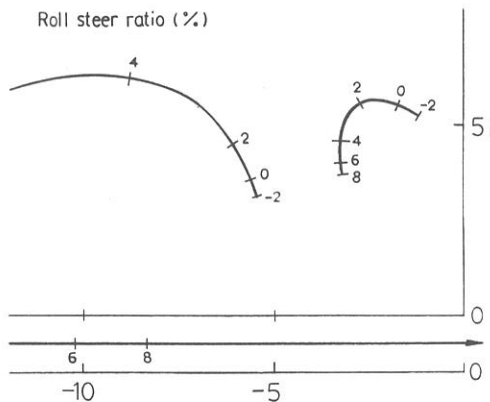


図3 ロールステア変化根軌跡

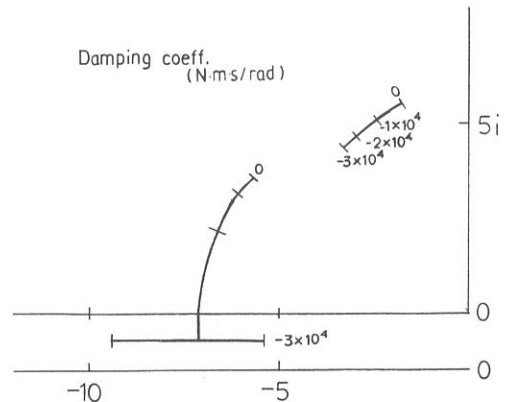


図5 減衰係数変化根軌跡

法と組み合わせて安定化を図ることが考えられる。

4.3 周波数応答

前節では根軌跡により安定度を検討したが、本節ではハンドル操舵入力 $\theta = N\delta$ に対する車両挙動 ω , α , β , ϕ , ω' の周波数応答を検討する。 C_{R3} , C_{S3} を変化させた時の周波数応答をそれぞれ図6, 7に示す。図中実線はゲイン、破線は位相角を表す。

C_{R3} をアンダーステア側に増加させるとトラクタヨーレイトの共振周波数は若干低下するが、ゲインの静動比が小さくなり、減衰性が向上する。また位相遅れも小さい。横加速度ゲインは0.5~1.0 Hz 付近で大きくなり、位相遅れはわずかに増える。また相対ヨー角の減衰性が強くなり、定常ゲインが大きくなるのが特徴的である。さらにトレーラ側のヨーダンピングは向上する。このよう

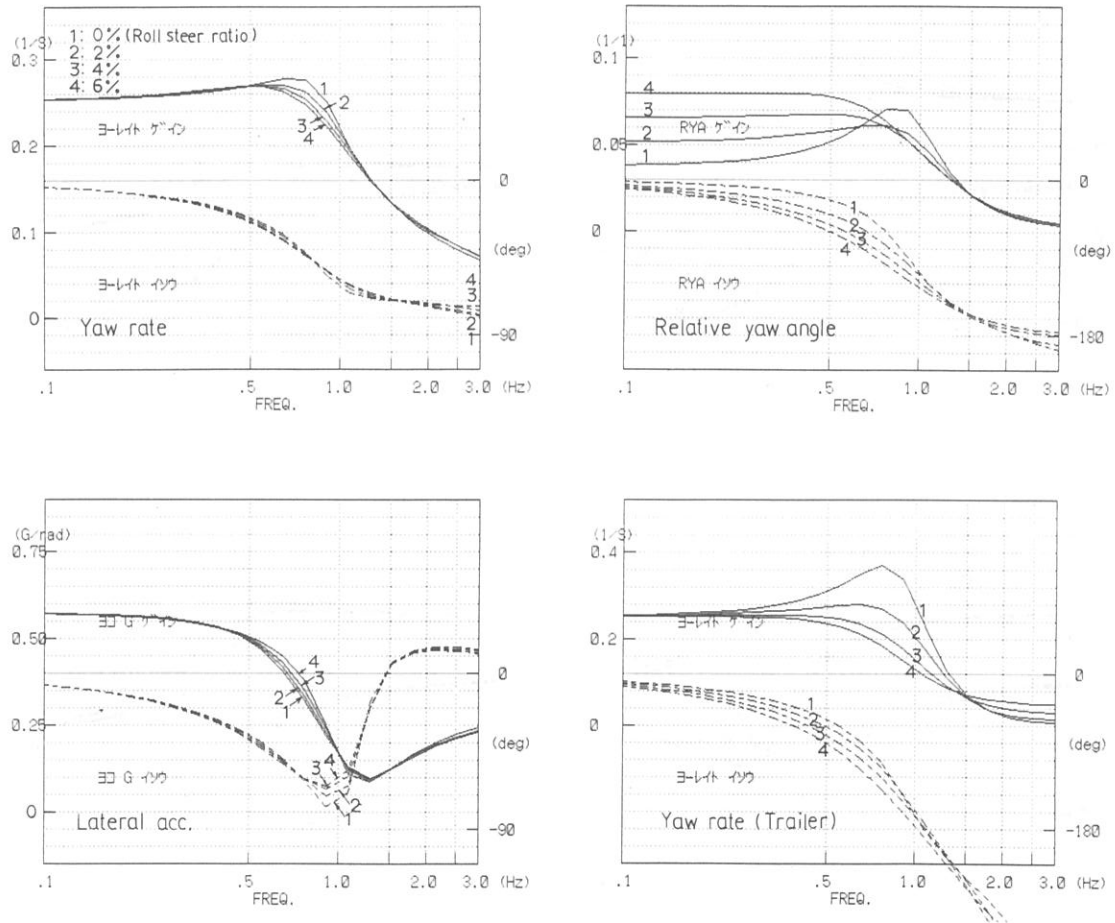


図6 ロールステア変化周波数応答

に計算をおこなった $C_{R3} = 0 \sim 6\%$ の範囲では、総じて基準状態よりトレーラの操舵応答安定性が向上する。 C_d の絶対値を増加させると、トラクタヨーレイト特性は、減衰性が低下し、位相遅れも大きくなるものの横加速度特性は向上する。また相対ヨー角、トレーラヨーレイト特性からもトレーラの振子運動の抑制には効果が大きいことがわかる。

トレーラ部懸架系ステア特性とダンパ要素特性とを組み合わせて使用した場合等について効果の比較を行い、その結果を図8に示す。なお表2は計算に使用した各特性値の比較表である。前節の検討結果を参考にして C_{R3} , C_{s3} , C_d を適当に決めた仕様3や懸架系ステア特性改善のみの仕様2は減衰係数を比較的大きく設定したダンパ要素のみの仕様4とほぼ同様の効果が認められる。

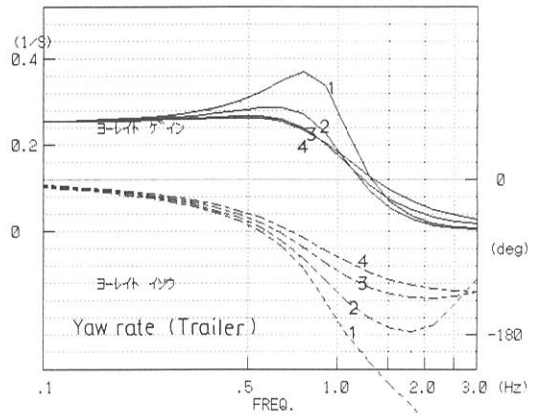
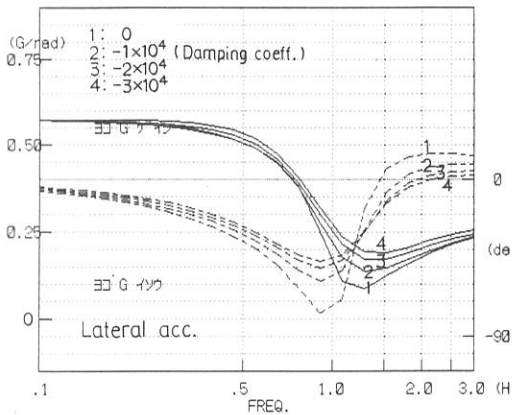
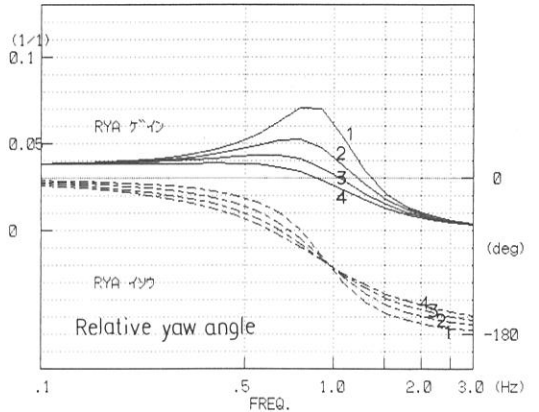
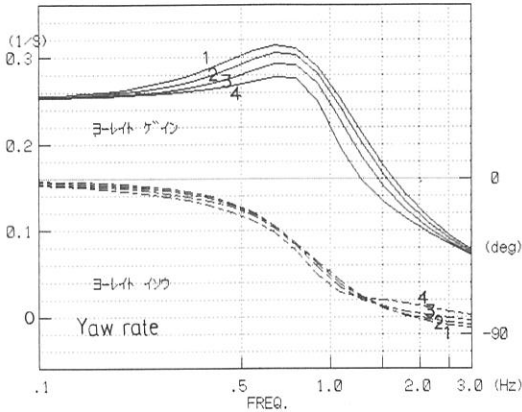
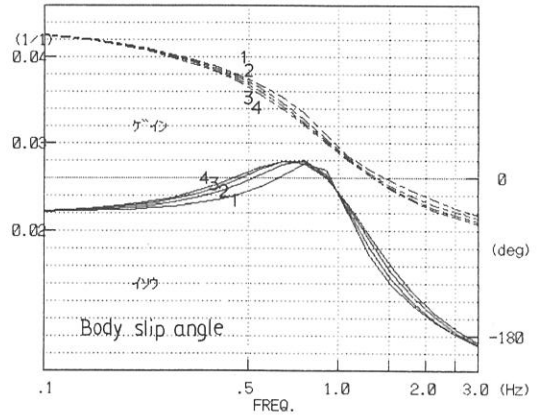


図7 減衰係数変化周波数応答

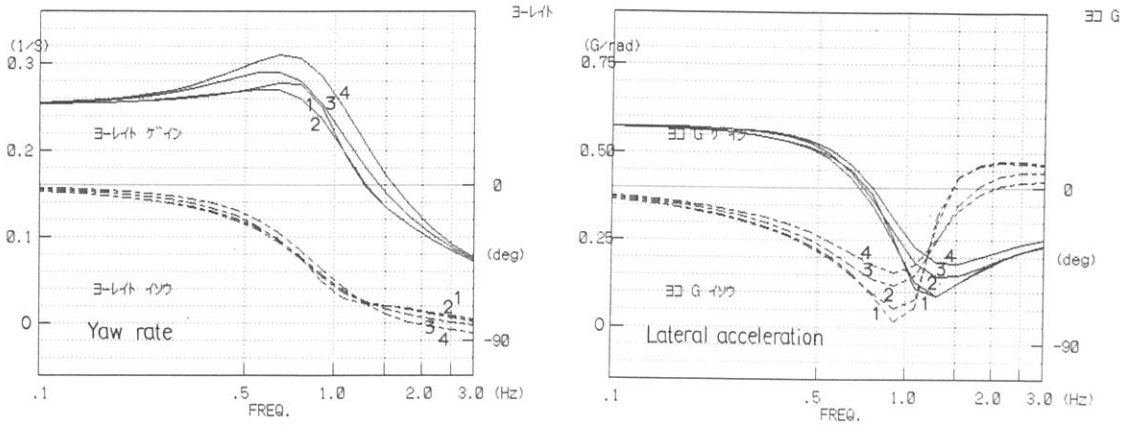


図8 周波数応答

表2 図8の計算に用いた特性値

仕様	C_{s3}	C_{R3}	C_d
1	0	0	0
2	2.0×10^{-6}	2.0	0
3	2.0×10^{-6}	2.0	-1.0×10^4
4	0	0	-2.5×10^4

5. 結 語

本研究では連結車両の安定化向上のためトレーラ部懸架系ステア特性の利用，さらに連結部のダンパ要素との組合せによる方法の提案を行い，その安定性について解析した。その結果，次の結論を得た。

- (1) ロールステアや横力コンプライアンスステアの懸架系ステア特性をアンダーステア側に設定することは安定化向上に効果的である。ただし過大につけると不安定になる可能性がある。
- (2) ダンパ要素の付加は安定化に効果があるが，減衰係数を大きくすると，過渡的な操舵を行った時，トラクタヨーレイトのオーバーシュートが増加する。そこで，上記(1)の手法を組み合わせれば，性能が改善される。なお実際の設計段階では， C_{R3} ， C_{s3} ， C_d を設定する場合，安定判別法等を利用して系の安定性を把握するこ

とが重要である。 C_{R3} ， C_{s3} ， C_d の組み合わせの最適値を求める手法については，今後の検討課題である。さらに実用化のためには，実験による解析結果の妥当性の確認，各種走行条件下における検討等があげられる。

参考文献

- (1) 青木：多重連結車の安定性について，自動車技術，Vol. 29, No. 10 (1975)
- (2) 景山：連結車両の操安性の動向，自動車技術，Vol. 42, No. 3 (1988)
- (3) 景山ほか：連結車両の高速時の安定化について，自動車技術会論文集，No. 40 (1989)
- (4) 芝端ほか：リヤサスペンションのステア特性が操縦性安定性に及ぼす影響，自動車技術会学術講演会前刷集，852115 (1985)
- (5) K Enke: Improvement of the ride/handling compromise by progress in the elasto-kinematic system of wheel suspension, I MechE, C117/83, (1983)
- (6) 景山ほか：連結車両（乗用車・トレーラ系）の安定化に関する研究（第2報），自動車技術会論文集，No. 22 (1981)
- (7) 景山ほか：自動車力学，理工図書，(1984)