

鉄道車両の走行安定性判別のための一手法と操舵性台車設計への応用*

谷藤克也*¹, 道辻洋平*²A Method for Estimation of Railway Vehicle Running Stability
and Its Application to the Design of Self-Steering TruckKatsuya TANIFUJI*³ and Yohei MICHITUJI³ Niigata University, Dept. of Mechanical Engineering,
8050 Ikarashi 2-nocho, Niigata, Niigata, 950-2181 Japan

In the design of railway truck, the axle supporting rigidity is one of the important matters for good running performance. Up to now, the axle supporting rigidity has been selected in the trade-off between running stability and curving performance. This paper deals with a design method for the axle supporting mechanism, which can manage both to secure the running stability and to improve the curving performance. This method utilizes the Bode diagram and makes it possible to evaluate the running performance in the frequency domain. The analytical model of a railway truck is represented as a feedback control system, in which the longitudinal rigidity of the axle supporting mechanism is regarded as the compensator gain. The gain corresponds to the supporting rigidity and it becomes high in the higher frequencies and low in the lower frequencies. An example of the axle supporting mechanism with such frequency characteristics is composed of three elements such as main spring, auxiliary spring and damper. The auxiliary spring and the damper are set in series and placed parallel to the main spring. The effects of the mechanism are shown in the numerical simulation considering track irregularity and the method is confirmed to be available to design the truck with steering ability.

Key Words: Railway, Stability, Forced Vibration, Motion Control, Bode Diagram Curve Negotiation, Steering Truck

1. はじめに

曲線区間が多い在来線に到達時間を短縮するために、曲線通過速度を向上することが重要である。しかし、大幅な曲線通過速度の向上は、同時に遠心力の増大ともなるため、車輪がレールを外軌側に押す力、いわゆる横圧が大きくなり、車輪とレールの摩耗、さらには走行安全などの問題が懸念される。曲線中での横圧を軽減するため、台車に操舵機能を持たせることが検討されている⁽¹⁾。その一つの方法として、輪軸の前後支持剛性を軟らかくし車輪を曲線に沿って曲がりやすくすることが考えられる⁽²⁾。しかし、走行安定性を確保するには、この剛性を硬くすることが望ましく、輪軸支持剛性の選択において走行安定性と曲線通過性能はトレードオフの関係となる⁽³⁾。

本報では、輪軸の前後支持剛性が台車の走行安定性におよぼす影響を調べるために、支持剛性をフィードバックゲインとする補償器を有する制御系に置き換えて検討する。これにより、支持剛性と走行安定性の関

係をこれまで用いてきた固有値解析ではなく、ボード線図を使用して周波数領域で検討することが可能となる。合せて、曲線形状と通過速度で決まる振動数を考慮しながら、曲線通過性能の改善を図ることができ。これらを同時に両立させる設計法とそれを実現する機構の一例を提案し、シミュレーションによって、その有効性を検証する。

記号

本報で使用するおもな記号は以下のとおりである。

- m_t : 台車枠の質量
- m_w : 前・後輪軸の質量
- i_t : 台車枠の慣性半径
- i_w : 前・後輪軸の慣性半径
- J_t : 台車枠の慣性モーメント ($=m_t \cdot i_t^2$)
- J_w : 前・後輪軸の慣性モーメント ($=m_w \cdot i_w^2$)
- k_{wx1} : 前輪軸の前後支持剛性
- k_{wx2} : 後輪軸の前後支持剛性
- k_{wy} : 前・後輪軸の左右剛性
- b : 台車枠からの前後支持ばね取付間隔
- b_0 : 車輪・レール接触点の間隔
- a : 台車中心からの左右ばね取付間隔
- h : 曲線の弧の高さ

* 原稿受付 1999年3月10日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部 (〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。*² 学生員, 新潟大学学生。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

- f_1 : 縦クリープ係数
- f_2 : 横クリープ係数
- r_0 : 車輪半径
- γ : 踏面こう配
- v, V : 台車の走行速度(秒速および時速)
- g : 重力加速度
- G : 軌間
- k_R : レールの有効横剛性
- δ : フランジ遊間
- y_{Ri} : 軌道不整(添字の i は輪軸番号を表す. 以下も同じ)
- R_0 : 円曲線の半径
- L : 緩和曲線長
- C : カント
- F_{Ri} : レール反力
- F_{ct}, F_{cwi} : カントを考慮した遠心力
- R_t, R_{wi} : 台車枠・輪軸の各位置における曲線半径
- x_{wi} : 車輪軸の入口側緩和曲線始端からの距離

2. 解析モデル

2.1 解析モデル 本報で用いる解析モデルは在来線の鉄道車両用台車であり, 台車枠と二つの輪軸から構成されている. これは図1に示すように台車枠の左右動 y_t とヨー ϕ_t , 前・後輪軸の左右動 y_{w1}, y_{w2} とヨー ϕ_{w1}, ϕ_{w2} の6自由度を有する. このモデルの運動方程式は以下のようになる.

台車枠左右動

$$m_t \ddot{y}_t + 2k_{wy}(y_t - y_{w1}) + 2k_{wy}(y_t - y_{w2}) = F_{ct} - 4k_{wy}h \dots\dots\dots (1)$$

台車枠ヨー

$$J_t \ddot{\phi}_t + 2k_{wx1}b^2(\phi_t - \phi_{w1}) + 2k_{wx2}b^2(\phi_t - \phi_{w2}) + 2k_{wy}a(2a\phi_t - y_{w1} + y_{w2})$$

$$= 2ab^2(k_{wx1}/R_{w1} - k_{wx2}/R_{w2}) \dots\dots\dots (2)$$

輪軸左右動

$$m_w \ddot{y}_{wi} - 2k_{wy}(y_t - y_{wi} \pm a\phi_t) + (2f_2/v) \dot{y}_{wi} - 2f_2\phi_{wi} = F_{cwi} + F_{Ri} + 2k_{wy}h \dots\dots\dots (3)$$

輪軸ヨー

$$J_w \ddot{\phi}_{wi} + 2k_{wx}b^2(\phi_{wi} - \phi_t) + (2f_1b_0^2/v) \dot{\phi}_{wi} + (2b_0f_1\gamma/r_0)y_{wi} = \pm 2k_{wi}ab^2/R_{wi} \dots\dots\dots (4)$$

ここで, 輪軸の運動方程式においては, 前輪軸には $i=1$, および土の上号を, 後輪軸には $i=2$, および土の下号を用いる. 本報においては, 線形理論に基づく解析のために, 車輪軸の踏面形状を円すい踏面とし, かつ, クリープ係数を一定値とすることにより, 運動方程式を線形化する. また, 式(1)~(4)の運動方程式における右辺の内容は以下のとおりである⁽⁴⁾.

レール反力

$$F_{Ri} = -k_R(y_{wi} - \delta - y_{Ri}) : [y_{wi} > \delta + y_{Ri}]$$

$$F_{Ri} = 0 : [-\delta + y_{Ri} \leq y_{wi} \leq \delta + y_{Ri}]$$

$$F_{Ri} = -k_R(y_{wi} + \delta - y_{Ri}) : [y_{wi} < -\delta + y_{Ri}] \dots\dots\dots (5)$$

カントを考慮した遠心力

$$F_{ct} = m_t(v^2/R_t - gC/G) \dots\dots\dots (6)$$

$$F_{cwi} = m_w(v^2/R_{wi} - gC/G)$$

緩和曲線中の曲率

$$1/R_{wi} = [\sin(x_{wi}/L - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \dots\dots\dots (7)$$

緩和曲線中のカント

$$C = C_0[\sin(x_{wi}/L - 1/2)\pi + 1]/2 \dots\dots\dots (8)$$

また, 曲線の弧の高さは次式によって表す.

$$h = R_t - \sqrt{R_t^2 - a^2} \dots\dots\dots (9)$$

2.2 状態方程式と制御対象 前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} と速度 V を主体とした, 台車の走行安定性の解析を行うために, まず式(1)~(4)の運動方程式における右辺を零として, 台車がフランジ遊間 δ に制限のない直線を走行している場合を考える. 状態変数を

$$x = [\dot{y}_t, y_t, \dot{\phi}_t, \phi_t, \dot{y}_{w1}, y_{w1}, \dot{\phi}_{w1}, \phi_{w1}, \dot{y}_{w2}, y_{w2}, \dot{\phi}_{w2}, \phi_{w2}]^T$$

とすると, 台車の自由振動は, 次の12行12列の A 行列を用いて, 以下のように表される.

$$\dot{x} = Ax \dots\dots\dots (10)$$

次に, 前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} がこの特性方程式に与える影響をみるため, 以下のように考える. まず, k_{wx1} の値を零, つまり, 台車から前輪軸のばねを取外した状態とする. そのときの状態方程式を, 式(10)の A 行列における要素で, k_{wx1} の値を零とした

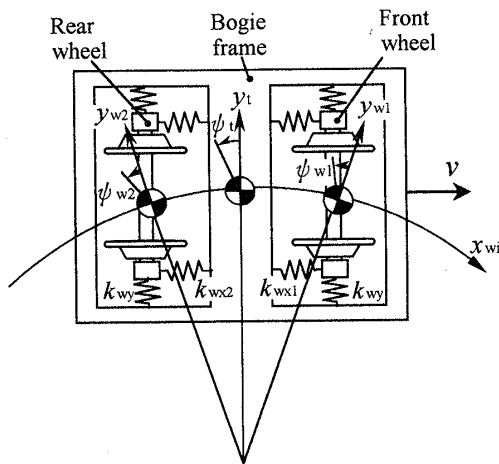


Fig. 1 Analytical model of bogie truck

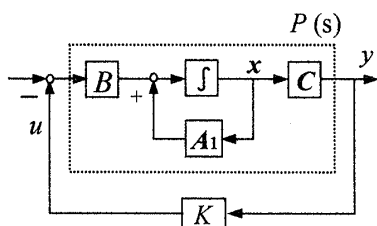


Fig. 2 Block diagram of bogie dynamics as a feed-back control system

行列で A_1 と置く。この前輪軸に前後支持ばねの付いていない台車に対し、 C 行列によって前輪軸と台車枠の相対ヨー角 $w_{w1} - \psi_t$ を検出し、前後支持剛性 k_{wx1} に相当するフィードバックゲイン K による制御力が前輪軸と台車枠間に作用するものとする。これをブロック線図で表したものが図2であり、その状態方程式は以下である。

$$\dot{x} = A_1 x + B u$$

$$y = C x \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで、輪軸への制御信号は $u = -Ky$ であり、 B 行列を介した後、左右二つのアクチュエータからモーメントとして作用する。このときの B , C 行列は次のようになる。

$$B = [0, 0, -2b^2/J_t, 0, 0, 0, 2b^2/J_w, 0, 0, 0, 0]^T$$

$$C = [0, 0, 0, -1, 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0]$$

この状態方程式から、図2の制御対象は次に示す SISO システムの伝達関数として表すことができる。

$$P(s) = C(sI - A_1)^{-1} B \quad \dots\dots\dots (12)$$

この制御系の閉ループ系の特性方程式は以下の形で表すことができる。

$$1 + KP(s) = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

3. 安定性の評価

3.1 制御対象の安定性 制御対象は上で述べたとおり、前輪軸・台車枠間に剛性 k_{wx1} の前後支持ばねがない状態である。そのため、高速になると前輪軸のヨー・モードは不安定となり、そのとき、式(12)の制御対象は二つの不安定な極をもつ。

不安定な制御対象に対して適当なフィードバックゲイン K を選ぶことにより、式(13)で示される特性方程式の特性根を安定なものとするすることができる。それは次に示す開ループ伝達関数

$$G(s) = KP(s) \quad \dots\dots\dots (14)$$

を用いて、ナイキストの安定判別法にもとづいて評価できる⁽⁵⁾。つまり、角周波数 ω の範囲を $-\infty \sim +\infty$ としたとき、不安定極を P 個もつ開ループ伝達関数のベクトル軌跡が $(-1 + j \cdot 0)$ 点を反時計方向に R 回

まわるとする。そのとき $R = P$ が成立すれば制御系の特性根はすべて安定なものとなる。

本報における開ループ伝達関数は速度の増加により二つの不安定な極をもつことは前に述べた。ゆえに、 ω の範囲が半分の $0 \sim +\infty$ において、式(14)のベクトル軌跡が $(-1 + j \cdot 0)$ 点を反時計方向に1回まわるとき、制御系は安定となる。

3.2 評価に用いる諸数値 台車モデルのパラメータとして、以下の基本値を用いる。これは在来線の振り子車両で使われる台車を想定したものである。

$$m_t = 3.6 \text{ t}, m_w = 1.6 \text{ t}$$

$$i_t = 0.78 \text{ m}, i_w = 0.59 \text{ m}$$

$$J_t = m_t \cdot i_t^2 \text{ tm}^2, J_w = m_w \cdot i_w^2 \text{ tm}^2$$

$$k_{wx2} = 5 \times 10^3 \text{ kN/m}, k_{wy} = 10 \times 10^3 \text{ kN/m}$$

$$b = 0.81 \text{ m}, b_0 = 0.6 \text{ m}, a = 1.25 \text{ m}$$

$$f_1 = 1.78 \times 10^3 \text{ kN}, f_2 = 1.51 \times 10^3 \text{ kN}$$

$$r_0 = 0.43 \text{ m}, \gamma = 1/8, G = 1.067 \text{ m}$$

$$\delta = 0.006 \text{ m}, R_0 = 500 \text{ m}, L = 85 \text{ m}$$

$$C_0 = 0.095 \text{ m}, k_k = 19.6 \times 10^3 \text{ kN/m}$$

本報では、前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} に相当するフィードバックゲイン K として以下に示す k_{hard} と k_{soft} の二つの値を用いて比較する。

$$k_{\text{hard}} = 5.0 \times 10^3 \text{ kN/m}$$

$$k_{\text{soft}} = 1.25 \times 10^3 \text{ kN/m}$$

ここで、 k_{hard} は後輪軸の前後支持剛性と同じ値であり、従来形の自己操舵性の小さい台車を代表している。これに対し、 k_{soft} は検討する在来線の最高速度 130 km/h にあつては安定性に対して余裕は小さい(図3参照)ものの、自己操舵性が期待される k_{hard} の 1/4 となるものを考える。

3.3 フィードバックゲイン K の影響 図3(a)は走行速度を $V = 130 \text{ km/h}$ として、フィードバックゲイン K を k_{hard} と k_{soft} として、式(14)で示される開ループ伝達関数のベクトル軌跡を比較したものである。この二つの軌跡は、どちらも $(-1 + j \cdot 0)$ 点をまわっており、ともに安定性を確保していることがわかる。ここで、ゲインの大きい k_{hard} のほうが $(-1 + j \cdot 0)$ 点を大きく回ることが示される。

この二つのベクトル軌跡をボード線図で表したものが図3(b)である。開ループ伝達関数 $KP(s)$ のゲイン線図は、制御対象 $P(s)$ のゲイン線図を $20 \log_{10} K$ dB だけ上方に平行移動したものとなる。一方、位相線図においては K による変化はない。

ここで、図3(a)の二つのベクトル軌跡に着目する。それぞれのゲインが 0 dB である周波数において、ベクトル軌跡は単位円と交差する。つまり、ベクトル軌

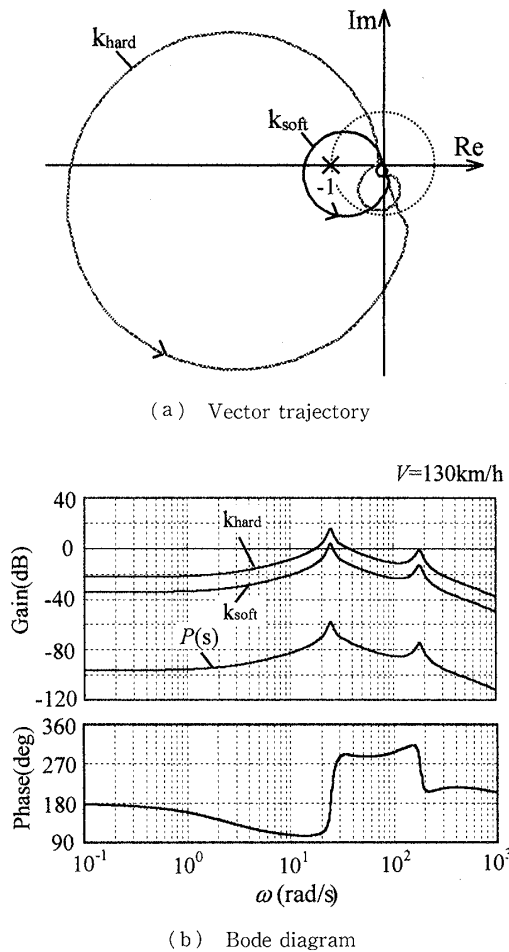


Fig. 3 Effect of axle supporting rigidity as feed-back gain on stability

跡が単位円を抜けて $(-1+j \cdot 0)$ 点のまわりを回っている部分は、ゲイン線図の0 dBを超える1次のピークに対応している。したがって、フィードバックゲイン K を大きくすることにより、ゲインが0 dBを超えるピーク高さを大きくし、安定性を確保すると考えることができる。

3・4 走行速度の影響 次に、自己操舵性を期待したフィードバックゲイン k_{soft} について、走行速度の増加に伴うベクトル軌跡の推移を示したものが図4(a)である。 $V=100$ km/hのベクトル軌跡は、他の二つの速度におけるそれと比較して $(-1+j \cdot 0)$ 点のまわりを大きな余裕をもって回っている。しかし、より高速な二つの速度では、速度の増加によって軌跡は急激に小さくなるのがわかる。特に、 $V=160$ km/hの場合 $(-1+j \cdot 0)$ 点を回っておらず、 k_{soft} のままでは不安定となる。以上のことから、フィードバックゲイン K と前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} を置き換えて考えた場合、 k_{wx1} を大きくすることで安定走行の限界速度を高めることが説明される。

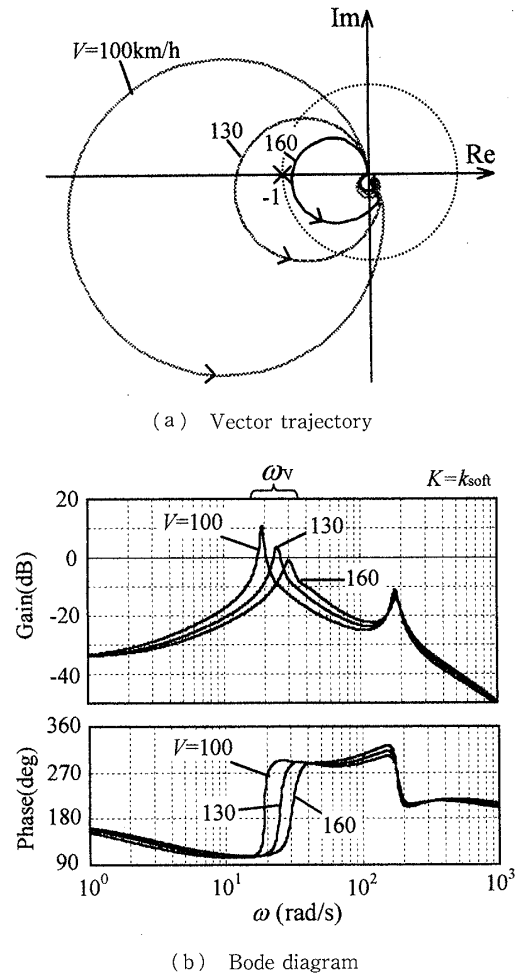


Fig. 4 Effect of running speed on stability

3・3節と同様に、図4(b)は、これらのベクトル軌跡をボード線図で表現したものである。速度の増加ともなると、ベクトル軌跡が小さくなることは、図4で1次のピークが低くなることに対応している。この低下するピークは速度の増加とともに、高周波数側へ移動する傾向にある。これは輪軸の蛇行動波長によって生じる振動数の変化に対応する。

3・5 安定性を確保する周波数域 上で述べたように、走行速度の増加により、ゲイン線図における1次のピークが0 dBより下がることで走行は不安定になる。しかし、フィードバックゲイン K を k_{hard} とすることで、より高速になるまで、ピークを押し上げ、その不安定化を防ぐことができる。このことは、1次のピークに対して、高いフィードバックゲイン k_{hard} が作用するためである。つまり、この安定性確保の指針としては、ゲイン線図で1次のピークが生じる周波数域においてフィードバックゲイン K が k_{hard} となることであり、ここではその周波数域を ω_v と定義することとする。

4. 曲線通過性能との両立

4.1 曲線通過と前後支持剛性 k_{wx1} 3章で述べたとおり、前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} を大きくすることで限界速度が向上する。しかし、この支持剛性を大きくすることは、曲線走行時の自己操舵性を制約する。それにより、輪軸進行方向とレールの接線方向とのなす角、すなわち、アタック角が増大する。アタック角は、曲線通過時に車輪がレールを外軌側に押す力(横圧)を生じさせ、軌道の破壊、さらには走行安全上の問題ともなり得る。このアタック角の低減には、前後支持剛性 k_{wx1} を小さくすることが有効である。このような観点からは、3章で述べた支持剛性 k_{soft} のほうが k_{hard} より望ましい。

本報では、 k_{hard} の走行安定性と k_{soft} の曲線通過性能の両立を図る際に、輪軸の蛇行運動に伴う周波数を高周波数、曲線通過に伴う周波数を低周波数とみなし、支持機構の剛性がそれぞれの周波数に合わせて作用することを考える。すなわち、フィードバックゲイン K を、周波数特性を有する補償器 $K(s)$ で置き換えて、走行安定性と曲線通過性能の両立を図る。

4.2 曲線通過性能を改善する周波数域 曲線通過時のアタック角を減少させるには、前輪軸の前後支持剛性 k_{wx1} を小さくすることが有効である。それは、フィードバック補償器 $K(s)$ のゲインが小さいことに対応する。 $K(s)$ の入力、前輪軸・台車枠間の相対ヨー角 $\phi_{w1} - \phi_t$ である。曲線通過に伴って変動する相対ヨー角の周波数範囲でゲインが小さければ、曲線通過性能の向上が期待できる。そこで、台車が直線から緩和曲線を通して円曲線に至る過程を考える。直線と円曲線を走行しているとき、この相対ヨー角は一定であり、その角速度(周波数)は零である。したがって、式(7)の緩和曲線を通過する際の相対ヨー角 $\phi_{w1} - \phi_t$ の変動は半周期相当と見なすことができるので、その周期は次により表すことができる。

$$T_t = \frac{2L}{v} \dots \dots \dots (15)$$

これにより、緩和曲線通過による前輪軸・台車枠間相対ヨー角の平均的な周波数が得られる。

$$\omega_m = \frac{2\pi}{T_t} \dots \dots \dots (16)$$

この ω_m より低い入力周波数に対して、 $K(s)$ のゲインが k_{soft} となることで、曲線通過性能の向上が図れる。

4.3 支持機構の一例 3章で定義した安定性確保の指針となる周波数域 ω_v に対して高ゲイン k_{hard} ,

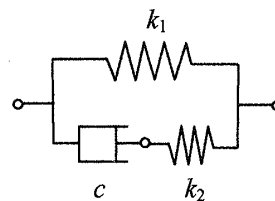


Fig. 5 An example of axle supporting mechanism

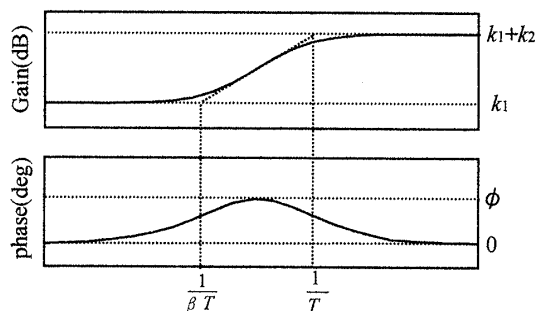


Fig. 6 Bode diagram of axle supporting mechanism as a compensator $K(s)$

4.1節で述べた曲線通過の周波数 ω_m に対して低ゲイン k_{soft} として作用する支持機構の一例を図5に示す。これは、ばね定数 k_1 の主ばね、 k_2 の補助ばね、および減衰係数 c のダンパで構成される機構である。補償器への入力が高周波数の場合、ダンパが固くなることで、主ばねと補助ばねの二つが並列に作用し、高剛性として機能する。一方、入力が低周波数の場合、ダンパの作用が小さくなるため、主ばねのみが低剛性として機能する状態となる。

4.4 支持機構のパラメータ条件 図5の支持機構をフィードバック補償器 $K(s)$ として表すと、次の伝達関数となる。

$$K(s) = \frac{k_1(\beta T_s + 1)}{T_s + 1} \dots \dots \dots (17)$$

ここに、 $\beta = (k_1 + k_2)/k_1$ 、 $T = c/k_2$ である。この機構では、 $\beta > 1$ であるので、これは位相進み補償器の性質を備えている。そのボード線図上の特徴は、 k_1 、 k_2 、 c で定義されるパラメータ β 、 T を用いて図6のように表すことができる。すなわち、 $1/T$ より高い周波数域では高ゲインで位相のずれが小さいものとなっており、これは、剛性 $k_1 + k_2$ のばねの特性を有している。よって、 $K(s)$ が ω_v に対して高ゲイン k_{hard} として作用するためには、 $k_1 + k_2$ を k_{hard} に一致させた上で、次の式により実現できる。

$$\frac{1}{T} < \omega_v \dots \dots \dots (18)$$

一方、 $K(s)$ は $1/\beta T$ より低い周波数域では低ゲインとなり、剛性 k_1 のばねの特性を有する。よって、

ω_m に対して低ゲイン k_{soft} として作用するためには、 k_1 を k_{soft} に一致させた上で、次の式により実現できる。

$$\frac{1}{\beta T} > \omega_m \dots\dots\dots (19)$$

4.5 支持パラメータの設計 上で $k_1 + k_2 = k_{hard}$, $k_1 = k_{soft}$ とすることにより、 $K(s)$ の要素の中で k_1 と k_2 が決定する。よって、残りの要素であるダンパの減衰係数 c は、式(18), (19)の右辺の周波数を決定することでその範囲が決まる。そこで、検討する最高速度の $V=130$ km/h における走行安定性確保と曲線通過を考える。 ω_v は、図7に示すような、その速度における制御対象 $P(s)$ のボード線図から判断することができ、この場合、図7(b)から、 $\omega_v=23$ rad/s と読みとることができる。また、緩和曲線長 $L=85$ m を用いて、式(16)より $\omega_m=1.33$ rad/s となる。これにより、式(18), (19)の両方の条件を満たす減衰係数 c の範囲は、図7(a)に示すように、およそ $c=200\sim 700$ kN・s/m となる。ここで、式(18), (19)の両方を十分に満たす値として、 $c=500$ kN・s/m を選択する。図7(b)は、この $K(s)$ と k_{hard} を用いた開ループ伝達関数 $G_1(s)=K(s)P(s)$, および、 $G_2(s)=k_{hard}P(s)$ を比較している。ここでは、1次のピーク高さがよく一

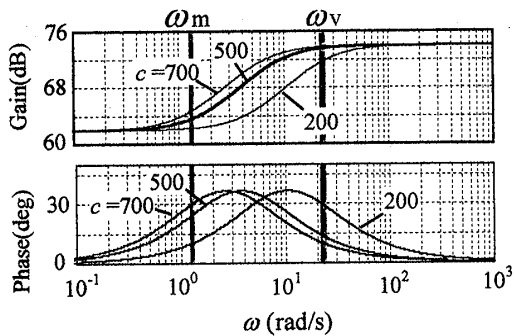
致していることから、 $K(s)$ は、 k_{hard} と同程度の走行安定性を期待できる。

5. シミュレーションによる検証

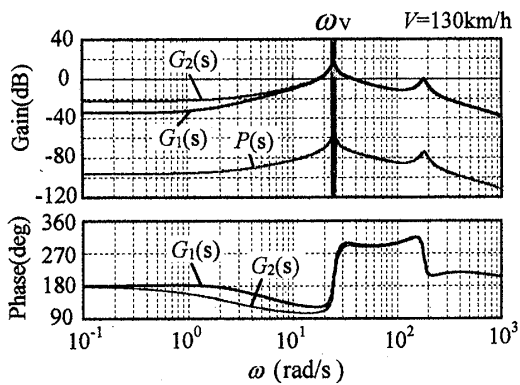
式(1)~(4)で表される台車モデル、および前軸の前後支持部を図5の機構に置換したモデルを用い、曲線通過と軌道不整のある直線走行のシミュレーションを行う。シミュレーションにはブロック線図入力が可能なのは用ソフトウェアである SIMULINK[®]を用いる。計算には Dormand-Prince 数値積分法を用い、刻み時間設定を自動可変刻みとする。

5.1 曲線通過性能 図8は、軌道不整のない曲線を通過する際のアタック角を比較したものである。曲線半径を 500 m, 緩和曲線長を 85 m とし、走行速度 130 km/h は普通列車に対する基本速度プラス 45 km/h に相当する。前輪軸支持剛性をそれぞれ k_{hard} , k_{soft} , $K(s)$ とした場合の前輪軸のアタック角を比較したものである。 $K(s)$ については、式(19)の曲線通過のパラメータ条件を満たす場合と満たさない場合についても比較を行う。パラメータ条件を満たすもの $K_1(s)$ が前章で選択した減衰係数 $c=500$ kN・s/m を、条件を満たさないもの $K_2(s)$ が $c=2000$ kN・s/m のダンパを有するものとする。

図示されるように、 k_{hard} の場合のアタック角は、 k_{soft} のそれと比較して曲線通過時に大きな値をとる。次に、 $K_1(s)$ で $c=500$ kN・s/m の場合では、全体にわたり k_{soft} とよく一致する。しかし、 $K_2(s)$ で $c=2000$ kN・s/m の場合は、緩和曲線通過時にアタック角が大きくなる。これは、減衰係数 c を大きくしたことで、緩和曲線を通過する際の周波数に対し、 $K_2(s)$ が高ゲインとなるためである。



(a) Choice of damping coefficient c



(b) Effect of feed-back gain on peak height at ω_v

Fig. 7 Design of feed-back compensator

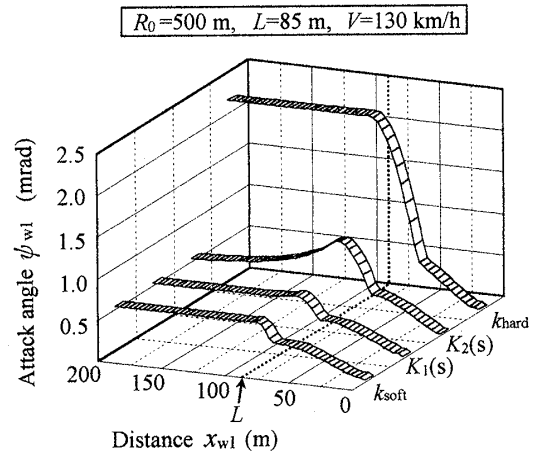


Fig. 8 Comparison of curving behavior among examined axle supporting rigidities

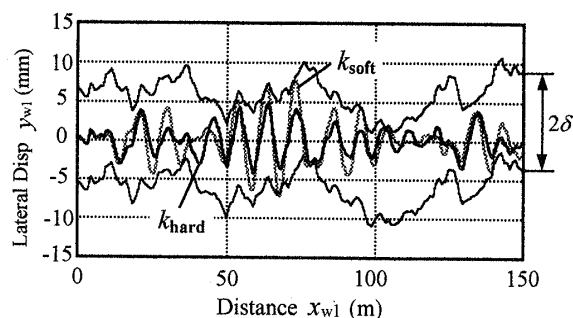
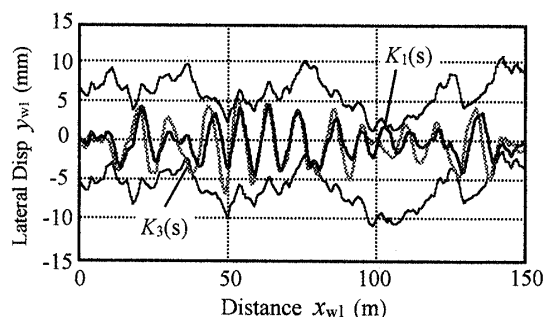
(a) Comparison between k_{hard} and k_{soft} (b) Comparison between $K_1(s)$ with $c=500 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ and $K_3(s)$ with $c=100 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$

Fig. 9 Running stability of examined axle supporting rigidities

5・2 走行安定性 図9は、軌道不整のある直線を、速度 130 km/h で台車が走行する際の前輪軸左右動変位 y_{wl} である。フランジ遊間を $\delta=6 \text{ mm}$ として、軌道不整のグラフを合わせて示している。この不整は在来線の「よい不整」⁽⁷⁾ に相当する通り狂い PSD から生成したものである。

図9(a)は、前輪軸の前後支持剛性が k_{hard} と k_{soft} の場合について比較したものである。この走行速度において、 k_{soft} では安定性の余裕が少ないことから、左右動変位が大きくなり、フランジ接触も頻繁に発生している。しかし、 k_{hard} の場合は振幅が小さく、より安定であることがわかる。

図9(b)は、 $K(s)$ で代表される支持機構を備えた台車の場合である。ここでは、式(18)の走行安定性のパラメータ条件を満たす場合として、曲線通過のシミュレーションでも使用した減衰係数 $c=500 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ の $K_1(s)$ 、満たさない場合として、 $c=100 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ の $K_3(s)$ を比較している。まず、 $c=500 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ の場合には、図9(a)の k_{hard} と同程度の振幅となり、波形もそれに似たものとなっている。しかし、 $c=100 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ の場合には、左右動変位が大きくなり、フランジ接触も頻繁に発生している。この理由は、減衰係数を小さくすることで、車輪軸の蛇行運動の周波数に対して、 $K_3(s)$ が低ゲインとなるためである。

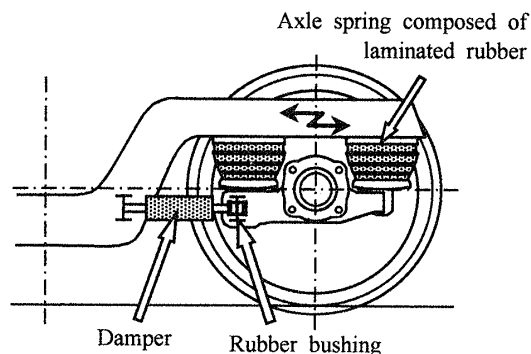


Fig. 10 Actual example of axle supporting mechanism

以上のことから、5・1節のパラメータ設計手順に基づいて決定した減衰係数 $c=500 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$ を $K(s)$ に用いることにより、 k_{hard} による走行安定性と k_{soft} による曲線通過性能の両立が可能となることが検証される。

5・3 輪軸支持機構の具体例 5・2節で検討した補償器 $K(s)$ を実現する輪軸支持機構の具体例として、図10に示すものが考えられる。近年、軸箱柔支持の機構として採用される円すい積層ゴム式の軸ばね装置を前提とし、新たに緩衝ゴムとダンパの直列機構を付加するものである。このとき、積層ゴムによる前後支持剛性を主ばね、緩衝ゴムのそれを補助ばねの値と考えることにより、パラメータ条件に基づく設計を行うことができる。

6. ま と め

鉄道用台車前輪軸の前後支持剛性をフィードバックゲインとする制御系を考えることにより、走行安定性の確保と曲線通過性能の改善について周波数領域の考え方に基づく検討を行い、以下の結果を得た。

(1) 走行速度の増大により、開ループ伝達関数 $KP(s)$ のベクトル軌跡が小さくなることでナイキストの安定条件を満たさなくなる。このとき、フィードバックゲイン K を大きくすることにより安定化が可能である。これは、前後支持剛性を大きくして安定走行の限界速度を向上させることに相当する。

(2) 制御対象 $P(s)$ のボード線図から、制御系の安定性を支配する周波数域 ω_v を知ることができる。その周波数において、高ゲインの剛性が作用する支持機構を用いることで、走行安定性を確保することができる。

(3) 緩和曲線通過による周波数 ω_m において、低ゲインの剛性が作用する支持機構により曲線通過性能を改善することができる。

(4) ω_v , ω_m それぞれの周波数に合わせて剛性が変化する支持機構により, 走行安定性と曲線通過性能の両立が可能である。その機構が満たすべきパラメータ条件とその設計手順を提案し, 具体化例に基づきシミュレーションによる検証を行った。

なお, 本報は線形モデルを用いた台車単体を対象とする検討であり, 実際的な車両条件に基づいていないため, 定量的な効果まで論じることができない。しかし, 定性的な効果と手法の有効性は確認されたものとする。

ただし, 提案する手法は SISO システムを対象とするボード線図を利用するため, 前軸の支持機構のみを補償器として想定している。その結果, 前後に非対称な台車を対象とする検討となった。したがって, このままで後軸の支持機構も補償器として考慮する解析へは拡張することができない。複数の補償器を有する場合(前後に対称な台車)については今後の課題とした

い。なお, 路線終端におけるループ線を利用した前進運転のみの運用など, 前後非対称台車の活用も期待されることから, それについてもより現実的な条件で検討を深めたい。

文 献

- (1) 例えば, 佐藤栄作・ほか 10 名, 操舵台車, 鉄道車両運動・振動・制御研究分科会成果報告書, P-SC 253, (1997), 91-107.
- (2) 須田義大・宮本昌幸, 車両の運動力学入門, 鉄道車両と技術, 3-6(1997), 23-24.
- (3) 例えば, 宮本昌幸, 蛇行動特性と曲線通過特性, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 13-14, 電気車研究会.
- (4) 谷藤克也・鈴木剛史・斎間享, 機論, 64-617, C(1998-1), 97-0316.
- (5) 例えば, 徳丸英勝・ほか 4 名, 自動制御, (1981), 105-107, 森北出版.
- (6) The MATH WORKS Ink, *Using SIMULINK*, (1996), 3.2-4.36, The MATH WORKS Inc.
- (7) 軌道研究室, 鉄研速報, 80-183(1980), 1-35.