

○ 学 君嶋 寛久 (新潟大院) 正 谷藤克也 (新潟大)

Hirohisa KIMIJIMA, Niigata University, 8050, Ikarashi 2-no-cho, Niigata

Katsuya TANIFUJI, Niigata University

This paper deals with deriving equations of motion for a forced steering truck by making use of bond graph. In the application process to a linkage mechanism of the truck, it is shown that bond graph is useful to derive the equations of motion for a system including linkage mechanism. In order to validate the derived equations, the running behavior of the forced steering truck is calculated under a condition of curve negotiation and the results show the reasonable tendency about the steering effect. In addition, the curving performance is investigated varying the steering leverage ratio and the wheel tread conicity.

Key Words: Railway Vehicle, Forced Steering Truck, Derivation of Equations of Motion, Linkage Mechanism, Bond Graph

1. はじめに

鉄道車両の運動特性を計算機を用いて数値解析するためには車両の運動方程式が必要であるが、従来はこの運動方程式をラグランジェ法などによって導出してきた。しかしながら車両がリンク機構などを有する場合その導出過程は複雑となり、従来の方法のままでは困難を伴う場合が多い。

本報では、リンク機構を含む系の運動方程式導出を容易にするためのツールとしてボンドグラフに着目し、強制操舵台車を対象としてその有効性について検討する。また、それにより導出した運動方程式を基に計算を行い、解析の一例として曲線通過中の挙動についての基礎的な検討を行う。

2. 解析モデル

2.1 強制操舵台車 図1にここで対象とするZリンク機構を有した強制操舵台車モデル⁽¹⁾を示す。この方式は、曲線通過の際に生ずる車体・台車間相対ヨー角（ボギー角）を利用し、リンク機構により輪軸にラジアル姿勢をとらせるものである。

2.2 車両モデル 基本となる車両モデルは、車体で左右動、ロールの2自由度、台車で左右動、ヨー、ロールの3自由度、2本の輪軸でそれぞれ左右動、ロールの4自由度の計9自由度を持つ半車両モデルである。これにボンドグラフによってモデル化した操舵レバーの回転角の1自由度を加えた計10自由度モデルとなる。

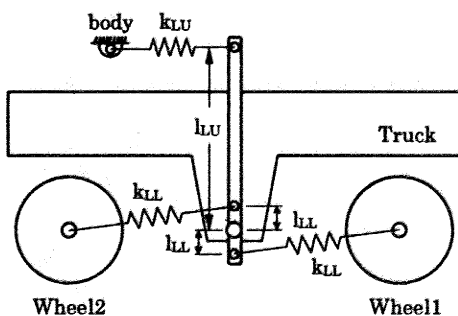


Fig.1 Model of forced steering truck

3. ボンドグラフによるモデル化

3.1 リンク機構のモデル化 ボンドグラフ⁽²⁾によるモデル化は、モデルにおける速度の代表点をボンドで結合していくことによって行うことができる。図2にリンク機構の操舵レバーが持つ速度の代表点を示す。操舵レバー自身の回転角速度、および車体、台車、輪軸との結合レバーの結合点速度がこれに当たる。これらの速度の代表点はボンドグラフ上では"1"接点として表される。図3に完成したボンドグラフを示す。操舵レバーの回転角速度を表す1接点には慣性モーメントを表すI素子、そして車体、台車、輪軸との結合レバーにはそれぞれの剛性を表すC素子が挿入される。因果関係（コーザルストローク）はI素子、C素子を挿入した時点で強制的に決定される。

3.2 運動方程式の導出 通常、ボンドグラフでは状態変数にC素子のディスプレースメント（変位）とI素子のモーメンタム（運動量）を選ぶ。しかしながら一般の運動方程式は慣性項、減衰項、復元項からなるため、使用する状態量がすべて同じものではない。そこで、ボンドグラフから一般の運動方程式を導出する方法について示す。一般に、ボンドグラフでは質量（慣性）を表すI素子の特性則は、入力をe（エフォート）、出力をf（フロー）として、以下の式のように表される。

$$f = \frac{1}{I} \int e dt \quad \dots (1)$$

この式において右辺の積分項は運動量を表し、それを質量で除すれば速度が得られることを表している。ここで(1)式の両辺を微分し、変形することで次式が得られる。

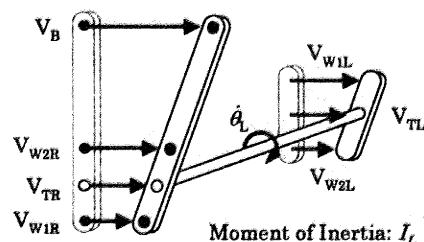


Fig.2 Representative velocities of steering lever

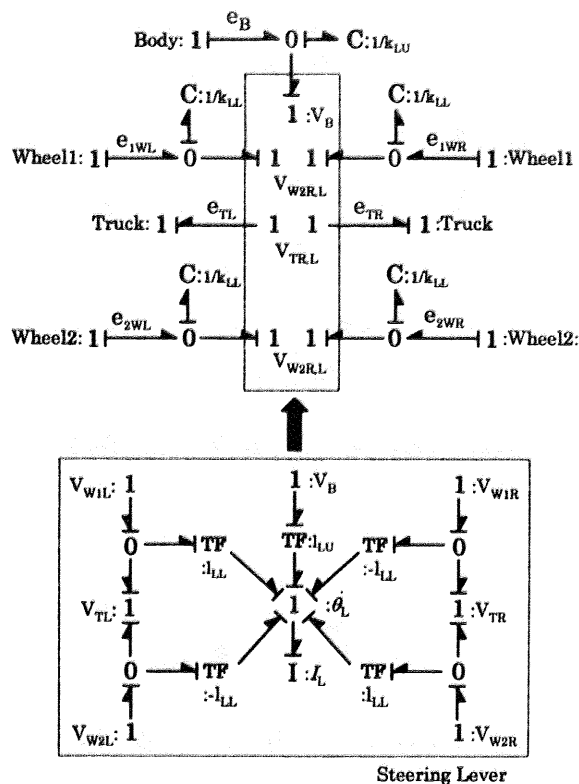


Fig.3 Bond graph of steering linkage mechanism

$$I \frac{df}{dt} = e \quad \dots (2)$$

この式の左辺は一般の運動方程式における慣性項となる。この時、右辺のエフォートはこの慣性項に加わる減衰項、復元項からの力に相当する。このエフォートはボンドグラフのルールに従い、因果関係・信号の向きに注意しながらボンドをたどっていくことで容易に得ることができる。このように、ボンドグラフの構成は変えることなく、そこで用いられる変数を一般の運動方程式で用いられる変数に置き換えていくことで運動方程式が導出される。

また、車体、台車、輪軸の各運動方程式に対し図3においてリンク機構のそれぞれへの取り付け位置速度を表す1接点に加わるエフォート (e_B $e_{TR,L}$ $e_{WR,L}$) が、それぞれリンク機構から加わる力として各運動方程式に付加される。すなわち、車両の運動方程式を導き直すことなく、リンク機構を取り付けることによって増加する項だけを後から加える形で拡張できることを示している。

4. 計算例

図4は曲線半径 600m, 速度 130km/h の条件下での曲線通過における輪軸のヨー、および操舵レバーの回転角を示したものである。なお、車両の諸元は在来線特急車両のものとし、操舵比 (幾何学的操舵量からの割増を表す係数) は 1.3 として計算した。この図から、曲線通過中において操舵レバーが回転し、それに伴い輪軸のヨー角を減少させる操舵機構が正常に働いていることがわかる。これにより導出した運動方程式の妥当性が確認された。

図5は操舵比が曲線通過中の挙動に与える影響を時刻歴解析からまとめたものである。半径の大きい曲線中において、過操舵に起因する振動が増大している。これは曲線半

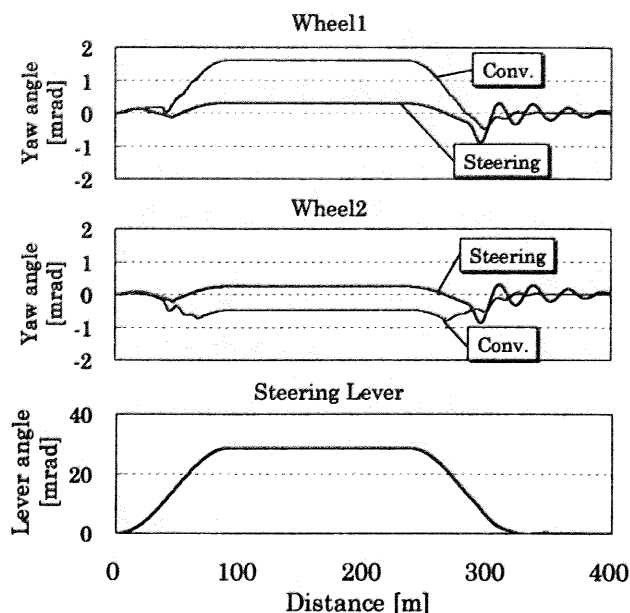


Fig.4 An example of simulation result

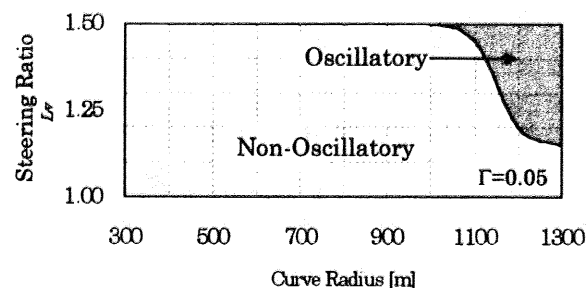


Fig.5 Effect of steering ratio on oscillation motion in curve negotiation

径が大きい場合の他、輪軸の路面勾配が増大したときにも同様の傾向が見られ、その影響はより顕著である。これは、路面勾配を大きくすることによって輪軸の自己操舵性能が向上し、より操舵されやすくなるためである。

強制操舵台車の急曲線での操舵効果を高めるためには操舵比、車輪の路面勾配を大きくすることが有効であるが、この計算例により緩曲線での挙動を考慮してこれらの値を選択する必要性が示された。

5. まとめ

- (1) ボンドグラフを用いて強制操舵リンク機構のモデル化を行い、その運動方程式導出と全体モデルへの拡張について、その有効性が示された。
- (2) 計算例として強制操舵台車を有する車両の曲線中の振動的挙動を調べた。この振動は操舵比のほか車輪の路面勾配にも大きく影響を受けるので、それらの選択が重要であることが示された。

文 献

- (1) 松尾雅樹・佐藤栄作・石黒康豊, ボギー角連動操舵台車についての検討, 機講論, 930-42(1993-7), 500-505.
- (2) J.U. トーマ・須田信英, ボンドグラフによるシミュレーション, (1996), コロナ社.