

機械式浮上力制御を行う
磁気浮上車両の運動特性に関する研究

網 島 均

①

機械式浮上力制御を行う
磁気浮上車両の運動特性に関する研究

1995年1月

綱 島 均

目次

| | |
|--------------------------------------|----|
| 第1章 序論 | 1 |
| 1. 1 社会的背景 | 1 |
| 1. 2 M-Bahnの技術的特徴と開発経緯 | 1 |
| 1. 3 本研究の目的 | 4 |
| 1. 4 本論文の構成 | 5 |
| 第2章 機械式空隙制御機構の静的解析 | 7 |
| 2. 1 はじめに | 7 |
| 2. 2 主要な記号 | 8 |
| 2. 3 機械式空隙制御機構の静的最適条件 | 9 |
| 2. 4 静的安定条件 | 12 |
| 2. 5 磁石の非線形性が案内輪荷重に及ぼす影響 | 14 |
| 2. 5. 1 磁石等価ばね定数の変化に対する案内輪荷重感度 | 14 |
| 2. 5. 2 計算例 | 16 |
| 2. 6 まとめ | 18 |
| 第3章 車両の基本運動特性 | 19 |
| 3. 1 はじめに | 19 |
| 3. 2 主要な記号 | 19 |
| 3. 3 車両の運動方程式 | 20 |
| 3. 4 車両の基本的動特性 | 22 |
| 3. 5 案内輪に作用する動的な荷重 | 24 |
| 3. 6 周波数応答 | 26 |
| 3. 7 一般の2自由度振動系との差異 | 35 |
| 3. 8 空気ばねの効果 | 38 |
| 3. 8. 1 構造と空気ばねのダイナミックス | 38 |
| 3. 8. 2 空気ばね系の基本特性 | 40 |
| 3. 8. 3 車体の上下振動 | 41 |
| 3. 9 まとめ | 44 |
| 第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価 | 45 |
| 4. 1 はじめに | 45 |
| 4. 2 主要な記号 | 45 |
| 4. 3 車両性能の評価方法 | 46 |
| 4. 3. 1 伝達関数 | 46 |
| 4. 3. 2 乗り心地の評価方法 | 46 |
| 4. 3. 3 浮上性能の評価方法 | 48 |

| | | |
|---------|---------------------------|-----|
| 4. 4 | 軌道不整パワースペクトル密度 (PSD) 関数 | 49 |
| 4. 5 | 計算結果 | 50 |
| 4. 5. 1 | 設計パラメータの影響 | 50 |
| 4. 5. 2 | 軌道の不確定性の影響 | 58 |
| 4. 6 | まとめ | 60 |
| 第 5 章 | 走行シミュレーション | 61 |
| 5. 1 | はじめに | 61 |
| 5. 2 | 主要な記号 | 62 |
| 5. 3 | 運動方程式 | 63 |
| 5. 3. 1 | 車体の運動方程式 | 63 |
| 5. 3. 2 | 前位台車の運動方程式 | 65 |
| 5. 3. 3 | 後位台車の運動方程式 | 66 |
| 5. 3. 4 | 2 次支持装置に作用する力の表現 | 67 |
| 5. 3. 5 | 1 次支持装置に作用する力の表現 | 68 |
| 5. 3. 6 | 案内輪に作用する力 | 69 |
| 5. 3. 7 | 前後方向に分布した磁石の吸引力の計算 | 70 |
| 5. 4 | 軌道の上下変位データの生成 | 72 |
| 5. 4. 1 | 生成方法 | 72 |
| 5. 4. 2 | 軌道上下変位入力の生成例 | 73 |
| 5. 5 | 走行シミュレーション | 77 |
| 5. 5. 1 | 応答の時刻歴 | 77 |
| 5. 5. 2 | 車両の設計パラメータと運動特性の関係 | 78 |
| 5. 6 | 実車両の走行シミュレーション | 93 |
| 5. 6. 1 | リンク系の各接続点での変位 | 93 |
| 5. 6. 2 | 静的浮上条件 | 95 |
| 5. 6. 3 | 運動方程式の変換 | 97 |
| 5. 6. 4 | 案内輪荷重の計算 | 98 |
| 5. 6. 5 | 実車両の走行シミュレーション | 99 |
| 5. 7 | まとめ | 109 |
| 第 6 章 | 前後方向に分布した磁石の影響 | 111 |
| 6. 1 | はじめに | 111 |
| 6. 2 | 主要な記号 | 112 |
| 6. 3 | 車両の上下運動モデル | 113 |
| 6. 3. 1 | 浮上のための基本条件 | 113 |
| 6. 3. 2 | 運動方程式 | 115 |
| 6. 3. 3 | 空間フィルタを考慮した車両の 2 自由度運動モデル | 116 |

| | | |
|---------------------------------|---------------------------------|-----|
| 6. 4 | 空間フィルタの表現 | 118 |
| 6. 5 | 車両の応答 | 120 |
| 6. 5. 1 | 伝達関数 | 120 |
| 6. 5. 2 | 応答の評価 | 121 |
| 6. 6 | 計算例 | 122 |
| 6. 6. 1 | 計算に用いた車両と軌道の諸元 | 122 |
| 6. 6. 2 | 計算結果の検討 | 122 |
| 6. 7 | 台車のピッチング運動が案内輪荷重に及ぼす影響 | 128 |
| 6. 8 | 車両走行シミュレーション | 131 |
| 6. 8. 1 | 運動方程式 | 131 |
| 6. 8. 2 | 計算に用いた車両の諸元と軌道の上下変位データの生成 | 133 |
| 6. 8. 3 | 分布した磁石の処理 | 134 |
| 6. 8. 4 | シミュレーション結果 | 134 |
| 6. 9 | まとめ | 138 |
| 第7章 案内輪剛性およびリンク系の不感帯要素の影響 | | 139 |
| 7. 1 | はじめに | 139 |
| 7. 2 | 主要な記号 | 140 |
| 7. 3 | 案内車輪の剛性を考慮した車両の上下運動 | 141 |
| 7. 3. 1 | 浮上のための基本条件 | 141 |
| 7. 3. 2 | 運動方程式 | 143 |
| 7. 3. 3 | 車両の浮上安定性 | 145 |
| 7. 3. 4 | 周波数応答 | 148 |
| 7. 4 | リンク系の不感帯要素の影響 | 151 |
| 7. 5 | 走行シミュレーション | 153 |
| 7. 6 | 磁石吸引力の非線形性の影響 | 160 |
| 7. 6. 1 | 永久磁石の非線形性の表現 | 160 |
| 7. 6. 2 | 3自由度モデルによる評価 | 160 |
| 7. 6. 3 | 17自由度モデルによる評価 | 161 |
| 7. 7 | まとめ | 165 |
| 第8章 基礎実験 | | 166 |
| 8. 1 | はじめに | 166 |
| 8. 2 | 実験車両 | 166 |
| 8. 3 | 計測装置 | 167 |
| 8. 4 | 静的特性実験 | 173 |
| 8. 4. 1 | 実験目的 | 173 |
| 8. 4. 2 | 実験方法 | 173 |

| | |
|-------------------------|-----|
| 8. 4. 3 実験結果 | 174 |
| 8. 5 動的特性実験 | 179 |
| 8. 5. 1 実験目的 | 179 |
| 8. 5. 2 実験方法 | 179 |
| 8. 5. 3 実験結果 | 179 |
| 8. 6 まとめ | 184 |
| 第9章 実車走行実験 | 185 |
| 9. 1 はじめに | 185 |
| 9. 2 実験施設と実験車両 | 185 |
| 9. 3 実験 | 189 |
| 9. 3. 1 測定項目 | 189 |
| 9. 3. 2 計測システム | 189 |
| 9. 3. 3 実験条件 | 189 |
| 9. 4 実験結果および考察 | 192 |
| 9. 4. 1 車体上下振動加速度 | 192 |
| 9. 4. 2 案内輪荷重 | 192 |
| 9. 5 まとめ | 194 |
| 第10章 結論 | 195 |
| 付録 | 201 |
| 参考文献 | 208 |
| 謝辞 | 214 |

第1章 序論

1.1 社会的背景

近年、都市機能強化の一環として交通サービスレベルの向上が求められている。このため、大都市においてはフィーダ輸送を、中小都市においては幹線輸送を担うためにバスと鉄道の中間の輸送力をもつ中量軌道交通システムが導入されている。一方、軌道交通システムの分野においては、従来の車輪を駆動する方式に代ってリニアモータを用いた非粘着駆動による推進と各種の磁気浮上方式とを組み合わせた磁気浮上式鉄道が実用化されつつある。[1-3] 輸送用の磁気浮上・リニアモータの開発例 [4] を表1.1に示す。本来、磁気浮上式鉄道は車輪では実現し得ない高速領域においての有用性に注目されているが、磁気浮上式鉄道が有する都市空間への適合性、低公害性に着目し都市内交通分野への適用が考えられている。[5]

常電導吸引方式を採用するHSSTは、低騒音、低振動、急勾配の走行、非接触による保守性の向上等の利点を利用して、都市内交通システムとしての実用化への動きが高まっている。[2]

1.2 M-Bahnの技術的特徴と開発経緯

1.1節に記述したような背景のもとで、都市内交通システムとして適していると考えられる磁気浮上式鉄道の一つに永久磁石を利用した磁気浮上リニアモータ交通システムM-Bahnがある。[5-20] M-Bahnの代表的なりニアモータ交通システムにおける位置づけを表1.2に示す。また、M-Bahnシステムの諸元を表1.3に示す。

表1.1 輸送用の磁気浮上・リニアモータの開発例 [4]

| 駆動方式 支持・案内方式 | LSM (地上一次) | LIM | |
|-----------------|--------------------|---------------------------|------------------|
| | | (車上一次) | (地上一次) |
| 超電導誘導式 | JR浮上式鉄道 | | |
| 常電導吸引方式 | Transrapid方式 | HSST方式 Birmingham方式 | |
| 永久磁石吸引方式 | M-Bahn方式 (機械制御) | | 搬送キャリア (電子制御) |
| 車輪支持方式 | | UTDC方式 大阪7号線 都営12号線 | 搬送キャリア |

表1.2 リニアモータシステムの分類 [6]

| システム | 支持方式 | | 案内方式 | 推進方式 *2 | 適用速度 *3 |
|------------------|-----------------|------------------|------------------|---------|-----------|
| UTDC方式 リニア地下鉄 | 鉄車輪（非浮上） | | 接触案内 （鉄輪フランジ） | 車上一次LIM | 低速 |
| M-Bahn | 吸 | 永久磁石 *1 （半浮上） | 接触案内 （水平案内輪） | 地上一次LSM | |
| HSST | 引 浮 上 | 常電導磁石 （完全浮上） | 磁気案内 （常電導磁石） | 車上一次LIM | 低速 中高速 |
| Transrapid | | | | 地上一次LSM | |
| JR浮上式鉄道 | 超電導磁石 （完全浮上） | | 磁気案内 （超電導磁石） | 地上一次LSM | 高速 |

*1：垂直案内輪が一部負担

*2：LIM：リニア誘導モータ，LSM：リニア同期モータ

*3：低速（～80km/h），中高速（～300km/h），高速（400～500km/h）

表1.3 M-Bahnシステムの主要諸元 [7]

| | |
|---------|---------------------------|
| ・支持方式 | 永久磁石吸引式磁気浮上 （案内輪併用） |
| ・案内方式 | 機械式拘束誘導 （側方案内） |
| ・推進方式 | 地上一次リニア同期モータ （永久磁石励磁） |
| ・分岐方式 | 可動分岐レール |
| ・最高速度 | 80 km |
| ・最小回転半径 | 50 m |
| ・登坂能力 | 12 % |
| ・最大加減速度 | 4.5 km/h/s |
| ・車両寸法 | 12 m 長× 2.5 m 幅× 2.85 m 高 |
| ・車両重量 | 9.3 ton/両 |
| ・車両定員 | 68人 |
| ・連結両数 | 1～4 両 |
| ・騒音 | 65 dBA以下（軌道から10m） |
| ・消費電力 | 1.5 kWh/車キロ（満車状態） |

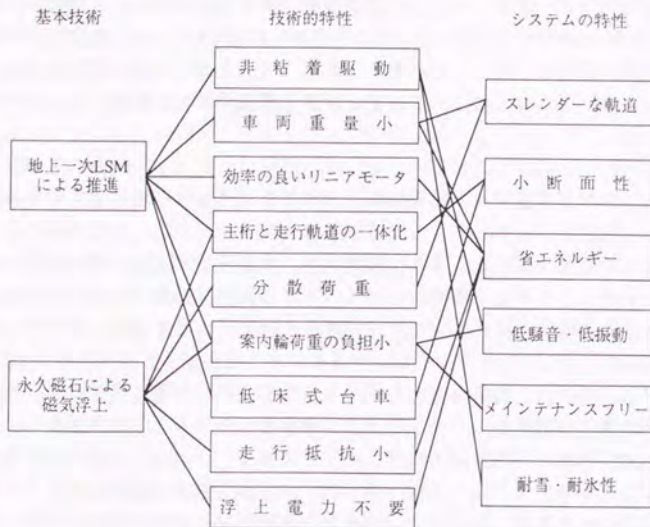


図1.1 M-Bahnの特徴 [6]

M-Bahnシステムの特徴は次の二点に集約される。

- (1) 車両の浮上は、台車に取付けた永久磁石と軌道側の固定子鉄芯間の吸引力により行われる。
- (2) 車両の推進は、車上の永久磁石と軌道に組み込まれた固定子により構成される地上一次式のリニア同期モータにより行われる。

これらの技術的特徴は、図1.1に示されるように、都市交通のニーズである、都市環境への適合性（騒音、排ガス、景観等での低公害性）、都市空間への適合性（小断面、急曲線、急勾配）、安全性、経済性（低建設費、低運営費）を満足し、都市交通システムとしての有効性を有している。[7] また、車上に推進のための機器を搭載しないため、単車運転を行うことが可能であり、このような運行形態において特に有効な輸送システムである。

M-Bahnの研究開発は、ドイツMagnetbahn社によって1973年に開始された。1975年からドイツ連邦研究技術省から補助金を得て、ブラウンシュバイク工科大学内に1.4kmの実験線を建設し、基礎的な開発が行われた。その後、都市内交通システムとしての実証のため、1984年に旧西ベルリンに単線600mの軌道を建設し、プロトタイプ車両を用いた実用化試験が1984年から1986年まで行われた。さらに、軌道を延

長し、全長1.6km (3駅) の実証営業線を1986年に完成し、1989年にドイツ国内における公共交通機関として公式認可を得て運転を開始したが、東西ベルリンの統合による交通体系の見直しから1991年7月に廃止された。この間11万5千kmの走行距離と250万人の輸送人員を記録した。[6] 現在、ブラウンシュバイク工科大学内に新実験線を完成させ、各種の実用化実験を実施している。[21-22]

1.3 本研究の目的

電磁石あるいは永久磁石の吸引力を利用して車両支持する方式としては、(1) 電磁石のみによる方式、(2) 永久磁石と電磁石によるハイブリッド方式、(3) 永久磁石と機械制御による半浮上方式、が代表的である。(1) および(2) は、ギャップセンサを用いて電磁石電流のフィードバック制御を基本としている。

(1) については、EML方式の磁気浮上台車に対して浮上性能を検討したもの[23]、HSST車両の走行を総合的にシミュレーションしたもの[24]、 H_{∞} 制御理論により吸引形磁気浮上台車の浮上性能および乗り心地を検討したもの[25]等がある。また、軌道のダイナミックスを考慮したものとして、支持案内分離吸引力形の磁気浮上台車の走行シミュレーションを行ったもの[26-27]、HSST-200型の車両を対象として浮上特性を検討したもの[28]等があり、ビークルダイナミックスの立場から数多くの検討がなされている。(2) については、搬送キャリアを対象とした浮上特性の検討[29-30]が報告されている。また、この方式は、クリーンルーム内の搬送システムとして実用化されている。[2]

M-Bahnシステムに用いられているものは(3)の浮上方式であり、車体の重量に応じて空隙を案内車輪付のリンク機構により機械的に制御して永久磁石の吸引力を調整するという方式である。この方式においては、車両の重量の大部分は永久磁石の吸引力により支持されるが、機械式空隙制御機構が対応できない部分については、案内車輪が荷重の一部負担する。この浮上技術は、M-Bahnの基本技術の最も重要な部分の一つであるが、原理[10]、[31]が公表されているだけであり、その本質的性能は不明であった。特に、ベルリンにおける実用化実験線においては、案内車輪に大きな荷重が作用し、車輪の摩耗等による台車の保守性の低下や乗り心地の悪化が大きな問題となっていたが、これが空隙を機械的に制御する原理に起因する問題であるのか、車両の設計パラメータの設定あるいはリンク機構の構成方法に問題があるのかは不明であった。

本研究は、以上のような背景に基づいてなされたものであり、ベルリンにおける実用化実験線において使用された磁気浮上台車よりさらに乗り心地および浮上性能を向上させた台車をブラウンシュバイクの新実験線において開発するために、ビークルダイナミックスの立場から機械式浮上力制御を行う磁気浮上台車の静的および動的特性を明確にして、機械式空隙制御機構の設計指針を確立しようとするものである。

1. 4 本論文の構成

本論文は全10章から構成されている。

まず、第1章は序論であり、本研究の背景と目的について述べる。

第2章では機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の静的問題を取り扱う。この磁気浮上方式においては永久磁石の磁気吸引力の制御のために、案内輪を用いて制御レバーの支点となる点を軌道上に拘束して台車の位置決めを行っている。したがって、この案内輪に作用する荷重は、永久磁石の吸引力で補償できない部分の荷重を意味しており、本磁気浮上車両の浮上性能を測る指標となるものである。本章では、車体に作用する外力を永久磁石の吸引力で補償し、案内輪に荷重を作用させないための基本条件を導出する。さらに、案内輪荷重の感度解析を行い、磁石の吸引力の非線形性による変動が浮上性能に与える影響を検討する。

第3章では、車両の上下方向の基本的動特性を検討する。まず、第2章で導出した基本条件を満足させた車両の上下方向の運動方程式を導出する。次に、運動方程式に適当な変数変換を施すことにより、一般の2自由度振動系との差異を明らかにする。さらに、周波数応答を計算することにより、車両の動的特性と設計パラメータであるリンク比や支持装置の減衰係数との関係を明確にする。また、一般の2自由度振動系との周波数応答上の違いについても説明する。

第4章では、第3章で導出した車両の上下方向の基本運動モデルを用いて乗り心地および浮上性能の理論的評価を行う。本章では、乗り心地評価指標としてISO2631をもとに旧国鉄で開発された乗り心地レベルを用いる。乗り心地レベルおよび車両の浮上性能を意味する案内輪荷重と車両の設計パラメータとの関係を示し、各設計パラメータの設定範囲を検討する。

第5章では、本磁気浮上車両の走行シミュレーションを行う。まず、車体、前位台車、後位台車および8組の独立した案内輪付制御レバーから構成される車両の運動モデルを構成する。次に、車両のランダム応答を調べるために、現実の軌道を模擬する上下変位入力を計算機を用いて生成する。さらに、生成したランダムな上下変位入力をを用いて車両の応答を計算し、各設計パラメータと車両の応答の関係を調べ、適切な設計パラメータの設定範囲を示す。また、実際のM-Bahnの車両においては案内輪付制御レバーのリンク機構は独立に機能するのではなく、各リンク機構には力学的拘束が存在する。そこで、この力学的拘束を考慮した車両の運動方程式を導出し、これを用いて実際のM-Bahn車両の応答を計算する。さらに、結果を案内輪付制御レバーを独立に機能させた場合と比較して、実際のM-Bahn車両のリンク構成方法の問題点を指摘する。

第6章では、前後方向に分布した磁石を持つ台車が軌道の不整量を平均化する効果（空間フィルタ効果）を有していることに着目し、これがある一定の軸距を持つ案内輪と結合されることによって生じる動的問題について検討する。本章では、まず、台車の空間フィルタ効果を考慮した2自由度上下運動モデルを構成する。次に、構成したモデルを用いて空間フィルタ効果が車体の上下振動加速度および案内輪荷重に及ぼす影響を明らかにし、適切な磁石長と台車軸距の関係を検討する。一

方、台車の磁石長および台車軸距は台車のピッチング運動にも大きな影響を与えることが考えられる。したがって、台車の磁石長と台車軸距の関係が、車両の運動に与える影響を理論的に検討する。さらに、車両の走行シミュレーションによって、適切な台車の磁石長と台車軸距の比率を検討する。

第7章では、車両の運動に大きな影響を与えたと考えられる、案内輪剛性およびリンク機構のガタ等に代表される機械式空制制御機構における不感帯要素の影響評価を行う。本章では、まず、案内輪の剛性を考慮した車両の運動モデルを導出し、この運動モデルを用いて案内輪の剛性およびリンク比が車両の浮上安定性および周波数応答に与える影響を検討する。次に、案内輪と軌道間の隙間に代表されるような不感帯特性が車両の性能に及ぼす影響について検討する。さらに、現実の車両に近い高次の運動モデルを用いた走行シミュレーションを行い、車両の経年変化に対してロバストなリンク比について検討する。また、永久磁石の非線形性が車両の運動に及ぼす影響についても評価を行う。

第8章では、模型車両を用いて行った車両の浮上実験について説明する。まず、実験車両の諸元と実験装置について概説する。次に、2章で求めた基本設計条件を満たさせた模型車両を用いて行った静的な浮上実験について検討し、前記基本設計条件の有効性を確認する。さらに、この車両にステップ的な軌道変位入力を与えて強制的に振動させ、車両の設計パラメータの変化に対する車体と台車の上下振動加速度および動的案内輪荷重を計測して、第3章で理論的に検討した車両の動的特性の検討結果の妥当性を検証する。

第9章では、実車両を用いて行った車両走行実験について説明する。まず、実験施設と使用した実験車両について概説し、走行実験の内容について説明する。次に、満車重量20tonの実験車両を速度50km/hで走行させた場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重の計測結果を示し、実際の車両において発生すると考えられる車体上下振動加速度および案内輪荷重の変動範囲について検討する。

第10章では、本研究で明らかになった事項を総括し、今後の展望を述べる。

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析

第2章

機械式空隙制御機構の静的解析



図2.1 機械式空隙制御機構の静的解析

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析 [32-36]

2.1 はじめに

本章では、平面モデルを用いて、永久磁石を用いた機械式磁気浮上機構の定式化を行い、車体に作用する静的な荷重が案内輪に作用する荷重に与える影響について考察する。機械式浮上力制御の原理モデルを図2.1に示す。車体と台車は、車輪を取付けたリンク機構によって連結されている。車体重量が増加すれば、車体と制御レバーの接合点が鉛直下方に変位する。軌道の走行面に固定されている案内輪を支点として制御レバーが回転することにより、台車が鉛直上方に変位する。この結果、台車に固定されている永久磁石と軌道のリアクションレール間の距離（空隙）が短くなり浮上力が増加する。この浮上力増分と車体重量増加分を釣合わせることにより、案内輪に荷重が作用しない車体支持機構が実現できる。案内輪に作用する荷重は、このタイプの磁気浮上車両の浮上能力を示す重要な指標である。

本章では、まず、車体に作用する静的な荷重およびロールモーメントと案内輪に作用する荷重の関係を導出する。次に、車体に作用する静的な荷重およびロールモーメントを永久磁石の吸引力によって機械的に補償するための条件を導出する。さらに、案内輪荷重の感度解析を行なうことにより、磁気吸引力の非線形性等による変動が浮上性能（案内輪荷重）に与える影響を検討する。支持機構の定式化においては、力および変位は下向きを正として取り扱う。

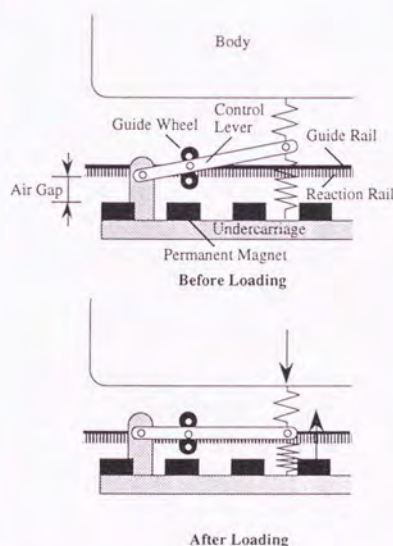


図2.1 機械式浮上力制御の原理

2. 2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す.

- ΔW : 車体重量増分
- ΔM : 車体に作用するロールモーメント
- $\Delta R_R, \Delta R_L$: 右側, 左側案内輪荷重増分
- ΔX_S : 車体の上下変位
- ΔX_G : 台車の上下変位
- $\Delta \Phi_S$: 車体のロール角変位
- $\Delta \Phi_G$: 台車のロール角変位
- k : 1次支持装置ばね定数
- k_G : 磁石等価ばね定数
- a : 下側制御レバーのリンク比 (l_3 / l_4)
- b : 上側制御レバーのリンク比 (l_1 / l_2)
- A : リンク係数 ($a b - 1$)
- d_w : 左右の案内輪間隔 (案内輪トレッド)
- d_m : 左右の永久磁石間隔 (磁石トレッド)
- d_s : 左右の2次支持装置間隔 (2次支持装置トレッド)

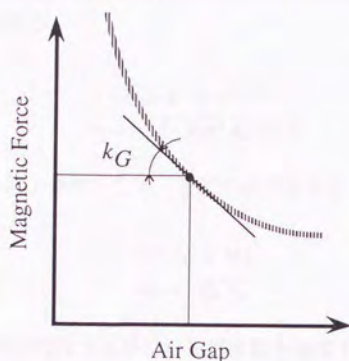


図2.3 磁石等価ばね定数の定義

ここで、 ΔX_G は台車の上下変位、 $\Delta \Phi_G$ は台車のロール角変位である。また、 k は1次ばね定数、 a は l_3/l_4 により定義される下側制御レバーのリンク比である。

永久磁石の吸引力は、次式で表現できる。

$$\Delta F_{mR} = (k_G/2) \{ \Delta X_G + (d_m/2) \Delta \Phi_G \} \quad (2.3.5)$$

$$\Delta F_{mL} = (k_G/2) \{ \Delta X_G - (d_m/2) \Delta \Phi_G \} \quad (2.3.6)$$

ここで、 $-k_G$ は永久磁石の等価ばね定数（磁気吸引力勾配）であり、図2.3に定義を示す。リンク機構の力の釣合は、次式で与えられる。

$$\Delta R_R = a \{ \Delta F_{kR} - b (\Delta W/2 + \Delta M/d_s) \} \quad (2.3.7)$$

$$\Delta R_L = a \{ \Delta F_{kL} - b (\Delta W/2 - \Delta M/d_s) \} \quad (2.3.8)$$

ここで、 d_s は2次支持装置トレッド、 h は l_1/l_2 により定義される上側制御レバーのリンク比である。

式(2.3.1)～式(2.3.8)により、次式を得る。

$$\Delta R_R = \frac{k_G a b - k a^2}{2(k a^2 - k_G)} \Delta W + \frac{k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2) d_s} \Delta M \quad (2.3.9)$$

$$\Delta R_L = \frac{k_G a b - k a^2}{2(k a^2 - k_G)} \Delta W - \frac{k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2) d_s} \Delta M \quad (2.3.10)$$

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析

式 (2.3.9) および式 (2.3.10) より, 案内輪に作用する静的な荷重が, 車体の上下方向の荷重変動および車体に作用するロールモーメントの影響を受けないためには次式が成立する必要がある。

$$k_G a b - k a^2 = 0 \quad (2.3.11)$$

$$k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s = 0 \quad (2.3.12)$$

したがって, 基本的な浮上条件として, 下記の条件を得る。

$$k = k_G (b/a) \quad (2.3.13)$$

$$d_m = \sqrt{d_w d_s} \quad (2.3.14)$$

式 (2.3.13) は, 車体に作用する静的な荷重変動を補償するために, 1 次ばね定数, 磁石等価ばね定数, リンク比が, まず, 満足しなければならない条件を示している。さらに, 式 (2.3.14) は, 車体に作用するロールモーメントを補償するために, 式 (2.3.13) と同時に満足しなければならない, 磁石, 案内輪, 2 次支持装置間の幾何学的配置関係を示している。

したがって, 式 (2.3.13) および式 (2.3.14) を満足するように車両と軌道を設計しておけば, 原理的には, 車体に静的な外力が作用する環境下でも浮上状態を継続することができる。

2. 4 静的安定条件

本節では、機械式浮上力制御を行う台車が、静的安定性を保つための条件を導出する。

台車の上下変位およびロール角変位は、次式で与えられる。

$$\Delta X_G = \frac{1 - a b}{k a^2 - k_G} \Delta W \quad (2.4.1)$$

$$\Delta \Phi_G = \frac{1 - a b (d_w / d_s)}{k a^2 (d_w / 2)^2 - k_G (d_m / 2)^2} \Delta M \quad (2.4.2)$$

右側および左側2次支持点の変位は、次式で計算できる。

$$\Delta X_R = - (a b - 1) \Delta X_G - \frac{a b d_w - d_s}{2} \Delta \Phi_G \quad (2.4.3)$$

$$\Delta X_L = - (a b - 1) \Delta X_G + \frac{a b d_w - d_s}{2} \Delta \Phi_G \quad (2.4.4)$$

したがって、式(2.4.1)～式(2.4.4)より、車体の上下変位とロール角変位は、次式で表現できる。

$$\Delta X_S = \frac{\Delta X_R + \Delta X_L}{2} = \frac{(a b - 1)^2}{k a^2 - k_G} \Delta W \quad (2.4.5)$$

$$\Delta \Phi_S = \frac{\Delta X_R - \Delta X_L}{d_s} = \frac{4 (a b d_w - d_s)^2}{d_s^2 (k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2)} \Delta M \quad (2.4.6)$$

式(2.4.5)および式(2.4.6)は、車体に作用する外力と2次支持点の変位の関係を表現しており、浮上機構が静的に安定であるためには、正の荷重に対して正方向の変位が発生しなければならない。したがって、静的安定条件として、次式を得る。

$$k a^2 - k_G > 0 \quad (2.4.7)$$

$$k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2 > 0 \quad (2.4.8)$$

前記の静的条件は、基本条件である式(2.3.13)および式(2.3.14)を満足させた磁気浮上系では、次の条件と等価になる。

$$a b - 1 > 0 \quad (2.4.9)$$

$$a b (d_w / d_s) - 1 > 0 \quad (2.4.10)$$

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析

台車の静的安定性を保証するためには、上側リンク比と下側リンク比の積で与えられるリンク係数 ah を1より大きく設定する必要がある。案内輪トレッド d_w が2次支持点トレッド d_s より大きい場合には、式(2.4.9)により安定性が保証されるが、案内輪トレッド d_w が2次支持点トレッド d_s に比べて小さい場合は、式(2.4.10)を満足するようにリンク係数 ah を設定する必要がある。現実には $d_w \leq d_s$ となる場合が多く、ロール系の安定性条件式(2.4.10)の方が厳しい側の条件になるので、式(2.4.10)によって車両の静的安定性が決定され则认为て良い。



2. 5 磁石の非線形性が案内輪荷重に及ぼす影響

設計点において静的に最適な条件〔式(2.3.13)〕を満足させた磁気浮上機構は、図2.4に示すように、磁石の非線形性の影響により設計点から満車および空車状態に移行する際には、磁石等価ばね定数が変化する。本節では、設計点において式(2.3.13)および式(2.3.14)を満足した磁気浮上機構の磁石等価ばね定数の変動に対する案内輪荷重の影響を検討する。

2. 5. 1 磁石等価ばね定数の変化に対する案内輪荷重感度

式(2.3.13)および式(2.3.14)を満足させた浮上機構において、車体に作用する荷重 ΔW およびロールモーメント ΔM により、磁石等価ばね定数が基準値 k_G から Δk_G だけ変化した場合の案内輪荷重増加を考える。

まず、式(2.3.9)と式(2.3.10)より案内輪荷重を次式で記述する。

$$\Delta R_R = f_{AW}(k_G) \Delta W + f_{AM}(k_G) \Delta M \quad (2.5.1)$$

$$\Delta R_L = f_{AW}(k_G) \Delta W - f_{AM}(k_G) \Delta M \quad (2.5.2)$$

ここで、

$$f_{AW}(k_G) = \frac{k_G a b - k a^2}{2(k a^2 - k_G)} \quad (2.5.3)$$

$$f_{AM}(k_G) = \frac{k_G a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2) d_s} \quad (2.5.4)$$

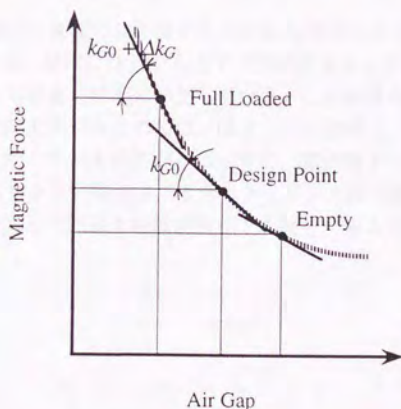


図2.4 磁石等価ばね定数の変動

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析

磁石等価ばね定数 k_G が基準値 k_{G0} から Δk_G だけ変化した場合、式 (2.5.3) および式 (2.4.4) は、次のようになる。

$$f_{\Delta W}(k_{G0} + \Delta k_G) = \frac{k_{G0} a b - k a^2}{2(k a^2 - k_{G0})} + \left(\frac{\partial f_{\Delta W}}{\partial k_G} \right)_{k_{G0}} \Delta k_G \quad (2.5.5)$$

$$f_{\Delta M}(k_{G0} + \Delta k_G) = \frac{k_{G0} a b d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_{G0} d_m^2) d_s} \Delta M + \left(\frac{\partial f_{\Delta M}}{\partial k_G} \right)_{k_{G0}} \Delta k_G \quad (2.5.6)$$

k_{G0} が基本条件である式 (2.3.13) および式 (2.3.14) を満足していれば、式 (2.5.5) および式 (2.5.6) の第1項は、消失する。さらに第2項は、次のようになる。

$$\left(\frac{\partial f_{\Delta W}}{\partial k_G} \right)_{k_{G0}} = \frac{a b}{2 k_{G0} (a b - 1)} \quad (2.5.7)$$

$$\left(\frac{\partial f_{\Delta M}}{\partial k_G} \right)_{k_{G0}} = \frac{a b}{d_s k_{G0} \{ a b (d_w / d_s) - 1 \}} \quad (2.5.8)$$

結局、案内輪荷重は、次式で記述できる。

$$\Delta R_R = \frac{\Delta k_G}{k_{G0}} \left(\frac{a b}{a b - 1} \frac{\Delta W}{2} + \frac{a b}{a b (d_w / d_s) - 1} \frac{\Delta M}{d_s} \right) \quad (2.5.9)$$

$$\Delta R_L = \frac{\Delta k_G}{k_{G0}} \left(\frac{a b}{a b - 1} \frac{\Delta W}{2} - \frac{a b}{a b (d_w / d_s) - 1} \frac{\Delta M}{d_s} \right) \quad (2.5.10)$$

$\Delta k_G / k_{G0}$ は磁石等価ばね定数の公称値からのずれの度合を示しており、 ΔW および ΔM に乗じられる係数は、車体に作用する上下方向の荷重およびロールモーメントが案内輪荷重に変換される割合（感度）を示している。この感度係数を図2.5に示す。車両の浮上性能を向上させるためには、図2.5に従って、十分低い感度になるようにリンク比を選択しておく必要がある。特に、案内輪トレッド d_w が2次支持装置トレッド d_s に比べて小さい場合は、十分大きなリンク比を設定していても、案内輪に大きな荷重が作用して、浮上性能が劣化する場合があるので注意が必要である。

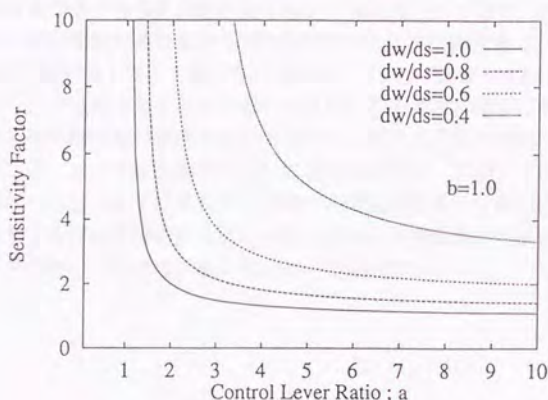


図2.5 案内輪荷重の感度係数

2.5.2 計算例 [65]

永久磁石の吸引力の非線形性が、案内輪荷重に与える影響を数値計算によって具体的に検討する。ここでは、車体に ΔW の荷重が作用して空隙が変動した場合の影響について考察する。

一般に、磁石の吸引力は空隙の二乗に反比例することが知られているが、ここでは次式により磁石吸引力を近似する。

$$\Delta F_m = -k_{G0}\Delta X_G - k_{G1}(\Delta X_G)^2 \quad (2.5.11)$$

ここで、 ΔF_m は釣り合い点からの磁石吸引力増分、 ΔX_G は台車と軌道間の相対変位、 k_{G0} は設計点での磁石等価ばね定数、 k_{G1} は磁石吸引力の非線形性を表す定数である。

2.3節と同様にして、案内輪荷重と車体に作用する外力の関係が次式で表現できる。ただし、上側制御レバー比 b は1.0に固定しているものとする。

$$\Delta W = -k_{G0}\Delta X_G - \{k_{G1}/(a-1)\}(\Delta X_G)^2 \quad (2.5.12)$$

$$\Delta R = \{a/(a-1)\}k_{G1}(\Delta X_G)^2 \quad (2.5.13)$$

上式を用いて、13.5tonの車両に対して車両重量の変化分と案内輪荷重の増分の関係を計算した。数値計算には、 $k_{G0} = 8.82 \times 10^6$ [N/m]、 $k_{G1} = 5.88 \times 10^8$ [N/m²]を使用した。

第2章 機械式空隙制御機構の静的解析

計算結果を図2. 6に示す。なお、車両重量の変化分は基準状態の車両重量で、また、案内輪荷重はその時の車両総重量で割って無次元化してある。図2. 6によれば、例えば、車両重量が基準値から20%増加すると、案内輪荷重は、リンク比が2.5の場合は車両重量の8%程度であるのに対して、リンク比が5.5の場合は4%に低減されている。リンク比が大きくなると図2. 5に示したように磁石の等価ばね定数の変動に対する案内輪荷重の感度が低下するので、案内輪荷重の増加が抑制されていることがわかる。リンク比を無限大にした場合の結果は、線形1次ばねを用いて補償できる限界を示しており、これ以上の案内輪荷重の低減には磁石の吸引力特性に応じた非線形1次ばねの採用が必要となる。なお、本理論検討の妥当性を検証するためにに行った実験については、第8章において記述する。

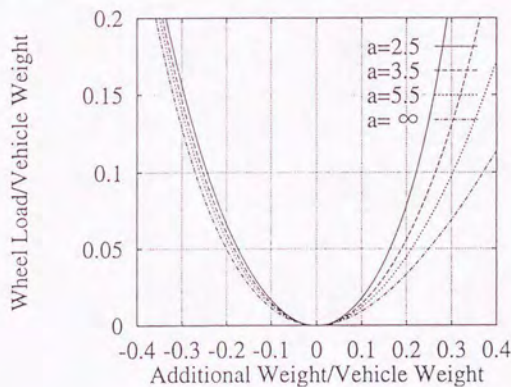


図2.6 磁石吸引力の非線形性が案内輪荷重に及ぼす影響

2.6 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の静的定式化を行い、車体に作用する外力を永久磁石の吸引力でのみで補償し、案内輪に荷重を作用させないための基本設計条件を導出した。さらに、案内輪荷重の感度解析を行い、磁石吸引力の非線形性による磁石等価ばね定数の変動が浮上性能に与える影響を検討した。その結果、下記の結果を得た。

- (1) 車両の上下方向の重量変動を静的に補償するために必要な、1次ばね定数、磁石等価ばね定数、制御レバーのリンク比の関係を導出した。さらに、偏荷重に対応するための磁石、案内輪および2次支持装置の幾何学的配置関係を明確にした。
- (2) 静的安定条件を導出し、制御レバーのリンク比、案内輪および2次支持装置の位置関係と静的安定性の関係を説明した。
- (3) 車両重量が基準値から変動した場合には、磁石吸引力の非線形性によって案内輪に作用する静的な荷重が増加する。リンク比を5.5以上に設定しておけば、前記の影響による案内輪荷重の増加は、車両重量が基準値の $\pm 20\%$ 変動した場合においても、車両重量の5%以下とすることができる。

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

電車は、軌道上を走行する移動体である。その運動特性は、軌道の形状、車両の構造、駆動方式などによって大きく異なる。本章では、電車の基本運動特性について、軌道の形状、車両の構造、駆動方式などについて説明する。また、電車の運動特性を評価するための指標についても説明する。本章の内容は、電車の設計・開発に役立つものである。

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性

第3章 車両の基本運動特性 [32 - 36]

3. 1 はじめに

前章においては、機械式空隙制御機構の静的解析を行い、基本設計条件（静的最適条件）を導出した。本章では、前章において導出した静的最適条件を満足させた車両の上下方向の運動特性について考察する。まず、車両の2自由度の上下運動モデルを構成し、この運動モデルに対応した車両の運動方程式を導出する。次に、運動方程式に適当な変数変換を施すことにより、機械式浮上力制御を行う車両の上下振動系の特徴を明確にする。さらに、構成したモデルの周波数応答を計算して、車両の設計パラメータであるリンク比、2次支持装置減衰係数および1次支持装置減衰係数と周波数応答との関係を明確にする。また、鉄道車両や自動車等の一般の2自由度振動系との周波数応答上の差異についても言及する。最後に、2次支持装置として一般に用いられている空気ばねを装着した場合の効果についても検討する。

3. 2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す。

- m_s : 車体質量
- m_G : 台車質量
- k : 1次支持装置ばね定数
- k_s : 2次支持装置ばね定数
- k_G : 磁石等価ばね定数
- C_s : 2次支持装置減衰係数
- C_G : 1次支持装置減衰係数
- U : 軌道の上下変位
- X_s : 車体中心の変位
- X_G : 台車中心の変位
- a : 下側制御レバーのリンク比 (l_3/l_4)
- b : 上側制御レバーのリンク比 (l_1/l_2)
- A : リンク係数 ($ab-1$)
- R : 案内輪荷重

3.3 車両の運動方程式

ここでは、機械式浮上力制御機構をもつ車両の上下方向の運動方程式を導出する。基本モデルを構成するために、磁気吸引力および案内輪荷重は、台車中心に集約して表現する。車両のモデルを図3.1に示す。

車両の運動は、次式によって表現できる。

$$m_G \ddot{X}_G = F_S + F_m + R \quad (3.3.1)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -F_S \quad (3.3.2)$$

ここで、 F_S 、 F_m 、 R はそれぞれ2次支持装置に働く力、磁石の吸引力、案内輪荷重である。

2次支持装置の相対変位は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} X_2 &= -b [(1+a)(X_G - U) + U - X_G] + X_G - X_S \\ &= -(ab-1)X_G - X_S + abU \end{aligned} \quad (3.3.3)$$

また、1次支持装置の相対変位は、次式となる。

$$\begin{aligned} X_1 &= (1+a)(X_G - U) + U - X_G \\ &= a(X_G - U) \end{aligned} \quad (3.3.4)$$

したがって、2次および1次支持装置に作用する力として、次式を得る。

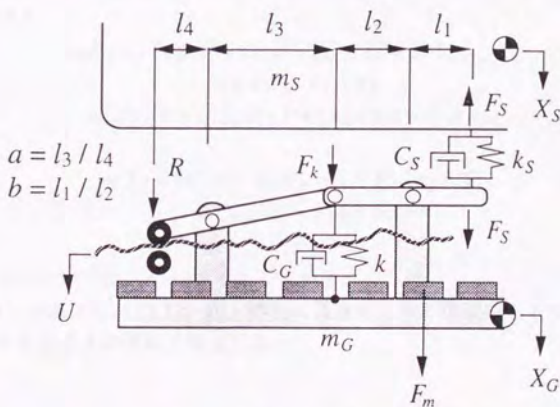


図3.1 車両の上下運動モデル

$$\begin{aligned} F_S &= -C_S \dot{X}_2 - k_S X_2 \\ &= C_S [(ab-1) \dot{X}_G - ab \dot{U} + \dot{X}_S] + k_S [(ab-1) X_G - ab U + X_S] \end{aligned} \quad (3.3.5)$$

$$\begin{aligned} F_k &= -C_G \dot{X}_1 - k X_1 \\ &= -C_G a \dot{X}_G + C_G a \dot{U} - k a X_G + k a U \end{aligned} \quad (3.3.6)$$

一方、磁石の吸引力は、次式で表現できる。

$$F_m = k_G (X_G - U) \quad (3.3.7)$$

案内輪に作用する荷重は、リンク機構の釣合から、次式で与えられる。

$$R = a [F_k - b F_S] \quad (3.3.8)$$

式 (3.3.5) ～式 (3.3.8) を式 (3.3.1) および式 (3.3.2) に代入することにより次式を得る。

$$\begin{aligned} m_G \ddot{X}_G &= -(C_S A^2 + C_G a^2) \ddot{X}_G - (k_S A^2 + k a^2 - k_G) X_G \\ &\quad - C_S A \dot{X}_S - k_S A X_S \\ &\quad + (C_S a b A + C_G a^2) \dot{U} + (k_S a b A + k a^2 - k_G) U \end{aligned} \quad (3.3.9)$$

$$\begin{aligned} m_S \ddot{X}_S &= -C_S \ddot{X}_S - k_S X_S - C_S A \ddot{X}_G - k_S A X_G \\ &\quad + C_S a b \dot{U} + k_S a b U \end{aligned} \quad (3.3.10)$$

ここで、浮上のための基本条件である式 (2.3.13) および式 (2.3.14) を用いると、次式が得られる。

$$\begin{aligned} m_G \ddot{X}_G &= -(C_S A^2 + C_G a^2) \ddot{X}_G - (k_S A^2 + k_G A) X_G \\ &\quad - C_S A \dot{X}_S - k_S A X_S \\ &\quad + (C_S a b A + C_G a^2) \dot{U} + (k_S a b A + k_G A) U \end{aligned} \quad (3.3.11)$$

$$\begin{aligned} m_S \ddot{X}_S &= -C_S \ddot{X}_S - k_S X_S - C_S A \ddot{X}_G - k_S A X_G \\ &\quad + C_S a b \dot{U} + k_S a b U \end{aligned} \quad (3.3.12)$$

ただし、上式においては、 $A = ab-1$ としている。

式 (3.3.11) および式 (3.3.12) が、静的に最適化された車両の上下方向の基本的ダイナミックスを記述する運動方程式である。

3. 4 車両の基本的動特性

機械式浮上力制御を行う車両が、一般の鉄道車両等と本質的に異なる点は、式 (3.3.12) において表現されているように、軌道の上下変位により車体が直接加振されることである。一般の2自由度の上下振動系と対比するために、運動方程式を、次の変数変換によって書き換える。

$$X_U = -A X_G \quad (3.4.1)$$

$$U_a = -A U \quad (3.4.2)$$

これにより、式 (3.3.11) および式 (3.3.12) は、次のようになる。

$$\begin{aligned} (m_G/A^2) \ddot{X}_U = & -C_S (\dot{X}_U - \dot{X}_S) - k_S (X_U - X_S) \\ & - (C_G a^2/A^2) (\dot{X}_U - \dot{U}_a) - (k_G/A) (X_U - U_a) \\ & + C_S (a b/A) \dot{U}_a + k_S (a b/A) U_a \end{aligned} \quad (3.4.3)$$

$$\begin{aligned} m_S \ddot{X}_S = & -C_S (\dot{X}_S - \dot{X}_U) - k_S (X_S - X_U) \\ & - C_S (a b/A) \dot{U}_a - k_S (a b/A) U_a \end{aligned} \quad (3.4.4)$$

式 (3.4.3) および式 (3.4.4) より機械式浮上力制御を行う車両の上下方向の2自由度運動モデルが、図3. 2のように表現できる。図3. 2より、この振動系の車

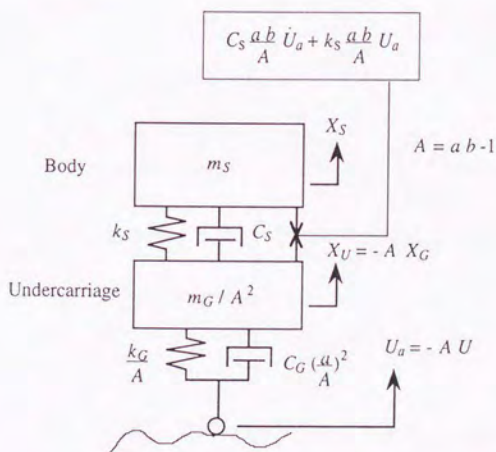


図3.2 2自由度上下運動モデル

第3章 車両の基本運動特性

体と台車の固有振動数と減衰比が、それぞれ、次式により定義できる。

$$\omega_S = \sqrt{k_S / m_S} \quad , \quad \zeta_S = C_S / (2 \sqrt{m_S k_S}) \quad (3.4.5)$$

$$\omega_G = \sqrt{k_G A / m_G} \quad , \quad \zeta_G = C_G a^2 / (2 \sqrt{m_G k_G A}) \quad (3.4.6)$$

式 (3.4.6) より明らかなように、台車の固有振動数と減衰比は、リンク比に応じて変化することがわかる。このことは、機械的に浮上力を制御する機構の基本的性質である。

3. 5 案内輪に作用する動的な荷重

本浮上方式を採用する車両においては、案内輪に作用する動的な荷重は車両の浮上性能を評価する重要な指標となる。すなわち、車体に作用する静的な外力は、第2章において示したように基本設計条件である式(2.3.13)および式(2.3.14)によって補償することができる。本磁気浮上車両は、能動制御が不可欠な非接触式の磁気浮上系と異なり、完全に受動的な系であるので、軌道からの入力によって動的な荷重が案内輪に作用することになる。つまり、車両の走行中には車体は、この案内輪が負担する荷重と磁石の吸引力によって支持されている。案内輪が負担する荷重を車両総重量で無次元化したものを車両の非浮上率と考えることができる。例えば、案内輪に作用する荷重が車両重量の10%であると仮定すると、車両の磁気浮上率は90%となる。本節では、車両の浮上性能を意味する案内輪に作用する動的荷重の定式化を行なう。

式(3.3.1)と式(3.3.8)から F_S を消去すると、次式が得られる。

$$R = (a b / A) m_G \ddot{X}_G - (a F_k + a b F_m) / A \quad (3.5.1)$$

式(3.5.1)に式(3.3.6)と式(3.3.7)を代入すると、次式が得られる。

$$R = (a b / A) m_G \ddot{X}_G + (a^2 / A) C_G (\dot{X}_G - \dot{U}) + \{ (k a^2 - k_G a b) / A \} (X_G - U) \quad (3.5.2)$$

車両が基本設計条件[式(2.3.13)]を満足している場合には、式(3.5.2)の第3項が消失し、次式が得られる。

$$R = (a b / A) m_G \ddot{X}_G + (a^2 / A) C_G (\dot{X}_G - \dot{U}) \quad (3.5.3)$$

式(3.5.3)より、動的な案内輪荷重は、台車の慣性力(第1項)および減衰力(第2項)の2つの成分から構成されており、それぞれ、リンク比の影響を受けることがわかる。

慣性力と減衰力に対する感度係数として、次式が定義できる。

$$SF_i = a b / A = \frac{a b}{a b - 1} \quad (3.5.4)$$

$$SF_d = a^2 / A = \frac{a^2}{a b - 1} \quad (3.5.5)$$

この感度係数を図3.3に示す。慣性力は、リンク比 a が1に近づくと急増し、リンク比 a が大きくなると $m_G \ddot{X}_G$ に漸近する。一方、減衰力は、リンク比 a が1に近づくと慣性力と同様に急増するが、リンク比 a の増加に伴っても増大する傾向を有していることがわかる。したがって、動的な案内輪荷重は、リンク比 a が小さい場

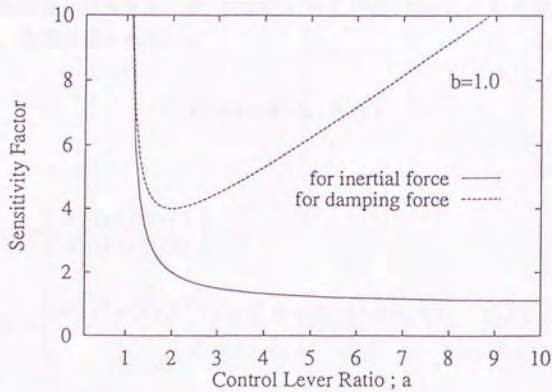


図3.3 案内輪荷重感度係数の変化

合には慣性力および減衰力の影響を，リンク比が大きい場合には減衰力の影響を受けることが理解される。

3.6 周波数応答

式 (3.3.11) および式 (3.3.12) で表現される磁気浮上車両の動的特性を検討するために周波数応答を計算する。式 (3.3.11) および式 (3.3.12) をラプラス変換することにより、次式が得られる。

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{A}^{-1}(s) \mathbf{B}(s) \quad (3.6.1)$$

ここで、

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} X_G(s)/U(s) \\ X_S(s)/U(s) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}(s) = \begin{bmatrix} m_G s^2 + (C_S A^2 + C_G a^2)s + (k_S A^2 + k_G A) & C_S A s + k_S A \\ C_S A s + k_S A & m_S s^2 + C_S s + k_S \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}(s) = \begin{bmatrix} (C_S a b A + C_G a^2)s + (k_S a b A + k_G A) \\ C_S a b s + k_S a b \end{bmatrix}$$

特に、路面入力に対する車体上下振動加速度の伝達関数として、次式を得る。

$$s^2 X_S(s)/U(s) = s^2 a(s)/b(s) \quad (3.6.2)$$

ここで、

$$a(s) = m_G C_S a b s^3 + (C_S C_G a^2 + m_G k_S a b) s^2 + (k_G C_S A + k_S C_G a^2) s + k_S k_G A \quad (3.6.3)$$

$$b(s) = m_G m_S s^4 + \{m_S (C_S A^2 + C_G a^2) + m_G C_S\} s^3 + \{m_S (k_S A^2 + k_G A) + C_S C_G a^2 + m_G k_S\} s^2 + (k_G C_S A + k_S C_G a^2) s + k_S k_G A \quad (3.6.4)$$

一方、軌道の上下変位 U と案内輪荷重 R 間の伝達関数は、式 (3.5.3) をラプラス変換することにより次式のようになる。

$$R(s)/U(s) = [(a b/A) m_G s^2 + (a^2/A) C_G s] [X_G(s)/U(s)] - (a^2/A) C_G s \quad (3.6.5)$$

式 (3.6.2) および式 (3.6.5) に $s = i\omega$ を代入することによって、周波数応答を計算することができる。

表3.1 車両の諸元

| Symbol | Unit | Value | Symbol | Unit | Value |
|--------|------|--------------------|----------------|------|-------|
| m_s | kg | 14.3×10^3 | $a (=l_3/l_4)$ | | 3.5 |
| m_G | kg | 3.70×10^3 | $b (=l_1/l_2)$ | | 1.0 |
| k_s | N/m | 7.84×10^5 | V | m/s | 22.2 |
| k_G | N/m | 8.82×10^6 | | | |
| C_s | Ns/m | 9.80×10^3 | | | |
| C_G | Ns/m | 4.90×10^4 | | | |

式 (3.6.2) および式 (3.6.5) を用いて、周波数応答における設計パラメータの定性的性質を検討する。数値計算に用いた車両の諸元を表3.1に示す。この諸元を用いて計算した車体および台車の加速度応答のゲインを図3.4～図3.6に示す。また、現実的な応答評価を行うために軌道の上下変位振幅は波長に比例するものと仮定し、次式で与えた場合の周波数応答を計算した。

$$U = U_0 V / f \quad (3.6.6)$$

ここで、 V は車両の走行速度(m/s)、 f は周波数(Hz)である。また、 $U_0 = 0.267 \text{ mm/m}$ を計算に使用した。計算結果を図3.7～図3.9に示す。図中には、比較のため、旧国鉄の乗り心地基準1.0(非常によい)をあわせて記載している。

(1) リンク比の影響 (図3.4および図3.7)

図3.4からわかるように、リンク比が大きい場合、10Hz以上の周波数領域において軌道上下変位入力に対する車体上下振動加速度の応答ゲインが増大するために、図3.7において車体上下振動加速度が増大している。これは、式(3.3.12)に記述されているように、軌道の上下変位による外力が車体に直接作用し、この外力がリンク比 ab に比例して増大するからである。一方、案内輪荷重はリンク比が小さくなり、図3.7に示されるように、急増するという傾向を有している。すなわち、リンク比は、大きい場合には車体上下振動加速度の制約を受け、小さい場合には案内輪荷重の制約を受け、これらの条件のトレードオフで適切なリンク比が決定できることが予想される。

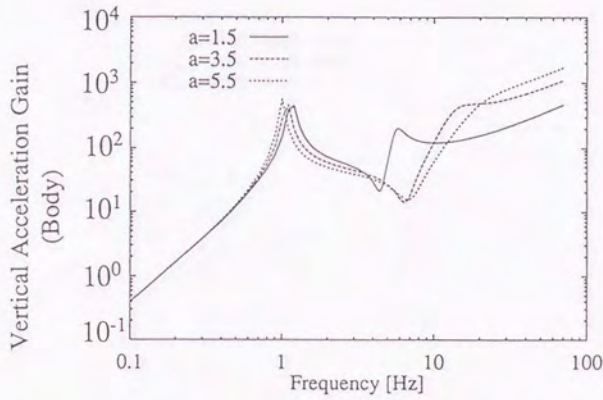
(2) 2次支持装置減衰係数 (図3.5および図3.8)

図3.5および図3.8によれば、2次支持装置減衰係数の増大は、10Hz以上の高い周波数領域において、車体上下振動加速度を増大させる。これは、前に述べたように軌道の上下変動が制御レバーを介して2次支持装置に直接伝達されるために

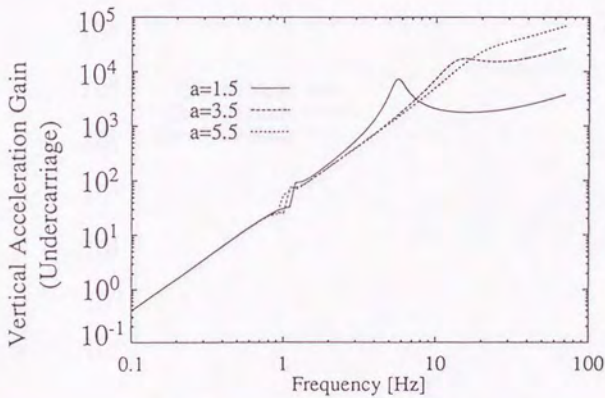
発生するものである。一方、案内輪荷重の最大値は2次支持装置減衰係数を小さく設定しておいても大きな変化はない。したがって、2次支持装置減衰係数は、車体の共振周波数での応答を抑えるための必要最小限にとどめ、過大にならないように注意する必要がある。

(3) 1次支持装置減衰係数 (図3.6および図3.9)

図3.6および図3.9によれば、比較的大きな1次支持装置減衰係数の設定は、台車の共振周波数での応答抑制に効果があり、この周波数での車体上下振動加速度および案内輪荷重の低減には有効であることがわかる。しかしながら、過大な減衰係数は、台車の共振周波数以上の高い周波数領域での案内輪荷重を増大させる傾向を有していることに留意しておかなければならない。

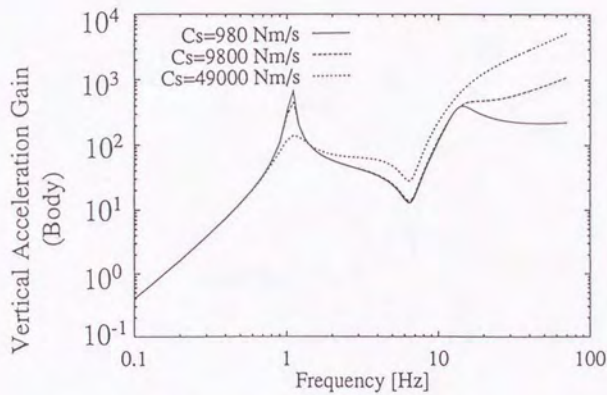


(a) 車体上下振動加速度のゲイン

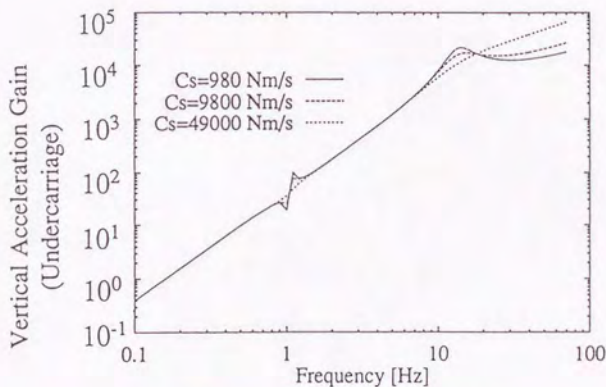


(b) 台車上下振動加速度のゲイン

図3.4 車体および台車の周波数応答
(リンク比が変化)

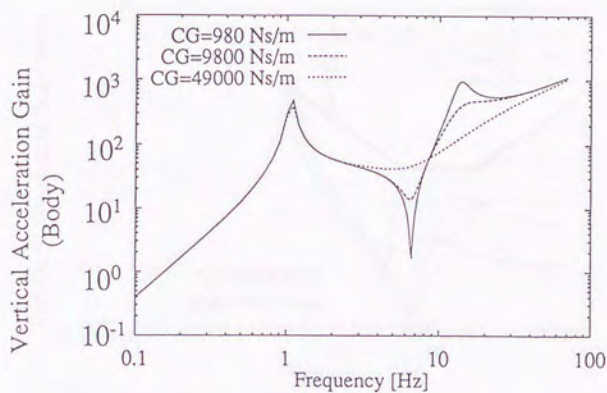


(a) 車体上下振動加速度のゲイン

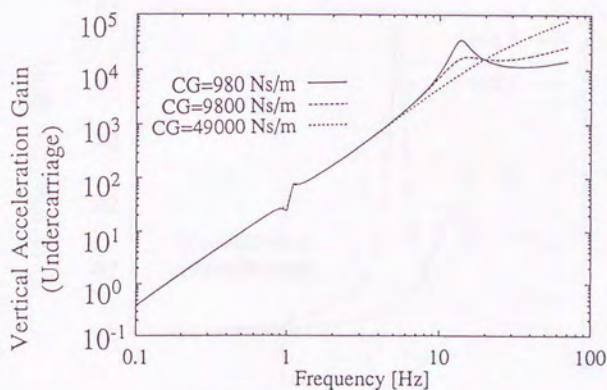


(b) 台車上下振動加速度のゲイン

図3.5 車体および台車の周波数応答
(2次支持装置減衰係数が変化)

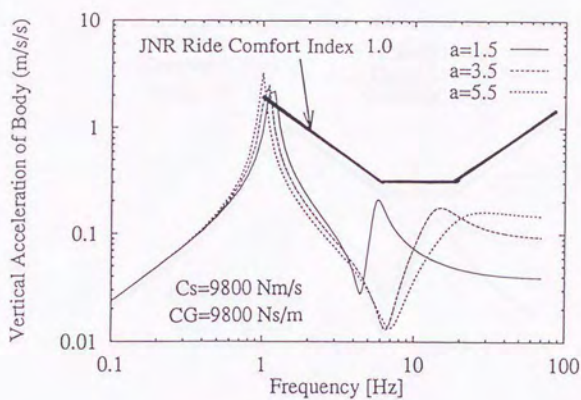


(a) 車体上下振動加速度のゲイン

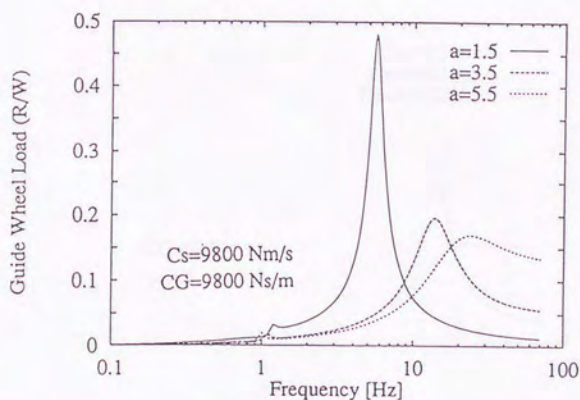


(b) 台車上下振動加速度のゲイン

図3.6 車体および台車の周波数応答
(1次支持装置減衰係数が変化)

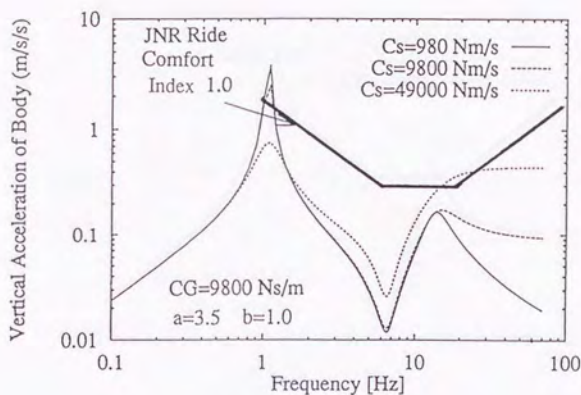


(a) 車体上下振動加速度

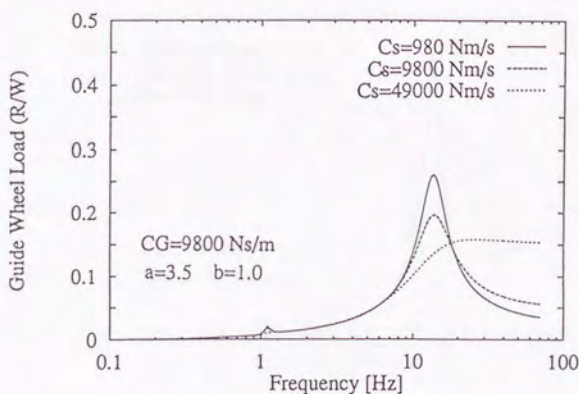


(b) 案内輪荷重

図3.7 車体上下振動加速度および案内輪荷重の周波数応答
 (リンク比が変化)

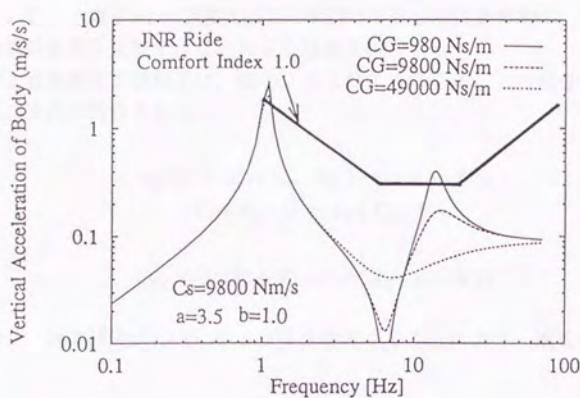


(a) 車体上下振動加速度

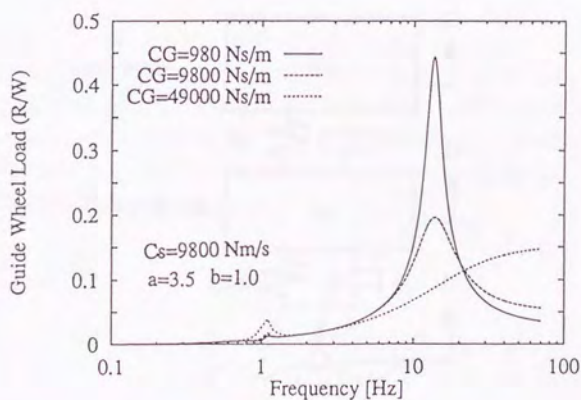


(b) 案内輪荷重

図3.8 車体上下振動加速度および案内輪荷重の周波数応答
(2次支持装置減衰係数が変化)



(a) 車体上下振動加速度



(b) 案内輪荷重

図3.9 車体上下振動加速度および案内輪荷重の周波数応答
(1次支持装置減衰係数が変化)

3.7 一般の2自由度振動系との差異

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両が、一般の鉄道車両等と異なる点は、軌道の上下変位が2次支持装置に直接伝達され、車体がこれにより加振されることであることは、3.4節において指摘した。本節では、さらに具体的に、同一諸元を用いて、周波数応答を比較することにより差異を検討する。

一般の2自由度上下振動系は、図3.10のようになる。この場合の車両の運動方程式は、次式で記述される。

$$\begin{aligned} m_G \ddot{X}_G = & -C_S (\dot{X}_G - \dot{X}_S) - k_S (X_G - X_S) \\ & - C_G (\dot{X}_G - \dot{U}) - k_G (X_G - U) \end{aligned} \quad (3.7.1)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -C_S (\dot{X}_S - \dot{X}_G) - k_S (X_S - X_G) \quad (3.7.2)$$

式(3.7.1)および式(3.7.2)をラプラス変換することにより、次式が求められる。

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{A}^{-1}(s) \mathbf{B}(s) \quad (3.7.3)$$

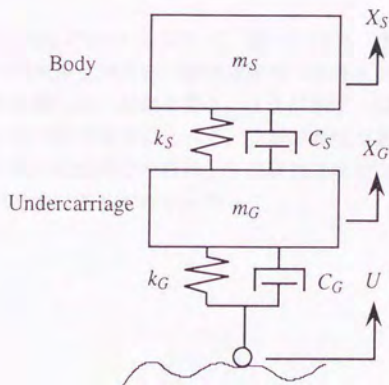


図3.10 一般の2自由度振動系

ここで,

$$G(s) = \begin{bmatrix} X_G(s)/U(s) \\ X_S(s)/U(s) \end{bmatrix}$$

$$A(s) = \begin{bmatrix} m_G s^2 + (C_S + C_G)s + (k_S + k_G) & -C_S s - k_S \\ -C_S s - k_S & m_S s^2 + C_S s + k_S \end{bmatrix}$$

$$B(s) = \begin{bmatrix} C_G s + k_G \\ 0 \end{bmatrix}$$

前節と同様に, 路面入力に対する車体上下振動加速度の伝達関数として, 次式を得る.

$$s^2 X_S(s)/U(s) = s^2 a(s)/b(s) \quad (3.7.4)$$

ここで,

$$a(s) = C_S k_G s + k_S k_G \quad (3.7.5)$$

$$b(s) = m_G m_S s^4 + C_S (m_S + m_G) s^3 + \{m_S (k_S + k_G) + m_G k_S\} s^2 + C_S k_G s + k_S k_G \quad (3.7.6)$$

式 (3.6.2) および式 (3.7.4) を用いて, 同一の諸元 (表 3. 1) に対する機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両と一般鉄道車両の車体上下振動加速度の周波数応答を計算し, 差異を比較した. 結果を図 3. 11 に示す. 機械式空隙制御機構を取り付けた車両は, 一般の鉄道車両に比べて, 人間の感度が高い 1~10Hz での乗り心地が良いが, それより高い周波数での車体上下振動加速度の応答が大きくなり, この領域での影響を受けやすいことがわかった.

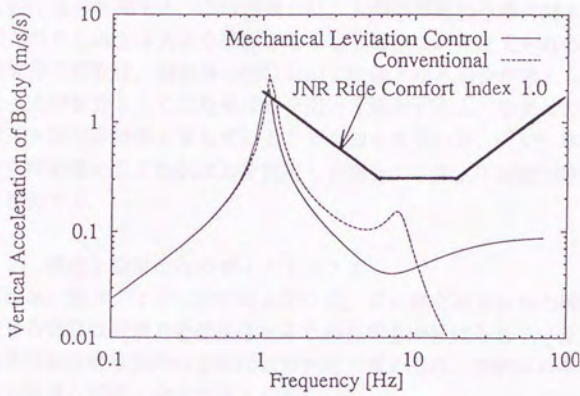


図3.11 一般の2自由度振動系との比較

3.8 空気ばねの効果

3.7節において指摘したように、機械式空隙制御機構を取り付けた車両は、一般の鉄道車両に比べて10Hz以上の高い周波数での車体の上下振動加速度応答が大きくなるという傾向を有する。この領域では、人間の振動加速度に対する感度が低下するので、乗り心地には大きな問題となる場合は少ないと考えられる。しかし、高い周波数成分の存在は、騒音等の面において問題となる場合が考えられる。一方、車両の2次支持装置としては空気ばねを用いる場合がある。空気ばねは高周波数の振動の伝達を妨げる効果を有していることが知られている。[37] 本節においては、2次支持装置として空気ばねを採用した場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重を検討する。

3.8.1 構造と空気ばねのダイナミクス

空気ばねは、図3.12に示されるように、ゴム膜を持つ本体と補助空気室からなり、両者の間には減衰力を発生させるために絞りが設けられている。車体の振動に伴う空気ばね内の空気の状態変化は断熱的と考えられ、空気ばね本体と補助空気室の圧力と体積の関係は次式で表される。

$$P_0 V_1^\gamma = (P_0 + p_a)(V_1 + v_1 - q/\rho)^\gamma \quad (3.8.1)$$

$$P_0 V_2^\gamma = (P_0 + p_a)(V_2 + q/\rho)^\gamma \quad (3.8.2)$$

上式に用いられた記号の定義を下記に示す。

| | |
|-----------------------|----------------------|
| P_0 : 空気ばね初期内圧, | p_a : 空気ばね本体の内圧変動量 |
| V_1 : 空気ばね本体の容積, | V_2 : 補助空気室の容積 |
| v_1 : 空気ばね本体の容積変動量, | γ : 比熱比 |
| q : 絞りを通過する空気重量, | ρ : 空気密度 |

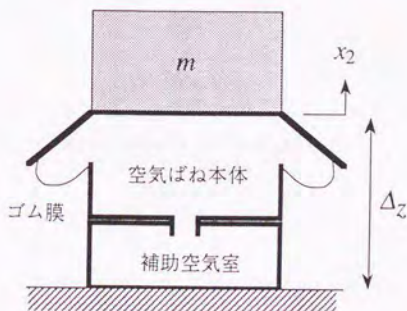


図3.12 空気ばね

振動が小さい場合には、式 (3.8.1) および式 (3.8.2) は次の一次近似式で置き換えることができる。

$$\gamma P_0 (v_1 - q/\rho) + p_a V_1 = 0 \quad (3.8.3)$$

$$p_b V_2 + \gamma P_0 q/\rho = 0 \quad (3.8.4)$$

ここで、 p_b は補助空気室の内圧変動量である。

空気ばね本体の体積変化は、次式で近似できる。

$$v_1 = A_0 \Delta z \quad (3.8.5)$$

ここで、 A_0 は、空気ばねの有効受圧面積、 Δz は空気ばねのたわみ量である。

絞りを通る空気の流量と絞り前後の圧力差の間には、次式の関係が成立する。

$$p_b - p_a = R \dot{q} \quad (3.8.6)$$

ここで、 R は気体定数である。式 (3.8.1) ~ 式 (3.8.5) を式 (3.8.6) に代入することにより、次式を得る。

$$\dot{p}_a = - \left(1 + \frac{V_1}{V_2} \right) \frac{\gamma P_0}{\rho V_1 R} p_a - \frac{\gamma A_0 P_0}{V_1} \Delta z - \frac{\gamma^2 P_0^2 A_0}{\rho V_1 V_2 R} \Delta z \quad (3.8.7)$$

したがって、空気ばね系の運動方程式として次式を得る。

$$m \ddot{x}_2 = A_0 p_a - k_2 \Delta z \quad (3.8.8)$$

$$\dot{p}_a = - (1 + N) \frac{k_1}{c} p_a - \frac{k_1}{A_0} \Delta z - \frac{N k_1^2}{A_0 c} \Delta z \quad (3.8.9)$$

ただし、

$$\begin{aligned} N &= V_1 / V_2 \\ k_1 &= (\gamma A_0^2 P_0) / V_1 \\ k_2 &= - (dA_0 / dz) (P_0 - P_{AT}) \\ c &= \rho A_0^2 R \end{aligned}$$

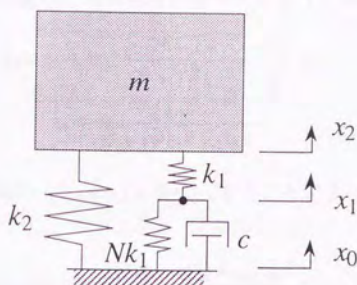


図3.13 空気ばねの振動モデル

3. 8. 2 空気ばね系の基本特性

空気ばね系の基本特性を考察するために、式 (3.8.8) および式 (3.8.9) に対して次の変数変換を行う。

$$p_a = -(k_1/A_0)(x_2 - x_1) \quad (3.8.10)$$

$$\Delta z = x_2 - x_0 \quad (3.8.11)$$

その結果、式 (3.8.8) と式 (3.8.9) は次のように書き換えることができる。

$$m \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_0) - k_1(x_2 - x_1) \quad (3.8.12)$$

$$k_1(x_2 - x_1) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - Nk_1(x_1 - x_0) = 0 \quad (3.8.13)$$

よって、空気ばね系の等価運動モデルとして、図 3. 13 が得られる。

式 (3.8.12) および式 (3.8.13) をラプラス変換し、連立させて解くことにより変位 x_0 と x_2 間の関係として次式を得る。

$$\left[ms^2 + k_1 + k_2 - \frac{k_1^2}{(N+1)k_1 + cs} \right] X_2 = \left[\frac{ck_1s + Nk_1^2}{(N+1)k_1 + cs} + k_2 \right] X_0 \quad (3.8.14)$$

左辺 [] 内の第 4 項および右辺 [] 内第 1 項の分母分子に、 $(N+1)k_1 - cs$ をかけて整理すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} & \left[ms^2 + \frac{ck_1^2}{(N+1)^2k_1^2 - c^2s^2} s + \left\{ k_2 + k_1 \left(\frac{N(N+1)k_1^2 - c^2s^2}{(N+1)^2k_1^2 - c^2s^2} \right) \right\} \right] X_2 = \\ & \left[\frac{ck_1^2}{(N+1)^2k_1^2 - c^2s^2} s + \left\{ k_2 + k_1 \left(\frac{N(N+1)k_1^2 - c^2s^2}{(N+1)^2k_1^2 - c^2s^2} \right) \right\} \right] X_0 \end{aligned} \quad (3.8.15)$$

式 (3.8.15) より, 有効ばね定数と有効減衰係数が次のように定義できる.

$$k_e = k_2 + k_1 \left(\frac{N(N+1)k_1^2 - c^2 s^2}{(N+1)^2 k_1^2 - c^2 s^2} \right) \quad (3.8.16)$$

$$c_e = \frac{c k_1^2}{(N+1)^2 k_1^2 - c^2 s^2} \quad (3.8.17)$$

式 (3.8.16) および式 (3.8.17) に, $s = i\omega$ を代入することにより次式を得る.

$$k_e = k_2 + k_1 \left(\frac{N(N+1)k_1^2 + c^2 \omega^2}{(N+1)^2 k_1^2 + c^2 \omega^2} \right) \quad (3.8.18)$$

$$c_e = \frac{c k_1^2}{(N+1)^2 k_1^2 + c^2 \omega^2} \quad (3.8.19)$$

有効ばね定数および有効減衰係数は, 周波数の変動に伴い次のように変動する.

$$k_e \rightarrow k_1 + k_2, c_e \rightarrow 0 \quad (\omega \rightarrow \infty) \quad (3.8.20)$$

$$k_e \rightarrow k_1 \left(\frac{N}{N+1} \right) + k_2, c_e \rightarrow \frac{c}{(N+1)^2} \quad (\omega \rightarrow 0) \quad (3.8.21)$$

減衰係数が周波数の増大とともに減少し高周波振動成分の遮蔽に効果があることがわかる.

3. 8. 3 車体の上下振動

2次支持装置として空気ばねを採用した場合の車両の応答を計算する. この場合の車両の運動を支配する方程式は, 次のようにして導かれる.

車両の運動は, 次式によって表現できる.

$$m_G \ddot{X}_G = F_S + F_m + R \quad (3.8.22)$$

$$m_S \ddot{X}_S = -F_S \quad (3.8.23)$$

2次支持装置に空気ばねを採用した場合の2次支持装置に作用する力として, 次式を得る.

$$F_S = k_1 [X_S - X_S'] + k_2 [(ab-1)X_G - abU + X_S] \quad (3.8.24)$$

ここで, X_S' は図 3. 13 において x_1 に相当する部分の変位である.

その他の力は, 式 (3.3.6), 式 (3.3.7), 式 (3.3.8) により与えられている.

3. 3 節と同様にして, 次式を得る.

$$m_G \ddot{X}_G = -C_G a^2 \dot{X}_G - (k_2 A^2 + k_G A) X_G - (k_1 + k_2) A X_S + k_1 A \dot{X}_S \\ + C_G a^2 \dot{U} + (k_2 a b A + k_G A) U \quad (3.8.25)$$

$$m_S \ddot{X}_S = - (k_1 + k_2) X_S - k_2 A X_G + k_1 \dot{X}_S + k_2 a b U \quad (3.8.26)$$

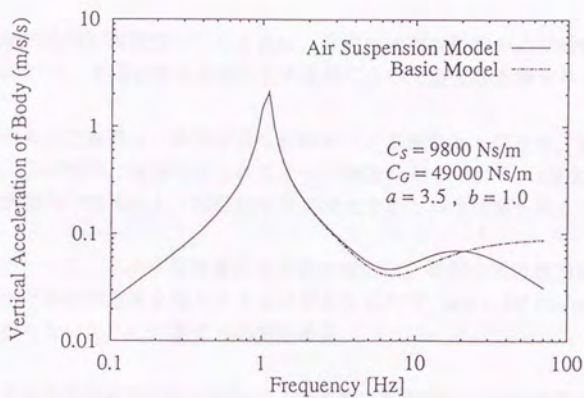
一方、2次支持装置内の力の釣合から、次式が得られる。

$$C_S \dot{X}_S = -k_1 (1+N) X_S + k_1 X_G - C_S A \dot{X}_G - k_1 N A X_G \\ + C_S a b \dot{U} + k_1 N a b U \quad (3.8.27)$$

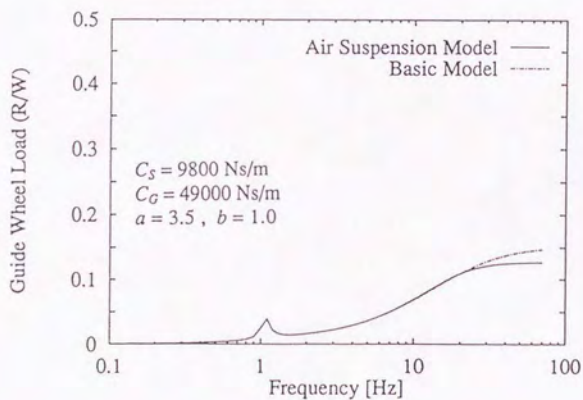
よって、式 (3.8.25)、式 (3.8.26)、式 (3.8.27) が車両の運動を決定する。

一般に、ばね定数 k_2 は、空気ばねの伸縮による有効受圧面積の変動を考慮にいれたものであり、負の値をとるが、ここでは簡単のため、 $k_2 = 0$ の場合について検討する。

前節と同様に表 3. 1 の諸元および式 (3.6.6) で与えられる軌道上下変位入力により車体上下振動加速度の周波数応答を計算した。結果を図 3. 14 に示す。図 3. 14 から、車体に伝達される高周波振動成分が低減されていることがわかる。実車両では、2次支持装置として空気ばねの採用が最も現実的であるので、本検討の結果、車体の10Hz以上の高い周波数の振動加速度は、極端に大きいリンク比の設定をしない限り問題とならないと考えられる。



(a) 車体上下振動加速度



(b) 案内輪荷重

図3.14 空気ばねの効果

3.9 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の上下方向の運動モデルを用いて、基本的動特性について検討した。その結果、次の事項が明らかになった。

- (1) 機械式空隙制御機構のリンク比は、台車の固有振動数および減衰比を変化させるので、本磁気浮上車両の上下運動において重要な影響を与える。
- (2) 本磁気浮上車両は、鉄道車両や自動車の上下振動系と異なり、軌道からの外乱入力が車体に直接伝達されるという特徴を有しており、10Hz以上の高い周波数領域で車体の上下振動加速度が増大するという性質を有している。
- (3) したがって、2次支持装置減衰係数の増加は、前記の周波数領域において車体上下振動加速度を増大させる結果となるので、 4.9×10^4 [Ns/m]以上の設定とならないように注意する必要がある。
- (4) 1次支持装置減衰係数の増加は、台車固有振動数付近での車体上下振動加速度および案内輪荷重の低減に有効である。
- (5) 空気ばねは20Hz以上の周波数領域において車体上下振動加速度の低減に有効であるので、(2)に起因する車体の高周波数領域での問題（例えば騒音）は起こらないと考えられる。

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

本章では、2自由度運動モデルを用いて、車両の性能を評価する方法について説明する。まず、2自由度運動モデルの基本的な考え方について説明し、次に、具体的な評価方法について説明する。最後に、本章のまとめとして、2自由度運動モデルの長短について述べる。

2.1 2自由度運動モデルの考え方

- 1. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 2. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 3. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 4. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 5. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 6. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 7. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 8. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 9. 車両の運動を2自由度で近似する。
- 10. 車両の運動を2自由度で近似する。

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

4.1 はじめに

本章では、3章で構成した上下方向の2自由度運動モデルを用いて、機械式浮上力制御を行う車両の性能と設計パラメータの関係についてさらに定量的な検討を行う。

機械式浮上力制御を行う車両の性能を評価するための物理量としては、乗り心地を評価するための車体上下振動加速度および車両の浮上性能を評価するための案内輪荷重がある。本章では、車体上下振動加速度に対して人間の周波数による感度の違いを考慮に入れた乗り心地レベル（旧国鉄の新しい乗り心地基準 [38-39]）を車両の振動乗り心地評価指標とする。また、車両の浮上性能を評価する指標として、案内輪荷重を車両重量で無次元化した量の実効値を用いる。

本章では、まず、乗り心地レベルおよび車両の浮上性能評価指標の計算方法について説明する。次に、これらの指標を用いて行った車両の設計パラメータと車両の評価指標の関係について考察する。さらに、評価指標の軌道の高低狂いスペクトルに対する依存性についても考察する。

4.2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す。

- $H(f)$: 車体上下加速度の周波数応答関数
- $S_o(f)$: 車体の加速度の応答スペクトル
- $S_i(f)$: 軌道不整入力パワースペクトル密度
- $\tilde{S}_o(f)$: 感覚補正した車体の加速度の応答スペクトル
- $W(f)$: 乗り心地フィルタの周波数特性
- L_T : 乗り心地レベル
- $S_R(f)$: 案内輪荷重の応答スペクトル
- $R(f)$: 案内輪荷重の周波数応答関数
- X_S : 車体中心の変位
- X_G : 台車中心の変位
- a : 下側制御レバーのリンク比 (l_3/l_4)
- b : 上側制御レバーのリンク比 (l_1/l_2)
- A : リンク係数 ($ab-1$)
- R : 案内輪荷重

4. 3 車両性能の評価方法

4. 3. 1 伝達関数

軌道の上下変位入力と車体および台車の上下変位間の伝達関数は、次式で表現できる。

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{A}^{-1}(s) \mathbf{B}(s) \quad (4.3.1)$$

$$\mathbf{G}(s) = \begin{bmatrix} X_G(s)/U(s) \\ X_S(s)/U(s) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}(s) = \begin{bmatrix} m_G s^2 + (C_S A^2 + C_G a^2)s + (k_S A^2 + k_G A) & C_S A s + k_S A \\ C_S A s + k_S A & m_S s^2 + C_S s + k_S \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}(s) = \begin{bmatrix} (C_S a b A + C_G a^2)s + (k_S a b A + k_G A) \\ C_S a b s + k_S a b \end{bmatrix}$$

路面入力に対する車体上下振動加速度の伝達関数は、次式により計算できる。

$$H(s) = s^2 \{X_S(s)/U(s)\} \quad (4.3.2)$$

一方、車両重量により無次元化された案内輪荷重の伝達関数は、次式で表現できる。

$$\begin{aligned} \{R(s)/U(s)\}/W = \\ \{[(a b/A)m_G s^2 + (a^2/A)C_G s]\{X_G(s)/U(s)\} - (a^2/A)C_G s\}/W \end{aligned} \quad (4.3.3)$$

4. 3. 2 乗り心地の評価方法 [38 - 39]

輸送システムの乗り心地評価方法としては、

- (1) 旧国鉄の「乗り心地基準」
- (2) ISO - 2631による方法
- (3) 旧国鉄の「新しい乗り心地基準」
- (4) 乗り心地に頻度の要素を加味した方法
- (5) 米国運輸省のUTACV

等が代表的である。

人間が感じる揺れの強さは車体の加速度に依存するが、その感じ方は周波数によって異なる。一般に最も揺れを感じるのは1~3Hz付近であり、高い周波数になるにしたがって揺れの振幅が同じであっても感じ方は少なくなる。このような周波数に

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

よる感度の違いを考慮に入れ、乗り心地を客観的に数値で評価したものが旧国鉄の「新しい乗り心地基準」において用いられている乗り心地レベルである。この方法は、周波数に関する情報が失われる等の欠点を有しているが、計算により乗り心地レベルを求めることができるので、設計パラメータの乗り心地に与える影響を定量的に評価するのに適している。本章では、この乗り心地レベルを用いて、本磁気浮上車両の乗り心地評価を行う。まず、乗り心地レベルの計算方法について説明する。

軌道狂いによる車体の加速度の応答スペクトル $S_o(f)$ は、次式によって計算できる。

$$S_o(f) = |H(f)|^2 S_i(f) \quad (4.3.4)$$

ここで、 $H(f)$ は車体上下加速度の周波数応答関数であり、 $S_i(f)$ は軌道不整入力パワースペクトル密度である。

車体上下加速度の周波数応答関数は、式(3.6.2)より計算することができる。式(4.3.4)を乗り心地フィルタを用いて感覚補正したものが次式となる。

$$\tilde{S}_o(f) = |H(f)|^2 S_i(f) W(f)^2 \quad (4.3.5)$$

ここで、 $W(f)$ は乗り心地フィルタの周波数特性で、図4.1に示される。

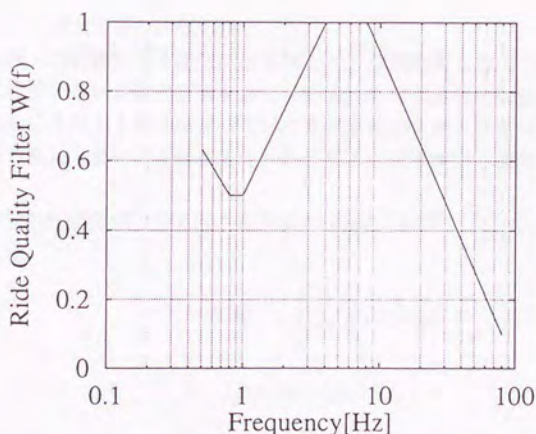


図4.1 乗り心地フィルタ

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

表4.1 乗り心地レベルとその振動区分

| | 乗り心地レベル [dB] | 評価 |
|---|----------------------|-------|
| 1 | $L_T < 8.3$ | 非常に良い |
| 2 | $8.3 \leq L_T < 8.8$ | 良い |
| 3 | $8.8 \leq L_T < 9.3$ | 普通 |
| 4 | $9.3 \leq L_T < 9.8$ | 悪い |
| 5 | $9.8 \leq L_T$ | 非常に悪い |

乗り心地レベル L_T は、式(4.3.5)を用いて次式で計算される。

$$L_T = 20 \log (\bar{a}_w / a_{ref}) \quad (4.3.6)$$

$$\bar{a}_w^2 = \int_{0.5}^{80} \tilde{S}_o(f) df \quad (4.3.7)$$

ここで \bar{a}_w は乗り心地補正された振動加速度のrms値であり、 a_{ref} は基準加速度 (10^{-5} [m/s²]) である。

この乗り心地レベルの振動区分は、表4.1のとおりである。

4.3.3 浮上性能の評価方法

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両では、空隙制御を行うために軌道の走行路面に常に接触している案内車輪を有している。車両の走行中には、永久磁石の吸引力と案内輪に作用する動的荷重によって車両重量が支持されている。案内輪に作用する荷重(車両重量により無次元化)の応答スペクトルは、次式によって計算できる。

浮上性能の評価指標となる案内輪荷重のrms値 ($\overline{R/W}$) は、次式により計算できる。

$$\overline{R/W}^2 = \int S_R(f) / W^2 df \quad (4.3.8)$$

$$S_R(f) = |R(f)|^2 S_i(f) \quad (4.3.9)$$

ここで、 $R(f)$ は案内輪荷重の周波数応答関数で、式(3.6.1)および式(3.6.5)を用いて計算することができる。

4.4 軌道不整パワースペクトル密度 (PSD) 関数

一般に、軌道狂いのパワースペクトル密度関数は、次式の形で表現されている。

$$S(F) = A / F^n \quad (4.4.1)$$

ここで、 A は軌道の粗さ係数、 n はスペクトル形状を示す定数である。また、 F は空間周波数 (波数) $[1/m]$ である。

式 (4.3.4) や式 (4.3.9) に示されている入力スペクトルは、時間周波数に関して記述されており、空間周波数 (波数) を用いた記述である式 (4.4.1) とは、下記の関係がある。

$$S(f) = S(F) / v \quad (4.4.2)$$

$$F = f / v \quad (4.4.3)$$

したがって、時間周波数に対する軌道狂いのパワースペクトル密度関数は、次式となる。

$$S(f) = A / \{v (f/v)^n\} \quad (4.4.4)$$

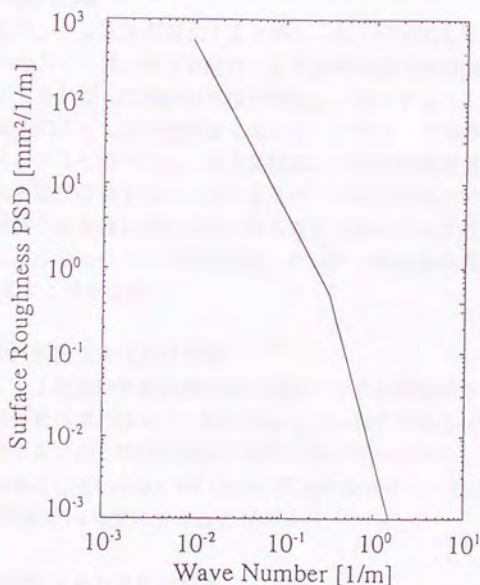


図4.2 軌道の高低狂いパワースペクトル密度

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

一般に、軌道不整のパワースペクトル密度関数は、波数の二乗に反比例することが知られている。特に、鉄レール面の不整は短波長領域では二乗より大きなべき数をとる傾向にあることが指摘されている。[44-45]、[47] 数値計算においては、図4.2に示すような軌道高低狂いスペクトルを入力スペクトルとして使用する。図4.2に示す軌道高低狂いスペクトルは、前記のような鉄製の案内レールの特性を考慮するために、一般鉄道の軌道高低狂いスペクトル[48]を参考にして設定したものである。

4.5 計算結果

4.5.1 設計パラメータの影響

図4.2に示す軌道高低狂いパワースペクトル密度関数を用いて、式(4.3.4)および式(4.3.9)から車体の上下振動加速度および案内輪荷重のスペクトル密度(PSD)を計算した。結果を図4.3～図4.5に示す。さらにこれをもとにして、式(4.3.6)および式(4.3.8)により乗り心地レベルと案内輪荷重rms値を計算した。パラメータは、リンク比 a (ただし、上側リンク比 b は1.0で固定)、1次支持装置減衰係数 C_G 、2次支持装置減衰係数 C_S である。計算結果を図4.6～図4.8に示す。ここでは、スペクトル領域での乗り心地基準である米国運輸省のUTACV基準を参考に記載した。

(1) リンク比の影響

図4.6より、リンク比が増大すると乗り心地レベルは低下し、乗り心地が向上することがわかる。一方、浮上性能は、1次支持装置減衰係数が小さい場合にはリンク比が減少するに従って案内輪荷重が増加し、劣化することがわかる。これは、リンク比の減少により1次支持装置を含むリンク系の上下等価剛性および減衰力が減少することによるものである。この問題は、1次支持装置減衰係数を増加させることによりある程度改善することができるが、2以下の小さいリンク比は静的安定性の面から問題となる場合があるのである程度大きいリンク比(3以上)を設定する必要がある。3以上のリンク比を設定した場合、案内輪荷重のrms値は車両重量の5%程度とすることができる。

(2) 1次支持装置減衰係数の影響

図4.7に、1次支持装置減衰係数の変化に対する評価指標の変化を示す。1次支持装置減衰係数の増加により、乗り心地レベルおよび案内輪荷重rms値が減少して、乗り心地および浮上性能の向上に寄与することがわかる。図4.7より1次支持装置減衰係数として $C_G = 2 \times 10^4$ [Ns/m]以上の設定をしておけば、案内輪荷重のrms値を車両重量の5%程度にすることができる。

(3) 2次支持装置減衰係数の影響

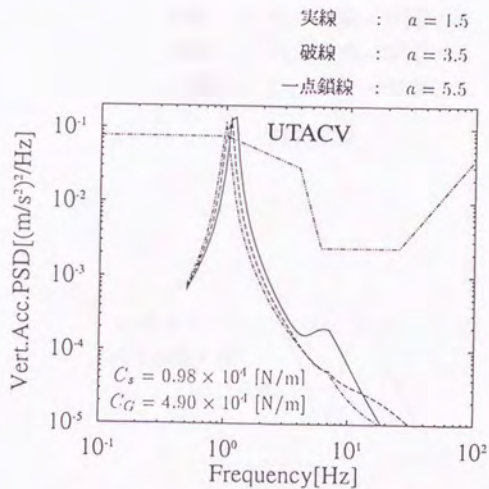
図4.8に、2次支持装置減衰係数の変化に対する評価指標の変化を示す。2次

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

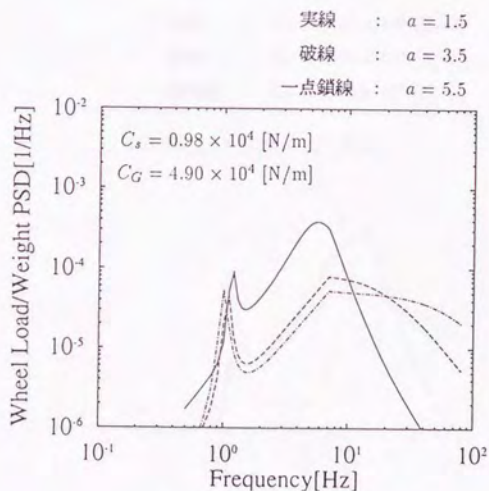
支持装置減衰係数は、 $C_s = 2 \sim 3 \times 10^4$ [Ns/m]程度までは乗り心地レベルの低下には有効であるが、過大な2次支持装置減衰係数は10Hz以上の高周波数領域で車体の応答を増大させるので、これ以上の設定は乗り心地の向上に寄与しないことがわかる。一方、案内輪荷重のrms値は2次支持装置減衰係数の変化の影響をあまり受けないことがわかった。

以上の検討結果より、図4.2に示す軌道高低狂いパワースペクトル密度関数をもとに計算した乗り心地レベルは、種々のパラメータ変動対してすべて83dB以下の「非常によい」という範囲にあることがわかった。また、案内輪荷重rms値は1次支持装置に適切な減衰をあたえることにより、車両総重量の4~6%となり、96%~94%の浮上性能を有することがわかった。

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価



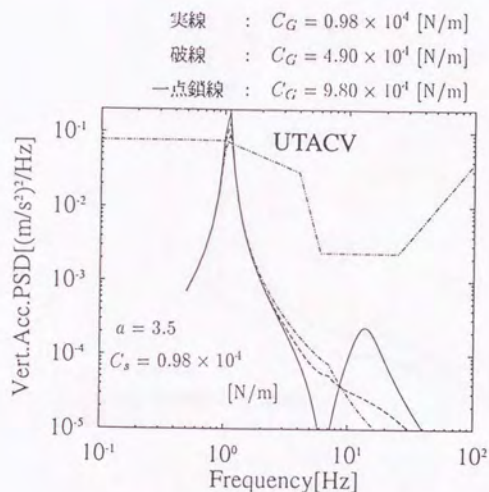
(a) 車体上下振動加速度PSDの変化



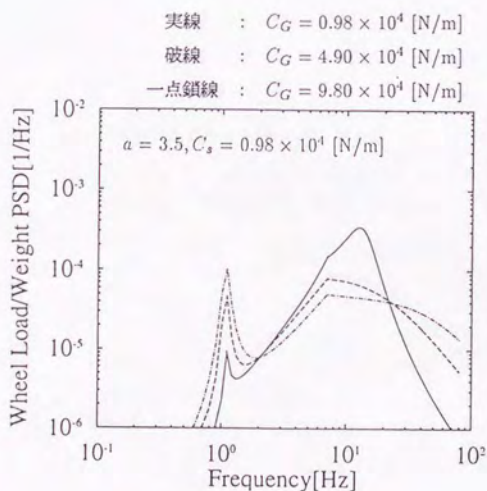
(b) 案内輪荷重PSDの変化

図4.3 応答のPSD (リンク比の影響)

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価



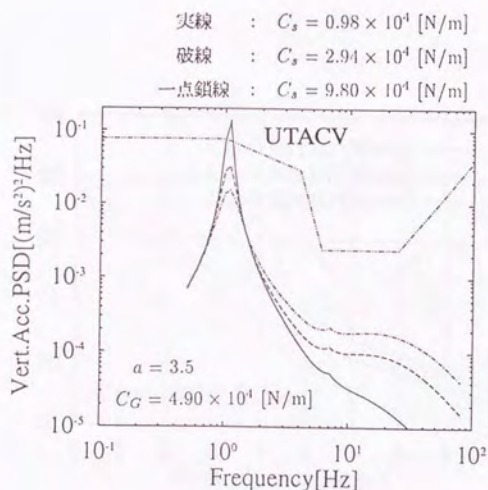
(a) 車体上下振動加速度PSDの変化



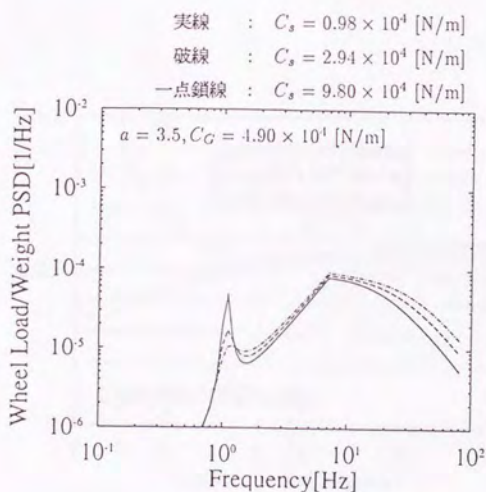
(b) 案内輪荷重PSDの変化

図4.4 応答のPSD (1次支持装置減衰係数の影響)

第4章 2自由度運動モデルによる車両の性能評価

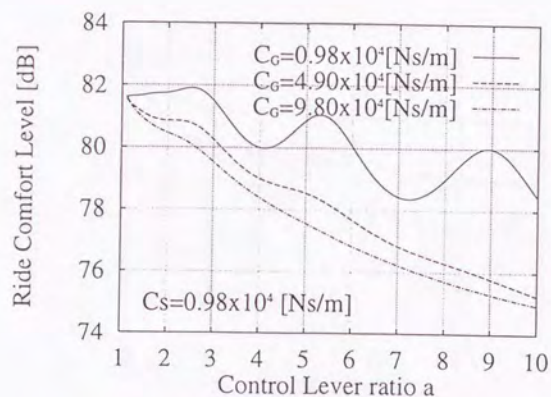


(a) 車体上下振動加速度PSDの変化

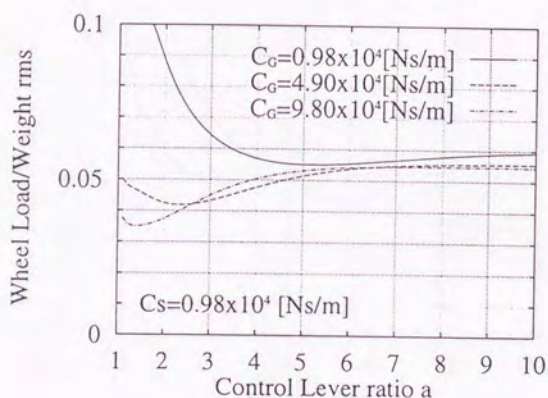


(b) 案内輪荷重PSDの変化

図4.5 応答のPSD (2次支持装置減衰係数の影響)

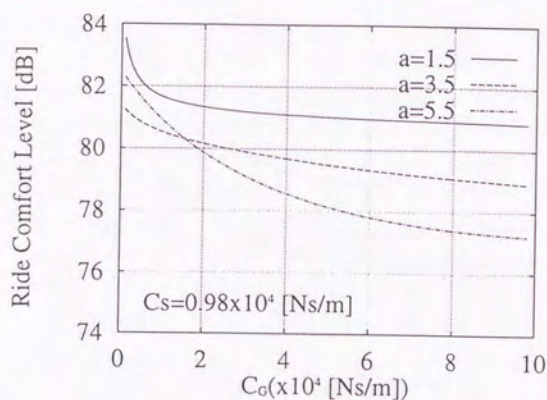


(a) 乗り心地レベルの変化

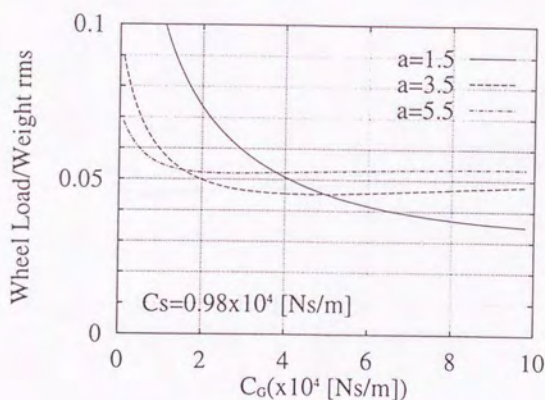


(b) 案内輪荷重rms値の変化

図4.6 車両性能評価指標の変化 (リンク比の影響)

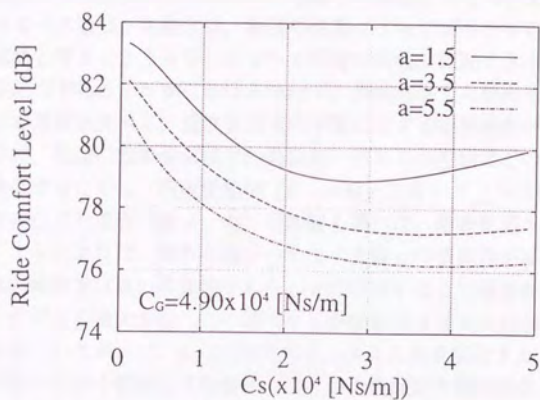


(a) 乗り心地レベルの変化

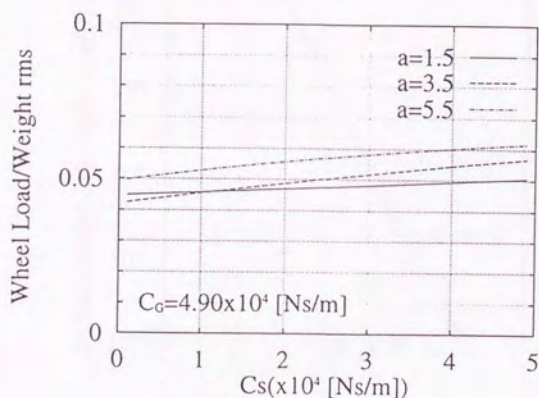


(b) 案内輪荷重rms値の変化

図4.7 車両性能評価指標の変化 (1次支持装置減衰係数の影響)



(a) 乗り心地レベルの変化



(b) 案内輪荷重rms値の変化

図4.8 車両性能評価指標の変化 (2次支持装置減衰係数の影響)

4.5.2 軌道の不確定性の影響

軌道の高低狂いは一般に波数の二乗に反比例することが知られている。特に、鉄レール面の不整は短波長領域では二乗より大きなべき数をとる傾向にあり、図4.2の高低狂いスペクトルはこのことを考慮して設定したものである。高い周波数領域におけるべき数は、実際には、軌道の性質によってばらつく可能性を有しているので固定値と考えるよりもむしろ2~4程度の範囲で変動する不確定なものと考えるほうが適当である。3章における検討で、機械式浮上力制御を行う車両は、一般鉄道などの車両と比べて、短波長領域の不整に対する応答感度が高いことがわかった。そこで、軌道の短波長領域での高低狂いが車両の性能にどのような影響を与えるかを評価するために、短波長領域 ($F > 0.32$) において、べき数 n が2から4まで連続的に変化した場合 (図4.9) の影響を調べた。結果を図4.10に示す。

図4.10によれば、乗り心地レベルはべき数 n の依存性がほとんどないのに対して、案内輪荷重は強い依存性をもち、 n が小さくなる (短波長の不整を多く含む) にしたがって増大する。このスペクトル依存性はリンク比が大きい場合に特に顕著である。したがって、 $a=5.5$ 等の大きいリンク比を設定すると、軌道が短い波長の高低狂いを多く含むような場合には、浮上性能が大幅に劣化する場合があるので注意する必要がある。

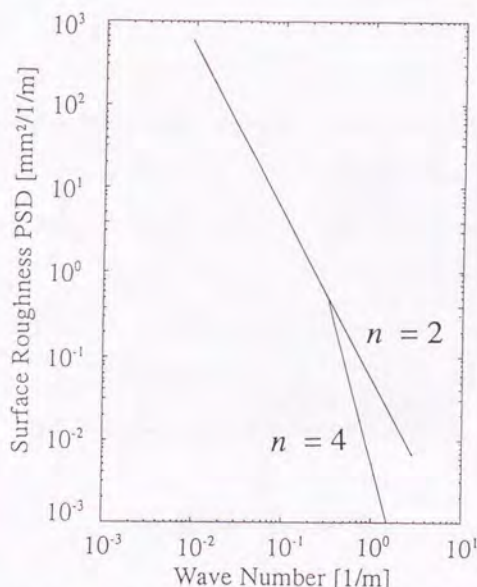
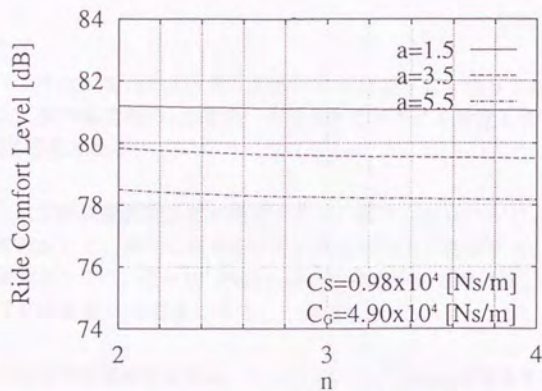
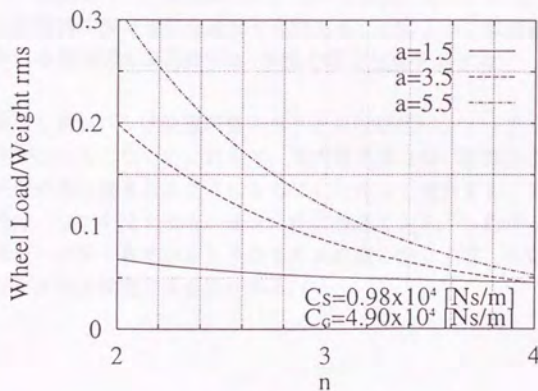


図4.9 軌道高低狂いパワースペクトル密度の不確定性



(a) 乗り心地レベルの変化



(b) 案内輪荷重rms値の変化

図4.10 車両性能評価指標の変化（軌道の不確定性の影響）

4. 6 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の上下2自由度運動モデルを用いて、車両の乗り心地レベルおよび浮上性能と設計パラメータ（リンク比、1次支持装置減衰係数、2次支持装置減衰係数）の関係を調べた。その結果、次の事項が明らかになった。

- (1) リンク比が増大すると乗り心地レベルは低下し、乗り心地が向上する。一方、案内輪荷重のrms値は、3以上のリンク比を設定した場合、車両重量の5%程度となる。
- (2) 1次支持装置減衰係数が増加すると、乗り心地レベルおよび案内輪荷重rms値が減少して、乗り心地および浮上性能の向上に寄与する。1次支持装置減衰係数として $C_G = 2 \times 10^4$ [Ns/m]以上の設定をしておけば、案内輪荷重のrms値は車両重量の5%程度にすることができる。
- (3) 2次支持装置減衰係数は、 $C_S = 2 \sim 3 \times 10^4$ [Ns/m]程度までは乗り心地レベルの低下には有効であるが、過大な2次支持装置減衰係数は10Hz以上の高周波数領域で車体の応答を増大させるので、乗り心地の向上に寄与しない。一方、案内輪荷重のrms値は2次支持装置減衰係数の変化の影響をあまり受けない。
- (4) 鉄道のレール相当の軌道高低狂いパワースペクトル密度関数をもとに計算した乗り心地レベルは、80km/h走行時において、種々のパラメータ変動対してすべて83dB以下の「非常によい」という範囲にある。また、案内輪荷重rms値は1次支持装置に適切な減衰をあたえることにより、車両総重量の4~6%となり、本磁気浮上車両は96%~94%の浮上性能を有する。
- (5) 乗り心地レベルは軌道不整スペクトルの形状パラメータ（べき数）への依存性がほとんどないのに対して、案内輪荷重は強い依存性を有し、短い波長の不整が多く含まれるようになるにしたがって増大する。このスペクトル依存性は、リンク比が大きい場合に特に顕著である。したがって、短い波長の高低狂いが多く含まれると予想される軌道に対しては、前記の影響を考慮してリンク比を設定する必要がある。

第5章 走行シミュレーション [40-42]

5.1 はじめに

前章までにわたって、機械式浮上力制御を行う車両の設計パラメータと運動特性の関係を2自由度上下運動モデル(2DOFモデル)を用いて理論的に検討し、適切な設計パラメータの設定範囲を考察した。これらの理論的検討の妥当性を確認すると同時に、現実的な設計パラメータの設定範囲を明らかにするために、磁気浮上車両が実際に遭遇すると考えられる軌道不整入力を模擬し、これに対する車両の応答を計算して、設計パラメータと車両の運動特性との関係を検討する。

走行シミュレーションに使用する車両の運動モデルは、車体、前位台車、後位台車それぞれに対して上下運動、ローリング運動、ピッチング運動を考慮した9自由度モデルである。さらに、前位および後位台車に取り付けた4組ずつ計8組の独立に機能する空隙制御機構をモデル化し、運動モデルに組み込んでいる。本運動モデルでは、特に、浮上力を発生する永久磁石が車両の前後方向に分布していることを考慮して磁石の吸引力およびピッチングモーメントを計算する。

9自由度運動モデルの入力となる軌道の左右の案内レールの上下変位(高低狂い)は、鉄道のレール面の高低狂いパワースペクトル密度関数を用いて計算機によって生成する。また、車両が走行する左右のレールには水準狂いがあり、左右のレールの上下変位データの生成にあたってはこれを考慮する必要がある。ここでは、適当なコヒーレンス関数を仮定することにより左右のレールの上下変位を設定する。

一方、実際のM-Bahn車両に用いられている空隙制御機構は、左右の制御レバーを連結した構成をとっており、各制御レバーを独立に制御する方式と比較して力学的拘束を受けている。ここでは、このように各制御レバーが力学的拘束を受ける場合の車両の運動をシミュレーションによって分析して、実際に用いられている空隙制御機構の問題点を検討する。

5.2 主要な記号

本章で用いられる主要な記号を下記に示す.

- A : リンク係数 $ab-1$
- a : 下側制御レバーのリンク比 l_3/l_4
- b : 上側制御レバーのリンク比 l_1/l_2
- c : 上側制御レバーのオフセット比 l'_2/l_2
- C_G : 1次支持装置減衰係数 (車両全体)
- C_S : 2次支持装置減衰係数 (車両全体)
- d_w : 左右の案内輪間隔 (案内輪トレッド)
- d_m : 左右の永久磁石間隔 (磁石トレッド)
- d_s : 左右の2次支持装置間隔 (2次支持装置トレッド)
- I_{BS}, I_{BG} : 車体, 台車の慣性モーメント
- k_G : 磁石等価ばね定数 (車両全体)
- k : 1次支持装置ばね定数 (車両全体)
- k_S : 2次支持装置ばね定数 (車両全体)
- L : 前, 後位台車中心間隔
- l : 台車軸距
- l_m : 磁石長
- m_G : 台車質量 (車両全体)
- m_S : 車体質量
- R_i : 案内輪荷重
- U_i : 軌道の上下変位
- V : 車両走行速度
- Z_S, Z_{GF}, Z_{GR} : 車体, 前後位台車, 後位台車の上下変位
- $\theta_S, \theta_{GF}, \theta_{GR}$: 車体, 前後位台車, 後位台車のピッチ角変位
- $\Phi(\Omega/2\pi)$: 軌道の高低狂いパワースペクトル密度関数
- $\gamma(\Omega/2\pi)$: 左右の案内レールのコヒーレンス関数

5.3 運動方程式

本節では、静的な荷重変動を補償する機械式空隙制御機構を備えた車両の走行シミュレーションに用いる車両の運動方程式を導出する。車両の運動の自由度を図5.1に示す。また、車両の運動モデルを図5.2に示す。

5.3.1 車体の運動方程式

車体は、前位台車および後位台車と2次支持装置を介して結合されており、次式で記述される。

(1) 上下運動

$$m_s \ddot{Z}_S = -S_{2FR} - S_{2FL} - S_{2RR} - S_{2RL} \quad (5.3.1)$$

(2) ロール運動

$$I_{\phi_S} \ddot{\Phi}_S = (d_s / 2) (-S_{2FR} + S_{2FL} - S_{2RR} + S_{2RL}) \quad (5.3.2)$$

(3) ピッチング運動

$$I_{\theta_S} \ddot{\theta}_S = (L / 2) (-S_{2FR} - S_{2FL} + S_{2RR} + S_{2RL}) \quad (5.3.3)$$

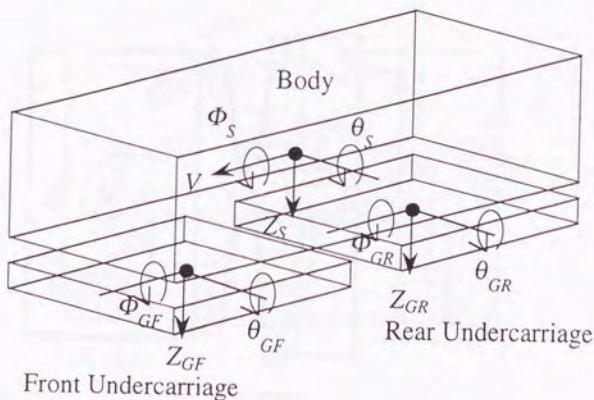


図5.1 運動の自由度

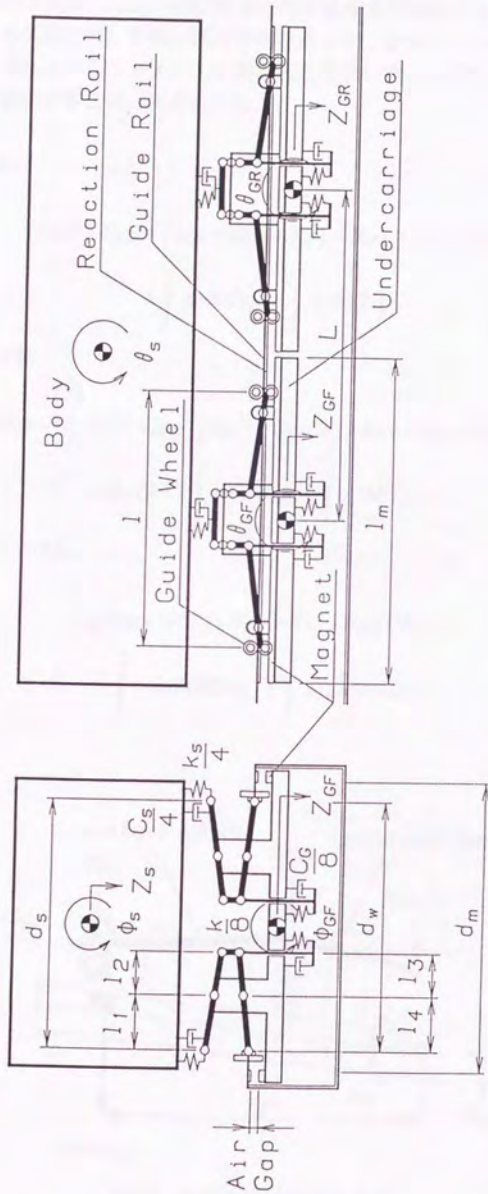


図5.2 車両の運動モデル

5. 3. 2 前位台車の運動方程式

図5. 2および図5. 3より前位台車に作用する力を記述する。ここでは、吸引力を発生する永久磁石が、車両の進行方向に沿って、分布していることを考慮して、吸引力やそれに伴うモーメントを微小磁石要素の寄与の積分として表現する。前位台車の運動方程式は、次式となる。

(1) 上下運動

$$(m_G/2)\ddot{Z}_{GF} = S2_{FR} + S2_{FL} + R_{R1} + R_{R2} + R_{L1} + R_{L2} \\ + \int d(MG_{FR}) + \int d(MG_{FL}) \quad (5.3.4)$$

(2) ロール運動

$$I_{\Phi G}\ddot{\Phi}_{GF} = (d_s/2)(S2_{FR} - S2_{FL}) + (d_w/2)(R_{R1} + R_{R2} - R_{L1} - R_{L2}) \\ + (d_m/2)\left\{\int d(MG_{FR}) - \int d(MG_{FL})\right\} \quad (5.3.5)$$

(3) ピッチング運動

$$I_{\theta G}\ddot{\theta}_{GF} = (l/2)(R_{R1} + R_{L1} - R_{R2} - R_{L2}) \\ + \int x_{FR} d(MG_{FR}) + \int x_{FL} d(MG_{FL}) \quad (5.3.6)$$

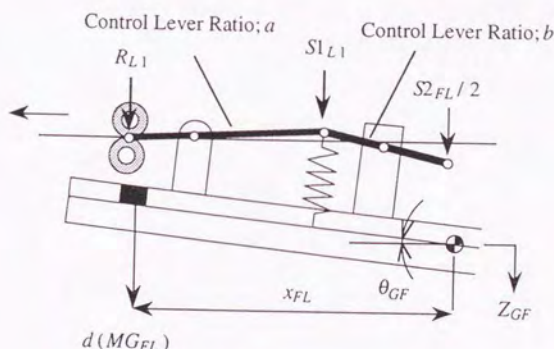


図5.3 前位台車に作用する力

5.3.3 後位台車の運動方程式

後位台車の運動は、前位台車の運動方程式の導出と同様にして、次式により記述できる。

(1) 上下運動

$$(m_G/2)\ddot{Z}_{GR} = S2_{RR} + S2_{RL} + R_{R3} + R_{R4} + R_{L3} + R_{L4} \\ + \int d(MG_{RR}) + \int d(MG_{RL}) \quad (5.3.7)$$

(2) ロール運動

$$I_{\Phi G}\ddot{\Phi}_{GR} = (d_s/2)(S2_{RR} - S2_{RL}) + (d_w/2)(R_{R3} + R_{R4} - R_{L3} - R_{L4}) \\ + (d_m/2)\left\{\int d(MG_{RR}) - \int d(MG_{RL})\right\} \quad (5.3.8)$$

(3) ピッチング運動

$$I_{\theta G}\ddot{\theta}_{GR} = (l/2)(R_{R3} + R_{L4} - R_{R4} - R_{L3}) \\ + \int x_{RR} d(MG_{RR}) + \int x_{RL} d(MG_{RL}) \quad (5.3.9)$$

5. 3. 4 2次支持装置に作用する力の表現

2次支持装置に作用する力は次式で記述することができる。

$$S_{2FR} = -(C_S/4)\delta_{2FR} - (k_S/4)\delta_{2FR} \quad (5.3.10)$$

$$S_{2FL} = -(C_S/4)\delta_{2FL} - (k_S/4)\delta_{2FL} \quad (5.3.11)$$

$$S_{2RR} = -(C_S/4)\delta_{2RR} - (k_S/4)\delta_{2RR} \quad (5.3.12)$$

$$S_{2RL} = -(C_S/4)\delta_{2RL} - (k_S/4)\delta_{2RL} \quad (5.3.13)$$

ここで、 δ_{2FR} , δ_{2FL} , δ_{2RR} , δ_{2RL} は前位および後位台車の2次支持点の相対変位であり次式で表現できる。

$$\begin{aligned} \delta_{2FR} = & -(ab-1)Z_{GF} - \{(ab d_w - d_s)/2\} \Phi_{GF} \\ & + (ab/2)(U_{R1} + U_{R2}) - Z_S - (d_s/2) \Phi_S - (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.3.14)$$

$$\begin{aligned} \delta_{2FL} = & -(ab-1)Z_{GF} + \{(ab d_w - d_s)/2\} \Phi_{GF} \\ & + (ab/2)(U_{L1} + U_{L2}) - Z_S + (d_s/2) \Phi_S - (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.3.15)$$

$$\begin{aligned} \delta_{2RR} = & -(ab-1)Z_{GR} - \{(ab d_w - d_s)/2\} \Phi_{GR} \\ & + (ab/2)(U_{R3} + U_{R4}) - Z_S - (d_s/2) \Phi_S + (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.3.16)$$

$$\begin{aligned} \delta_{2RL} = & -(ab-1)Z_{GR} + \{(ab d_w - d_s)/2\} \Phi_{GR} \\ & + (ab/2)(U_{L3} + U_{L4}) - Z_S + (d_s/2) \Phi_S + (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.3.17)$$

したがって、式(5.3.14)～式(5.3.17)を式(5.3.10)～式(5.3.13)に代入することにより、2次支持装置に作用する力の表現として、次式を得る。

$$\begin{aligned} S_{2FR} = & (C_S/4)[A\dot{Z}_{GF} + D\dot{\Phi}_{GF} - B(\dot{U}_{R1} + \dot{U}_{R2}) + \dot{Z}_S + (d_s/2)\dot{\Phi}_S + (L/2)\dot{\theta}_S] \\ & + (k_S/4)[AZ_{GF} + D\Phi_{GF} - B(U_{R1} + U_{R2}) + Z_S + (d_s/2)\Phi_S + (L/2)\theta_S] \end{aligned} \quad (5.3.18)$$

$$\begin{aligned} S_{2FL} = & (C_S/4)[A\dot{Z}_{GF} - D\dot{\Phi}_{GF} - B(\dot{U}_{L1} + \dot{U}_{L2}) + \dot{Z}_S - (d_s/2)\dot{\Phi}_S + (L/2)\dot{\theta}_S] \\ & + (k_S/4)[AZ_{GF} - D\Phi_{GF} - B(U_{L1} + U_{L2}) + Z_S - (d_s/2)\Phi_S + (L/2)\theta_S] \end{aligned} \quad (5.3.19)$$

$$\begin{aligned} S_{2RR} = & (C_S/4)[A\dot{Z}_{GR} + D\dot{\Phi}_{GR} - B(\dot{U}_{R3} + \dot{U}_{R4}) + \dot{Z}_S + (d_s/2)\dot{\Phi}_S - (L/2)\dot{\theta}_S] \\ & + (k_S/4)[AZ_{GR} + D\Phi_{GR} - B(U_{R3} + U_{R4}) + Z_S + (d_s/2)\Phi_S - (L/2)\theta_S] \end{aligned} \quad (5.3.20)$$

$$S_{2RL} = (C_S/4) [A \ddot{Z}_{GR} - D \dot{\Phi}_{GR} - B (\dot{U}_{L3} + \dot{U}_{L4}) + \dot{Z}_S - (d_S/2) \dot{\Phi}_S - (L/2) \dot{\theta}_S] \\ + (k_S/4) [A Z_{GR} - D \Phi_{GR} - B (U_{L3} + U_{L4}) + Z_S - (d_S/2) \Phi_S - (L/2) \theta_S] \quad (5.3.21)$$

ただし, $A = ab - 1, B = ab/2, D = (abd_w - d_s)/2$ である.

5. 3. 5 1次支持装置に作用する力の表現

1次支持装置に作用する力は次式で記述することができる.

前位台車

$$S_{1R1} = -(C_G/8) \delta_{1R1} - (k/8) \delta_{1R1} \quad (5.3.22)$$

$$S_{1R2} = -(C_G/8) \delta_{1R2} - (k/8) \delta_{1R2} \quad (5.3.23)$$

$$S_{1L1} = -(C_G/8) \delta_{1L1} - (k/8) \delta_{1L1} \quad (5.3.24)$$

$$S_{1L2} = -(C_G/8) \delta_{1L2} - (k/8) \delta_{1L2} \quad (5.3.25)$$

後位台車

$$S_{1R3} = -(C_G/8) \delta_{1R3} - (k/8) \delta_{1R3} \quad (5.3.26)$$

$$S_{1R4} = -(C_G/8) \delta_{1R4} - (k/8) \delta_{1R4} \quad (5.3.27)$$

$$S_{1L3} = -(C_G/8) \delta_{1L3} - (k/8) \delta_{1L3} \quad (5.3.28)$$

$$S_{1L4} = -(C_G/8) \delta_{1L4} - (k/8) \delta_{1L4} \quad (5.3.29)$$

ここで, $\delta_{1R1}, \delta_{1R2}, \delta_{1L1}, \delta_{1L2}$ は前位台車, $\delta_{1R3}, \delta_{1R4}, \delta_{1L3}, \delta_{1L4}$ は後位台車の1次支持点の相対変位であり次式で表現できる.

前位台車

$$\delta_{1R1} = a [Z_{GF} + (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - U_{R1}] \quad (5.3.30)$$

$$\delta_{1R2} = a [Z_{GF} + (d_w/2) \Phi_{GF} - (l/2) \theta_{GF} - U_{R2}] \quad (5.3.31)$$

$$\delta_{1L1} = a [Z_{GF} - (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - U_{L1}] \quad (5.3.32)$$

$$\delta_{1L2} = a [Z_{GF} - (d_w/2) \Phi_{GF} - (l/2) \theta_{GF} - U_{L2}] \quad (5.3.33)$$

後位台車

$$\delta_{1R3} = a [Z_{GR} + (d_w/2) \Phi_{GR} + (l/2) \theta_{GR} - U_{R3}] \quad (5.3.34)$$

$$\delta_{1R4} = a [Z_{GR} + (d_w/2) \Phi_{GR} - (l/2) \theta_{GR} - U_{R4}] \quad (5.3.35)$$

$$\delta_{1L3} = a [Z_{GR} - (d_w/2) \Phi_{GR} + (l/2) \theta_{GR} - U_{L3}] \quad (5.3.36)$$

$$\delta_{1L4} = a [Z_{GR} - (d_w/2) \Phi_{GR} - (l/2) \theta_{GR} - U_{L4}] \quad (5.3.37)$$

式 (5.3.30) ~ 式 (5.3.37) を式 (5.3.22) ~ 式 (5.3.29) に代入することにより, 1次支持装置に作用する力の表現として, 次式を得る.

前位台車

$$S1_{R1} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GF} + (d_w/2) \dot{\Phi}_{GF} + (l/2) \dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_{R1}] \\ - (k/8) a [Z_{GF} + (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - U_{R1}] \quad (5.3.38)$$

$$S1_{R2} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GF} + (d_w/2) \dot{\Phi}_{GF} - (l/2) \dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_{R2}] \\ - (k/8) a [Z_{GF} + (d_w/2) \Phi_{GF} - (l/2) \theta_{GF} - U_{R2}] \quad (5.3.39)$$

$$S1_{L1} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GF} - (d_w/2) \dot{\Phi}_{GF} + (l/2) \dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_{L1}] \\ - (k/8) a [Z_{GF} - (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - U_{L1}] \quad (5.3.40)$$

$$S1_{L2} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GF} - (d_w/2) \dot{\Phi}_{GF} - (l/2) \dot{\theta}_{GF} - \dot{U}_{L2}] \\ - (k/8) a [Z_{GF} - (d_w/2) \Phi_{GF} - (l/2) \theta_{GF} - U_{L2}] \quad (5.3.41)$$

後位台車

$$S1_{R3} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GR} + (d_w/2) \dot{\Phi}_{GR} + (l/2) \dot{\theta}_{GR} - \dot{U}_{R3}] \\ - (k/8) a [Z_{GR} + (d_w/2) \Phi_{GR} + (l/2) \theta_{GR} - U_{R3}] \quad (5.3.42)$$

$$S1_{R4} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GR} + (d_w/2) \dot{\Phi}_{GR} - (l/2) \dot{\theta}_{GR} - \dot{U}_{R4}] \\ - (k/8) a [Z_{GR} + (d_w/2) \Phi_{GR} - (l/2) \theta_{GR} - U_{R4}] \quad (5.3.43)$$

$$S1_{L3} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GR} - (d_w/2) \dot{\Phi}_{GR} + (l/2) \dot{\theta}_{GR} - \dot{U}_{L3}] \\ - (k/8) a [Z_{GR} - (d_w/2) \Phi_{GR} + (l/2) \theta_{GR} - U_{L3}] \quad (5.3.44)$$

$$S1_{L4} = -(C_G/8) a [\dot{Z}_{GR} - (d_w/2) \dot{\Phi}_{GR} - (l/2) \dot{\theta}_{GR} - \dot{U}_{L4}] \\ - (k/8) a [Z_{GR} - (d_w/2) \Phi_{GR} - (l/2) \theta_{GR} - U_{L4}] \quad (5.3.45)$$

5. 3. 6 案内輪に作用する力

案内輪に作用する力は、8組それぞれの制御レバーの力の釣合から、次式によって記述される。

前位台車

$$R_{R1} = a \{S1_{R1} - b (S2_{FR}/2)\} \quad (5.3.46)$$

$$R_{R2} = a \{S1_{R2} - b (S2_{FR}/2)\} \quad (5.3.47)$$

$$R_{L1} = a \{S1_{L1} - b (S2_{FL}/2)\} \quad (5.3.48)$$

$$R_{L2} = a \{S1_{L2} - b (S2_{FL}/2)\} \quad (5.3.49)$$

後位台車

$$R_{R3} = a \{ S1_{R3} - b (S2_{RR} / 2) \} \quad (5.3.50)$$

$$R_{R4} = a \{ S1_{R4} - b (S2_{RR} / 2) \} \quad (5.3.51)$$

$$R_{L3} = a \{ S1_{L3} - b (S2_{RL} / 2) \} \quad (5.3.52)$$

$$R_{L4} = a \{ S1_{L4} - b (S2_{RL} / 2) \} \quad (5.3.53)$$

5. 3. 7 前後方向に分布した磁石の吸引力の計算

前後方向に分布した磁石が発生する浮上力とピッチングモーメント [式 (5.3.4) ~ 式 (5.3.9) の積分項] は, 前後の台車の磁石長を左右それぞれ $2n$ 個に分割し, 次式により計算する.

浮上力

$$\int d(MG_{FR}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) [Z_{GF} + (d_m / 2) \Phi_{GF} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GF} - U_i] \quad (5.3.54)$$

$$\int d(MG_{FL}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) [Z_{GF} - (d_m / 2) \Phi_{GF} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GF} - U_i] \quad (5.3.55)$$

$$\int d(MG_{RR}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) [Z_{GR} + (d_m / 2) \Phi_{GR} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GR} - U_i] \quad (5.3.56)$$

$$\int d(MG_{RL}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) [Z_{GR} - (d_m / 2) \Phi_{GR} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GR} - U_i] \quad (5.3.57)$$

ピッチングモーメント

$$\begin{aligned} \int x_{FR} d(MG_{FR}) &= \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) (l_m / 2n) (i - n - 1) \\ &\times [Z_{GF} + (d_m / 2) \Phi_{GF} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GF} - U_i] \end{aligned} \quad (5.3.58)$$

$$\begin{aligned} \int x_{FL} d(MG_{FL}) &= \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) (l_m / 2n) (i - n - 1) \\ &\times [Z_{GF} - (d_m / 2) \Phi_{GF} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GF} - U_i] \end{aligned} \quad (5.3.59)$$

$$\int x_{RR} d(MG_{RR}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) (l_m / 2n) (i - n - 1) \\ \times [Z_{GR} + (d_m / 2) \Phi_{GR} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GR} - U_i] \quad (5.3.60)$$

$$\int x_{RL} d(MG_{RL}) = \sum_{i=1}^{2n} (k_G / 8n) (l_m / 2n) (i - n - 1) \\ \times [Z_{GR} - (d_m / 2) \Phi_{GR} + (l_m / 2n) (i - n - 1) \theta_{GR} - U_i] \quad (5.3.61)$$

5. 4 軌道の上下変位データの生成

本節では、走行シミュレーションに用いる軌道の案内レールの上下変位（高低狂い）の生成方法と生成結果について説明する。案内レールの上下変位は、レール面の高低狂いパワースペクトル密度関数をもとにして生成できる。また、車両が走行する左右の案内レールには水準狂いがあり、左右の案内レールの上下変位データの生成にあたってはこれを考慮しておく必要がある。

5. 4. 1 生成方法 [43]

車両が走行する左右の案内レールの上下変位は、次式により生成することができる。

$$U_R(x) = \sum_{k=1}^N \{a_k \cos 2\pi (\Omega_k / 2\pi) + b_k \sin 2\pi (\Omega_k / 2\pi)\} \quad (5.4.1)$$

$$U_L(x) = \sum_{k=1}^N \{c_k \cos 2\pi (\Omega_k / 2\pi) + d_k \sin 2\pi (\Omega_k / 2\pi)\} \quad (5.4.2)$$

ここで、 $\Omega_k / 2\pi$ は、波数（空間周波数）[1/m]である。

a_k, b_k, c_k, d_k は4組の独立な $N(0, 1)$ の正規乱数

$$a'_k, b'_k, c'_k, d'_k \quad (k=1, 2, \dots, N) \quad (5.4.3)$$

を用いて、次式で計算される。

$$a_k = \sigma_k a'_k \quad (5.4.4)$$

$$b_k = \sigma_k b'_k \quad (5.4.5)$$

$$c_k = \sigma_k \sqrt{1 - \gamma^2(\Omega_k / 2\pi)} c'_k + \gamma(\Omega_k / 2\pi) a_k \quad (5.4.6)$$

$$d_k = \sigma_k \sqrt{1 - \gamma^2(\Omega_k / 2\pi)} d'_k + \gamma(\Omega_k / 2\pi) b_k \quad (5.4.7)$$

ここで、 σ_k は確率変数の標準偏差、 $\gamma(\Omega_k / 2\pi)$ は左右の軌道のコヒーレンス関数である。

式(5.4.4)～式(5.4.7)で計算される各確率変数の標準偏差は、次式で計算される。

$$\sigma_k = \Phi(\Omega_k / 2\pi) (\Delta\Omega / 2\pi) \quad (5.4.8)$$

ここで、 $\Phi(\Omega_k / 2\pi)$ は軌道の不整スペクトルである。また、中心周波数 $\Omega_k / 2\pi$ と周波数幅 $\Delta\Omega / 2\pi$ は、それぞれ次式で計算される。

$$\Omega_k / 2\pi = (\Omega / 2\pi)_L + (k - 1/2) (\Delta\Omega / 2\pi) \quad (5.4.9)$$

$$\Delta\Omega / 2\pi = \{(\Omega / 2\pi)_U - (\Omega / 2\pi)_L\} / N \quad (5.4.10)$$

ただし, $(\Omega / 2\pi)_U$, $(\Omega / 2\pi)_L$ は生成する最大および最小の波数である.

5. 4. 2 軌道上下変位入力の生成例

シミュレーションに用いる軌道の上下変位を前記の方法により生成する. 生成に用いた関数等を以下に示す.

(1) 軌道高低狂いスペクトル密度関数

一般に, 軌道の不整はスペクトル領域で波数の二乗に反比例することが知られている. 特に, 鉄レール面の不整は短波長領域で二乗より大きいべき数をとることが指摘されている. [44-45], [47] ここでは, 鉄道レールの高低狂いパワースペクトル [48] をもとにして, 次式によって設定した.

$$\begin{aligned} \Phi(\Omega / 2\pi) &= 0.05 / (\Omega / 2\pi)^2 : (\Omega / 2\pi \leq 0.32) \\ \Phi(\Omega / 2\pi) &= 0.005 / (\Omega / 2\pi)^4 : (\Omega / 2\pi > 0.32) \end{aligned} \quad (5.4.11)$$

この関数の形状を図 5. 4 に示す.

ただし, カットオフ周波数は次式で与えた.

$$\Phi(\Omega / 2\pi)_U = 1 / 0.3 \text{ [1/m]} \quad (5.4.12)$$

$$\Phi(\Omega / 2\pi)_L = 1 / 100 \text{ [1/m]} \quad (5.4.13)$$

(2) 左右軌道のコヒーレンス関数 [49]

Dodds ら [50] や Bormann [51] は, 道路上の一定間隔離れた 2 本の轍の不整を計測し, パワースペクトル密度とコヒーレンス関数を得ている. ここでは, Bormann の計測結果をもとに, 次式により左右軌道のコヒーレンス関数を表現した.

$$\gamma(\Omega / 2\pi) = 0.875 \exp[-2.0 (\Omega / 2\pi)] + 0.075 \quad (5.4.14)$$

この関数の形状を, 図 5. 5 に示す.

生成した軌道の上下変位データを図 5. 6 に示す. さらに, 生成した左右の軌道の上下変位データのパワースペクトルを計算した. 結果を図 5. 7 に示す. 図 5. 7 より, 設定したパワースペクトル密度をデータが有していることが確認できる.

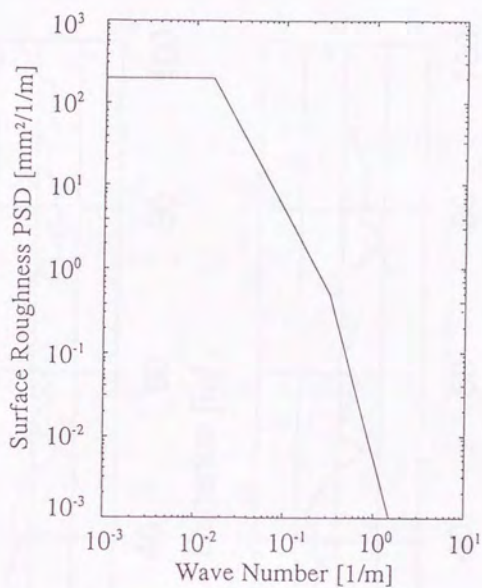


図5.4 軌道の高低狂いパワースペクトル密度

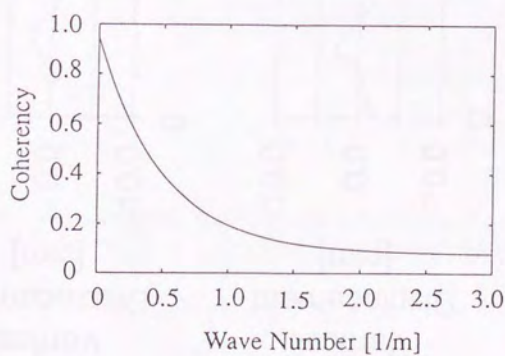


図5.5 左右軌道のコヒーレンス関数

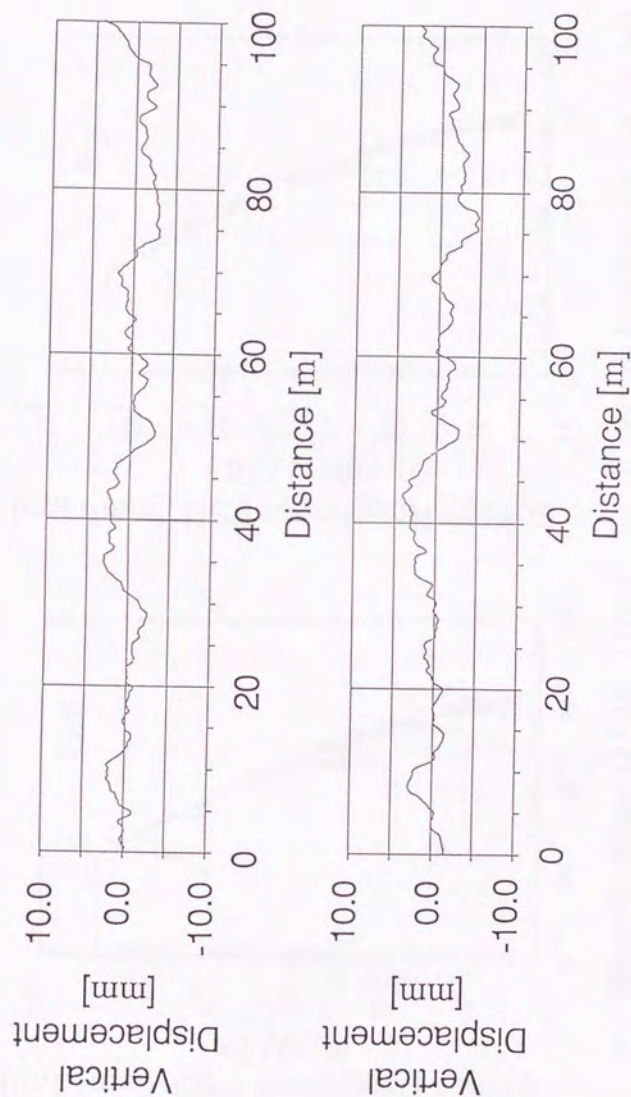


図5.6 計算機で生成した軌道の高低狂い

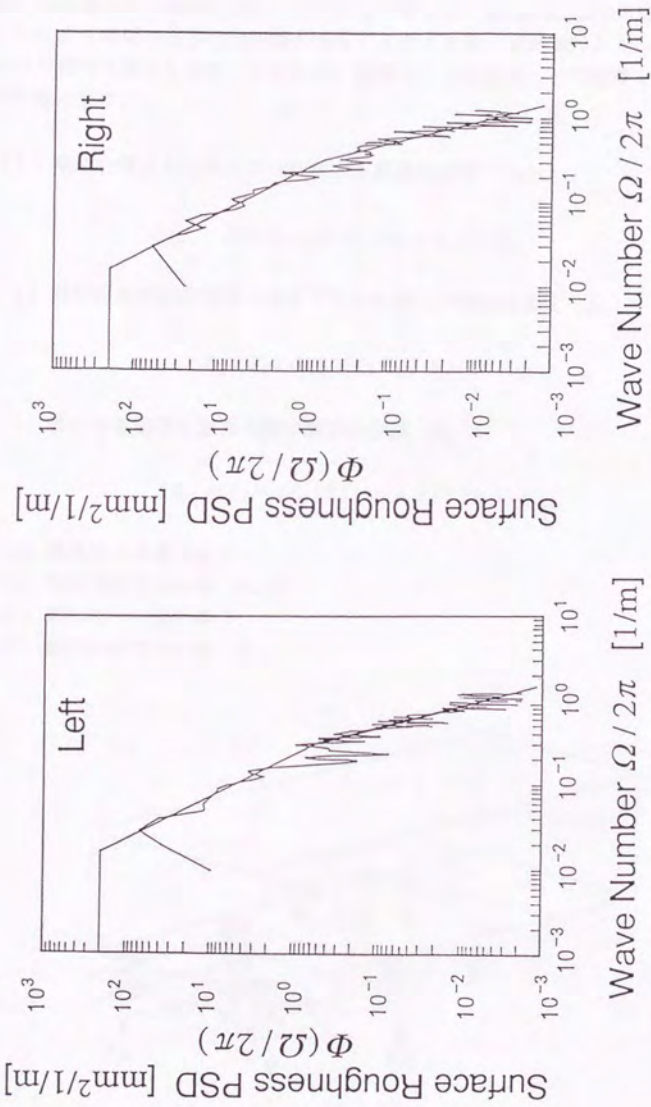


図5.7 生成した軌道のパワースペクトル密度

5.5 走行シミュレーション

5.5.1 応答の時刻歴

式(5.3.1)～式(5.3.9)により表現される車両の運動方程式を、計算機によって生成した軌道の上下変位(図5.6)を入力として、Runge-Kutta-Gill法によって解くことにより車両の応答の時刻歴を得ることができる。車両走行シミュレーションに用いた車両の諸元を表5.1に示す。観測した出力変数とその定義を図5.8および下記に示す。

- (1) 前位台車2次支持点での車体上下振動加速度 (\ddot{Z}_2)

$$\ddot{Z}_2 = \ddot{Z}_S + (d_s/2) \ddot{\Phi}_S + (L/2) \ddot{\theta}_S$$

- (2) 前位台車前部右側案内輪直下での台車上下振動加速度 (\ddot{Z}_G)

$$\ddot{Z}_G = \ddot{Z}_{GF} + (d_m/2) \ddot{\Phi}_{GF} + (l/2) \ddot{\theta}_{GF}$$

- (3) 前位台車前部右側案内輪位置での空隙 (δ_{ag})

$$\delta_{ag} = Z_{GF} + (d_m/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - U_{R1}$$

- (4) 車体ピッチ角 (θ_S)

- (5) 前位台車ピッチ角 (θ_{GF})

- (6) 車体ロール角 (Φ_S)

- (7) 前位台車ロール角 (Φ_{GF})

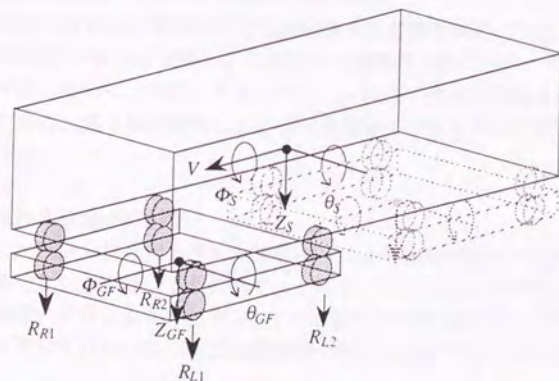


図5.8 出力変数の定義

表5.1 走行シミュレーションに用いた車両諸元 (標準設定値)

| Symbol | Unit | Value | Symbol | Unit | Value |
|--------|------|--------------------|----------------|------------------|--------------------|
| m_S | kg | 14.3×10^3 | $I_{\theta S}$ | kgm ² | 9.80×10^4 |
| m_G | kg | 3.70×10^3 | $I_{\theta G}$ | kgm ² | 1.47×10^3 |
| k_S | N/m | 7.84×10^5 | $I_{\phi S}$ | kgm ² | 2.94×10^4 |
| k_G | N/m | 8.82×10^6 | $I_{\phi G}$ | kgm ² | 0.69×10^3 |
| C_S | Ns/m | 9.80×10^3 | $a (=l_3/l_4)$ | | 3.5 |
| C_G | Ns/m | 4.90×10^4 | $b (=l_1/l_2)$ | | 1.0 |
| | | | L | m | 6.5 |
| d_w | m | 1.266 | l | m | 3.22 |
| d_s | m | 1.440 | l_m | m | 4.7 |
| d_m | m | 1.350 | V | m/s | 22.2 |

(8) 前位台車案内輪荷重 ($R_{R1}, R_{R2}, R_{L1}, R_{L2}$)

ただし、各案内輪荷重は車両総重量 W の $1/8$ により無次元化してある。

得られた応答の時刻歴を図 5.9 および図 5.10 に示す。

5. 5. 2 車両の設計パラメータと運動特性の関係

車体上下振動加速度および車両の浮上性能を示す案内輪荷重のパワースペクトルおよびrms値を時系列データより計算し、これにより車両の設計パラメータと運動特性の関係を検討する。さらに、走行シミュレーションに用いた車両運動モデルの妥当性を検討するために、第2章で構成した2自由度運動モデルを用いて計算した理論値をあわせて示す。

(1) 左右軌道の水準狂いの影響

左右軌道のコヒーレンスを変化させた場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重の時刻歴応答の変化を図 5.11 に示す。ここで、 $\gamma = 0.0$ は左右の軌道が無相関 (独立) で水準狂いが最も大きい状態を、 $\gamma = 1.0$ は左右の軌道が同一で水準狂いが全くない状態を表している。この時刻歴応答から計算したパワースペクトルを図 5.12 に示す。

$\gamma = 0.0$ の場合、4Hz以下の低周波数領域において案内輪荷重が増大して車両の浮上

性能が劣化することがわかる。これは、水準狂いが存在することにより台車のローリング運動が大きくなるからである。一方、車体上下振動加速度は1Hz付近において低減される傾向にある。これは、車体のピッチング運動が減少するためであると考えられる。

(2) リンク比の影響

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両において、空隙制御機構のリンク比は、静的にも動的にも車両の性能を決定づける重要なパラメータである。リンク比を変化させた場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重の時刻歴応答の変化を図5. 13に示す。さらに、この時刻歴応答から計算したパワースペクトルを図5. 14に示す。また、スペクトル領域での乗り心地基準として代表的な米国運輸省のUTACV (Urban Tracked Air Cushion Vehicle) の乗り心地基準をあわせて記載している。

図5. 14から、リンク比が大きくなるにしたがって、車体上下振動加速度は3Hz～10Hzの間の周波数領域において減少するが、案内輪荷重は4Hz以下の周波数領域において増大していることがわかる。これは、リンク比が大きくなるにつれて車体ロール運動が大きくなるからであると考えられる。

リンク比と車体上下振動加速度のrms値および案内輪荷重のrms値との関係を図5. 19に示す。図5. 19より、リンク比が増大するに従って車体上下振動加速度のrms値は減少し、案内輪荷重のrms値は増大する。一方、リンク比が小さい場合には静的安定性が問題となることが第2章の検討から明らかになっているので、適切なリンク比はこれらのトレードオフによって決定される。リンク比は、 $a = 3 \sim 4$ 程度であれば実用上問題がないと考えられる。

(3) 1次支持装置および2次支持装置の減衰係数の影響

1次支持装置減衰係数を変化させた場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重の時刻歴応答の変化を図5. 15に示す。さらに、この時刻歴応答から計算したパワースペクトルを図5. 16に示す。2次支持装置減衰係数を変化させた場合の車体上下振動加速度および案内輪荷重の時刻歴応答の変化を図5. 17に、パワースペクトルを図5. 18に示す。図5. 15および図5. 16より、1次支持装置減衰係数は、車体上下振動加速度および案内輪荷重の低減に効果があることがわかる。

1次支持装置減衰係数と車体上下振動加速度のrms値および案内輪荷重のrms値との関係を図5. 20に示す。図5. 20より、1次支持装置減衰係数が増大するに従って車体上下振動加速度のrms値および案内輪荷重のrms値は減少することがわかる。1次支持装置減衰係数は $C_G = 5 \times 10^4$ [Ns/m]程度であれば案内輪荷重のrms値は車両重量の7%程度にすることができる。

これに対して、2次支持装置減衰係数は、車体上下振動加速度にのみ影響を与えることが図5. 17および図5. 18より理解できる。減衰係数が大きくなるにしたがって、車体の固有振動数における応答は低減されるが、4Hz以上の周波数では逆に応答が増大する。特に、10Hz以上の周波数領域では応答が大きく増大する。

第5章 走行シミュレーション

図5. 21より、2次支持装置減衰係数は、乗り心地に必要最小限の設定にしておけばよい。実際には $C_s = 2 \times 10^4 \sim 3 \times 10^4$ [Ns/m]程度の設定で十分であると考えられる。

以上のような設計パラメータの設定により、車体上下振動加速度はUTACV基準以下となり良好な乗り心地を確保でき、案内輪荷重のrms値は車両重量の10%以下にできることがわかった。

また、走行シミュレーションによるrms値の各設計パラメータに対する変化は、2自由度モデルによる理論値のそれと定性的に一致しており、9自由度運動モデルの妥当性を確認することができた。

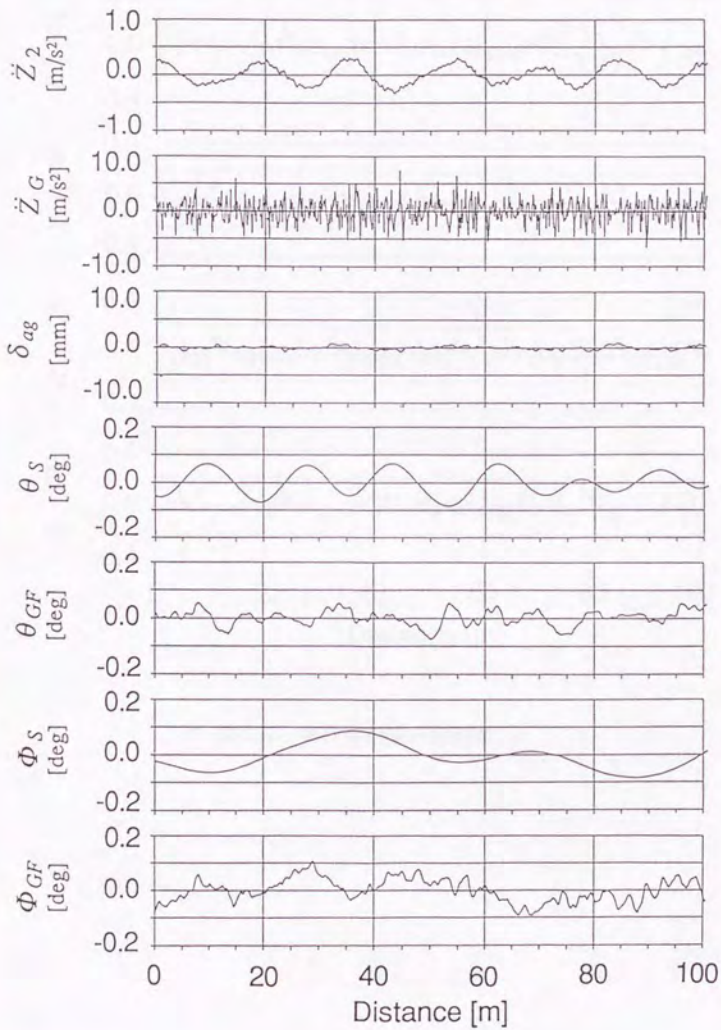


図5.9 車両の応答の時刻歴

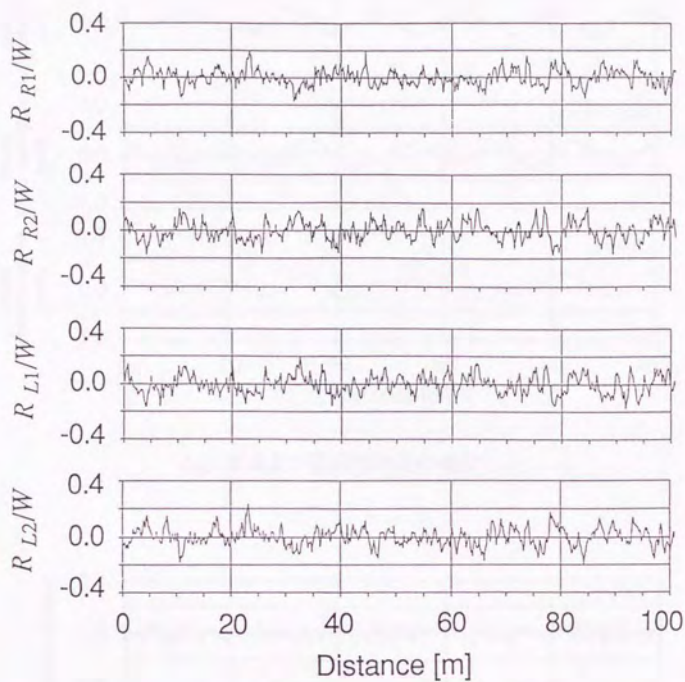
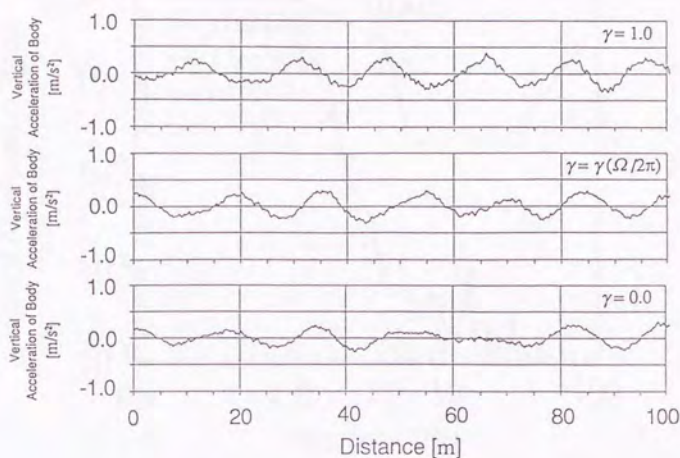
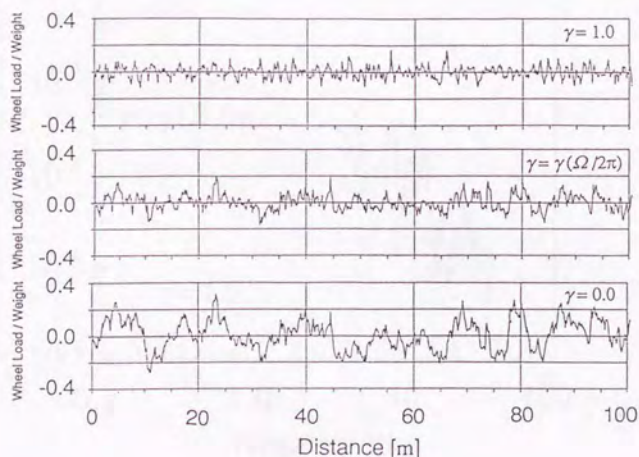


図5.10 案内輪荷重の時刻歴

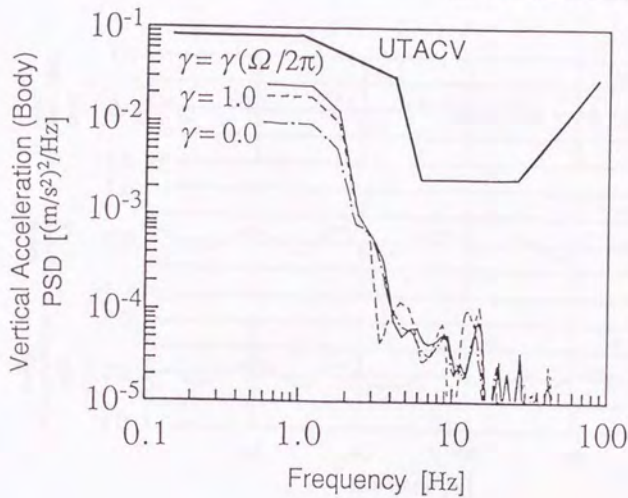


(a) 車体上下振動加速度の変化

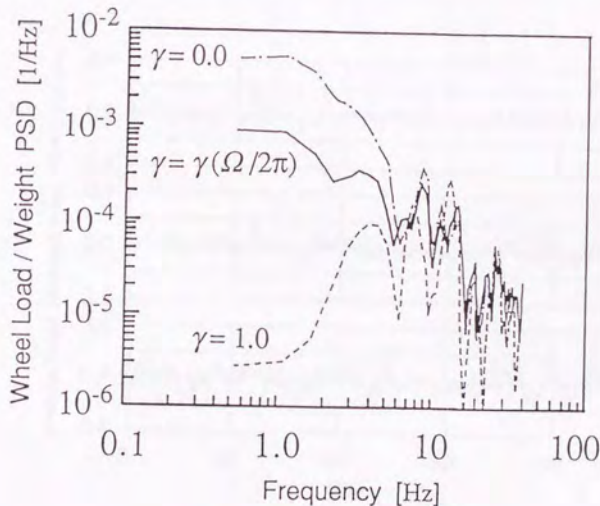


(b) 案内輪荷重の変化

図5.11 軌道のコヒーレンスが車両の時刻歴応答に与える影響

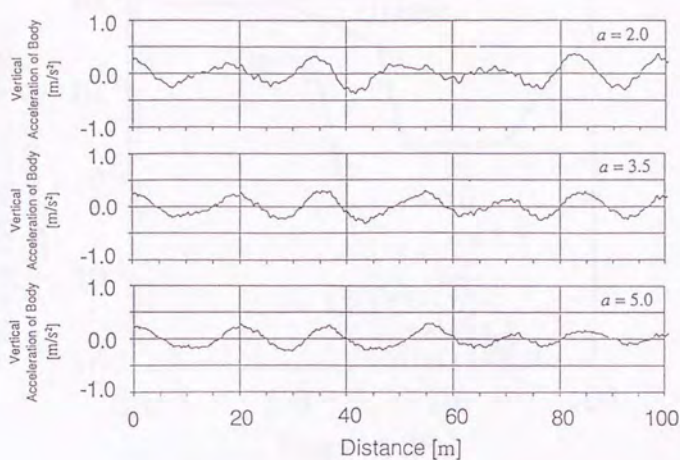


(a) 車体上下振動加速度PSDの変化

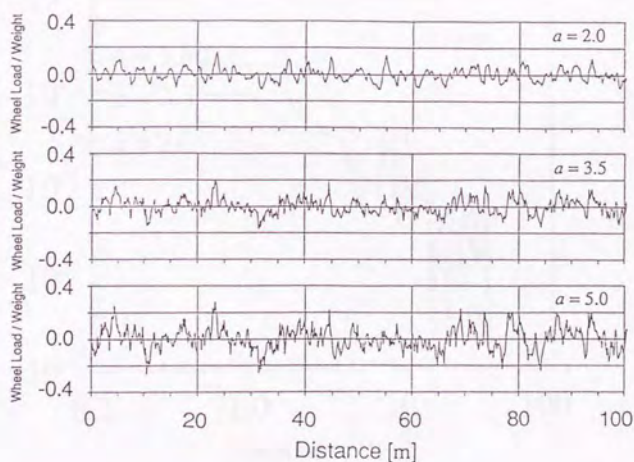


(b) 案内輪荷重PSDの変化

図5.12 時刻歴応答のPSD (軌道のコヒーレンスの影響)

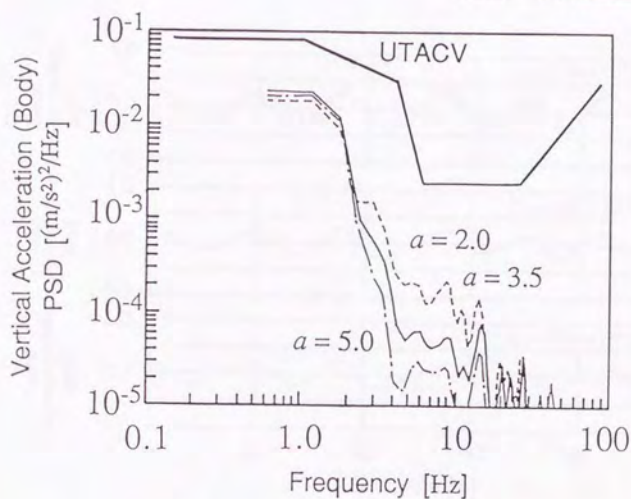


(a) 車体上下振動加速度の変化

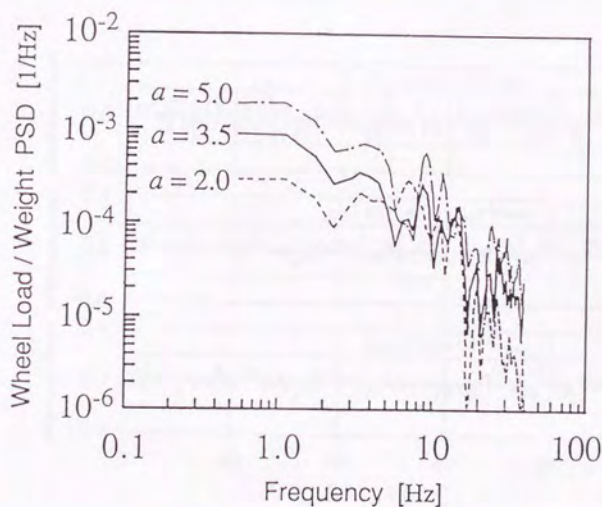


(b) 案内輪荷重の変化

図5.13 リンク比が車両の時刻歴応答に与える影響

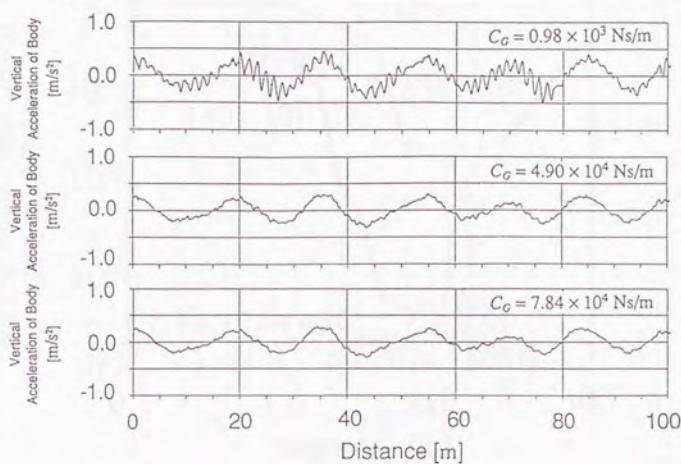


(a) 車体上下振動加速度PSDの変化

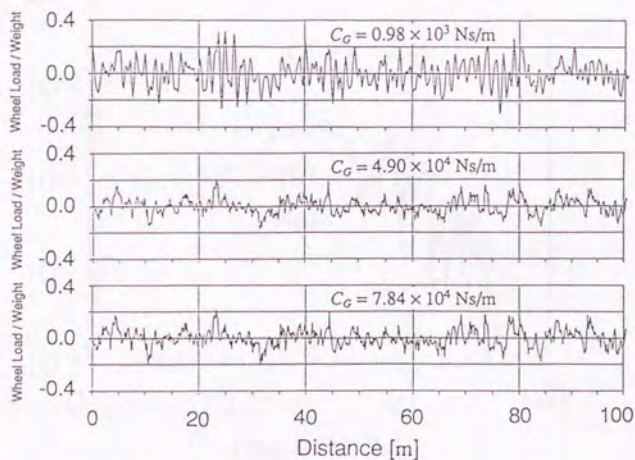


(b) 案内輪荷重PSDの変化

図5.14 時刻歴応答のPSD（リンク比の影響）

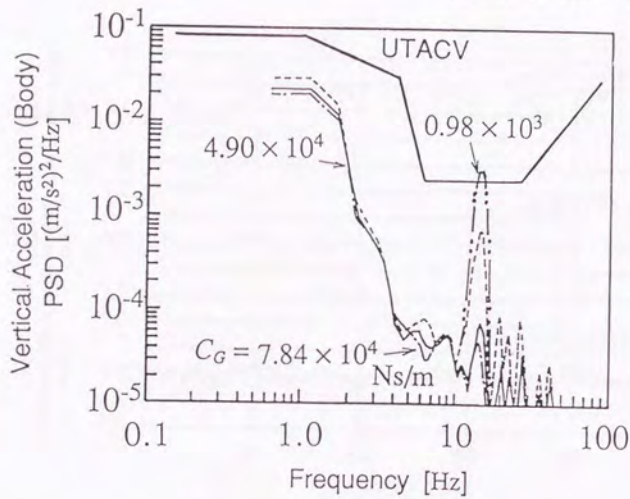


(a) 車体上下振動加速度の変化

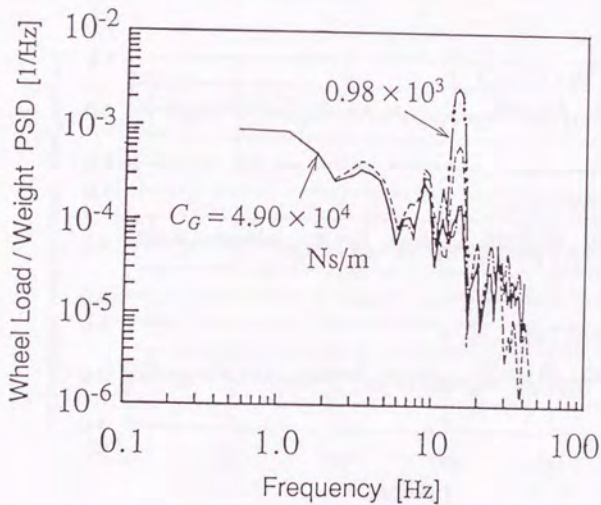


(b) 案内輪荷重の変化

図5.15 1次支持装置の減衰係数が車両の時刻歴応答に与える影響

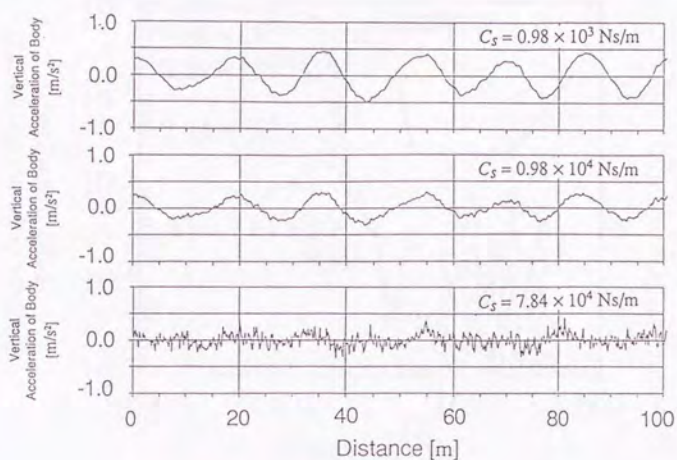


(a) 車体上下振動加速度PSDの変化

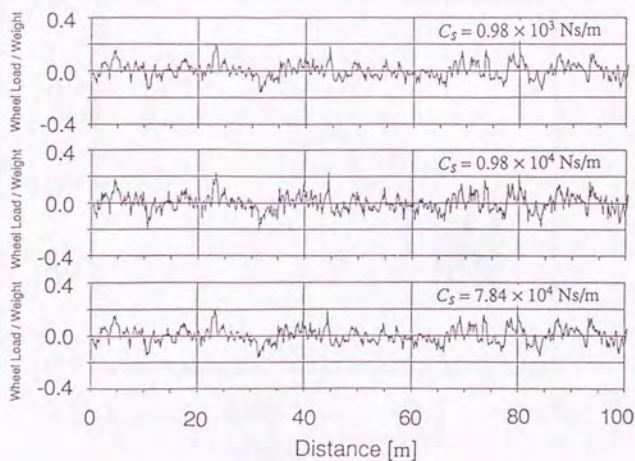


(b) 案内輪荷重PSDの変化

図5.16 時刻歴応答のPSD (1次支持装置の減衰係数の影響)

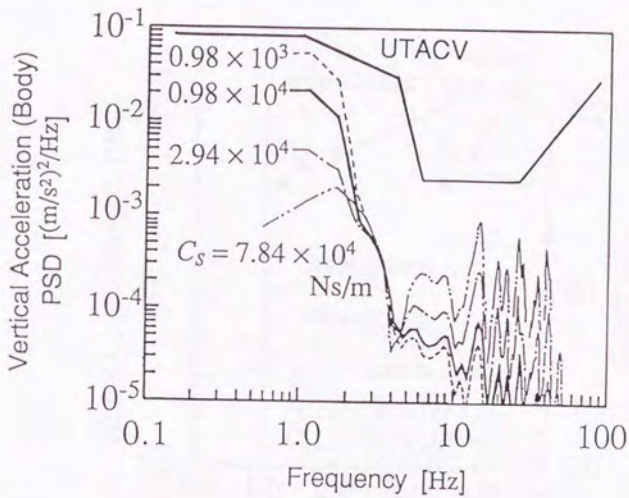


(a) 車体上下振動加速度の変化

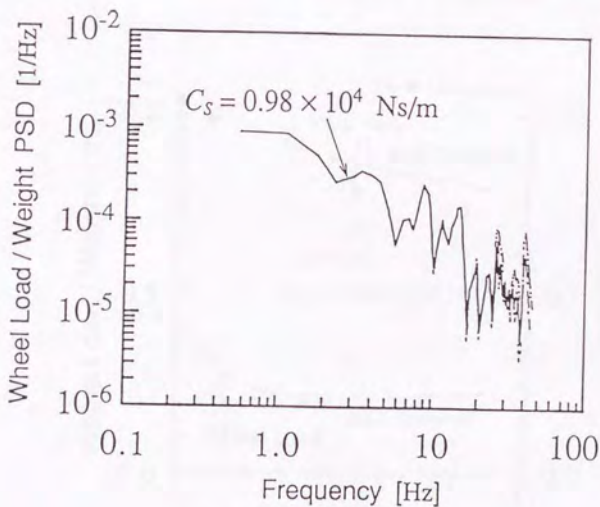


(b) 案内輪荷重の変化

図5.17 2次支持装置の減衰係数が車両の時刻歴応答に与える影響



(a) 車体上下振動加速度PSDの変化



(b) 案内輪荷重PSDの変化

図5.18 時刻歴応答のPSD (2次支持装置の減衰係数の影響)

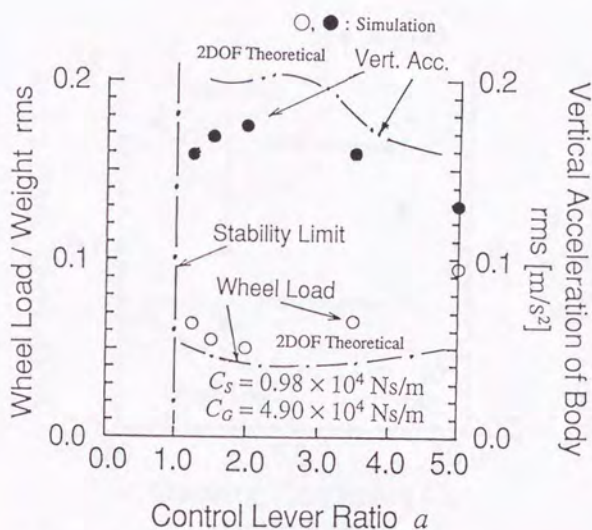


図5.19 応答のrms値の変化（リンク比の影響）

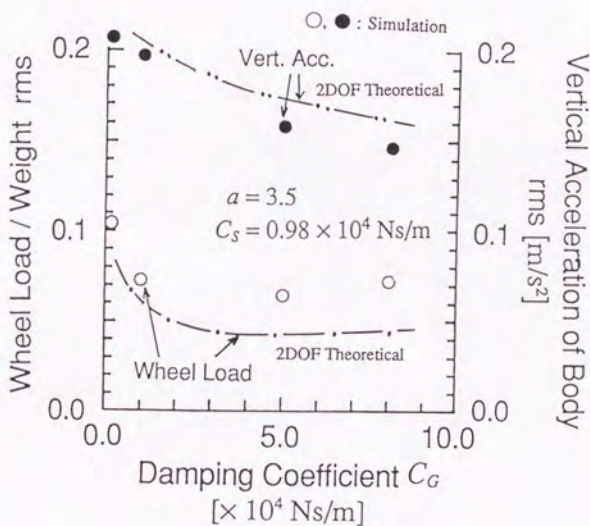


図5.20 応答のrms値の変化（1次支持装置の減衰係数の影響）

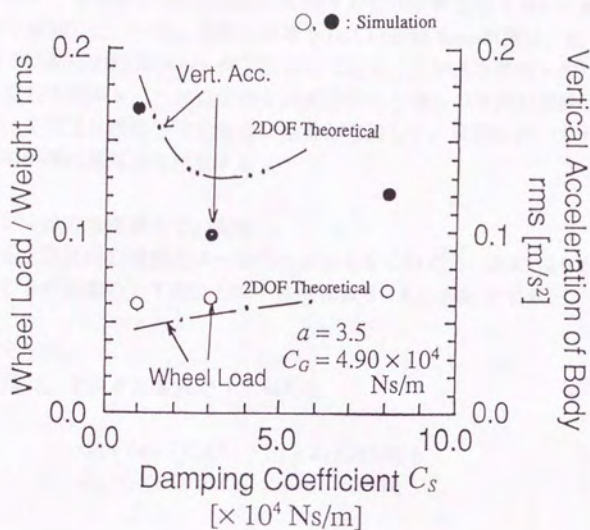


図5.21 応答のrms値の変化（2次支持装置の減衰係数の影響）

5.6 実車両の走行シミュレーション

5.5節において、各制御レバーを独立に制御する空隙制御機構を用いた車両の運動特性について検討した。一方、実際に使用されているM-Bahn車両は、図5.22に示されるように左右の制御レバーが連結されており、力学的な拘束を受けている。本節では、左右の制御レバーが力学的な拘束を受ける場合の車両の運動を分析し、各制御レバーを独立に機能させた場合の結果と比較して、実際に用いられている機械式空隙制御機構の問題点を検討する。

5.6.1 リンク系の各接続点での変位

車体に作用する上下方向の荷重とロールモーメントをそれぞれ、 ΔW 、 ΔM とする。また、そのときの台車の上下変位とロール角変位を ΔX_G 、 $\Delta \Phi_G$ とする。

(1) A_R, A_L 点の変位

A_R, A_L 点の変位は、それぞれ次式で与えられる。

$$x_{A_R} = (a+1) \{ \Delta X_G + (l_3 + d_A/2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.1)$$

$$x_{A_L} = (a+1) \{ \Delta X_G - (l_3 + d_A/2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.2)$$

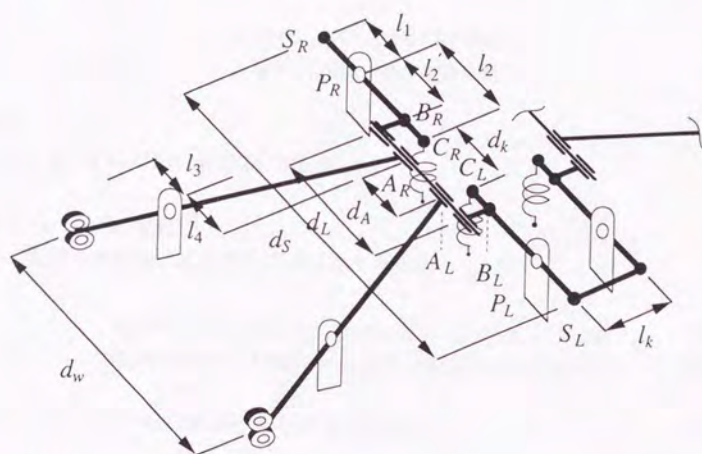


図5.22 実車両に用いられているリンク機構

(2) B_R, B_L 点の変位

B_R, B_L 点の変位は、それぞれ次式で与えられる。

$$\begin{aligned} x_{B_R} &= x_{A_R} + (x_{A_R} - x_{A_L}) (d_L - d_A) / 2d_A \\ &= (a+1) \{ \Delta X_G + (l_3 + d_A / 2) (d_L / d_A) \Delta \Phi_G \} \end{aligned} \quad (5.6.3)$$

$$\begin{aligned} x_{B_L} &= x_{A_L} - (x_{A_R} - x_{A_L}) (d_L - d_A) / 2d_A \\ &= (a+1) \{ \Delta X_G - (l_3 + d_A / 2) (d_L / d_A) \Delta \Phi_G \} \end{aligned} \quad (5.6.4)$$

(3) C_R, C_L 点の変位

C_R, C_L 点の変位は、それぞれ次式で与えられる。

$$x_{C_R} = (a/c + 1) \Delta X_G + \{ d_k / 2 + (a/c) (d_w / 2) (d_L / d_A) \} \Delta \Phi_G \quad (5.6.5)$$

$$x_{C_L} = (a/c + 1) \Delta X_G - \{ d_k / 2 + (a/c) (d_w / 2) (d_L / d_A) \} \Delta \Phi_G \quad (5.6.6)$$

ただし、 $c = l_2' / l_2$ である。

(4) 1 次ばねの変位

1 次ばねの変位は

$$\begin{aligned} \delta_{1_R} &= x_{C_R} - \{ \Delta X_G + (d_k / 2) \Delta \Phi_G \} \\ &= (a/c) \{ \Delta X_G + (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \end{aligned} \quad (5.6.7)$$

$$\begin{aligned} \delta_{1_L} &= x_{C_L} - \{ \Delta X_G - (d_k / 2) \Delta \Phi_G \} \\ &= (a/c) \{ \Delta X_G - (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \end{aligned} \quad (5.6.8)$$

となる。

ただし、 $d_w' / 2 = (d_w / 2) (d_L / d_A)$ である。

(5) S_R, S_L 点の変位

S_R, S_L 点の変位は、それぞれ次式で与えられる。

$$x_{S_R} = -(a b / c - 1) \Delta X_G - \{ (a b / c) (d_w' / 2) - (d_s / 2) \} \Delta \Phi_G \quad (5.6.9)$$

$$x_{S_L} = -(a b / c - 1) \Delta X_G + \{ (a b / c) (d_w' / 2) - (d_s / 2) \} \Delta \Phi_G \quad (5.6.10)$$

ただし、 $c = l_2' / l_2, d_w' / 2 = (d_w / 2) (d_L / d_A)$ である。

5. 6. 2 静的浮上条件

(1) リンク系に働く力の釣り合い

A_R, A_L において下側制御レバーに作用する力 F_{AR}, F_{AL} は、次式で表現される。

$$F_{AR} = \Delta R_R / a \quad (5.6.11)$$

$$F_{AL} = \Delta R_L / a \quad (5.6.12)$$

上下方向の力とロールモーメントの釣り合いは、次式となる。

$$F_{BR} + F_{BL} + (\Delta R_R / a) + (\Delta R_L / a) = 0 \quad (5.6.13)$$

$$(d_L / 2) (F_{BR} - F_{BL}) + (d_A / a) (\Delta R_R - \Delta R_L) = 0 \quad (5.6.14)$$

式 (5.6.13) と式 (5.6.14) を、 F_{BR}, F_{BL} についてそれぞれ解くと

$$F_{BR} = (-p \Delta R_R - q \Delta R_L) / a \quad (5.6.15)$$

$$F_{BL} = (-q \Delta R_R - p \Delta R_L) / a \quad (5.6.16)$$

を得る。

ただし、

$$p = \{ 1 + (d_A / d_L) \} / 2 \quad (5.6.17)$$

$$q = \{ 1 - (d_A / d_L) \} / 2 \quad (5.6.18)$$

一方、上側制御レバーのモーメントの釣り合いは、次式で与えられる。

$$l_1 (\Delta W / 2 + \Delta M / d_s) = l_2' F_{BR} + l_2 F_{kR} \quad (5.6.19)$$

$$l_1 (\Delta W / 2 - \Delta M / d_s) = l_2' F_{BL} + l_2 F_{kL} \quad (5.6.20)$$

ここで、 F_{kR}, F_{kL} は 1 次ばね反力であり、式 (5.6.7)、式 (5.6.8) よりそれぞれ、次式で与えられる。

$$F_{kR} = -(k / 2) \delta_{1R} = -(k / 2) (a / c) \{ \Delta X_G + (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.21)$$

$$F_{kL} = -(k / 2) \delta_{1L} = -(k / 2) (a / c) \{ \Delta X_G - (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.22)$$

さらに、式 (5.6.19)、式 (5.6.20) は次のように書ける。

$$b (\Delta W / 2 + \Delta M / d_s) = c F_{BR} + F_{kR} \quad (5.6.23)$$

$$b (\Delta W / 2 - \Delta M / d_s) = c F_{BL} + F_{kL} \quad (5.6.24)$$

式 (5.6.23), 式 (5.6.24) に式 (5.6.15) および式 (5.6.16), 式 (5.6.21) および式 (5.6.22) を代入することにより次式を得る.

$$a b (\Delta W / 2 + \Delta M / d_s) = -c p \Delta R_R - c q \Delta R_L - (k / 2) (a^2 / c) \{ \Delta X_G + (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.25)$$

$$a b (\Delta W / 2 - \Delta M / d_s) = -c q \Delta R_R - c p \Delta R_L - (k / 2) (a^2 / c) \{ \Delta X_G - (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.26)$$

式 (5.6.25) と式 (5.6.26) は, 関係

$$\begin{aligned} p + q &= 1 \\ p - q &= d_A / d_L \equiv \gamma \end{aligned}$$

を用いて, 次式に書き換えられる.

$$\Delta R_R + \Delta R_L = -(a b / c) \Delta W - k (a^2 / c^2) \Delta X_G \quad (5.6.27)$$

$$\Delta R_R - \Delta R_L = -\left(\frac{2 a b}{c \gamma d_s}\right) \Delta M - k \left(\frac{a^2}{c^2 \gamma}\right) (d_w' / 2) \Delta \Phi_G \quad (5.6.28)$$

(2) 静的浮上条件

台車の上下方向の力の釣合とロールモーメントの釣合は, それぞれ次式で与えられる.

$$\Delta W + \Delta R_R + \Delta R_L + \Delta F_{mR} + \Delta F_{mL} = 0 \quad (5.6.29)$$

$$\Delta M + (d_w / 2) (\Delta R_R - \Delta R_L) + (d_m / 2) (\Delta F_{mR} - \Delta F_{mL}) = 0 \quad (5.6.30)$$

ここで, 永久磁石の吸引力は, 次式で表現できる.

$$\Delta F_{mR} = (k_G / 2) \{ \Delta X_G + (d_m / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.31)$$

$$\Delta F_{mL} = (k_G / 2) \{ \Delta X_G - (d_m / 2) \Delta \Phi_G \} \quad (5.6.32)$$

式 (5.6.27) ~ 式 (5.6.32) より次式を得る.

$$\Delta R_R = \frac{k_G a b c - k a^2}{2 (k a^2 - k_G c^2)} \Delta W + \frac{k_G a b c \gamma d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2 c^2 \gamma^2) d_s} \Delta M \quad (5.6.33)$$

$$\Delta R_L = \frac{k_G a b c - k a^2}{2 (k a^2 - k_G c^2)} \Delta W - \frac{k_G a b c \gamma d_m^2 - k a^2 d_w d_s}{(k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2 c^2 \gamma^2) d_s} \Delta M \quad (5.6.34)$$

したがって、案内輪に荷重が作用しない条件として次式を得る。

$$k_G a b c - k a^2 = 0 \quad (5.6.35)$$

$$k_G a b c \gamma d_m^2 - k a^2 d_w d_s = 0 \quad (5.6.36)$$

また、2章の場合と同様にして、静的安定条件として次式を得る。

$$k a^2 - k_G c^2 > 0 \quad (5.6.37)$$

$$k a^2 d_w^2 - k_G d_m^2 c^2 \gamma^2 > 0 \quad (5.6.38)$$

浮上条件式 (5.6.35) および式 (5.6.36) が成り立てば、静的安定条件式 (5.6.37) および式 (5.6.38) は次式となる。

$$a b - c > 0 \quad (5.6.39)$$

$$a b d_w - c \gamma d_s > 0 \quad (5.6.40)$$

5. 6. 3 運動方程式の変換

本節では、図 5. 2 の運動モデル (理想的モデルと呼ぶ) に対して得られた運動方程式 [式 (5.3.1) ~ 式 (5.3.9)] を図 5. 2 の運動モデル (実車両モデルと呼ぶ) に対応する運動方程式に変換するための変換則を導く。

前位台車の前部の 1 次ばねの変位は、次式で記述できる。

$$\delta_{1R1} = (a/c) \{ Z_{GF} + (d_L/d_A) (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - \alpha U_{R1} - \beta U_{L1} \} \quad (5.6.41)$$

$$\delta_{1L1} = (a/c) \{ Z_{GF} - (d_L/d_A) (d_w/2) \Phi_{GF} + (l/2) \theta_{GF} - \alpha U_{L1} - \beta U_{R1} \} \quad (5.6.42)$$

ここで、 $\alpha = \frac{d_A + d_L}{2d_A}$, $\beta = \frac{d_A - d_L}{2d_A}$ である。

2 次支持装置 (S_R, S_L 点) の変位変位は、それぞれ次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \delta 2_{FR} = & -(a b/c - 1) Z_{GF} - \{ (a b/c) (d_L/d_A) (d_w/2) - (d_s/2) \} \Phi_{GF} \\ & + (a b/c) \{ \alpha (U_{R1} + U_{R2}) + \beta (U_{L1} + U_{L2}) \} - Z_S - (d_s/2) \Phi_S - (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.6.43)$$

$$\begin{aligned} \delta 2_{FL} = & -(a b/c - 1) Z_{GF} + \{ (a b/c) (d_L/d_A) (d_w/2) - (d_s/2) \} \Phi_{GF} \\ & + (a b/c) \{ \beta (U_{R1} + U_{R2}) + \alpha (U_{L1} + U_{L2}) \} - Z_S - (d_s/2) \Phi_S - (L/2) \theta_S \end{aligned} \quad (5.6.44)$$

第5章 走行シミュレーション

したがって、式 (5.6.41) ~ 式 (5.6.44) を式 (5.3.14), 式 (5.3.15) および式 (5.3.30), 式 (5.3.31) と比較することにより、理想的モデルから実車両モデルへの運動方程式の変換は、次の変換則に従えば良いことがわかる。

$$d_w \rightarrow (d_L/d_A)d_w \quad (5.6.45)$$

$$a \rightarrow a/c \quad (5.6.46)$$

$$U_{Ri} \rightarrow \alpha U_{Ri} + \beta U_{Li} \quad (5.6.47)$$

$$U_{Li} \rightarrow \alpha U_{Li} + \beta U_{Ri} \quad (5.6.48)$$

ただし、

$$\alpha = \frac{d_A + d_L}{2d_A} \quad (5.6.49)$$

$$\beta = \frac{d_A - d_L}{2d_A} \quad (5.6.50)$$

この変換法則の物理的意味は、次のとおりである。

- (1) 上側制御レバーと下側制御レバーの接合部がオフセットして取り付けられていることの影響は、このオフセット量に応じて案内輪トレッド d_w が変化すること、および下側制御レバーのリンク比が変化すること、と等価になる。
- (2) 理想車両モデルにおいては、左右の案内レールの上下変位は、それぞれの側の制御レバーにのみに対する入力となるのに対して、実車両モデルにおいては、左側案内レールのみならず右側案内レールも左側制御レバーに対する入力として影響を与える。右側制御レバーについても同様である。

5. 6. 4 案内輪荷重の計算

上側制御レバーのモーメントの釣り合いは、次式となる。

$$b S_{2R1} = c F_{BR1} + S_{1R1} \quad (5.6.51)$$

$$b S_{2L1} = c F_{BL1} + S_{1L1} \quad (5.6.52)$$

下側制御レバーのモーメントの釣り合いは、次式となる。

$$a F_{BR1} = -p R_{R1} - q R_{L1} \quad (5.6.53)$$

$$a F_{BL1} = -q R_{R1} - p R_{L1} \quad (5.6.54)$$

式 (5.6.51) ~ 式 (5.6.54) より、次式を得る。

$$R_{R1} = \frac{a}{2c} \left[\left(1 + \frac{1}{\gamma}\right) S_{1R1} + \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) S_{1L1} - b \left(1 + \frac{1}{\gamma}\right) S_{2R1} - b \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) S_{2L1} \right] \quad (5.6.55)$$

$$R_{L1} = \frac{a}{2c} \left[\left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) S_{1R1} + \left(1 + \frac{1}{\gamma}\right) S_{1L1} - b \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) S_{2R1} - b \left(1 + \frac{1}{\gamma}\right) S_{2L1} \right] \quad (5.6.56)$$

ここで、 $\gamma = p - q = d_L/d_A$ である。

理想的モデルでは

$$\gamma = d_L/d_A = 1 \quad (5.6.57)$$

であるから、この条件を式 (5.6.55) および式 (5.6.56) に代入すると、式 (5.3.46) および式 (5.3.48) に一致することが確認できる。

さらに、式 (5.6.49) および式 (5.6.50) の関係を用いると、

$$R_{R1} = (a/c) [\alpha S_{1R1} + \beta S_{1L1} - b(\alpha S_{2R1} + \beta S_{2L1})] \quad (5.6.58)$$

$$R_{L1} = (a/c) [\alpha S_{1L1} + \beta S_{1R1} - b(\alpha S_{2L1} + \beta S_{2R1})] \quad (5.6.59)$$

を得る。

したがって、実車両モデルにおいては、式 (5.3.46) ～式 (5.3.53) の代りに、各案内輪に作用する荷重は次式により記述できる。

$$R_{Ri} = (a/c) [\alpha S_{1Ri} + \beta S_{1Li} - b(\alpha S_{2Ri} + \beta S_{2Li})]; i = 1, 4 \quad (5.6.60)$$

$$R_{Li} = (a/c) [\alpha S_{1Li} + \beta S_{1Ri} - b(\alpha S_{2Li} + \beta S_{2Ri})]; i = 1, 4 \quad (5.6.61)$$

5. 6. 5 実車両の走行シミュレーション

5. 6. 3 および 5. 6. 4 において説明した方法を用いて、実車両タイプのリンク機構を持つ車両の走行シミュレーションを行った。車両の諸元は表 5. 1 に示されているものを用いた。

(1) 左右の軌道の水準狂いを考慮した場合

図 5. 6 に示される軌道の上下変位入力を用いて、走行シミュレーションを行った。結果を図 5. 2 3 ～図 5. 2 6 に示す。図 5. 2 3 および図 5. 2 4 は、実車両タイプのリンク機構を持つ車両の応答と案内輪荷重の時系列データを示している。また、図 5. 2 5 および図 5. 2 6 は、各制御レバーを独立に制御した場合の結果である。図 5. 2 4 より、実車両タイプのリンク機構を持つ車両は左右軌道の軌道の水準狂いによって引き起こされる台車のローリング運動の影響により、案内輪に最大で車両重量の 40% もの荷重が作用していることがわかる。

一方、図5.26によれば、各制御レバーを独立に制御した場合には案内輪荷重の最大値は車両重量の20%以下にまで低減されている。このことから実車両タイプのリンク機構は、軌道の水準狂いに起因する荷重が案内輪に作用するという特徴を有している。この事実をさらに明確にするために、軌道の水準狂いを零とした場合について、次に考察する。

(2) 左右の軌道の水準狂いを無視する場合

この場合の軌道上下変位入力は、左右軌道のコヒーレンス関数〔式(5.4.14)〕を $\gamma=1.0$ としたもの（左右軌道の上下変位が同一）に相当する。走行シミュレーション結果を図5.27～図5.30に示す。図5.27および図5.28は、実車両タイプのリンク機構を持つ車両の応答と案内輪荷重の時系列データを、図5.29および図5.30は各制御レバーを独立に制御した場合の結果を示している。左右の軌道の水準狂いを無視すると、いずれの制御方式の場合でも案内輪荷重にはほとんど差異がないことがわかる。

以上の結果から、左右のリンク機構に力学的拘束を有する場合には案内輪に大きな荷重が作用する場合があり、この荷重を軽減するためには、水準狂いがほとんどないように軌道精度を管理する必要がある。施工精度の面から制約を受けることになる。一方、各制御レバーを独立に制御した場合には、このような問題は発生せず、現実的な水準狂いを許容することができることが明らかになった。

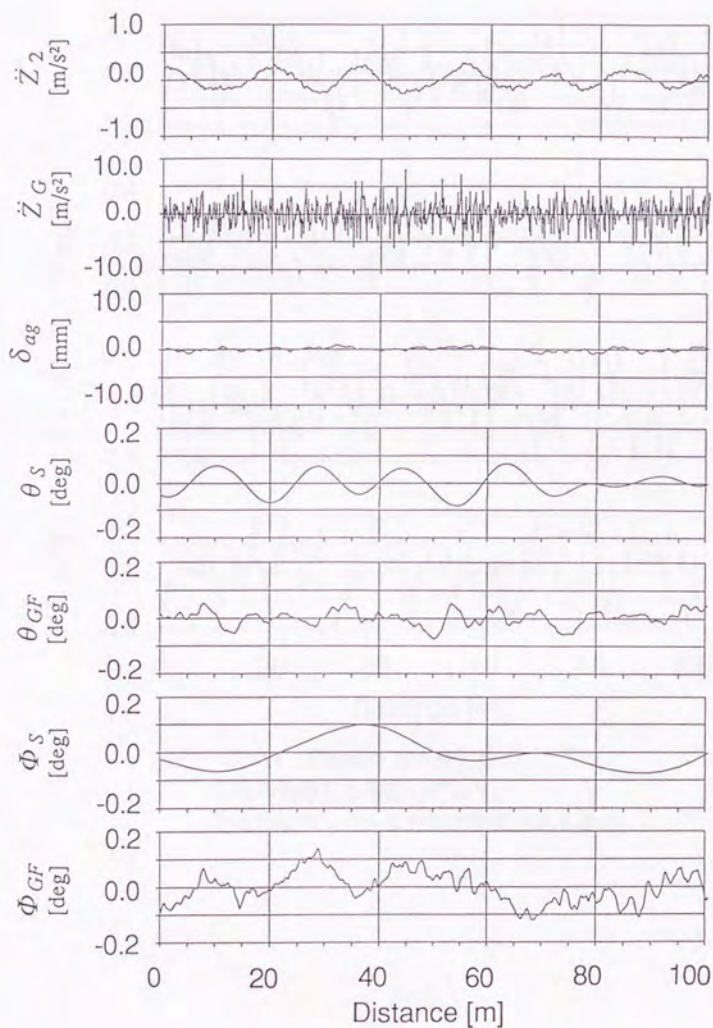


図5.23 車両の応答の時刻歴
 (左右の軌道に水準狂いがあり、
 左右の制御レバーに力学的拘束がある場合)

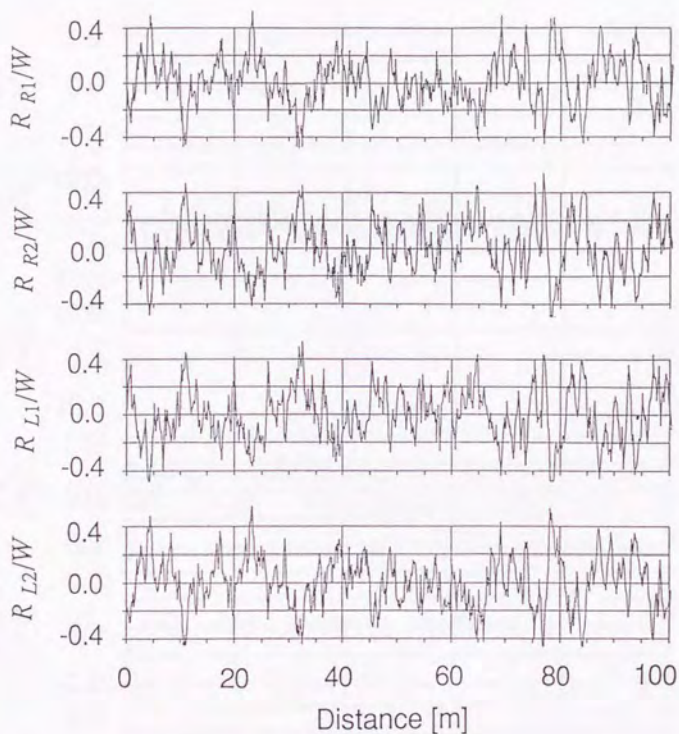


図5.24 案内輪荷重の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いがあり、
左右の制御レバーに力学的拘束がある場合)

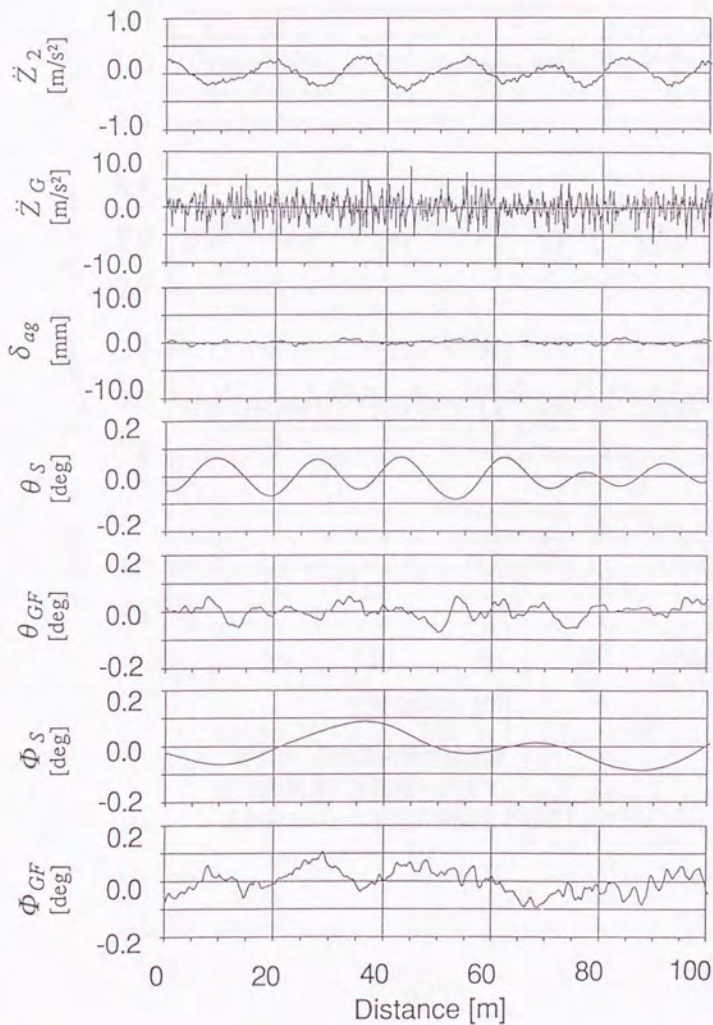


図5.25 車両の応答の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いがあり、
各制御レバーを独立に制御した場合)

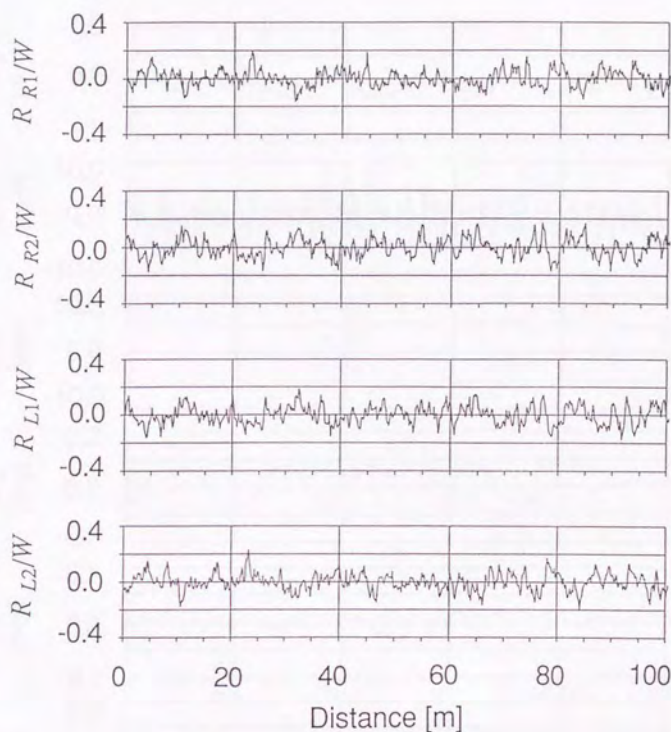


図5.26 案内輪荷重の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いがあり,
各制御レバーを独立に制御した場合)

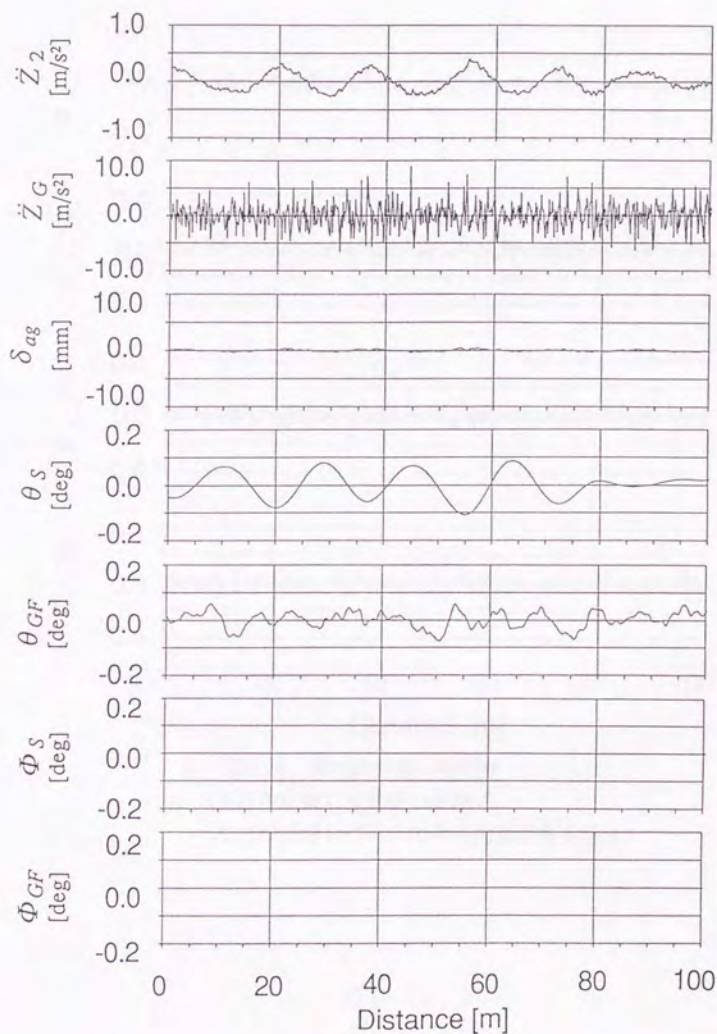


図5.27 車両の応答の時刻歴
 (左右の軌道に水準狂いが無く、
 左右の制御レバーに力学的拘束がある場合)

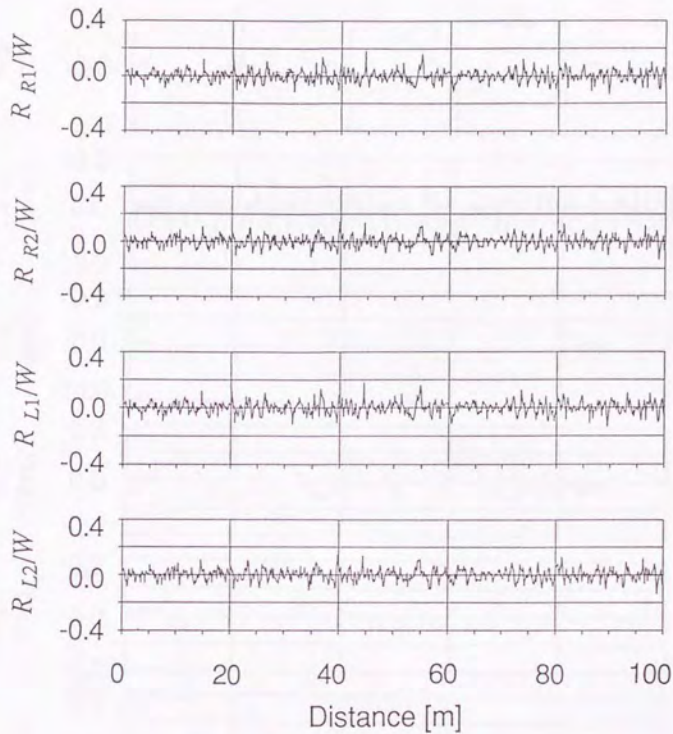


図5.28 案内輪荷重の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いが無く,
左右の制御レバーに力学的拘束がある場合)

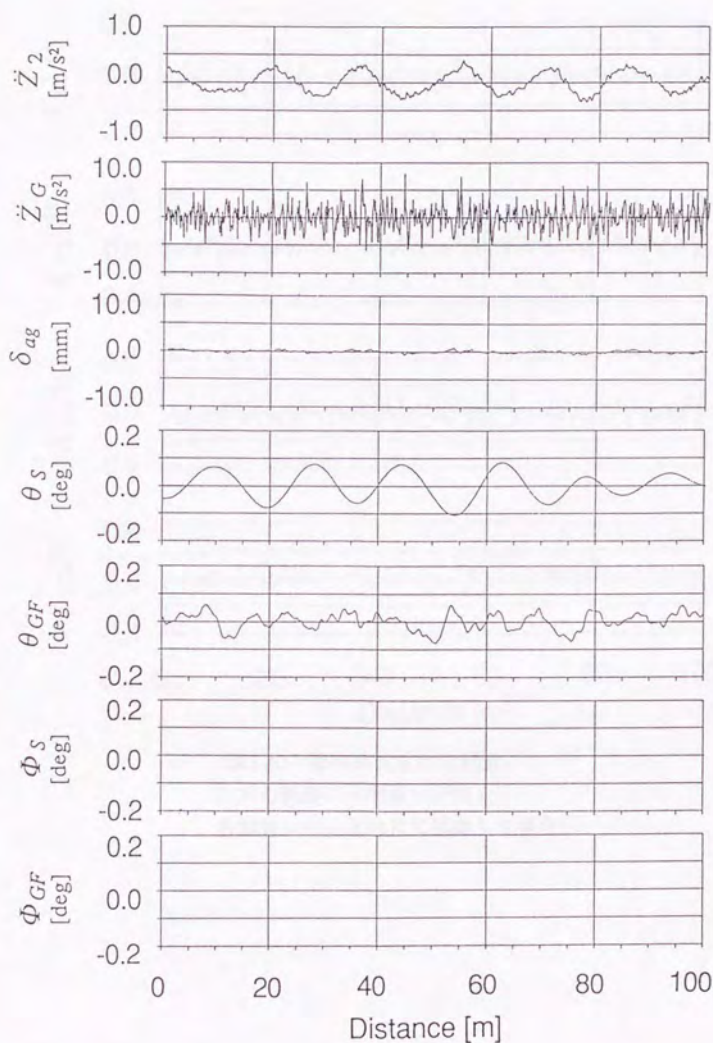


図5.29 車両の応答の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いが無く、
各制御レバーを独立に制御した場合)

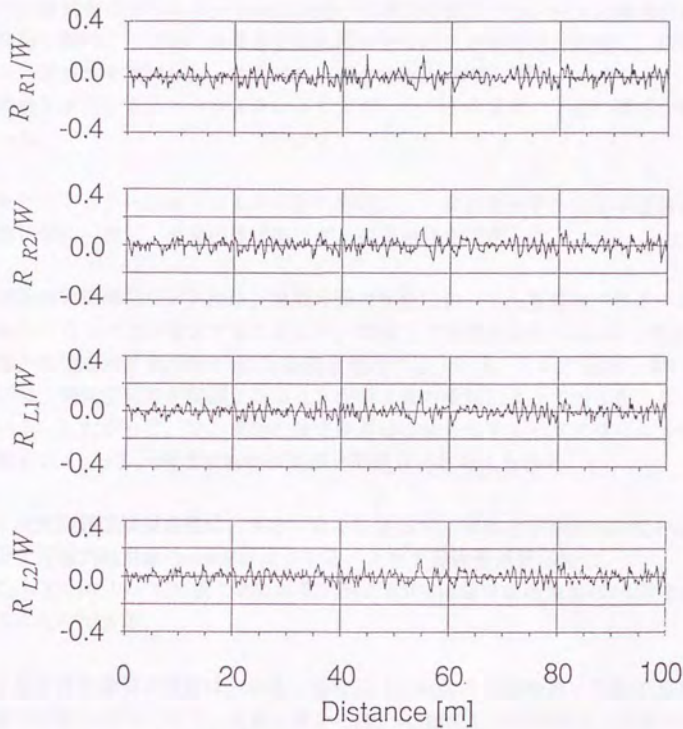


図5.30 案内輪荷重の時刻歴
(左右の軌道に水準狂いが無く、
各制御レバーを独立に制御した場合)

5.7 まとめ

機械式浮上力制御を行う磁気浮上車両の9自由度運動モデルを構築し、走行速度80km/hでの車両走行シミュレーションを行って車両の設計パラメータと車両の運動特性の関係を調べた。また、結果を2自由度モデルによる理論値と比較し、構築したモデルの妥当性を検討した。さらに、実際のM-Bahn車両に用いられているリンク機構の特性を走行シミュレーションにより分析した。その結果、下記の事項が明らかになった。

- (1) 走行シミュレーションによる応答の変化は、2自由度モデルによる理論値と定性的に一致し、9自由度運動モデルの妥当性を確認した。
- (2) 空隙制御機構のリンク比は、車両の動的性能においても重要なパラメータであり、リンク比が増大するに従って、車体上下振動加速度のrms値は減少し、浮上性能を示す案内輪荷重のrms値は増大する。一方、リンク比が小さい場合には、静的安定性が問題となることが第2章の検討によって明らかになっている。したがって、リンク比の設定範囲はこれらのトレードオフによって決定され、 $a = 3 \sim 4$ 程度であれば実用上問題ないと考えられる。
- (3) 1次支持装置減衰係数は、大きくなるに従って、車体上下振動加速度のrms値および案内輪荷重のrms値は減少する。1次支持装置減衰係数は、 $C_G = 5 \times 10^4$ [Ns/m]程度であれば案内輪荷重のrms値は車両重量の7%程度にすることができる。
- (4) 2次支持装置減衰係数は、小さい場合には、車体固有振動数での車体上下振動加速度が大きくなり、大きい場合には、10Hz以上での車体上下振動加速度が大きくなる。したがって、2次支持装置減衰係数は、乗り心地に必要最小限の設定にしておけばよい。実際には、 $C_S = 2 \times 10^4 \sim 3 \times 10^4$ [Ns/m]程度の設定で十分である。
- (5) 以上のような設計パラメータの設定により、車体上下振動加速度は、米国運輸省の乗り心地基準であるUTACV基準以下になり、良好な乗り心地を確保できる。また、案内輪荷重rms値は、車両重量の10%以下となることがわかった。
- (6) 実際のM-Bahnに用いられているリンク機構は、左右の制御レバーに力学的な拘束があり、左右の案内レールの水準狂いによって、最大案内輪荷重が車両重量の40%以上に増大する可能性がある。

第5章 走行シミュレーション

- (7) 各制御レバーを独立に制御することによって、水準狂いによる最大案内輪荷重の増加を車両重量の20%までに低減できることを示した。