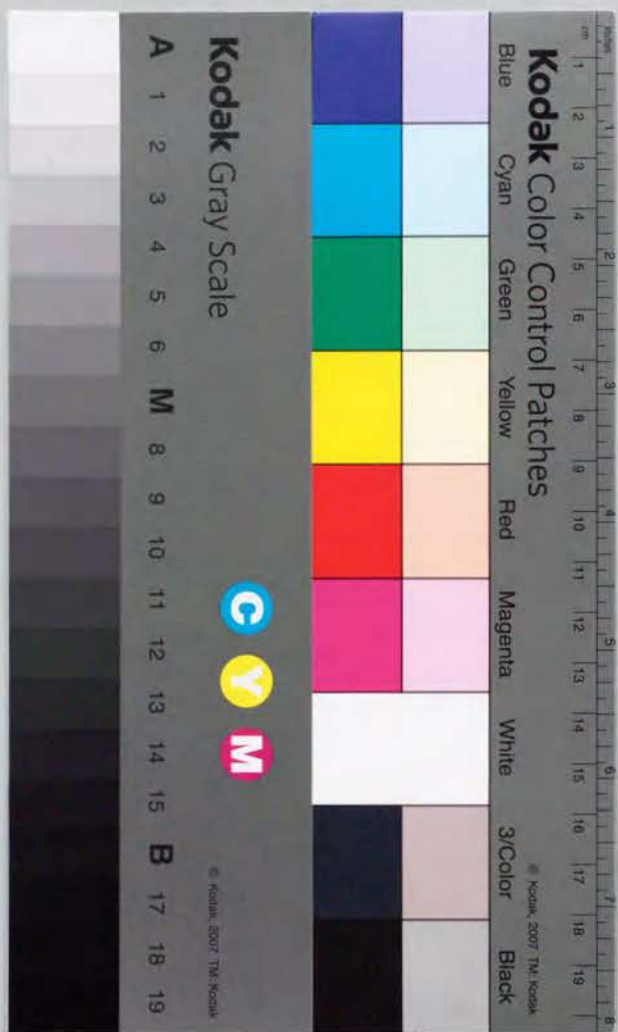


人体を含む複雑系の連成振動特性  
に関する研究

西山修二



①

人体を含む複雑系の連成振動特性  
に関する研究

西山 修二



## 目 次

第1章 序 論	… 1
1. 1 緒 言	… 1
1. 2 従来の研究の概観と問題点の抽出	… 2
1. 3 本研究の目的と必要性	… 6
1. 4 各章の研究概要	… 6
記号の説明	… 7
第2章 車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した 上下・前後・ピッチング振動解析	… 11
2. 1 緒 言	… 11
2. 2 理論的解析	… 11
2. 2. 1 解析モデル	
2. 2. 2 運動方程式	
2. 2. 3 支持点の変位量	
2. 2. 4 路面入力	
2. 3 シミュレーションシステム	… 19
2. 3. 1 ハードウェア構成	
2. 3. 2 ソフトウェア構成	
2. 4 数値的解析	… 19
2. 4. 1 微分方程式の解法	
2. 4. 2 パラメータの同定	
2. 4. 3 計算諸元	
2. 4. 4 計算周波数算出のアルゴリズム	
2. 5 計算結果及びシステム検証	… 21
2. 5. 1 周波数応答特性	
2. 5. 2 過渡応答特性	
2. 6 ランダム振動加振機及び実車走行による振動試験	… 24
2. 6. 1 目 的	

2. 6. 2	試験方法	
2. 6. 3	シート特性	
2. 6. 4	乗員振動特性	
2. 6. 5	振動試験に関する考察及び課題	
2. 7	結 語	… 27
第 3 章	車両—乗員—路面系連成振動計算システムの適用例	… 47
3. 1	緒 言	… 47
3. 2	振動モデル	… 47
3. 3	乗員挙動に及ぼす最終座着姿勢の影響	… 47
3. 3. 1	標準着座姿勢	
3. 3. 2	ヘッドアングルの影響	
3. 3. 3	バックアングルの影響	
3. 3. 4	サイアングルの影響	
3. 3. 5	シンアングルの影響	
3. 3. 6	ヒップアングルの影響	
3. 3. 7	ニーアングルの影響	
3. 3. 8	計算結果及び考察	
3. 4	乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響	… 53
3. 4. 1	乗員・シート系の概要	
3. 4. 2	質量の影響	
3. 4. 3	慣性モーメントの影響	
3. 4. 4	関節特性の影響	
3. 4. 5	大腿部支持点位置の影響	
3. 4. 6	胴体部支持点位置の影響	
3. 4. 7	シート特性値の影響	
3. 4. 8	計算結果及び考察	
3. 5	乗員挙動に及ぼすシート位置の影響	… 58
3. 5. 1	概 要	
3. 5. 2	シート位置による影響	

3. 5. 3	周波数応答特性	
3. 5. 4	凹凸路面走行特性	
3. 5. 5	計算結果及び考察	
3. 6	乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響	… 62
3. 6. 1	道路橋伸縮装置の役割	
3. 6. 2	路面系モデル	
3. 6. 3	加速度の時間履歴	
3. 6. 4	rms 値とクレストファクタ	
3. 6. 5	伸縮装置段差と車速の影響	
3. 6. 6	伸縮装置段差の許容値	
3. 6. 7	段差の形状による影響	
3. 6. 8	計算結果及び考察	
3. 7	乗員挙動に及ぼすエンジン振動の影響	… 68
3. 7. 1	エンジンの標準諸元	
3. 7. 2	エンジン質量の影響	
3. 7. 3	エンジン回転慣性モーメントの影響	
3. 7. 4	エンジンマウントのばね特性の影響	
3. 7. 5	エンジンマウントの位置の影響	
3. 7. 6	エンジン重心位置の影響	
3. 7. 7	計算結果及び考察	
3. 8	結 語	… 71
第 4 章	車両—乗員系の連成振動を考慮した 上下・左右・ローリング振動解析	… 112
4. 1	緒 言	… 112
4. 2	理論的解析	… 112
4. 2. 1	解析モデル	
4. 2. 2	運動方程式	
4. 2. 3	数値解析と計算諸元	
4. 3	解析結果と考察	… 119



4. 3. 1	計算システムの妥当性	
4. 3. 2	シートのばね定数・減衰係数の影響	
4. 3. 3	シートの乗員支持点位置の影響	
4. 4	結 語	… 122
第5章	車両-乗員-道路橋系の連成振動特性	… 133
5. 1	緒 言	… 133
5. 2	理論的解析	… 133
5. 2. 1	解析モデル	
5. 2. 2	運動方程式	
5. 2. 3	数値解析と計算諸元	
5. 3	計算結果と考察	… 137
5. 3. 1	周波数応答特性	
5. 3. 2	過渡応答特性	
5. 3. 3	道路橋の動的たわみ	
5. 3. 4	路面の凹凸の影響	
5. 4	道路橋振動特性の影響	… 140
5. 4. 1	実在道路橋の位相速度	
5. 4. 2	車両-乗員挙動に及ぼす道路橋振動の影響	
5. 5	結 語	… 142
第6章	車両-乗員-高架道路橋系の連成振動特性	… 154
6. 1	緒 言	… 154
6. 2	理論的解析	… 154
6. 2. 1	解析モデル	
6. 2. 2	運動方程式	
6. 2. 3	数値解析と計算諸元	
6. 3	解析結果と考察	… 158
6. 3. 1	車両・乗員挙動に及ぼす高架道路橋の動的たわみの影響	
6. 3. 2	車両・乗員挙動に及ぼす高架道路橋不同変位の影響	

6. 3. 3	乗り心地基準による不同変位置の規制値	
6. 4	結 語	… 160
第7章	車両-乗員-道路橋-大型車両系の連成振動特性	… 169
7. 1	緒 言	… 169
7. 2	理論的解析	… 169
7. 2. 1	解析モデル	
7. 2. 2	運動方程式	
7. 2. 3	数値解析と計算諸元	
7. 3	計算結果及び考察	… 174
7. 3. 1	解析結果の妥当性	
7. 3. 2	死荷重の影響	
7. 3. 3	減衰係数の影響	
7. 3. 4	支間長の影響	
7. 3. 5	大型車両重量の影響	
7. 3. 6	大型車両の走行速度の影響	
7. 3. 7	車両停車位置の影響	
7. 3. 8	走行モードパターンによる影響	
7. 4	結 語	… 177
第8章	結 論	… 187
	謝 辞	… 195
	参考文献	… 196
	本研究に関する著者の発表論文リスト	… 203

1. 1 緒 言

高速道路網の整備、車両の動力性能の向上などにより、長時間車両に乗車する機会が多くなってきた。長時間乗車しても疲労が少なく、安全かつ快適な車両開発が望まれる。また、近年、交通量の増加並びに車両の大型化及び走行速度の高速化が顕著な傾向にある。

一方では、新材料の開発、各種C A E (Computer Aided Engineering)技術の進展などにより、道路橋の軽量化ならびに支間長の長大化が進んでいる。このような情勢のなかで、車両が道路橋及び路面に加える荷重はますます過酷な状態となっている。走行荷重による動力学的特性を考慮に入れた、道路橋の最適設計と合理的評価の重要性も高まっている。

車両が走行すると路面からの外力はタイヤ、サスペンション、車体、シート、そして人体へと伝達される。車両走行により種々の車両振動が発生する。1~2Hzのばね上共振、ショックアブソーバの減衰定数やサスペンションフリクションが大きい場合に、ばね上・ばね下が一体となってタイヤばねと共振する5~6Hzの振動、10Hz前後のエンジンシェイク、12Hz前後のばね下共振等の振動現象が発生する<sup>(1)</sup>。車両のばね上共振、シート共振、エンジン共振、ばね下共振及び道路橋共振などの各共振の固有振動数は15Hzくらいまでの領域に存在する。

人体は4~8Hz付近の振動数に敏感であるとされている<sup>(2)</sup>。車両走行により路面からの刺激は道路橋あるいは車両各部の共振の影響を受けながら最終的には乗員に伝達される。車両系、道路橋系の共振が乗員挙動に影響を及ぼすことが懸念される。これらの現象を定量的に解明することは技術的に重要である。しかし、このような問題を取り扱った研究はまだ見受けられない。

車両の快適性向上への要求は、近年飛躍的に高まってきている。乗り心地を向上することは永遠の課題であり、乗り心地性能を向上するための車両を合理的に設計することが一層厳しく求められるようになった。さらに市場で要求される性能も年々高度となり、乗員の感覚・感性を満足させるには、乗員も車両



のダイナミクスを決める大きな要素と考えた設計、すなわち、車両-乗員-路面系を連成系として捉え、路面と人に優しい車両及び路面系（道路橋系を含む）の最適化を図る新しい先進的な設計法が必要になりつつある。

そこで企画・開発・設計段階でこれらの性能を検討するためのCAEシステムの構築が極めて重要となる。乗員系を人間に近いモデルとし、車両及び乗員の動的挙動を車両-乗員-路面系の連成振動として振動モデルを開発し、乗り心地向上を図るために、最適設計検討が可能なシミュレーションシステムを開発する必要がある。

乗り心地は人間の心理的、生理的反応であって感覚の個人差が大きく、支配される要因も多い。中でも車両の運動に基づく機械的振動は乗り心地を左右する大きな要因と言える。その原因となるものとして車両走行時の路面の凹凸あるいは高架道路橋不同変位（折れ込み、目違い、たるみ、段差等）、道路橋の動的たわみなどが考えられる。乗り心地を評価する場合、車両中心、フロア上、シート上などの位置での加速度で評価したのでは実際に人体に受ける加速度を正確に表わしているとはいえず、どの位置の加速度で乗り心地を評価すれば適切か判断が難しい。人間が車両に乗車して走行した場合、乗員も複雑な振動系を構成する。悪路を小型自動車に乗車し、走行した場合に頭部における加速度の伝達係数は1.6くらいになることが指摘されている<sup>(1)</sup>。しかし、車両に乗車した乗員のヒューマンダイナミクスまで考慮した研究はまだ報告された例がなく、本研究が初めてである。試行錯誤でなく合理的にかつ最適な決定が出来るようにする研究が必要となる。本研究では、人体を含む複雑系の連成振動特性として、車両-乗員-路面系のダイナミクスを理論的に解析する手法を研究して、乗員が受ける振動乗り心地を車両の設計に取り込む技術の確立を研究の主要目的とし、車両-乗員-路面系の解析理論及びシミュレーションシステムの開発を目標とする。本研究は車両として自動車を対象とする。

## 1. 2 従来の研究の概観と問題点の抽出

車両運動のシミュレーションの研究は古くから行われている<sup>(4)(5)(6)</sup>。手法としては、現象を記述する運動方程式をたてコンピュータを使って数値解析する方法である。従来の研究では車両のみを考慮したモデル化、あるいは車

両-乗員系を取り扱っていても乗員・シート系を一つの質量・ばね・ダンパでモデル化した解析的研究<sup>(5)(6)</sup>がなされているが、乗員のマクロ的な挙動のみの検討に留まっている。

人間-自動車系の最適化として、人間と自動車の主要な接点であるシートは非常に多くの要件とかかわっている。シートの快適性を向上させるために安楽姿勢<sup>(7)(8)</sup>、快適性向上技術<sup>(9)</sup>、サポート性向上技術<sup>(10)</sup>、着座した人体の動質量に影響を与える要因<sup>(11)(12)</sup>などに関する研究が行なわれている。長時間乗車する機会が多い現在、人と車のインタフェースとしてドライビングポジション及びシート等の重要性が益々注目を集めている。従来の設計では、車内の居住性、操作性等の観点からこれらの要素の最適範囲<sup>(13)</sup>が定められている。着座姿勢を決定するこれらの要因が乗員の振動特性に及ぼす影響について検討し、乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響を把握することも重要である。

Fairleyら<sup>(11)</sup>は着座した人体の動質量に影響を与えると考えられるいくつかの要因についての実験を実施している。筋肉の緊張、身体の幾何学的特徴等による影響についても指摘している。Vaterasian<sup>(14)</sup>は15人の被験者と6種の異なるシートについての実験的研究を行ない1~14Hzの周波数の帯域における頭部の加速度伝達率を実測している。実測結果からシートの特性値あるいは被験者の身体的特徴などにより共振周波数あるいは共振時のピーク値などが異なることが予測される。また三島ら<sup>(15)</sup>はシートを数個のばねで構成されたモデルを作成し、乗り心地に影響を及ぼすシートの各特性値の影響度を定性的に示している。

以上の研究成果から、人体の幾何学的特徴、筋肉の生体学的特性あるいはシートの特性値等が乗員挙動に影響を及ぼすことが予測され、これらについて詳細に検討することは車両開発において重要である。しかし、これらについて定量的に検討された報告例は見受けられない。

また路面の凹凸による入力に左右輪の片側だけであったり、左右逆であったりした場合、車両はローリングを起こす<sup>(16)(17)</sup>。車体の動きに連成して人体が揺すられ、乗車している乗員も上下・左右・前後軸回りの回転運動等を主とした複雑な振動系を構成し、乗員の振動特性への影響が大きい。人間は左右振動を最も感じやすく<sup>(12)</sup>、乗り心地向上を図る上において、車体のロールによ



る乗員挙動を予測することは車両設計において重要である。

近年、車両の快適性向上と共に、乗り心地に対する要求が年々厳しくなっている。乗員・シート系のパラメータの変化により、乗員系への影響度を詳細に検討することは車両開発において重要な課題である。

車両開発において、振動乗り心地の面からシートの最適位置を決定することにも必要となる。シート位置の違いにより、乗員が受ける振動特性に差異が生じることが予測される。特に、大型バス等では、各シート位置で乗員が受ける振動特性を定量的に把握して、乗り心地向上を図ることが必要である。シート位置による影響について詳細に検討された報告例は見受けられない。シート位置が振動乗り心地に及ぼす影響について詳細に検討することは乗り心地向上を図るうえにおいて重要な課題である。

車両-乗員-道路橋系の問題として、道路橋伸縮装置段差及び道路橋の振動などの影響、道路橋上の車両振動などが考えられる。道路橋伸縮装置など路面上に段差が発生すると、この部分を通過する車両は激しい衝撃を受け、車両内の乗員の乗り心地を低下するばかりでなく交通騒音・振動等の公害の原因となる。この種に関連した研究として、単一突起を乗り越しする場合の車両運動の研究が報告されている<sup>(1)(2)</sup>。車両が衝撃を受けると車両内の乗員は複雑な振動系を構成するため、車両の運動のみを考慮した解析では乗員挙動の詳細な予測がたたない。伸縮装置段差等が乗員の挙動に及ぼす影響について検討された報告例は見当たらない。段差の定量的な規制値あるいは段差が生じた場合の定量的な保守基準等も定められていないのが現状である。車両が伸縮装置段差を通過する場合の乗員の振動特性を明らかにし、段差が生じた場合の保守基準を定量的に定めることは乗り心地向上をはかると同時に道路橋の損傷、交通騒音・振動等の公害を防止するうえにおいても極めて重要である。さらに、段差の形状による影響についても検討する必要がある。

車両走行による道路橋の動的応答については古くから多くの研究<sup>(21)</sup>が行なわれている。道路橋の固有振動数は人体系の共振振動数域とはほぼ同じ領域に存在する。道路橋上を車両に乗車して走行すると道路橋の振動が車両及び人体系に影響を及ぼすことが懸念される。車両が道路橋上を走行する場合、動的たわみが車両内の乗員挙動に及ぼす影響について定量的に把握することは乗り心地

を向上する上において重要である。しかし、この種の現象に関する報告例も見受けられない。

高架道路橋に関連した現象として、道路橋不同変位による影響が考えられる。地震あるいは老朽化による高架道路橋不同変位などは、直接乗り心地を左右する要因である。車両-乗員-高架道路橋系を連成問題としてモデル化し、経年あるいは地震等により発生が予測される高架道路橋不同変位の数種のパターンを考慮し、高架道路橋不同変位が車両・乗員挙動に及ぼす影響について検討することが必要である。さらに快適な乗り心地が得られるための高架道路橋の常時の保守基準、盛土構造物に対する沈下等の規制値等についても検討することが必要である。

車両-乗員-道路橋-大型車両系の現象として、渋滞あるいは信号待ちなどで、道路橋上で車両が停車中に、反対車線を大型車両が通過すると、道路橋は走行車両の活荷重により振動することが考えられる。道路橋上に停車している車両-乗員系は道路橋の振動の影響を受けて複雑な振動系を構成し、乗員は不快感あるいは不安感を持つことがある。道路橋の諸元、大型車両の重量、走行速度及び道路橋上に停車している車両の停車位置等が乗員挙動に及ぼす影響について検討することが必要である。さらに、道路橋上で想定される走行モードパターンによる影響についても検討することが必要である。

車両の乗り心地性能などを含めた車両性能の評価は車両内に乗車した乗員が評価するものであり、車両外からでは評価出来ない。また、高性能の車両を開発しても、悪路を走行したのでは快適な乗り心地を確保することは難しい。車両開発にあたり、種々の要因についての影響を検討し、乗員の動的挙動を予測するためには車両系あるいは乗員系のみを単独に考えたのでは詳細な検討がむづかしい。

そこで、乗員系、車両系、路面系をトータルなシステムとして考慮した連成系のモデル構築が必要となる。乗員系を人間に近いモデルとし、車両-乗員-路面系をトータルシステムとして取り扱い連成振動の高自由度のモデル構築が必要である。車両、乗員、路面など各システムをトータルシステムとして取り扱うことにより、人に優しい車両開発すなわち人の立場に立った検討が可能となる。



### 1. 3 本研究の目的と必要性

以上のような現状を踏まえた上で本研究では人体を含む複雑系の連成振動として、車両・乗員・路面系を連成振動として取り扱い、新規性・高度性を有する振動モデルを提案し解析理論を確立する。さらにシミュレーションシステムを開発する。開発したシステムにより、乗り心地向上を図るうえにおいて工学上重要とされる各種要因についての影響を定量的に検討し、種々の特性を明確にすることを本研究の目的とする。

また本研究は乗員のダイナミクスまで考慮した理論的研究として新規性・有用性を有し、萌芽的研究といえる。本研究は、基本設計段階では性能設計の有力な手段となり、開発が進んだ段階では複雑な現象の理解を助け、細部の設計評価の方向づけを可能にする機能を持つようになろう。

### 1. 4 各章の研究概要

本論文は八つの章からなる。第1章では序論として、従来の研究の概観と問題点の抽出、本研究の目的と必要性、各章の研究概要などについて述べる。

第2章では車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した上下・前後・ピッチング振動解析について述べる。車両-乗員系の振動モデル、パラメータの同定、理論的解析、シミュレーションシステム、数値的解析、計算結果及びシステム検証、ランダム振動加振機及び実車走行による試験などについて述べる。

第3章では第2章で開発したシミュレーションシステムの適用例を示す。適用例として、乗員挙動に及ぼす最終座着姿勢の影響（ヘッドアングル、バックアングル、サイアングル、シンアングル、ヒップアングル、ニーアングル等の影響）、乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響（乗員各部の質量、慣性モーメント、関節特性、大腿部支持点位置、胴体部支持点位置、シート特性値等の影響）、乗員挙動に及ぼすシート位置の影響、乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響、乗員挙動に及ぼすエンジン振動の影響（エンジン質量、エンジン回転慣性モーメント、エンジンマウントのばね特性、エンジン重心位置等の影響）などについて述べる。

第4章では、車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した上下・左右・ローリング振動解析について述べる。理論的解析、計算システムの妥当性、シートの

ばね定数・減衰係数の影響、シートの乗員支持点位置の影響などについての計算結果およびその考察について述べる。

第5章では、車両-乗員-道路橋系の連成振動特性について記述する。道路橋の運動方程式をモーダルアナリシス法を適用して理論解析する。さらに乗員挙動に及ぼす道路橋の振動特性の影響について検討する。

第6章では、車両-乗員-高架道路橋系の連成振動特性について示す。予測される高架道路橋不同変位をモデル化し、不同変位が発生した場合の車両・乗員挙動の推奨式を提案する。さらに、不同変位が発生した場合、乗り心地基準を基に高架道路橋不同変位量の規制値等を示す。

第7章では、人体を含むさらに複雑系システムとして車両-乗員-道路橋-大型車両系の連成振動特性について記述する。道路橋上で想定される走行モードパターンをモデル化し、乗員挙動に及ぼす各種パラメータの影響について示す。すなわち、道路橋の死荷重、減衰係数、支間長、大型車両重量、大型車両の走行速度、車両停車位置、道路橋上で想定される走行モードパターン等による影響などについて示す。

第8章では、本研究で明らかになった研究成果及び今後の課題及び展望について工学的視点から考察する。

### 記号の説明

本論文で使用する記号を以下に示す。ただし、以下に示す以外の意味で使用する場合はそのつど明記する。

#### 乗員・シート系

$m_i (i=1\cdots 4)$	: 頭部と頸部、胴体部、大腿部、下腿部の質量	kg
$I_i (i=1\cdots 4)$	: 乗員各部の慣性モーメント	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$\theta_i (i=1\cdots 4)$	: 乗員各部の回転変位	rad
$\theta_0$	: シートの初期角度	rad
$\beta$	: フットレスト角度	rad



$\xi$	: 腰ジョイント点の x 方向変位	m
$\zeta$	: 腰ジョイント点の z 方向変位	m
$l_A, l_B$	: 車体重心からシート固定位置寸法	m
$x_i (i=1\cdots 4)$	: 乗員各部重心の x 座標	m
$z_i (i=1\cdots 4)$	: 乗員各部重心の z 座標	m
$k_i (i=1\cdots 5)$	: 乗員支持点のばね定数	N/m
$c_i (i=1\cdots 5)$	: 乗員支持点の粘性減衰係数	N·s/m
$\delta_i, \delta_{i,0} (i=1\cdots 5)$	: シート動的、初期たわみ	m
$T_i (i=1\cdots 3)$	: 頸部、腰部、膝部関節の フリクションモーメント	N·m
$l_i (i=1\cdots 7)$	: 乗員各部の寸法	m
$l_A, l_B, l_C, l_D, l_E$	: シート各部の寸法	m
$F_i (i=1\cdots 5)$	: 乗員支持点における作用力	N
$F_p$	: 乗員が車両に及ぼす作用力	N
$M_p$	: 乗員が車両に及ぼすモーメント	N·m
$B_H$	: ヒップ中央点	
$S_G$	: シートバックヒンジ中央点	
$l_{G1}, l_{G2}$	: 車体中央から脚部支持点間距離	m

#### 車両系

$v$	: 車両走行速度	m/s
$z$	: 車体重心変位	m
$z_t, z_r$	: ばね下質量の変位	m
$m$	: 車体質量	kg
$m_t, m_r$	: ばね下質量	kg
$m_e$	: エンジン質量	kg
$I$	: 車体のピッチング方向慣性モーメント	kg·m <sup>2</sup>
$I_e$	: エンジンのピッチング方向慣性モーメント	kg·m <sup>2</sup>
$\theta, \theta_e$	: 車体及びエンジンのピッチング角	rad
$k_{1t}, k_{1r}$	: 懸架装置のばね定数	N/m

$k_{et}, k_{er}$	: エンジンマウントのばね定数	N/m
$c_{1t}, c_{1r}$	: 懸架装置の粘性減衰係数	N·s/m
$c_{et}, c_{er}$	: エンジンマウントの粘性減衰係数	N·s/m
$a_t, a_r$	: サスペンション系フリクション	N·s/m
$f_t, f_r$	: サスペンション系フリクション力	N
$k_{2t}, k_{2r}$	: タイヤのばね定数	N/m
$c_{2t}, c_{2r}$	: タイヤの粘性減衰係数	N·s/m
$l_z, l_r$	: 前軸、後軸と重心間距離	m
$l_{eg}$	: 前軸とエンジン重心間距離	m
$l_{et}$	: 前軸とエンジンフロント支持点間距離	m
$l_{er}$	: 前軸とエンジンリア支持点間距離	m
$F_{1t}, F_{1r}$	: 懸架装置の作用力	N
$F_{2t}, F_{2r}$	: タイヤの作用力	N
$F_{3t}, F_{3r}$	: エンジンが車体に及ぼす作用力	N
$R_e$	: ロールセンタ	

#### 大型車両系

$M_e$	: 大型車両質量	kg
$V_e$	: 大型車両走行速度	m/s
$z_e$	: 車体の上下変位	m
$F_{1t}$	: フロント作用力	N
$F_{1r}$	: リア作用力	N
$I_e$	: 車体ピッチング方向回転慣性モーメント	kg·m <sup>2</sup>
$\theta_e$	: ピッチング角	rad
$l_e$	: 軸間距離	m
$l_{1t}$	: 車体中心からフロント作用点までの距離	m
$l_{1r}$	: 車体中心からリア作用点までの距離	m
$c_{1t}$	: フロントダンパ係数	N·s/m
$c_{1r}$	: リアダンパ係数	N·s/m
$w_{1t}$	: フロント作用点の路面変位	m



$w_{tr}$	: リア作用点の路面変位	m
$z_{tr}$	: フロント作用点の上下変位	m
$z_{tr}$	: リア作用点の上下変位	m
$k_{tr}$	: フロントばね定数	N/m
$k_{tr}$	: リアばね定数	N/m

#### 路面・道路橋系

$z_0(x, t)$	: 荷重載荷点の路面表面の上下変位	m
$z_{01}(t)$	: タイヤ接地点の路面表面の凹凸	m
$w_l, w_r$	: タイヤ接地点の上下変位と凹凸の和	m
$l_s$	: 支間長	m
$\zeta_n$	: 粘性減衰係数 (n次)	
$E I$	: 曲げ剛性	kg · m <sup>2</sup>
$C_b$	: 外部粘性減衰係数	
$\rho A$	: 単位長さ当たりの質量	kg
$\omega_n$	: 固有円振動数 (n次)	Hz
$N$	: 最大モード次数	
$\psi_n(t)$	: n次振動モードの時間関数	
$Q_n(t)$	: 荷重関数 (n次)	
$f_0$	: 基本固有振動数	Hz
$F(x, t)$	: 道路橋に加わる荷重	N
$d$	: 不同変位置	m
$\lambda$	: 無次元不同変位置 ( $15000 \times d / l_s$ )	
$2a$	: 伸縮装置段差	m
$2b$	: 伸縮装置幅	m
$N_s$	: スパン数	
$g$	: 重力加速度	m/s <sup>2</sup>

## 第2章 車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した

上下・前後・ピッチング振動解析<sup>(22)(23)</sup>

### 2.1 緒言

本章では、第1章で述べた技術的検討を可能とする車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した上下・前後・ピッチング振動解析が可能な連成振動モデルを構築し、車両-乗員-路面系の振動特性が定量的に検討可能な理論的解析を確立し、シミュレーションシステムを開発する。

### 2.2 理論的解析

#### 2.2.1 解析モデル

車両-乗員-路面系の連成振動の解析モデルを図2.1に示す。乗員系については、生体力学的な特性を詳細に取り扱ってモデルを複雑にするよりも、乗員各部の上下・前後方向の運動特性が把握でき、さらにシートの最適設計検討にあたって必要とされる着座姿勢による影響等も検討可能とするため、図2.2に示すように頭部と頸部、胴体部、大腿部、下腿部の四つの剛体としてモデル化する<sup>(22)~(27)</sup>。各部の重心に質量と回転慣性モーメントを考慮する。また頸、腰、膝での連結点はピンジョイントとし、その関節部にフリクションモーメントを考慮する。

人体関節のフリクションモーメント特性は着座姿勢からわずかの回転に対して不感帯のある一定抵抗トルクを考慮したMcHenryらの研究<sup>(28)</sup>、飽和形の粘性抵抗を考慮し、頸部については人体頸部の実験結果を用い、一定角以上は回転しにくいような特性を与えている古庄らの研究<sup>(29)</sup>、さらに樋口ら<sup>(30)</sup>及び片山ら<sup>(31)</sup>は生体の関節のストップ特性に関するSmithの研究<sup>(32)</sup>の結果を参考にして各関節に飽和形粘性抵抗のほかにストップ特性もあわせて考えている。

以上の研究を参考にして、本研究では頸、腰、膝でのフリクションモーメントは各関節の相対角度及び相対角速度に比例した、ばね・ダンピング特性を考慮し式(2.1)で表わす<sup>(22)(23)</sup>。



$$T_i = K_{sxx,i} \cdot \gamma_i + T_{sxx,i} \cdot \tanh(2\omega_i/\omega_{i0}) \quad \dots (2.1)$$

$$\gamma_i = \theta_i - \theta_{i+1} \quad \omega_i = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i+1} \quad (i=1,2,3)$$

衝突解析等を除く通常の車両走行では、 $\gamma_i$ 、 $\omega_i$ は小さいものとし、 $K_{sxx,i}$ 、 $T_{sxx,i}$ 、 $\omega_{i0}$ の値は次のように定める<sup>(22)(23)</sup>。

$$K_{sxx,i} = 0 \quad (i=1,2,3)$$

$$T_{sxx,1} = 3.920 \text{ N}\cdot\text{m} \quad T_{sxx,2} = 35.280 \text{ N}\cdot\text{m} \quad T_{sxx,3} = 14.112 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\omega_{10} = 0.349 \text{ rad/s} \quad \omega_{20} = 0.349 \text{ rad/s} \quad \omega_{30} = 0.349 \text{ rad/s}$$

図2.3は式(2.1)の第1項と第2項を示す。

シートバックは固定式とし、シートは、シートクッション、シートバッククッションを考慮する。胴体部はシートバック上部および下部の2点で支持するものとし、車体と乗員・シート系とはばねとダンパでモデル化する。平常走行を想定し、シートと乗員の支持点は密着しているものとし、シートバック角度と乗員胴体角度は初期値が等しいものとする。また、フットレストによる影響も考慮し、フロアと足との接触間をばねとダンパでモデル化する。足がフロアから浮いている場合はフロアと足との間のはね定数及び粘性減衰係数は0とする。乗員・シート系は各質量の上下、前後及び回転運動からなる6自由度のモデルとする。人体を4つの質量でモデル化することは既に提案されている<sup>(27)</sup>。しかし、本研究で改善した点は、支持点をばねとダンパを考慮した点、及び支持点変位量を厳密に算出した点、さらに関節部のフリクションモーメントを双曲線正接関数を用いて関数表示した点などがあげられる。

車両系については、車体、エンジン、フロントとリアのばね下質量の上下運動と車体とエンジンのピッチング運動からなる6自由度のモデルとする。タイヤはばねとダンパでモデル化し、ばね下質量とばね上質量の間は、ばねとダンパ及びサスペンション系フリクションを考慮する。フロント及びリアの懸架装置の粘性減衰係数は図2.4に示すようにピストンスピードに依存した非線形特性を考慮する。またサスペンション系フリクション力については式(2.2)に示す特性とし、作用力をピストンスピード $v_i$ 、 $v_r$ の関数で表わす<sup>(22)(23)</sup>。

$$f_i = F_i \times \tanh(2v_i/x_p) \quad \dots (2.2)$$

$$i = f, r$$

ここに、 $F_i$ 、 $F_r$ 、 $x_p$ は実験値よりつぎのように定める。

$$F_f = 215.6 \text{ N} \quad F_r = 147.0 \text{ N} \quad x_p = 0.01 \text{ m/s}$$

図2.5はフロント及びリアのサスペンション系フリクションを示す。

エンジンはトランスミッションを含めたものとし、フロントとリアのエンジンマウント支持点をばねとダンパでモデル化する。従って、本研究で取り扱う車両-乗員系の解析モデルは12自由度のモデルとなる。従来の車両-乗員系の解析<sup>(5)(6)</sup>では乗員を1自由度のマス-ばねでモデル化した報告例が多い。本研究で取り扱うモデルは人間の動的挙動をより精度よく検討できるものであり高度性・新規性のあるモデルと言える。本研究のような車両-乗員系の解析モデルを取り扱った報告例はまだ知見しない。

## 2.2.2 運動方程式

連成振動系の運動方程式を導出するにあたり、次式の座標系を導入する。

$$x_1 = M_{\theta x} + (l_2 + l_3)\cos\theta_2 + l_1\cos\theta_1 \quad \dots (2.3)$$

$$z_1 = M_{\theta z} + (l_2 + l_3)\sin\theta_2 + l_1\sin\theta_1 \quad \dots (2.4)$$

$$x_2 = M_{\theta x} + l_3\cos\theta_2 \quad \dots (2.5)$$

$$z_2 = M_{\theta z} + l_3\sin\theta_2 \quad \dots (2.6)$$

$$x_3 = M_{\theta x} + l_4\cos\theta_3 \quad \dots (2.7)$$

$$z_3 = M_{\theta z} + l_4\sin\theta_3 \quad \dots (2.8)$$

$$x_4 = M_{\theta x} + (l_4 + l_5)\cos\theta_3 + l_6\cos\theta_4 \quad \dots (2.9)$$

$$z_4 = M_{\theta z} + (l_4 + l_5)\sin\theta_3 + l_6\sin\theta_4 \quad \dots (2.10)$$

$$z_{er} = z - (l_r + l_{er})\theta \quad \dots (2.11)$$

$$z_{er} = z + (l_f - l_{er})\theta \quad \dots (2.12)$$

$$z_{r3} = z_e - (l_{er} + l_{er})\theta_e \quad \dots (2.13)$$

$$z_{r3} = z_e + (l_{er} - l_{er})\theta_e \quad \dots (2.14)$$

多自由度の複雑な振動系であるため系全体の運動エネルギー $T$ 、ポテンシャルエネルギー $U$ 、散逸関数 $D$ 及び一般力 $Q_r$ を求め、これらをラグランジュの運動方程式に代入することにより運動方程式を求める<sup>(33)</sup>。各エネルギーはそれぞれ次式となる。



$$2 T = m \dot{z}^2 + m_t \dot{z}_t^2 + m_r \dot{z}_r^2 + I \dot{\theta}^2 + m_e \dot{z}_e^2 + I_e \dot{\theta}_e^2 \\ + \sum_{i=1}^4 m_i (\dot{z}_i^2 + \dot{x}_i^2) + \sum_{i=1}^4 I_i \dot{\theta}_i^2 \quad \dots (2.15)$$

$$2 U = k_{1t}(z_t - z_{t1})^2 + k_{1r}(z_r - z_{r1})^2 + k_{et}(z_{et} - z_{t3})^2 \\ + k_{er}(z_{er} - z_{r3})^2 + k_{2t}(w_t - z_t)^2 + k_{2r}(w_r - z_r)^2 \\ + \sum_{i=1}^4 k_i (\delta_i - \delta_{i,0})^2 \quad \dots (2.16)$$

$$2 D = c_{1t}(\dot{z}_t - \dot{z}_{t1})^2 + c_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1})^2 + c_{et}(\dot{z}_{et} - \dot{z}_{t3})^2 \\ + c_{er}(\dot{z}_{er} - \dot{z}_{r3})^2 + c_{2t}(\dot{w}_t - \dot{z}_t)^2 + c_{2r}(\dot{w}_r - \dot{z}_r)^2 \\ + a_t(\dot{z}_t - \dot{z}_{t1})^2 + a_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1})^2 + \sum_{i=1}^4 c_i (\dot{\delta}_i - \dot{\delta}_{i,0})^2 \quad \dots (2.17)$$

式(2.15)から式(2.17)をラグランジュの運動方程式

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} = Q_r \quad \dots (2.18) \\ (r = 1, 2, 3, \dots, 12)$$

に代入することにより変数  $z, z_t, z_r, z_e, \theta, \theta_t, \xi, \zeta, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$  に  
関する 12 個の運動方程式を得る。すなわち車両系の運動方程式

$$m \ddot{z} = F_{1t} + F_{1r} - F_{3t} - F_{3r} - F_p \quad \dots (2.19)$$

$$m_t \ddot{z}_t = F_{2t} - F_{1t} \quad \dots (2.20)$$

$$m_r \ddot{z}_r = F_{2r} - F_{1r} \quad \dots (2.21)$$

$$I \ddot{\theta} = -F_{1t} \cdot l_t + F_{1r} \cdot l_r + M_p + F_{3t}(l_t + l_{et}) \\ + F_{3r}(l_r - l_{er}) \quad \dots (2.22)$$

$$m_e \ddot{z}_e = F_{3t} + F_{3r} \quad \dots (2.23)$$

$$I_e \ddot{\theta}_e = -F_{3t}(l_e + l_{et}) + F_{3r}(l_{er} - l_{eg}) \quad \dots (2.24)$$

乗員系の運動方程式

$$\begin{vmatrix} M_{10} & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 \\ 0 & M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 \\ D_2 & D_3 & M_{20} & 0 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & M_{11} & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & M_{12} & G_1 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & M_{13} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} A_5 \\ B_5 \\ D_4 \\ E_4 \\ G_4 \\ H_4 \end{vmatrix} = 0 \quad \dots (2.25)$$

式(2.25)のマトリックスの各要素は次式のようになる。

$$A_1 = M_2 \sin(\theta_1 + \theta) \quad \dots (2.26)$$

$$A_2 = (M_3 + M_6) \sin(\theta_2 + \theta) \quad \dots (2.27)$$

$$A_3 = (M_4 + M_7) \sin(\theta_3 + \theta) \quad \dots (2.28)$$

$$A_4 = M_5 \sin(\theta_4 + \theta) \quad \dots (2.29)$$

$$A_5 = -M_1(\ddot{x} \cos \theta - \ddot{z} \sin \theta) + M_2 \cos(\theta_1 + \theta) \dot{\theta}_1^2 \\ + (M_3 + M_6) \cos(\theta_2 + \theta) \dot{\theta}_2^2 + (M_4 + M_7) \cdot \\ \cos(\theta_3 + \theta) \dot{\theta}_3^2 + M_5 \cos(\theta_4 + \theta) \dot{\theta}_4^2 - M_1(1_A + \xi) \ddot{\theta} \\ + M_1(1_B + \xi) \dot{\theta}^2 - 2M_1 \dot{\xi} \dot{\theta} - \Delta(\xi) \quad \dots (2.30)$$

$$B_1 = -M_2 \cos(\theta_1 + \theta) \quad \dots (2.31)$$

$$B_2 = -(M_3 + M_6) \cos(\theta_2 + \theta) \quad \dots (2.32)$$

$$B_3 = -(M_4 + M_7) \cos(\theta_3 + \theta) \quad \dots (2.33)$$

$$B_4 = -M_5 \cos(\theta_4 + \theta) \quad \dots (2.34)$$

$$B_5 = -M_1(\ddot{x} \sin \theta + \ddot{z} \cos \theta) + M_2 \sin(\theta_1 + \theta) \dot{\theta}_1^2 \\ + (M_3 + M_6) \sin(\theta_2 + \theta) \dot{\theta}_2^2 + (M_4 + M_7) \cdot \\ \sin(\theta_3 + \theta) \dot{\theta}_3^2 + M_5 \sin(\theta_4 + \theta) \dot{\theta}_4^2 + M_1(1_B + \xi) \ddot{\theta} \\ + M_1(1_A + \xi) \dot{\theta}^2 + 2M_1 \dot{\xi} \dot{\theta} - \Delta(\xi) \quad \dots (2.35)$$

$$D_1 = -M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \quad \dots (2.36)$$

$$D_2 = M_2 \sin(\theta_1 + \theta) \quad \dots (2.37)$$

$$D_3 = -M_2 \cos(\theta_1 + \theta) \quad \dots (2.38)$$

$$D_4 = -M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \theta_2^2 + M_2 S_2 \cos \theta_1 - M_2 S_1 \sin \theta_1 \\ - \Delta(\theta_1) - T_1 \quad \dots (2.39)$$

$$E_1 = -M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \theta_1 \quad \dots (2.40)$$

$$E_2 = (M_3 + M_6) \sin(\theta_2 + \theta) \quad \dots (2.41)$$

$$E_3 = -(M_3 + M_6) \cos(\theta_2 + \theta) \quad \dots (2.42)$$

$$E_4 = M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \theta_1 - M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \theta_1 - \Delta(\theta_2) \\ + T_1 - T_2 \quad \dots (2.43)$$

$$G_1 = -M_9 \sin(\theta_3 - \theta_4) \quad \dots (2.44)$$

$$G_2 = (M_4 + M_7) \sin(\theta_3 + \theta) \quad \dots (2.45)$$

$$G_3 = -(M_4 + M_7) \cos(\theta_3 + \theta) \quad \dots (2.46)$$

$$G_4 = -M_9 \cos(\theta_3 - \theta_4) \theta_4 - \Delta(\theta_3) + T_2 + T_3 \\ - (M_4 + M_7)(S_2 \cos \theta_3 - S_1 \sin \theta_3) \quad \dots (2.47)$$

$$H_1 = -M_9 \cos(\theta_4 - \theta_3) \quad \dots (2.48)$$

$$H_2 = M_9 \sin(\theta_4 + \theta) \quad \dots (2.49)$$

$$H_3 = -M_8 \cos(\theta_4 + \theta) \quad \dots (2.50)$$

$$H_4 = -M_9 \sin(\theta_4 - \theta_3) \theta_3 - M_8(S_2 \cos \theta_4 - S_1 \sin \theta_4) \\ - \Delta(\theta_4) - T_3 \quad \dots (2.51)$$

式(2.19)から式(2.24)で使用した記号は次のようになる。

$$F_{1t} = k_{1t}(z_t - z_{t1}) + c_{1t}(\dot{z}_t - \dot{z}_{t1}) + a_t(\dot{z}_t - \dot{z}_{t1}) \quad \dots (2.52)$$

$$F_{1r} = k_{1r}(z_r - z_{r1}) + c_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1}) + a_r(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1}) \quad \dots (2.53)$$

$$F_{2t} = k_{2t}(w_t - z_t) + c_{2t}(\dot{w}_t - \dot{z}_t) \quad \dots (2.54)$$

$$F_{2r} = k_{2r}(w_r - z_r) + c_{2r}(\dot{w}_r - \dot{z}_r) \quad \dots (2.55)$$

$$F_{3t} = k_{3t}(z_{et} - z_{t3}) + c_{3t}(\dot{z}_{et} - \dot{z}_{t3}) \quad \dots (2.56)$$

$$F_{3r} = k_{3r}(z_{er} - z_{r3}) + c_{3r}(\dot{z}_{er} - \dot{z}_{r3}) \quad \dots (2.57)$$

$$F_p = -F_1 \cos \theta_0 - F_2 \cos \theta_0 + F_3 + F_4 - F_5 \sin \theta_4 \quad \dots (2.58)$$

$$M_p = -F_1 \cos \theta_0 \cdot (l_8 + l_1 \cos \theta_0) - F_2 \cos \theta_0 \cdot \\ (l_8 + l_1 \cos \theta_0) + F_3(l_8 + \xi) + F_4(l_8 + l_3) \\ - F_5 \sin \theta_4 \cdot (l_0 + l_1 \cos \beta) \quad \dots (2.59)$$

$\Delta(q)$ 、 $M_{\theta x}$ 、 $M_{\theta z}$ は次のように定義する。

$$\Delta(q) = \sum_{i=1}^5 k_i (\delta_i - \delta_{i,0}) \frac{\partial (\delta_i - \delta_{i,0})}{\partial q} + \sum_{i=1}^5 c_i \dot{\delta}_i \frac{\partial \dot{\delta}_i}{\partial \dot{q}} \quad \dots (2.60)$$

$$M_{\theta x} = x + l_A \sin \theta + l_B \cos \theta + \xi \cos \theta + \zeta \sin \theta \quad \dots (2.61)$$

$$M_{\theta z} = z + l_A \cos \theta - l_B \sin \theta - \xi \sin \theta + \zeta \cos \theta \quad \dots (2.62)$$

またその他については次式とする。

$$S_1 = \ddot{x} + ((l_A + \xi) \ddot{\theta} - (l_B + \xi) \dot{\theta}^2 + 2\dot{\xi} \dot{\theta}) \cos \theta \\ - ((l_B + \xi) \ddot{\theta} + (l_A + \xi) \dot{\theta}^2 + 2\dot{\xi} \dot{\theta}) \sin \theta \quad \dots (2.63)$$

$$S_2 = \ddot{z} - ((l_B + \xi) \ddot{\theta} + (l_A + \xi) \dot{\theta}^2 + 2\dot{\xi} \dot{\theta}) \cos \theta \\ - ((l_A + \xi) \ddot{\theta} - (l_B + \xi) \dot{\theta}^2 + 2\dot{\xi} \dot{\theta}) \sin \theta \quad \dots (2.64)$$

$$\begin{aligned} M_1 &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 & M_2 &= m_1 l_1 \\ M_3 &= m_2 l_3 & M_4 &= m_3 l_4 \\ M_5 &= m_4 l_6 & M_6 &= m_1(l_2 + l_3) \\ M_7 &= m_4(l_4 + l_5) & M_8 &= m_1 l_1(l_2 + l_3) \\ M_9 &= m_4 l_6(l_4 + l_5) & M_{10} &= I_1 + m_1 l_1^2 \quad \dots (2.65) \end{aligned}$$

$$M_{11} = I_2 + m_1(l_2 + l_3)^2 + m_2 l_3^2$$

$$M_{12} = I_3 + m_3 l_4^2 + m_4(l_4 + l_5)^2$$

$$M_{13} = I_4 + m_4 l_6^2$$

$$\theta_i = \theta_i - \theta \quad (i=0 \dots 4) \quad \dots (2.66)$$



## 2. 2. 3 支持点の変位量

乗員系のばね・ダンパでモデル化した支持点での変位は車両あるいは乗員の運動により支持点座標が変化する。各支持点間のx軸方向及びz軸方向の変位量を $DX_i$ 、 $DZ_i$ とすると支持点間での変位量 $\delta_i$ は次式で表わせる。

$$\delta_i = \lambda_i^{1/2} \quad \dots (2.67)$$

$$\lambda_i = (DX_i)^2 + (DZ_i)^2$$

$$(i=1\sim 5)$$

## 2. 2. 4 路面入力

走行中、車両に発生する荷重で大きな影響を与えるものとして路面があり、路面系としては、正弦波路面及び路面の凹凸を有する不整路面を考慮する。正弦波路面は図2.6に示すように $t=0$ で変位及び変位の時間微分が0となるように式(2.68)とする。

$$z(x, t) = (a/2) \{1 - \cos(2\pi x/l_s)\} \quad \dots (2.68)$$

ここに  $a$ : 全振幅  $l_s$ : 波長  $x$ : 走行距離

式(2.68)で路面の周期的変位を入力して周波数応答特性を調べる。さらに路面の凹凸は高速道路の実測データ<sup>(34)</sup>を使用する。路面の凹凸データは1m毎の数値データ900点からなるものである。路面の凹凸の変位及びパワースペクトル密度を図2.7及び図2.8に示す。

タイヤ接地点での路面の凹凸の値は、接地点近傍4点の測定データを使って3次関数

$$z_{0.1}(x) = r_1 x^3 + r_2 x^2 + r_3 x + r_4 \text{を仮定し、}$$

$$z_{0.1}(i) = z_i$$

$$z_{0.1}(i+1) = z_{i+1}$$

$$z_{0.1}'(i) = 0.5(z_{i+1} - z_{i-1})$$

$$z_{0.1}'(i+1) = 0.5(z_{i+2} - z_i)$$

という条件より3次関数の係数を決定し、補間で路面の凹凸を計算する<sup>(34)</sup>。

ここで  $'$  は $x$ による微分を表わす。

## 2. 3 シミュレーションシステム

### 2. 3. 1 ハードウェア構成

開発したシミュレーションシステムのハードウェア構成を図2.9に示す。

中央処理装置、磁気テープ装置、内蔵磁気ディスク装置、キャラクタディスプレイ装置、グラフィックディスプレイ装置、プロッター、ハードコピー等の装置からなる。

### 2. 3. 2 ソフトウェア構成

基本システムはOVIS/S<sup>(35)</sup>、開発言語はFORTRAN77を使用した。プロッター出力はHCBS<sup>(36)</sup>を使用しシステム開発した。システムは入力部、解析部、処理部、出力部から構成されている。入力部で計算諸元と初期条件等を入力する。路面の凹凸データは外部データファイルから読み込む。解析部では、車両系の懸架装置の粘性減衰係数、サスペンション系フリクション、乗員系のフリクションモーメント、支持点の変位、作用力等を計算し、運動方程式を解く。処理部では車両系、乗員系各部の変位、加速度等の統計的計算を行なう。出力部では、計算結果の出力を行なう。プロッター出力、グラフィックディスプレイ、ハードコピー、リスト出力いずれの方法でも出力可能なシステムとしている。本章で開発したシミュレーションシステムのフローチャートを図2.10に示す。

## 2. 4 数値的解析

### 2. 4. 1 微分方程式の解法

振動系を支配する運動方程式は連立12元の2階常微分方程式の初期値問題である。変数変換により連立24元1階常微分方程式として数値解析する。解法としてRunge-Kutta-Gill法により時間ステップ毎の各変数とその微係数の値を求める。計算さざみ幅は0.001秒<sup>(34)</sup>とし、数値計算は倍精度で行う。

### 2. 4. 2 パラメータの同定

車両-乗員系のパラメータを次のようにして同定した。乗員系については、人体各部のセグメント長、セグメント質量、セグメント重心位置、セグメント慣性モーメント等の幾何学的特性が明らかなJMSOダミー<sup>(37)</sup>(日本人成人



男子の50パーセンタイル値を有する)の値を使用した。乗員・シート系の支持点のばね・粘性減衰係数の値( $k_i, c_i, i=1\sim5$ )は図2.11に示す乗員・シート系のモデルにおいてフロアを上下に正弦波加振し、人体の振動応答特性<sup>(14)</sup>を考慮し、周波数応答(1~30Hz)から同定した<sup>(48)</sup>。

車両系のパラメータは車両メーカーで精密に測定された実用性が極めて高い値である。

### 2.4.3 計算諸元

シミュレーションに使用する標準諸元は次のとおりとする。

車両系の諸元(セダンタイプ)<sup>(22)(23)</sup>

$m = 1320 \text{ kg}$	$m_t = 84 \text{ kg}$	$m_r = 78 \text{ kg}$
$I = 2218.72 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$k_{1t} = 48.020 \text{ kN/m}$	$k_{1r} = 45.668 \text{ kN/m}$
$k_{2t} = 392.000 \text{ kN/m}$	$k_{2r} = 392.0 \text{ kN/m}$	$c_{2t} = 980 \text{ N}\cdot\text{s/m}$
$c_{2r} = 980 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$l = 2.680 \text{ m}$	$l_t = 1.309 \text{ m}$
$l_r = 1.371 \text{ m}$	$m_e = 290 \text{ kg}$	$I_e = 40 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
$k_{3t} = 570 \text{ kN/m}$	$k_{3r} = 150 \text{ kN/m}$	$c_{3t} = 4.2 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$
$c_{3r} = 0.16 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$	$l_{e\phi} = 0.165 \text{ m}$	$l_{er} = 0.005 \text{ m}$
$l_{er} = 0.165 \text{ m}$		
$c_{1t}, c_{1r}$ : 図2.4 $f_t, f_r$ : 式(2.2)、図2.5		

乗員・シート系の諸元<sup>(22)(23)</sup>

$m_1 = 5.3214 \text{ kg}$	$m_2 = 26.4894 \text{ kg}$	$m_3 = 18.8160 \text{ kg}$
$m_4 = 10.3292 \text{ kg}$	$l_A = -0.140 \text{ m}$	$l_B = -0.171 \text{ m}$
$I_1 = 0.036652 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$I_2 = 0.7938 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$I_3 = 0.20384 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
$I_4 = 0.1911 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$k_1 = 4.9 \text{ kN/m}$	$k_2 = 5.88 \text{ kN/m}$
$k_3 = 4.9 \text{ kN/m}$	$k_4 = 3.92 \text{ kN/m}$	$k_5 = 196.0 \text{ kN/m}$
$c_1 = 784 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$c_2 = 98 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$c_3 = 98 \text{ N}\cdot\text{s/m}$
$c_4 = 98 \text{ N}\cdot\text{s/m}$	$c_5 = 7.840 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$	$l_1 = 0.152 \text{ m}$
$l_2 = 0.196 \text{ m}$	$l_3 = 0.278 \text{ m}$	$l_4 = 0.149 \text{ m}$
$l_5 = 0.278 \text{ m}$	$l_6 = 0.286 \text{ m}$	$l_7 = 0.126 \text{ m}$

$l_1 = 0.424 \text{ m}$	$l_2 = 0.350 \text{ m}$	$l_3 = 0.779 \text{ m}$
$l_4 = 0.050 \text{ m}$	$l_5 = 0.163 \text{ m}$	

初期値

$\theta_{10} = 100.0^\circ$	$\theta_{20} = 112.0^\circ$	$\theta_{30} = 12.0^\circ$	$\theta_{40} = 315.0^\circ$
$\theta_0 = 112.0^\circ$	$\beta = 45.0^\circ$	$\xi_0 = 0.07 \text{ m}$	$\zeta_0 = 0.11 \text{ m}$

その他の変数の初期値は0とする。

### 2.4.4 計算周波数算出のアルゴリズム<sup>(22)(23)</sup>

周波数応答特性の計算にあたり、本研究で取り扱う振動特性は低周波数域で共振現象が発生し変化が著しく高周波数域では変化が緩慢である。従って、計算する周波数の値は式(2.69)で示すアルゴリズムにより決定する。

$$f = 10^{ABL} \quad \dots (2.69)$$

$$ABL = \log(f_{max}/f_{min}) / (N_0 - 1) \cdot (n - 1) \quad (n=1 \dots N_0)$$

ここに、 $N_0$ は周波数軸の最大離散点数、 $f_{max}$ 、 $f_{min}$ は周波数の上限と下限を示す。本研究では $f_{max} = 30 \text{ Hz}$ 、 $f_{min} = 1 \text{ Hz}$ 、 $N_0 = 50$ とする。式(2.69)で決定した周波数について計算を実行し、時間ステップ毎の各値の二乗平均平方根(rms値)を求め、その値をその周波数に対する代表値とした。本手法により、1から15Hzまでの周波数軸の離散点が多数(40点)とれ、低周波数域の振動特性を高精度に把握できる。

### 2.5 計算結果及びシステム検証

開発したシステムの妥当性を検討するために、周波数応答特性及び過渡応答特性について実測値等と比較検討する。

#### 2.5.1 周波数応答特性

周波数応答は式(2.68)において $a = 5 \text{ mm}$ 、 $v = 80 \text{ km/h}$ とし、波長を変数として周期的荷重を入力し求める。図2.12は乗員系の上下方向振動伝達特性を示す。



横軸は周波数、縦軸は乗員加速度をフロア加速度で除した値であり、加速度比を示す。乗員・シート系は本システムの車両系のパラメータの値を設定することにより車両のフロアを正弦波加振した場合に相当する計算結果である。また図にはエンジンの運動を考慮しない場合の振動特性も示している。図で破線はVarterasian<sup>(14)</sup>の実験結果を示す。実験は被験者を振動台の上に設置したシートに首座させ頭部に加速度変換器を装着したヘルメットをかぶらせて測定された値である。実験値が乗員頭部の実測値であるので、計算結果も頭部の特性を比較している。本システムで得た計算結果は車両-乗員系、乗員・シート系、車両-乗員系(エンジン考慮なし)いずれの場合も3.5Hz近傍で極大値をとり、その値は各々1.8~1.9となる。また周波数が増加していき、12Hzで加速度比は各々0.30~0.50となる。さらに周波数が増加していくと一定値に減衰していく。この特性はシートのばね・ダンパ諸元によっても変化する。シートのばね定数と粘性減衰係数との間には高い相関がみられる<sup>(30)</sup>。例えば車両-乗員系において $c_i = 0.007 \times k_i$  ( $i = 1 \sim 4$ )とすると4.3Hzで極大値となり、加速度比は2.1となる。乗員系上下加速度比は一般に周波数の増加と共に4Hz近傍で極大値に達し、その後は周波数の増加につれて漸減変曲しつつ減衰していく特性を示す。シミュレーション結果はVarterasianの実験結果とも傾向が極めて良く一致している。

図2.13は車体重心位置の上下方向加速度を示す。図で破線はMitschke<sup>(39)</sup>による計算結果を示す。Mitschkeのモデルは4自由度で懸架装置はばねとダンパ、タイヤはばねでそれぞれモデル化している。乗員も考慮されておらず、車両諸元も異なり計算条件が同一ではないため両者は必ずしも一致しない。しかし両者の特性を比較すると、2Hz近傍のばね上共振、12Hz近傍のばね下共振等の振動特性の傾向が良く対応している。

図2.14は乗員系各部と車両系フロントフロアでの加速度の周波数応答を示す。頭部、胴体部は3.1Hz、大腿部、下腿部でそれぞれ3.3Hz、4.3Hzで一度ピークが発生する。さらに10.3Hz、12.0Hzでもピークが発生し、その後は減衰していく。フロア加速度については2.9Hzと11.5Hzでピークが発生する。4Hz前後のピークは乗員系の共振を示すものであり、10Hz、12Hz近傍のピークはそれぞれエンジン及びばね下共振による影響と考えられる。

図2.15は車両系のばね上質量、エンジン及びフロントとリアのばね下質量の上下方向加速度の周波数応答をそれぞれ示す。エンジンは2.3Hz、9.9Hzでピークが発生する。ばね上質量は2.9Hz、11.5Hzでそれぞれピークが発生しており、ばね下質量は12.5Hzでピークが発生している。これらは車両系各部の共振周波数を示す。

## 2.5.2 過渡応答特性

過渡応答特性として車両が単一突起を乗り越える場合を考える。突起としては最大高さ100mm、長さ1mの一波長正弦波状突起を車速18km/hで走行する場合を検討する。

図2.16は車体重心の上下変位のシミュレーション結果と実験結果<sup>(14)</sup>を示す。図で縦軸は変位量、横軸は時間を示し、時間軸において上段は実験車、下段はシミュレーション結果に対するものである。実験車のホイールベースは2.18mでありシミュレーション車は2.68mであるので特性を比較しやすくするために図の下段軸は上段軸の2.18/2.68倍(時間当たりの寸法)にしてある。シミュレーション結果は車両-乗員系でエンジンを考慮していない場合の結果も示している。エンジンを考慮している場合と考慮していない場合とでは、後軸が突起通過後の変位波形が多少異なる。エンジンを考慮したモデルが実験結果の波形に近接している。車体上下変位は前軸が突起に乗り上げると、変位も上昇し前軸が突起通過後は車体のピッチングによりピーク値に達するものと思える。その後は降下し、さらに後軸が突起に乗り上げるともう一度ピークが発生し、その後は減衰していく。

図2.17は車体の上下方向の加速度履歴を示す。縦軸は加速度 $g$ を示し、横軸は時間を示す。図2.17(a)はシミュレーション結果で図2.17(b)は実験結果<sup>(14)</sup>をそれぞれ示す。両者は極めて良い一致を示す。加速度についても前軸及び後軸が突起に乗り上がっている時はピークが発生し、後軸が突起通過後は減衰していく。

図2.18は突起を車速18km/hで通過する場合のフロントとリアのばね下質量の上下方向変位を示す。参考として図2.15で示したばね上質量の上下変位も再掲している。図で縦軸は変位量、横軸は時間を示す。フロントのばね下質量は突



起形状に追従して変位し突起を通過すると変位は減衰していく。ホイールベースを車速で除した0.536秒後にはリアのばね下質量がフロントと類似した挙動を示す。ばね上質量の上下変位において1.1秒から変位がやや水平に保持しているのは前軸のばね下変位が再び上昇しており、その影響によるものと考えられる。車体変位は1.6秒近辺で一度0となりその後は自由振動を繰り返しながら0へと減衰する。突起乗り越しの場合においても本システムによる計算結果は実験値と振動特性の傾向が良く対応している。

以上の検討から本研究で構築した車両-乗員-路面系の振動モデル及びシミュレーションシステムの妥当性が検証されたものと思える。

## 2. 6 ランダム振動加振機及び実車走行による振動試験

### 2. 6. 1 目的

車両-乗員-路面系の振動特性を検証するために実車走行試験及びランダム加振機による振動試験を実施する。試験は実路面による実車走行試験と4種類の路面を実車で走行した場合、車両のフロアで計測される振動スペクトルを加振機に入力し試験する。パネラーは成人男子3名とする。

### 2. 6. 2 試験方法

供試シートは同一のシートを使用する。ランダム振動試験機上に車両用実シートを設置し、加振機に4種の加振スペクトルを入力する。入力する加振スペクトルは、4種の一般路面を車両が走行した場合、車両のフロアで受ける振動特性である。この振動スペクトルを振動加振機の入力信号として入力し特性を評価する。

パネラーの身長及び体重の幾何学的特性は次のとおりである。

A: 身長 171 cm、体重 68 kg

B: 身長 178 cm、体重 80 kg

C: 身長 162 cm、体重 66 kg

加振スペクトルは次の4種を考える。

R1: 車両で山陽道トンネルを車速50km/hで定常走行した場合

R2: 車両でコンクリートひび割れ路面を車速50km/hで定常走行した場合

R3: 車両で標準悪路を車速50km/hで定常走行した場合

R4: 車両で国道188号線を車速60km/hで定常走行した場合

車両は全てセダンタイプとし、車両のフロアが受ける振動強度はR1-R2-R3-R4の順に強くなっている。

試験はパネラーAにR1-R4の4種の加振スペクトルを入力させた場合の振動特性及びパネラーA、B、Cに加振入力スペクトルR1を入力した場合の振動特性を測定した。

### 2. 6. 3 シート特性

振動試験に使用するシート特性をまず検討する。図2.19はシートバックの荷重とたわみの関係を示す。ばね定数は荷重が10~20kg fで0.85kg f/mm程度である。図2.20はシートクッションの荷重とたわみの関係を示す。クッション側は強い非線形性を有し荷重が10~20、40~50、60~70kg fにおいて、ばね定数はそれぞれ0.83、1.50、2.38kg f/mm程度となる。

図2.21、図2.22はシートの周波数応答特性を示す。図2.21はシートクッション上に80kg fのウエイトをのせ、全振幅4mmのサイン加振をした場合の振動特性を示す。

図2.22はウエイト80kg fの荷重配分をシートクッション上に60kg f、シートバック側に20kg fとした場合の振動特性を示す。前者の場合と後者の場合では振動特性が多少異なり、最大加速度伝達率と共振周波数はそれぞれ、3.45(4.35 Hz)、3.01(4.75 Hz)となる。

図2.23は重量80kg fのウエイトを100mmの高さからシートクッション上に落下させた場合のシートの減衰特性を示す。図において、上段は加速度の時間履歴、下段は変位の時間履歴を示す。これらの特性から、減衰比は0.13、動ばね定数は3.97kg f/mm、減衰係数は46.81kg f・s/mm程度となる。

図2.24、図2.25はパネラーAがシートに着座した場合のシートバック及びシートクッションの圧力分布を示す。圧力分布の計測はシート上30mm角ごとに196点のロードセルを設置し計測したものである。図2.24において最低レベルの等荷重分布曲線は10グラムを示し、曲線の間隔は10グラムである。図2.25の最低レベルの等荷重分布曲線は20グラムを示し、曲線の間隔は20グラムである。



## 2. 6. 4 乗員振動特性

図2.26～図2.29はパネラーAが加振スペクトルR1～R4で加振された場合のパネラー腰部の上下加速度比を示す。図で横軸は周波数を示し、縦軸はフロアとパネラー腰部の上下方向加速度比を示す。図2.26～図2.29においてピーク値とそのときの共振周波数はそれぞれ2.24(5.12Hz)、1.90(4.12Hz)、1.84(3.75Hz)、2.04(4.5Hz)となる。またシートの乗り心地性能を示す Ride Number<sup>(14)</sup>を参考に示す。

図2.30、図2.31はパネラーB、Cが加振スペクトルR1の場合の結果を示す。加速度比のピーク値とそのときの周波数はそれぞれ2.39(5.25Hz)、2.30(4.5Hz)となる。

図2.32、図2.33はパネラーAが国道188号線を車速60km/hで200m走行した場合の車両フロア及びパネラー腰部の上下加速度を周波数分析した実測結果を示す。

図2.32はフロアの上下加速度を示す。図で第1ピークは車両のばね上共振、第2ピークは車両に人間が乗車していることにより発生すると考えられる共振である。第3ピークは車両のばね下共振をそれぞれ示す。

図2.33はパネラーAの腰部の上下振動加速度を示す。第1ピークは車両のばね上共振、第2ピークはシート共振、第3ピークは車両のばね下共振等をそれぞれ示す。

## 2. 6. 5 振動試験に関する考察及び課題

成人男子3名のパネラーによる車両-乗員-路面系の振動特性を実路面での走行試験および実車両が4種の異なる路面を走行した場合に車両フロアで受信できる振動スペクトルをランダム振動加振機の入力信号として入力し、加振機による振動特性シミュレーションを実施した。試験結果から本研究の理論的特性が検証可能な振動特性が確認できた。人間各部の振動特性の計測は必ずしも容易ではない。

今後の課題として、人間・シート系の振動特性をさらに詳細に検証し、実測データを蓄積するための実験を実施することが必要である。測定位置は頭部、胴体部、大腿部、下腿部の重心位置の4箇所と腰部の5箇所くらいの3軸方向

加速度のデータが必要である。測定に使用するパネラーは、日本人50パーセントイル値の幾何学的特性を有する成人男女、高齢者(60才前後)男女及び子供(10～12才)男女等のデータ収集が必要である。測定状態は振動試験台に実シートを設置し、各パネラーの最終座着座姿勢による影響等を調べることも必要である。最終着座姿勢が乗員挙動に及ぼす影響として、シートバック角度、座面角度等の影響を計測し特性を明確にする必要がある。被験者は安楽姿勢(弛緩状態)とし、測定は周波数応答特性及び一般路面走行特性を実施すれば充分であろう。周波数応答特性は周波数の測定範囲を1～30Hzの帯域とし、一般路面走行特性は路面の凹凸を有する路面上を一定速度で走行した場合の特性を把握することが必要とされる。

## 2. 7 結 語

車両-乗員-路面系の連成振動解析が可能なモデルを構築し、シミュレーションシステムを開発した。結果をまとめると次のようになる。

- (1) 周波数応答及び過渡応答特性とともに実測結果と振動特性の傾向がよく対応した。モデル化及び開発したシミュレーションシステムの妥当性が確認できた。
- (2) 乗員系のモデル化については、本研究で取り扱った程度のモデルで妥当な精度の解が得られることが実証できた。
- (3) 非線形特性を有する懸架装置のサスペンション系フリクション、関節部のフリクションモーメント等を双曲線正接関数で特性を近似しプログラム化を容易にした。さらに妥当な精度の解が得られた。
- (4) 2Hz前後のばね上共振、4Hz前後の乗員の上下共振、10Hz前後のエンジン共振、12Hz前後のばね下共振等は15Hzまでの領域に存在する。従って、車両-乗員系の振動では上限30Hzまで考慮しておけば充分である。また周波数軸の離散点の設定法については本研究で考案したアルゴリズムは対象領域を精度よく算出するのに有効である。
- (5) 本システムは乗員挙動に及ぼす着座姿勢による影響、シート特性及びエンジンシェイクが乗員挙動に及ぼす影響等の検討も可能であり、快適な乗り心地を得るための車両系の最適設計のツールとして供することができる。



のと思える。また限界性能時の車両・乗員挙動特性改善などの開発で人間系を含めた特性を解析できるツールとして期待できる。

- (6) 車両-乗員-路面系の振動特性を検証するために実車走行試験及びランダム加振機による振動試験を実施した。試験は実路面による実車走行試験と4種類の振動スペクトルを加振機に入力し実施した。理論的結果を検証できる実測結果が得られた。

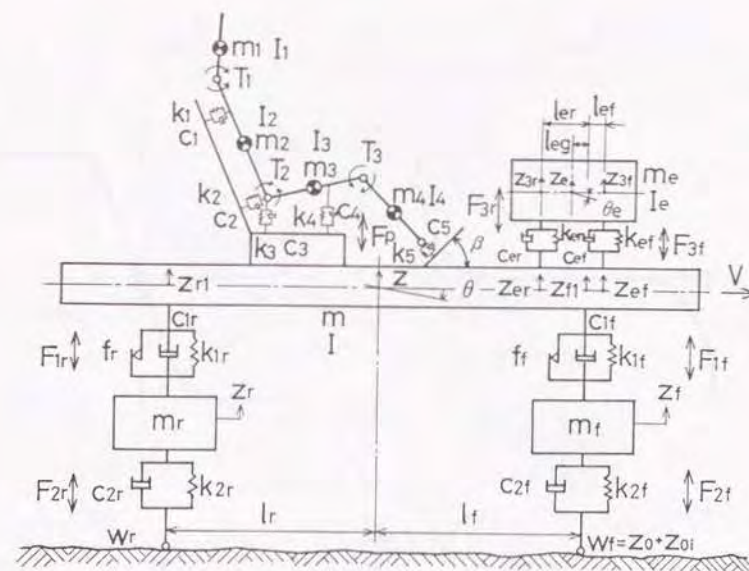


図 2.1 解析モデル

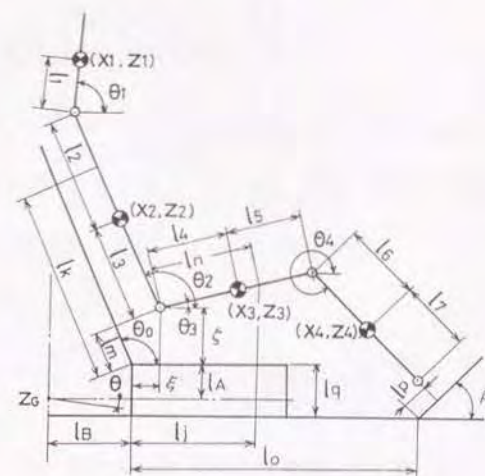


図 2.2 乗員モデルの座標系



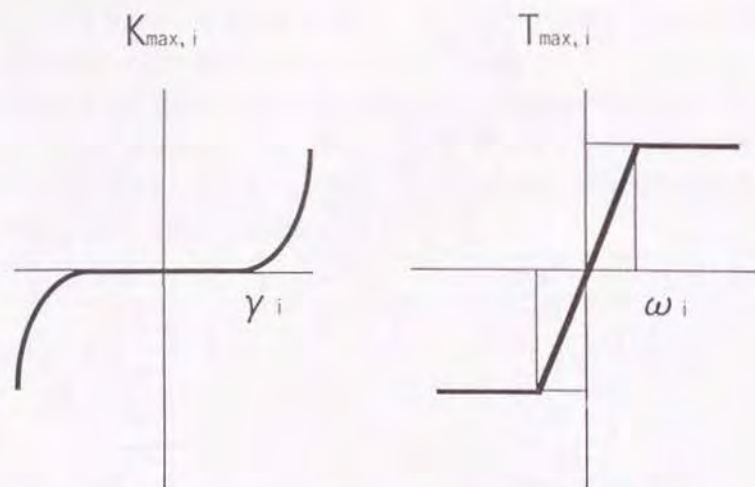


図 2.3 関節部フリクションモーメント

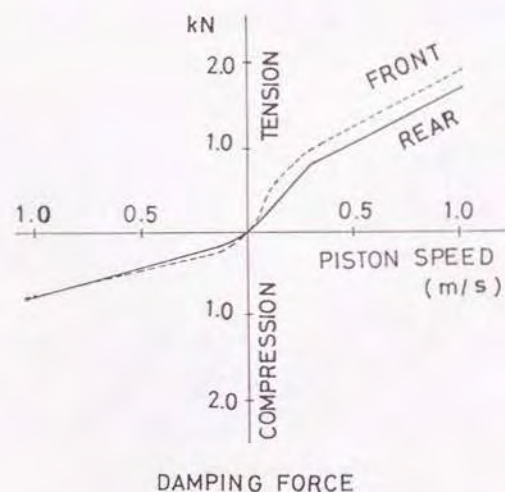


図 2.4 懸架装置の粘性減衰係数

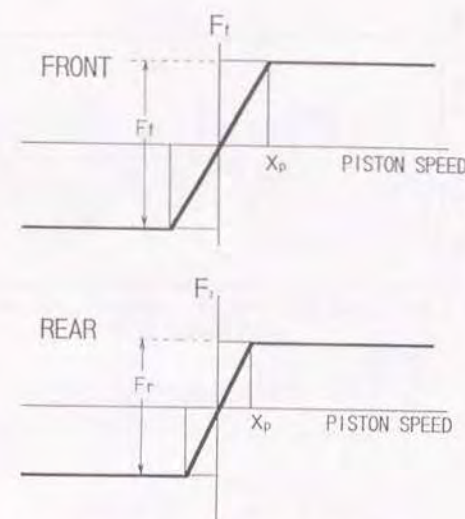


図 2.5 サスペンション系フリクション

## SINUSOIDAL PROFILE

$$z(x, t) = (a/2) \{1 - \cos(2\pi x / l_s)\}$$

$a$ : AMPLITUDE     $l_s$ : WAVE LENGTH

$x$ : RUNNING DISTANCE



図 2.6 正弦波路面



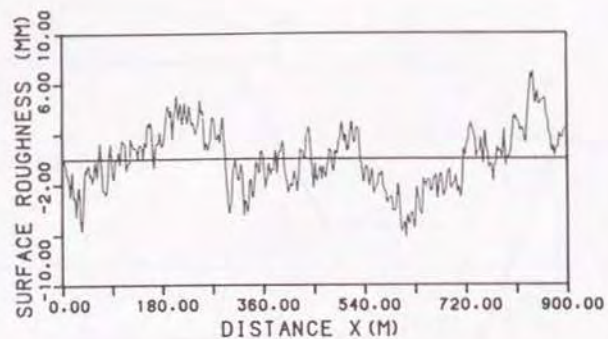


図 2.7 高速道路の路面の凹凸

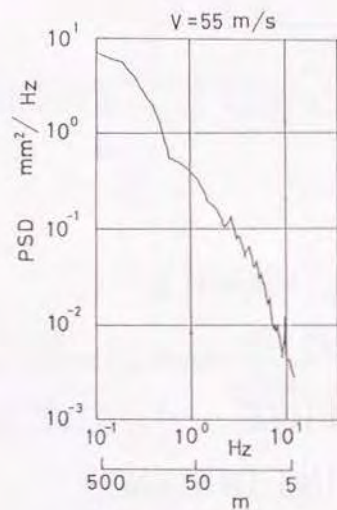


図 2.8 路面の凹凸のパワースペクトル密度

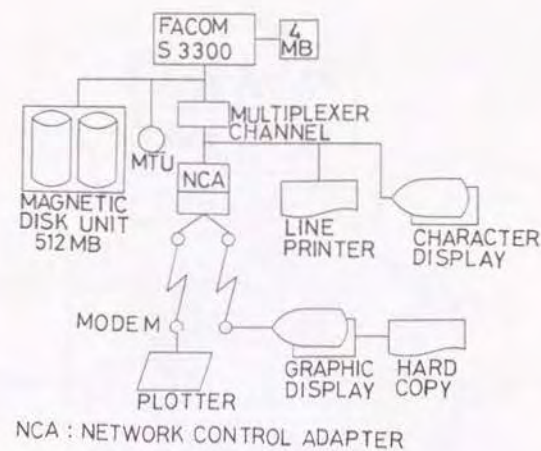


図 2.9 ハードウェア構成図



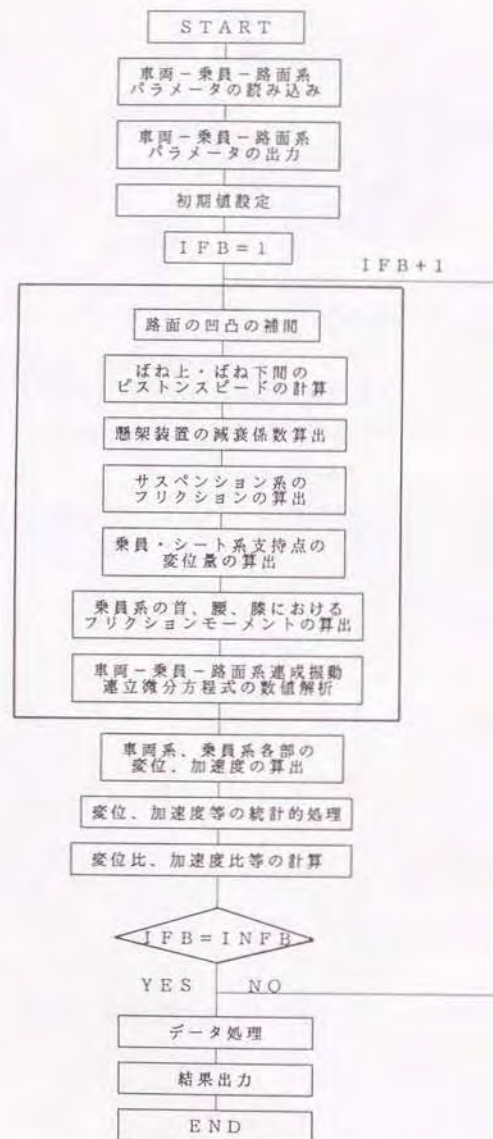


図2.10 フローチャート

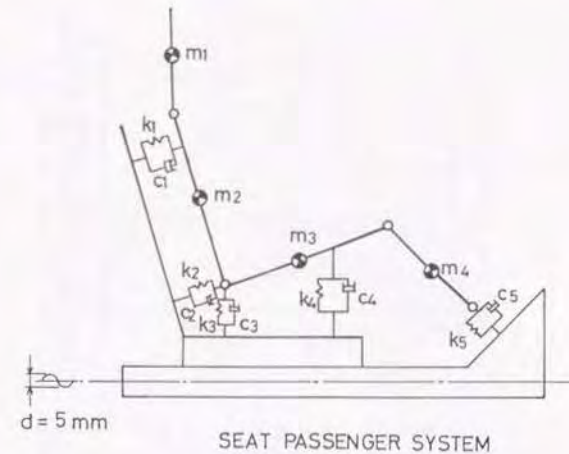


図2.11 乗員・シート系のモデル

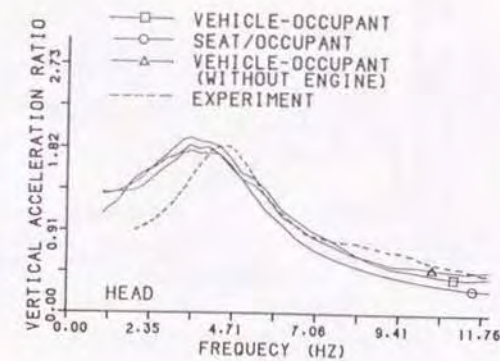


図2.12 乗員頭部の周波数応答



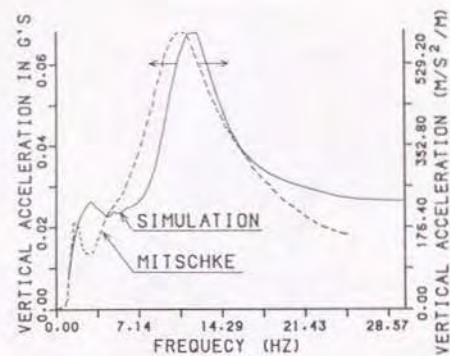


図 2.13 車体重心上下加速度

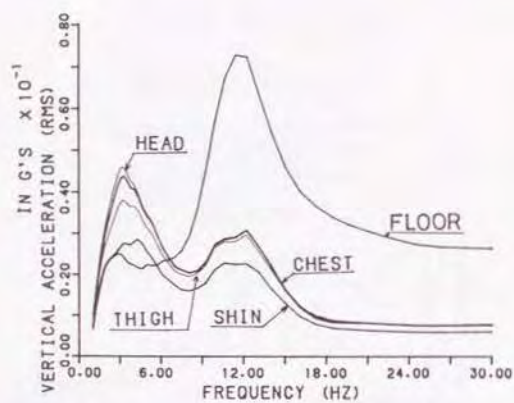


図 2.14 乗員系上下加速度

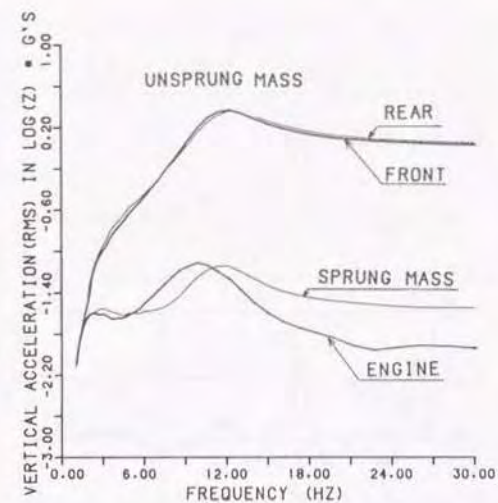


図 2.15 車両系の上下方向加速度

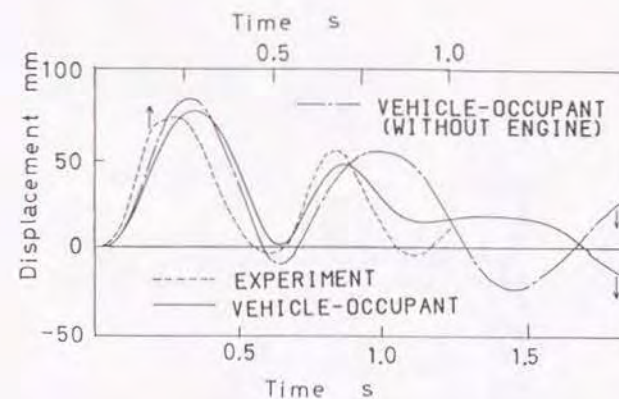


図 2.16 車両系の上下方向変位



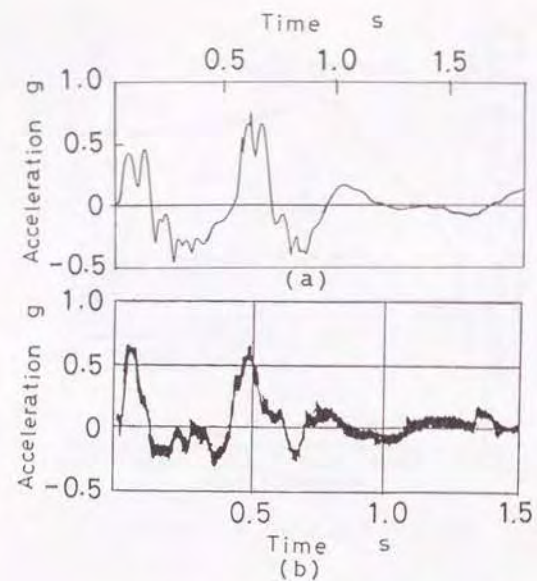


図 2.17 上下方向加速度の時間的变化

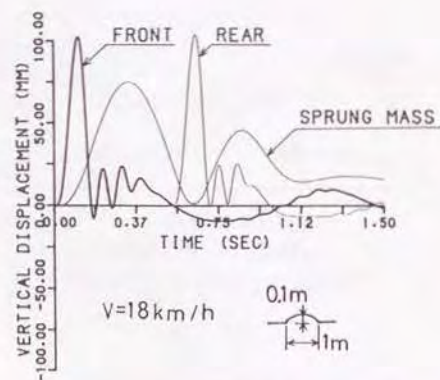


図 2.18 ばね下質量の上下変位

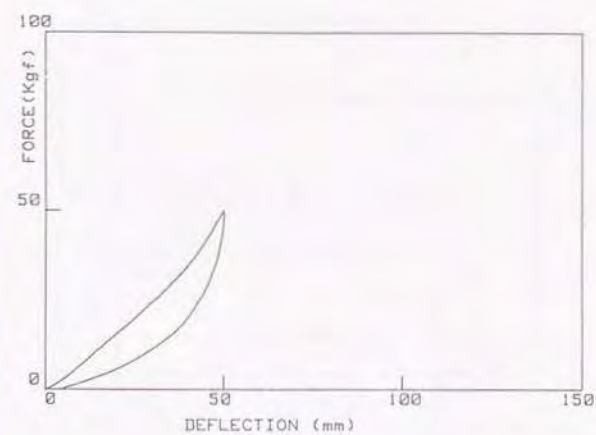


図 2.19 シートバックの荷重とたわみの関係

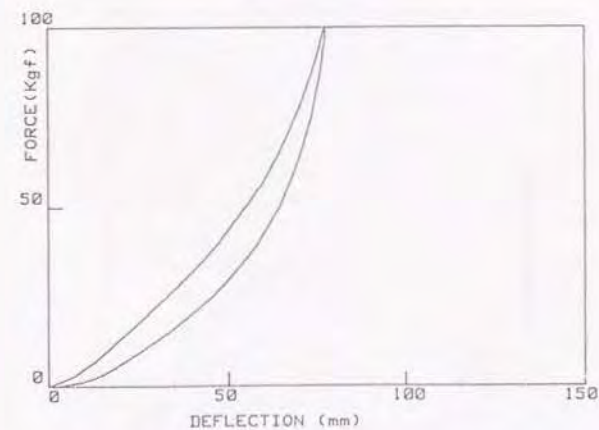


図 2.20 シートクッションの荷重とたわみの関係



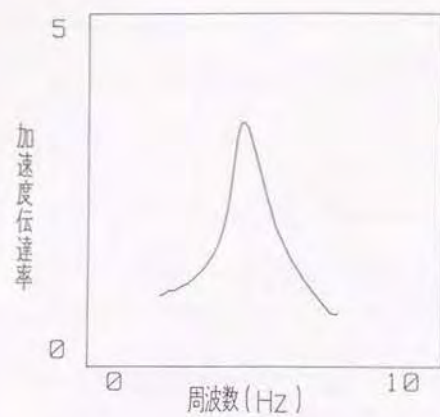


図 2.21 シートの周波数応答特性

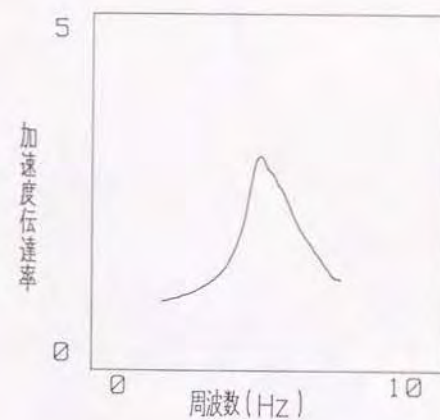


図 2.22 シートの周波数応答特性

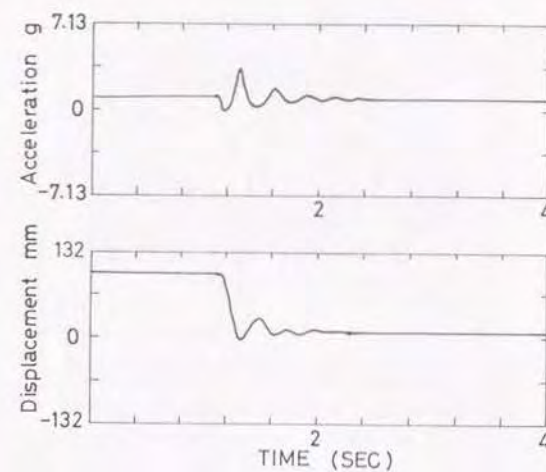


図 2.23 シートの減衰特性

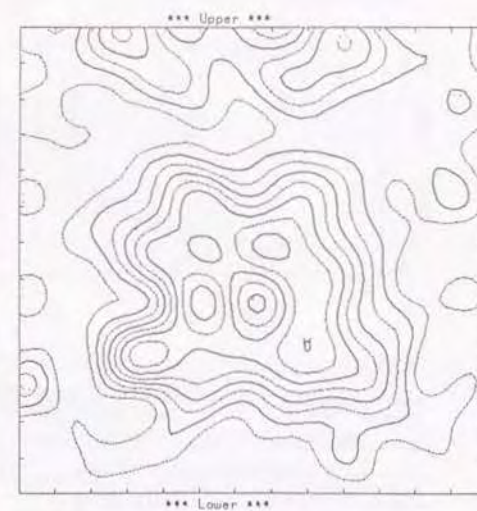


図 2.24 シートバックの圧力分布



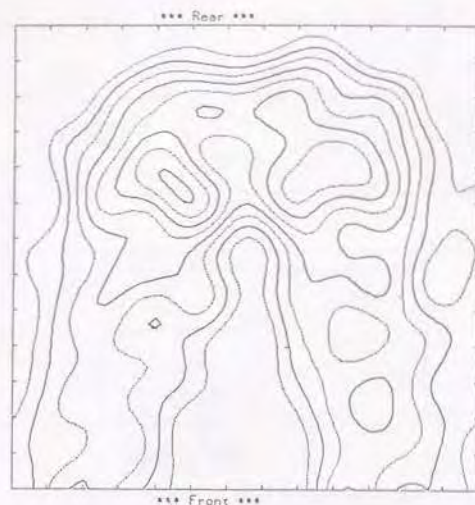
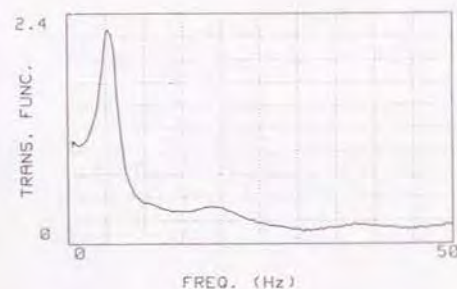
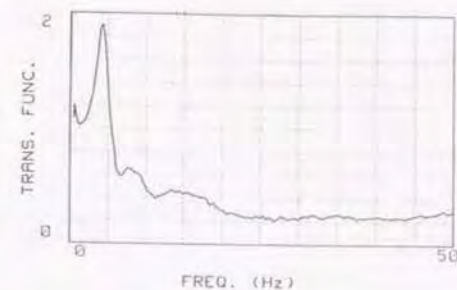


図 2.25 シートクッションの圧力分布



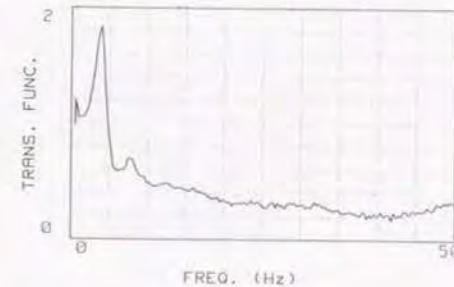
Max. Transation factor (A)= 2.24 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 5.125 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .422 [G/G]  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .206  
 Trans. Factor at 6 Hz = 1.94 [G/G]

図 2.26 バネラー A と加振スペクトル R 1 の場合の上下加速度比



Max. Transation factor (A)= 1.9 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 4.125 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .459 [G/G]  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .278  
 Trans. Factor at 6 Hz = .634 [G/G]

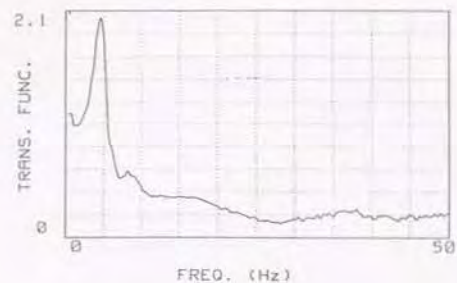
図 2.27 バネラー A と加振スペクトル R 2 の場合の上下加速度比



Max. Transation factor (A)= 1.84 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 3.75 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .482 [G/G]  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .301  
 Trans. Factor at 6 Hz = .581 [G/G]

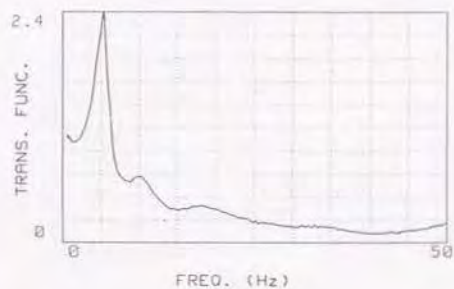
図 2.28 バネラー A と加振スペクトル R 3 の場合の上下加速度比





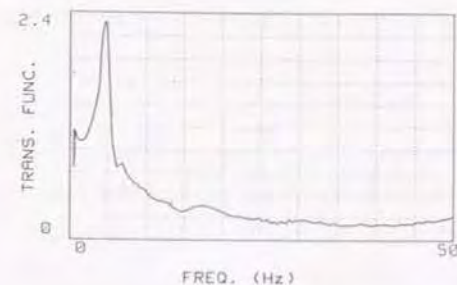
Max. Transation factor (A)= 2.04 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 4.5 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .446 [G/G]  
 =====  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .244  
 \*\*\*\*\*  
 Trans. Factor at 6 Hz = .81 [G/G]

図 2.29 パネラー A と加振スペクトル R 4 の場合の上下加速度比



Max. Transation factor (A)= 2.39 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 5.25 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .69 [G/G]  
 =====  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .116  
 \*\*\*\*\*  
 Trans. Factor at 6 Hz = 1.46 [G/G]

図 2.30 パネラー B と加振スペクトル R 1 の場合の上下加速度比



Max. Transation factor (A)= 2.3 [G/G]  
 Natural frequency (fn)= 4.5 [Hz]  
 Transation factor at 10Hz (B)= .497 [G/G]  
 =====  
 Ride Number ( 1/(A\*B\*fn) )= .194  
 \*\*\*\*\*  
 Trans. Factor at 6 Hz = .775 [G/G]

図 2.31 パネラー C と加振スペクトル R 1 の場合の上下加速度比

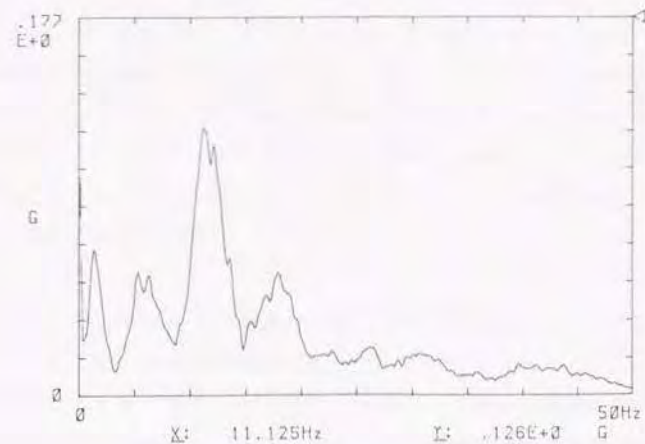


図 2.32 フロアの上下加速度

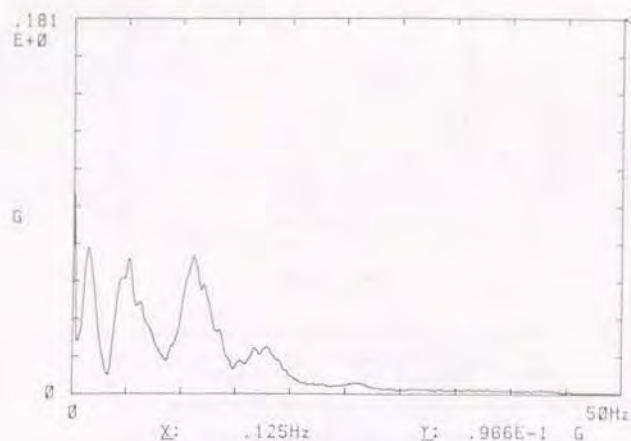


図2.33 パネラー A の腰部の上下加速度

### 第3章 車両-乗員-路面系連成振動計算システムの適用例

#### 3.1 緒言

第2章では乗員系を人間に近いモデルとし、車両及び乗員の動的挙動を車両-乗員-路面系の連成振動としてモデル化し、乗り心地向上のために、技術的検討が可能なシミュレーションシステムを開発した。開発したシステムによる計算結果を実測値等と比較検討することによりシステムの妥当性を検証し、実用に供し得るシステムであることを示した。

本章では、乗り心地を改善するために工学上重要と思われる要因について検討する。すなわち、乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響<sup>(41)</sup>、乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響<sup>(40)</sup>、乗員挙動に及ぼすシート位置の影響<sup>(42)</sup>、乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響<sup>(43)</sup><sup>(44)</sup>、乗員挙動に及ぼすエンジン振動の影響、などについて述べる。これらの項目に関する検討は車両開発において重要であるにもかかわらず、報告された例がない。

#### 3.2 振動モデル

本章で対象としている振動モデルは第2章で開発した車両-乗員-路面系のモデルである。乗員系は、図2.1に示すように頭部と頸部、胴体部、大腿部、下腿部の四つの剛体としてモデル化している。乗員・シート系は各質量の上下、前後及び回転運動からなる6自由度のモデルとする。車両系は、車体、エンジン、フロントとリアのばね下質量の上下運動と車体とエンジンのピッチング運動からなる6自由度のモデルとする。本章で取り扱う車両-乗員-路面系の連成振動モデルは12自由度のモデルである<sup>(22)</sup><sup>(23)</sup>。

#### 3.3 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響<sup>(41)</sup>

##### 3.3.1 標準着座姿勢

本節では第2章で開発したシステムを適用して乗員の最終着座姿勢が乗員の振動特性に及ぼす影響を定量的に検討する。最終着座姿勢を決定する要素は多数、考えられる。長時間乗車する機会が多い現在、人と車のインタフェース



としてドライビングポジション及びシート等の重要性が益々注目を集めている。最終着座姿勢を決定する種々の要因が振動乗り心地に及ぼす影響について検討することは乗り心地を向上するうえにおいて重要な課題である。

乗員の最終着座姿勢を決定する要素として、図3.1に示すように、ヘッドアングル、バックアングル、サイアングル、シンアングル、ヒップポイント、ヒップアングル、ニーアングルなどが考えられる<sup>(13)(137)</sup>。従来の設計では車内の居住性、操作性等の観点からこれらの要素の最適範囲<sup>(13)</sup>が定められている。着座姿勢を決定するこれらの要因が乗員の振動特性に及ぼす影響について検討する。標準着座姿勢（標準値）は次のように定める。

$$\begin{aligned}\theta_{HD} &= 10^\circ & \theta_H &= 22^\circ & \theta_{TH} &= 12^\circ \\ \theta_S &= 45^\circ & \theta_N &= 110^\circ & \theta_K &= 123^\circ \\ h &= 273 \text{ mm}\end{aligned}$$

要因の変化による影響を検討するにあたり、影響を調べたい要因のみを変化させて、他の要因は標準値として検討する。ただし $h$ は一定とする。その他の計算諸元及び初期値は第2章4節3項のとおりとする。

### 3. 3. 2 ヘッドアングルの影響

加速度比は乗員各部の上下あるいは前後方向加速度をフロントフロア上下方向加速度との比で示す。図(図3.2から図3.7)で横軸は周波数を示し、縦軸で左側は上下方向加速度比(以下 $R_z$ と記す)、右側は前後方向加速度比(以下 $R_x$ と記す)をそれぞれ示す。

図3.2(a)は頭部の振動特性に及ぼす $\theta_{HD}$ の影響を示す。 $R_z$ は $\theta_{HD}$ が大きくなると1~15Hzにおいてその値は小さくなる。 $R_x$ は $\theta_{HD}$ が大きくなるとその値は小さくなり、共振点でのピーク値もかなりの差が生じる。 $\theta_{HD}$ が大きくなると共振周波数もやや大きくなる。

図3.2(b)は胴体部の振動特性に及ぼす $\theta_{HD}$ の影響を示す。 $R_z$ 及び $R_x$ は $\theta_{HD}$ が大きくなると1~15Hzにおいて、それらの値は小さくなる。

図3.2(c)は大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_{HD}$ の影響を示す。 $R_z$ 及び $R_x$ は、共振点では $\theta_{HD}$ の変化による影響は認められず、共振点以下の周波数では $R_z$ は $\theta_{HD}$ が大きくなるとその値は大きくなり、共振点以上の周波数では逆の傾向を示す。

$R_x$ は、 $\theta_{HD}$ が大きくなるとその値は小さくなる。

図3.2(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_{HD}$ の影響を示す。 $R_z$ は4Hz近傍の共振周波数まで $\theta_{HD}$ の変化による影響が大きく、それ以上の周波数では影響はほとんど認められない。 $R_x$ は1~15Hzにおいて影響を受け、 $\theta_{HD}$ が大きくなるとその値は小さくなる。

### 3. 3. 3 バックアングルの影響

図3.3(a)は頭部の振動特性に及ぼす $\theta_B$ の影響を示す。 $R_z$ は3Hz以下では $\theta_B$ が小さくなるとその値は小さくなる。3Hz以上では逆に $\theta_B$ が大きくなるとその値は小さくなる。 $R_x$ は共振点より大きい周波数で影響が大きくなる。

図3.3(b)は胴体部の振動特性に及ぼす $\theta_B$ の影響を示す。 $R_z$ は10Hzくらいまでは影響を受け、 $\theta_B$ が大きくなるとその値は小さくなる。10Hz以上では $\theta_B$ の変化による影響はほとんど認められない。 $R_x$ は1~15Hzにおいて影響を受け、 $\theta_B$ が大きくなるとその値は大きくなる。

図3.3(c)は大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_B$ の影響を示す。 $R_z$ は共振点近傍では $\theta_B$ が大きくなるとその値は小さくなる。7.5Hz以上では $\theta_B$ が大きくなると、 $R_z$ は大きくなり再び影響を受ける。 $R_x$ は共振点より大きな周波数で影響を受け、 $\theta_B$ が大きくなるとその値は大きくなる。

図3.3(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_B$ の影響を示す。 $R_z$ は1~15Hzにおいて、 $\theta_B$ が大きくなるとその値は大きくなり影響を受けやすい。 $R_x$ は10Hzくらいまで影響が大きく $\theta_B$ が大きくなるとその値は小さくなる。10Hz以上では影響はあまり認められない。

### 3. 3. 4 サイアングルの影響

図3.4(a)、(b)は頭部と胴体部の振動特性に及ぼす $\theta_{TH}$ の影響を示す。 $R_z$ 及び $R_x$ は傾向が極めてよく一致し、 $R_z$ は共振点近傍の周波数で影響を受けやすく $\theta_{TH}$ が大きくなるとその値は大きくなる。6Hz以上では影響は認められない。 $R_x$ は9Hz以下で影響を受けやすく $\theta_{TH}$ が大きくなると、その値は小さくなる。

図3.4(c)は大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_{TH}$ の影響を示す。 $R_z$ は共振点近傍の周波数でやや影響を受け、 $\theta_{TH}$ が大きくなるとその値は大きくなる。 $R_x$ は9Hz



以下で影響を受け、共振点以下の周波数では $\theta_{TH}$ が大きくなるとその値は大きくなり、共振点以上の周波数では $\theta_{TH}$ が大きくなるとその値は小さくなる。

図3.4(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_{TH}$ の影響を示す。 $R_z$ は4Hz以下でやや影響を受けるが、4Hz以上では影響を受けない。 $R_x$ は6Hz以下で影響を受け、 $\theta_{TH}$ が大きくなるとその値は大きくなる。

### 3.3.5 シンアングルの影響

図3.5(a)、(b)は頭部と胴体部の振動特性に及ぼす $\theta_s$ の影響を示す。 $R_z$ は周波数が1から3Hzの帯域で影響を受け、 $\theta_s$ が大きくなるとその値は大きくなる。3Hz以上では影響はほとんどない。頭部 $R_x$ は1~4Hzで影響を受け、 $\theta_s$ が大きくなるとその値は大きくなる。胴体部 $R_x$ は影響が小さい。

図3.5(c)は大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_s$ の影響を示す。 $R_z$ は6Hz以上では影響はほとんどなく、6Hz以下では影響を受ける。 $R_x$ は1~15Hzにわたって影響を受け、 $\theta_s$ が大きくなるとその値は大きくなる。

図3.5(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_s$ の影響を示す。 $R_z$ は1~15Hzにおいて影響が大きく、 $\theta_s$ が大きくなるとその値は小さくなる。 $R_x$ は $\theta_s$ が大きくなるとその値は大きくなる。各部位とも3Hz近傍でピーク値となり周波数の増加にともない減衰する。 $\theta_s$ が大きくなるとピーク値となる周波数が多少増加する。

### 3.3.6 ヒップアングルの影響

$\theta_H$ の影響を調べるにあたって、 $\theta_H$ を標準姿勢から大きくする場合は $\theta_s$ と $\theta_{TH}$ をそれぞれ $\theta_s + \Delta\theta$ 、 $\theta_{TH} - \Delta\theta$ とする。逆に $\theta_H$ を標準姿勢から小さくする場合は $\theta_s$ と $\theta_{TH}$ をそれぞれ $\theta_s - \Delta\theta$ 、 $\theta_{TH} + \Delta\theta$ とする。

図3.6(a)、(b)は頭部と胴体部の振動特性に及ぼす $\theta_H$ の影響を示す。 $R_z$ は $\theta_H$ が大きくなるとその値は小さくなる。頭部 $R_x$ は影響が大きく、 $\theta_H$ が大きくなるとその値は大きくなる。胴体部 $R_x$ についても頭部 $R_x$ と同様の傾向を示す。

図3.6(c)は大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_H$ の影響を示す。 $R_z$ は約6Hzを境にして、それ以下では $\theta_H$ が大きくなるとその値は小さくなり、それ以上では逆に大きくなる。 $R_x$ は共振点近傍より大きな周波数で影響が大きく $\theta_H$ が大きくな

るとその値は大きくなる。

図3.6(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_H$ の影響を示す。 $R_z$ は1~15Hzにおいて $\theta_H$ が大きくなるとその値は大きくなる。 $R_x$ は6Hzくらいまで影響を受け、 $\theta_H$ が大きくなるとその値は小さくなる。

### 3.3.7 ニーアングルの影響

$\theta_K$ の影響を調べるにあたって、 $\theta_K$ を標準姿勢から大きくする場合は $\theta_{TH}$ と $\theta_s$ をそれぞれ $\theta_{TH} - \Delta\theta$ と $\theta_s + \Delta\theta$ とする。逆に $\theta_K$ を標準姿勢から小さくする場合は $\theta_{TH}$ と $\theta_s$ をそれぞれ $\theta_{TH} + \Delta\theta$ と $\theta_s - \Delta\theta$ とする。

図3.7(a)、(b)、(c)は頭部、胴体部、大腿部の振動特性に及ぼす $\theta_K$ の影響をそれぞれ示す。 $R_z$ は、6Hz以下では $\theta_K$ が大きくなると、その値は小さくなり、6Hz以上では影響を受けない。頭部 $R_x$ は、影響が大きく共振点近傍で特に大きい。 $\theta_K$ が大きくなると、その値は大きくなる。胴体部 $R_x$ は、6Hzまでは影響が大きく $\theta_K$ が大きくなると、その値は大きくなる。大腿部 $R_x$ は、 $\theta_K$ が大きくなると、その値は小さくなる。

図3.7(d)は下腿部の振動特性に及ぼす $\theta_K$ の影響を示す。 $R_z$ は1~15Hzにおいて影響が大きく、 $\theta_K$ が大きくなるとその値は小さくなる。同様に $R_x$ も1~15Hzにおいて影響が大きく、 $\theta_K$ が大きくなるとその値は小さくなる。 $R_z$ 及び $R_x$ ともに共振点近傍で特に影響が大きくなる。

### 3.3.8 計算結果及び考察

乗員の最終着座姿勢が乗員挙動に及ぼす影響について定量的に検討した。その結果、明らかとなった事柄をまとめると次のようになる。

頭部、胴体部及び大腿部の上下方向加速度比( $R_z$ )は1~8Hz(特に3~4.5Hz)の周波数において影響を受けやすく、下腿部は1~15Hzの周波数の帯域にわたって影響を受ける。前後方向加速度比( $R_x$ )については頭部、胴体部、大腿部及び下腿部とも各周波数において影響を受ける。車両の振動特性に及ぼす最終着座姿勢の影響はほとんどない。

また各要因の変化による影響については次のとおりとなる。

(1) ヘッドアングルが大きくなると、頭部と胴体部の $R_z$ は、1~4.5Hz付近の帯



域において影響を受け、小さくなる。大腿部と下腿部の $R_z$ は大きくなる。各部位の $R_x$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、小さくなる。

(2)バックアングルが大きくなると、頭部と胴体部の $R_z$ は小さくなる。大腿部の $R_z$ は、6Hz以上で影響を受け、大きくなる。下腿部の $R_z$ は、1~15Hzで影響を受け、大きくなる。頭部、胴体部及び大腿部の $R_x$ は、1~15Hzで影響を受け、大きくなり、下腿部の $R_x$ は小さくなる。

(3)サイアングルが大きくなると、頭部、胴体部及び大腿部の $R_z$ は、共振点付近の周波数で影響を受け、大きくなる。頭部と胴体部の $R_x$ は、1~9Hz付近の帯域で影響を受け、小さくなる。大腿部と下腿部の $R_x$ は、1~9Hzの帯域で影響を受け、大きくなる。

(4)シンアングルが大きくなると、頭部、胴体部及び大腿部の $R_z$ は、共振点付近の周波数で影響を受け、大きくなる。下腿部の $R_z$ は、1~15Hzで影響を受け、小さくなる。頭部の $R_x$ は、1~4.5Hz付近の帯域で影響を受け、大きくなる。大腿部の $R_x$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、大きくなる。

(5)ヒップアングルが大きくなると、頭部と胴体部の $R_z$ は、小さくなる。大腿部の $R_z$ は、3~6Hz付近の帯域で影響を受け、大きくなる。下腿部の $R_z$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、大きくなる。頭部、胴体部及び大腿部の $R_x$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、大きくなる。下腿部の $R_x$ は、1~6Hz付近の帯域で影響を受け、小さくなる。

(6)ニーアングルが大きくなると、頭部、胴体部及び大腿部の $R_z$ は、共振点付近で影響を受け、小さくなる。下腿部の $R_z$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、小さくなる。頭部と胴体部の $R_x$ は、1~9Hz付近の帯域で影響を受け、大きくなる。下腿部の $R_x$ は、1~15Hzの帯域で影響を受け、小さくなる。

各要因について検討した結果、上下方向加速度比で比較して、 $\theta_{\text{TH}}=0$ の場合、 $\theta_{\text{H}}=115^\circ$ の場合、及び $\theta_{\text{K}}=130^\circ$ の場合は、標準の最終着座姿勢の場合に比較して、共振点でのピーク値が各部位とも小さくなり、乗り心地が向上する。

### 3. 4 乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響<sup>(10)</sup>

#### 3. 4. 1 乗員・シート系の概要

自動車の乗り心地性能には、タイヤ、サスペンション、ボディー、シートなどが関係している。自動車が走行すると、路面の凹凸から受ける荷重は車両各部の共振の影響を受けながら最終的に車両内の人体に伝達される。人体も車両側からの振動の影響を受け、複雑な振動系を構成し、乗り心地が低下する。

Fairleyら<sup>(11)</sup>は着座した人体の動質量に影響を与えると考えられるいくつかの要因についての実験を実施している。筋肉の緊張、身体的特徴等による影響についても指摘している。Vaterasian<sup>(12)</sup>は15人の被験者と6種のシートについての実験的研究を行ない1~14Hzの周波数の帯域に対する加速度伝達率を実測している。実測結果からシートの特性値あるいは被験者の身体的特徴などにより共振周波数あるいは共振時のピーク値などが異なることが予測される。また三島ら<sup>(13)</sup>はシートを数個のばねで構成されたモデルを作成し、乗り心地に影響を及ぼすシートの各特性値の影響度を定性的に示している。以上の研究成果から、人体の幾何学的特徴、筋肉の生体学的特性あるいはシートの特性値等が乗員挙動に影響を及ぼすことが予測される。しかし、これらについて定量的に検討された報告例は見受けられない。

本節では乗員・シート系のパラメータ、すなわち乗員の質量、慣性モーメント等の人体の幾何学的特徴及び関節特性、人体支持点位置及びシートのばね定数及び粘性減衰係数等の特性値が乗員の動的挙動に及ぼす影響について検討する。

近年、車両の快適性向上と共に、乗り心地に対する要求が年々厳しくなっている。乗員・シート系のパラメータの変化により、乗員系への影響度を詳細に検討することは車両開発において重要な課題である。

#### 3. 4. 2 質量の影響

乗員の頭部、胴体部、大腿部及び下腿部の各質量を標準諸元から30%増減して乗員挙動に及ぼす影響を検討する。表3.1はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。質量が増加すると、頭部の $R_x$ のピーク値は大きくなり、大腿部及び下腿部の $R_x$ のピーク値は小さくなる。胴体部の $R_x$ のピーク値は変化しない。



共振周波数は頭部と大腿部は上昇し、胴体部は下降する。下腿部は変化しない。Rzについては、質量が増加すると各部とも、ピーク値は大きくなる。共振周波数は下降する傾向を示す。図3.8は頭部のRzに及ぼす質量の影響を示す。質量が増加すると、共振周波数は下降し、ピーク値は大きくなる。従って、共振点以下の周波数では質量が増加すると加速度比は大きくなり、逆に共振点以上の周波数では小さくなる。周波数がさらに高くなると、影響が認められなくなる。

#### 3. 4. 3 慣性モーメントの影響

乗員の頭部、胴体部、大腿部及び下腿部の各部の慣性モーメントの値を標準諸元から30%増減して乗員挙動に及ぼす影響を検討する。表3.2はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。慣性モーメントが増加すると、各部のRxのピーク値は小さくなる。頭部と胴体部のRzのピーク値はやや小さくなり、大腿部と下腿部のRzのピーク値はやや大きくなる。Rx及びRzいずれの場合も共振周波数は変化しない。

図3.9は頭部のRxに及ぼす慣性モーメントの影響を示す。慣性モーメントの変化による影響はRzよりもRxの方が大きく、周波数が1~30Hzの帯域において影響が認められる。

#### 3. 4. 4 関節特性の影響

式(2.1)で近似した乗員の頸、腰及び膝部関節のフリクションモーメントの値を50%増減して乗員への影響を検討する。

図3.10(a)、(b)は頭部のRzとRxに及ぼす関節特性の影響を示す。Rzについては、共振点近傍で影響が大きく、周波数が増加すると影響がなくなる。Rxについては、周波数が1~30Hzの帯域において影響が認められる。

表3.3はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。フリクションモーメントが増加すると、頭部と胴体部のRxのピーク値は大きくなり、大腿部と下腿部のピーク値は小さくなる。Rzについては、各部ともフリクションモーメントが増加するとピーク値は大きくなる。RxとRzともに、共振周波数は変化しない。

#### 3. 4. 5 大腿部支持点位置の影響

1.の値を標準諸元から20%増減して、乗員への影響を検討する。表3.4はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。1.が増加すると、胴体部のRxのピーク値は大きくなり、頭部、大腿部及び下腿部のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は下降するが、他は変化しない。Rzについては、頭部と胴体部のピーク値は小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は大腿部は下降し、他は変化しない。

#### 3. 4. 6 胴体部支持点位置の影響

1.の値を標準諸元から20%増減して、乗員への影響を検討する。表3.5はピーク値と共振周波数の計算結果を示す。1.が増加すると、各部のRxのピーク値は大きくなる。共振周波数は胴体部のみ下降するが、他は変化しない。Rzについては、頭部と胴体部でのピーク値はやや大きくなり、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数は変化しない。

#### 3. 4. 7 シート特性値の影響

乗員支持点のばね定数・粘性減衰係数( $k_i, c_i, i=1\sim5$ )をそれぞれ標準諸元から30%増減して乗員への影響を検討する。

$k_1, c_1$ を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表3.6に示す。 $k_1, c_1$ を増加すると、各部のRxのピーク値は大きくなる。Rzについては、頭部はやや大きくなり、胴体部は変化しない、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数はRxとRzいずれの場合も変化しない。

$k_2, c_2$ を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表3.7に示す。 $k_2, c_2$ を増加すると、頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のRxのピーク値は大きくなる。Rzについては、頭部は変化しない、胴体部と大腿部はやや小さくなり、下腿部はやや大きくなる。共振周波数はRxとRzいずれの場合も変化しない。

$k_3, c_3$ を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表3.8に示す。図3.11(a)、(b)は頭部のRzとRxに及ぼす $k_3, c_3$ の影響をそれぞれ示す。RzとRx双方とも周波数が1~30Hzの帯域において影響が認められる。 $k_3, c_3$ を増加すると、頭部と下腿部のRxのピーク値は大きくなる。胴体部と大腿部のRxの



ピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は上昇し、大腿部は下降する。他は変化しない。頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のRzのピーク値は小さくなる。共振周波数は各部とも上昇する。

$k_4$ 、 $c_4$ を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表3.9に示す。 $k_4$ 、 $c_4$ を増加すると、頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のRxのピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部のみ下降し、他は変化しない。Rzについては、頭部と胴体部のピーク値はやや小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は各部とも上昇する。

図3.12(a)、(b)は頭部のRz及びRxに及ぼす $k_4$ 、 $c_4$ の影響をそれぞれ示す。Rzについては、共振点近傍で影響を受け、 $k_4$ 、 $c_4$ の特性値が増加すると、ピーク値は減少し、共振周波数はやや上昇する。従って、共振点以下の周波数では、 $k_4$ 、 $c_4$ の特性値が増加するとRzは小さくなる。Rxについては、1~15Hzで影響を受け、 $k_4$ 、 $c_4$ の特性値が増加すると、Rxは小さくなる。 $k_9$ 、 $c_9$ を30%増減した場合のピーク値と共振周波数の計算結果を表3.10に示す。

$k_9$ 、 $c_9$ の変化による影響はRxとRz双方に対し、頭部、胴体部、大腿部及び下腿部ともほとんど認められない。共振周波数にも変化は認められない。

### 3. 4. 8 計算結果及び考察

乗員・シート系の各パラメータが乗員挙動に及ぼす影響について定量的に検討した。その結果、明らかとなった事柄をまとめると次のとおりである。

- (1) 乗員挙動に及ぼす質量の変化の影響は大きい。特に、上下方向加速度比(Rz)には大きな影響を及ぼし、質量が増加すると乗員各部のRzのピーク値は大きくなる。さらに、共振周波数は下降する傾向を示す。
- (2) 慣性モーメントは乗員の前後方向加速度比(Rx)に影響を及ぼす。慣性モーメントが増加すると、各部のRxのピーク値は小さくなる。RxとRzいずれの場合も共振周波数は変化しない。
- (3) 関節特性はRxとRz双方に影響を及ぼす。関節部フリクションモーメントの値が増加すると、頭部と胴体部のRxのピーク値は大きくなり、大腿部と下腿部のピーク値は小さくなる。Rzについては、各部ともフリクションモーメントの値が増加するとピーク値は大きくなる。Rx及びRzともに、共振周

波数は変化しない。

- (4)  $I_x$ が増加すると、胴体部のRxのピーク値は大きくなり、頭部、大腿部及び下腿部のピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は下降するが、他は変化しない。Rzについては、頭部と胴体部でのピーク値は小さくなり、大腿部と下腿部はやや大きくなる。共振周波数は大腿部が下降し、他は変化しない。
- (5)  $I_y$ が増加すると、各部のRxのピーク値は大きくなる。共振周波数は胴体部のみ下降し、他は変化しない。Rzについては、頭部と胴体部でのピーク値はやや大きくなり、大腿部と下腿部はやや小さくなる。共振周波数は変化しない。
- (6)  $k_1$ 、 $c_1$ は胴体部と大腿部のRxに影響を及ぼす。 $k_1$ 、 $c_1$ の値を標準諸元から30%増加すると胴体部のRxのピーク値は17%程度、大腿部のRxのピーク値は16%程度大きくなる。共振周波数はRx及びRzいずれの場合も変化しない。 $k_2$ 、 $c_2$ は胴体部と大腿部のRxに影響を及ぼす。 $k_2$ 、 $c_2$ が30%増加すると、胴体部と大腿部のRxのピーク値はそれぞれ8%、7%程度大きくなる。共振周波数はRx及びRzいずれの場合についても変化しない。 $k_3$ 、 $c_3$ を増加すると、頭部と下腿部のRxのピーク値は大きくなる。胴体部と大腿部のRxのピーク値は小さくなる。共振周波数は頭部は上昇し、大腿部は下降する。他は変化しない。Rzについては、頭部、胴体部、大腿部及び下腿部ともピーク値は小さくなる。共振周波数は各部とも上昇する。 $k_4$ 、 $c_4$ は頭部、胴体部及び大腿部のRx、及び下腿部のRzに大きい影響を及ぼす。 $k_4$ 、 $c_4$ の値が標準諸元から30%増加すると頭部、胴体部及び大腿部のRxのピークはそれぞれ28%、9%、8%程度減少する。下腿部のRzのピーク値は約9%増加する。共振周波数は頭部のRxのみ下降する。他は変化しない。Rzについては各部とも上昇する。 $k_9$ 、 $c_9$ はRx及びRzいずれの場合においても影響が認められない。共振周波数にも変化はない。



### 3. 5 乗員挙動に及ぼすシート位置の影響<sup>(42)</sup>

#### 3. 5. 1 概 要

セダンタイプの車両では前席、後席とシートが設置されている。ワゴン車あるいは大型バス等では多数のシートが設置されており、シート位置の違いにより、すなわち着座するシートの位置により乗員が受ける振動特性に差異が生じることが予測される。車両開発において、振動乗り心地の面からシートの最適位置を決定することも必要となる。特に、大型バス等では、各シート位置で乗員が受ける振動特性を定量的に把握して、乗り心地向上を図ることが必要である。シート位置による影響について詳細に検討された報告例は見受けられない。

本節ではシート位置が乗員挙動に及ぼす影響について検討する。シート位置が振動乗り心地に及ぼす影響について詳細に検討することは乗り心地向上を図る上において重要な課題である。

#### 3. 5. 2 シート位置による影響

車両-乗員系の計算諸元及び初期値は第2章4節3項の値を使用する。シート位置寸法 $l_A$ 、 $l_B$ をパラメータとして、乗員挙動に及ぼすシート位置の影響を検討する。影響を検討するにあたり、本節では周波数応答特性と凹凸路面走行特性について考慮する。図3.13は本節で検討するパラメータ $l_A$ 、 $l_B$ と車両とシートの位置関係を示す。

#### 3. 5. 3 周波数応答特性

周波数応答は車両の前軸と後軸を同位相で加振する。加振する全振幅は5mmとする。シート位置が車両の車体重心、前軸、後軸、重心上部及び重心下部の位置における特性を計算する。

図3.14はシート位置寸法 $l_A=0$ 、 $l_B=0$ すなわち車体重心における計算結果を示す。図3.14の横軸は周波数を示し、縦軸は乗員各部の上下方向加速度(rms値)を示す。3.3Hzと12.2Hzにおいて顕著なピークが認められる。最初のピークは乗員系の共振に起因するものであり<sup>(22)(23)</sup>、二番目のピークはばね下質量の共振によるもの<sup>(22)(23)</sup>と考えられる。周波数がさらに大きくなると加速度は一定値に減衰していく。図3.15から図3.19はシート位置を種々変化さ

せた場合の乗員各部の上下方向加速度比を示す。これらの図の横軸は周波数を示す。また縦軸は乗員各部の上下方向加速度比を示す。加速度比は乗員各部の加速度(rms値)と車体重心上下方向加速度(rms値)との比で示している。

図3.15はシート位置が車体重心位置( $l_A=0$ 、 $l_B=0$ )における乗員の頭部、胴体部、大腿部及び下腿部の上下方向加速度比を示す。頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のピーク値とそのときの周波数は、それぞれ1.60(3.48Hz)、1.52(4.0Hz)、1.38(4.29Hz)、1.10(4.29Hz)となる。さらに周波数が増加すると漸減変曲しつつ、一定値に減衰していき、30Hzではそれぞれ0.28、0.27、0.27、0.21となる。

図3.16はシート位置が前軸位置( $l_A=0$ 、 $l_B=l_f$ )における乗員の上下方向加速度比を示す。前軸位置では周波数全域にわたって加速度比が低くなる。低周波数域で顕著なピークが現れず加速度比は特に低くなる。

図3.17はシート位置が後軸位置( $l_A=0$ 、 $l_B=l_r$ )における乗員の上下方向加速度比を示す。後軸位置での加速度比は低周波数での加速度比が高くなる。頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のピーク値とそのときの周波数は、それぞれ2.15(4.0Hz)、2.08(4.0Hz)、1.87(4.29Hz)、1.50(4.29Hz)となる。さらに、30Hzではそれぞれ0.33、0.32、0.32、0.27となる。

図3.18はシート位置が重心上部位置( $l_A=0.4m$ 、 $l_B=0$ )における乗員の上下方向加速度比を示す。頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のピーク値とそのときの周波数はそれぞれ1.57(3.48Hz)、1.51(3.48Hz)、1.33(3.48Hz)、1.11(4.29Hz)となる。30Hzでは、それぞれ0.28、0.26、0.26、0.21となる。

図3.19はシート位置が重心下部位置( $l_A=-0.4m$ 、 $l_B=0$ )における乗員の上下方向加速度比を示す。頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のピーク値とそのときの周波数は、1.62(3.48Hz)、1.53(3.48Hz)、1.37(4.29Hz)、1.09(4.29Hz)となる。30Hzではそれぞれ0.27、0.27、0.26、0.21となる。シート位置が上下方向に変化した場合は影響はあまり認められないようである。周波数応答では、低周波数域でシート位置による影響が大きく、周波数が3~4Hzの帯域でのピーク値はシート位置が車体重心から前軸方向では加速度比が小さくなり、後軸方向では大きくなる傾向を示す。



### 3. 5. 4 凹凸路面走行特性

走行速度が40km/h、80km/h、160km/hの場合についてシート位置が乗員挙動に及ぼす影響を検討する。手法としては、シート位置が前後方向に変化する場合は $l_A=0$ とし、 $l_B=1/10 \times n$  ( $n=-7 \sim 7$ )の範囲で影響を検討する。シート位置が上下方向に変化の場合は $l_B=0$ とし、 $l_A$ が0.4~0.4mの範囲で影響を検討する。路面入力としては図2.7に示す路面の凹凸<sup>(22)</sup><sup>(23)</sup>を考慮する。乗員各部の加速度の二乗平均平方根(rms値)を算出し、これらの値をシート位置を決定するパラメータに対する代表値とする。

図3.20及び図3.21は走行速度が40km/hの場合のシート位置と加速度の関係を示す。図で横軸はシートの前後方向位置を決定するパラメータ $l_B$ を示す。縦軸は加速度を示す。図3.20は上下方向加速度を示す。乗員各部の加速度は $n$ が1~2において極小となり、 $n$ がこれより大きくなるかあるいは小さくなると加速度は増加していく。頭部、胴体部、大腿部はシート位置による影響が特に大きい。図3.21は前後方向加速度に及ぼすシート位置の影響を示す。頭部と胴体部は $n$ が大きくなると加速度は高くなる。大腿部と下腿部は $n$ が-3~-4において極小となる。

図3.22及び図3.23は走行速度が80km/hの場合のシート位置と加速度の関係を示す。図3.22は上下方向加速度を示す。上下方向加速度は $n$ が2近傍で極小となる。図3.23は前後方向加速度を示す。頭部は $n$ が-3近傍で極小となり、胴体部は変化が緩慢であり、 $n$ が-1~-2で極小となり、大腿部と下腿部は $n$ が2~3で極小となる。

図3.24及び図3.25は走行速度が160km/hの場合のシート位置と加速度の関係を示す。図3.24は上下方向加速度を示す。各部ともシート位置の変化の影響の大きく $n$ が3~4で極小となる。図3.25は前後方向加速度を示す。頭部と胴体部は $n$ が-2近傍で極小となり、大腿部は $n$ が3近傍、下腿部は $n$ が5近傍で極小となる。

図3.26はシート位置が上下方向に変化した場合の計算結果を示す。車速は $v=80\text{km/h}$ の場合で、 $l_B=0$ とし、 $l_A$ が-0.4~0.4mの範囲で乗員挙動に及ぼす影響を示す。図で横軸はシート位置の上下位置を決定するパラメータ $l_A$ を示す。縦軸は加速度を示す。 $l_A$ が大きくなると、頭部と胴体部の加速度は

減少する。逆に大腿部と下腿部は増加する。 $l_A$ が0.1m近傍で乗員各部の加速度の曲線は交差する。

### 3. 5. 5 計算結果及び考察

乗員挙動に及ぼすシート位置の影響について定量的に検討した。その結果、明らかとなった事柄をまとめると次のようになる。

- (1) 周波数応答特性において、乗員・シート系の共振点近傍の周波数域ではシート位置による影響が大きい。シート位置が車両の前軸から後軸に移動するに連れて、周波数が3~4Hzの帯域の加速度が高くなる。
- (2) 凹凸路面走行特性において、上下方向加速度は、走行速度にもよるが、 $n$ が1~5の範囲において、極小値をとる。速度が大きくなると極小となる $n$ が大きくなる。前後方向加速度についても極小となる $n$ が存在し、速度が大きくなると、極小となる $n$ が大きくなる。上下及び前後方向加速度とも前軸及び後軸に近づくに連れて加速度は高くなる傾向を示す。



### 3. 6 乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響<sup>(43)(44)</sup>

#### 3. 6. 1 道路橋伸縮装置の役割

道路橋伸縮装置は橋の温度変化、荷重、コンクリートのクリープ及び乾燥収縮などによる桁橋の変位に対して、自動車を支障なく走行できるように設けられた装置である。装置の部分で凹凸はさげがたく、現在でも最も適した形式が定まっておらず、改良が行なわれている。伸縮装置を通過する車両の衝撃を小さくする構造が望まれている<sup>(45)</sup>。路面上に段差が発生すると、この部分を通過する車両は激しい衝撃を受け、車両内の乗員の乗り心地を低下するばかりでなく交通騒音・振動等の公害の原因となる。この種に関連した研究として、単一突起を乗り越しする場合の車両運動の研究が報告されている<sup>(18)~(20)</sup>。車両が衝撃を受けると車両内の乗員は複雑な振動系を構成するため、車両の運動のみを考慮した解析では乗員挙動の詳細な予測がたたない。伸縮装置等が乗員の挙動に及ぼす影響について検討された報告例はほとんど見当たらない。

段差の定量的な規制値あるいは段差が生じた場合の定量的な保守基準等も定められていないのが現状である。車両が伸縮装置段差を通過する場合の乗員の振動特性を明らかにし、段差が生じた場合の保守基準を定量的に定めることは乗り心地向上をはかると同時に道路橋の損傷、交通騒音・振動等の公害を防止するうえにおいても極めて重要である。

本研究は激しい交通流、あるいは地震、地盤沈下等により、発生が予測される道路橋伸縮装置段差が乗員の挙動に及ぼす影響を検討する。検討結果から道路橋伸縮装置段差の許容値を定め、段差が生じた場合の保守基準について定量的に検討する。さらに、段差の形状による影響についても検討する。

#### 3. 6. 2 路面系モデル

路面系モデルとして、路面の凹凸の上に道路橋伸縮装置段差が周期的に配置されているものとする。図3.27に路面系モデルを示す。伸縮装置段差はフーリエ級数<sup>(46)</sup>を用いて表示すると式(3.1)となる。数値解析では路面の変位と変位速度を算出する必要があり、走行区間にわたって路面形状を一つの関数形で表示できれば路面の微分形が得られ数学モデルの精度向上が期待される。

$$z_o(x) = 4ab/ls + 4a/\pi \sum_{n=1}^{NMAX} (1/n) \cdot \cos(2\pi n(x-0.5ls)/ls) \cdot \sin(2\pi nb/ls) \quad \dots (3.1)$$

路面の凹凸は図2.7で示す高速道路の実測データ<sup>(34)</sup>を使用する。道路橋の動的たわみは考慮しないものとする。

式(3.1)の級数の項を多くとればとるほど形状を精度よく表わすことが可能である。しかし、項数を $\infty$ までとることは現実的に不可能である。そこで、級数の項を何項まで考慮すればよいかを検討する必要がある。NMAXを種々変化させて計算した結果を図3.28に示す。NMAX=100まで考慮すれば十分な精度で路面形状を表示することが可能である。従って、本研究では式(3.1)のNMAXは100とする。

#### 3. 6. 3 解析結果及び考察

出力値の評価は試験区間を走行する間の各部の加速度の値の二乗平均平方根(rms値)及びピーク値で評価する。計算きざみ幅については、伸縮装置の上を車両が高速で通過する場合においても伸縮装置を十分サンプリング可能な値とする。シミュレーションに使用する計算諸元として、道路橋は広島市に所在する高瀬大橋を想定している。高瀬大橋は8支間からなる橋長330mの単純支持合成桁橋である。幅員は10.3mで歩道と二車線の車道からなる。支間の両端以外は支間長は46mで、幅は約0.4mのくし状目地<sup>(45)</sup>の伸縮装置が橋長にわたって9個設置されている。本節における検討は、 $ls=46m$ 、 $Ns=7$ の場合についての検討である。車両及び乗員系の計算諸元及び初期値は全て第2章4節3項のとおりとする。

図3.29は突起乗り越しの場合の実測結果<sup>(47)</sup>と計算結果を比較したものである。実験車とシミュレーションでの車両諸元は同一車種である。突起は平板状単一突起で高さ15mm、幅200mmの場合である。単一突起の形状を式(3.1)で表わし、NMAX=100とした。計算結果と実測値はよく一致し、路面形状のモデル化及びシステムの精度の良さを示すことができる。

図3.30から図3.32は伸縮装置段差を15mmとし、車速が22m/sで走行する場合の計算結果を示す。図3.30はフロント及びリアのばね下質量の上下方向加速度



と走行距離の関係を示す。図3.31はフロア(フロント及びリア)の上下方向加速度と走行距離の関係を示す。図3.32は乗員各部の上下加速度と走行距離の関係を示す。伸縮装置の中心位置はスタート点から23m、69m、115m、161m、207m、253m、299mの位置にある。図3.30、図3.31に示すように、伸縮装置を通過する時に、ばね下質量及びフロアの加速度は高い値を示す。計算結果の妥当性を示すことができる。乗員系の加速度は複雑な波形を示し、車両系の波形からは予測がつかず、乗員系を考慮する必要性が認められる。

#### 3. 6. 4 rms値とクレストファクタ

図3.33及び図3.34はNs=1(46m)~7(322m)の場合について乗員各部の上下加速度(rms値)とクレストファクタ(ピーク値/rms値)<sup>(48)</sup>の関係を示す。図3.33の縦軸は乗員各部の上下方向加速度(rms値)を示す。横軸は考慮したスパン数を示す。Ns=7は道路橋の橋長のほぼ全域を考慮することに相当する。

図3.33(a)~(c)は車速がそれぞれ16、22、28m/sの場合の計算結果を示す。Nsの変化は加速度(rms値)にはあまり影響を及ぼさないようである。車速が22m/sのとき、下腿部の変化がいちばん大きく、最大値は最小値の約9%の増加が認められる。車速が16、22m/sの場合は、加速度(rms値)は下腿部がいちばん高く、続いて大腿部、胴体部、頭部と低くなる。車速が28m/sの場合は逆に頭部の加速度が高く、続いて胴体部、大腿部、下腿部と低くなる。

図3.34はクレストファクタとNsの関係を示す。図3.34(a)~(c)は車速が16、22、28m/sの場合についての結果を示す。車速が16、22m/sの場合はNsによる影響はあまり認められず、Nsが増すと値はやや高くなる。v=28m/sの場合は下腿部の最大値は最小値の68%増加する。Nsが3以上では各部のクレストファクタはほぼ一定値となる。Ns=1のみの計算でも加速度及びクレストファクタなどの大まかな特性を把握することが可能である。しかし、詳細な検討を行なう場合は橋長全域を考慮することが望ましい。衝撃性の振動ではクレストファクタで評価した方がよい場合がある。クレストファクタがおよそ6を超す場合には、ISO規格で規定されたrms値の手法によって生ずる不快さを過少評価することがある<sup>(49)</sup>。このような状態に対しては、運動の root-mean-quad(rmq)が不快さをより正しく評価すると思われる<sup>(49)</sup>。rmqは次式で定義される評価量である。

$$rmq = \left\{ \left( \frac{1}{T} \right) \cdot \int_0^T \dot{x}^2 dt \right\}^{1/2} \quad \dots (3.2)$$

ここに、 $\dot{x}$ : 着目応答量 T: 時間

車速が16m/s~28m/s、伸縮装置段差が0~30mmの範囲において、クレストファクタは、ばね上質量で2.0~4.6、ばね下質量で4.4~8.3、乗員系前後加速度で2.0~2.5、乗員系上下加速度で1.9~2.2、フロア上下加速度で2.3~5.5、エンジン上下加速度で2.4~4.8程度である。従って、本研究で対象としている現象はrms値で評価してよいものと思われる。

#### 3. 6. 5 伸縮装置段差と車速の影響

伸縮装置段差は0~30mm、車速は16、22、28m/sに対して、乗員挙動に及ぼす伸縮装置段差と車速の影響について計算を実施した。評価は試験区間での各部の加速度のrms値で評価する。

図3.35は乗員各部の上下方向加速度に及ぼす車速と伸縮装置段差の影響についての計算結果を示す。図3.35の左欄上段から頭部、胴体部、右欄上段から大腿部、下腿部を各々示す。いずれの場合においても、伸縮装置段差が約10mm位までは段差による影響はあまり認められず、車速が大きい程加速度は高くなる。段差が約10mm以上では段差による影響が大きくなり、車速が小さいほど加速度は高くなる。乗員各部の前後方向加速度についても同様の傾向を示す。

#### 3. 6. 6 伸縮装置段差の許容値

ISO<sup>(3)(50)~(52)</sup>によれば人体への振動の影響は作用時間によって、快適性減退境界、作業能率減退境界、暴露限界の3段階で表わされている。K値<sup>(3)</sup>を使用すると、走行中の車両内の乗員が感じる乗り心地を定量的に評価できる。K値は振動数で重みづけされた加速度への変換も可能である<sup>(3)</sup>。一日の暴露時間が1、2、4、8時間の場合の快適性減退境界に対するK値はそれぞれ7.442、5.119、3.435、2.085となる<sup>(53)</sup>。上下方向加速度に変換<sup>(3)</sup>すると、0.0379g、0.0261g、0.0175g、0.0106gとなる<sup>(53)</sup>。図3.36は各車速において乗員の加速度のrms値が各暴露時間の境界加速度に対する段差の許容値を示す。乗員の上下方向と前後方向加速度を比較すると上下方向の方が早く境界



値に達する。段差は乗員の頭部、胴体部、大腿部及び下腿部のいずれかが境界値に達したときをその車速に対する許容限界とした。車速が40km/h、振動暴露時間が1h、2h、4h、8hの場合、快適性が保持できる段差の最大許容値は11mm、9mm、8mm、2mmとなる。車速が増加し、60km/hでは暴露時間が4h、8hの場合の許容値は6mm、0mmとなる。車速がさらに増加すると快適性を保持するために、段差があってはならない。暴露時間が1h、2hの場合は車速の増加に連れて最大許容値がやや緩和され増加する。

### 3. 6. 7 段差の形状による影響

図3.37は、乗員の頭部の上下方向加速度に及ぼす段差形状の影響についての計算結果を示す。段差の形状が平板状及び正弦波状について、高さが路面から正方向に凸状になる場合と、負方向に凹状になる場合についての計算結果である。車速は16m/sとする。段差は単一の場合で幅は0.4mである。同一形状の段差でも凸形状より凹形状の段差を通過する場合が乗員加速度への影響は小さくなる傾向を示す。段差が30mmの場合、凸形状と凹形状では後者の方が平板状で11.6%、正弦波状で13.2%それぞれ低い値を示す。

### 3. 6. 8 計算結果及び考察

本研究により、明らかとなった事柄をまとめると次のとおりである。

- (1) 道路橋伸縮装置段差を有する道路橋の路面形状をフーリエ級数を用いて関数表示した。級数の項数は100項以上考慮すれば収束する。路面系の数学モデルとして、十分な精度であることが確認できた。
- (2) 試験区間が出力値に及ぼす影響を検討した。試験区間により、出力値に多少の差異が生じる。Ns=1のみの計算でも、特性が近似的に把握できる。詳細な検討を行なうには道路橋全域を考慮することが望ましい。
- (3) 乗員系に及ぼす車速及び伸縮装置段差の影響について定量的に検討した。段差が小さいときは車速が大きい程、加速度は高くなる。段差が大きくなると、車速が小さい程、加速度は高くなる。前後方向加速度についても同様の傾向を示す。
- (4) 振動暴露時間が1h、2h、4h、8hの場合について乗員が不快を感じる伸縮装

置段差の許容値を示した。車速が40km/hの場合、最大許容値はそれぞれ11mm(1h)、9mm(2h)、8mm(4h)、2mm(8h)となる。

- (5) 段差の形状による影響について検討した。同一の形状でも凸形状と凹形状の段差ではその上を走行する車両内の乗員に及ぼす影響度合いが異なり、凸形状より凹形状の方が乗員系に及ぼす影響が小さい。



### 3. 7 乗員挙動に及ぼすエンジン振動の影響

#### 3. 7. 1 エンジンの標準諸元

車両が走行すると、路面の不整により、車両には種々の振動が発生する。車両振動には、1~2Hzのばね上共振、ショックアブソーバの減衰定数やサスペンションフリクションが大きい場合に、ばね上・ばね下が一体となってタイヤばねと共振する、5~6Hzの振動、10Hz前後のエンジンシェイク、12Hz前後のばね下共振等の振動現象が発生する<sup>(1)</sup>。エンジン、車体、サスペンションの連成系において車体の剛体振動領域で主としてエンジン系の剛体共振により、7~20Hzの帯域で低周波共振が発生する。エンジンとトランスミッションやトランスアクスルなどを結合したパワープラントの振動の遮断を目的とし、パワープラントをエンジンマウントで支持しているパワープラントとエンジンマウントで構成されるエンジン懸架系の剛体振動領域の特性が車両特性に大きな影響を及ぼすことが懸念される。この車両に乗車している乗員は種々の振動加振を受け、これらの周波数の帯域で影響を受けやすい。

本節ではエンジンの振動特性が乗員挙動に及ぼす影響について検討する。エンジンの振動特性が振動乗り心地に及ぼす影響を詳細に検討することは乗り心地を向上するうえにおいて重要な課題である。計算諸元は第2章4節3項の値を使用する。周波数は1から30Hzまで考慮する。エンジンの振動特性を決定する要因として、エンジン質量、エンジンマウントのばね特性、エンジンマウント取り付け位置、エンジン重心位置、エンジン回転慣性モーメント等を考慮する。これらの影響を検討するにあたり標準諸元を次のように定める。

$$\begin{array}{lll} m_e = 290 \text{ kg} & I_e = 40 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & l_{e,r} = 0.165 \text{ m} \\ l_{e,z} = 0.005 \text{ m} & k_{e,z} = 570 \text{ kN/m} & k_{e,r} = 150 \text{ kN/m} \\ c_{e,r} = 4.20 \text{ kN} \cdot \text{s/m} & c_{e,z} = 0.16 \text{ kN} \cdot \text{s/m} & \end{array}$$

表3.11は標準諸元の場合の車両と乗員系の各部のピーク値を示す。 $z$ と $z_e$ で値が二つ示してあるのは第一ピークと第二ピークの値を示す。括弧内の値はピーク値が発生する周波数を示す。 $R_x$ 、 $R_z$ はそれぞれ前後方向と上下方向の加速度をフロア上下加速度との比を示す。添字1、2、3、4はそれぞれ頭部、胴体部、大腿部、下腿部を示す。

#### 3. 7. 2 エンジン質量の影響

計算結果を表3.12に示す。標準諸元ではエンジンと車体との質量比( $R_m = m_e/m$ )は0.22である。車体質量を一定とし、質量比を0.1及び0.3の場合について、エンジン質量の変化が車両及び乗員挙動に及ぼす影響について検討する。質量比が0.1及び0.3はエンジン質量が132kg、396kgに相当する。質量比 $R_m$ が小さくなると、3Hz付近のばね上質量のピーク値は大きくなる。12Hz付近のピーク値は小さくなる。逆に $R_m$ が大きくなるとばね上加速度は3Hzのピーク値が小さくなり、12Hz付近のピークは大きくなる。ばね下質量の加速度には変化がない。エンジンの上下加速度は $R_m = 0.1$ のときはピーク値は0.0280(3Hz)と0.0981(12.1Hz)となるが、 $R_m = 0.3$ のときは0.0227(2.46Hz)と0.0708(8.6Hz)となり、ピーク値とピークが発生する周波数が低くなる。乗員への影響については頭部、胴体部の $R_x$ は $R_m$ が大きくなると多少低めの値となり、大腿部、下腿部の $R_x$ はやや大きくなる。ピーク値が発生する周波数は変化がない。 $R_z$ については $R_m$ が大きくなると、頭部、胴体部、大腿部、下腿部のいずれもピーク値も高くなる傾向を示す。ピーク値が発生する周波数には変化は認められない。

#### 3. 7. 3 エンジン回転慣性モーメントの影響

計算結果を表3.13に示す。エンジン質量のピッチング方向回転慣性モーメントの数値を標準諸元から30%増減してその影響を検討する。慣性モーメントはばね上、ばね下質量にはほとんど影響を及ぼさない。エンジンの10Hz近傍のピーク値が慣性モーメントが減少すると顕著に増大する。乗員の $R_x$ 、 $R_z$ への影響はほとんど認められない。慣性モーメントが増加するとピーク値はやや減少する。ピーク値での周波数は変化しない。

#### 3. 7. 4 エンジンマウントのばね特性の影響

計算結果を表3.14、表3.15に示す。エンジンと車体フレームとの間に取り付けてあるエンジンマウントのばね定数及び減衰係数の変化による影響を検討する。エンジンマウントのフロント及びリア側のばね定数及び減衰係数を50%増減させてその影響を調べる。フロント側を増加させるとばね上質量の12Hz近傍のピーク値が減少する。しかし、リア側を増加すると12Hz近傍のピーク値は増



加する。ばね下質量への影響は認められない。エンジンはフロント側を増加すると3Hzのピーク値は減少するが第二ピーク値は増加する。そしてピーク値での周波数も高くなる。リア側が増加した場合も同様の傾向を示す。乗員への影響はほとんど認められない。

### 3. 7. 5 エンジンマウントの位置の影響

計算結果を表3.16、表3.17に示す。エンジンマウント支持点位置による影響を検討する。フロント及びリア側のエンジンマウント位置を30%増減してその影響を調べる。 $1_{\text{上}}$ 、 $1_{\text{下}}$ の増減による乗員のRx、Rzへの影響はほとんど認められない。

### 3. 7. 6 エンジン重心位置の影響

計算結果を表3.18に示す。エンジンの水平方向重心位置の影響について検討する。エンジン重心位置寸法 $1_{\text{上}}$ の値を30%増減してその影響を検討する。ばね上、ばね下質量への影響はほとんど認められない。エンジン振動に対しては影響が認められる。2Hz近傍のピーク値は $1_{\text{上}}$ が増加すると高くなり、ピーク値での周波数も上昇する。第二のピークは減少する。ピークでの周波数は減少する。乗員のRx及びRzは $1_{\text{上}}$ が増加するとやや低い値となる。

### 3. 7. 7 計算結果及び考察

エンジンの振動特性が乗員挙動に及ぼす影響について定量的に検討した。その結果、明らかとなった事柄をまとめると次のようになる。

- (1) エンジンと車体との質量比 $R_{\text{e}}$ が小さくなると、3Hz付近のばね上質量のピーク値は大きくなる。12Hz付近のピーク値は小さくなる。逆に $R_{\text{e}}$ が大きくなるとばね上加速度は3Hzのピーク値が小さくなり、12Hz付近のピークは大きくなる。ばね下質量の加速度には変化がない。エンジンの上下方向加速度は $R_{\text{e}}$ が増加するとピーク値とピークが発生する周波数が低くなる。乗員への影響については頭部、胴体部のRxは $R_{\text{e}}$ が大きくなると多少低めの値となり、大腿部、下腿部のRxはやや大きくなる。ピーク値が発生する周波数は変化がない。Rzについては $R_{\text{e}}$ が大きくなると、頭部、胴体部、大腿

部、下腿部いずれもピーク値が高くなる。ピーク値が発生する周波数には変化は認められない。

- (2) エンジンの慣性モーメントはばね上、ばね下質量にはほとんど影響を及ぼさない。エンジンの10Hz近傍のピーク値が慣性モーメントの減少で顕著に増大する。乗員のRx、Rzへの影響はほとんど認められない。慣性モーメントの増加はピーク値をやや減少させる。ピーク値が発生する周波数は変化しない。

- (3) エンジンマウントのフロント及びリア側のばね定数及び減衰係数を標準諸元から50%増減させてその影響を検討した。フロント側を増加させるとばね上質量の12Hz近傍のピーク値が減少する。しかし、リア側を増加すると12Hz近傍のピーク値は増加する。ばね下質量への影響は認められない。エンジンはフロント側を増加すると3Hzのピーク値は減少するが第二ピーク値は増加する。そしてピークでの周波数は上昇する。リア側が増加した場合も同様の傾向を示す。乗員への影響はほとんど認められない。

- (4) フロント及びリア側のエンジンマウント位置を30%増減してその影響を検討した。 $1_{\text{上}}$ 、 $1_{\text{下}}$ の増減による乗員のRx、Rzへの影響はほとんど認められない。

- (5)  $1_{\text{上}}$ の増減によるばね上、ばね下質量への影響はほとんど認められない。しかし、エンジン振動に対しては影響が認められる。2Hz近傍のピーク値は $1_{\text{上}}$ が増加すると高くなり、ピーク値での周波数も上昇する。第二のピーク値は減少する。ピーク値での周波数は減少する。乗員のRx、Rzは $1_{\text{上}}$ が増加するとやや低い値となる。

### 3. 8 結 語

本章では、第2章で開発したシミュレーションシステムを適用して乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢、乗員・シート系パラメータ、シート位置、道路橋伸縮装置段差、エンジン振動等の影響について検討した。得られた結論は各節の終わりで述べたとおりである。本研究で得られた結果は車両開発にあたり、有益な設計資料として提供出来るものと思われる。



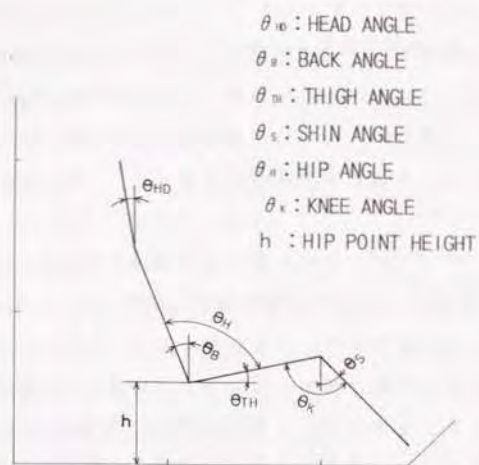


図 3.1 検討要因と記号の説明

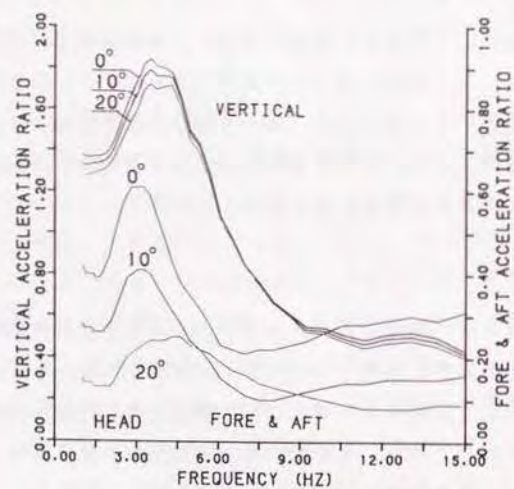


図 3.2 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_{HD}$  の影響

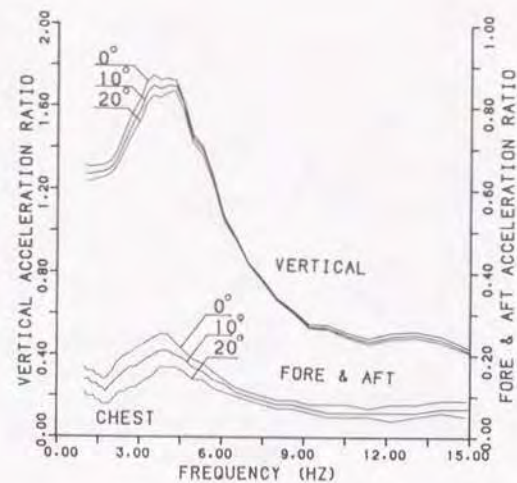


図 3.2 (b) 胴体部の振動特性に及ぼす  $\theta_{HD}$  の影響

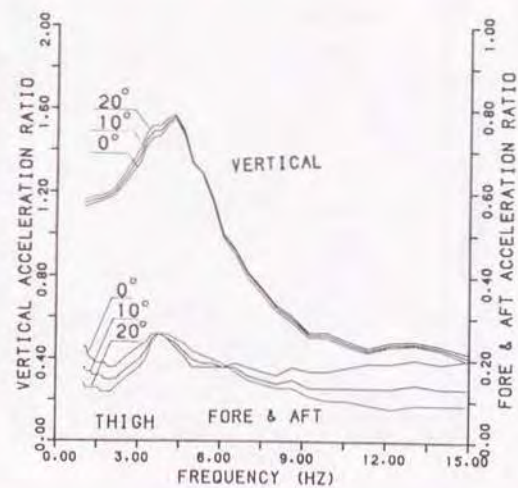


図 3.2 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_{HD}$  の影響



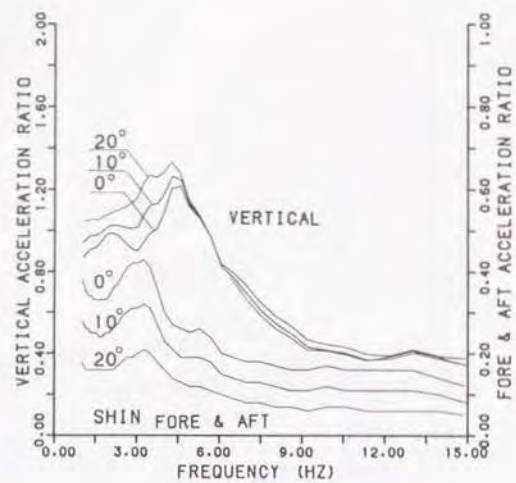


図 3.2 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_{HB}$  の影響

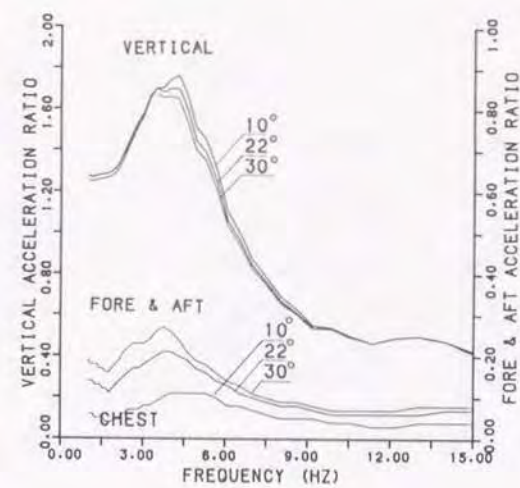


図 3.3 (b) 胴体部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

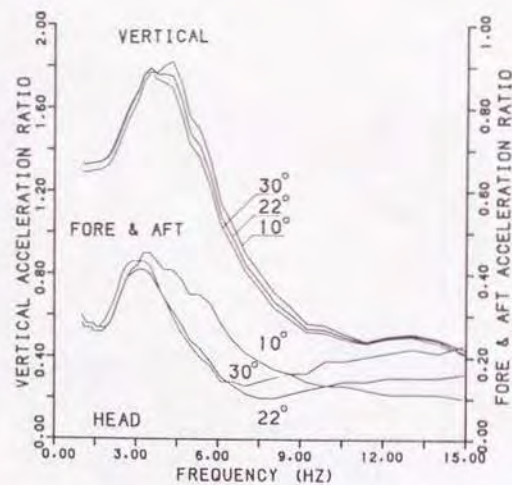


図 3.3 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

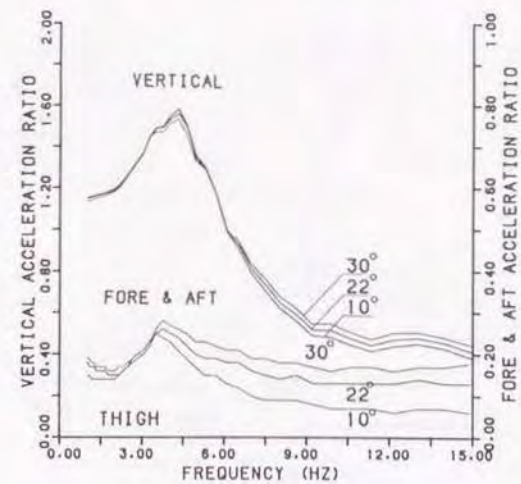


図 3.3 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響



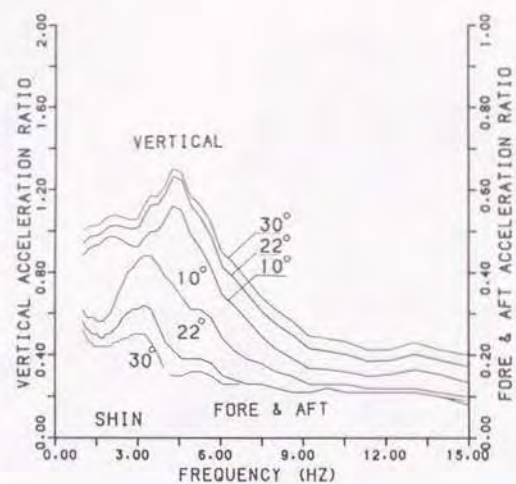


図 3.3 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

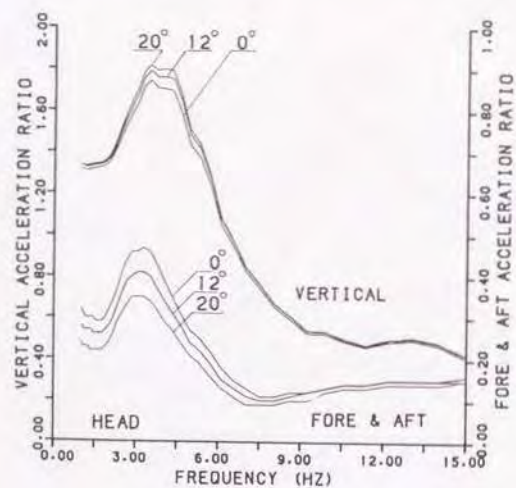


図 3.4 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_{TH}$  の影響

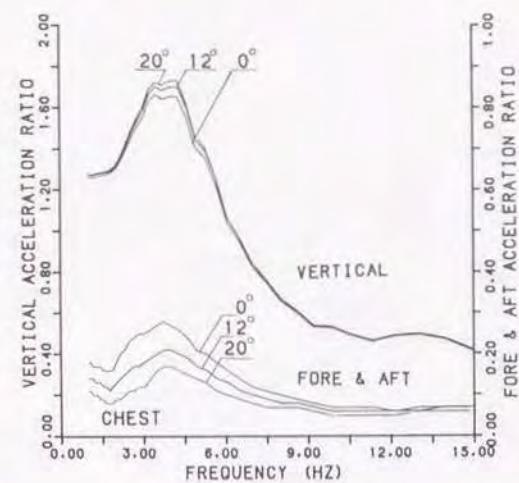


図 3.4 (b) 胴体部の振動特性に及ぼす  $\theta_{TH}$  の影響

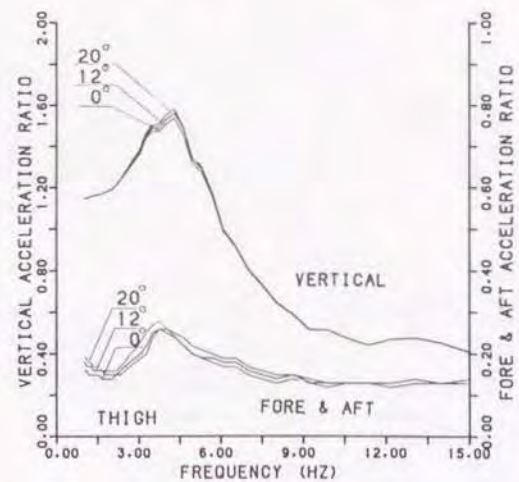


図 3.4 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_{TH}$  の影響



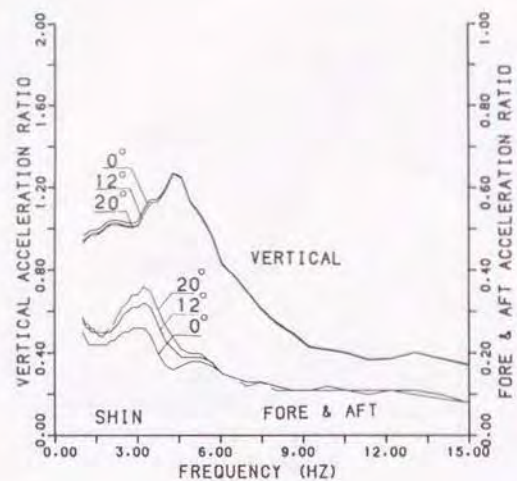


図 3.4 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_{TH}$  の影響

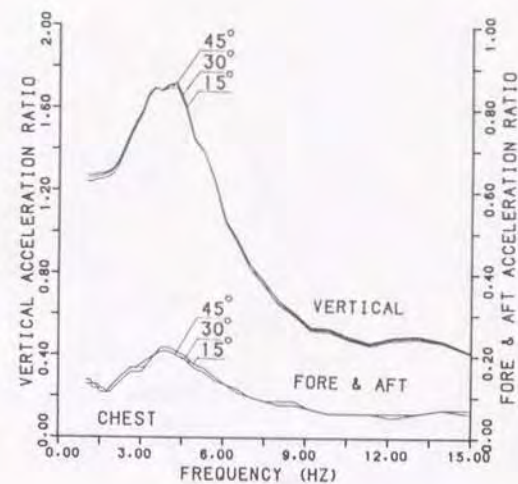


図 3.5 (b) 胴体部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

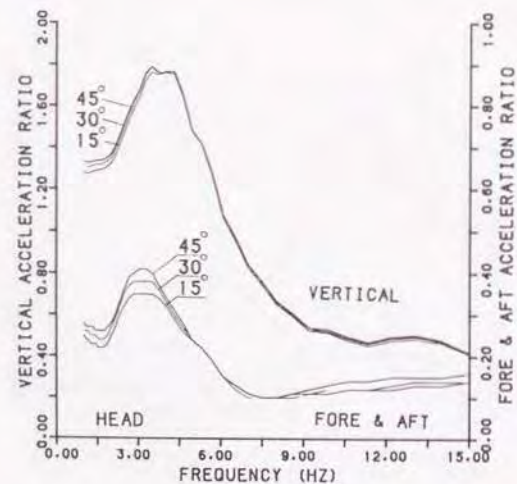


図 3.5 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

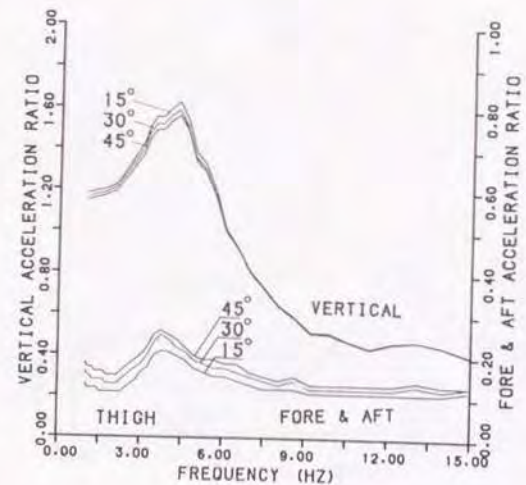


図 3.5 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_S$  の影響



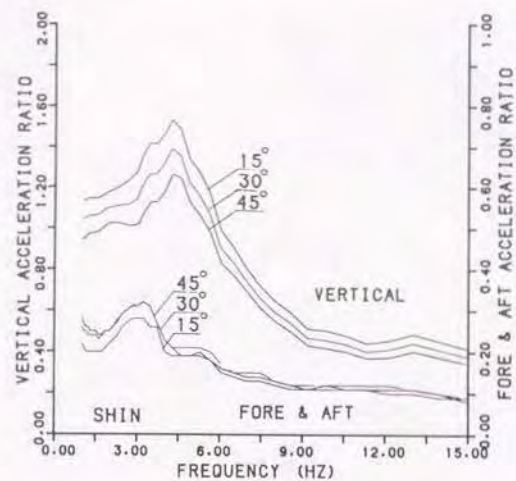


図 3.5 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_n$  の影響

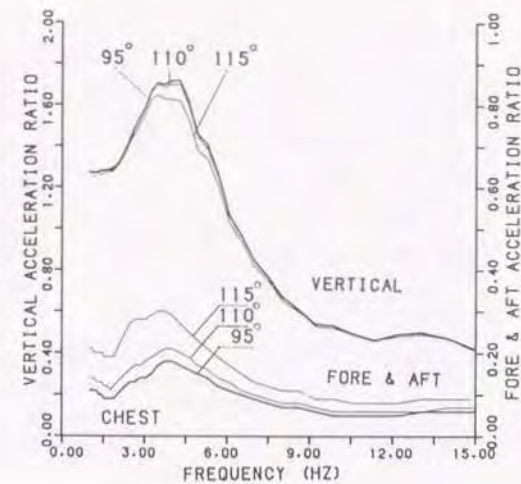


図 3.6 (b) 胴体部の振動特性に及ぼす  $\theta_n$  の影響

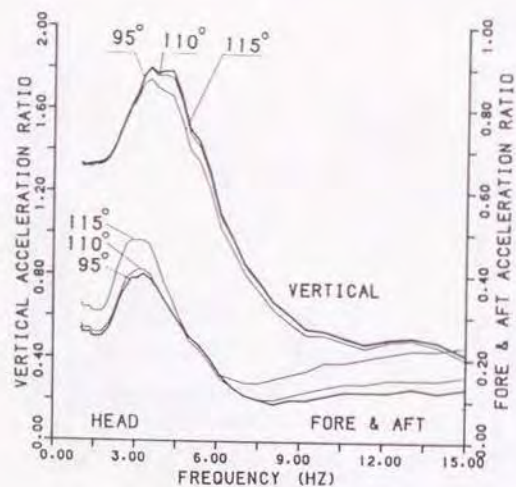


図 3.6 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_n$  の影響

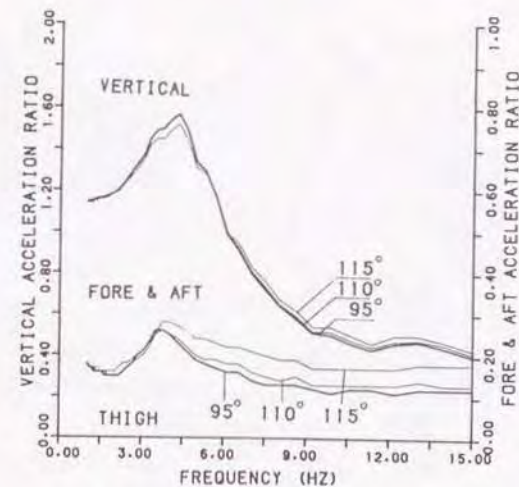


図 3.6 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_n$  の影響



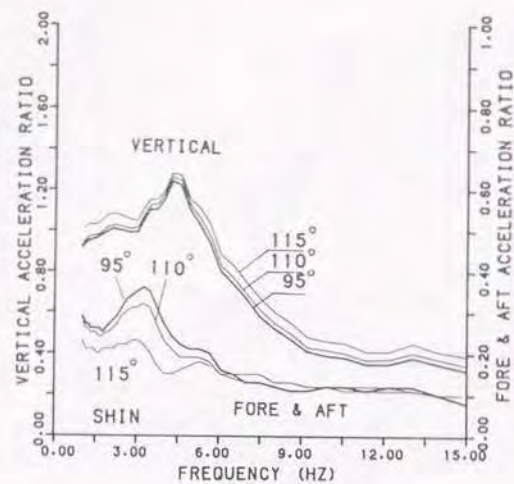


図 3.6 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_H$  の影響

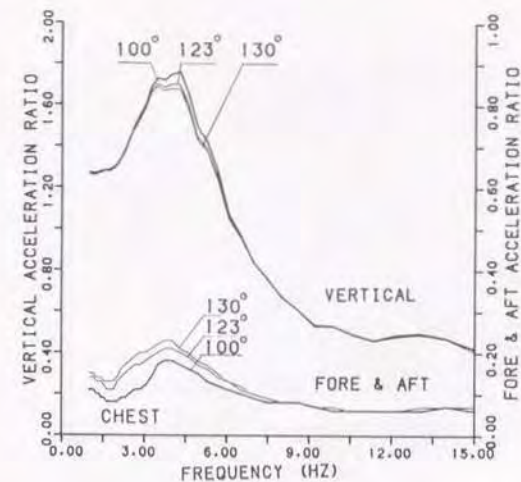


図 3.7 (b) 胸体部の振動特性に及ぼす  $\theta_K$  の影響

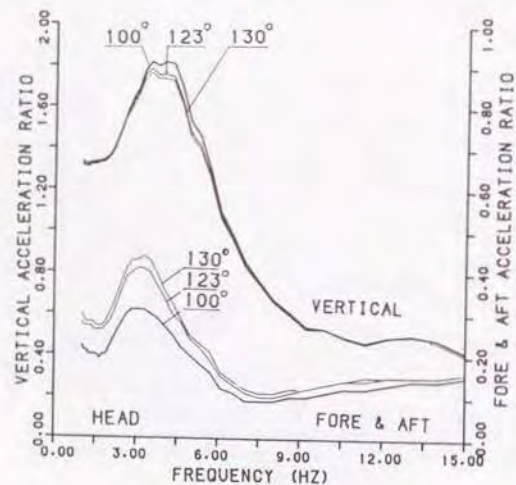


図 3.7 (a) 頭部の振動特性に及ぼす  $\theta_K$  の影響

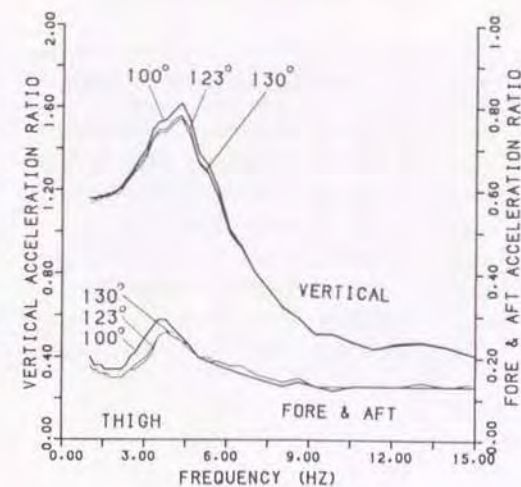


図 3.7 (c) 大腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_K$  の影響



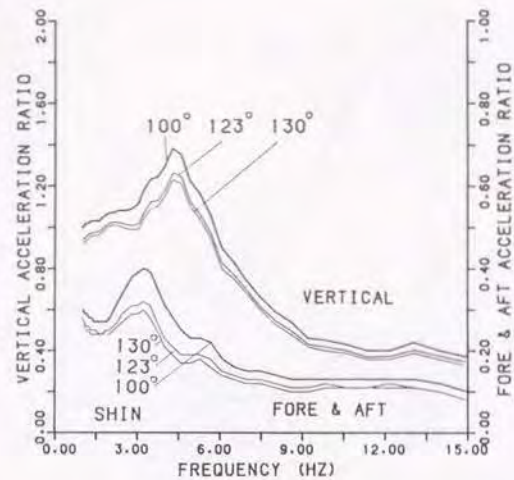


図 3.7 (d) 下腿部の振動特性に及ぼす  $\theta_k$  の影響

表 3.1 乗員挙動に及ぼす影響

Symbol	$m_i(i=1\sim4)$ 30% down	$m_i(i=1\sim4)$ 30% up
$R_{x1}$	0.3360 (2.83Hz)	0.3870 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.1990 (4.60Hz)	0.1990 (3.73Hz)
$R_{x3}$	0.2820 (3.48Hz)	0.2760 (4.00Hz)
$R_{x4}$	0.3940 (3.25Hz)	0.3030 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.7890 (4.00Hz)	2.0000 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.7170 (4.00Hz)	1.9280 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.5510 (4.29Hz)	1.7190 (3.48Hz)
$R_{z4}$	1.2520 (4.29Hz)	1.3130 (3.48Hz)

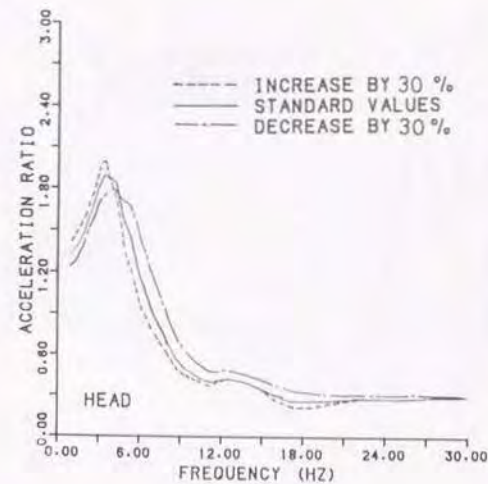


図 3.8  $R_z$  に及ぼす質量の影響

表 3.2 慣性モーメントの影響

Symbol	$I_i(i=1\sim4)$ 30% down	$I_i(i=1\sim4)$ 30% up
$R_{x1}$	0.4180 (3.25Hz)	0.3580 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2130 (4.00Hz)	0.2020 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2840 (3.73Hz)	0.2730 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3630 (3.25Hz)	0.3260 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.9200 (3.48Hz)	1.8900 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8250 (3.48Hz)	1.8080 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.6260 (4.29Hz)	1.6350 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.2980 (4.29Hz)	1.3200 (4.29Hz)



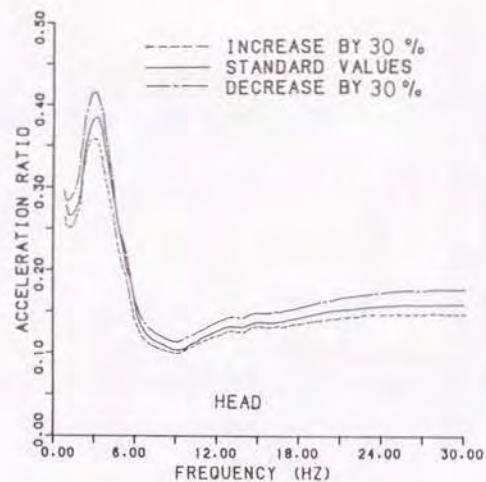


図3.9 Rxに及ぼす慣性モーメントの影響

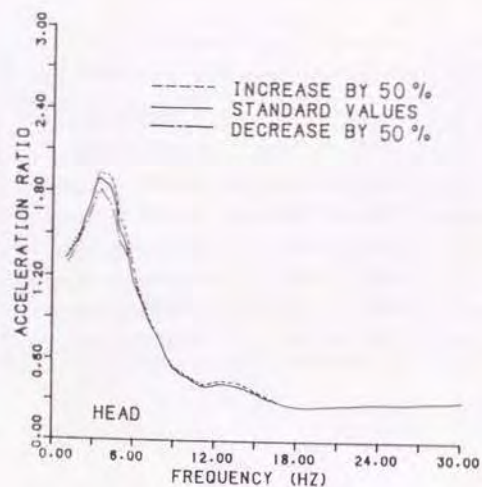


図3.10(a) Rzに及ぼす関節特性の影響

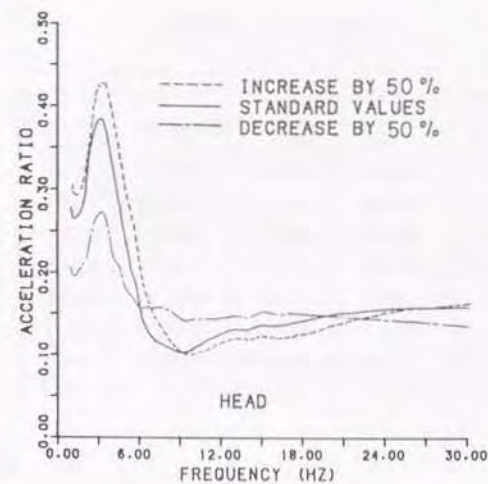


図3.10(b) Rxに及ぼす関節特性の影響

表3.3 関節特性の影響

Symbol	$T_i(i=1\sim3)$ 50% down	$T_i(i=1\sim3)$ 50% up
$R_{x1}$	0.2730 (3.25Hz)	0.4280 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.1970 (4.00Hz)	0.2130 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.3530 (3.73Hz)	0.2450 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3880 (3.25Hz)	0.3270 (3.00Hz)
$R_{z1}$	1.8170 (3.48Hz)	1.9320 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.7560 (3.48Hz)	1.8370 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.5750 (3.48Hz)	1.6550 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.1850 (3.48Hz)	1.3430 (4.29Hz)



表 3.4  $l_1$  の影響

Symbol	$l_1$ 20% down	$l_1$ 20% up
$R_{x1}$	0.4370 (3.25Hz)	0.3020 (2.83Hz)
$R_{x2}$	0.1990 (4.00Hz)	0.2130 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2850 (3.73Hz)	0.2520 (3.73Hz)
$R_{x4}$	0.3590 (3.25Hz)	0.3020 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.9190 (3.48Hz)	1.8570 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8180 (3.48Hz)	1.7930 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.5930 (4.00Hz)	1.6430 (3.48Hz)
$R_{z4}$	1.1880 (4.29Hz)	1.4370 (4.29Hz)

表 3.5  $l_2$  の影響

Symbol	$l_2$ 20% down	$l_2$ 20% up
$R_{x1}$	0.3630 (3.25Hz)	0.4140 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.1910 (4.00Hz)	0.2290 (3.73Hz)
$R_{x3}$	0.2570 (3.73Hz)	0.3040 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3200 (3.25Hz)	0.3750 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.8930 (3.48Hz)	1.9170 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8100 (3.48Hz)	1.8220 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.6340 (4.29Hz)	1.6260 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.3200 (4.29Hz)	1.2940 (4.29Hz)

表 3.6  $k_1, c_1$  の影響

Symbol	$k_1, c_1$ 30% down	$k_1, c_1$ 30% up
$R_{x1}$	0.3680 (3.25Hz)	0.3990 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.1730 (4.00Hz)	0.2420 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2360 (3.73Hz)	0.3220 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3240 (3.25Hz)	0.3720 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.8900 (3.48Hz)	1.9100 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8160 (3.48Hz)	1.8160 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.6420 (4.29Hz)	1.6190 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.3200 (4.29Hz)	1.2940 (4.29Hz)

表 3.7  $k_2, c_2$  の影響

Symbol	$k_2, c_2$ 30% down	$k_2, c_2$ 30% up
$R_{x1}$	0.3840 (3.25Hz)	0.3890 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.1910 (4.00Hz)	0.2230 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2590 (3.73Hz)	0.2970 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3400 (3.25Hz)	0.3460 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.9000 (3.48Hz)	1.9000 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8190 (3.48Hz)	1.8100 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.6370 (4.29Hz)	1.6230 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.3070 (4.29Hz)	1.3100 (4.29Hz)



表 3.8  $k_3, c_3$  の影響

Symbol	$k_3, c_3$ 30% down	$k_3, c_3$ 30% up
$R_{x1}$	0.3050 (3.03Hz)	0.4320 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2330 (4.00Hz)	0.1850 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2860 (4.00Hz)	0.2730 (3.48Hz)
$R_{x4}$	0.2520 (3.25Hz)	0.3900 (3.25Hz)
$R_{z1}$	2.0100 (3.48Hz)	1.8190 (4.00Hz)
$R_{z2}$	1.9490 (3.48Hz)	1.7450 (4.00Hz)
$R_{z3}$	1.8040 (3.48Hz)	1.5500 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.5350 (3.48Hz)	1.1790 (4.29Hz)

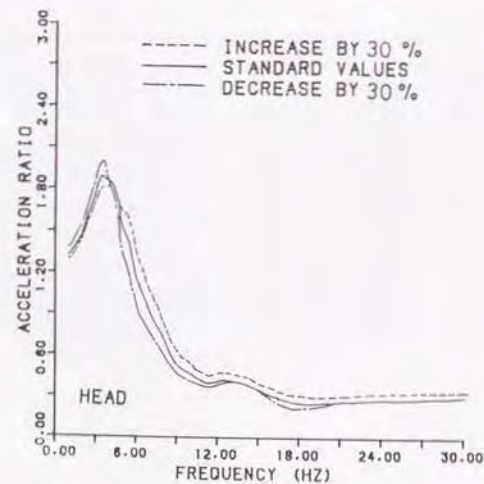


図 3.11 (a)  $R_z$  に及ぼす  $k_3, c_3$  の影響

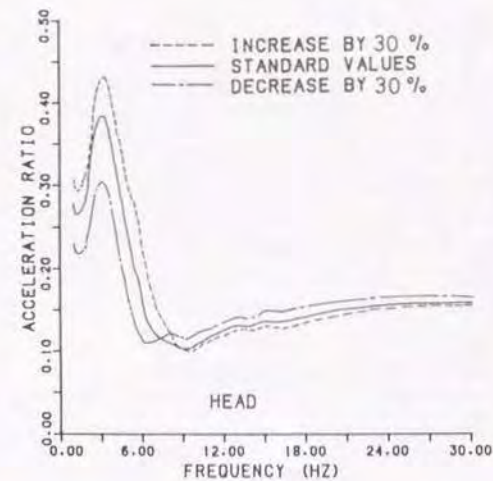


図 3.11 (b)  $R_x$  に及ぼす  $k_3, c_3$  の影響

表 3.9  $k_4, c_4$  の影響

Symbol	$k_4, c_4$ 30% down	$k_4, c_4$ 30% up
$R_{x1}$	0.4940 (3.25Hz)	0.2760 (2.83Hz)
$R_{x2}$	0.2290 (4.00Hz)	0.1880 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2950 (3.73Hz)	0.2560 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3480 (3.25Hz)	0.3290 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.9400 (3.48Hz)	1.8590 (4.29Hz)
$R_{z2}$	1.8370 (3.48Hz)	1.8090 (4.00Hz)
$R_{z3}$	1.5680 (3.48Hz)	1.6830 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.0780 (3.73Hz)	1.4280 (4.29Hz)



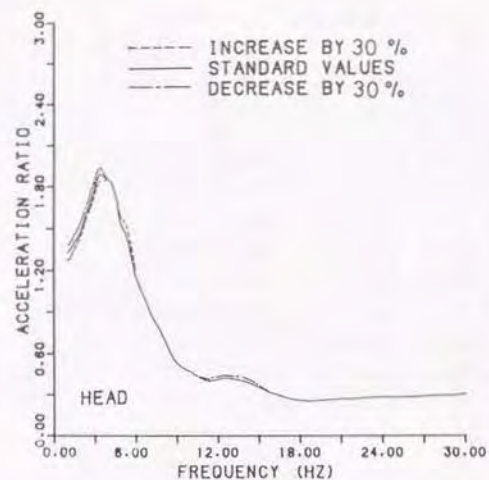


図 3.12 (a)  $R_z$  に及ぼす  $k_4, c_4$  の影響

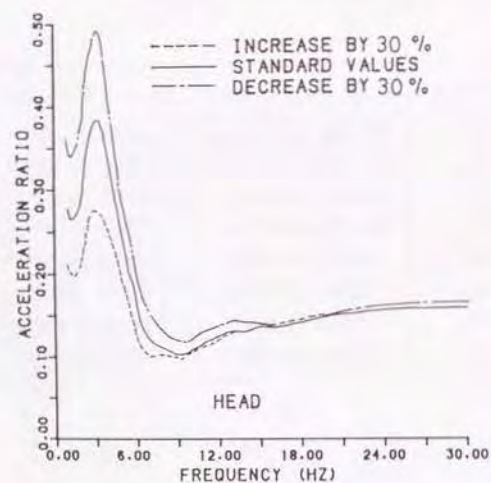


図 3.12 (b)  $R_x$  に及ぼす  $k_4, c_4$  の影響

表 3.10  $k_s, c_s$  の影響

Symbol	$k_s, c_s$ 30% down	$k_s, c_s$ 30% up
$R_{x1}$	0.3860 (3.25Hz)	0.3860 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2070 (4.00Hz)	0.2070 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2780 (3.73Hz)	0.2780 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3430 (3.25Hz)	0.3430 (3.25Hz)
$R_{z1}$	1.9040 (3.48Hz)	1.9040 (3.48Hz)
$R_{z2}$	1.8160 (3.48Hz)	1.8160 (3.48Hz)
$R_{z3}$	1.6300 (4.29Hz)	1.6300 (4.29Hz)
$R_{z4}$	1.3090 (4.29Hz)	1.3090 (4.29Hz)

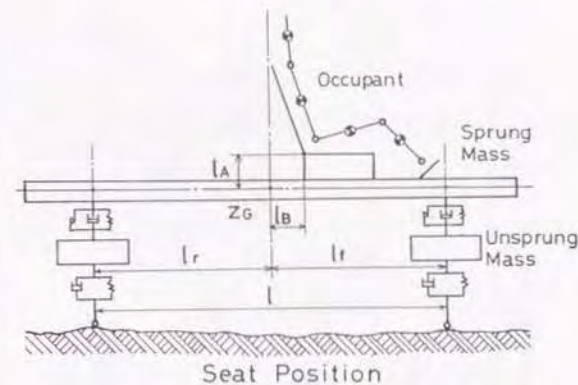


図 3.13 シート位置を決定するパラメータ



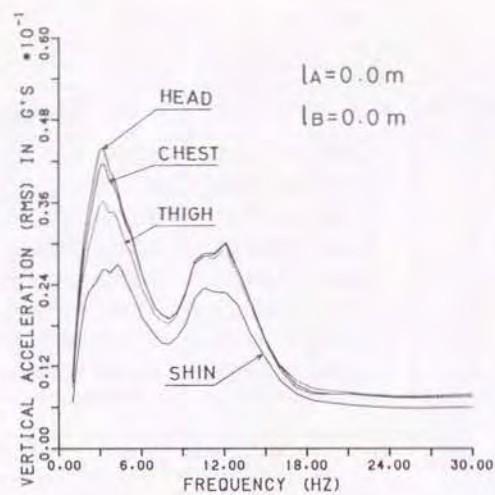


図 3.14 乗員の加速度 (重心位置)

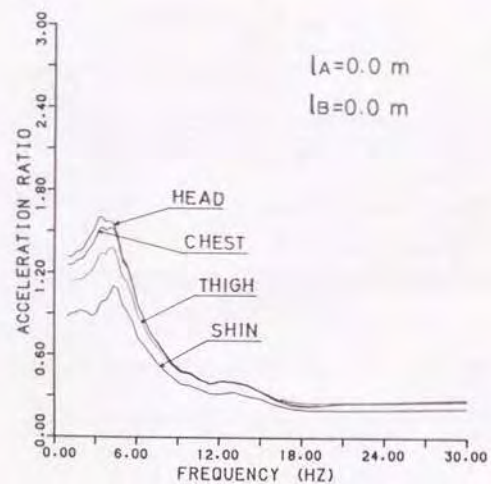


図 3.15 乗員の加速度比 (重心位置)

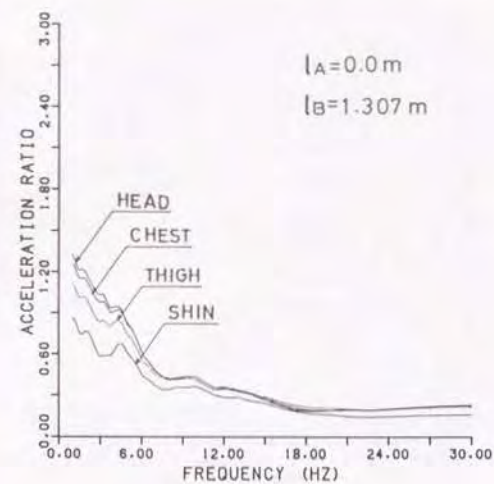


図 3.16 乗員の加速度比 (前軸位置)

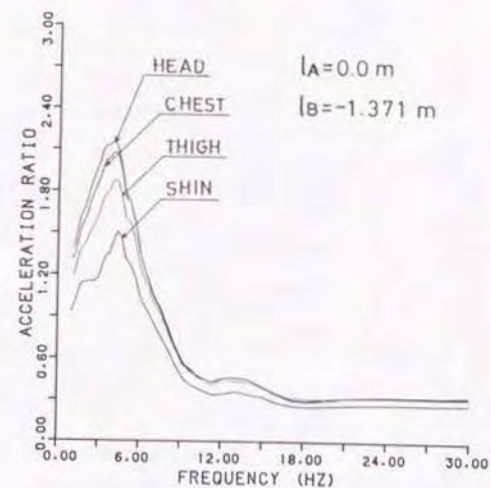


図 3.17 乗員の加速度比 (後軸位置)



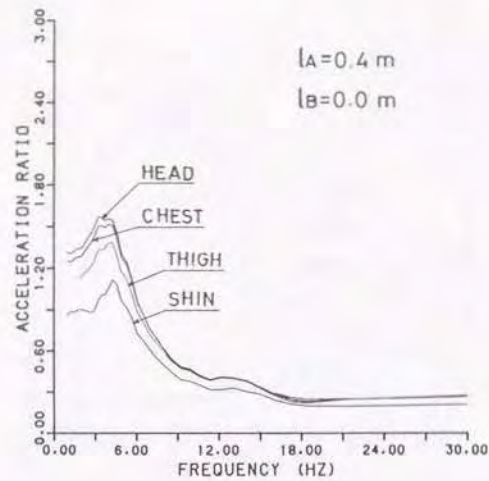


図 3.18 乗員の加速度比(重心上部位置)

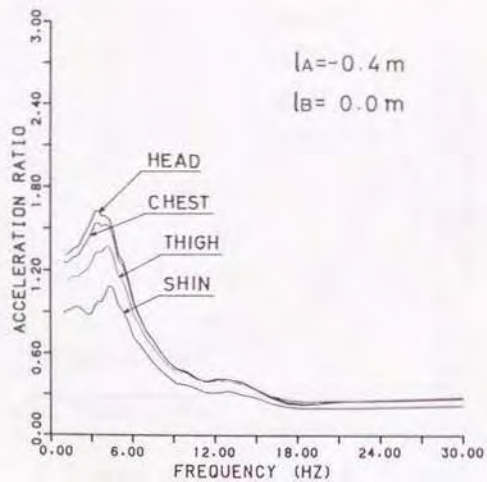


図 3.19 乗員の加速度比(重心下部位置)

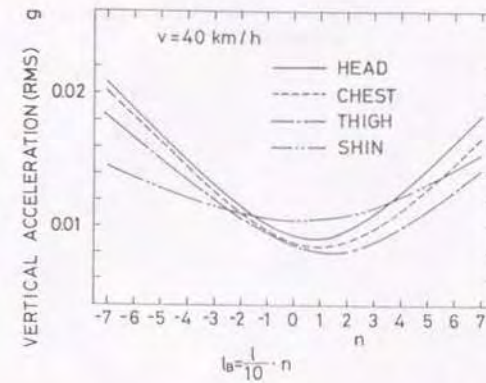


図 3.20 シート位置と上下方向加速度の関係

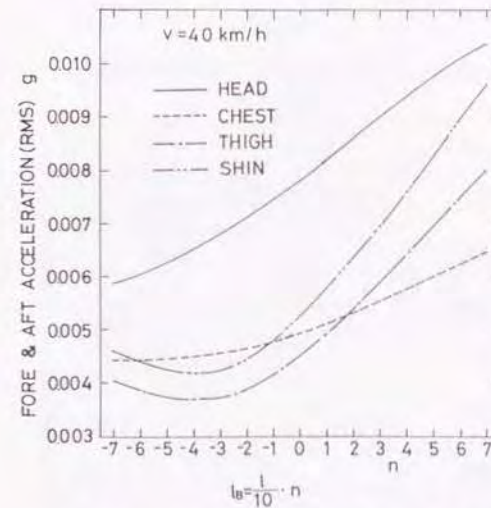


図 3.21 シート位置と前後方向加速度の関係



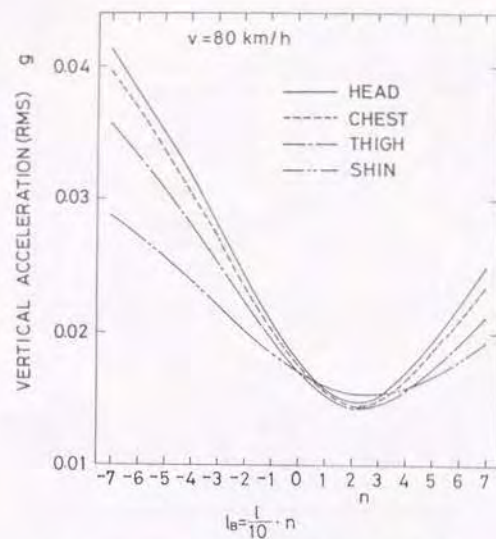


図 3.22 シート位置と上下加速度の関係

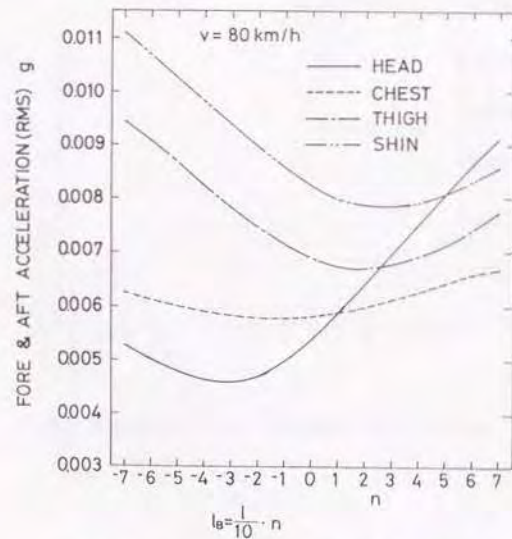


図 3.23 シート位置と前後加速度の関係

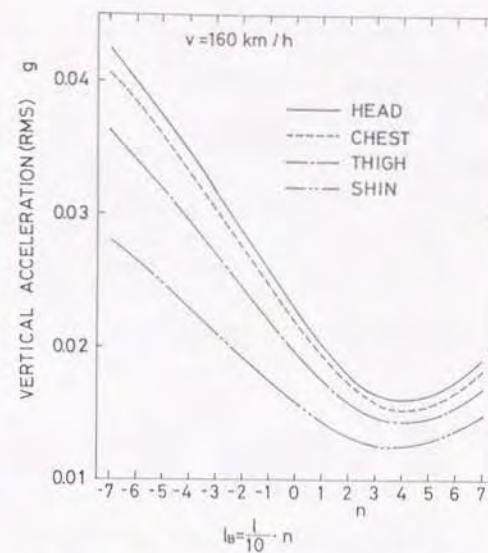


図 3.24 シート位置と上下加速度の関係

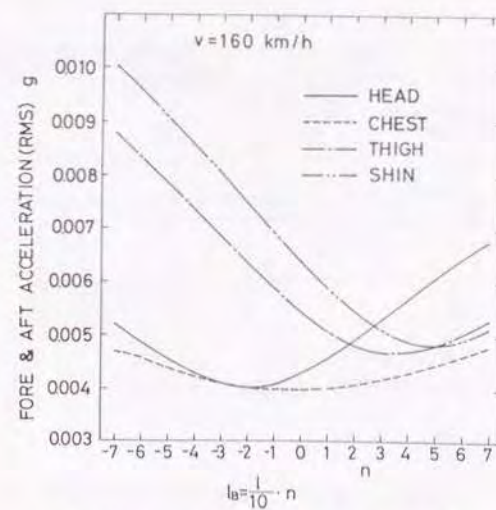


図 3.25 シート位置と前後加速度の関係



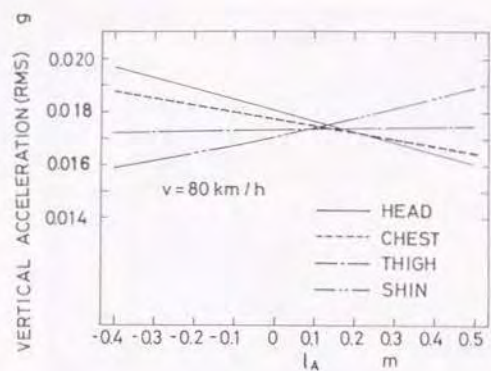


図3.26 シート位置と上下加速度の関係

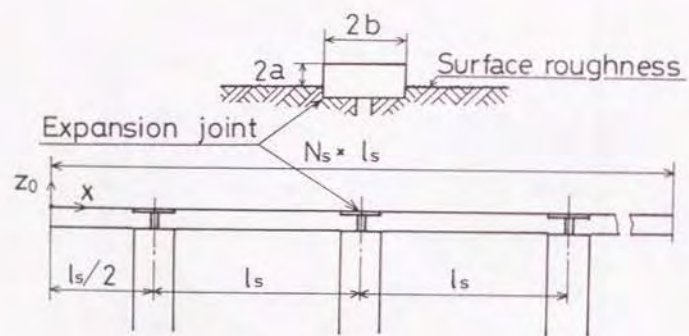


図3.27 路面系モデル

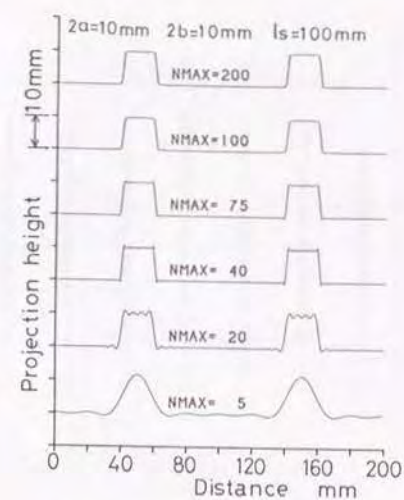


図3.28 NMAXと伸縮装置段差形状

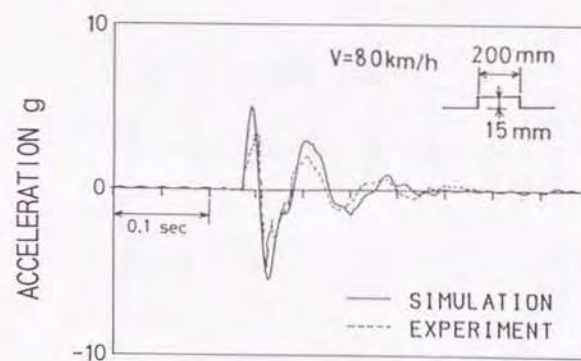


図3.29 計算結果と実測値との比較



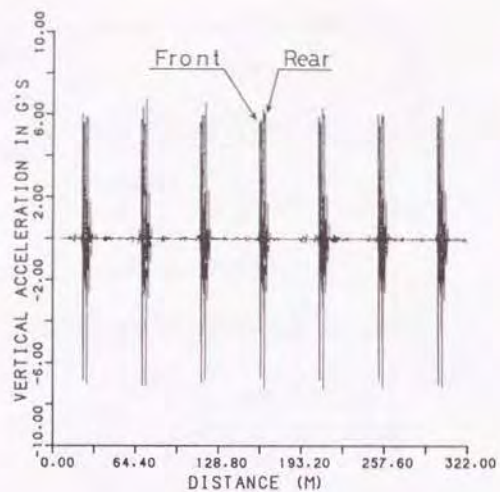


図 3.30 バネ下質量の加速度と走行距離の関係

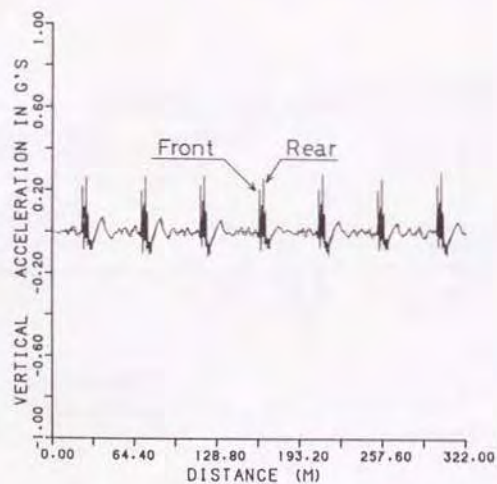


図 3.31 フロア加速度と走行距離の関係

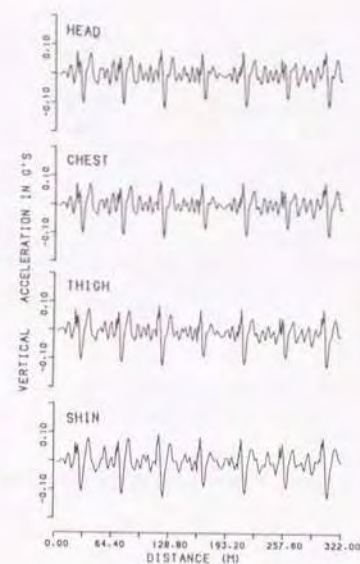


図 3.32 乗員各部の加速度と走行距離の関係

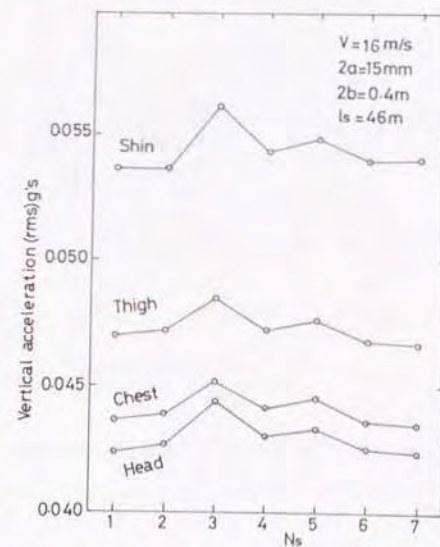


図 3.33 (a) 走行区間と加速度(車速16m/sの場合)

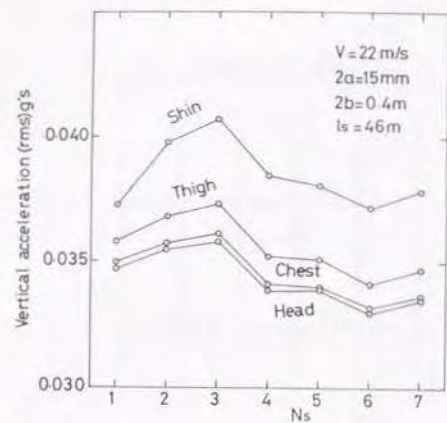


図 3.33 (b) 走行区間と加速度 (車速 22 m/s の場合)

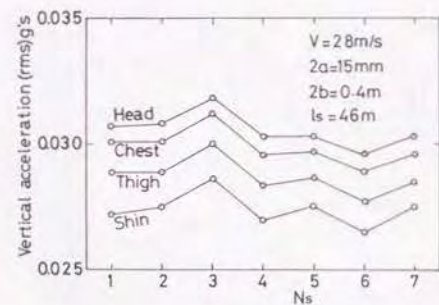


図 3.33 (c) 走行区間と加速度 (車速 28 m/s の場合)

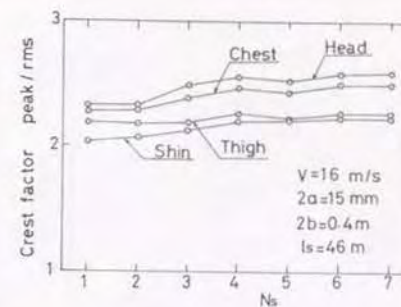


図 3.34 (a) 走行区間とクレストファクタ (車速 16 m/s の場合)

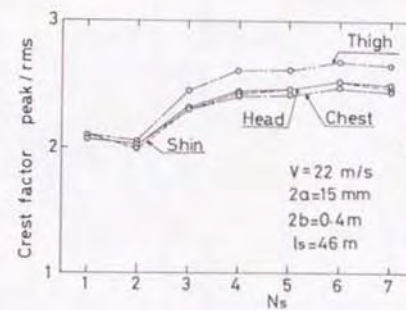


図 3.34 (b) 走行区間とクレストファクタ (車速 22 m/s の場合)



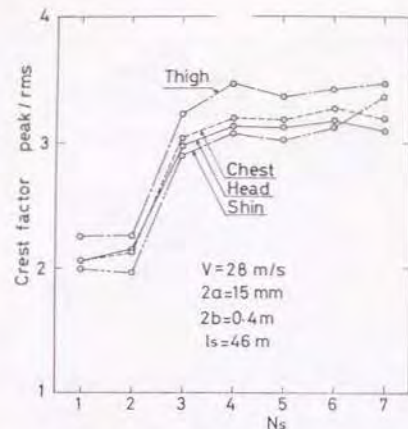


図 3.34 (c) 走行区間とクレストファクタ (車速 28 m/s の場合)

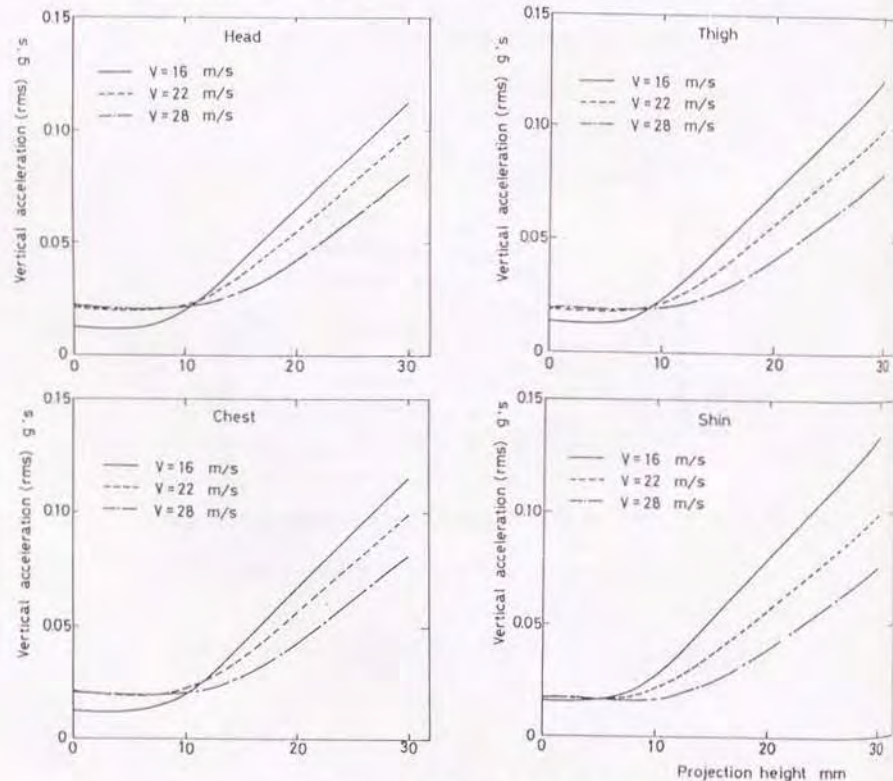


図 3.35 乗員上下方向加速度

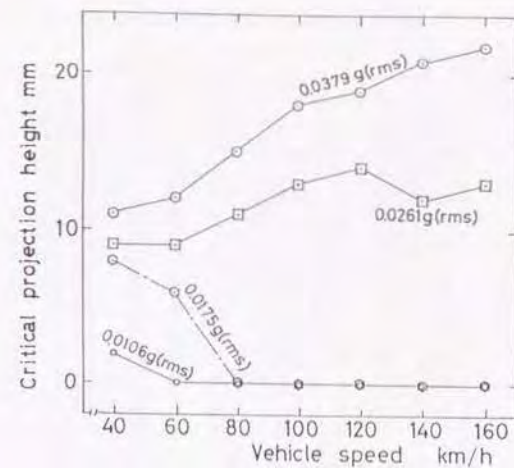


図 3.36 車速と伸縮装置段差の許容値

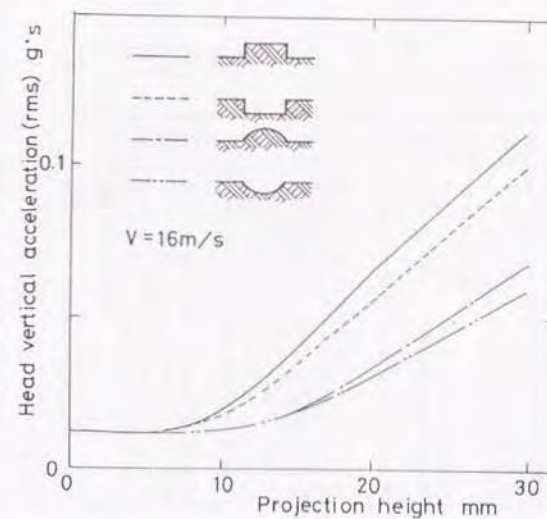


図 3.37 段差の形状による影響



表3.11 標準状態でのピーク値

	value (frequency)	
z	0.0284 g	(3.00Hz)
	0.0728 g	(12.10Hz)
z <sub>t</sub>	2.3730 g	(12.10Hz)
z <sub>r</sub>	2.3070 g	(12.10Hz)
z <sub>e</sub>	0.0246 g	(3.00Hz)
	0.0833 g	(9.88Hz)
R <sub>x1</sub>	0.3860	(3.25Hz)
R <sub>x2</sub>	0.2070	(4.00Hz)
R <sub>x3</sub>	0.2780	(3.75Hz)
R <sub>x4</sub>	0.3430	(3.25Hz)
R <sub>z1</sub>	1.9040	(3.48Hz)
R <sub>z2</sub>	1.8140	(3.48Hz)
R <sub>z3</sub>	1.6310	(4.29Hz)
R <sub>z4</sub>	1.3090	(4.29Hz)

表3.12 エンジン質量の影響

	R <sub>m</sub> =m <sub>e</sub> /m=0.1		R <sub>m</sub> =m <sub>e</sub> /m=0.3	
z	0.0315 g	(3.00Hz)	0.0269 g	(3.00Hz)
	0.0656 g	(12.10Hz)	0.0732 g	(11.59Hz)
z <sub>t</sub>	2.3900 g	(12.10Hz)	2.3600 g	(12.10Hz)
z <sub>r</sub>	2.3090 g	(12.10Hz)	2.3060 g	(12.10Hz)
z <sub>e</sub>	0.0282 g	(3.00Hz)	0.0227 g	(2.46Hz)
	0.0981 g	(12.10Hz)	0.0708 g	(8.60Hz)
R <sub>x1</sub>	0.3970	(3.25Hz)	0.3760	(3.25Hz)
R <sub>x2</sub>	0.2150	(4.00Hz)	0.2030	(4.00Hz)
R <sub>x3</sub>	0.2690	(3.73Hz)	0.2820	(3.75Hz)
R <sub>x4</sub>	0.3270	(3.25Hz)	0.3530	(3.25Hz)
R <sub>z1</sub>	1.8300	(3.48Hz)	1.9370	(3.48Hz)
R <sub>z2</sub>	1.7500	(4.00Hz)	1.8490	(3.48Hz)
R <sub>z3</sub>	1.5900	(4.29Hz)	1.6590	(4.29Hz)
R <sub>z4</sub>	1.2800	(4.29Hz)	1.3290	(4.29Hz)

表3.13 慣性モーメントの影響

	I. 30% down		I. 30% up	
z	0.0283 g	(3.03Hz)	0.0284 g	(3.03Hz)
	0.0739 g	(11.35Hz)	0.0727 g	(12.16Hz)
z <sub>t</sub>	2.3731 g	(12.10Hz)	2.3730 g	(12.10Hz)
z <sub>r</sub>	2.3060 g	(12.10Hz)	2.3071 g	(12.10Hz)
z <sub>e</sub>	0.0247 g	(3.03Hz)	0.0246 g	(3.03Hz)
	0.0936 g	(9.88Hz)	0.0792 g	(9.88Hz)
R <sub>x1</sub>	0.3871	(3.25Hz)	0.3864	(3.25Hz)
R <sub>x2</sub>	0.2076	(4.00Hz)	0.2076	(4.00Hz)
R <sub>x3</sub>	0.2789	(3.73Hz)	0.2781	(3.75Hz)
R <sub>x4</sub>	0.3439	(3.25Hz)	0.3432	(3.25Hz)
R <sub>z1</sub>	1.9080	(3.48Hz)	1.9010	(3.48Hz)
R <sub>z2</sub>	1.8190	(3.48Hz)	1.8130	(3.48Hz)
R <sub>z3</sub>	1.6350	(4.29Hz)	1.6300	(4.29Hz)
R <sub>z4</sub>	1.3130	(4.29Hz)	1.3090	(4.29Hz)

表3.14 エンジンマウント(フロント)の影響

	k <sub>et</sub> , c <sub>et</sub> 50% dow		k <sub>et</sub> , c <sub>et</sub> 50% up	
z	0.0280 g	(3.00Hz)	0.0284 g	(3.00Hz)
	0.0715 g	(12.10Hz)	0.0689 g	(12.10Hz)
z <sub>t</sub>	2.3720 g	(12.10Hz)	2.3700 g	(12.10Hz)
z <sub>r</sub>	2.3070 g	(12.10Hz)	2.3070 g	(12.10Hz)
z <sub>e</sub>	0.0256 g	(3.00Hz)	0.0240 g	(3.00Hz)
	0.0642 g	(9.20Hz)	0.0713 g	(10.50Hz)
R <sub>x1</sub>	0.3810	(3.25Hz)	0.3890	(3.25Hz)
R <sub>x2</sub>	0.2070	(4.00Hz)	0.2080	(4.00Hz)
R <sub>x3</sub>	0.2830	(3.73Hz)	0.2760	(3.75Hz)
R <sub>x4</sub>	0.3480	(3.25Hz)	0.3430	(3.25Hz)
R <sub>z1</sub>	1.9640	(3.48Hz)	1.9000	(3.48Hz)
R <sub>z2</sub>	1.8270	(4.00Hz)	1.8190	(3.48Hz)
R <sub>z3</sub>	1.6520	(4.29Hz)	1.6320	(4.29Hz)
R <sub>z4</sub>	1.3300	(4.29Hz)	1.3100	(4.29Hz)



表3.15 エンジンマウント(リア)の影響

	$k_{er}, c_{er}$ 50% down	$k_{er}, c_{er}$ 50% up
$z$	0.0283g (3.00Hz)	0.0283g (3.00Hz)
$z_f$	0.0715g (12.10Hz)	0.0754g (12.10Hz)
$z_r$	2.3700g (12.10Hz)	2.3700g (12.10Hz)
$z_e$	2.3000g (12.10Hz)	2.3000g (12.10Hz)
$z_e$	0.0248g (2.30Hz)	0.0241g (2.30Hz)
$z_e$	0.0622g (9.80Hz)	0.1011g (10.50Hz)
$R_{x1}$	0.3860 (3.25Hz)	0.3880 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2070 (4.00Hz)	0.2070 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2780 (3.73Hz)	0.2770 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3440 (3.25Hz)	0.3440 (3.25Hz)
$R_{x1}$	1.9000 (3.48Hz)	1.9130 (3.48Hz)
$R_{x2}$	1.8100 (3.48Hz)	1.8240 (3.48Hz)
$R_{x3}$	1.6300 (4.29Hz)	1.6310 (4.29Hz)
$R_{x4}$	1.3100 (4.29Hz)	1.3090 (4.29Hz)

表3.16  $I_{er}$ の影響

	$I_{er}$ 30% down	$I_{er}$ 30% up
$z$	0.0283g (3.03Hz)	0.0284g (3.03Hz)
$z_f$	0.0739g (11.35Hz)	0.0727g (12.16Hz)
$z_r$	2.3731g (12.10Hz)	2.3730g (12.10Hz)
$z_e$	2.3060g (12.10Hz)	2.3071g (12.10Hz)
$z_e$	0.0247g (3.03Hz)	0.0246g (3.03Hz)
$z_e$	0.0796g (9.88Hz)	0.0792g (9.88Hz)
$R_{x1}$	0.3870 (3.25Hz)	0.3870 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2070 (4.00Hz)	0.2070 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2780 (3.73Hz)	0.2780 (3.73Hz)
$R_{x4}$	0.3440 (3.25Hz)	0.3440 (3.25Hz)
$R_{x1}$	1.9000 (3.48Hz)	1.9000 (3.48Hz)
$R_{x2}$	1.8200 (3.48Hz)	1.8200 (3.48Hz)
$R_{x3}$	1.6300 (4.29Hz)	1.6310 (4.29Hz)
$R_{x4}$	1.3100 (4.29Hz)	1.3100 (4.29Hz)

表3.17  $I_{er}$ の影響

	$I_{er}$ 30% down	$I_{er}$ 30% up
$z$	0.0283g (3.03Hz)	0.0284g (3.03Hz)
$z_f$	0.0739g (11.35Hz)	0.0727g (12.16Hz)
$z_r$	2.3731g (12.10Hz)	2.3730g (12.10Hz)
$z_e$	2.3060g (12.10Hz)	2.3071g (12.10Hz)
$z_e$	0.0247g (3.03Hz)	0.0246g (3.03Hz)
$z_e$	0.0796g (9.88Hz)	0.0792g (9.88Hz)
$R_{x1}$	0.3870 (3.25Hz)	0.3860 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2070 (4.00Hz)	0.2070 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2760 (3.73Hz)	0.2780 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3410 (3.25Hz)	0.3440 (3.25Hz)
$R_{x1}$	1.8900 (3.48Hz)	1.9100 (3.48Hz)
$R_{x2}$	1.8000 (3.48Hz)	1.8200 (3.48Hz)
$R_{x3}$	1.6100 (4.29Hz)	1.6400 (4.29Hz)
$R_{x4}$	1.3000 (4.29Hz)	1.3100 (4.29Hz)

表3.18 エンジン重心位置( $l_{ex}$ )の影響

	$l_{ex}$ 30% down	$l_{ex}$ 30% up
$z$	0.0284g (3.03Hz)	0.0284g (3.03Hz)
$z_f$	0.0734g (11.35Hz)	0.0722g (12.10Hz)
$z_r$	2.3720g (12.10Hz)	2.3740g (12.10Hz)
$z_e$	2.3070g (12.10Hz)	2.3060g (12.10Hz)
$z_e$	0.0239g (2.30Hz)	0.0245g (2.46Hz)
$z_e$	0.0902g (9.88Hz)	0.0698g (8.60Hz)
$R_{x1}$	0.3863 (3.25Hz)	0.3871 (3.25Hz)
$R_{x2}$	0.2081 (4.00Hz)	0.2067 (4.00Hz)
$R_{x3}$	0.2797 (3.73Hz)	0.2768 (3.75Hz)
$R_{x4}$	0.3451 (3.25Hz)	0.3424 (3.25Hz)
$R_{x1}$	1.9140 (3.48Hz)	1.8940 (3.48Hz)
$R_{x2}$	1.8260 (3.48Hz)	1.8060 (3.48Hz)
$R_{x3}$	1.6370 (4.29Hz)	1.6290 (4.29Hz)
$R_{x4}$	1.3150 (4.29Hz)	1.3080 (4.29Hz)



## 第4章 車両-乗員系の連成振動を考慮した

上下・左右・ローリング振動解析<sup>(84)(85)</sup>

### 4.1 緒言

路面の凹凸による入力が左右輪の片側だけであったり、左右逆であったりした場合、自動車はローリングを起こす。乗員の左右方向に対するサポートは前後方向より少ない。自動車のローリングと人体の動きは同期しないが、車体の動きに連成して人体が左右に揺さられる。車体のロールはトー角やキャンバ角の変化あるいは左右輪の荷重移動などによって操縦安定性を左右する。乗車している乗員も上下・左右・前後軸回りの回転運動等を主とした複雑な振動系を構成し、乗員の振動特性への影響が大きい。人間は左右振動を最も感じやすく<sup>(2)</sup>、乗り心地向上を図る上において、車体のロールによる乗員挙動を予測することは自動車設計において重要である。

第2章、第3章では自動車-乗員系連成振動に関して、走行方向を含む鉛直平面内の上下・前後・ピッチング系の乗員挙動解析を試みてきた。しかし、自動車-乗員系の振動特性において、乗員の左右及び前後軸回りの回転運動などの振動特性は工学上重要であるにもかかわらず報告例はまだ見受けられない。

本章の目的は、乗員の左右運動及び前後軸回りの回転運動などの乗員挙動解析が可能な自動車-乗員連成振動系の断面モデルを構築し、シミュレーションシステムを開発することである。さらに開発したシステムにより、乗員挙動に及ぼすシート特性等の影響について検討する。

### 4.2 理論的解析

#### 4.2.1 解析モデル

図4.1は乗員を頭部と頸部、胴体部、脚部の三つの剛体でモデル化した場合の座標系を示す。図4.2は解析する振動モデルを示す。運動は $y-z$ 平面内で考慮する。図は前方から見た状態を示す。

本章の解析で使用する主な記号を以下に示す。添字 $l$ 、 $r$ は走行方向に向かって、それぞれ左側と右側を意味する。

### 記号

$v$	: 車両走行速度	$m/s$
$z$	: 車体重心変位	$m$
$z_l, z_r$	: ばね下質量の変位	$m$
$m$	: 車体質量	$kg$
$m_l, m_r$	: ばね下質量	$kg$
$I$	: 車体のローリング慣性モーメント	$kg \cdot m^2$
$\theta$	: 車体ローリング角	$rad$
$k_{rl}, k_{rr}$	: 懸架装置のばね定数	$N/m$
$c_{rl}, c_{rr}$	: 懸架装置の粘性減衰係数	$N \cdot s/m$
$a_{rl}, a_{rr}$	: サスペンション系フリクション	$N$
$k_{zl}, k_{zr}$	: タイヤのばね定数	$N/m$
$c_{zl}, c_{zr}$	: タイヤの粘性減衰係数	$N \cdot s/m$
$l$	: トレッド距離	$m$
$l_l, l_r$	: 車体の重心水平位置	$m$
$h_{cg}$	: 路面から重心位置高さ	$m$
$h_{nc}$	: 路面からロールセンタ位置高さ	$m$
$w_l, w_r$	: タイヤ接地点の上下変位と路面の凹凸の和	$m$
$m_i (i=1-3)$	: 頭部と頸部、胴体部、脚部の質量	$kg$
$I_i (i=1-3)$	: 各部の慣性モーメント	$kg \cdot m^2$
$\theta_i (i=1-3)$	: 各部の回転変位	$rad$
$\eta$	: シートバックヒンジ中央点から ヒップ中央点の $y$ 方向変位	$m$
$\xi$	: シートバックヒンジ中央点から ヒップ中央点の $z$ 方向変位	$m$
$l_A, l_B$	: ロールセンタからシートバックヒンジ 中央点までの $z$ 、 $y$ 方向寸法	$m$
$y_i (i=1-3)$	: 各部重心の $y$ 座標	$m$
$z_i (i=1-3)$	: 各部重心の $z$ 座標	$m$
$k_i (i=1-4)$	: 乗員支持点のばね定数	$N/m$



$c_i (i=1-4)$	: 乗員支持点の粘性減衰係数	$N \cdot s/m$
$T_1$	: 頸部関節のフリクションモーメント	$N \cdot m$
$T_2$	: 腰部関節のフリクションモーメント	$N \cdot m$
$\delta_i (i=1-4)$	: シート動的たわみ	$m$
$\delta_{i0} (i=1-4)$	: シート初期たわみ	$m$
$l_i (i=1-6)$	: 乗員各部の寸法	$m$
$F_{1f}, F_{1r}$	: 懸架装置の作用力	$N$
$F_{2f}, F_{2r}$	: タイヤの作用力	$N$
$F_{3f}, F_{3r}$	: 乗員が車体に及ぼす作用力	$N$
$z_l$	: 左側ばね下質量の上下変位	$m$
$z_r$	: 右側ばね下質量の上下変位	$m$
$z_{s1}, z_{s2}$	: 車体側懸架装置支持点の上下変位	$m$

乗員は、各部の重心に質量と回転慣性モーメントを考慮する。また各部の連結点(頸、腰)はピンジョイントとし、頸、腰での関節部にフリクションモーメントを考慮する。フリクションモーメントは各関節の角変位に比例したスプリング特性と相対角速度に比例したダンピング特性を考慮し式(4.1)で表わす(54)(55)。

$$T_i = K_{max,i} \cdot (\theta_i - \theta_{i-1}) / \theta_{i0} + T_{max,i} \cdot \tanh(2\omega_i / \omega_{i0}) \quad \dots (4.1)$$

$$\omega_i = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i-1} \quad (i=1,2)$$

ここに、 $T_{max,i}$ 、 $\omega_{i0}$ 、 $K_{max,i}$ 、 $\theta_{i0}$ の値は文献(29)(54)(55)(56)などを参考に次のように定める。

$$\begin{aligned} T_{max,1} &= 19.6 \text{ N}\cdot\text{m} & \omega_{10} &= 10 \text{ rad/s} \\ K_{max,1} &= 0 & \theta_{10} &= 1.134 \text{ rad} \\ T_{max,2} &= 98 \text{ N}\cdot\text{m/rad} & \omega_{20} &= 5 \text{ rad/s} \\ K_{max,2} &= 98 \text{ N}\cdot\text{m/rad} & \theta_{20} &= 0.523 \text{ rad} \end{aligned}$$

シートは、ばねとダンパでモデル化し、胴体部はシート上部及び脚部はシート座面において各々2個所で支持する。平常走行を想定し、シートと乗員の支持点は密着しているものとする。乗員系は各質量の上下、左右及び前後軸回りの回転運動からなる5自由度のモデルとする。車両は、車体と左右のばね下質量の上下運動及び車体のローリング運動からなる4自由度のモデルとする。タイヤは、ばねとダンパでモデル化し、ばね下質量とばね上質量の間は、ばねとダンパ及びサスペンション系フリクションを考慮する。左右の粘性減衰係数の値は各側のフロントとリアの値の和とする。フロント及びリアの懸架装置の粘性減衰係数は図2.4に示すように、ばね上-ばね下質量間の相対速度に依存した非線形特性を考慮する。またサスペンション系フリクションについてもフロントとリアの和とし、フロントとリアの特性をそれぞれ式(4.2)(4.3)で示すように、作用力をばね上質量とばね下質量間の相対速度の関数で表わす。

$$f_l = F_l \times \tanh(2v_l / x_p) \quad \dots (4.2)$$

$$f_r = F_r \times \tanh(2v_r / x_p) \quad \dots (4.3)$$

$F_l$ 、 $F_r$ 、 $x_p$ は実験データよりつぎのように定める。

$$F_l = 215.6 \text{ N} \quad F_r = 147.0 \text{ N} \quad x_p = 0.01 \text{ m/s}$$

$v_l$ 、 $v_r$ はフロントとリアのばね上-ばね下質量間の相対速度を示す。

路面は、正弦波路面を考える。正弦波路面は $t=0$ で変位及び変位の時間微分が0となるように式(2.68)とする。路面の細かい凹凸は考慮しない。

以上より車両-乗員系として9自由度の振動モデルを考慮する。

#### 4.2.2 運動方程式

車両-乗員系連成振動の運動方程式を導出するにあたり、次式で示す乗員各部位の重心の $y$ 、 $z$ 方向の座標系を導入する。

$$y_1 = M_{sy} + (l_2 + l_3) \cos \theta_2 + l_1 \cos \theta_1 \quad \dots (4.4)$$

$$z_1 = M_{sz} + (l_2 + l_3) \sin \theta_2 + l_1 \sin \theta_1 \quad \dots (4.5)$$

$$y_2 = M_{sy} + l_3 \cos \theta_2 \quad \dots (4.6)$$

$$z_2 = M_{sz} + l_3 \sin \theta_2 \quad \dots (4.7)$$

$$y_3 = M_{sy} \quad \dots (4.8)$$

$$z_3 = M_{sz} \quad \dots (4.9)$$



系の運動エネルギー、ポテンシャルエネルギー、散逸関数及び一般力を求め、ラグランジュの運動方程式に代入することにより変数  $z, z_1, z_r, \theta, \eta, \zeta, \theta_1, \theta_2, \theta_3$  に関する9個の運動方程式を得る。

すなわち

車両系の運動方程式

$$m \ddot{z} = F_{11} + F_{1r} - F_{31} - F_{3r} \quad \dots (4.10)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{21} - F_{11} \quad \dots (4.11)$$

$$m_r \ddot{z}_r = F_{2r} - F_{1r} \quad \dots (4.12)$$

$$I \ddot{\theta} = F_{11} \cdot l_1 - F_{1r} \cdot l_r - F_{31} \cdot l_{pr} - F_{3r} \cdot l_{\theta} \quad \dots (4.13)$$

乗員系の運動方程式

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & A_1 & A_2 & 0 \\ 0 & M_1 & B_1 & B_2 & 0 \\ D_3 & D_2 & M_7 & D_1 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & M_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\eta} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_3 \\ B_3 \\ D_4 \\ E_4 \\ F_1 \end{bmatrix} = 0 \quad \dots (4.14)$$

式(4.14)のマトリックスの各要素は次式のようになる。

$$A_1 = -M_2 \sin(\theta_1 - \theta) \quad \dots (4.15)$$

$$A_2 = -(M_3 + M_5) \sin(\theta_2 - \theta) \quad \dots (4.16)$$

$$\begin{aligned} A_3 = & -M_2 \cos(\theta_1 - \theta) \dot{\theta}_1^2 - (M_3 + M_5) \cos(\theta_2 - \theta) \dot{\theta}_2^2 \\ & + M_1 z \sin \theta - M_1(l_A + \zeta) \ddot{\theta} - M_1(l_B + \eta) \dot{\theta}^2 \\ & - 2 M_1 \dot{\zeta} \dot{\theta} + \Delta(\eta) \end{aligned} \quad \dots (4.17)$$

$$B_1 = M_2 \cos(\theta_1 - \theta) \quad \dots (4.18)$$

$$B_2 = (M_3 + M_5) \cos(\theta_2 - \theta) \quad \dots (4.19)$$

$$\begin{aligned} B_3 = & -M_2 \sin(\theta_1 - \theta) \dot{\theta}_1^2 - (M_3 + M_5) \sin(\theta_2 - \theta) \dot{\theta}_2^2 \\ & + M_1 z \cos \theta + M_1(l_B + \eta) \ddot{\theta} - M_1(l_A + \zeta) \dot{\theta}^2 \\ & + 2 M_1 \dot{\eta} \dot{\theta} + \Delta(\zeta) \end{aligned} \quad \dots (4.20)$$

$$D_1 = M_6 \cos(\theta_1 - \theta_2) \quad \dots (4.21)$$

$$D_2 = M_2 \cos(\theta_1 - \theta) \quad \dots (4.22)$$

$$D_3 = -M_2 \sin(\theta_1 - \theta) \quad \dots (4.23)$$

$$\begin{aligned} D_4 = & M_6 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_2^2 + M_2 \{ (Zs + S_2) \cdot \cos \theta_1 \\ & - (\ddot{Y}s + S_1) \sin \theta_1 \} + \Delta(\theta_1) - T_1 \end{aligned} \quad \dots (4.24)$$

$$E_1 = M_6 \cos(\theta_1 - \theta_2) \theta_1 \quad \dots (4.25)$$

$$E_2 = -(M_3 + M_5) \sin(\theta_2 - \theta) \quad \dots (4.26)$$

$$E_3 = (M_3 + M_5) \cos(\theta_2 - \theta) \quad \dots (4.27)$$

$$\begin{aligned} E_4 = & -M_6 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_1^2 - (M_3 + M_5) \cdot \\ & \{ (\ddot{Y}s + S_1) \sin \theta_2 - (\ddot{Z}s + S_2) \cos \theta_2 \} \\ & + \Delta(\theta_2) + T_1 - T_2 \end{aligned} \quad \dots (4.28)$$

$$F_1 = \Delta(\theta_3) - T_2 \quad \dots (4.29)$$

ここに、式(4.10)~(4.29)に現れた諸記号は次式とする。

$$z_{*1} = z + l_1 \cdot \theta \cdot \cos \theta \quad \dots (4.30)$$

$$z_{*r} = z - l_r \cdot \theta \cdot \cos \theta \quad \dots (4.31)$$

$$F_{11} = k_{11}(z_1 - z_{*1}) + c_{11}(\dot{z}_1 - \dot{z}_{*1}) + a_{11}(\dot{z}_1 - \dot{z}_{*1}) \quad \dots (4.32)$$

$$F_{1r} = k_{1r}(z_r - z_{*r}) + c_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{*r}) + a_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{*r}) \quad \dots (4.33)$$

$$F_{21} = k_{21}(w_1 - z_1) + c_{21}(\dot{w}_1 - \dot{z}_1) \quad \dots (4.34)$$

$$F_{2r} = k_{2r}(w_r - z_r) + c_{2r}(\dot{w}_r - \dot{z}_r) \quad \dots (4.35)$$

$$F_{31} = k_3(\delta_3 - \delta_{3,0}) + c_3(\dot{\delta}_3 - \dot{\delta}_{3,0}) \quad \dots (4.36)$$

$$F_{3r} = k_4(\delta_4 - \delta_{4,0}) + c_4(\dot{\delta}_4 - \dot{\delta}_{4,0}) \quad \dots (4.37)$$

$$\Delta(q) = \sum_{i=1}^4 k_i (\delta_i - \delta_{i,0}) \frac{\partial (\delta_i - \delta_{i,0})}{\partial q} + \sum_{i=1}^4 c_i \dot{\delta}_i \frac{\partial \dot{\delta}_i}{\partial \dot{q}} \quad \dots (4.38)$$

$$M_{\theta r} = Ys + \eta \cos \theta - \zeta \sin \theta \quad \dots (4.39)$$

$$M_{\theta z} = Zs + \eta \sin \theta + \zeta \cos \theta \quad \dots (4.40)$$

$$Ys = -l_A \sin \theta + l_B \cos \theta \quad \dots (4.41)$$



$$Z_s = z + l_A \cos \theta + l_B \sin \theta \quad \dots (4.42)$$

$$s_1 = (-2\dot{\zeta}\dot{\theta} - \dot{\zeta}\ddot{\theta} - \eta\dot{\theta}^2) \cos \theta - (2\dot{\eta}\dot{\theta} + \eta\ddot{\theta} - \dot{\zeta}\dot{\theta}^2) \sin \theta \quad \dots (4.43)$$

$$s_2 = z + (2\dot{\eta}\dot{\theta} + \eta\ddot{\theta} - \dot{\zeta}\dot{\theta}^2) \cos \theta - (2\dot{\zeta}\dot{\theta} + \dot{\zeta}\ddot{\theta} + \eta\dot{\theta}^2) \sin \theta \quad \dots (4.44)$$

$$\begin{aligned} M_1 &= m_1 + m_2 + m_3 & M_2 &= m_1 l_1 \\ M_3 &= m_2 l_3 & M_4 &= m_3 l_4 \\ M_5 &= m_1 (l_2 + l_3) & M_6 &= m_1 l_1 (l_2 + l_3) \\ M_7 &= I_1 + m_1 l_1^2 \\ M_8 &= I_2 + m_1 (l_2 + l_3)^2 + m_2 l_3^2 \end{aligned} \quad \dots (4.45)$$

$$\theta_i = \theta_1 + \theta, \quad (i=1-3) \quad \dots (4.46)$$

#### 4. 2. 3 数値解析と計算諸元

系を支配する運動方程式は連立2階常微分方程式の初期値問題である。解法としてRunge-Kutta-Gill法を適用する。計算きざみ幅は0.001秒とし、数値計算は倍精度で行う。周波数応答は式(2.68)において、車速 $v=80\text{km/h}$ 、全振幅 $a=5\text{mm}$ とし、波長を変化させて計算する。一般的に、車両は2Hz付近のばね上共振、12Hz付近のばね下共振などを有する<sup>(39)</sup>。また人体は、上下振動は4~8Hz、左右振動は4~12Hzの周波数域で影響を受けやすい<sup>(3)</sup>。上下及び左右振動はともに4Hz付近で共振振動数を有する。車両及び乗員は15Hz以下の低周波数域で種々の共振現象が発生し、振動特性の変化が著しい。低周波数での計算精度を向上させるために、計算する周波数の値は式(2.69)で示したアルゴリズムにより決定する。式(2.69)で決定した周波数について計算を実行し、時間ステップ毎の各値の二乗平均平方根(rms値)を求め、その値をその周波数に対する代表値とする。数値解析に用いた標準諸元は次のとおりである。

#### 車両諸元 (セダンタイプ)

$m = 1610 \text{ kg}$	$m_1 = 81 \text{ kg}$	$m_r = 81 \text{ kg}$
$I = 640 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$k_{11} = 47.922 \text{ kN/m}$	$k_{1r} = 47.922 \text{ kN/m}$
$f_{11}, f_{1r} : \text{式(4.2)(4.3)}$	$k_{21} = 392.0 \text{ kN/m}$	$k_{2r} = 392.0 \text{ kN/m}$
$c_{21} = 980 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	$c_{2r} = 980 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	
$l = 1.455 \text{ m}$	$l_1 = 0.7275 \text{ m}$	$l_r = 0.7275 \text{ m}$

#### 乗員・シート諸元

$m_1 = 5.32 \text{ kg}$	$m_2 = 26.49 \text{ kg}$	$m_3 = 18.82 \text{ kg}$
$I_1 = 0.036652 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$I_2 = 0.7938 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$I_3 = 0.20384 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
$k_1 = 980 \text{ N/m}$	$k_2 = 980 \text{ N/m}$	$k_3 = 24.5 \text{ kN/m}$
$k_4 = 24.5 \text{ kN/m}$	$c_1 = 196 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	$c_2 = 196 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$c_3 = 196 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	$c_4 = 196 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	
$l_1 = 0.152 \text{ m}$	$l_2 = 0.196 \text{ m}$	$l_3 = 0.278 \text{ m}$
$l_4 = 0.175 \text{ m}$	$l_5 = 0.470 \text{ m}$	$l_6 = 0.170 \text{ m}$
$h_{ca} = 0.52 \text{ m}$	$h_{nc} = 0.08 \text{ m}$	$l_A = 0.3 \text{ m}$
$l_a = 0.35 \text{ m}$	$l_{ar} = 0.175 \text{ m}$	$l_{a1} = 0.525 \text{ m}$

#### 初期値

$$\begin{aligned} \theta_{10} &= 90.0^\circ & \theta_{20} &= 90.0^\circ & \theta_{30} &= 0.0^\circ \\ \eta_0 &= 0.0 \text{ m} & \zeta_0 &= 0.110 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4. 3 解析結果と考察

##### 4. 3. 1 計算システムの妥当性

計算結果の妥当性を検討するために、周波数応答特性と過渡応答特性について計算を行なった。

図4.3は両輪を同時に加振した場合の車両振動の計算結果を、上下方向の振動特性について、上下・前後・ピッチング系の12自由度振動モデルの計算結果<sup>(22)(23)</sup>との比較を示す。ばね下質量の加速度は1~30Hzの周波数の帯域にわたって極めて良く一致している。ばね上質量についてはやや低めの値となって



いるが、2Hz付近のばね上共振、12Hz付近のばね下共振等の傾向が極めて良く一致している。

図4.4はMitschke<sup>(13)</sup>の結果を示している。Mitschkeの車両モデルは、図示しているように簡易モデルであるが傾向が良く一致している。

図4.5は乗員の上下方向加速度比を示す。加速度比はフロア上下加速度との比で示している。断面モデルでは頭部、胴体部、脚部の重心位置が同一の鉛直軸上にあり、さらに両輪加振の場合は車体のローリング運動がほとんどないため人体も回転運動を起こさない。従って、これら三つの曲線が重なっているものと思える。4Hz付近でピーク値をとり、周波数が増加していくと加速度比は漸減変曲し、減少していく。断面モデルでは12Hz付近で再びピークが生じ、ばね下質量の共振の影響が顕著に現れているものと思える。上下方向の振動特性は両者は良く一致している。

図4.6及び図4.7は、両輪加振した場合と片輪加振した場合の比較を示す。

図4.6は、ばね上質量とばね下質量を両輪加振した場合と片輪加振した場合の比較を示す。加振した側のばね下質量の加速度は、両輪加振した場合に比較して12Hz付近のピーク値が大きくなる。加振しない側のばね下質量は、2Hz付近でピーク値をとり周波数が高くなると増加する。片輪加振の場合のばね上質量の加速度は、両輪加振の場合に比較して1~30Hzの周波数の帯域にわたって小さい値となる。

図4.7は、乗員の上下加速度比について両輪加振した場合と片輪加振した場合の比較を示す。片輪加振の場合は、4Hz付近のピーク値は小さくなる。しかし、12Hz以上では大きくなる。片輪加振の場合、車体のローリング運動の影響があらわれているものと思える。

図4.8及び図4.9は、式(2.68)において、車速 $v=18\text{km/h}$ 、突起の最大高さ $a=10\text{mm}$ 、波長 $ls=1\text{m}$ の一波長の正弦波突起を乗り越しする場合の計算結果を示す。図4.8は両輪が同時に突起乗り越しする場合の計算結果を示す。両輪が同時に突起乗り越しする場合は、ばね下質量の変位の減衰性が良く、ばね上質量は突起の最大高さ近くまで変位し、その後は減衰する。

図4.9は片輪(左側)のみが突起乗り越しする場合の計算結果である。片輪のみが突起乗り越しする場合は、突起通過後も周期的変位を繰り返す減衰性が劣

る。ばね上質量の最大変位は突起の最大高さの約1/2まで変位し、突起通過後も減衰性が悪く周期的変位を繰り返す。片輪のみが突起乗り越しする場合は車体がローリング運動を起こすため減衰性が悪くなるものと思える。

以上の検討から本研究で近似したモデル化及び計算結果は妥当性を有すると判断できる。

#### 4. 3. 2 シートのばね定数・減衰係数の影響

シートのばね定数・減衰係数の影響を検討するために、胴体部上部及び脚部を支持しているばね定数・減衰係数の値を増減してその影響を調べる。シートの対称性から $k_1$ 、 $c_1$ と $k_2$ 、 $c_2$ 及び $k_3$ 、 $c_3$ と $k_4$ 、 $c_4$ の値はそれぞれ同じ値とする。加振方法としては、左側(乗員側)のみを片輪加振する。以降の検討では特記していない限り、左側のみ片輪加振した場合の検討結果を示す。

$k_i$ 、 $c_i$ ( $i=1\sim4$ )の値は上下系の振動特性から4Hz付近の共振周波数で加速度比のピーク値が1.5~2.0程度<sup>(11)(12)</sup>になるように同定した。これらの諸元をそれぞれ20%増減させて、乗員挙動に及ぼす影響について検討する。

図4.10、図4.11は $k_i$ 、 $c_i$ ( $i=1,2$ )を標準諸元から20%増減した場合、乗員挙動に及ぼすこれらのパラメータの影響を示す。加速度比は乗員各部の加速度をフロア上下加速度との比で示す。左右振動はこれらの値が増加した場合、頭部と脚部の加速度比は18Hz以下の周波数域で影響を受け、大きくなる。また胴体部はこれらの値が増加すると加速度比は小さくなる。上下加速度比への影響はほとんど認められない。

図4.12、図4.13は $k_i$ 、 $c_i$ ( $i=3,4$ )を標準諸元から20%増減させた場合の乗員挙動に及ぼす影響を示す。これらの値を増加すると、共振周波数が高くなり、頭部、胴体部、脚部とも1Hz~共振周波数までこれらの値が増加すれば加速度比は小さくなる。逆に共振点から約10Hzくらいまではこれらの値が増加すれば加速度比は大きくなる。上下加速度比もこれらの値の影響を受け、これらの値が増加すると共振周波数が高くなり、ピーク値は小さくなる。従って、加速度比はこれらの値が増加すれば、1~5Hzくらいまでは小さくなり、5Hz~12Hzでは、逆に大きくなる。



#### 4. 3. 3 シートの乗員支持点位置の影響

シートが乗員を支持している位置による影響を検討するために、胴体部支持点位置及び脚部支持点位置が乗員挙動に及ぼす影響について検討する。

図4.14及び図4.15は、胴体部上部を支持している支持点の長さ $l_4$ を標準諸元から20%、40%短くした(20%長くすると支持点が頭部に至るため)場合の影響を示す。左右加速度比は、 $l_4$ が減少すると頭部と脚部の加速度比は小さくなる。胴体部はあまり影響を受けず、 $l_4$ が減少するとやや大きくなる。上下加速度比には、ほとんど影響を及ぼさない。

図4.16及び図4.17は脚部を支持している支持点の長さ $l_5$ が乗員挙動に及ぼす影響を示す。左右加速度比は、 $l_5$ が減少すると頭部と脚部の値は小さくなる。胴体部はあまり影響を受けず、 $l_5$ が減少するとやや大きくなる。上下加速度比には、ほとんど影響を及ぼさない。 $l_5$ が減少すると脚部支持点とロール中心との間の長さが短くなり車体のロールによる影響が小さくなり、乗員加速度が減少するものと思える。

#### 4. 4 結 語

本章の研究の結果をまとめると次のとおりである。

- (1) 本研究で開発した断面モデルの計算結果を、走行方向を含む鉛直平面内の12自由度の振動モデルの結果と比較した。車両の上下振動特性は1~30Hzの周波数の帯域にわたって良く一致した。乗員系についても、傾向が良く一致した。本研究で近似したモデル化及び計算システムは妥当な精度であることが確認できた。
- (2) 両輪が同時に突起乗り越しする場合及び片輪のみが突起乗り越しする場合について検討した。車両及び乗員の上下変位は、前者の場合は減衰性は良く、後者の場合は突起通過後も周期的変位を繰り返す減衰性が劣る。周波数応答特性では、両者の差は顕著に現れる。
- (3) 胴体部支持点のシートのばね定数・減衰係数の値が変化すると、左右振動加速度は18Hz以下の周波数域で影響を受け、上下加速度比への影響はほとんどない。脚部支持点のばね定数・減衰係数の値の変化が上下・左右振動に及ぼす影響は大きい。値が増加すると頭部、胴体部、脚部とも共振周波

数が高くなり、ピーク値は小さくなる。

- (4) 乗員支持点位置 $l_4$ が減少すると、左右振動加速度は20Hz以下で影響が認められ、頭部と脚部の値は小さくなる。胴体部はあまり影響を受けず、やや大きくなる。 $l_5$ が減少すると、左右振動加速度は10Hz以下で影響を受け、頭部と脚部の値は小さくなる。胴体部はあまり影響を受けないが、やや大きくなる。上下加速度比には、 $l_4$ 、 $l_5$ の影響はほとんど認められない。

本研究の検討結果は車両用シートの最適設計にあたり有益な基礎資料になるものと思える。周波数帯域によってシート特性(ばね定数・減衰係数・支持点位置など)が乗員挙動に及ぼす影響度が異なる。車体が路面から受ける周波数に応じて、シート特性をアクティブ制御し、乗り心地向上を図ることが可能と考えられる。この種のシート開発は今後の課題となろう。



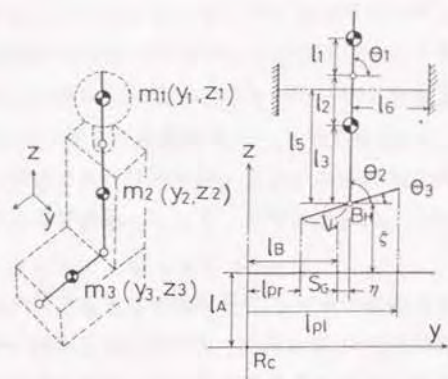


図 4.1 乗員のモデル及び座標系

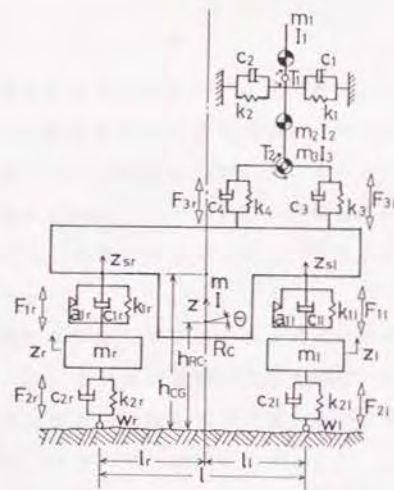


図 4.2 車両-乗員系振動モデル

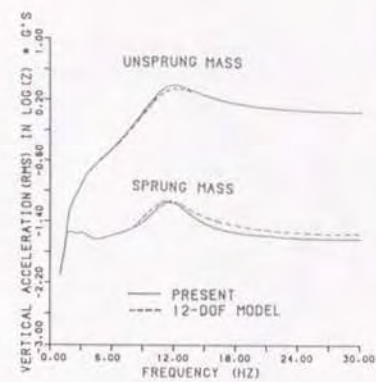


図 4.3 車両の周波数特性

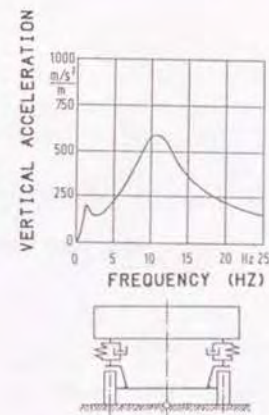


図 4.4 Mitschke<sup>(19)</sup>の結果



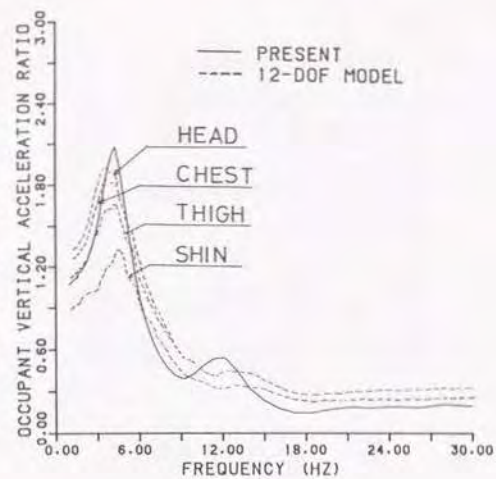


図 4.5 乗員の上下加速度比

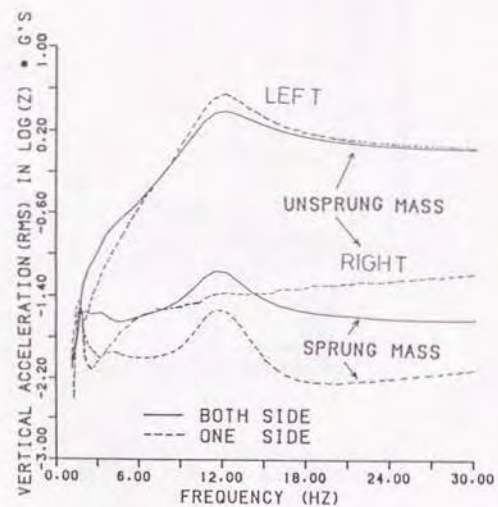


図 4.6 両輪加振と片輪加振の比較

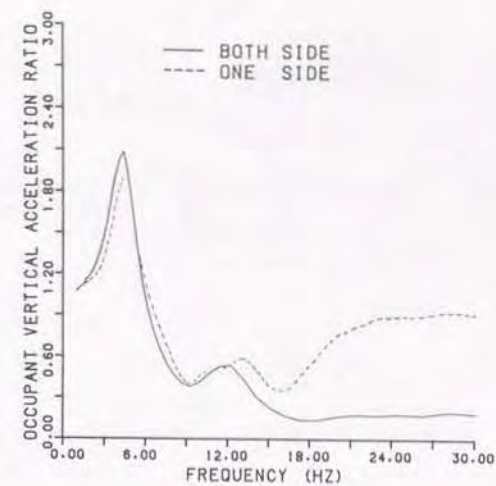


図 4.7 両輪加振と片輪加振の比較

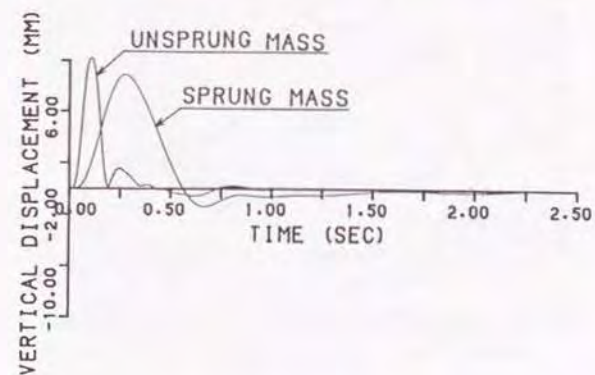


図 4.8 突起乗り越し (両輪)



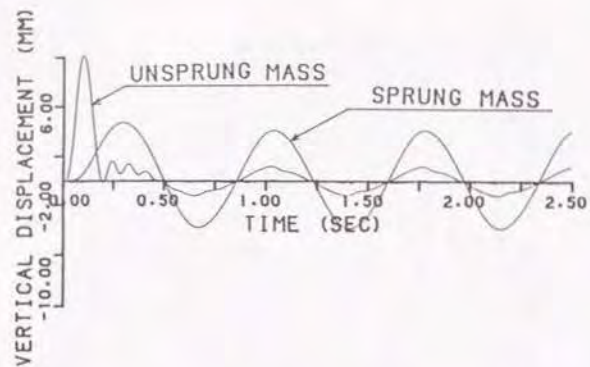


図4.9 突起乗り越し (片輪)

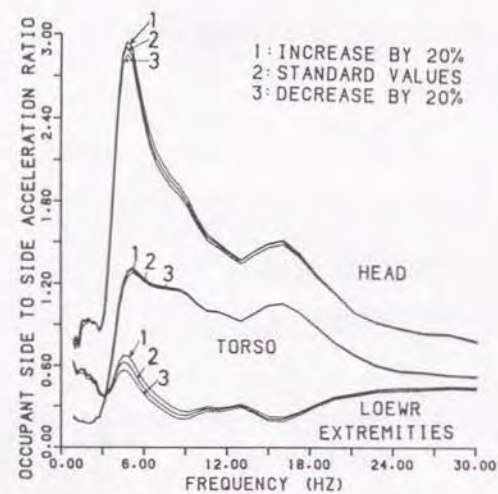


図4.10 左右振動に及ぼす  $k_1, c_1$  ( $i=1,2$ ) の影響

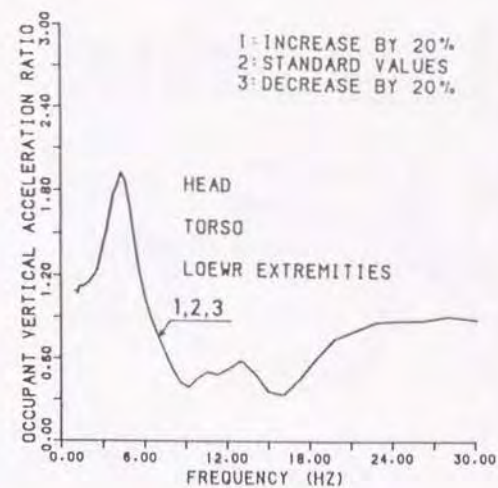


図4.11 上下振動に及ぼす  $k_1, c_1$  ( $i=1,2$ ) の影響

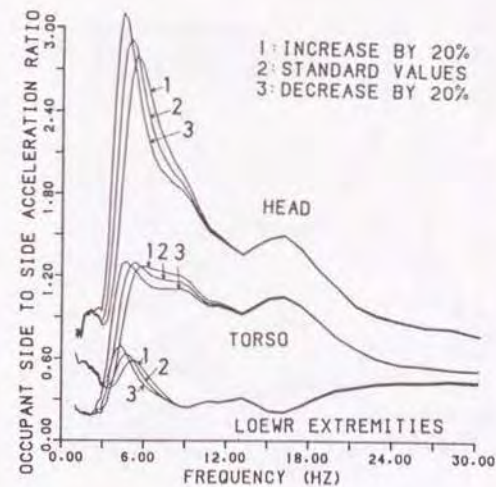


図4.12 左右振動に及ぼす  $k_1, c_1$  ( $i=3,4$ ) の影響

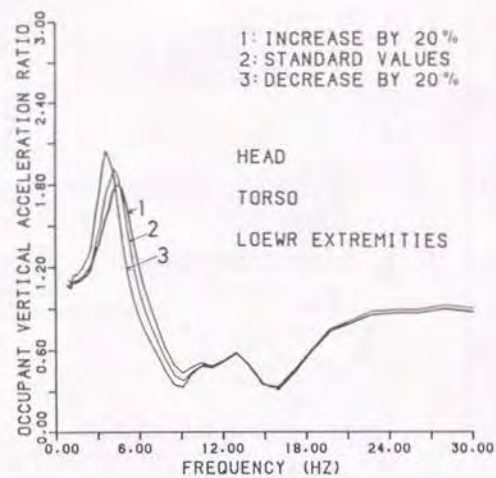


図4.13 上下振動に及ぼす $k_1, c_1$  ( $i=3,4$ )の影響

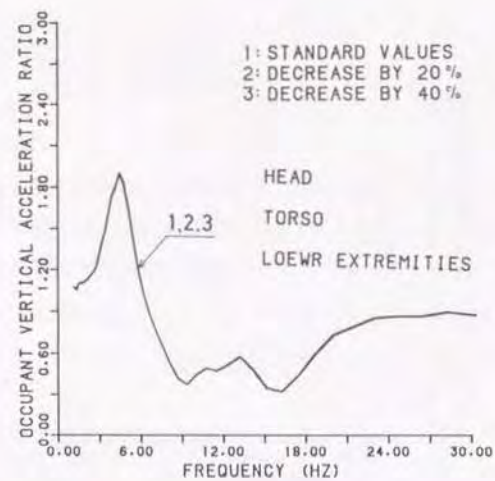


図4.15 上下振動に及ぼす $l_3$ の影響

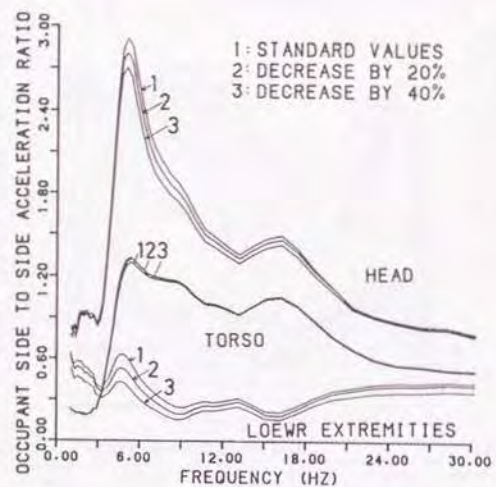


図4.14 左右振動に及ぼす $l_3$ の影響

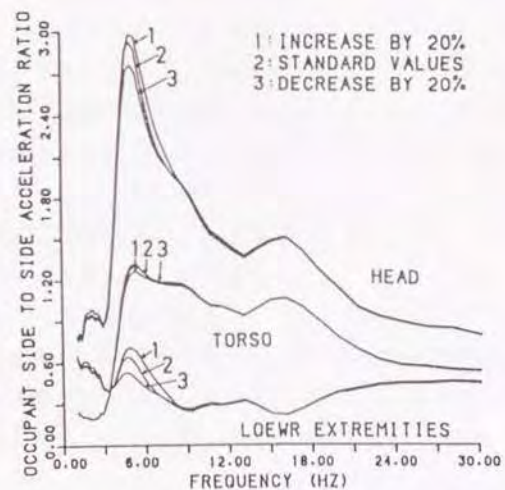


図4.16 左右振動に及ぼす $l_4$ の影響



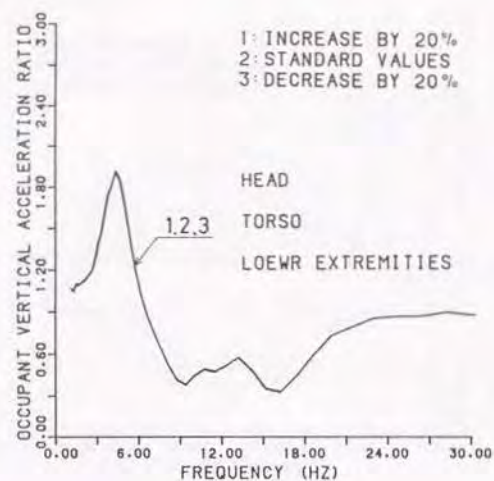


図4.17 上下振動に及ぼす1の影響

## 第5章 車両-乗員-道路橋系の連成振動特性

### 5.1 緒言

近年、交通量の増加並びに自動車の大型化及び走行速度の高速化が顕著な傾向にある。一方では、新材料の開発、CAE技術の進展などにより、道路橋の軽量化ならびに支間長の長大化が進んでいる。このような情勢のなかで、自動車が道路橋に加える荷重はますます過酷な状態となっている。走行荷重による動力学的特性を考慮に入れた、道路橋の最適設計と合理的評価の重要性が高まっている。

車両走行による道路橋の動的応答については古くから多くの研究<sup>(21)</sup>が行なわれている。また道路橋上の歩行者の振動感覚などに関連した理論的研究<sup>(57)</sup>あるいは実験的研究<sup>(58)(59)</sup>も報告されている。道路橋の固有振動数は人体系の共振振動数域とほぼ同じ領域に存在する。道路橋上を車両に乗車して走行すると道路橋の振動が車両及び人体系に影響を及ぼすことが懸念される。車両走行による道路橋からの刺激は車両各部の共振の影響を受けながら最終的には乗員に伝達される。乗り心地では、この乗員に伝達される振動が問題となる。この取り扱いには人体の振動特性を考慮せねばならず、人間工学的解析が必要である。車両が道路橋上を走行する場合、道路橋の路面の凹凸、動的たわみあるいは伸縮部段差等が車両内の乗員挙動に及ぼす影響について定量的に把握することは乗り心地を向上するうえにおいて重要である。しかし、この種の研究に関する報告例は見受けられないようである。

本章は道路橋の振動が車両-乗員系に及ぼす影響について理論的に検討する。手法としては車両-乗員-道路橋系の連成振動モデルを構築し、シミュレーションシステムを開発する。開発したシステムにより、道路橋の振動特性が車両-乗員系の動的挙動に及ぼす影響について検討する。

### 5.2 理論的解析

#### 5.2.1 解析モデル

車両の走行による車両-乗員-道路橋系の動的相互作用に関する基本式を誘



導する。誘導にあたっては道路橋の振動モードを仮定して級数展開する解析的手法であるモーダルアナリシス法<sup>(69)</sup>を適用する。解析にあたって、以下の仮定を設ける。

- (1) 動的解析を車両-乗員-道路橋ともに走行方向を含む鉛直平面内の運動のみに限定する。
- (2) 道路橋は単純支持梁とし、質量、剛性、減衰特性等は長さ方向に一様に分布するものとする。
- (3) 車両が道路橋に進入するまで ( $t=0$ ) は道路橋は水平な状態にあるものとする。
- (4) 道路橋の荷重真下の動的たわみにより発生が予測される慣性力の内、遠心力及びコリオリの力<sup>(21)</sup>は考慮しない。

解析モデルを図5.1に示す。モデル化に当たって乗員系は第2章で開発したモデルをそのまま適用する。

車両は車体及びフロントとリアのばね下質量の上下運動と車体のピッチング運動からなる4自由度のモデルとする。懸架装置の粘性減衰係数はピストンストロークに依存する非線形特性を考慮する<sup>(22)</sup>。サスペンション系フリクションも非線形特性を考慮する<sup>(22)</sup>。第3章の研究結果から乗員挙動に及ぼすエンジン振動の影響は小さいので、本章ではモデル化にあたりエンジンは考慮しない。

道路橋は単純支持梁とし、Bernoulli-Euler beamsを仮定し、軸力を無視する。道路橋の動的たわみの他に路面の凹凸を考慮する。路面の凹凸は高速道路の1m毎の実測データ<sup>(34)</sup>を使用する。路面の凹凸の変位及びパワースペクトル密度を図2.7及び図2.8に示す。タイヤ接地点での路面の凹凸の変位の値は3次関数を仮定し、接地点近傍4点の測定データを使って3次関数を決定し、補間で路面の凹凸の変位及び変位速度を計算する<sup>(34)</sup>。この手法は第2章2節4項と同様である。

## 5. 2. 2 運動方程式

振動系の運動方程式を導出するにあたり、 $x_i$ 、 $z_i$  ( $i=1\sim4$ )の座標系を導入する。 $x_i$ 、 $z_i$  ( $i=1\sim4$ )は式(2.3)～式(2.10)を適用する。多自由度の複雑な振動系であるため系全体の運動エネルギー、ポテンシャルエネルギー、散逸関

数及び一般力を求め、これらをLagrangeの運動方程式に代入することにより以下の運動方程式を得る。

車両系の運動方程式は式(5.1)から式(5.4)となる。

$$m \ddot{z} = F_{1z} + F_{1r} - F_p \quad \dots (5.1)$$

$$m_f \ddot{z}_f = F_{2f} - F_{1f} \quad \dots (5.2)$$

$$m_r \ddot{z}_r = F_{2r} - F_{1r} \quad \dots (5.3)$$

$$I \ddot{\theta} = -F_{1f} \cdot l_f + F_{1r} \cdot l_r + M_p \quad \dots (5.4)$$

乗員系の運動方程式は式(5.5)となる。

$$\begin{bmatrix} M_{10} & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 \\ 0 & M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 \\ D_2 & D_3 & M_{10} & D_1 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & M_{11} & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & M_{12} & G_1 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & M_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_5 \\ B_5 \\ D_4 \\ E_4 \\ G_4 \\ H_4 \end{bmatrix} = 0 \quad \dots (5.5)$$

式(5.5)は式(2.25)と一致する。

道路橋系の運動方程式は次式が成り立つ。

$$EI \frac{\partial^4 z_0(x, t)}{\partial x^4} + C_b \frac{\partial z_0(x, t)}{\partial t} + \rho A \frac{\partial^2 z_0(x, t)}{\partial t^2} = F(x, t) \quad \dots (5.6)$$

道路橋のたわみを固有振動モードの級数和で表わす。単純支持梁の場合、たわみは次式となる<sup>(21)</sup>。

$$z_0(x, t) = (2/l s)^{1/2} \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(t) \cdot \sin(n\pi x/l s) \quad \dots (5.7)$$

$\psi_n(t)$ はn次モードの大きさに相当する変数である。式(5.7)を式(5.6)に代



入して整理すると、次式の各振動モードに関する常微分方程式を得る。

$$\ddot{\psi}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{\psi}_n(t) + \omega_n^2 \psi_n(t) = Q_n(t) \quad \dots (5.8)$$

ここに、

$$2\zeta_n \omega_n = C_n / \rho A \quad \dots (5.9)$$

$$\omega_n^2 = (n\pi/l)^2 \cdot (EI / \rho A) \quad \dots (5.10)$$

$Q_n(t)$ は道路橋に加わる荷重とその位置関係で決まる関数であり、 $F(x, t)$ との関係は次式となる。

$$Q_n(t) = 1/\rho A \cdot \int_0^l F(x, t) \cdot \sin(n\pi x/l) dx \quad \dots (5.11)$$

$Q_n(t)$ が任意の時刻 $t$ にどのような関数形になるか決定する。道路橋にかかる荷重のパターンは、次に示す三とおりに分類でき、 $Q_n(t)$ は以下ようになる。

(A) 車両の前輪のみが道路橋上にある場合

$$Q_n(t) = (2/l)^{1/2} \cdot \{ (m/2 + m_f) g - F_{2f} \} / \rho A \cdot \sin(n\pi x/l) \quad \dots (5.12)$$

(B) 車両の前輪と後輪が道路橋上にある場合

$$Q_n(t) = (2/l)^{1/2} \cdot \{ (m + m_f + m_r) g - F_{2f} - F_{2r} \} / \rho A \cdot \sin(n\pi x/l) \quad \dots (5.13)$$

(C) 車両の後輪のみが道路橋上にある場合

$$Q_n(t) = (2/l)^{1/2} \cdot \{ (m/2 + m_r) g - F_{2r} \} / \rho A \cdot \sin(n\pi x/l) \quad \dots (5.14)$$

式(5.5)のマトリックスの各要素は式(2.26)~(2.51)のようになる。

式(5.1)から式(5.11)で使した記号は次のようになる。

$$F_{1f} = k_{1f}(z_f - z_{f1}) + c_{1f}(\dot{z}_f - \dot{z}_{f1}) + f_f \quad \dots (5.15)$$

$$F_{1r} = k_{1r}(z_r - z_{r1}) + c_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1}) + f_r \quad \dots (5.16)$$

ここに、 $z_{f1}$ 、 $z_{r1}$ は次式となる。

$$z_{f1} = z - l_f \cdot \theta \quad \dots (5.17)$$

$$z_{r1} = z + l_r \cdot \theta \quad \dots (5.18)$$

$F_{2f}$ 、 $F_{2r}$ は式(2.54)、式(2.55)のとおり。 $F_p$ 、 $M_p$ は式(2.58)、(2.59)と

$F_{2f}$ 、 $F_{2r}$ は式(2.54)、式(2.55)のとおり。 $F_p$ 、 $M_p$ は式(2.58)、(2.59)となる。

$\Delta(q)$ 、 $M_{ss}$ 、 $M_{sr}$ は式(2.60)~式(2.66)のとおりとする。またその他  $S_{1i}$ 、 $S_{2i}$ 、 $M_i$  ( $i=1\sim 13$ )、 $\theta_i$  ( $i=0\sim 4$ )については式(2.63)から式(2.66)のとおりとする。

### 5.2.3 数値解析と計算諸元

振動系を支配する運動方程式は連立2階常微分方程式の初期値問題として定式化できる。変数変換により1階多元連立常微分方程式として解くことが可能である。解法として、Runge-Kutta-Gill法により時間ステップ毎の各変数とその微係数の値を求める。道路橋のモード次数は5次<sup>(61)</sup><sup>(62)</sup>まで考慮する。計算きざみ幅<sup>(34)</sup>は計算精度及び道路橋の5次モードでの固有振動数がサンプリングできるよう定める。数値計算は倍精度で行なう。乗員・シート系の諸元は第2章4節3項の値を使用する。

車両諸元の値はセダンタイプの車両を想定した以下の数値とする。ただし、車体質量にエンジン質量を含む。

$m = 1610 \text{ kg}$	$m_f = 84 \text{ kg}$	$m_r = 78 \text{ kg}$
$I = 2218.72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$k_{1f} = 48.020 \text{ kN/m}$	$k_{1r} = 45.668 \text{ kN/m}$
$c_{1f}$ 、 $c_{1r}$ : 非線形特性		$f_f$ 、 $f_r$ : 非線形特性
$k_{2f} = 392.000 \text{ kN/m}$	$k_{2r} = 392.0 \text{ kN/m}$	$c_{2f} = 980 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
$c_{2r} = 980 \text{ N} \cdot \text{s/m}$	$l = 2.680 \text{ m}$	$l_f = 1.309 \text{ m}$
	$l_r = 1.371 \text{ m}$	

初期値についても第2章4節3項のとおりとする。

道路橋の諸元<sup>(63)</sup><sup>(64)</sup>は一車線道路橋を想定して次のように定める。

### 5.3 計算結果と考察

開発したシステムの妥当性を検討するために、周波数応答特性及び過渡応答特性について実測値等と比較検討する。トータルシステムとして比較検討するものがないため各部を個別に検討する。



### 5. 3. 1 周波数応答特性

周波数応答は式(2.68)で示す正弦波路面において全振幅5mm、車速80km/hとし、波長を変数として周期的荷重を入力する。

図5.2は乗員系の上下方向振動伝達特性を示す。横軸は周波数、縦軸は乗員加速度をフロントフロア加速度で除した値であり、加速度比を示す。図5.2で破線はDupuis<sup>(3)</sup>の実験結果を示す。実験値は椅子から頭部への伝達率の実測値である。本システムで得た計算結果は3~4Hz近傍で極大値をとり、その値は各々1.2~1.8となる。また周波数が増加していき、12Hzで加速度比は各々0.40~0.50となる。さらに周波数が増加していくと一定値に減衰していく。乗員系上下方向加速度比は一般に周波数の増加と共に3~4Hzで極大値に達し、その後は周波数の増加につれて漸減変曲しつつ減衰していく特性を示す。シミュレーション結果は実験結果と傾向が極めて良く一致している。

図5.3は車体重心位置の上下方向加速度を示す。図で破線はMitschke<sup>(39)</sup>による計算結果を示す。Mitschkeのモデルは4自由度で懸架装置はばねとダンパ、タイヤはばねでそれぞれモデル化している。乗員も考慮されておらず、車両諸元も異なり計算条件が同一ではないため両者は必ずしも一致しない。しかし両者の特性を比較すると、2Hz周辺のばね上共振、12Hz周辺のばね下共振等の振動特性の傾向が良く対応している。

図5.4は車両系のばね上質量、フロントとリアのばね下質量の上下方向加速度の周波数応答を示す。ばね上質量は2.9Hz、11.5Hzでそれぞれピークが発生しており、ばね下質量は12.5Hzでピークが発生している。これらは車両系の共振によるものと考えられる。

### 5. 3. 2 過渡応答特性

過渡応答特性として車両が単一突起を乗り越しする場合を考える。突起として最大高さ100mm、長さ1mの一波長正弦波状突起を車速18km/hで走行する場合を検討する。図5.5は車体の上下方向の加速度履歴を示す。縦軸は加速度 $g$ を示し、横軸は時間を示す。図5.5(a)はシミュレーション結果で図5.5(b)は実測結果<sup>(40)</sup>を各々示す。車両のホイールベースはそれぞれ2.68、2.18mである。両者は極めて良い一致を示す。前軸及び後軸が突起に乗り上がっている時はビ

ークが発生し、後軸が突起通過後は減衰していく。

図5.6は一波長正弦波突起(最大高さ0.1m、長さ1m)を車速18km/hで通過する場合の車体とフロントとリアのばね下質量の上下方向変位を示す。図で縦軸は変位置、横軸は時間を示す。フロントのばね下質量は突起形状に追従して変位し突起を通過すると変位は減衰していく。ホイールベースを車速で除した0.536秒後にはリアのばね下質量がフロントと同じような挙動を示す。

図5.7は高さ15mm、幅0.2mの平板状突起を走行速度が80km/hで走行した場合の、フロントばね下質量の上下方向加速度の時間履歴を実測値<sup>(47)</sup>と比較している。実測値はシミュレーション諸元と同一車を使用している。両者は良く一致している。突起乗り越しの場合においても本システムによる計算結果は実測値と振動特性の傾向が良く対応している。

### 5. 3. 3 道路橋の動的たわみ

図5.8は走行速度を種々変化させて道路橋中央点の動的たわみの時間履歴を示す。道路橋諸元は表5.1に示す支間長40mの場合で検討した。低速になるに従い静たわみに近接していく特性を示し、また、速度の増加に連れて衝撃係数(動たわみ/静たわみ)は大きくなり、 $v=150\text{m/s}$ で1.66に達する。これらの特性は解析結果の妥当性を示すものである。

### 5. 3. 4 路面の凹凸の影響

路面の凹凸の影響が正しくシミュレートされているかどうかを確認するために、路面の凹凸のみを考慮した場合、動的たわみのみを考慮した場合、動的たわみと路面の凹凸の双方を考慮した場合について、支間長50m、走行速度30m/s、について検討した。計算結果を表5.2に示す。路面の凹凸と動的たわみの双方を考慮した場合が乗員挙動に及ぼす影響が一番大きく、つづいて路面の凹凸のみ、動的たわみのみの順に小さくなる。路面の凹凸の影響が妥当に考慮されていることを示すことができる。

以上の検討から本研究で構築した車両-乗員-道路橋系の連成振動モデル及びシミュレーションシステムの妥当性が検証されたものと思える。



## 5. 4 道路橋振動特性の影響

### 5. 4. 1 実在道路橋の位相速度

実在道路橋<sup>(65)</sup>の支間長と固有振動数の関係を整理すると図5.9のようになる。図5.9より実在道路橋は図の破線で示す範囲にあることがわかる。破線は位相速度一定の線を示す。道路橋の位相速度<sup>(66)</sup>は式(5.19)であらわすことができる。

$$V_p = 2 \cdot f_n \cdot l_s \quad \dots (5.19)$$

ここに、 $V_p$ は道路橋の位相速度、 $f_n$ は固有振動数、 $l_s$ は支間長をそれぞれ示す。図5.9から明らかのように道路橋の位相速度の値は支間長によって大きく変わることなく<sup>(67)</sup>160から400程度と考えられる。

### 5. 4. 2 車両-乗員挙動に及ぼす道路橋振動の影響

実在道路橋の位相速度は支間長に関係なく約160~400程度の値であることが明らかとなった。従って、本研究では位相速度が100~400について検討する。車両-乗員挙動に及ぼす道路橋振動の影響を車両及び乗員各部の加速度で評価する。加速度は車両前軸が道路橋に侵入してから車両後軸が道路橋を通過するまでの各時間ステップ毎の加速度の二乗平均平方根(rms値)で評価する。

図5.10は乗員挙動に及ぼす位相速度の影響を示す。計算は $l_s=40\text{m}$ とし、 $f_n$ を変化させて行なった。図5.10は乗員各部と車両フロアの上下方向加速度を示す。横軸は位相速度を示し、縦軸は加速度 $g$ を示す。位相速度が大きくなると加速度は一様に減少する傾向にある。

図5.11(a)、(b)は乗員各部の上下及び前後方向の加速度比を示す。縦軸は乗員各部の加速度を道路橋中央点の上下方向加速度との比を示す。頭部、胴体部、大腿部、下腿部におけるピーク値とそのときの位相速度は、それぞれ3.338(227.1)、3.197(229.1)、2.880(227.1)、2.408(227.1)となる。上下方向加速度比は位相速度が約230でピーク値をとる。また前後方向加速度比については、頭部、胴体部、大腿部、下腿部におけるピーク値とそのときの位相速度は、それぞれ0.896(181.1)、0.502(181.1)、0.676(161.7)、0.905(161.7)となる。図5.11(c)は車両の上下方向加速度比を示す。

乗員の上下方向加速度比においてピーク値となる位相速度を230とすると、

$l_s=40\text{m}$ の場合、道路橋の基本固有振動数は約2.9Hzとなる。このピークの発生は乗員系との共振によるものと考えられる。

乗員挙動に及ぼす道路橋振動特性の影響を検討するにあたり、無次元パラメータ Crossing Frequency Ratio<sup>(68)(69)(70)</sup>( $V_c$ と記す)を考慮する。

このパラメータは式(5.20)で定義される。

$$V_c = v / (f_n \cdot l_s) \quad \dots (5.20)$$

このパラメータの物理的意味は、道路橋の基本固有振動 $f_n$ が一回振動するのに要する時間 $(1/f_n)$ と車速 $v$ の車両が支間長 $l_s$ の道路橋を通過するのに要する時間 $(l_s/v)$ との比である。

図5.12は乗員の振動伝達特性に及ぼす $V_c$ の影響を示す。横軸は $V_c$ を示し、縦軸は乗員各部の加速度と道路橋中央点の上下方向加速度との比を示す。図5.12は乗員上下方向加速度比、図5.12は乗員前後方向加速度比をそれぞれ示す。

表5.3は車体と乗員の上下及び前後方向の加速度比のピーク値とそのときの $V_c$ を示す。乗員上下方向加速度比は $V_c$ が0.358及び1.918において加速度比に顕著なピークが認められる。また、前後方向加速度比においては $V_c$ が0.455において加速度比に顕著なピークが認められる。 $V_c$ が0.358のとき $f_b$ は2.8Hzとなる。乗員系との共振によるものと考えられ、 $V_p$ による影響で得た結果と固有振動数がほぼ一致する。

表5.4は道路橋の減衰係数を変化させた場合の計算結果を示す。減衰係数が小さくなると車体と乗員の上下及び前後方向加速度比は低い値を示す。減衰係数の増減は加速度比のピーク値に影響を及ぼす。 $\zeta_0=0.01$ の場合と $\zeta_0=0.03$ を比較すると、乗員各部のピーク値の平均値で前後方向は4.4%、上下方向は6.2%後者のほうが低い値を示す。

表5.5は道路橋の死荷重を基準値から30%増減させた場合のばね上質量の上下方向加速度比のピーク値と乗員の上下方向及び前後方向の加速度比のピーク値の計算結果を示す。加速度比は道路橋中央点の上下方向加速度との比である。括弧内の数値はピーク値となる $V_c$ の値を示す。死荷重の増減により車両-乗員挙動に及ぼす道路橋振動の影響が認められる。



## 5. 5 結 言

本章の研究結果をまとめると次のとおりである。

- (1) 車両-乗員-道路橋系の連成振動の解析が可能な振動モデルの構築及び解析理論を確立し、計算システムの開発を行なった。開発したシステムによる計算結果を、多方面から検討し、妥当性を検証した。技術的に実用性の高いシステムと考えられる。
- (2) 実在道路橋では位相速度  $V_p (=2l_s \cdot f_s)$  の値は約160~400の範囲にある。 $V_p$  が小さくなると、車両・乗員挙動に及ぼす影響が大きくなる。道路橋の設計にあたっては、建設コストにもよるが、 $V_p$  を大きくする方が望ましい。道路橋中央点の上下方向加速度と乗員各部の加速度との比すなわち加速度比にピークとなる  $V_p$  が存在する。
- (3) 車両-乗員挙動に及ぼす  $V_c$  の影響を検討した。道路橋系の連成振動システムにおいて、乗員系上下及び前後方向振動加速度比において、ピークとなる  $V_p$  が存在する。さらに、車両-乗員挙動に及ぼす道路橋の減衰係数及び死荷重の影響を定量的に示した。

交通量の増加のため道路網の整備が必要となり、道路橋の長大化、高架道路の建設など今後は過酷な条件での設計が予想される。設計にあたって、車両-乗員-道路橋系をトータルシステムとして取り扱い最適設計を進めていくことが重要である。今後は車両-乗員に優しい道路橋の開発あるいは道路橋及び環境に優しい車両の開発などが益々重要な課題となろう。本研究成果はこれらの問題解決に有用なツールとなり、発展性が期待される。

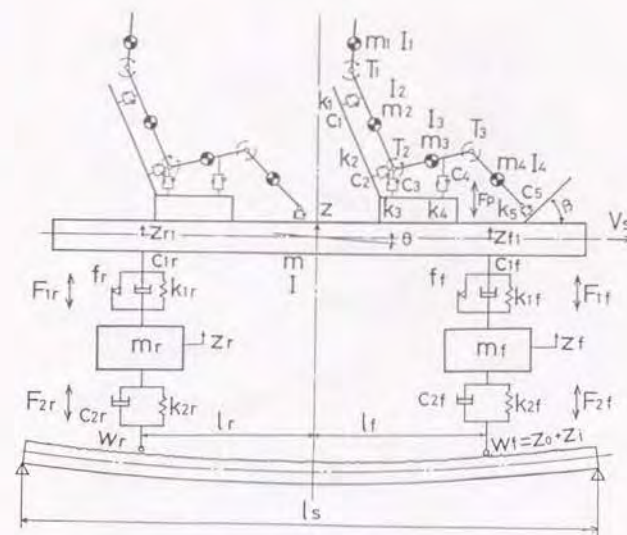


図5.1 車両-乗員-路面系連成振動モデル

表5.1 道路橋の諸元

$l_s$ m	$EI$ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	$f_s$ Hz	$\zeta_s$	$\rho A g$ t/m
20	$6.210 \times 10^6$	6.23	0.02	2.4200
30	12.446	3.79	0.02	2.5867
40	24.267	2.93	0.02	2.6700
50	42.200	2.45	0.02	2.7200
60	65.780	2.11	0.02	2.7532



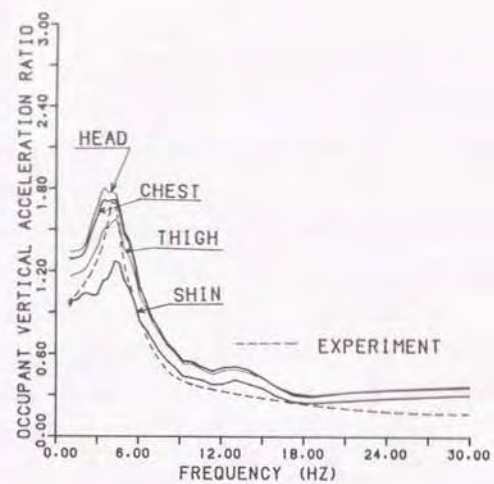


図 5.2 乗員上下加速度の周波数応答

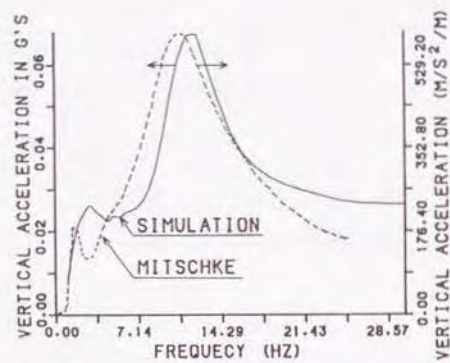


図 5.3 車体重心上下加速度の周波数応答

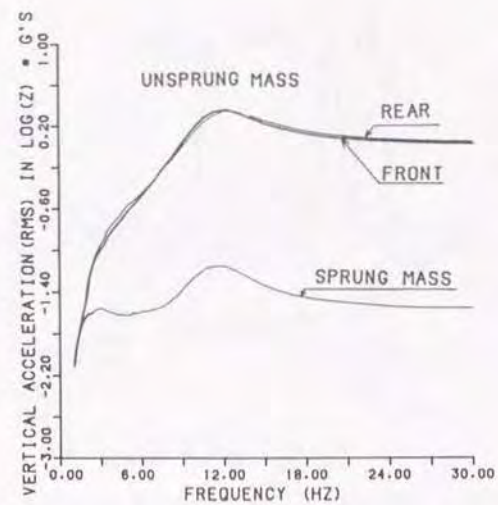


図 5.4 車両系の上下方向加速度

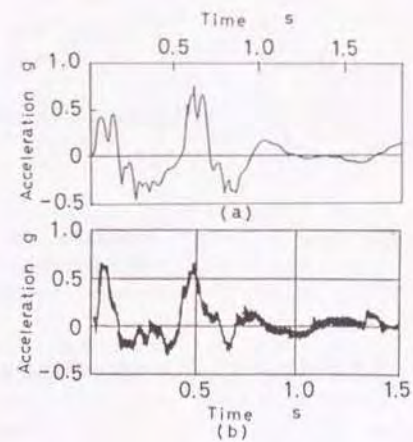


図 5.5 上下方向加速度の時間的变化



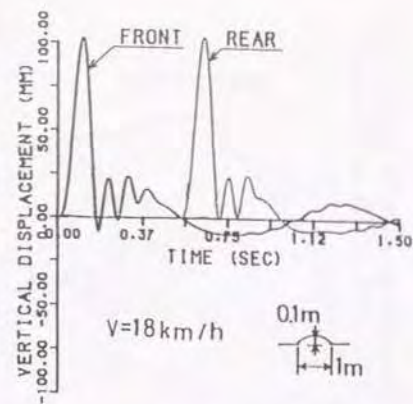


図 5.6 バネ下質量の上下変位

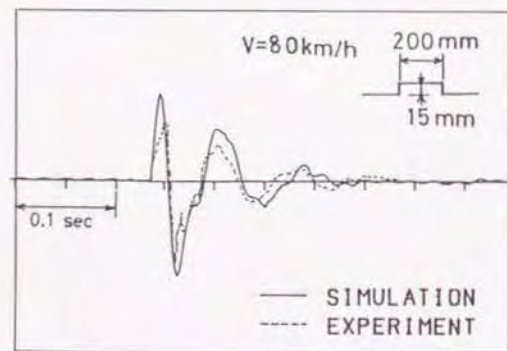


図 5.7 突起乗越時のばね下加速度の時間的变化

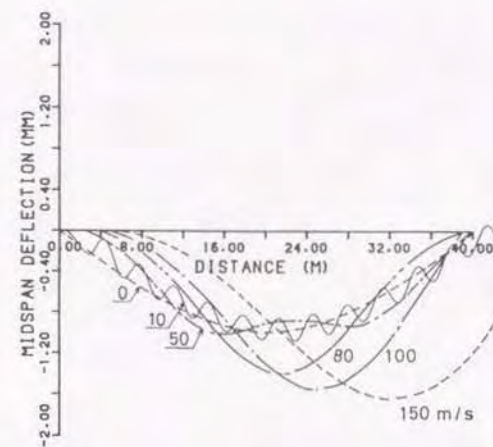


図 5.8 道路橋中央点のたわみと速度の関係

表 5.2 路面の凹凸の影響

車両・乗員各部	CASE I (g)	CASE II (g)	CASE III (g)
車 体	0.01235	0.01220	0.00233
フロア(フロント)	0.01207	0.01190	0.00205
フロア(リア)	0.01514	0.01504	0.00265
ばね下(フロント)	0.11816	0.11723	0.02181
ばね下(リア)	0.11243	0.11205	0.01922
頭部前後方向加速度	0.00768	0.00751	0.00169
胴体部前後方向加速度	0.00794	0.00776	0.00182
大腿部前後方向加速度	0.00808	0.00790	0.00163
下腿部前後方向加速度	0.00726	0.00710	0.00147
頭部上下方向加速度	0.01676	0.01661	0.00268
胴体部上下方向加速度	0.01681	0.01668	0.00267
大腿部上下方向加速度	0.01722	0.01712	0.00274
下腿部上下方向加速度	0.01804	0.01800	0.00287

CASE I : 道路橋の動的たわみと路面の凹凸を考慮した場合

CASE II : 路面の凹凸のみを考慮した場合

CASE III : 道路橋の動的たわみのみを考慮した場合

$v=30\text{ m/s}$   $l_s=50\text{ m}$   $f_b=2.75\text{ Hz}$



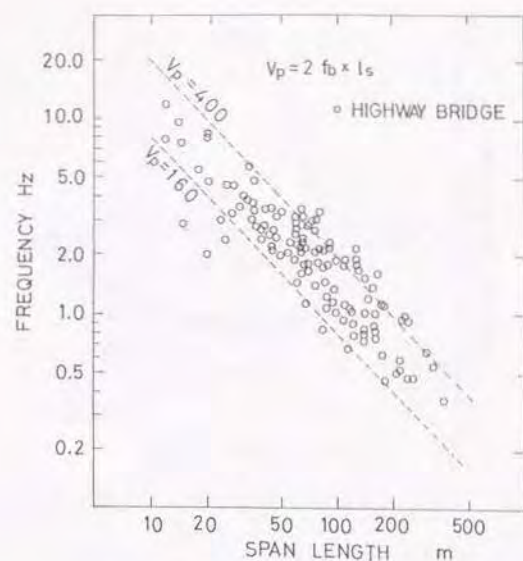


図 5.9 道路橋の支間長と固有振動数の関係

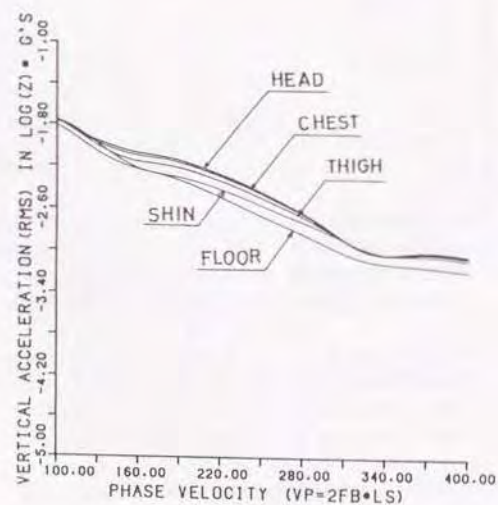


図 5.10 乗員各部と車両フロアの上下方向加速度

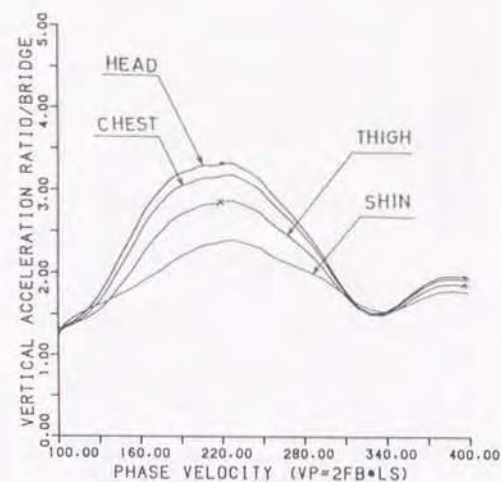


図 5.11 (a) 乗員各部の上下方向加速度比

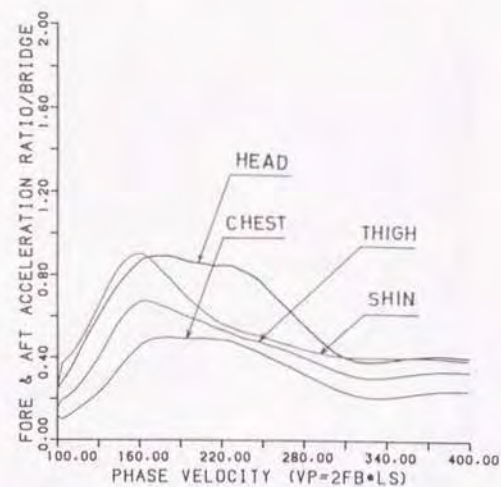


図 5.11 (b) 乗員各部の前後方向加速度比



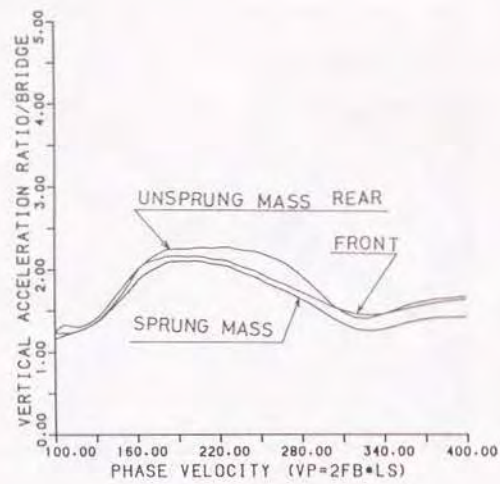


図 5.11 (c) 車両各部の上下方向加速度比

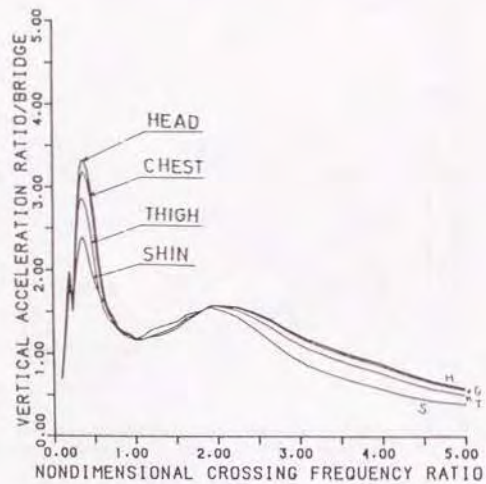


図 5.12 (a) 乗員各部の上下方向加速度比

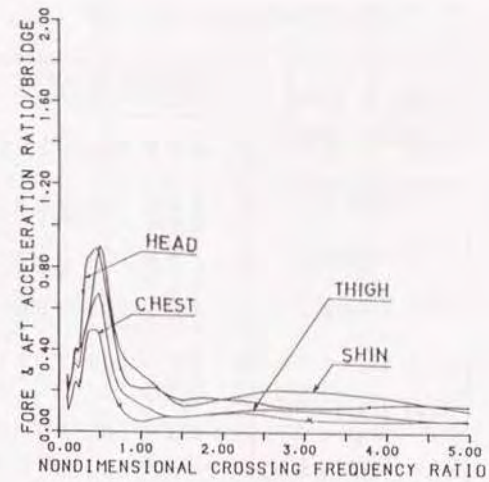


図 5.12 (b) 乗員各部の前後方向加速度比

表5.3 加速度比のピーク値

NAME OF PARTS	ACCELERATION RATIO (CROSSING FREQUENCY)
SPRUNG MASS	2. 102 (0. 420) 1. 431 (1. 918)
VERTICAL HEAD	3. 335 (0. 358) 1. 580 (1. 918)
CHEST	3. 193 (0. 358) 1. 575 (1. 918)
THIGH	2. 873 (0. 358) 1. 573 (1. 918)
SHIN	2. 400 (0. 358) 1. 557 (1. 918)
FORE & AFT HEAD	0. 894 (0. 455)
CHEST	0. 499 (0. 455)
THIGH	0. 677 (0. 493)
SHIN	0. 904 (0. 493)

表5.4 道路橋の減衰係数の影響

NAME OF PARTS	$\zeta_b = 0.01$	$\zeta_b = 0.03$
SPRUNG MASS	2. 143 (0. 388) 1. 433 (1. 918)	2. 058 (0. 420) 1. 429 (1. 918)
VERTICAL HEAD	3. 458 (0. 358) 1. 581 (1. 918)	3. 213 (0. 358) 1. 579 (1. 918)
CHEST	3. 309 (0. 358) 1. 576 (1. 918)	3. 078 (0. 358) 1. 573 (1. 918)
THIGH	2. 969 (0. 358) 1. 574 (1. 918)	2. 778 (0. 358) 1. 571 (1. 918)
SHIN	2. 453 (0. 358) 1. 559 (1. 918)	2. 346 (0. 358) 1. 559 (1. 918)
FORE & AFT HEAD	0. 915 (0. 455)	0. 873 (0. 455)
CHEST	0. 511 (0. 455)	0. 487 (0. 420)
THIGH	0. 692 (0. 493)	0. 661 (0. 493)
SHIN	0. 922 (0. 493)	0. 886 (0. 493)

表5.5 道路橋の死荷重の影響

NAME OF PARTS	$\rho_A$ 30% DOWN	$\rho_A$ 30% UP
SPRUNG MASS	2. 042 (0. 420) 1. 460 (1. 918)	2. 133 (0. 420) 1. 401 (1. 918)
VERTICAL HEAD	3. 199 (0. 358) 1. 598 (1. 918)	3. 410 (0. 358) 1. 563 (2. 077)
CHEST	3. 063 (0. 358) 1. 595 (1. 918)	3. 264 (0. 358) 1. 554 (2. 077)
THIGH	2. 763 (0. 358) 1. 596 (1. 918)	2. 934 (0. 358) 1. 548 (1. 918)
SHIN	2. 327 (0. 358) 1. 572 (1. 918)	2. 440 (0. 358) 1. 552 (1. 918)
FORE & AFT HEAD	0. 864 (0. 455)	0. 909 (0. 455)
CHEST	0. 480 (0. 420)	0. 509 (0. 420)
THIGH	0. 655 (0. 493)	0. 687 (0. 493)
SHIN	0. 885 (0. 493)	0. 912 (0. 493)



## 6.1 緒言

乗り心地は人間の心理的、生理的反応であって感覚の個人差が大きく、支配される要因も多い。中でも車両の運動に基づく機械的振動は乗り心地を左右する大きな要因と言える。その原因となるものとして車両走行時の路面の凹凸あるいは高架道路橋不同変位(折れ込み、目違い、たるみ、段差等)などが考えられる。地震あるいは老朽化による高架道路橋不同変位などは、直接乗り心地を左右する要因である。

本章は、車両-乗員-高架道路橋系を連成問題としてモデル化し、経年あるは地震等により発生が予測される高架道路橋不同変位の数種のパターンを考慮し、高架道路橋不同変位が車両・乗員挙動に及ぼす影響について検討する。さらに快適な乗り心地が得られるための高架道路橋の常時の保守基準、盛土構造物に対する沈下等の規制値等についても検討する。

## 6.2 理論的解析

## 6.2.1 解析モデル

車両の走行による車両-乗員-高架道路橋系の動的相互作用に関する基本式を誘導する。誘導にあたっては、動的解析を車両、乗員、高架道路橋ともに走行方向を含む鉛直平面内の運動のみに限定する。解析モデルを図6.1に示す。

モデル化に当たって、図6.1に示すように車両-乗員-高架道路橋系のモデル<sup>(53)</sup>を考える。

乗員系は図2.2に示すように各質量の上下、前後及び回転運動からなる6自由度のモデルである。

車両は車体及びフロントとリアのはね下質量の上下運動と車体のピッチング運動からなる4自由度のモデル<sup>(25)(53)</sup>とする。車両走行時はタイヤは路面に常に接地しているものとする。

高架道路橋は単純支持梁とし、経年変化による老朽化、又は地震などで生じる高架道路橋不同変位には種々のものが予測される。本研究では鉛直平面内の

不同変位として図6.2に示す6種のパターンを考える。各パターンの剛体変位は式(6.1)で表わす。高架道路橋の不同変位の他に路面の凹凸及び動的たわみを考慮する。

$0 \leq x < 1s$  のとき

$$z_o(t) = B_1 \cdot d / 1s \cdot x \quad \cdots (6.1a)$$

$1s \leq x < 2 \cdot 1s$  のとき

$$z_o(t) = B_2 \cdot d / 1s \cdot (x - 1s) + B_3 \cdot d + B_4 \cdot d / 2 \cdot \sin(\pi / 1s \cdot (x - 1s)) \quad \cdots (6.1b)$$

$2 \cdot 1s \leq x < 3 \cdot 1s$  のとき

$$z_o(t) = B_5 \cdot d / 1s \cdot (x - 2 \cdot 1s) + B_6 \cdot d \quad \cdots (6.1c)$$

$3 \cdot 1s \leq x < 4 \cdot 1s$  のとき

$$z_o(t) = B_7 \cdot d / 1s \cdot (x - 3 \cdot 1s) + B_8 \cdot d \quad \cdots (6.1d)$$

$4 \cdot 1s \leq x$  のとき  $z_o(t) = 0 \quad \cdots (6.1e)$

ここに、 $x = v \cdot t - 1s$  とし、式(6.1)における $B_1 \sim B_8$ の値は表6.1のとおりとする。車両走行は左から右とする。

路面の凹凸は図2.7に示す実測データを使用する。タイヤ接地点での路面の凹凸の値は第2章2節4項に記述した補間で計算する。

## 6.2.2 運動方程式

系を支配する運動方程式は次のようになる。

車両系の運動方程式

$$m \ddot{z} = F_{1f} + F_{1r} - F_p \quad \cdots (6.2)$$

$$m_f \ddot{z}_f = F_{2f} - F_{1f} \quad \cdots (6.3)$$

$$m_r \ddot{z}_r = F_{2r} - F_{1r} \quad \cdots (6.4)$$

$$I \ddot{\theta} = -F_{1f} \cdot l_f + F_{1r} \cdot l_r + M_p \quad \cdots (6.5)$$



乗員系の運動方程式

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{\xi} = & M_2 \sin(\theta_1 + \theta) \ddot{\theta}_1 + (M_3 + M_6) \cdot \sin(\theta_2 + \theta) \ddot{\theta}_2 + (M_4 + M_7) \cdot \\ & \sin(\theta_3 + \theta) \ddot{\theta}_3 + M_5 \sin(\theta_4 + \theta) \ddot{\theta}_4 - M_1 (\ddot{x} \cos \theta - \dot{z} \sin \theta) \\ & + M_2 \cos(\theta_1 + \theta) \dot{\theta}_1^2 + (M_3 + M_6) \cdot \cos(\theta_2 + \theta) \dot{\theta}_2^2 + (M_4 + M_7) \cdot \\ & \cos(\theta_3 + \theta) \dot{\theta}_3^2 + M_5 \cos(\theta_4 + \theta) \dot{\theta}_4^2 - M_1 (1_A + \xi) \ddot{\theta} \\ & + M_1 (1_B + \xi) \dot{\theta}^2 - 2M_1 \dot{\xi} \dot{\theta} - \Delta(\xi) \end{aligned} \quad \dots (6.6)$$

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{\zeta} = & -M_2 \cos(\theta_1 + \theta) \ddot{\theta}_1 - (M_3 + M_6) \cdot \cos(\theta_2 + \theta) \ddot{\theta}_2 - (M_4 + M_7) \cdot \\ & \cos(\theta_3 + \theta) \ddot{\theta}_3 - M_5 \cos(\theta_4 + \theta) \ddot{\theta}_4 - M_1 (\ddot{x} \sin \theta + \dot{z} \cos \theta) \\ & + M_2 \sin(\theta_1 + \theta) \dot{\theta}_1^2 + (M_3 + M_6) \cdot \sin(\theta_2 + \theta) \dot{\theta}_2^2 + (M_4 + M_7) \cdot \\ & \sin(\theta_3 + \theta) \dot{\theta}_3^2 + M_5 \sin(\theta_4 + \theta) \dot{\theta}_4^2 + M_1 (1_B + \xi) \ddot{\theta} \\ & + M_1 (1_A + \zeta) \dot{\theta}^2 + 2M_1 \dot{\xi} \dot{\theta} - \Delta(\zeta) \end{aligned} \quad \dots (6.7)$$

$$\begin{aligned} M_{10} \ddot{\theta}_1 = & -M_2 (\ddot{\theta}_2 \cos \theta_1 - \ddot{\theta}_2 \sin \theta_1) - M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_2^2 \\ & - M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \ddot{\theta}_2 - \Delta(\theta_1) - T_1 \end{aligned} \quad \dots (6.8)$$

$$\begin{aligned} M_{11} \ddot{\theta}_2 = & -(M_3 + M_6) (\ddot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \ddot{\theta}_2 \sin \theta_2) + \\ & M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_1^2 - M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \ddot{\theta}_1 - \Delta(\theta_2) \\ & + T_1 - T_2 \end{aligned} \quad \dots (6.9)$$

$$\begin{aligned} M_{12} \ddot{\theta}_3 = & -(M_4 + M_7) (\ddot{\theta}_3 \cos \theta_3 - \ddot{\theta}_3 \sin \theta_3) \\ & - M_9 \cos(\theta_3 - \theta_4) \ddot{\theta}_4 - M_9 \sin(\theta_3 - \theta_4) \dot{\theta}_4^2 - \Delta(\theta_3) \\ & + T_2 + T_3 \end{aligned} \quad \dots (6.10)$$

$$\begin{aligned} M_{13} \ddot{\theta}_4 = & -M_5 (\ddot{\theta}_4 \cos \theta_4 - \ddot{\theta}_4 \sin \theta_4) - M_9 \cos(\theta_4 - \theta_3) \ddot{\theta}_3 \\ & - M_9 \sin(\theta_4 - \theta_3) \dot{\theta}_3^2 - \Delta(\theta_4) - T_3 \end{aligned} \quad \dots (6.11)$$

式(6.2)から式(6.11)で使用した記号は次のように定義する。

$$\Delta(q) = \sum_{i=1}^s k_{i1} (\delta_i - \delta_{i,0}) \frac{\partial (\delta_i - \delta_{i,0})}{\partial q} + \sum_{i=1}^s c_{i1} \dot{\delta}_i \frac{\partial \delta_i}{\partial q} \quad \dots (6.12)$$

$$F_{1f} = k_{1f} (z_f - z_{f1}) + c_{1f} (\dot{z}_f - \dot{z}_{f1}) + f_f \quad \dots (6.13)$$

$$F_{1r} = k_{1r} (z_r - z_{r1}) + c_{1r} (\dot{z}_r - \dot{z}_{r1}) + f_r \quad \dots (6.14)$$

$$F_{2f} = k_{2f} (w_f - z_f) + c_{2f} (\dot{w}_f - \dot{z}_f) \quad \dots (6.15)$$

$$F_{2r} = k_{2r} (w_r - z_r) + c_{2r} (\dot{w}_r - \dot{z}_r) \quad \dots (6.16)$$

$$z_{f1} = z - l_{1\theta} \quad \dots (6.17)$$

$$z_{r1} = z + l_{2\theta} \quad \dots (6.18)$$

$$F_p = -F_1 \cos \theta_0 - F_2 \cos \theta_0 + F_3 + F_4 - F_5 \sin \theta_4 \quad \dots (6.19)$$

$$\begin{aligned} M_p = & -F_1 \cos \theta_0 \cdot (1_B + l_{1c} \cos \theta_0) + (-F_2 \cos \theta_0) \cdot \\ & (1_B + l_{1c} \cos \theta_0) + F_3 (1_B + \xi) + F_4 (1_B + l_{1s}) \\ & - F_5 \sin \theta_4 \cdot (1_0 + l_{1c} \cos \beta) \end{aligned} \quad \dots (6.20)$$

$$M_{\theta x} = x + l_A \sin \theta + l_B \cos \theta + \xi \cos \theta + \zeta \sin \theta \quad \dots (6.21)$$

$$M_{\theta z} = z + l_A \cos \theta - l_B \sin \theta - \xi \sin \theta + \zeta \cos \theta \quad \dots (6.22)$$

$$\begin{aligned} M_1 &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 & M_2 &= m_1 l_1 \\ M_3 &= m_2 l_3 & M_4 &= m_3 l_4 \\ M_5 &= m_4 l_6 & M_6 &= m_1 (l_2 + l_3) \\ M_7 &= m_4 (l_4 + l_5) & M_8 &= m_1 l_1 (l_2 + l_3) \quad \dots (6.23) \\ M_9 &= m_4 l_6 (l_4 + l_5) & M_{10} &= I_1 + m_1 l_1^2 \\ M_{11} &= I_2 + m_1 (l_2 + l_3)^2 + m_2 l_3^2 \\ M_{12} &= I_3 + m_3 l_4^2 + m_4 (l_4 + l_5)^2 \\ M_{13} &= I_4 + m_4 l_6^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \theta_0 &= \theta_0 - \theta & \theta_1 &= \theta_1 - \theta & \theta_2 &= \theta_2 - \theta \\ \theta_3 &= \theta_3 - \theta & \theta_4 &= \theta_4 - \theta \end{aligned} \quad \dots (6.24)$$

$f_f$ 、 $f_r$ の関数形は式(2.2)のとおりとする。



### 6.2.3 数値解析と計算諸元

系を支配する運動方程式は連立2階常微分方程式の初期値問題である。数値計算はRunge-Kutta-Gill法を適用する。数値解析に用いた車両系、乗員・シート系及び高架道路橋系の諸元及び初期条件は第5章2節3項で示した値を用いる。システム検証は周波数応答及び過渡応答特性を実測値等と比較し検証した(43)。

### 6.3 解析結果と考察

#### 6.3.1 車両・乗員系に及ぼす高架道路橋の動的たわみの影響

車両・乗員系の質量移動効果を考慮しない近似連成解析を行なう。支間長15m、固有振動数3.5Hz、死荷重2.75t/mの諸元を有する高架道路橋上を速度30m/sで走行する場合の高架道路橋中央点のたわみ及び乗員上下加速度の時間履歴を図6.3に示す。高架道路橋に車両の前軸が進入し後軸が通過するまでの時間は車両の軸間距離が2.68mであるので速度が30m/sのとき0.678秒となる。この間高架道路橋は動的荷重を受け、その後は自由振動で道路橋中央点のたわみは減衰する。また乗員も複雑な振動を繰り返しながら減衰していく。次に不同変位パターンIを走行する場合について、高架道路橋の動的たわみの影響度合いを検討する。無次元不同変位置量 $\lambda$ の値が10、20、30の場合について検討する。乗員上下加速度(rms値)で比較して、 $\lambda$ が10で、12.9%、20で2.65%、30で0.65%動的たわみを考慮した方が高い値を示す。道路橋の動的たわみの解析はモーダルアナリシス法を適用し、モード次数を5次まで考慮する。不同変位置量が増すに従い車両及び乗員系に及ぼす高架道路橋の動的たわみの影響は小さくなる。従って、 $\lambda$ が10までは最大たわみ1.2mm(車両が道路橋中央点に位置している時の静たわみ量)のsin状剛体変位として高架道路橋の動的たわみを近似し、10以上の場合は影響が極めて小であるので考慮しない。

#### 6.3.2 車両・乗員挙動に及ぼす高架道路橋不同変位の影響

試験区間は支間長15mの単純支持桁が連続して4スパン配置された場合を考慮する。車両の走行速度は30m/sとし、無次元変位置量 $\lambda$ の値を0から50まで1毎に変化させて、車両及び乗員系の振動特性を調べる。車両前軸が高架道路橋に

進入してから、後軸が試験区間を通過するまでの各時間ステップの加速度の二乗平均平方根(rms値)で評価する。

図6.4はパターンIにおける乗員上下・前後加速度及び車両系の加速度を、不同変位がない場合のそれらの値との比として示している。図6.4(a)、(b)は乗員各部重心位置における上下方向及び前後方向加速度比をそれぞれ示す。図6.4(c)は車両のばね上質量とばね下質量の加速度比を示す。乗員上下加速度では不同変位置量が増すに従い頭部、胴体部、大腿部、下腿部の順に増加する。この傾向は振動伝達経路がフロア、シート、人体へと伝達されていることを示すものと思える。また前後方向では頭部が大きい値を示しているが、ヘッドレストレイント等による頭部支持をモデルで考慮していないため不同変位により頭部は大きく前後運動するものと思える。各パターンについての計算結果を式(6.25)で示す。

$$A_r/A_0 = \varepsilon_0 + \varepsilon_1\lambda + \dots + \varepsilon_5\lambda^5 \quad (6.25)$$

ここに $A_r$ 、 $A_0$ は不同変位がある場合及びない場合の各部の加速度(rms値)を表わし、 $A_0$ の値は表6.2に示す。式(6.25)は計算結果から加速度と無次元変位置量との関係を多項式で近似したものである。多項式は最大次数5次の近似多項式とし、次数は51点の離散点における計算結果との誤差が最小となるように最良なる次数を決定した(71)。また各係数は最小二乗法を適用し求めた。この手法で得た最良なる次数と近似多項式の係数を表6.3に示す。乗員上下・前後加速度比に関してはパターンIからVIまで不同変位置量の増加とともにほぼ同じ傾向で加速度比も増加する。車両に関してはI、V、VIがばね上質量の加速度比が大きくなりII、III、IVでは、ばね下質量の加速度比が大きくなる傾向にある。

#### 6.3.3 乗り心地基準による不同変位置量の規制値

図6.5はISOによる乗り心地基準(2)(72)(73)を示したものである。評価基準としては「快適度減退境界」、「疲労—能率減退境界」、「暴露限界(耐久限界)」の三境界にわけられ、乗り心地評価には「快適度減退境界」が適している。このK値を周波数で重みづけされた加速度 $a_w$ に変換するには式(6.26)からx、z方



向の加速度に変換できる。

$$a_{wz} [m/s^2] = K/28 (m/s^2)^{-1} \quad \dots (6.26a)$$

$$a_{wy} [m/s^2] = K/20 (m/s^2)^{-1} \quad \dots (6.26b)$$

各パターンに対して乗員の各部の  $x$ 、 $z$  方向加速度のいずれかがこの境界値に達したときの不同変位量の値を限界値とした。図6.6は以上の考え方を基に算出した各パターンにおける運転時間と変位の限界値を示す。各路面のパターンに対してこれらの限界を越えると、不快感を感じたり、運転などにおいてパフォーマンスを一層低下させることなどが考えられる。図6.6から高速走行において、乗り心地に及ぼす影響度合いが大きいパターンとして、II、IV、VIが考えられる。また図6.6から運転時間(振動暴露時間)と不同変位量の許容値の関係も予測できる。さらに、構造物の経年による沈下等の規制値についても検討可能となる。

#### 6.4 結 語

乗員の挙動を予測し、自動車の快適性向上を図るために、車両-乗員-高架道路橋系連成振動の解析を行ない、車両と乗員の動的挙動に及ぼす高架道路橋不同変位の影響について検討した。その結果、次の事柄が明らかになった。

(1) 不同変位を有する高架道路橋の動的たわみの影響度を定量的に評価した。

無次元変位量  $\lambda$  (パターン I の場合) が10以上では影響度合いが極めて小さく高架道路橋を剛体として取り扱うことが可能となる。

(2) 実際に予期される高架道路橋不同変位パターンを6種想定し、不同変位量による影響を定量的に検討した。各パターンの場合の車両及び乗員系各部の振動特性を表わす最小二乗近似多項式を求めた。目違いあるいは段差等を有する不同変位は車両系に特に大きな影響を及ぼす。例えばパターンIVで無次元変位量が50でばね下質量の加速度比が60倍にも達する。

(3) 乗車時間が1、2、4時間の場合について各不同変位パターンに対する「快適度減退境界」、「疲労-能率減退境界」の規制値を定めた。

不同変位がある高架道路橋を走行する場合乗り心地を左右する要因として不同変位量の他に走行速度が考えられる。不同変位量を一定にし、速度を増すと車両・乗員系に伝達される加速度は高くなることが予測される<sup>(74)</sup>。不同変位

が発生した場合、メンテナンスが完了するまで、一時的にその区間の速度規制などして乗り心地を維持することも考えられる。本章はフロントシートの乗員を対象とした。また本研究ではタイヤは路面に常に密着していると仮定しているがホイールホップ等も考慮した解析も今後は必要であろう。以上の検討は車両及び高架道路橋の設計開発及び高架道路橋のメンテナンスにあたって有用な基礎資料になるものと考えられる。



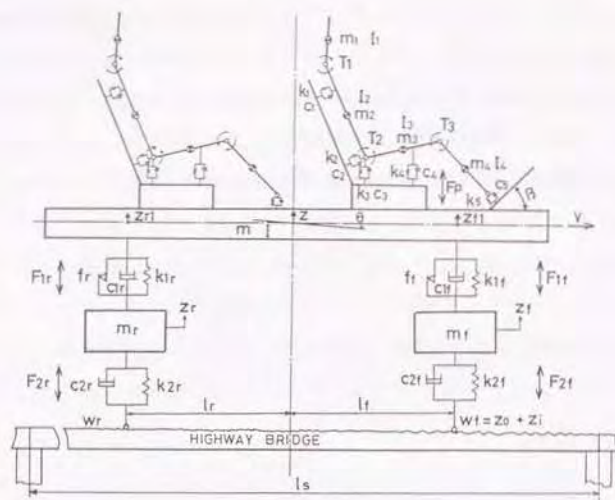


図 6.1 車両-乗員-高架道路橋連成振動モデル

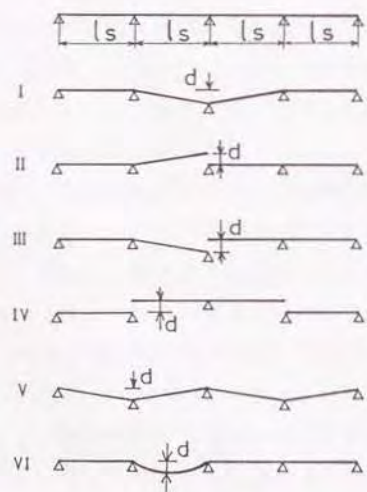


図 6.2 高架道路橋不同変位のパターン

表 6.1 高架道路橋不同変位関数の係数

	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$B_5$	$B_6$	$B_7$	$B_8$
I	0	-1	0	0	1	-1	0	0
II	0	1	0	0	0	0	0	0
III	0	-1	0	0	0	0	0	0
IV	0	0	1	0	0	1	0	0
V	-1	1	-1	0	-1	0	1	-1
VI	0	0	0	-1	0	0	0	0

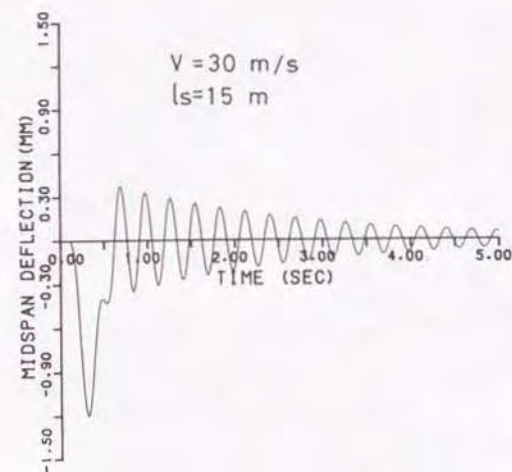


図 6.3 (a) 高架道路橋中央点のたわみ

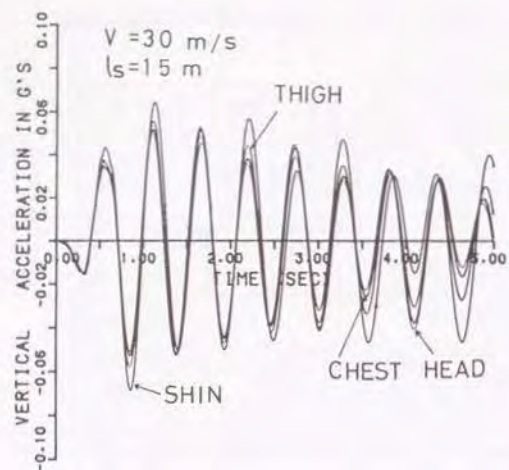


図 6.3 (b) 乗員上下加速度の時間的変化

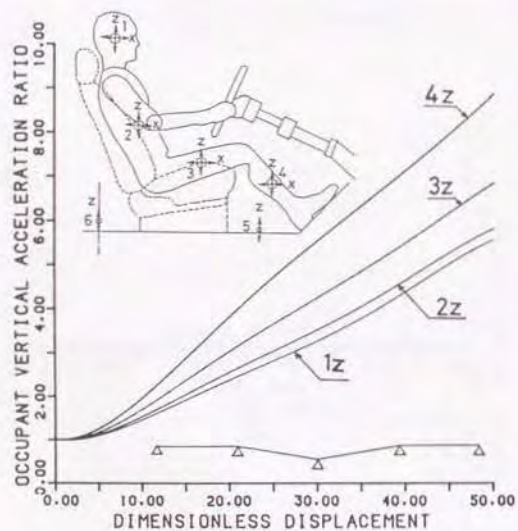


図 6.4 (a) 乗員上下加速度比

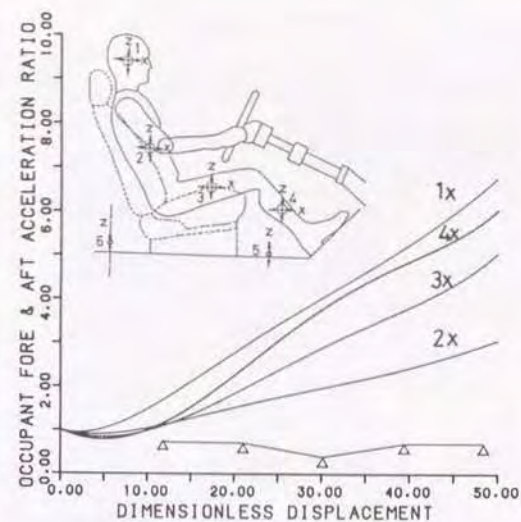


図 6.4 (b) 乗員前後加速度比

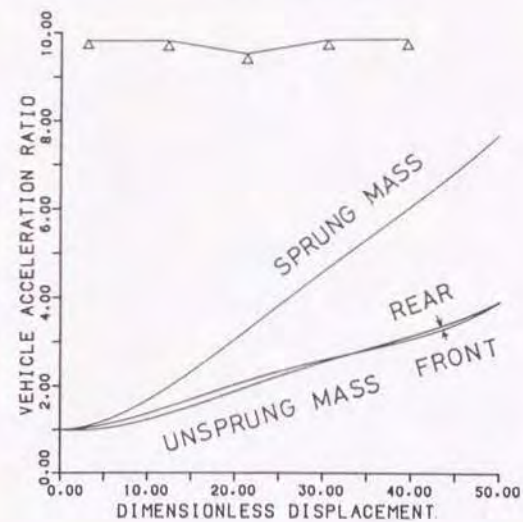


図 6.4 (c) 車両各部加速度比



表 6.2 A の値

	Position	Acceleration(rms)
Vehicle	Sprung mass Center	0.01124g
	Unsprung mass Front	0.08102g
	Unsprung mass Rear	0.07753g
Occupant	Fore & Aft	Head 0.00979g
		Chest 0.00944g
		Thigh 0.00922g
		Shin 0.00828g
	Vertical	Head 0.01768g
		Chest 0.01795g
		Thigh 0.01887g
		Shin 0.02102g

表 6.3 近似多項式の係数

Coefficients of polynomials			Road misalignment pattern						
			I	II	III	IV	V	VI	
Vehicle	Sprung mass Center	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$3.72566 \times 10^{-3}$	0.14822	$1.79465 \times 10^{-2}$	$7.04353 \times 10^{-2}$	$1.13337 \times 10^{-2}$	$0.89405 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_2$	$8.12928 \times 10^{-3}$	$0.58992 \times 10^{-2}$	$1.22665 \times 10^{-2}$	$1.27650 \times 10^{-2}$	$2.87166 \times 10^{-3}$	$0.55122 \times 10^{-2}$	
		$\epsilon_3$	$-1.90733 \times 10^{-4}$	0.0	$-1.57621 \times 10^{-4}$	$3.14944 \times 10^{-4}$	$0.97554 \times 10^{-4}$	0.0	
		$\epsilon_4$	$1.60486 \times 10^{-6}$	0.0	0.0	$2.73928 \times 10^{-6}$	$-1.49943 \times 10^{-6}$	0.0	
	$\epsilon_5$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	Unsprung mass Front	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$0.22101 \times 10^{-3}$	0.38580	0.31395	0.74671	$-0.93260 \times 10^{-1}$	$0.52450 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_2$	$0.51880 \times 10^{-3}$	$0.47206 \times 10^{-2}$	$0.36937 \times 10^{-1}$	$0.22143 \times 10^{-1}$	$0.91862 \times 10^{-2}$	0.0	
		$\epsilon_3$	$-0.16549 \times 10^{-3}$	0.0	$-0.52923 \times 10^{-3}$	$-0.57316 \times 10^{-3}$	$-0.19642 \times 10^{-3}$	0.0	
		$\epsilon_4$	$0.16969 \times 10^{-5}$	0.0	0.0	$0.52025 \times 10^{-5}$	$-0.15157 \times 10^{-5}$	0.0	
	$\epsilon_5$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
Unsprung mass Rear	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0		
	$\epsilon_1$	$-0.18131 \times 10^{-1}$	0.42881	0.30128	0.74210	$-0.61365 \times 10^{-1}$	$0.66551 \times 10^{-1}$		
	$\epsilon_2$	$-0.54853 \times 10^{-2}$	$0.72904 \times 10^{-2}$	$0.43106 \times 10^{-1}$	$0.22407 \times 10^{-1}$	$0.50678 \times 10^{-2}$	0.0		
	$\epsilon_3$	$-0.14531 \times 10^{-1}$	0.0	$-0.59931 \times 10^{-3}$	$-0.48575 \times 10^{-3}$	$-0.48687 \times 10^{-4}$	0.0		
	$\epsilon_4$	$0.13228 \times 10^{-5}$	0.0	0.0	$0.39094 \times 10^{-5}$	0.0	0.0		
$\epsilon_5$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0			
Occupant	Fore & Aft	Head	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
			$\epsilon_1$	$-0.49942 \times 10^{-1}$	$0.32491 \times 10^{-1}$	$-8.53849 \times 10^{-2}$	$6.45517 \times 10^{-2}$	0.10307	$-1.62442 \times 10^{-1}$
			$\epsilon_2$	$0.14097 \times 10^{-1}$	$0.34603 \times 10^{-1}$	$2.78085 \times 10^{-2}$	$3.78031 \times 10^{-2}$	$-0.88313 \times 10^{-2}$	$6.17139 \times 10^{-2}$
			$\epsilon_3$	$-0.49454 \times 10^{-3}$	$-0.95949 \times 10^{-3}$	$-6.45839 \times 10^{-4}$	$-1.28838 \times 10^{-3}$	$0.45838 \times 10^{-3}$	$-2.91721 \times 10^{-3}$
			$\epsilon_4$	$0.76789 \times 10^{-5}$	$0.93012 \times 10^{-5}$	$5.64007 \times 10^{-6}$	$1.92492 \times 10^{-5}$	$-0.50988 \times 10^{-5}$	$6.10484 \times 10^{-5}$
		$\epsilon_5$	$-0.41996 \times 10^{-7}$	0.0	0.0	$-1.08596 \times 10^{-7}$	0.0	$-4.56420 \times 10^{-7}$	
		Chest	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
			$\epsilon_1$	$-0.54420 \times 10^{-1}$	$0.68800 \times 10^{-1}$	$-7.28359 \times 10^{-2}$	$8.71695 \times 10^{-2}$	$0.46477 \times 10^{-1}$	$0.57390 \times 10^{-1}$
			$\epsilon_2$	$0.86410 \times 10^{-2}$	$0.20150 \times 10^{-1}$	$1.18454 \times 10^{-1}$	$3.59570 \times 10^{-2}$	$-0.56809 \times 10^{-2}$	$0.91148 \times 10^{-2}$
			$\epsilon_3$	$-0.49454 \times 10^{-3}$	$-0.66667 \times 10^{-3}$	$-1.43509 \times 10^{-4}$	$-1.21077 \times 10^{-3}$	$0.24919 \times 10^{-3}$	$-1.06919 \times 10^{-3}$
			$\epsilon_4$	$0.32993 \times 10^{-5}$	$0.76702 \times 10^{-5}$	0.0	$1.77089 \times 10^{-5}$	$-0.23864 \times 10^{-5}$	0.0
		$\epsilon_5$	$-0.35162 \times 10^{-7}$	0.0	0.0	$-1.00199 \times 10^{-7}$	0.0	0.0	
	Thigh	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$-0.68111 \times 10^{-1}$	0.21739	$-8.97333 \times 10^{-2}$	$-1.06892 \times 10^{-1}$	0.11746	0.13844	
		$\epsilon_2$	$0.77993 \times 10^{-2}$	$0.23452 \times 10^{-2}$	$1.22502 \times 10^{-2}$	$3.51315 \times 10^{-2}$	$-0.11927 \times 10^{-1}$	$0.37425 \times 10^{-2}$	
		$\epsilon_3$	$-0.94261 \times 10^{-4}$	$0.80946 \times 10^{-4}$	$-1.21486 \times 10^{-4}$	$-1.14244 \times 10^{-3}$	$0.59524 \times 10^{-3}$	0.0	
		$\epsilon_4$	$-0.15903 \times 10^{-5}$	0.0	0.0	$1.62742 \times 10^{-5}$	$-0.64344 \times 10^{-5}$	0.0	
	$\epsilon_5$	$0.31045 \times 10^{-7}$	0.0	0.0	$-8.73672 \times 10^{-8}$	0.0	0.0		
	Shin	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$-0.68111 \times 10^{-1}$	0.16134	$-0.79942 \times 10^{-1}$	0.12318	0.19002	0.20047	
		$\epsilon_2$	$0.77993 \times 10^{-2}$	$0.36996 \times 10^{-2}$	$0.12607 \times 10^{-1}$	$0.33136 \times 10^{-1}$	$-0.15622 \times 10^{-1}$	$0.41843 \times 10^{-2}$	
		$\epsilon_3$	$-0.94261 \times 10^{-4}$	0.0	$-0.14752 \times 10^{-3}$	$-0.86020 \times 10^{-3}$	$0.78124 \times 10^{-3}$	0.0	
		$\epsilon_4$	$-0.15903 \times 10^{-5}$	0.0	0.0	$0.71021 \times 10^{-5}$	$-0.90974 \times 10^{-5}$	0.0	
		$\epsilon_5$	$0.31045 \times 10^{-7}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
Vertical	Head	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$-0.87097 \times 10^{-1}$	$2.39278 \times 10^{-2}$	$-5.65086 \times 10^{-3}$	$2.73944 \times 10^{-2}$	$1.07701 \times 10^{-1}$	$-1.76003 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_2$	$0.93353 \times 10^{-2}$	$4.42299 \times 10^{-2}$	$0.56646 \times 10^{-2}$	$3.57065 \times 10^{-2}$	$-1.38699 \times 10^{-2}$	$0.73101 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_3$	$-0.71702 \times 10^{-3}$	$-2.37871 \times 10^{-3}$	$-5.18675 \times 10^{-4}$	$-1.30881 \times 10^{-3}$	$0.86436 \times 10^{-3}$	$-4.06312 \times 10^{-3}$	
		$\epsilon_4$	$-0.55467 \times 10^{-5}$	$5.22393 \times 10^{-5}$	$-2.25923 \times 10^{-5}$	$2.00070 \times 10^{-5}$	$-1.87638 \times 10^{-5}$	$0.90332 \times 10^{-4}$	
	$\epsilon_5$	$0.69251 \times 10^{-7}$	$-4.00406 \times 10^{-7}$	$2.31767 \times 10^{-7}$	$-1.16463 \times 10^{-7}$	$1.47470 \times 10^{-7}$	$-0.69746 \times 10^{-6}$		
	Chest	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
		$\epsilon_1$	$-2.60430 \times 10^{-2}$	$1.50631 \times 10^{-2}$	$-3.13212 \times 10^{-3}$	$2.99349 \times 10^{-2}$	$0.98637 \times 10^{-1}$	$-1.84342 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_2$	$1.26263 \times 10^{-2}$	$4.61253 \times 10^{-2}$	$0.73027 \times 10^{-2}$	$3.60149 \times 10^{-2}$	$-1.32532 \times 10^{-2}$	$0.74145 \times 10^{-1}$	
		$\epsilon_3$	$-0.56875 \times 10^{-3}$	$-3.35288 \times 10^{-3}$	$-4.57339 \times 10^{-4}$	$-1.35473 \times 10^{-3}$	$0.86826 \times 10^{-3}$	$-4.04462 \times 10^{-3}$	
		$\epsilon_4$	$-1.15631 \times 10^{-5}$	$5.01075 \times 10^{-6}$	$-2.18076 \times 10^{-6}$	$2.13640 \times 10^{-6}$	$-1.92394 \times 10^{-6}$	$0.89308 \times 10^{-6}$	
	$\epsilon_5$	$-0.85250 \times 10^{-7}$	$-3.77879 \times 10^{-7}$	$2.27864 \times 10^{-7}$	$-1.28200 \times 10^{-7}$	$1.51107 \times 10^{-7}$	$-0.69040 \times 10^{-6}$		
Thigh	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0		
	$\epsilon_1$	$-2.38179 \times 10^{-2}$	$5.08395 \times 10^{-2}$	$-2.05104 \times 10^{-2}$	$1.56993 \times 10^{-2}$	$0.94111 \times 10^{-1}$	$-2.05534 \times 10^{-1}$		
	$\epsilon_2$	$1.45946 \times 10^{-2}$	$3.58699 \times 10^{-2}$	$1.65657 \times 10^{-2}$	$3.65996 \times 10^{-2}$	$-1.25489 \times 10^{-2}$	$0.76709 \times 10^{-1}$		
	$\epsilon_3$	$-0.61246 \times 10^{-3}$	$-1.24720 \times 10^{-3}$	$-2.23568 \times 10^{-4}$	$-1.42600 \times 10^{-3}$	$0.90401 \times 10^{-3}$	$-4.00720 \times 10^{-3}$		
	$\epsilon_4$	$1.14361 \times 10^{-5}$	$1.12382 \times 10^{-5}$	$-1.28272 \times 10^{-5}$	$2.35887 \times 10^{-5}$	$-1.98700 \times 10^{-5}$	$0.87138 \times 10^{-4}$		
$\epsilon_5$	$-0.78052 \times 10^{-7}$	0.0	$1.59115 \times 10^{-7}$	$-1.47726 \times 10^{-7}$	$1.48271 \times 10^{-7}$	$-0.67239 \times 10^{-6}$			
Shin	$\epsilon_0$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0		
	$\epsilon_1$	$-1.81488 \times 10^{-2}$	$0.84974 \times 10^{-2}$	$-0.82270 \times 10^{-2}$	$4.04791 \times 10^{-2}$	$0.93010 \times 10^{-1}$	$-1.62809 \times 10^{-1}$		
	$\epsilon_2$	$1.68729 \times 10^{-2}$	$4.81351 \times 10^{-2}$	$1.87057 \times 10^{-2}$	$3.50490 \times 10^{-2}$	$-4.25861 \times 10^{-2}$	$0.67183 \times 10^{-1}$		
	$\epsilon_3$	$-0.61957 \times 10^{-3}$	$-1.54492 \times 10^{-3}$	$-2.20110 \times 10^{-4}$	$-1.32927 \times 10^{-3}$	$4.05444 \times 10^{-3}$	$-2.95552 \times 10^{-3}$		
	$\epsilon_4$	$0.99173 \times 10^{-5}$	$1.55751 \times 10^{-5}$	$-2.32069 \times 10^{-6}$	$1.27224 \times 10^{-5}$	$-0.52443 \times 10^{-5}$	$0.54659 \times 10^{-4}$		
$\epsilon_5$	$-0.57651 \times 10^{-7}$	0.0	$2.69324 \times 10^{-7}$	$-1.38445 \times 10^{-7}$	0.0	$-3.70695 \times 10^{-7}$			



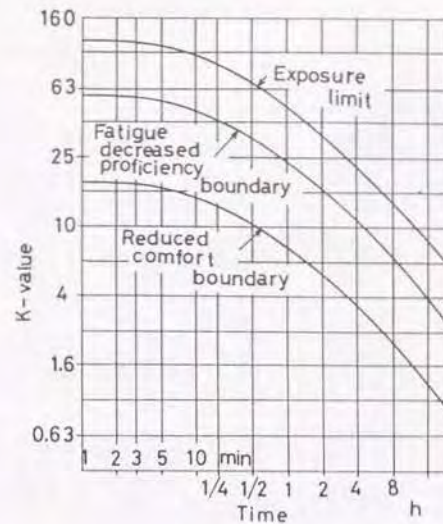


図6.5 ISO 乗り心地基準

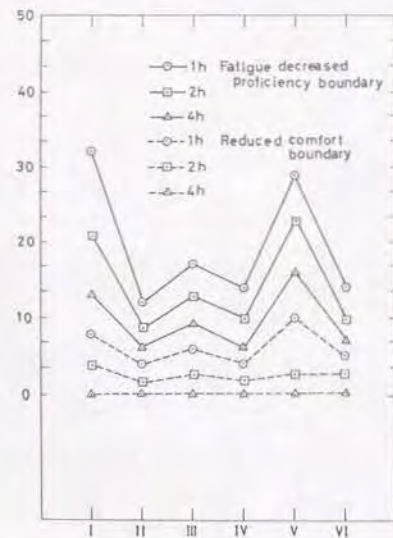


図6.6 運転時間と許容不同変位量の関係

## 7.1 緒言

渋滞あるいは信号待ちなどで、道路橋上で車両が停車中に、反対車線を大型車両が通過すると、道路橋は走行車両の活荷重により振動する。道路橋上に停車している車両-乗員系は道路橋の振動の影響を受けて複雑な振動系を構成し、乗員は不快感あるいは不安感を持つことがある。

本章では、車両-乗員-道路橋-大型車両系の連成振動としてこの現象を定量的に検討する。検討にあたっては、道路橋の諸元(死荷重、減衰係数、支間長など)、大型車両の重量、走行速度及び道路橋上に停車している車両の停車位置等が乗員挙動に及ぼす影響について検討する。さらに、道路橋上で想定される4種の走行モードパターン(中央点に停車していて、前方から大型車両が走行して来る場合、あるいは後方から大型車両が走行して来る場合、道路橋の同一端から並進して車両と大型車両が道路橋に侵入する場合、道路橋の両端から同時に車両と大型車両が道路橋に侵入する場合)による影響についても検討する。

## 7.2 理論的解析

### 7.2.1 解析モデル

車両の走行による車両-乗員-道路橋-大型車両系の動的相互作用に関する基本式を誘導する。誘導にあたっては道路橋の振動モードを仮定して級数展開する解析的手法であるモーダルアナリシス法を適用する。解析にあたって、以下の仮定を設ける。

- (1) 動的解析を車両-乗員-道路橋-大型車両ともに走行方向を含む鉛直平面内の運動のみに限定する。
- (2) 道路橋の質量、剛性、減衰特性は長さ方向に一様に分布するものとする。
- (3) 車両が道路橋に進入するまで( $t=0$ )は道路橋は水平状態にあるものとする。
- (4) 道路橋に作用する荷重真下の動的たわみにより発生が予測される慣性力の内、遠心力及びコリオリの力<sup>(2)</sup>は考慮しない。



物理モデルを図7.1に示す。単純支持梁の道路橋上で車両が停車中に、道路橋の一端から大型車両が道路橋に侵入し、道路橋に活荷重が作用すると、道路橋は振動する。道路橋上に停車した車両-乗員系も振動系を構成する。連成振動系の関係を図7.2に示す。大型車両と車両-乗員系は道路橋を介して連成している。

図7.3は車両-乗員-道路橋系の振動モデルを示す。車両は車体及びばね下質量の上下運動と車体のピッチング運動からなる4自由度のモデルとする。サスペンション系フリクション、懸架装置の粘性減衰係数は非線形特性を考慮する<sup>(22)(23)</sup>。乗員系は第2章で開発したモデルを使用する。

大型車両は図7.4に示すように、車体の上下運動及びピッチング運動からなる2自由度のモデルとする。

車両の動的挙動に路面の凹凸の影響<sup>(76)</sup>は大きく、路面の凹凸を考慮できるモデルとする。道路橋は単純支持梁とし、Bernoulli-Euler beamsを仮定し、軸力を無視する。道路橋の動的たわみの他に路面の凹凸も考慮する。

本章で使用する路面の凹凸の変位及びパワースペクトル密度は図2.7、図2.8にそれぞれ示す。

## 7.2.2 運動方程式

振動系の運動方程式を導出するにあたり、次式の座標系を導入する。

$$x_1 = M_{\theta x} + (l_2 + l_3) \cos \theta_2 + l_1 \cos \theta_1 \quad \dots (7.1)$$

$$z_1 = M_{\theta z} + (l_2 + l_3) \sin \theta_2 + l_1 \sin \theta_1 \quad \dots (7.2)$$

$$x_2 = M_{\theta x} + l_3 \cos \theta_2 \quad \dots (7.3)$$

$$z_2 = M_{\theta z} + l_3 \sin \theta_2 \quad \dots (7.4)$$

$$x_3 = M_{\theta x} + l_4 \cos \theta_3 \quad \dots (7.5)$$

$$z_3 = M_{\theta z} + l_4 \sin \theta_3 \quad \dots (7.6)$$

$$x_4 = M_{\theta x} + (l_4 + l_5) \cos \theta_3 + l_5 \cos \theta_4 \quad \dots (7.7)$$

$$z_4 = M_{\theta z} + (l_4 + l_5) \sin \theta_3 + l_5 \sin \theta_4 \quad \dots (7.8)$$

$$z_{r1} = z - l_r \theta \quad \dots (7.9)$$

$$z_{r1} = z + l_r \theta \quad \dots (7.10)$$

$$z_{1r} = z_1 - l_{1r} \theta_1 \quad \dots (7.11)$$

$$z_{1r} = z_1 + l_{1r} \theta_1 \quad \dots (7.12)$$

連成振動系の運動方程式は次のようになる。

車両系は式(7.13)から式(7.16)となる。

$$m \ddot{z} = F_{1z} + F_{1r} - F_p \quad \dots (7.13)$$

$$m_f \ddot{z}_f = F_{2f} - F_{1f} \quad \dots (7.14)$$

$$m_r \ddot{z}_r = F_{2r} - F_{1r} \quad \dots (7.15)$$

$$I \ddot{\theta} = -F_{1f} \cdot l_f + F_{1r} \cdot l_r + M_p \quad \dots (7.16)$$

大型車両系は式(7.17)から式(7.18)となる。

$$M_1 \ddot{z}_1 = F_{11} + F_{1r} \quad \dots (7.17)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -F_{1f} \cdot l_{1f} + F_{1r} \cdot l_{1r} \quad \dots (7.18)$$

乗員系の運動方程式は式(7.19)となる。

$$\begin{bmatrix} M_{10} & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 \\ 0 & M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 \\ D_2 & D_3 & M_{10} & D_1 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & M_{11} & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & M_{12} & G_1 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & M_{13} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_5 \\ B_5 \\ D_4 \\ E_4 \\ G_4 \\ H_4 \end{bmatrix} = 0 \quad \dots (7.19)$$

式(7.19)のマトリックスの各要素は第2章のとおりとする。その他の記号は次のように定める。

$$F_{1f} = k_{1f}(z_f - z_{r1}) + c_{1f}(\dot{z}_f - \dot{z}_{r1}) + f_f \quad \dots (7.20)$$

$$F_{1r} = k_{1r}(z_r - z_{r1}) + c_{1r}(\dot{z}_r - \dot{z}_{r1}) + f_r \quad \dots (7.21)$$

$$F_{2f} = k_{2f}(w_f - z_f) + c_{2f}(\dot{w}_f - \dot{z}_f) \quad \dots (7.22)$$

$$F_{2r} = k_{2r}(w_r - z_r) + c_{2r}(\dot{w}_r - \dot{z}_r) \quad \dots (7.23)$$

$$F_p = -F_1 \cos \theta_0 - F_2 \cos \theta_0 + F_3 + F_4 - F_5 \sin \theta_4 \quad \dots (7.24)$$

$$\begin{aligned} M_p = & -F_1 \cos \theta_0 \cdot (l_{11} + l_{14} \cos \theta_0) - F_2 \cos \theta_0 \cdot (l_{11} + l_{14} \cos \theta_0) \\ & + F_3(l_{11} + l_{15}) + F_4(l_{11} + l_{15}) - F_5 \sin \theta_4 \cdot (l_{10} + l_{16} \cos \beta) \end{aligned} \quad \dots (7.25)$$



$$F_{1f} = C_{1f}(\dot{W}_{1f} - \dot{Z}_{1f}) + k_{1f}(W_{1f} - Z_{1f}) \quad \dots (7.25)$$

$$F_{1r} = C_{1r}(\dot{W}_{1r} - \dot{Z}_{1r}) + k_{1r}(W_{1r} - Z_{1r}) \quad \dots (7.27)$$

$$\Delta(q) = \sum_{i=1}^n k_i (\delta_i - \delta_{i,0}) \frac{\partial (\delta_i - \delta_{i,0})}{\partial q} + \sum_{i=1}^n C_i \delta_i \frac{\partial \delta_i}{\partial q} \quad \dots (7.28)$$

$$M_{\theta A} = x + l_A \sin \theta + l_B \cos \theta + \xi \cos \theta + \zeta \sin \theta \quad \dots (7.29)$$

$$M_{\theta B} = z + l_A \cos \theta - l_B \sin \theta - \xi \sin \theta + \zeta \cos \theta \quad \dots (7.30)$$

$$S_1 = \ddot{x} + ((l_A + \xi) \ddot{\theta} - (l_B + \xi) \dot{\theta}^2 + 2 \dot{\xi} \dot{\theta}) \cos \theta - ((l_B + \xi) \ddot{\theta} + (l_A + \xi) \dot{\theta}^2 + 2 \dot{\xi} \dot{\theta}) \sin \theta \quad \dots (7.31)$$

$$S_2 = \ddot{z} - ((l_B + \xi) \ddot{\theta} + (l_A + \xi) \dot{\theta}^2 + 2 \dot{\xi} \dot{\theta}) \cos \theta - ((l_A + \xi) \ddot{\theta} - (l_B + \xi) \dot{\theta}^2 + 2 \dot{\xi} \dot{\theta}) \sin \theta \quad \dots (7.32)$$

$$\begin{aligned} M_1 &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 & M_2 &= m_1 l_1 \\ M_3 &= m_2 l_3 & M_4 &= m_3 l_4 \\ M_5 &= m_4 l_6 & M_6 &= m_1 (l_2 + l_3) \\ M_7 &= m_4 (l_4 + l_5) & M_8 &= m_1 l_1 (l_2 + l_3) \\ M_9 &= m_4 l_6 (l_4 + l_5) \\ M_{10} &= I_1 + m_1 l_1^2 & \dots (7.33) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{11} &= I_2 + m_1 (l_2 + l_3)^2 + m_2 l_3^2 \\ M_{12} &= I_3 + m_3 l_4^2 + m_4 (l_4 + l_5)^2 \\ M_{13} &= I_4 + m_4 l_6^2 \end{aligned}$$

$$\theta_i = \theta_1 - \theta \quad (i=0 \dots 4) \quad \dots (7.34)$$

道路橋系の運動方程式は次式が成立する。

$$EI \frac{\partial^4 z_0(x, t)}{\partial x^4} + C_b \frac{\partial z_0(x, t)}{\partial t} + \rho A \frac{\partial^2 z_0(x, t)}{\partial t^2} = F(x, t) \quad \dots (7.35)$$

単純支持梁の場合、梁のたわみは次式で表すことができる<sup>(21)(34)</sup>。

$$z_0(x, t) = (2/l_s)^{1/2} \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(t) \cdot \sin(n\pi x/l_s) \quad \dots (7.36)$$

さらに

$$2\zeta_n \omega_n = C_b / \rho A \quad \dots (7.37)$$

$$\omega_n^2 = (n\pi/l_s)^2 / (EI/\rho A) \quad \dots (7.38)$$

とおき、直交関数の一般的性質を適用すると、次式の微分方程式を得る。

$$\ddot{\psi}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \dot{\psi}_n(t) + \omega_n^2 \psi_n(t) = Q_n(t) \quad \dots (7.39)$$

$$Q_n(t) = 1/\rho A \cdot \int_0^l F(x, t) \cdot \sin(n\pi x/l_s) dx \quad \dots (7.40)$$

ここに $Q_n(t)$ は荷重関数を表し、時刻 $t$ に道路橋に載荷される荷重により決まる関数である。

### 7.2.3 数値解析と計算諸元

振動系を支配する運動方程式は初期条件を有する連立2階常微分方程式として定式化できる。Runge-Kutta-Gill法により数値解析する。道路橋のモード次数は5次<sup>(61)(62)</sup>まで考慮する。計算きざみ幅は計算精度及び道路橋の5次モードでの固有振動数がサンプリングできるよう定める。数値計算は倍精度で行なう。数値解析に用いた初期値は次のように設定した。

$$\begin{aligned} \theta_{10} &= 100.0^\circ & \theta_{20} &= 112.0^\circ & \theta_{30} &= 12.0^\circ \\ \theta_{40} &= 315.0^\circ & \theta_0 &= 112.0^\circ & \beta &= 45.0^\circ \\ \xi_0 &= 0.07 \text{ m} & \zeta_0 &= 0.11 \text{ m} \end{aligned}$$

その他は全て0とする。

乗員、車両の諸元は第5章2節3項で使用した値と同じ値を使用する。大型車両の諸元<sup>(76)(77)</sup>は次のように定める。

$$\begin{aligned} M_v &= 20.0 \text{ t} & I_v &= 400000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & l_{vf} &= 3.074 \text{ m} \\ l_{vr} &= 0.916 \text{ m} & c_{vf} &= 0.881 \text{ t} \cdot \text{s/m} & c_{vr} &= 4.642 \text{ t} \cdot \text{s/m} \\ k_{vr} &= 112.86 \text{ t/m} & k_{vr} &= 645.66 \text{ t/m} \end{aligned}$$

道路橋の諸元は2車線の道路橋<sup>(78)</sup>を対象とし、表7.1のとおりとする。表7.1において、道路橋中央点の静たわみ $(y_{s.s.})$ の値は車両重量20tの大型車両が道路橋中央点に位置している場合の値を示す。



### 7. 3. 計算結果及び考察

#### 7. 3. 1 解析結果の妥当性

開発したシステムによる計算結果を実測値等と比較検討し、システムの妥当性を確認した。各パラメータの変化による影響を調べるために標準諸元を次のように設定する。

$$\begin{aligned} l_s &= 40\text{m} & \mu A_s &= 5.34\text{t/m} & f_b &= 2.93\text{Hz} \\ W_s &= 20\text{t} & V_s &= 60\text{km/h} & \zeta_b &= 0.02 \\ V_s &= 0 & x &: \text{車両重心が支間長の1/2点} \end{aligned}$$

評価時間は、特に明記しない限り大型車両の前軸が道路橋に侵入してから後軸が通過するまでの時間とする。時間ステップ毎の各値の二乗平均平方根(rms値)を算出し、その値を評価値とする。表7.2は標準諸元での計算結果を示し、道路橋中央点の値を1とした場合の各部の値を示す。評価する位置は図7.5に示す点とする。

図7.6は標準諸元の場合の計算結果を示し、大型車両の車速と道路橋中央点の動的たわみの関係を示す。大型車両が道路橋上を走行中は道路橋は大きく変位し、通過後は、自由振動となり減衰する。図7.7は乗員各部の上下方向変位を示す。道路橋の固有振動数は約3Hzであり、乗員も約3Hzの上下変位を繰り返す。

図7.8はRieher-Meister<sup>(72)</sup>による変位と人体感覚を示す。標準諸元での乗員が受ける振動は約3Hzで変位(rms値)は約1.9mmである。図7.8より、標準諸元での人体感覚は「Strongly Perceptible」の領域となる。車両内の乗員は揺れを強く感じることになる。

#### 7. 3. 2 死荷重の影響

図7.9は道路橋の死荷重を標準諸元から20%増減し、その影響についての計算結果を示す。横軸は図7.5の各位置を示す。縦軸は標準諸元における上下方向加速度を1とした場合の比率で表している。死荷重が20%減少すると、各値は30から40%増加する。また死荷重が20%増加すると値は20%程度減少する。死荷重の影響は道路橋上の車両-乗員系に及ぼす影響が大きく、道路橋の軽量化は慎重を要する。

#### 7. 3. 3 減衰係数の影響

図7.10は道路橋の減衰係数が車両-乗員系に及ぼす影響を示す。減衰係数は0.01~0.05程度<sup>(73)(74)</sup>とされている。本検討では標準諸元を0.02とし、0.01と0.03の場合について検討する。道路橋の減衰係数が減少すると、車両-乗員系の加速度は高くなる。逆に増加すると、車両-乗員系に及ぼす影響が小さくなる。

#### 7. 3. 4 支間長の影響

図7.11は表7.1に示す支間長が20から50mの場合についての計算結果を示す。縦軸は変位を示す。乗員の頭部、胴体部、大腿部、下腿部の各変位(rms値)は、ほぼ同じ値を示すので、これら4つの平均を示している。支間長が長くなると乗員の変位は大きくなり、逆に短くなると変位は小さくなる傾向にある。これは道路橋中央点の変位とも関係している。道路橋の橋端に信号交差点等が設置され、道路橋上に停車する可能性の高い支間部の支間長は短い方が振動感覚の面からは有利であると言える。

#### 7. 3. 5 大型車両重量の影響

図7.12は大型車両の重量を標準諸元から20%増減させた場合の計算結果を示す。重量を20%増加すると加速度は約20%高くなる。重量を20%減少すると加速度は約20%程度低くなる。大型車両の重量は車両-乗員系に及ぼす影響が大きい。

#### 7. 3. 6 大型車両の走行速度の影響

大型車両の走行速度が40km/hから300km/hについて乗員系に及ぼす影響を検討する。高速で走行する場合は道路橋から大型車両が通過後も道路橋は激しい自由振動を繰り返す。従って一定時間を評価することにより自由振動の影響も考慮する。評価する時間は大型車両前軸が道路橋に侵入してから4秒間における各値の二乗平均平方根(rms値)を算出し、その値を評価値とする。

図7.13は乗員各部の上下方向加速度に及ぼす大型車両の走行速度の影響を示す。走行速度が120km/hまでは速度による変化が激しく、120km/h以上では、走



行速度の増加とともに加速度は一様に大きくなる。

### 7. 3. 7 車両停車位置の影響

図7.14は道路橋上の車両の停車位置による影響を示す。支間長の1/2点、1/4点及び3/4点における車両-乗員系の加速度を1/2点における値を1として、比率で表している。1/2点と比較して1/4点と3/4点の加速度は30~40%程度低い値となる。これは道路橋の動的たわみとも関係する。1/4点及び3/4点の動的たわみは1/2点における値に比べて小さく、このような特性が生じるものと思える。

### 7. 3. 8 走行モードパターンによる影響

図7.15に示すように、道路橋上で想定される4種のパターンについて車両-乗員系に及ぼす影響を検討する。

- (I) 中央点に車両(重心点)が停止し、前方から大型車両が走行して来る場合
- (II) 中央点に車両(重心点)が停車し、後方から大型車両が走行して来る場合
- (III) 道路橋の同一端から並進して車両と大型車両が道路橋に侵入する場合
- (IV) 道路橋の両端から同時に車両と大型車両が道路橋に侵入する場合

表7.3はパターンIを基準にして各パターンの場合の車両-乗員系の加速度(rms)の値を比較している。パターンIとIIについては有意な差は認められない。道路橋上の車両-乗員系が受ける振動感覚はほぼ一致するものと考えられる。パターンIIIとIVの場合についても同様のことが言える。しかし、パターンIIIとIVの場合は車両が走行することにより道路橋の路面の凹凸及び動的たわみ等の影響を受け、ばね下質量の加速度はパターンI及びIIの場合に比べて約3倍になる。さらにパターンIIIとIVの乗員系の値はパターンI及びIIの場合と比較して、頭部は約30%減少、胴体部は約25%減少、大腿部は4%増加、下腿部は約2倍に増加する。大型車両のばね上質量の加速度は、ほとんど変化がない。

## 7. 4 結 語

道路橋上に停車した車両-乗員系が他の大型車両の活荷重により受ける影響について検討した。得られた結果を要約すると、次のとおりである。

- (1) 道路橋の死荷重、支間長、減衰係数等の道路橋諸元による影響を検討した。いずれの諸元も影響が大きい。特に、死荷重は道路橋の曲げ剛性とも関係し影響が大きく、標準諸元から20%減少すると車両-乗員系の出力値は30~40%増加する。
- (2) 道路橋上の車両の停車位置による影響を検討した。位置による影響は中央点が一番大きく、中央点から橋脚に近づくに連れて小さくなる。支間長の1/2点と1/4点における加速度で比較して、1/4点の方が1/2点の値より、30~40%程度小さくなる。
- (3) 大型車両の重量による影響も大きく、重量が増加すると車両-乗員系に及ぼす影響が大きくなる。大型車両の重量が20%増加すると、車両-乗員系の加速度は約20%高くなる。
- (4) 道路橋上で想定される4種の走行モードパターンによる影響を検討した。パターンIとII、IIIとIVについては有意な差はほとんど認められず、振動特性がほぼ一致するものと考えられる。パターンIIIとIVについては車両が実際に走行するために車両-乗員系の加速度に変化が生じる。特に、ばね下質量の加速度はパターンIとIIの場合に比べ約3倍となる。

近年、自動車が普及し、自動車に乗車する機会が多くなっている。快適性向上の追求は永遠の課題であり、本章の研究結果は快適性向上のための道路橋系の最適設計の基礎資料になるものと考ええる。本章では主に標準諸元との相対的評価を試み特性を明確にしたが、道路橋の最適設計を行なううえにおいて絶対的評価も必要であろう。そのためには、道路橋の基本周波数の存在領域、特に2~3Hz<sup>(\*)</sup>の周波数域におけるシート着座状態での人間工学的特性を詳細に把握することが必要である。振動に対する感覚実験を実施し、道路橋上での乗員の実感にできるだけ近い評価尺度を求めることが必要となる。



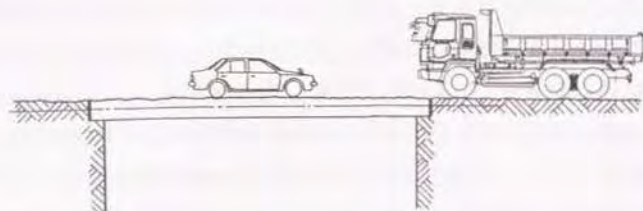


図 7.1 物理モデル

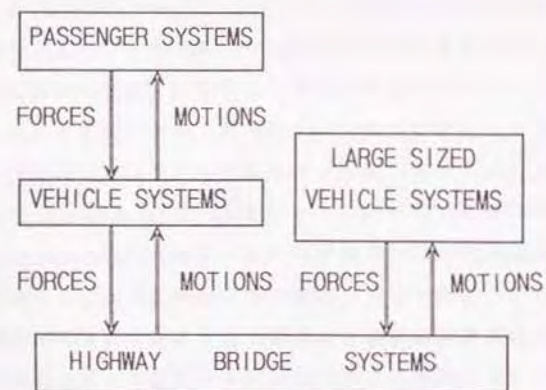


図 7.2 連成振動系の動的相互作用

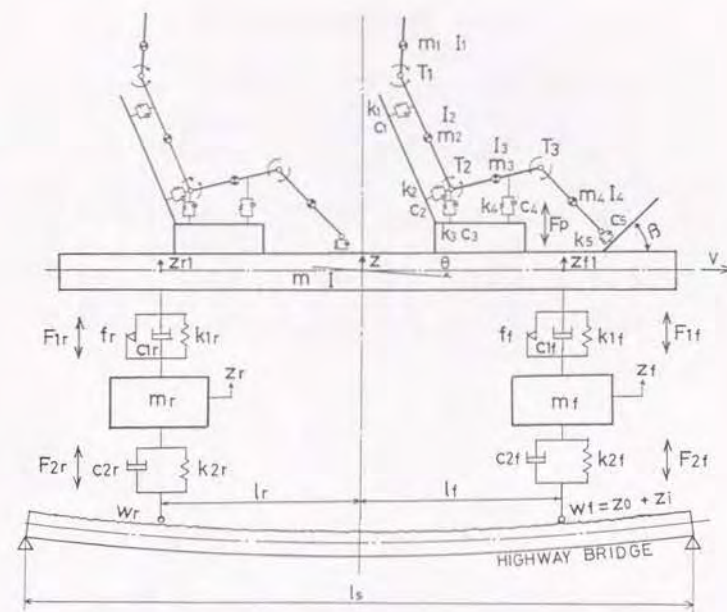


図 7.3 車両-乗員-道路橋系モデル

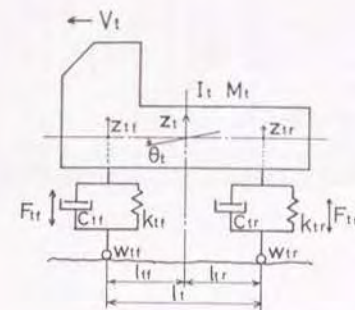


図 7.4 大型車両系のモデル

表 7.1 道路橋の諸元 (二車線)

$l$ (m)	$\rho A g$ (t/m)	$E I$ ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )	$y_{max.}$ (mm)	$f_b$ (Hz)
20	4.84	$1.242 \times 10^9$	2.681	6.23
30	5.17	$2.484 \times 10^9$	4.552	3.79
40	5.34	$4.882 \times 10^9$	5.457	2.94
50	5.44	$8.440 \times 10^9$	6.170	2.45

表 7.2 標準諸元での計算結果

		Acceleration	Velocity	Displacement
Vehicle	Sprung mass	2.484	1.078	1.040
	Unsprung mass (F)	2.460	1.059	1.016
	Unsprung mass (R)	2.880	1.141	1.017
	Floor (F)	2.409	1.064	1.069
Large sized vehicle		3.088	2.138	1.749
Passenger	Head	4.559	1.559	1.060
	Chest	4.295	1.492	1.060
	Thigh	3.660	1.338	1.060
	Shin	2.544	1.102	1.069
Highway bridge (midspan)		1 (0.00326g)	1 (5.8220mm/s)	1 (1.8227mm)

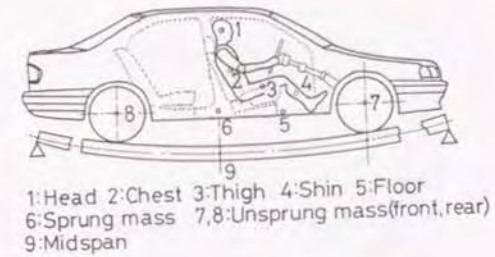


図 7.5 評価点の位置

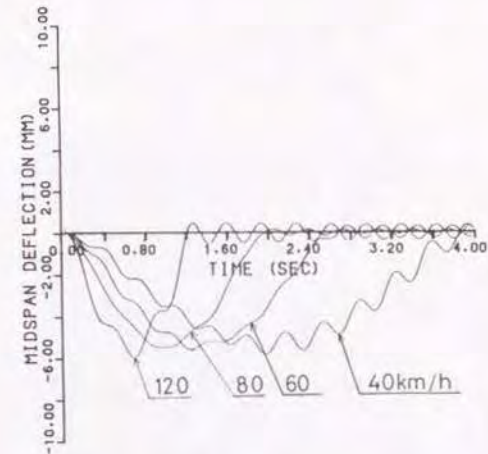


図 7.6 道路橋中央点の動的たわみ



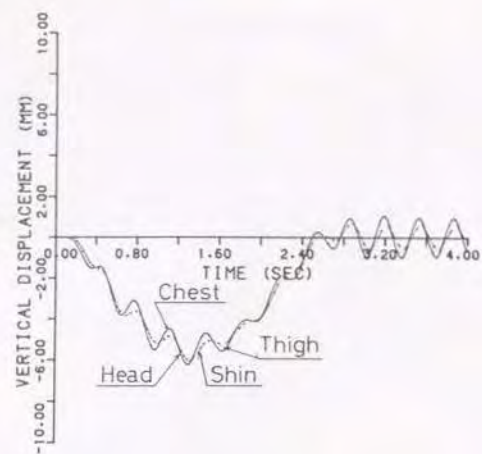


図 7.7 乗員各部の上下方向変位

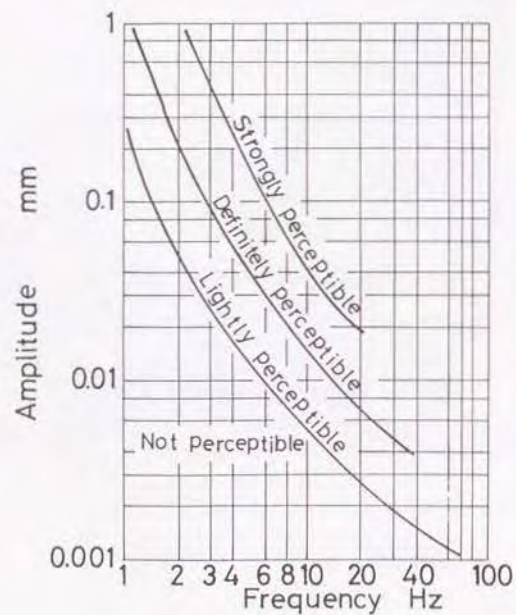


図 7.8 Rieher-Meisterによる変位と人体感覚

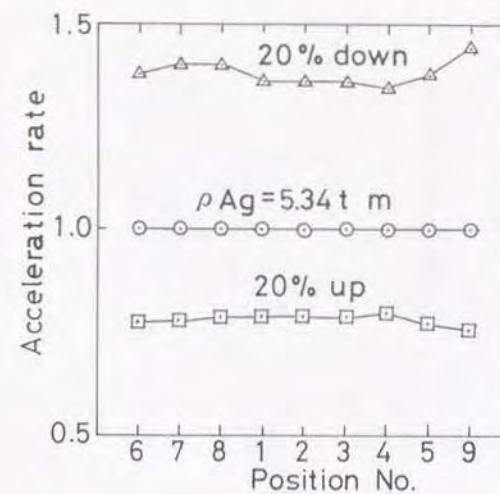


図 7.9 死荷重の影響

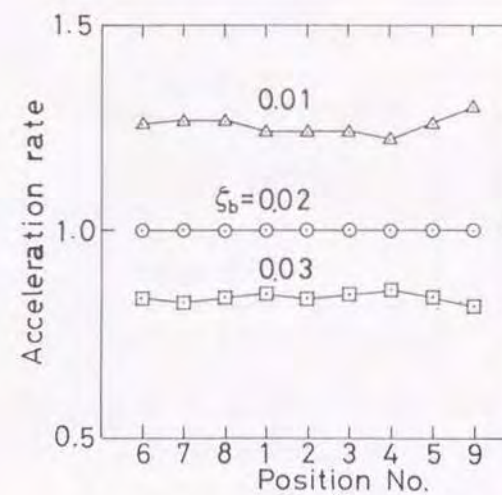


図 7.10 減衰係数の影響

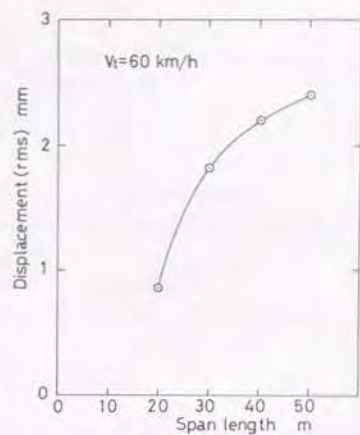


図 7.11 支間長の影響

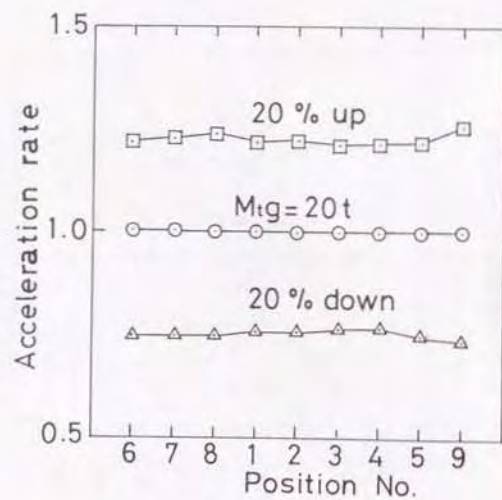


図 7.12 大型車両重量の影響

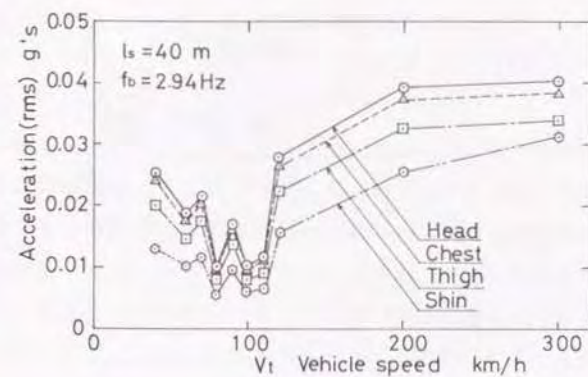


図 7.13 乗員上下加速度と大型車両走行速度の関係

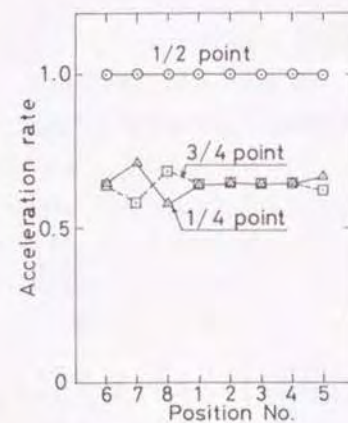


図 7.14 道路橋上の車両の停車位置による影響



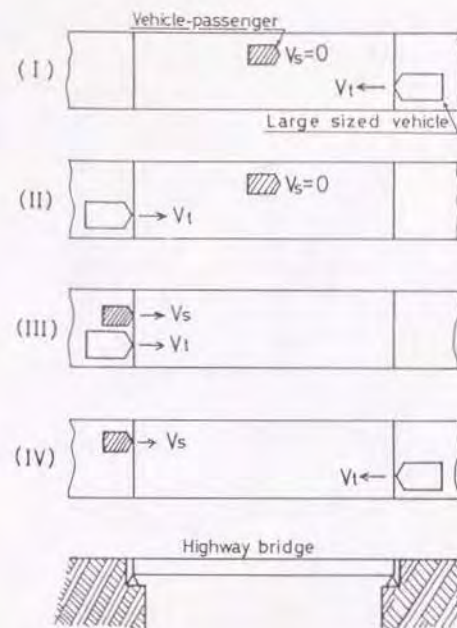


図 7.15 走行モードパターン

表 7.3 走行モードパターンの影響

Position No.	Traffic mode			
	I	II	III	IV
6	1 (0.00810g)	1.002	1.074	1.081
7	1 (0.00802g)	1.007	2.738	2.810
8	1 (0.00939g)	0.999	3.194	3.226
1	1 (0.01486g)	1.001	0.687	0.682
2	1 (0.01400g)	1.001	0.758	0.756
3	1 (0.01183g)	1.002	1.043	1.047
4	1 (0.00829g)	1.000	2.104	2.129
5	1 (0.00785g)	1.004	1.076	1.092
z <sub>t</sub>	1 (0.01007g)	0.996	0.998	0.994

z<sub>t</sub>: Large sized vehicle

## 第 8 章 結 論

車両を市場に出すには多くの性能を短期間で満足させる必要がある。車両の乗り心地は車両の商品性を左右する重要な性能の一つである。本研究の目的は車両の振動乗り心地に関する設計と評価に際して、特に初期段階における車両全体の諸元決定や各システムの基本設計を合理的に見通しを立てながら行えるようにすることであり、開発の課程での方向づけを可能にし、新技術の手法を確立することである。それには従来の車両系のみの単独システムとしての解析では不十分であり、路面、タイヤ、サスペンション、車体、シート、人間をトータルなシステムとして捉えた取り扱いが必要である。すなわち人間を車両に含む連成系としての解析をし、乗員各部で受ける振動乗り心地等の官能評価をシステム設計の中に組み込み、乗員の運動を車両-乗員-路面系として体系化する試みである。人に優しい車両開発が一層重要視される現在この種の試みは今後のキーテクノロジーの一つになり得る。

本研究は人体を含む複雑な多自由度系の連成振動の工学上重要な事例についての現象をとりあげ、新規性・高度性を有する振動モデルを構築し、シミュレーションシステムを開発した。そして、開発したシステムにより、乗り心地向上を図るうえにおいて必要とされる各種要因についての影響を定量的に検討した。本研究で得られた研究結果は開発の合理化に寄与することができる。

本研究の結果、明らかになった事項は各章ごとの末尾の節でまとめたが、結論としてそれらを要約すると次のようになる。以下にその概要を各章ごとに総括する。

第 1 章では序論として、従来の研究の概観と問題点の抽出、本研究の目的と必要性、などについて述べた。

第 2 章では車両-乗員-路面系の連成振動を考慮した上下・前後・ビッチング振動解析について述べた。

(1) 新規性・高度性のあるモデルを構築し、解析するための理論を確立した。



開発したシミュレーションによる計算結果は実測結果等と振動特性の傾向がよく一致した。モデル化及び開発したシミュレーションシステムの妥当性が確認でき有効なモデルであることが立証された。信頼性・有用性を有するシステムであることを示した。

(2) 乗員系のモデル化についても、本研究で取り扱った程度のモデルで妥当な精度の解が得られ車両開発において実用的な検討が可能であることが実証できた。

(3) 非線形特性を有する懸架装置のサスペンション系フリクション、関節部のフリクションモーメント等を双曲線正接関数で特性を近似し数学モデルの精度を向上し、プログラム化を容易にした。さらに妥当な精度の解が得られた。

(4) 車両系、乗員系の共振等は15Hzまでの領域に存在する。従って、車両-乗員-路面系の振動特性を検討するにあたって、周波数の上限を30Hzまで考慮しておけば充分である。また周波数軸の離散点の設定法については本研究で提案したアルゴリズムは対象領域を精度よく算出するのに有効である。

(5) 成人男子によるランダム振動加振機及び実車走行による試験を実施し、理論的研究を検証することが可能な結果が確認できた。

第3章では車両-乗員-路面系連成振動計算システムの適用例を示した。適用例として、工学上重要と考えられる乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢、乗員・シート系パラメータ、シート位置、道路橋伸縮装置段差、エンジン振動等の影響などについて述べた。

(1) 乗員の最終着座姿勢が乗員挙動に及ぼす影響について定量的に検討した結果、頭部、胴体部及び大腿部の上下方向加速度比は1~8Hz (特に3~4.5Hz) の周波数において影響を受けやすく、下腿部は1~15Hzの周波数の帯域にわたって影響を受ける。前後方向加速度比については頭部、胴体部、大腿部及び下腿部とも各周波数において影響を受ける。車両の振動特性に及ぼす最終着座姿勢の影響はほとんどない。

(2) 最終着座姿勢を決定する要因すなわちヘッドアングル、バックアング、サイアングル、シンアングル、ヒップアングル、ニーアングルなどについて

影響を検討した。

(3) 各要因について検討した結果、上下方向加速度比で比較して、 $\theta_{TH}=0$ の場合、 $\theta_H=115^\circ$ の場合、及び $\theta_K=130^\circ$ の場合は、標準諸元の最終着座姿勢の場合に比較して、共振点でのピーク値が各部位とも小さくなり、乗り心地が向上する。

(4) 振動乗り心地に及ぼす最終着座姿勢の影響について定量的に検討された報告例はなく、本研究で得られた成果はシートの開発にあたり有益な技術資料として提供できるものと思える。

(5) 乗員・シート系の各パラメータが乗員挙動に及ぼす影響については質量の変化の影響は大きい。特に、上下方向加速度比には大きな影響を及ぼす。慣性モーメントは乗員の前後方向加速度比に影響を及ぼす。関節特性は上下と前後方向加速度に影響を及ぼす。シート支持点位置及びばね・ダンパ特性による影響も定量的に示した。

性別、年齢差などの違いにより体型も異なり、同一シートでも体型により振動乗り心地に差異が生ずる。本研究成果はドライバーの体型にフィットしたシート開発により乗り心地が改善できることを示唆するものである。

(6) 乗員挙動に及ぼすシート位置の影響については、周波数応答特性において、乗員・シート系の共振点近傍の周波数域ではシート位置による影響が大きい。シート位置が車両の前軸から後軸に移動するに連れて、周波数が3~4Hzの帯域の加速度が高くなる。凹凸路面走行特性において、上下方向加速度は、走行速度にもよるが、極小値となる位置が存在する。前後方向加速度についても極小となる位置が存在する。

シート位置の影響については、本研究はセダンタイプの車両諸元を使用して、振動特性を明確にしたが、前後2軸車輪を有する車両に対しても適用可能である。

(7) 乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響に関しては道路橋伸縮装置段差を有する道路橋の路面形状をフーリエ級数を用いて関数表示した。級数の項数は100項以上考慮すれば収束する。

乗員系に及ぼす車速及び伸縮装置段差の影響については、段差が小さいときは車速が大きい程、加速度は高くなる。段差が大きくなると、車速が小



さい程、加速度は高くなる。前後方向加速度についても同様の傾向を示す。乗員が不快を感じる伸縮装置段差の許容値を示した。段差の形状による影響については同一の形状でも凸形状と凹形状の段差ではその上を走行する車両内の乗員に及ぼす影響度合いが異なり、凸形状より凹形状の方が乗員系に及ぼす影響が小さい。

(8) エンジンの振動特性が乗員挙動に及ぼす影響として、エンジンと車体との質量比、エンジンの慣性モーメント、エンジンマウントのばね定数及び減衰係数、エンジンマウント位置などについて検討した。エンジンの振動特性は乗員挙動にはさほど影響を及ぼさず、車両系の振動特性に影響を及ぼす。

第4章では、車両-乗員系の連成振動を考慮した上下・左右・ローリング振動解析について述べた。さらにシミュレーションシステムを開発し、乗員挙動に及ぼすシートのばね定数・減衰係数の影響、シートの乗員支持点位置の影響などについて検討した。

- (1) 本研究で開発した断面モデルの計算結果を、走行方向を含む鉛直平面内の12自由度の振動モデルの結果と比較した。車両及び乗員系について傾向が良く一致した。本研究で近似したモデル化及び計算システムは妥当な精度であることが確認できた。
- (2) 両輪が同時に突起乗り越しする場合及び片輪のみが突起乗り越しする場合について車両及び乗員挙動を検討した。周波数応答特性では、両者の差は顕著に現れる。
- (3) 胴体部支持点のシートのばね定数・減衰係数の値が変化すると、左右振動加速度は18Hz以下の周波数域で影響を受ける。上下加速度比への影響はほとんどない。脚部支持点のばね定数・減衰係数の値の変化が上下・左右振動に及ぼす影響は大きい。また乗員支持点位置が乗員挙動に及ぼす影響について検討した。

第5章では、人体を含む複雑系として車両-乗員-道路橋系の連成振動特性について記述した。乗員挙動に及ぼす道路橋振動特性の影響などについて示し

た。

- (1) 車両-乗員-道路橋系の連成振動の解析が可能な理論解析及び計算システムの開発を行った。開発したシステムは技術的に実用性の高いシステムであることを実証した。
- (2) 車両-乗員-道路橋系において道路橋固有振動数が乗員挙動に影響を及ぼし、3Hz周辺で乗員上下方向加速度に顕著な共振現象が認められた。
- (3) 実在道路橋では位相速度の値は約160~400の範囲にある。位相速度が小さくなると、車両・乗員挙動に及ぼす影響が大きくなる。道路橋の設計にあたっては、建設コストにもよるが、位相速度を大きくする方が望ましい。
- (4) 乗員挙動に及ぼす位相速度及び Crossing Frequency Ratio の影響を検討した結果、道路橋中央点の上下方向加速度と乗員各部の加速度との比、すなわち加速度比にそれぞれの場合にピーク値が発生する。

第6章では、車両-乗員-高架道路橋系の連成振動特性について示した。予測される高架道路橋不同変位をモデル化し、不同変位が発生した場合の車両・乗員挙動推奨式及び不同変位の許容値等を示した。

- (1) 不同変位を有する高架道路橋の動的たわみの影響度は無次元変位置量 $\lambda$  (パターンIの場合)が10以上では影響度合いが極めて小さく高架道路橋を剛体として取り扱うことが可能となる。
- (2) 実際に予測される高架道路橋不同変位パターンを6種想定し、各パターンの場合の車両及び乗員系各部の振動特性を表わす最小二乗近似多項式を求めた。目違いあるいは段差等を有する不同変位は車両系に特に大きな影響を及ぼす。
- (3) 乗車時間が1、2、4時間の場合について、各不同変位パターンに対するISOに示す「快適度減退境界」、「疲労-能率減退境界」の規制値を定めた。

第7章では、車両-乗員-道路橋-大型車両系の連成振動特性について記述した。道路橋上で想定される走行モードパターンをモデル化し、乗員挙動に及ぼす各種パラメータの影響について示した。パラメータとしては道路橋の死荷重、減衰係数、支間長、大型車両の重量、走行速度及び乗員が乗った車両の停



車位置、道路橋上の走行モードパターンによる影響などについて示した。

- (1) 道路橋の死荷重、支間長、減衰係数等の道路橋諸元はいずれの諸元も影響が大きい。特に、死荷重は道路橋の曲げ剛性とも関係し影響が大きい。標準諸元から20%減少すると車両-乗員系の出力値は30~40%増加する。
- (2) 道路橋上の車両の停車位置による影響は中央点が一番大きく、中央点から橋脚に近づくに連れて小さくなる。支間長の1/2点と1/4点における加速度で比較して、1/4点の方が1/2点の値より、30~40%程度小さくなる。
- (3) 大型車両の重量による影響も大きく、重量が増加すると車両-乗員系に及ぼす影響が大きくなる。大型車両の重量が20%増加すると、車両-乗員系の加速度は約20%高くなる。
- (4) 道路橋上で想定される4種の走行モードパターンにおいて、パターンⅠとⅡ、ⅢとⅣについては有意な差はほとんど認められず、振動特性がほぼ一致するものと考えられる。パターンⅢとⅣについては車両が実際に走行するために車両-乗員系の加速度に変化が生じる。特に、ばね下質量の加速度はパターンⅠとⅡの場合に比べ約3倍となる。

以上、本研究の成果は、乗員挙動を考慮に入れて開発したトータルCAEシステムが乗り心地解析に非常に有効な手法であることを示すことができ、今後重要性の高い人に優しい先進的な車両開発・道路橋開発に必須の技術であることを実証した。

本研究の課題及び展望として

- (1) 第2章で開発した基本システムの今後の課題として、高速のCPUとグラフィック機能によってリアルタイム表示および出力のアニメーション表示等を可能とすれば現象把握がさらに容易となる。乗り心地解析に感性にかかわる性能の定量評価法をシステム内に考慮することも今後の課題として必要である。車体、エンジン振動はハンドルを介して腕にも伝達される。腕-ハンドルを考慮した乗員モデルの高精度化も必要であろう。
- (2) 乗り心地に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響については、今後の課題として、人間の関節の力学的特性値は緊張時と弛緩時ではかなりの差が生じる。乗員は視覚情報などにより筋肉の緊張の度合いが異なると関節の

回転特性は異なり、乗員挙動に大きく影響を与えることが予測される。また人体に振動刺激を呈示し続けているとその振動刺激に対する感度が低下する振動感覚順応現象<sup>18)</sup>が観測される。これらの視覚情報、振動感覚順応等に依存した関節特性をシステムにクローズドループとして考慮することも今後は必要となろう。乗員の幾何学的特性の違いにより振動特性に差異が生じることが明らかとなった。本シミュレーションシステムを適用すれば種々の乗員諸元に対する検討が可能であり、今後は各車両ユーザの体型にフィットしたシート提供が望まれ、本システムは有益なツールとなり得る。

エンジン振動の影響については、エンジンの小型化・軽量化・高性能化は今後益々追求されていく研究課題である。

エンジン自体の回転振動及び車両走行により発生するエンジン振動など乗員への影響度は常に考慮しておく必要がある。本研究はこの種の工学的問題解決への一手法となり、計算ツールとなり得よう。

- (3) 路面入力あるいは車速に応じてシート位置を最適に制御し、快適な乗り心地を得ることも可能と考えられる。この種の車両開発すなわちシートのアクティブ制御は今後の課題となろう。

サスペンションをアクティブ制御し、車体振動を完全に抑制することは現在の技術では限界があるものと思われる。2次的にシートをアクティブ制御し、快適な乗り心地を得る技術開発が期待される。本研究成果により制御すべき因子が明らかとなったのでシートのアクティブ制御も将来実車に装備されよう。

- (4) 車両が段差を高速で通過する場合、タイヤが路面から非接地状態となることが予測される。タイヤの跳躍現象を考慮に入れた解析も必要である。また変位が急変する路面では実現象をさらに詳細に把握するためにはタイヤ接地圧分布<sup>19)</sup>等を考慮に入れたタイヤモデルの開発も必要であろう。道路橋伸縮装置段差の影響については、道路橋の設計・施行あるいは保守に際し、有益な技術資料となるものと考えられる。さらに、一般路面上のマンホール蓋等の設置あるいは路面の補修等に際しても本研究成果は適用可能である。



(5) 実交通流では、信号交差点や事故、交通規制などにより道路橋上において、様々な自動車走行モードが発生する。道路橋上において想定される走行モードパターンに対して乗員への影響度を定量的に検討し、車両-乗員-道路橋系の最適設計を進めていくことが重要である。本研究成果はこれらの問題解決に有用なツールとなり、発展性が期待される。

(6) 車両-乗員-道路橋-大型車両系の現象解明では、主に標準諸元との相対的評価を試み特性を明確にしたが、道路橋の最適設計を行なう上において絶対的評価も必要であろう。そのためには、道路橋の基本周波数の存在領域、特に2~31Hzの周波数域におけるシート着座状態での人間工学的特性を詳細に把握することが必要である。振動に対する感覚実験を実施し、道路橋上での乗員の実感にできるだけ近い評価尺度を求めることが必要となる。この点についても、今後の課題としたい。

人体を含む振動現象の解析及び計測法・評価法に関して残された課題も多い。人体の幾何学的特徴あるいは性別、年齢差等の違いによる人体の動的特性に関するデータは乏しく、計測法・評価法の高度化を図り、これらについての実測データを蓄積していくこと、併せて活用できるよう基準化していくことが必要である。人体は機械以上に複雑な構造をしているため、計測が困難であるばかりなく再現性が乏しいため本研究で示した人体のダイナミクスまで考慮した解析技術は、工学的価値が高く、人間の動作の改善、障害等に対する評価、人体にかかわる機器設計のための事前評価など多方面への応用が可能であり、今後のキーテクノロジーとして発展性が期待されよう。

その他、人体を含む複雑系のシステムとして、人間-鉄道車両系、人間-航空機・宇宙系、人間-船舶系、人間-土木建設・鉱山機械系、人間-農業機械系など人体を含む動力学的現象を解明し、設計に反映できる技術資料を体系化することが望まれる。さらに、人体の状態も立位、臥位状態なども対象となる。しかし、これらは、本研究の延長線上にあり、本研究で示した手法を適用すれば問題解決は可能である。これらの点についても今後の課題としたい。そして、人体の動力学まで考慮した解析手法を人に優しい製品開発に役立てて行きたい。

## 謝 辞

本研究の遂行ならびに本論文の作成にあたり、東京大学工学部システム量子工学科 矢川元基教授には、終始、懇切なるご指導とご鞭撻を賜わった。また本論文をまとめるにあたり、東京大学工学部産業機械工学科 井口雅一教授、東京大学工学部附属原子力工学研究施設 班目春樹教授、東京大学工学部産業機械工学科 藤岡健彦助教授、東京大学工学部システム量子工学科 奥田洋司助教授には有益なご助言を頂いた。ここに謹んで心よりお礼申し上げます。

本論文の研究は、広島市工業技術センターにおいて行ったものであり、山本慧實所長には、研究の遂行および、論文作成の機会を与えて頂き、ひとかたならぬご配慮を賜わった。また本研究にご協力頂いた広島市工業技術センターの諸氏に感謝致します。

本論文で試みた多くの解析技術は国鉄に勤務していた時代に培われたものであり、当時の上司、宮本昌幸氏(現在 (財)鉄道総合研究所車両研究部部長)には常に励ましをいただきました。心よりお礼申し上げます。

本研究を進めるにあたり、自動車メーカーの立場から有益なご助言をいただいたトヨタ自動車㈱東富士研究所 佐藤幸治氏、日産自動車㈱総合研究所車両研究所 萩原一郎氏には心から感謝申し上げます。

また、東京農工大学工学部機械システム工学科 永井正夫教授には長年にわたり車両運動に関する有意義なご助言をいただきました。

広島大学工学部第一類 薦 紀夫教授にはCAE技術に関する種々のご助言をいただきました。

山口大学工学部社会建設工学科 會田忠義教授には車両-橋梁系の連成振動に関する多くの研究論文をいただき研究当初の概念形成に参考になりました。

デルタ工業㈱技術部研究開発課 武田史朗氏、同社研究開発部実験研究グループ 竹島 透氏には振動試験において多大なるご協力を得ました。

終わりに、妻明美、長男幸生、長女今日子には本研究を進めるにあたり、家庭内において大変迷惑をかけたにもかかわらず常に温かく支援してくれました。本論文を結ぶにあたり、上記の各位に深く感謝の意を表します。



参考文献

- (1) 三浦 登・福田水穂、自動車設計と解析シミュレーション、(1990)、p.195、培風館。
- (2) R.N.Janeway, Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation, SAE Paper 750166 (1975), pp.1-24.
- (3) H.デュビィ・G.ツェレット、全身振動の生体反応、(1989)、p.32、名大出版会。
- (4) R.R.McHenry, Research in Automobile Dynamic - A Computer Simulation of General Three-Dimensional Motions, SAE Paper 710361 (1971), pp.1-19.
- (5) 大沢秀一・出先洋一、小型車両の振動・乗心地の測定法と評価、自動車技術、Vol.27、No.8 (1973)、pp.902-911。
- (6) 福島直人、乗心地要因としてのサスペンション系フリクションの解析、日産技報、第14号 (1969-1)、pp.64-75。
- (7) 花井利通・松岡由幸、安楽姿勢に関する研究、自動車技術、Vol.41、No.11 (1987)、pp.1275-1279。
- (8) 杉本 隆・白鳥満夫・関戸達彌、後部安楽姿勢要件の検討、自動車技術会学術講演会前刷集 No924 (1992-10)、pp.141-144。
- (9) 永島淑行、シートの快適性向上技術について、Vol.45、No.12 (1991)、pp.78-82。
- (10) 中道博志・上野克己・神谷公一、シートのサポート性向上手法について、自動車技術、Vol.45、No.1 (1991)、pp.102-105。
- (11) T.E.Fairley, M.J.Griffin, The Apparent Mass of the Seated Human Body: Vertical Vibration, J.Biomechanics, Vol.22, No2 (1989), pp.81-94。
- (12) 北川博己・山本敦・木村忠司、人体特性を考慮したシート乗心地解析、自動車技術会学術講演会前刷集 No924 (1992-10)、pp.137-140。
- (13) 自動車技術会編、自動車技術ハンドブック 試験・評価編、(1991)、p.210、自動車技術会。
- (14) J.H.varterrasian, On Measuring Automobile Seat Ride Comfort, SAE Paper 820309 (1982), pp.1-15。

- (15) 三島保夫・加納昭一、着座状態における人体-シート系の振動特性について、学術講演会前刷集 No891 (1989-5)、自動車技術会、pp.349-352。
- (16) 安部安人、自動車の運動と制御、(1992)、p.10、山海堂。
- (17) 中川邦夫・西田恒昭・大崎正喜、操安性に及ぼすロール特性の影響、自動車技術、Vol.43、No.3 (1989)、pp.68-73。
- (18) 大亦絢一郎・岩田行雄・大塚正彦、乗用車の単一突起乗り越し時の過渡振動特性について、自動車技術会論文集、No.24 (1982)、pp.82-88。
- (19) 大野進一・朝倉 博・滝田敏之・鈴木常夫、自動車が突起を乗り越えるときの路面作用力について、日本機械学会論文集、第54巻 第498号、C編 (1988)、pp.432-438。
- (20) 石塚松男・井上 茂、突起乗り越し時の車両振動 (第2報)、自動車研究、第7巻、第11号 (1985)、pp.481-484。
- (21) 伊藤 学、走行車両に対する橋梁の動的応答、橋梁の動的応答研修会テキスト、(1969-12)、日本鋼構造協会、pp.377-401。
- (22) 西山修二、車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第1報、理論解析及びシステム検証)、日本機械学会論文集、第59巻 第568号、C編 (1993-12)、pp.3613-3621。
- (23) Nishiyama, S., Development of a Vehicle-Occupant Dynamic Interaction Simulation System, Proceedings, ASIA-PACIFIC VIBRATION CONFERENCE '93, (1993-11), Vol.2, pp.825-930。
- (24) 西山修二、車両-乗員-路面系連成振動解析による乗心地向上技術、日本機械学会 振動・音響新技術シンポジウム講演論文集 No.920-69 (1992-8)、pp.105-107。
- (25) 西山修二、車両-乗員-高架路面系連成振動シミュレーションシステムの開発、日本機械学会第70期全国大会講演論文集、No.920-78、Vol.E (1992-9)、pp.165-167。
- (26) 西山修二、車両-乗員-高架路面系連成振動シミュレーションシステムに関する研究、広島市工業技術センター年報、第5巻 (1991)、pp.93-102。
- (27) 日本機械学会編、生体力学、(1991)、p.247、オーム社。



- (28) Naab, K. N., McHenry, R. R., Computer Simulation of the Automobile Crush Victim in a Frontal Collision, CAL Report, NO. YB2126 (1966).
- (29) 古庄宏輔・橋本和男・藤本 聡, 衝突時の乗員挙動の解析 (第1報) - 乗員の動きのシミュレーション -, 自動車技術会論文集, Vol. 23, No. 4 (1969), pp. 346-353.
- (30) 樋口和雄・森沢正旭・佐藤 武, 自動車衝突時の乗員の挙動 (デジタル計算機による乗員挙動シミュレーション), 自動車技術, Vol. 23, No. 10 (1969), pp. 1031-1037.
- (31) 片山邦昭・島田鉄雄, 衝突時の歩行者の挙動解析 - 数値解析 -, 自動車技術会論文集, No. 1 (1970), pp. 102-108.
- (32) Smith, J. W., Observation on the Postural Mechanism of the Human Knee Joint, J. of Anatomy, Vol. 90, Pt. 2, pp. 236-261.
- (33) 亘理 厚, 機械振動, (1977), pp. 91-95, 丸善.
- (34) 西山修二, 超伝導反発形磁気浮上車両 - 高架軌道系の振動特性の研究, 東京大学工学部井口研究室研究報告, (1982-3).
- (35) OVIS/S制御言語文法書 I, 富士通.
- (36) 907ホストコンピュータ・ベーシック・ソフトウェアHCB5, 日本電通.
- (37) JIS D4607 (1977), 自動車室内寸法測定用三次元座位人体模型 (3DM-JM50).
- (38) 北野智之, 車両用シートの非線形振動シミュレーションモデルの開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集 No. 891 (1989-5), pp. 345-348.
- (39) M. Mitschke, Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B, (1984), p. 124, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York Tokyo.
- (40) 西山修二, 車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第3報, 乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響), 日本機械学会論文集, 第60巻 第573号, C編 (1994), pp. 1509-1516.
- (41) 西山修二, 車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第2報, 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響), 日本機械学会論文集, 第59巻 第568号, C編 (1993-12), pp. 3622-3629.
- (42) 西山修二, 乗員挙動に及ぼすシート位置の影響, 日本機械学会中国四国支部第32期講演会 No. 945-1 (1994-3), pp. 180-182.

- (43) 西山修二, 道路橋伸縮装置段差が車両 - 乗員挙動に及ぼす影響 (12自由度モデルによるシミュレーション), 日本機械学会第71期全国大会講演論文集, No. 930-63, (E), (1993-10), pp. 272-274.
- (44) 西山修二, 車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第4報, 乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響), 日本機械学会論文集, 第60巻 第575号, C編 (1994-7), pp. 2220-2226.
- (45) 小堀為雄, 橋梁工学, 土木工学基礎講座8, (1993), p. 48, 朝倉書店.
- (46) 平尾 取・近藤政市・亘理 厚・山本峰雄, 理論自動車工学, (1968), pp. 217-267, 山海堂.
- (47) 土居俊一・ほか4名, 車両の過渡振動と乗り心地評価, 日本機械学会 第1回交通・物流部門大会講演論文集, No. 920-98 (1992-11), pp. 267-272.
- (48) 江島 淳, 地盤振動と対策, (1979), p. 31, 集文社.
- (49) 松井信夫, ISO-2631の改訂についての動向, 分科会報告, No. 335 (1984-10), pp. 201-211.
- (50) ISO2631/1-1985(E), Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration-Part 1: General Requirements, Ref. No. ISO2631/1-1985(E), pp. 1-17.
- (51) ISO2631/2-1989(E), Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration -Part 2: Continous and Shock-Induced Vibration in Buildings (1 to 80Hz), Ref. No. ISO2631/2-1989(E), pp. 1-18.
- (52) ISO2631/3-1985(E), Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration-Part 3: Evaluation of Exposure to Whole-Body z-Axis Vertical Vibration in the Frequency Range 0.1 to 0.63Hz, Ref. No. ISO2631/3-1985(E), pp. 1-18.
- (53) 西山修二, 車両 - 乗員 - 高架道路橋系連成振動特性に関する研究 (車両と乗員挙動に及ぼす高架道路橋不同変位の影響), 日本機械学会論文集, 第59巻 第565号, C編 (1993-9), pp. 2613-2620.
- (54) 西山修二, 車両 - 乗員系の連成振動を考慮した乗員の上下・左右振動解析, 日本機械学会論文集, 第59巻 第567号, C編 (1993-11), pp. 3239-3246.



- (55) 西山修二、車両-乗員系の連成振動を考慮した乗員の上下・左右・ローリング振動解析、日本機械学会第71期全国大会講演論文集、No.930-63、(E)、(1993-10)、pp.269-271.
- (56) 古庄宏輔・横川和男、衝突時の乗員挙動の解析-第2報-斜め衝突の場合、自動車技術会論文集、No.1(1970)、pp.82-88.
- (57) 小堀為雄・梶川康男、橋梁振動の人間工学的評価法、土木学会論文報告集、第230号(1974-10)、pp.23-31.
- (58) 小堀為雄・梶川康男、道路橋の振動とその振動感覚、土木学会論文報告集、第222号(1974-2)、pp.15-23.
- (59) 小堀為雄・梶川康男、単一動荷重に対する道路橋の振動感覚、土木学会論文報告集、第248号(1976-4)、pp.11-23.
- (60) 小堀為雄、応用土木振動学、(1974)、p.90、森北出版.
- (61) 永井正夫・井口雅一、吸引形磁気浮上車両-高架軌道系の振動特性(第1報、1台走行解析)、日本機械学会論文集、第45巻 第400号、C編(1979-12)、pp.1332-1340.
- (62) 永井正夫・井口雅一、吸引形磁気浮上車両-高架軌道系の振動特性(第2報、複数台走行解析)、日本機械学会論文集、第46巻 第402号、C編(1980-2)、pp.129-136.
- (63) 彦坂 熙・吉村虎蔵・内谷 保、連行自動車荷重による単純桁橋の非定常ランダム応答と衝撃係数、土木学会論文報告集、第290号(1979-10)、pp.31-41.
- (64) 山田善一・小堀為雄、活荷重に対する道路橋の動的応答-衝撃係数に関する考察、土木学会論文報告集、第148号(1967)、pp.40-50.
- (65) 研修会テキスト、高架道路橋の交通振動問題とその対策、(1985-3)、日本橋梁協会.
- (66) Fryba, L., Vibration of Solids and Structures Under Moving Loads, (1973)、p.129、Noordhoff International Publishing.
- (67) 井口雅一・原 宏、高速列車の走行によって起こる軌道けたの共振対策(単純支持ばりの場合)、日本機械学会論文集、第51巻 第464号、C編(1985)、pp.739-745.

- (68) W.S.Chiu, R.G.Smith, D.N.Wormley, Influence of Vehicle and Distributed Guideway Parameter on High Speed Vehicle-Guideway Dynamic Interactions, J. Dynamic Systems, Measurement, and Control, March, (1971), p.25.
- (69) Krtum, W., Wormley, D.N., Dynamic Interaction Between Travelling Vehicle and Guideway Systems, Vehicle System Dynamics Vol.10 (1981) No.4-5, pp.285-317.
- (70) Richardson, H.H., Wormley, D.N., Transportation Vehicle/Beam-Elevated Guideway Dynamic Interaction: A State of the Art Review, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, June, (1974), pp.169-179.
- (71) Ralston, A., A first Course in Numerical Analysis, (1965), McGraw-Hill, New York-Toronto-London.
- (72) 植村良雄、外国鉄道の乗り心地、鉄道線路、27-5(1979-5)、pp.23-26.
- (73) 外国鉄道技術情報、乗り心地特集、第22号(1975-6)、pp.42-76、日本国有鉄道.
- (74) 西山修二、車両-乗員-道路橋-大型車両系連成振動特性に関する研究、日本機械学会論文集、第60巻 第569号、C編(1994-1)、pp.16-23.
- (75) 西山修二、走行自動車荷重を受ける道路橋上の車両-乗員の動的応答特性に関する研究、自動車技術会論文集 Vol.25, No.4(1994-10)、pp.114-119.
- (76) 川谷充郎・小松定夫・佐々木孝、走行自動車荷重を受けるプレートガーダ橋の動的応答特性に関する研究、土木学会論文報告集、第392号(1988-4)、pp.351-358.
- (77) 横山功一・井上純三、自動車走行モードと道路橋の衝撃係数、土木学会論文報告集、第422号(1990-10)、pp.4391-394.
- (78) 吉村虎蔵・彦坂 熙・内谷 保、単一走行車両による道路橋の非定常ランダム応答の解析、土木学会論文報告集、第258号(1977-2)、pp.35-44.
- (79) 江島 淳、地盤振動と対策、(1979)、p.31、集文社.



(80) 小堀為雄・梶川康夫、道路橋の振動とその振動感覚、土木学会論文報告集、第222号(1974)、p.31.

(81) 宮岡 徹、ヒトの振動感受特性、自動車技術、Vol.45、No.12(1991)、pp.14-19.

本研究に関する著者の発表論文リスト

- (1) 西山 修二、車両-乗員-高架道路橋系連成振動特性に関する研究  
(車両と乗員挙動に及ぼす高架道路橋不同変位の影響)、  
日本機械学会論文集、第59巻 第565号、  
C編(1993-9)、pp. 2613-2620.
- (2) 西山 修二、車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発  
(第1報、理論解析及びシステム検証)、  
日本機械学会論文集、第59巻 第568号、  
C編(1993-12)、pp. 3613-3621.
- (3) 西山 修二、車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発  
(第2報、乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響)、  
日本機械学会論文集、第59巻 第568号、  
C編(1993-12)、pp. 3622-3629.
- (4) 西山 修二、車両-乗員系の連成振動を考慮した乗員の上下・左右  
振動解析、  
日本機械学会論文集、第59巻 第567号、  
C編(1993-11)、pp. 3239-3246.
- (5) Nishiyama, S., Development of a Vehicle-Occupant Dynamic  
Interaction Simulation System,  
Proceedings, ASIA-PACIFIC VIBRATION CONFERENCE '93  
(1993-11), Vol.2, pp.825-830.



- (6) 西山 修二、車両-乗員-道路橋-大型車両系連成振動特性に関する研究。  
日本機械学会論文集、第60巻 第569号、  
C編(1994-1)、pp. 16-23.
- (7) 西山 修二、車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発  
(第3報、乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響)、  
日本機械学会論文集、第60巻 第573号、  
C編(1994-5)、pp. 1509-1516.
- (8) 西山 修二、車両-乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発  
(第4報、乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響)、  
日本機械学会論文集、第60巻 第575号、  
C編(1994-7)、pp. 2220-2226.
- (9) 西山 修二、走行自動車荷重を受ける道路橋上の車両-乗員の動的  
応答特性に関する研究、  
自動車技術会論文集、Vol. 25、No. 4、  
(1994-10)、pp. 114-119.
- (10) 西山 修二、車両-乗員-路面系連成振動解析による乗心地向上技術  
日本機械学会振動・音響新技術シンポジウム講演論文集  
No. 920-69、(1992-8)、pp. 105-107.
- (11) 西山 修二、車両-乗員-高架路面系連成振動シミュレーション  
システムの開発、  
日本機械学会第70期全国大会講演論文集  
[No. 920-78](Vol. E)、(1992-9)、  
pp. 165-167.

- (12) 西山 修二、車両-乗員系の連成振動を考慮した乗員の上下・左右・  
ローリング振動解析、  
日本機械学会第71期全国大会講演論文集  
No. 930-63、(E)、(1993-10)、  
pp. 269-271.
- (13) 西山 修二、道路橋伸縮装置段差が車両-乗員挙動に及ぼす影響  
(12自由度モデルによるシミュレーション)、  
日本機械学会第71期全国大会講演論文集  
No. 930-63、(E)、(1993-10)、  
pp. 272-274.
- (14) 西山 修二、走行自動車荷重を受ける道路橋上の車両-乗員の動的  
応答特性に関する研究、  
自動車技術会秋季大会学術講演会前刷集、No. 936、  
(1993-10)、pp. 217-222.
- (15) 西山 修二、乗員挙動に及ぼすシート位置の影響、日本機械学会  
中国四国支部第32期総会・講演会、No. 945-1  
(1994-3)、pp. 180-182.
- (16) 西山 修二、車両-乗員-高架路面系連成振動シミュレーション  
システムに関する研究、  
広島市工業技術センター年報、第5巻(1991)、  
pp. 93-102.



