

ハンプ通過時の自動車の動的挙動

Dynamic Response of Automobiles to Speed Control Humps

山田 晴 利*

By Harutoshi Yamada

The dynamic response of automobiles to speed control humps were analyzed numerically. First, the lumped-mass models with finite degrees of freedom so far developed were reviewed. Second, linear and nonlinear five-degree-of-freedom models were developed and their solutions were obtained by Runge-Kutta-Gill method. Finally, these two solutions were compared and some conclusions were derived. It was found that the nonlinear components of automobiles play an important roll in the analysis of the dynamic response to speed control humps. Therefore, nonlinear components must be included in the model. It was also found that the modeling of passengers and seats must be more sophisticated.

1. はじめに

近年、地区交通の管理・計画において歩行者と自動車との共存が重要な課題となり、コミュニティ道路を核としたロードピア構想の実現が図られている。コミュニティ道路においては、スピードコントロールハンプが速度抑制のための施設として大きな役割を果たしており、その速度抑制効果については各地で実験的な研究が行なわれている〔田島（1983）、名古屋市（1981）、大阪市土木局（1984）、天野等（1985）〕。また、ハンプの設置に関して我が国より長い歴史を持つ諸外国の事例の紹介も盛んである〔天野（1982）、青木等（1984a、1984b）〕。しかし、我が国と諸外国とでは自動車の諸元等に差があるため、諸外国の事例をそのままあてはめることには無理がある。また、

実験を行うには、多額の費用と長い時間とが必要となるうえに、実験条件のコントロールにも配慮しなくてはならないため、実験を手軽に実施するのはなかなか難しい面がある。

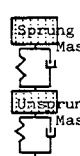
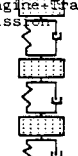
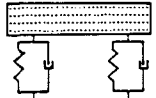
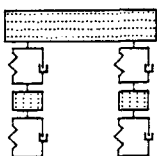
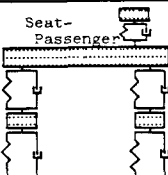
そこで、ここではハンプ通過時の自動車の動的挙動を計算によって求めることを目的としてモデル構築と試算とを行った。モデルとしては線型および非線型の集中質点系をとりあげており、それぞれの運動方程式をRunge-Kutta-Gill法によって数値積分し、解を求めた。

2. 過去の研究事例

ハンプ通過時の車両の動的挙動については過去にもかなりの研究の蓄積がある。表-1は、これらのうちの主なものをまとめたものである。この表では、いわゆる集中質点系モデルを線型、非線型別に示してある。実際の自動車は、車体の曲げねじりによる弾性振動や動力伝達系のねじれ・曲げによる振動な

* 正会員 工修 建設省土木研究所
(〒305 茨城県筑波郡豊里町旭1番地)

表一 1. 自動車振動モデル

	I	II	III	IV	V	VI
						more sophisticated models
Linear	-川合、森崎 (1965) -金丸、吉田 (1969)	-兼重、稲谷、浅野 (1965)	-島田 (1961a, 1961b, 1962)		-Dahlgren (1979) -Kassem and Al-Nassar (1982)	-石塚、井上 (1985) (タイヤのエンヴェロープ特性を考慮) -Captain et al. (1979) (同 上)
Nonlinear	-海出、岡田、小野 (1960) (ショックアブソーバの非線形性とタイヤの接地条件を考慮している)			-吉田、山田 (1961) (ショックアブソーバの非線形性を考慮) -水口、武内、迫田 (1966) (同 上) -Post and Bernard (1976) (ショックアブソーバの非線形性とbilinearなばねを考慮)	-Yabuta, Hidaka, and Fukushima (1984) (懸架系の摩擦を考慮している。9自由度)	

どをおこすが、動力伝達系の振動は乗り心地を考える上ではそれほど重要ではないし、車体の弾性振動もモノコックボディの小型車では無視しても差支えないといわれている [高波等 (1968)] ので、ここに示した有限自由度の質点モデルでもそれほどの不都合は生じないと思われる。なお、この表で線型・非線型とっているのは、材料非線形性を考慮しているかどうかであって、幾何学的な非線形性についてはどのモデルでも考慮されていないことを付記しておく。

表一 1 のうちのモデル I と II は前軸ないし後軸を単独でとりだしてモデル化したものとみなせる。車体の上下動とピッチングとが連成しないならば、前後軸を別々に扱うことが許されるが [金丸、吉田 (1969)]、この条件は常に満たされるわけではない。モデル III と IV は前後軸の振動とピッチングとを連成させたものである。モデル IV ではばね上、ばね下質量の区別がなされている。モデル V では乗員と座席とが簡単な 1 自由度系でモデル化されているが、人体および座席という複雑な系のモデルとしては簡略に過ぎよう。モデル VI には、より自由度の高いモデルが含まれている。おもに、タイヤとショックアブソーバに関してモデルの精密化が図られているが、モデルが精密になればなるほど構造定数

の測定も面倒なものになるため、取り扱いが容易でなくなる。

以上の検討をもとにして、ここでは表一 1 のモデル V に相当する集中質点モデルについて考察を行うことにした。このモデルでは乗員と座席のモデル化が充分とはいいがたいが、ほかに適当なモデルも存在しないのでとりあえずこの形でモデル化しておき、車体の振動に焦点を当てて考察を進める。ただし、ショックアブソーバは顕著な非線形性を示すことが知られているので、線型・非線型両方のモデルを造り、非線形性の及ぼす影響を考慮することにした。

3. 車両のモデル化

図一 1 に示したように記号の意味を定めると、全ての構造要素が線型の場合の運動方程式は次のようになる：

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F(t) \quad \dots \dots (1)$$

ここに、

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & & & & \\ & m_2 & & & \\ & & m_3 & & \\ & & & m_4 & \\ 0 & & & & m_5 \end{bmatrix}, \quad \dots (2)$$

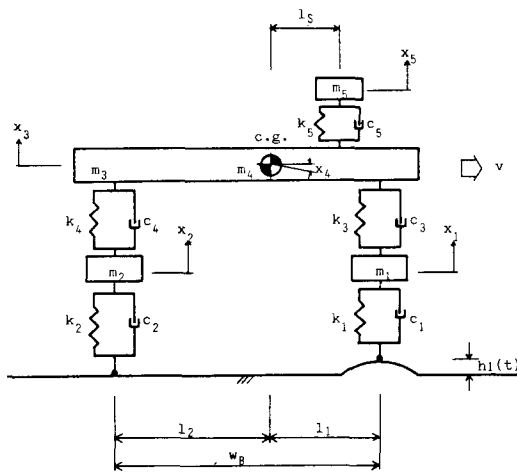


図-1. 5自由度振動モデル

記号	単位	意味
m ₁	kg	前軸ばね下質量
m ₂	kg	後軸ばね下質量
m ₃	kg	ばね上質量
m ₄	kgm ²	ピッチングモーメント
m ₅	kg	座席と乗員の質量
k ₁	kN/m	前軸ばね下のばね係数
k ₂	kN/m	後軸ばね下のばね係数
k ₃	N/m	前軸ばね上のばね係数
k ₄	N/m	後軸ばね上のばね係数
k ₅	N/m	座席のばね係数
l ₁	m	車体重心から前軸までの距離
l ₂	m	車体重心から後軸までの距離
l ₃	m	車体重心から座席までの距離
w _B	m	ホイールベース (=l ₁ +l ₂)
x ₁	m	前軸ばね下の鉛直方向変位
x ₂	m	後軸ばね下の鉛直方向変位
x ₃	m	車体重心の鉛直方向変位
x ₄	rad	ピッチング回転角
x ₅	m	座席の鉛直方向変位
c ₁	Ns/m	前軸ばね下の減衰係数
c ₂	Ns/m	後軸ばね下の減衰係数
c ₃	Ns/m	前軸ばね上の減衰係数
c ₄	Ns/m	後軸ばね上の減衰係数
c ₅	Ns/m	座席の減衰係数
h ₁	m	前輪位置における路面の変位
h ₂	m	後輪位置における路面の変位

$$C = \begin{bmatrix} c_1+c_3 & 0 & -c_3 \\ 0 & c_2+c_4 & -c_4 \\ -c_3 & -c_4 & c_3+c_4+c_5 \\ l_1c_3 & -l_2c_4 & -l_1c_3+l_2c_4-l_3c_5 \\ 0 & 0 & -c_5 \end{bmatrix}$$
$$\begin{bmatrix} l_1c_3 & 0 \\ -l_2c_4 & 0 \\ -l_1c_3+l_2c_4-l_3c_5 & -c_5 \\ l_1^2c_3+l_2^2c_4+l_3^2c_5 & l_3c_5 \\ l_3c_5 & c_5 \end{bmatrix}, \dots (3)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1+k_3 & 0 & -k_3 \\ 0 & k_2+k_4 & -k_4 \\ -k_3 & -k_4 & k_3+k_4+k_5 \\ l_1k_3 & -l_2k_4 & -l_1k_3+l_2k_4-l_3k_5 \\ 0 & 0 & -k_5 \end{bmatrix}$$
$$\begin{bmatrix} l_1k_3 & 0 \\ -l_2k_4 & 0 \\ -l_1k_3+l_2k_4-l_3k_5 & -k_5 \\ l_1^2k_3+l_2^2k_4+l_3^2k_5 & l_3k_5 \\ l_3k_5 & k_5 \end{bmatrix}, \dots (4)$$

$$F(t) = \begin{bmatrix} k_1h_1(t)+c_1\dot{h}_1(t) \\ k_2h_2(t)+c_2\dot{h}_2(t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix},$$

$h_1(t)$, $h_2(t)$ はそれぞれ前輪、後輪の位置における路面の鉛直方向の変位である。

非線型モデルでは、次の二つの非線型性を組み込んだ:

(i) 車体の懸架系のショックアブソーバーは顕著な非線型性を示すことがわかっていてる。この非線型性はバイリニア関数で近似的に表現されることも多い。しかし、ショックアブソーバーの特性に関する詳しいデータを入手することができなかったため、ここでは、圧縮・引張りの応答特性の差のみを考慮することとし、以下に示すような特性をモデルに組み込んだ。水口等 [1968] によれば、実際の道路を走行するときのショックアブソーバーの作動速度は 0.3 m/s 以下のことがほとんどであるし、この作動速度以下では、減衰力と作動速度とはほぼ比例関係にあるとみなしてよいので、以下のような特性でもそれほど大きな違いはないと考えて良いであろう。

(ii) ハンプ乗り越しのさいに、タイヤが地面から離れる場合がある。このとき、タイヤと地面との間には力が作用せず、車体は自由落下する。上に述べた線型モデルでは、タイヤが地面から離れたときにも車体にはタイヤを通して引張り力が作用することになるので、この点を改善する。これによって、車体にはたらく鉛直下向きの加速度は線型モデルの場合に比べて小さくなるはずである。

(i) によれば、ショックアブソーバーの減衰定数 c_3 、 c_4 の値が作動速度の値によって変化する。すなわち、

$$c_3 = \begin{cases} c_{3tn} & (\dot{x}_3 - \dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta} \geq 0 \text{ のとき}) \\ c_{3cp} & (\dot{x}_3 - \dot{x}_1 - l_1 \dot{\theta} < 0 \text{ のとき}) \end{cases}$$

$$c_4 = \begin{cases} c_{4tn} & (\dot{x}_3 - \dot{x}_2 + l_2 \dot{\theta} \geq 0 \text{ のとき}) \\ c_{4cp} & (\dot{x}_3 - \dot{x}_2 + l_2 \dot{\theta} < 0 \text{ のとき}) \end{cases}$$

となる。また、(ii) によれば、 k_1 、 k_2 、 c_1 、 c_2 の値が相対変位の値によって変化する。すなわち、

$$k_1 = \begin{cases} k_{1tn} = 0 & (x_1 - h_1(t) \geq d_f \text{ のとき}) \\ k_{1cp} & (x_1 - h_1(t) < d_f \text{ のとき}) \end{cases}$$

$$k_2 = \begin{cases} k_{2tn} = 0 & (x_2 - h_2(t) \geq d_r \text{ のとき}) \\ k_{2cp} & (x_2 - h_2(t) < d_r \text{ のとき}) \end{cases}$$

$$c_1 = \begin{cases} c_{1tn} = 0 & (x_1 - h_1(t) \geq d_f \text{ のとき}) \\ c_{1cp} & (x_1 - h_1(t) < d_f \text{ のとき}) \end{cases}$$

$$c_2 = \begin{cases} c_{2tn} = 0 & (x_2 - h_2(t) \geq d_r \text{ のとき}) \\ c_{2cp} & (x_2 - h_2(t) < d_r \text{ のとき}) \end{cases}$$

となる。ただし、 d_f 、 d_r はそれぞれ前輪、後輪タイヤの静たわみ量である。

前軸・後軸のタイヤが接地している状態では、ここにあげた係数の値を修正することによって、式(1)がそのまま成り立つ。前軸のタイヤが地面から離れた時には、 m_1 には下向きに

$$f_r = m_1 g + k_3 d_3 = k_1 d_f$$

の力が作用する。後軸のタイヤが地面から離れたと

きには、 m_2 に下向きに

$$f_r = m_2 g + k_4 d_4 = k_2 d_r$$

の力が作用する。以上をまとめると、非線型性を考慮した場合の運動方程式は次のようになる：

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = F_n(t) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 M 、 C 、 K は式(2)、(3)、および(4)で定義されたものと同じ形をしており、その要素のなかに現れる c_1 、 c_2 、 c_3 、 c_4 、 k_1 、および k_2 については上に示したような値をとるものとする。また、 $F_n(t)$ は次式で与えられる：

$$F_n(t) = \begin{bmatrix} k_1 h_1(t) + c_1 \dot{h}_1(t) - \text{sg}(x_1 - h_1(t) - d_f) f_r \\ k_2 h_2(t) + c_2 \dot{h}_2(t) - \text{sg}(x_2 - h_2(t) - d_r) f_r \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

ただし、

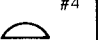
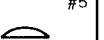
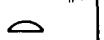
$$\text{sg}(x) = \begin{cases} 1 & (x \geq 0 \text{ のとき}) \\ 0 & (x < 0 \text{ のとき}) \end{cases}$$

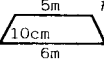
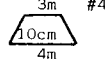
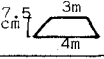
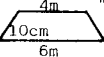
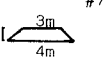
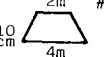
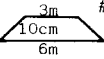
である。

4. 計算条件

計算の対象としたハンプは表-2 に示した7種類の円弧型ハンプと7種類の台形ハンプである。自動車の走行速度は10、20、30、40、50、および60 km/h とした。計算は自動車の前輪がハンプの前端に掛かった瞬間から開始し、後輪がハンプの後端を通過しさらに1秒たった時点まで行った。すなわち、ハンプの長さを L 、車のホイールベースを w_B 、走行速度を v とすれば、計算時間は $(w_B + L) / v + 1$ 秒ということになる。また、運動方程式は4次のRunge-Kutta-Gill法によって数値的に解いた。時間きざみは、走行速度が30 km/h までは0.005秒、それをこえたところでは、0.002秒とした。Runge-Kutta-Gill法では、誤差が累積するのであまり細かな時間きざみを用いることは望ましくない。しかし、時間きざみを大きくすると解の精度が落ちるので適当なきざみ幅を用いる必要がある。0.005秒のきざみでは、100 Hz までの周波数をカバーし、0.002秒のきざみでは250 Hz までの周波数をカバーできるので、人

表-2. 計算対象としたハンプ

		HEIGHT		
		10cm	7.5cm	5cm
LENGTH	6m			
	5m			
	4m			
	3m			
	2m			

GRADIENT	20 %			
	15 %			
	10 %			
	6.7 %			

(注) #はハンプの番号を表わす。

体の感じる振動を評価する上では問題はない〔三輪(1973)〕。また、きざみ幅をこれより小さくしても(30km/hまで0.002秒、40km/h以上で0.001秒)、大きくしても(30km/hまで0.01秒、40km/h以上で0.005秒)結果に大差はないことを確かめてある。車種は軽自動車、1300ccクラスの乗用車、2000ccクラスの乗用車、及び2トン積トラックの4つである。なお、計算にあたっては日立のM-280H(VOS3)を用いた。

5. 計算結果と考察

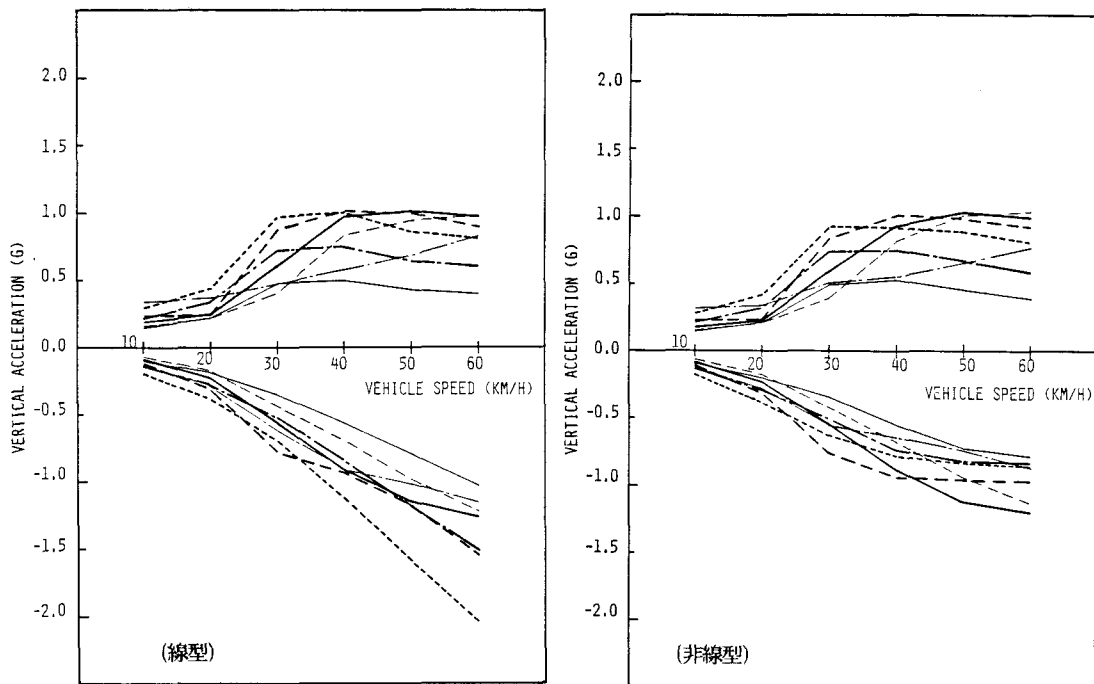
車体がハンプを通過するときの座席直下の点における鉛直方向加速度の値の最大値、最小値を速度別、ハンプの種類別に示したものが図-2である。

加速度の値を車種ごとに比較すると、総じて2トン積トラックの値が一番大きく、軽自動車、1300ccクラス乗用車、2000ccクラス乗用車の順に小さくなる。これは常識的な結果といってよからう。また、円弧型ハンプと台形ハンプとでは、台形ハンプの方が絶対値の大きな加速度を生じていることがわかる。ただし、車体に生ずる加速度は大きければ大きいほど良いというものではなく、走行の安全性、積荷への影響の程度等を考えれば、当然何らかの上限値が設けられなくてはならない〔大阪市土木局(1984)〕。この点に関しては、実験の実施等を含めて、さらに検討する必要があると考えている。

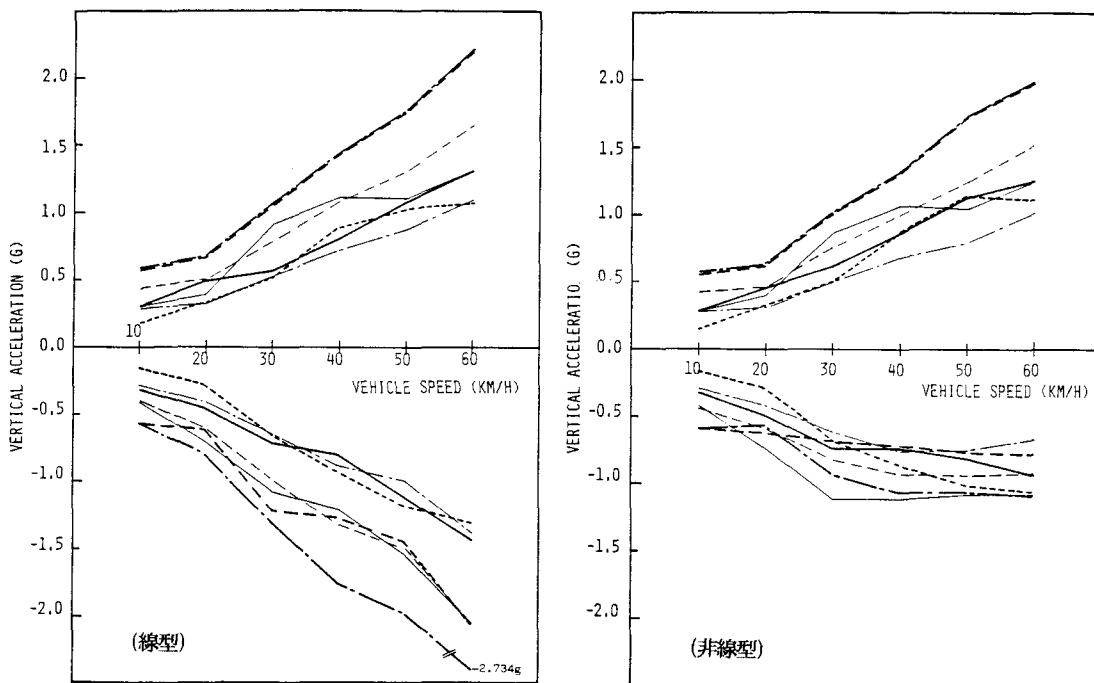
各ハンプごとの加速度の値を比較すると次の事がわかる。円弧型ハンプで高さは同一で長さのみが異

なる#6、#1、#2、および#3について見ると、速度が30km/h以下では長さの短い#3の加速度の値が最も大きく、長さが長くなるに従って値は小さくなる。ところが、速度が30km/hをこえると、この関係は逆転し、#1、#6の方が大きな値をとるようになる。また、長さが同一で高さのみ異なる#3、#4、および#5について見れば、高さの高い順に加速度の値も大きくなっていることがわかる。台形ハンプについては、各車種、モデルの違いにより結果にばらつきが見られるが、底辺の長さが同一で勾配のみが異なる#2、#1、および#3の結果を比べると、勾配のきつい#2の値が最も大きく#1、#3はこれよりも小さいことがわかる。また、同じ勾配を持つ#2と#4の最大加速度の値が同じである点は興味深い。ただし、#1、#5、および#7も同じ勾配を持つにもかかわらず、加速度の値は異なっている。

次に、線型・非線型モデルの違いが計算結果に及ぼす影響について述べる。最大加速度の値に関しては、非線型モデルの方が若干小さな値を与えるものの両モデルの間に大きな差はないといってよい。これに対して、最小加速度の値は両モデル間で大きく異なっており、非線型モデルによる加速度の絶対値は小さくなっている。これは、非線型モデルにはタイヤの接地条件が組み込まれているためである。最小加速度の値の低下する割合は、ハンプの種類によって異なり、円弧型ハンプでは#2、#3、台形ハンプでは#2、#4において顕著である。これら



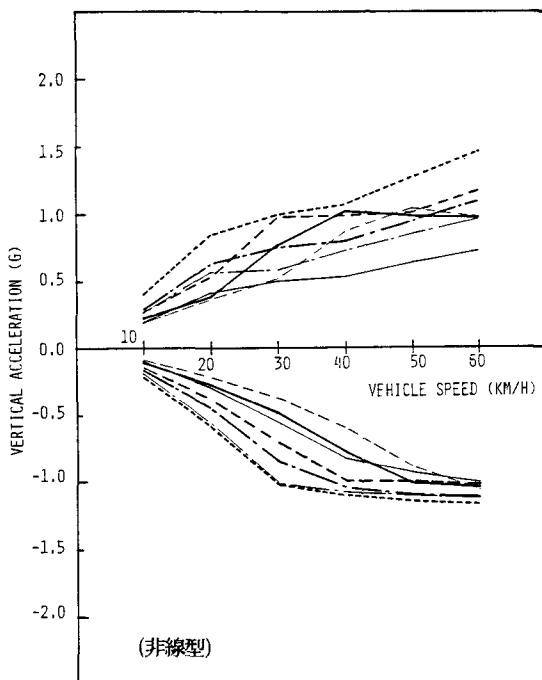
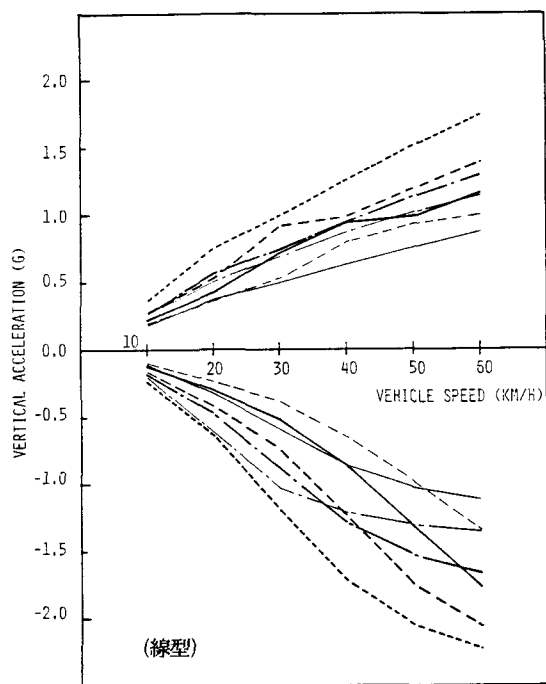
円弧型ハンプ



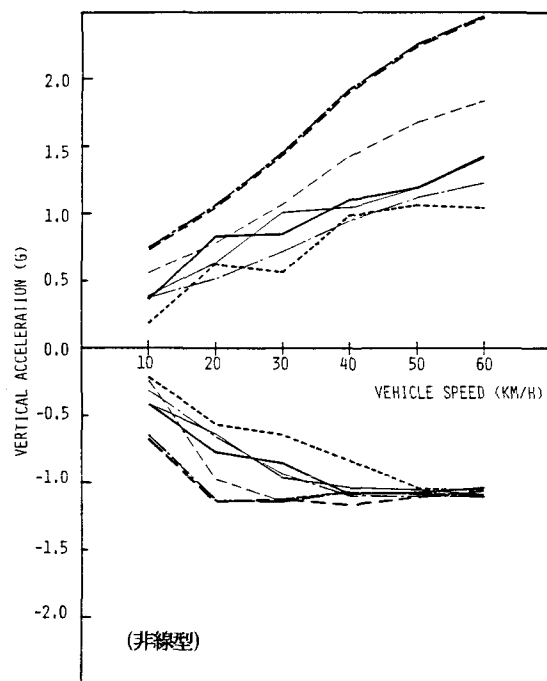
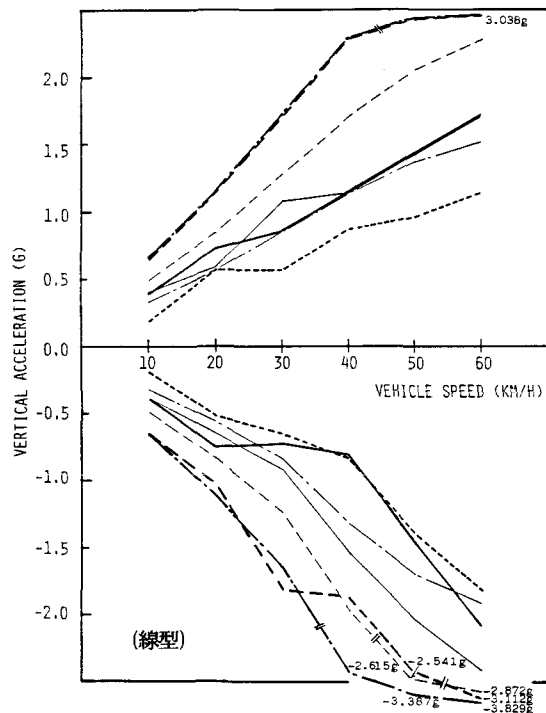
台形ハンプ

軽自動車

図-2. 計算結果: 最大加速度と最小加速度



円弧型ハンプ



台形ハンプ
2トン積トラック

図-2 (続 き)

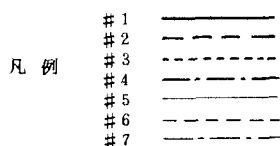


図-2 (続 き)

はいずれも、他のハンプに比べて急な傾斜を有するものであり、それだけ車輪の浮き上がりを起こしやすいことがこの原因であると考ええる。非線型モデルでは、タイヤの接地条件のほかにショックアブソーバーの応答の非線型性についても考慮しているが、これらの影響については、それほど明瞭ではない。というのも、ショックアブソーバーの非線型性は、最大最小加速度の値よりは、減衰特性に大きくきいてくるものだからである。しかし、非線型特性を考慮することの重要性は、以上の検討から明らかであると思う。

本研究で扱ったような構造モデルを用いてハンプ通過時の動的応答を分析するためには、モデルの一層の精緻化が不可欠である。たとえば、ここで扱ったような、地面とタイヤとが点接触することを前提としたモデルでは、動的応答を正しくとらえられないため、タイヤのエンヴェロップ特性を組み込んだモデルの必要性が指摘されている [Captain et al. (1979)]。また、乗員に与える影響を考えるためには、座席—乗員系のモデル化が必要であるが、これはかなり難しい点があるため、むしろ実験によって心理的效果を把握し、加速度等の物理量との対応関係を探っていくことが必要であると考ええる。

謝 辞

自動車の振動特性に関するデータの入手にあったて、建設省土木研究所の小野田氏、(財)日本自動車研究所の関係各位にはたいへんお世話になった。深く感謝したい。

参 考 文 献

- 天野 光三 (監訳) (1982) : 「人と車の共存道路——西ドイツの住宅地域における実施例」、技報堂。
 天野 光三、榊原 和彦、松尾 俊之、藤埴 忠司 (1985) : 「歩車共存道路におけるハンプフォルトの設置効果に関する研究 その1」土木学会年次学術講演会概要集 I V, pp. 139-140.

- 青木 英明、久保田 尚、新谷 洋二 (1984a) : 「ハンプの研究 (その1)」、交通工学19(2)、pp. 10-18。
 — (1984b) : 「ハンプの研究 (その2)」、交通工学19(3)、pp. 15-31。
 Captain, K. M., A. B. Boghani and D. N. Wormley (1979) : "Analytical Tire Models for Dynamic Vehicle Simulation", Vehicle System Dynamics 8, pp. 1-32。
 Dahlberg (1979) : "Optimization Criteria for Vehicle Travelling on a Randomly Profiled Road—A Survey", Vehicle System Dynamics 8, pp. 239-252。
 石塚 松男、井上 茂 (1985) : 「突起乗越し時の車両振動 (第1報)」、自動車研究7(10)、pp. 18-21。
 金丸 伸二、吉田 寛 (1969) : 「懸架系の振動特性と問題点」、自動車技術23(8)、pp. 768-776。
 兼重 一郎、粕谷 誠一、浅野 稔 (1965) : 「乗用車の上下振動に与えるエンジンマウントの影響」自動車技術19(11)、pp. 863-868。
 Kassem, E. and Y. Al-Nassar (1982) : "Dynamic Considerations of Speed Control Humps", Transportation Research 16B(4)、pp. 291-302。
 河合 平夫、森崎 健二 (1965) : 「自動車走行路面の性質と振動乗り心地への関連性」、三菱重工技報、2(2)、pp. 20-27。
 水口 正昭、武内 良文、迫田 正儀 (1968) : 「自動車の振動乗り心地・接地性に及ぼすショックアブソーバー特性の影響」、三菱重工技報5(3)、pp. 55-64。
 三輪 俊輔 (1973) : 「全身振動の評価法 (ISO/TC108/DIS2631を中心として)」日本音響学会誌29(4)、pp. 252-258。
 名古屋市 (1981) : 「地区交通計画運営手法の検討 I (道路ハンプ走行実験)」。
 大阪市土木局 (1984) : 「交通抑制のための道路構造」。
 Post, T. M. and J. E. Bernard (1976) : "Response of Vehicles to Pavement Undulations", paper prepared for FHWA, Highway Safety Research Institute, The University of Michigan。
 島田 文平 (1961a) : 「障害板対称乗越しによる自動車の過渡振動 (第2報 減衰あり、非連成)」自動車技術15(5)、pp. 204-209。
 — (1961b) : 「障害板対称乗越しによる自動車の過渡振動 (第3報 減衰なし、連成)」自動車技術15(7)、pp. 303-307。
 — (1962) : 「障害板対称乗越しによる自動車の過渡振動 (第4報 減衰あり、連成: 総括)」自動車技術16(2)、pp. 82-89。
 田島 学、西武都市開発 (1983) : 「<生活の庭>としての道を求めて」、都市住宅。
 高波 克治、吉野 良治、杉 時夫 (1968) : 「振動乗り心地、空気調和、居住性の試験法」、自動車技術22(9)、pp. 833-840。
 海出 久雄、岡田 正、小野 和明 (1960) : 「ショックアブソーバーの形式と車体振動について」、自動車技術14(4)、pp. 136-139。
 Yabuta, K., K. Hidaka and N. Fukushima (1984) : "Effects of Suspension Friction on Vehicle Riding Comfort", Vehicle System Dynamics 10 (2-3)、pp. 85-91。
 吉田 明夫、山田 昌夫 (1961) : 「車体ピッチングに及ぼす懸架特性の影響」、トヨタ技術13(2)、pp. 32-48。