

IV—2 路面の凹凸と車の走行性能に関する基礎的研究

北海道大学工学部 正会員 加来 照俊
北海道大学大学院 学生会員 ○川村 彰

1. ま え が き

最近のモータリゼーションの急速な進歩に伴い、高速道路が建設され、幹線道路が整備されてきている。しかし、幹線道路を離れると、依然として非舗装道路が存在し、舗装道路であっても、高架や橋の継ぎ目、補修の継ぎ目、マンホールなどの路面不整により、自動車の操縦性・安全性・乗心地といった面で数々の不都合な問題を来している。又、北海道のような積雪寒冷地に於いては、冬季になると、舗装・非舗装の区別なく、アイスバーン、わだち、その他の凹凸が発生し、自動車事故の面でも、重大な関心事となっている。

このような現状に対して、最近の路面の凹凸、及びその上を走行する際の車の運動という点に関しては、車両の設計などにも見受けられるように、良路を走行するとの仮定から、悪路に不向きに設計され、過去に、路面のパターンに応じて、自動車の運動の研究がなされた例は、数多く見受けられるが、最近ではあまりなされていないのが実情である。このような問題点を解消していくための試みとして、本研究では、次の二点に主眼点を置き、研究を進めた。

1) 路面の凹凸状況の把握

(その一手段として、乗心地係数を用いた。)

2) 1)の路面を走行する際の車の運動の解析

(その一手段として、理論式による自動車の振動モデルと試験車による実走行実験データとの比較を行なった。)

2. 乗心地係数からみた路面凹凸の状況

振動乗心地という観点に立ち、車の重心部分に加わる上下方向加速度を、札幌市内における凹凸路面の代表として大橋ジョイント部、夏季・冬季におけるマンホール上を試験車が走行した際に記録させ、そのデータをもとに、Janewayの乗心地基準⁽¹⁾により、乗心地係数を求めた。

なお、Janewayの乗心地基準とは、 f を振動数、 a を振幅(cm)としたとき、

$$f = 1 \sim 6 \text{ cps に対し、} af^3 = 5.08$$

$$f = 6 \sim 20 \text{ cps に対し、} af^3 = 0.847$$

$$f = 20 \sim 60 \text{ cps に対し、} af = 0.0424$$

の値が、普通自動車か、上下振動を受けるときの乗心地限界として表わされ、乗心地係数とは、この限界値に等しい正弦波入力をとした時の比で表わされる。

札幌市内における測定箇所は、次のとおりである。

夏季マンホールに関して

i) 南22条西25丁目～北1条西25丁目までの西25丁目通り

ii) 北1条西25丁目～手稲本町までの国道5号線

冬季マンホールに関して

市営バス荒井山停留所地点の市道

陸橋ジョイントに関して

手始め線橋

以上の各道路における乗心地係数の値は、表2-1、表2-2、表2-3で示される。又、データを図に示すと、Fig 2-1、Fig 2-2、Fig 2-3により示される。

以上の測定結果により、表2-4からJanewayの乗心地評価を行なうと、①夏季と冬季においてマンホールを走行する際は、乗心地係数の平均値の面からみると幾分、冬季のほうが乗心地が悪く、②夏季においては、国道と市道とでは、この走行路線に限るならば、市道のほうが、国道よりも幾分、マンホール上を走行する際乗心地が悪い。③冬季マンホール走行時に関しては、突発的に大きな値をとることがあり、冬季においては、マンホール面が常に同じ状態にさうさ水でないことを示すものと思われる。④陸橋ジョイントのような衝撃的過渡振動を生じる箇所では、乗心地係数が10を越えるものもあり、それは、加速度に直すと0.33gに相当することになる。これらがJanewayの乗心地評価基準からみたマンホール及び橋のジョイント部走行時にいえることであるが、これらは、乗心地といふことの捉え方、及び測定方法に際しても、測定箇所、測定個数、測定時期などの点で考慮すべき点があり、決して路面凹凸の状態を一義的に決定できるものではないが、比較的短時間に作用する単一入力系のショック的な過渡振動の面から見ると、路面相互で相対的評価をすることは、可能であると思われる。

3. 凹路面走行時における自動車の振動モデル

冬期においては、2でも述べたようにマンホール部分において凹路面が形成され、その上を走行する車に、操縦性・安全性・乗心地に関し、大きな悪影響を与えていることから、凹路面走行時を例にとり、自動車の振動理論式から、自動車の上下振動の解明を行なう。理論式を導くための仮定は、以下のようである。

- 1) 自動車の上下振動として、自動車の前後軸を含む鉛直面内の振動を考慮する。
- 2) 振動の変位は微小であり、系の運動方程式において線形性が満たされる範囲とする。
- 3) 前部と後部の上下振動とは、非連成的であり、懸架方式は独立懸架とする。

測定場所	測定速度 (km/h)	測定 個数	乗心地係数別個数					乗心地 係数平均値	乗心地 係数最大値
			0~2	2/1~4	4/1~6	6/1~			
S22W25 ~N1W25	35~46	19	0	10	6	3	4.03	7.0	
N1W25 ~手始め線橋	40~52	13	1	10	1	1	3.33	6.6	
			1	7	3	2	3.70	6.6	

(※測定日は1977年11月5日であり、乗心地係数において、上段は上方向、下段は下方向を示す。表2-2、表2-3についても同様である。)

表2-1 夏季マンホール走行時の乗心地係数

測定場所	測定速度 (km/h)	測定 個数	乗心地係数別個数					乗心地 係数平均値	乗心地 係数最大値
			0~2	2/1~4	4/1~6	6/1~			
市営バス 山停留所	35~45	15	0	5	7	3	4.66	7.0	
			0	1	10	4	5.51	8.3	

(測定日; 1978年1月21日、天候: くもり、外気温 +2℃)

表2-2 冬季マンホール走行時の乗心地係数

測定場所	測定速度 (km/h)	測定 個数	乗心地係数別個数					乗心地 係数平均値	乗心地 係数最大値
			0~2	2/1~4	4/1~6	6/1~			
手始め線橋	40~66	8	0	0	8	0	5.07	5.8	
			0	0	0	8	8.26	10.0	

(測定日; 1977年11月5日)

表2-3 陸橋ジョイント部走行時の乗心地係数

乗心地係数	乗心地
~5	不快でない
5~10	長時間で不快を感ずる
10~	短時間でも苦痛を感ずる

表2-4 乗心地係数と人間の感覚の対応

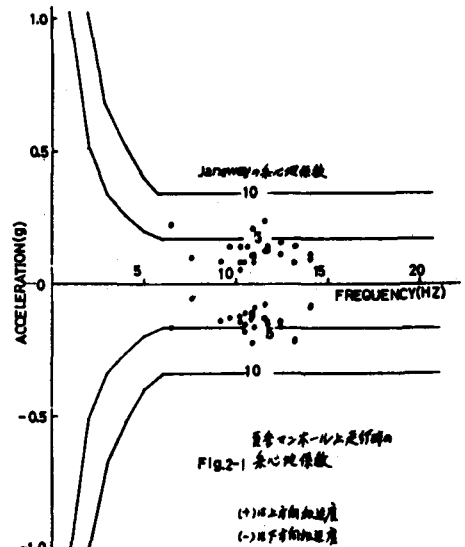


Fig 2-1 乗心地係数

(+) 上方向加速度
(-) 下方向加速度

4) 自動車は一定速度を保ちながら走行し、路面と完全にグリップしながら走行する。

この仮定に基づき、Fig 3-1に示すような、ばね上質量、ばね下質量、懸架ばね、タイヤばね、オイルダンパからなる2自由度系の振動モデルを考えると、路面変位 Z_0 のラプラス変換 Z_0 に対するばね上質量の変位 Z_2 のラプラス変換 Z_2 とすると Z_2 は次式で表わされる。⁽²⁾

$$Z_2 = \frac{2f(f\zeta_2 + \zeta_1)(\frac{S}{Q_2}) + f^2}{\{(\frac{S}{Q_2})^2 + 2\zeta_2(\frac{S}{Q_2}) + 1\}\{(\frac{S}{Q_2})^2 + 2f\zeta_1(\frac{S}{Q_2}) + f^2\}} Z_0 \quad (3-1)$$

$$\text{なお、} \omega_1^2 = \frac{k + k_T}{m_T}, \quad \omega_2^2 = \frac{k k_T}{m_B(k + k_T)}, \quad f_0 = \frac{\omega_B}{\omega_T}$$

$$f = \frac{Q_1}{Q_2}, \quad \zeta_1 = \frac{C}{2\sqrt{m_T(k + k_T)}}, \quad \kappa = \frac{k}{k_T}$$

$$\zeta_0 = C \left(\frac{k_T}{k + k_T} \right)^2 / 2\sqrt{m_B \frac{k k_T}{k + k_T}}$$

$$\zeta_1 = \zeta_0 \left(1 - \frac{5\kappa}{2} f_0^2 + 2(1 - 2\kappa)\kappa \zeta_0^2 - \dots \right)$$

$$\zeta_2 = \zeta_1 \left(1 + \frac{4 + \kappa}{2} f_0^2 + 2\kappa \zeta_0^2 + \dots \right)$$

$$Q_1^2 = \omega_2^2 (1 - \kappa f_0^2 + 4\kappa \zeta_0^2 - \dots)$$

$$Q_2^2 = \omega_1^2 (1 + \kappa f_0^2 - 4\kappa \zeta_0^2 + \dots)$$

記号

ω_1 ; ばね下振動系の固有円振動数

ω_2 ; ばね上振動系の固有円振動数

ζ_1 ; ばね下振動系の減衰係数比

ζ_2 ; ばね上振動系の減衰係数比

式(3-1)を部分分数に分けると、

$$Z_2 = q_1 \frac{2D(S + 2\zeta_1 Q_1) + C Q_1}{S^2 + 2\zeta_1 Q_1 S + Q_1^2} Z_0$$

$$- q_1 \frac{2D(S + 2\zeta_2 Q_2) + C Q_2}{S^2 + 2\zeta_2 Q_2 S + Q_2^2} Z_0$$

(3-2)

$$\text{なお、} C = \frac{1 - 4\zeta_1^2 - f^2(1 - 4\zeta_2^2)}{(1 - f^2)^2 - 4f(\zeta_1 - f\zeta_2)(\zeta_2 + f\zeta_1)},$$

$$D = \frac{\zeta_1 - f\zeta_2}{(1 - f^2)^2 - 4f(\zeta_1 - f\zeta_2)(\zeta_2 + f\zeta_1)}$$

次に、一定速度で走行するときの、路面変位と時間との関係は、Fig 3-2に示す。したがって、このモデルによる路面変位と時間との関係式は、 $U(t)$ をHeavisideの単位ステップ関数とすると、

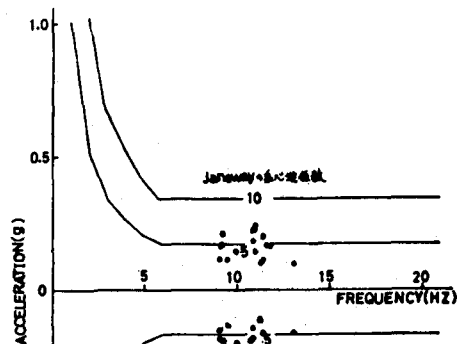


Figure 2-2 車台フレーム上方向振動の
中心振動数

(a) 上方向加速度
(b) 下方向加速度

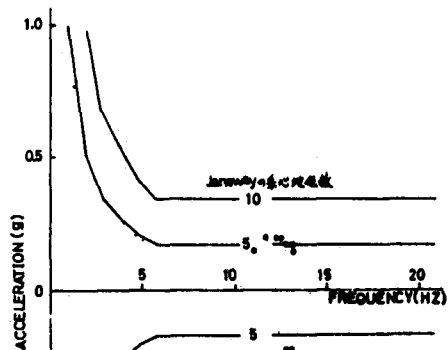


Figure 2-3 路面ポイント部足踏の
中心振動数

(a) 上方向加速度
(b) 下方向加速度

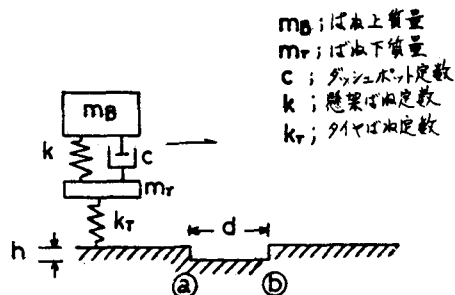


Fig 3-1

m_B ; ばね上質量
 m_T ; ばね下質量
 C ; ダンパー定数
 k ; 懸架ばね定数
 k_T ; タイヤばね定数

$$Z_0(t) = \{-U(t) + U(t-t_1) - U(t-t_2) + U(t-t_3)\}h \quad (3-3)$$

したがって(3-3)式をラプラス変換し、(3-2)式に代入し、逆変換することにより、ばね上質量の変位、速度、加速度が求められる。

I) $0 \leq t < t_1$ のとき

$$Z_0(t) = -U(t) \times h \text{ より、 } Z_0(s) = -\frac{h}{s} \quad (3-4)$$

(3-4)式を(3-2)式に代入して整理すると

$$-\frac{s^2 Z_2(s)}{h} = q_1^2 \frac{(s-2Dq_1)}{s^3 + 2\zeta_1 q_1 s + q_1^2} - q_1 \frac{q_2 s - 2Dq_2}{s^3 + 2\zeta_2 q_2 s + q_2^2} \quad (3-5)$$

上式を逆変換すると、

$$\begin{aligned} -\frac{\ddot{Z}_2}{h} &= \exp(-\zeta_1 q_1 t) \times q_1^2 \left(C \cos \sqrt{1-\zeta_1^2} q_1 t - \frac{2D+\zeta_1 C}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \sin \sqrt{1-\zeta_1^2} q_1 t \right) \\ &\quad - \exp(-\zeta_2 q_2 t) \times \left(C \cos \sqrt{1-\zeta_2^2} q_2 t - \frac{2D+\zeta_2 C}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \sin \sqrt{1-\zeta_2^2} q_2 t \right) \end{aligned} \quad (3-6)$$

以下同様にして $\ddot{Z}_2$ を求めると、

II) $t_1 \leq t < t_2$ のとき

$$Z_0(t) = (-U(t) + U(t-t_1))h \text{ より、 } \ddot{Z}_2 = (-f(t) + f(t-t_1))q_1^2 h \quad (3-7)$$

III) $t_2 \leq t < t_3$ のとき

$$Z_0(t) = (-U(t) + U(t-t_1) - U(t-t_2))h \text{ より、 } \ddot{Z}_2 = (-f(t) + f(t-t_1) - f(t-t_2))q_1^2 h \quad (3-8)$$

IV) $t_3 \leq t$ のとき

$$Z_0(t) = (-U(t) + U(t-t_1) - U(t-t_2) + U(t-t_3))h \text{ より、 } \ddot{Z}_2 = (-f(t) + f(t-t_1) - f(t-t_2) + f(t-t_3))q_1^2 h \quad (3-9)$$

ただし、 $f(t) = A_1 \exp(-\zeta_1 q_1 t) \times \cos(\sqrt{1-\zeta_1^2} q_1 t + \alpha_1) - A_2 \exp(-\zeta_2 q_2 t) \times \cos(\sqrt{1-\zeta_2^2} q_2 t + \alpha_2)$

$$\tan \alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{1-\zeta_1^2}} \left(\zeta_1 + 2 \frac{\zeta_1 - f^3 \zeta_2}{1 - f^2 - 4\zeta_1^2 + 4f^2 \zeta_2^2} \right)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{1}{\sqrt{1-\zeta_2^2}} \left(\zeta_2 + 2 \frac{\zeta_1 - f^3 \zeta_2}{1 - f^2 - 4\zeta_1^2 + 4f^2 \zeta_2^2} \right)$$

$$A_1 = \frac{C}{\cos \alpha_1}, \quad A_2 = \frac{C}{\cos \alpha_2}$$

4. 試験車による実験概要

Fig 4-1 に示す凹路面を設置し、それに対し、一定速度で車が行き来するときの車の重心に作用する加速度を上下方向のみ測定した。

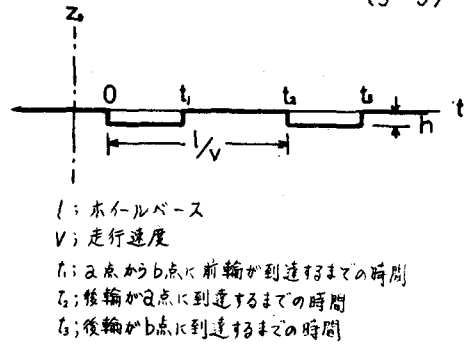


Fig 3-2

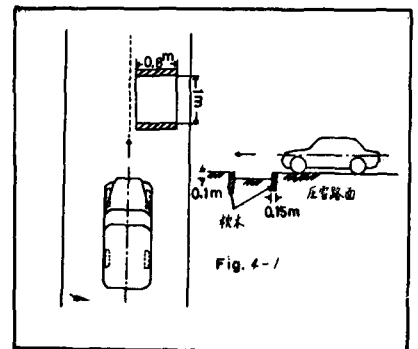


Fig. 4-1

1) 日時; 1978年 2月7日 11:30AM~1:00PM

2) 場所; 北海道工業大学走行実験第1コース

3) 気象及び路面状況;

天候	快晴
外気温度	+4°C
雪面温度	-0.5°C
タイヤ空気圧	1.8 kg/cm ²
路面	圧雪状態
摩擦係数	$\mu=0.2\sim0.3$

4) 試験車; クラウン MS52型

5) 測定機器;

加速度変換器 KYOWA 型式 AS-2C

加速度計容量 2g

データ記録 電磁オシログラフ YOKOGAWA 型式 EMO-62

設置場所 重心位置

6) 走行速度; 10, 20, 30, 40, 50 km/h の5段階とする。

5. 理論式と実験による測定結果との比較

理論式において用いた車の諸元は

以下の通りである。

車両重量 1350 kg

装置による重量 200 kg

車のばね下重量 220 kg

ホイールベース 2.69 m

$k_t = 16000 \text{ kg/m}$

$k = 1600 \text{ kg/m}$

$m_b = 158.16 \text{ kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$

$m_t = 22.45 \text{ kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$

$c = 500 \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{m}$

以上の数値を基に3における振動モデルに当てはめると、実験より得られたものをFig 5-1~Fig 5-5に示す。

この結果より言えることは、①実験値の場合、減衰振動の振動数が走行速度が増すにつれて増加するのは、

デフの振動など他の質点系からの影響、測定機器のフィルタ特性、及び試験車の懸架方式が、前輪がウィットシェボン型独立懸架方式、後輪がコイルスプリングを使用した4リンク方式というように前後で異なること、系の運動方程式において、非線形的になることなどが考えられる。



Fig. 5-1

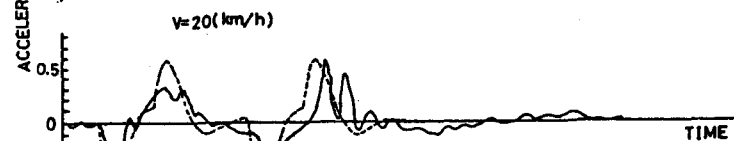


Fig. 5-2

— 実験値 (負の値は、下方向を示す), V=実験車走行速度
--- 理論値

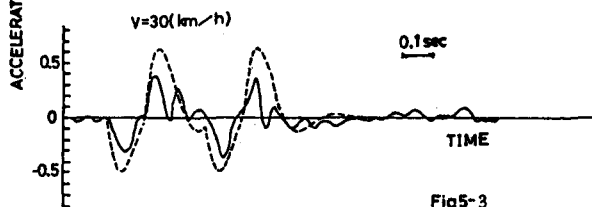
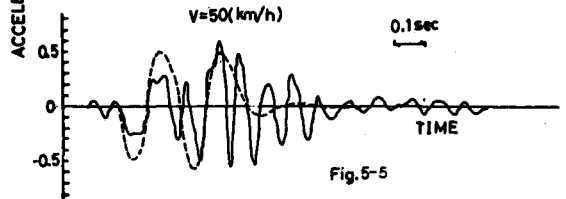
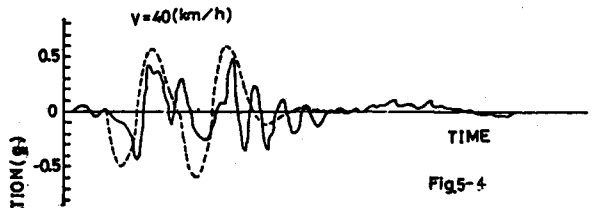


Fig. 5-3

②減衰時間が異なるのは、①で述べたことの他にタイヤが路面から離れること、及びモデルの吸振作用の速度変化における仮定条件等が原因とみられる。③振幅の値が異なるのは、片輪乗越で実験を行なったこと、又①、②にも関連していえることであるが、自由度に關し、上下方向以外の他方向の運動の影響が考えられる。しかし、振動のパターン、振幅の概略値を知るという意味においては、このモデルでも運動方程式の線形性が保たれるような走行速度に限っていうならば、充分適用性のあるものといえよう。



6. おわりに

本研究においては、路面の凹凸を、その代表としてマンホール、橋のジョイント部分に關して取り上げ、乗心地という面から定量化をはかったものであるが、その他の路面の測定方法としては、①高低レベルによる水準測量②プロファイルメーター等の機器による測定方法③特性のわかっている測定車の出力から入力としての路面凹凸をスペクトル解析を利用して求める。④光のビームを投射し、そのドップラー効果を利用して求めるといったような測定方法があり、これらを併用して路面の凹凸を測定する必要がある。又、自動車の運動としては、上下方向だけでなく、前後、左右運動、ロール、ピッチ、ヨーという、大角変位の運動モデルについても検討していく必要がある。そして、乗心地の面だけでなく、冬季における除雪対策、交通事故といったことへの影響及びその防止のための操縦性、安定性という面とも関連させてさらに研究を推し進めていく必要がある。本研究がそのための第一歩となり、よりいっそうの進展へ寄与することを切に願うものである。最後に、本研究を進めるにあたり、自動車の運動理論、実験方法等に関し終始適切な助言をいただいた北海道工業大学の堀内数教授に厚くお礼申し上げます。

参考文献

- 1) Janeway, R. N., S. A. E. J., 1948-8
- 2) 平尾・亘理・近藤・山本; 理論自動車工学, 山海堂