

51

I S S N 0386—5878

土木研究所資料1925号

マイクロフィルム第 号

土木研究所資料

建設機械の振動対策に関する調査試験

(第1報)

—車輪式トラクタショベルの振動発生機構—

昭和58年3月

建設省土木研究所
機 械 研 究 室

Copyright © 57年度 by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director of P.W.R.I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複写は土木研究所長の承認を得ずしてこれを行なってはならない。

まえがき

一般に、ブルドーザ、トラクタショベル、スクレーパ等の車両系建設機械の運転員は、機械の構造および作業の性質上、比較的大きな振動にさらされていることが予想される。

従来より、乗用車、船舶、航空機の分野においては、発生する振動の実態、あるいは振動発性のメカニズムに関する研究が比較的進んでおり、種々の振動対策も図られてきた。また、近年ISO（国際標準化機構）においても、人体に暴露される種々の振動の測定、評価に関する規格が審議、制定されつつある。

一方、車両系建設機械に関しては、従来施工能力向上に関する研究例が多かったが、最近工事の安全施工等の理由から、振動対策に関する研究の重要性が認識され、研究実施例が増加しつつあるのが現状である。

本調査は、運転員へ伝達される振動の低減策の検討に資することを目的として、車両系建設機械の中でもとりわけ車体振動の大きいとされている車輪式トラクタショベル（ホイールローダ）に関して、車体振動の発生のメカニズムを振動モデルによるシミュレーション、並びに実測により解明することとしたものである。

昭和58年2月

機械研究室

室長 沢田茂良
(現 中部技術事務所長)

研究員 多田和弘
豊田実

目 次

まえがき

1. 概 要	1
2. 試験車両の諸元	2
3. 各種定数の測定	3
3.1 重 心 位 置	3
3.2 慣性モーメント	6
3.3 タイヤのばね定数	11
3.4 タイヤの減衰係数	12
3.5 固 有 振 動 数	15
4. 理論式の誘導	16
4.1 車輪式トラクタシヨベルの運動方程式	16
4.2 凹凸路面を走行する車輪式トラクタシヨベルの振動応答	23
4.3 車輪式トラクタシヨベルの伝達関数	28
5. 凹凸路面走行試験	33
5.1 試 験 路 面	33
5.2 試 験 条 件	37
5.3 測 定 方 法	38
5.4 試験結果と計算結果	39
6. 考 察	51
7. あとがき	52
8. 参 考 文 献	53
参 考 資 料	55

1. 概 要

本調査は、昭和55年度よりスタートした建設機械整備費による「建設機械の振動対策に関する調査試験」の一環として昭和56年度ホイール系建設機械の振動対策の検討に資する目的で、車輪式トラクタショベルの振動発生機構の把握を試みたものである。

昭和55年度より58年度（予定）までの調査試験の概要並びに昭和56年度実施した、車輪式トラクタショベルの振動発生機構調査の概要を図1-1～1-2に示す。

	昭和55年度	昭和56年度	昭和57年度	昭和58年度
建設機械の振動測定評価方法の検討				
車輪式トラクタショベルの振動発生機構調査				
ブルドーザの振動発生機構調査				
建設機械の振動低減策の検討				

図1-1 建設機械の振動対策に関する調査試験フロー

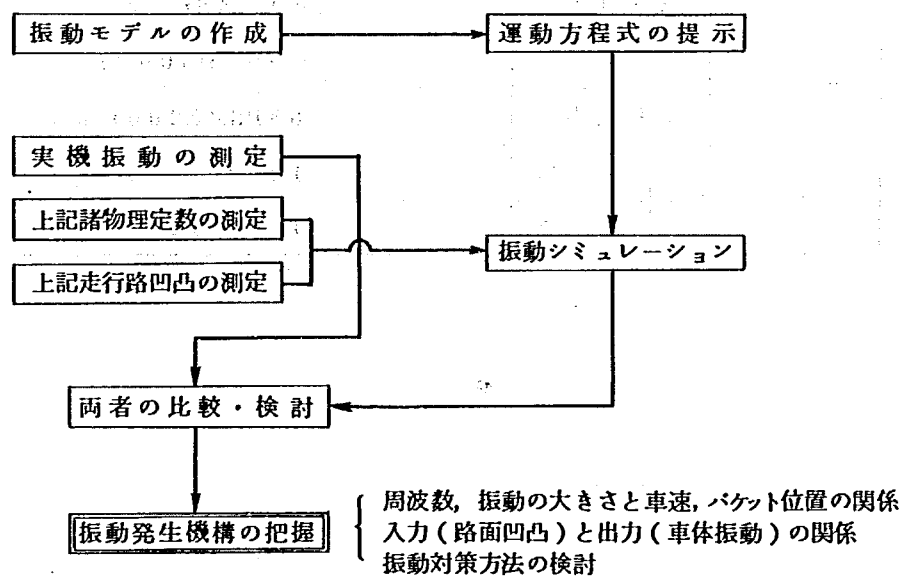


図1-2 車輪式トラクタショベルの振動発生機構調査フロー

2. 試験車両の諸元

本調査の対象とした車輪式トラクタシヨベルの仕様諸元は、表2-1に示すとおりである。

表2-1 試験車両の諸元

機 械 名		車輪式トラクタシヨベル
規 格 ・ 形 式		山積み 1.4 m ³ , 後車軸揺動形
整 備 重 量		7,000kg
寸 法	全 長	5,720 mm
	全 幅	2,360 mm
	全 高	2,650 mm
か じ 取 り 形 式		車 体 屈 折 式
軸 距		2,500 mm
輪 距	前 輪	1,750 mm
	後 輪	1,750 mm
走行速度	前進4段	最大 38km/h
	後進4段	最大 38km/h
機 関	名 称	いすず D500PJ
	定格出力	83PS/2,200r.p.m
タイヤサイズ	前 輪	13.00-24-8PR
	後 輪	13.00-24-8PR

3. 各種定数の測定

3.1 重心位置

3.1.1 測定条件

車両の重心位置は、次の車両条件、運転姿勢で測定した。

1) バケット荷重

L_0 バケット内無荷重

L_{15} バケット内に 1.5 ton の重量を載せる

L_{21} バケット内に 2.1 ton の重量を載せる

L_{23} バケット内に 2.3 ton の重量を載せる

2) バケット高さ

B_c 運行姿勢 (ヒンジピン高さ 380 mm)

B_r 最大リーチ (ヒンジピン高さ 1,780 mm)

B_u 最大高さ (ヒンジピン高さ 3,485 mm)

B_m 最大リーチと最大高さの中間位置 (ヒンジピン高さ 2,633 mm)

3) 車体屈折角

V_s 屈折しない状態

V_m 24.7° (DEG, ハーフターン回転半径 6.58m)

V_f 34.6° (DEG, フルターン, 回転半径 4.89m)

4) タイヤ空気圧

空気圧 2.5 kgf/cm² (標準状態)

3.1.2 測定方法

車両の重心位置の計測において、前輪軸中心からの水平距離をX、車両中心からの偏位 (右を+, 左を-) をY、重心のタイヤ接地面からの高さをZと定義し、X-Y平面の重心座標は、図3-1に示す荷重分布を仮定し、前輪の輪荷重、後輪の軸荷重を計測し、次の計算により求めた。

図3-1において、重心を通り前車軸に平行な軸回りのモーメントの釣合条件から、

$$(WF_r + WF_l)X = WR \{ (L_1 + L_2 \cos \alpha) - X \}$$

$$\therefore X = \frac{WR \cdot (L_1 + L_2 \cos \alpha)}{W} \dots\dots\dots (3.1)$$

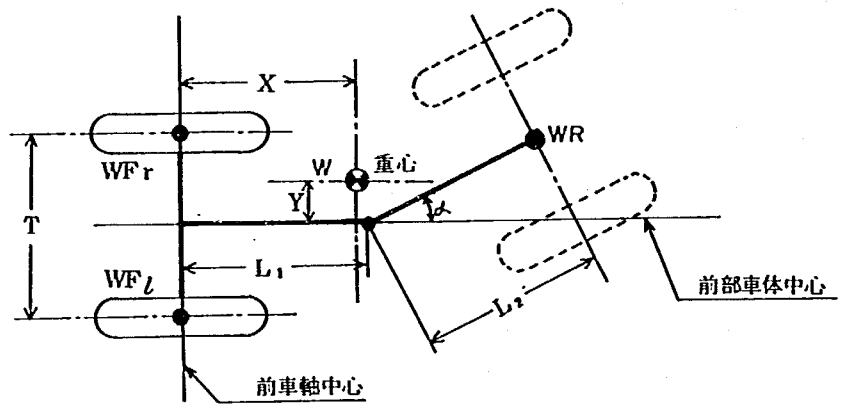


図3-1 重心位置（前車軸からの水平距離）

また、重心を通り車両中心線と平行な軸回りのモーメントの釣合条件から

$$WF_r \left(\frac{T}{2} - Y \right) + WR (L_2 \cdot \sin \alpha - Y) = WF_l \left(\frac{T}{2} + Y \right)$$

$$\therefore Y = \frac{(WF_r - WF_l) \cdot T + 2WR \cdot L_2 \sin \alpha}{2W} \dots\dots\dots (3.2)$$

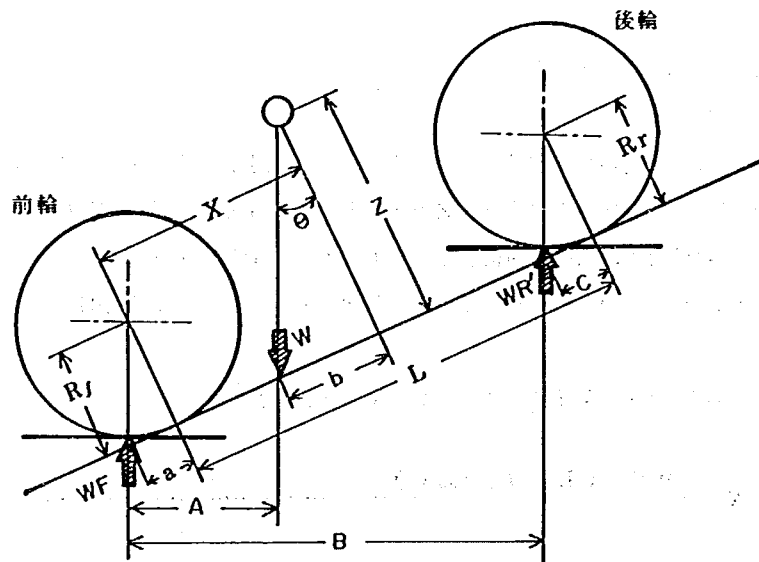


図3-2 重心位置図

重心高さの計測では、図3-2に示すように、後輪部を持ち上げ、この時の前後輪を結ぶ線と水平線とのなす角を θ とおき、後輪接地点回りのモーメントの釣合条件

$$WF' \cdot B - W(B - A) = 0 \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

ここで

$$A = (X + a - b) \cos \theta$$

$$B = (L + a - c) \cos \theta$$

また、

$$a = R_f \cdot \tan \theta$$

$$b = Z \cdot \tan \theta$$

$$c = R_r \cdot \tan \theta$$

Xは、(3.1)において $\alpha = 0$ とおき

$$X = \frac{(W - WF) \cdot L}{W}$$

から

$$Z = \frac{(WF' - WF)L + WF'(R_f - R_r) \cdot \tan \theta}{W \cdot \tan \theta} + R_r \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

が得られる。

3.1.3 測定結果

表3-1は、車両の各々の条件における重心位置の結果を示したものである。図3-3は表3-1をもとにして、重心位置を車軸上に投影したものである。直線走行姿勢（ステアリング角0^{DEG}）では、Y軸方向の偏位はなく、したがって図では省略してある。

車体屈折時の重心位置は、6項において仮定した条件（前後輪軸の中心を結ぶ線と、旋回時の瞬間中心とセンタピンを結ぶ線の交点に重心がある）と同じ傾向であった。

表3-1 重心位置測定結果

No	測定条件	車両重量 (kgf)	軸(輪)荷重(kgf)				重心位置 (mm)			車輪の荷重半径(mm)			
			前		後		X	Y	Z	前		後	
			前輪荷重	左輪	右輪	後輪荷重				左	右	左	右
1	L ₀ B _c V ₁	7,470	3,630	1,815	1,815	3,840	1,284	0	1,108	602	602	593	605
2	L ₀ B _c V ₂	7,470	3,630	1,815	1,815	3,840	1,284	0	1,108	602	602	593	605
3	L ₀ B _m V ₁	7,470	3,635	1,815	1,820	3,835	1,282	0.6	1,386	599	599	596	599
4	L ₀ B _m V ₂	7,470	3,635	1,815	1,820	3,835	1,282	0.6	1,386	599	599	596	599
5	L ₂₃ B _c V ₁	9,810	7,390	3,695	3,695	2,420	616	0	1,011	562	561	601	610
6	L ₂₃ B _c V ₂	9,810	7,390	3,695	3,695	2,420	616	0	1,011	562	561	601	610

注 V₁: 1速フルスロットル(6.7km/h), V₂: 2速フルスロットル(12.2km/h)

重心位置 { X.....前輪中心からの水平距離
Y.....車両中心からのずれ(右を+左を-とする)
Z.....地面からの高さ

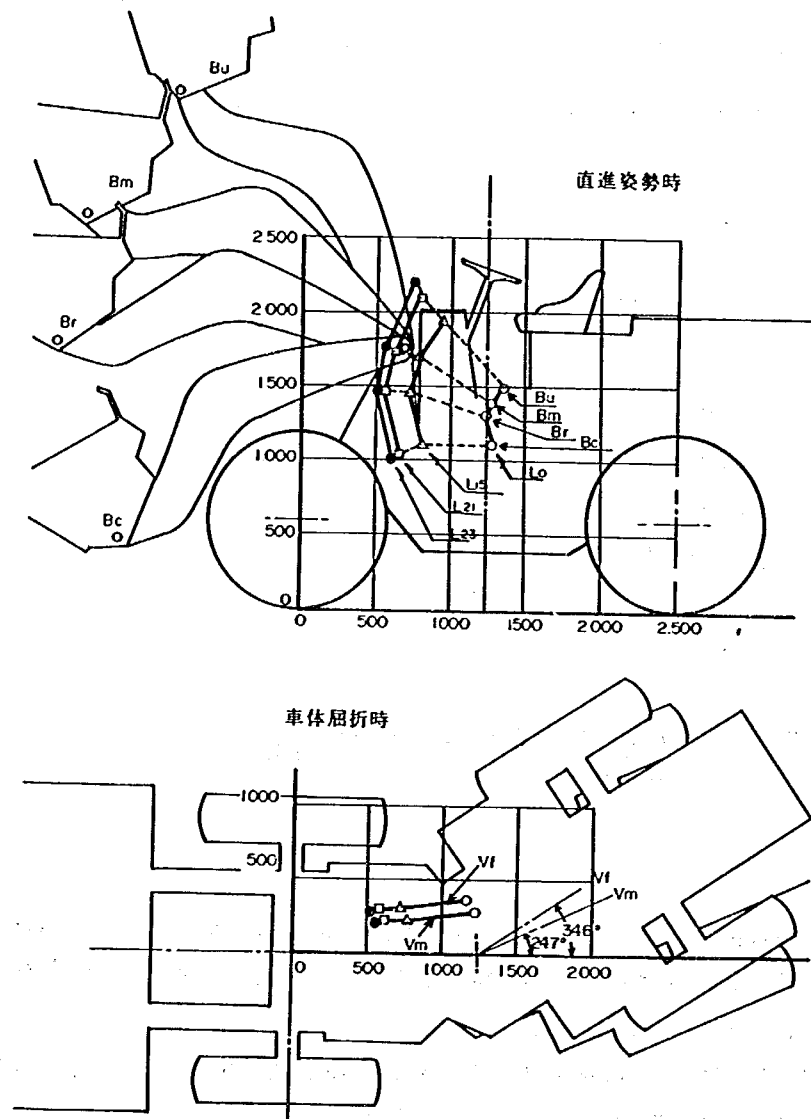


図 3-3 車輪式トラクタショベルの各種状態における重心位置

3.2 慣性モーメント

3.2.1 測定条件

図 3-4 に示す座標系を導入し、X 軸回り、Y 軸回り、Z 軸回りの慣性モーメントを求めた。車両は 3.1.1 に示す測定条件のうち、 L_0 、 B_c 、 V_s とした。

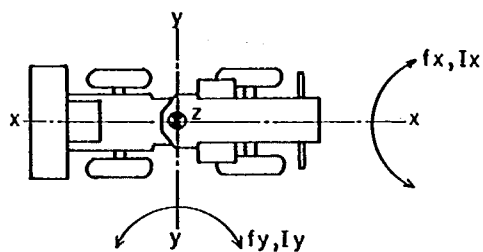


図-3.4 車両の慣性モーメントの座標図

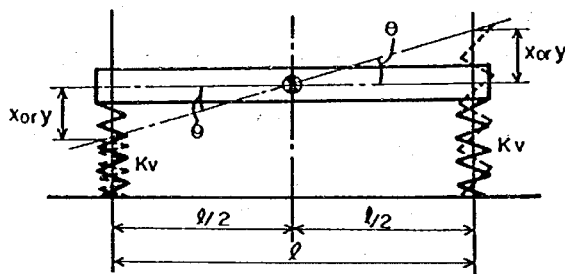


図-3.5 車両の振動系

3.2.2 測定方法

車両の支持条件は、近似的に図3-5に示す。ばね-質量系と仮定される。この系に、微小調和振動入力を加えて、系の固有振動数で共振させる。系の運動方程式は、揺動角を θ として、

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + K \cdot l \cdot X = 0 \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

θ を微小と仮定すれば、 $X = \frac{1}{2} \cdot l \theta$ 、したがって(3.5)式は

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \frac{1}{2} K l^2 \theta = 0 \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

固有振動数 f は、

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K l^2}{2 I}} \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

で与えられ、 f を測定することによって慣性モーメントが算出される。

(1) X軸回り(ローリング)の慣性

X軸回りの振動の場合、後輪軸が揺動機構であるため振動に供せられるばね係数は、前輪タイヤのみによって生じると考えられる。したがって、(3.7)式から、

$$I_x = \frac{K}{2} \cdot \left(\frac{l}{2\pi f_x} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (3.8)$$

として与えられる。

(2) Y軸回り(ピッチング)の慣性

Y軸回りの場合、振動は前後輪全てのタイヤによって発生するため、(3.7)式において K は、 $2K$ に置換され、したがって、

$$I_Y = K \left(\frac{l}{2\pi f_Y} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

として与えられる。

(3) Z 軸回り (ヨーイング) の慣性 (参考データ)

試験車両を, 図 3-6 に示すような 2 本吊り振りとして振動させると, 系の運動方程式は,

$$I_z = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{MgaA}{l} \varphi = 0 \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

この式から周期 T は, 次式で求まる。

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_z l}{MgaA}} \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

したがって,

$$I_z = \frac{W a A}{4\pi^2 l} T^2 \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

となり, a, A, l, T を測定することにより, I_z が求まる。

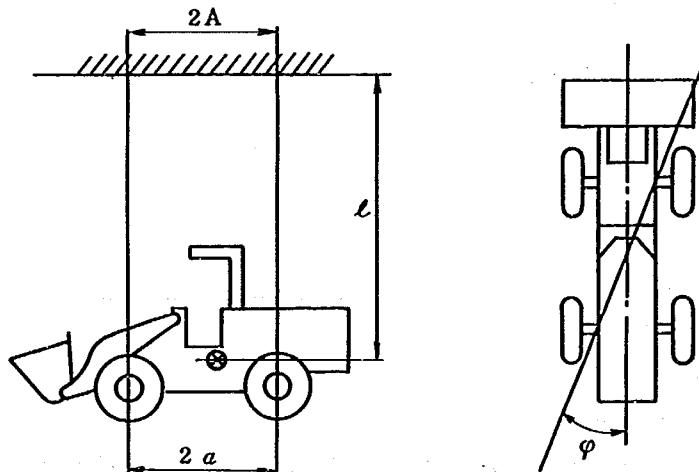


図 3-6 ヨーイング慣性モーメント測定図

3.2.3 測定結果

(1) X 軸回り (ローリング) 慣性

図 3-7 は, X 軸回りの固有振動数の測定結果を示すものである。左右輪は, ほぼ逆位相で振動し, 振動の波形は, 単振動とみなし得る。記録波形より振動の周波数を観測すると $f_x = 1.4 \text{ 1/sec}$ が得られた。3.3 項で得られたばね係数および車両の輪距を (3.8) 式に代入して,

$$K = 60 \text{ kgf/mm}$$

$$f_x = 1.4 \text{ 1/sec}$$

$$l = 1,755 \text{ mm}$$

故に、

$$\begin{aligned} I_x &= 1,194 \text{ kgfm} \cdot \text{sec}^2 \\ &= 11,710 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

となった。

(2) Y軸回り(ピッチング)慣性

図3-8は、Y軸回りの振動の測定結果を示すものである。振動は、前後輪がほぼ逆位相となり、記録においてオーバーシュートがあったものの、振動の波形は単振動とみなし得る。これより振動周波数を読み取ると、 $f_Y = 2.1 \text{ 1/sec}$ となり、ばね係数、軸距を(3.9)式に代入して、

$$K = 60 \text{ kgf/mm}$$

$$f_Y = 2.1 \text{ 1/sec}$$

$$l = 2,497 \text{ mm}$$

故に、

$$\begin{aligned} I_Y &= 2,149 \text{ kgfm} \cdot \text{sec}^2 \\ &= 21,070 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$

が得られた。

なお、周波数の読取りは、全輪の位相差が最小となる時の値をとった。

x--x) 左右方向揺動

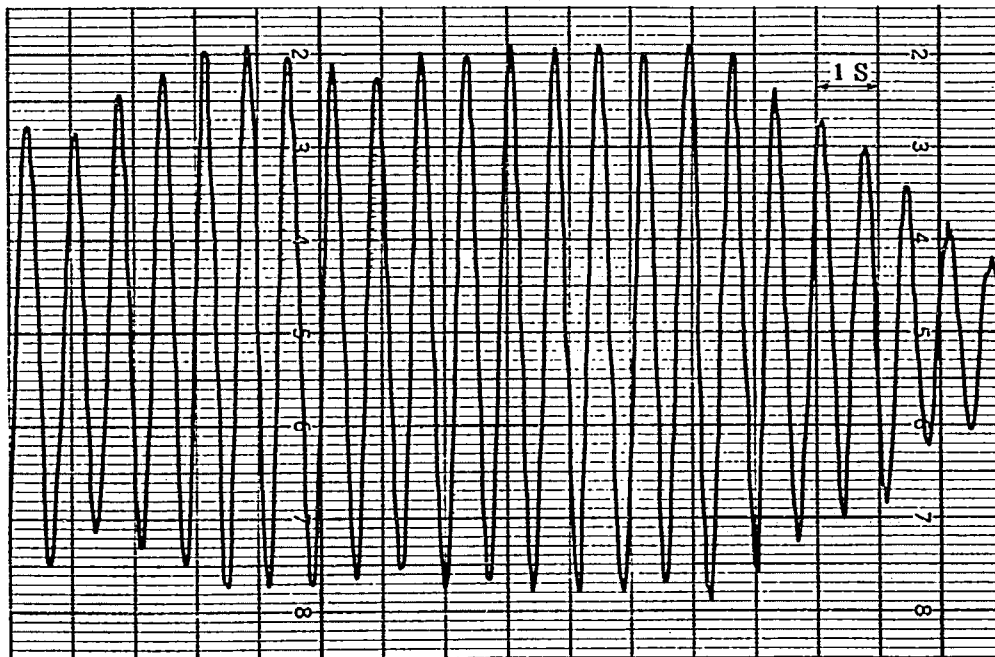


図3-7 X軸回りの固有振動数

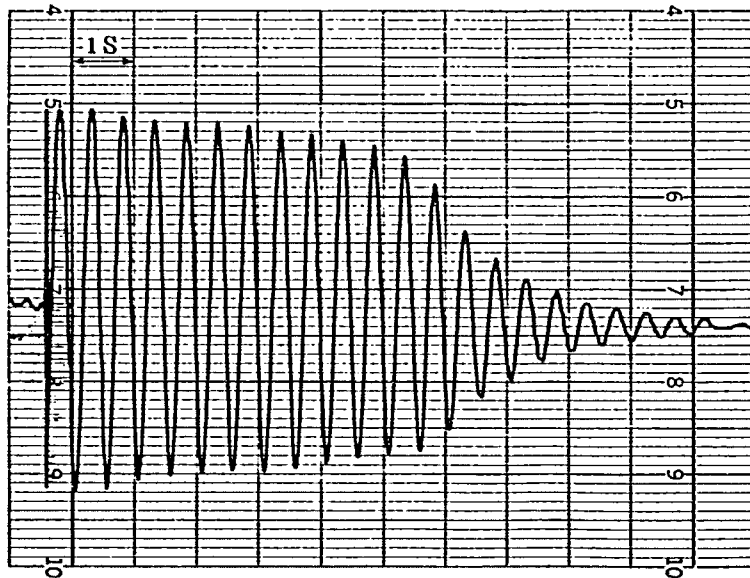


図 3-8 Y 軸回りの固有振動数

(3) Z 軸回り (ヨーイング) 慣性

2 本吊り振子としてねじれ振動を起こさせ、10 回振動する時間 (T) をストップウォッチで測定した。値は次のとおりであった。(写真 3-1 参照)

$$T = 6.91 \text{ S}$$

また、車両重量及び図 3-6 におけるそれぞれの寸法は、次の通りである。

$$W = 7,480 \text{ kgf}$$

$$a = 1.28 \text{ m}$$

$$A = 1.82 \text{ m}$$

$$l = 16.19 \text{ m}$$

これを、式 (3.12) に代入して、

$$I_z = 1,300 \text{ kgfms}^2 = 12,746 \text{ kgm}^2$$

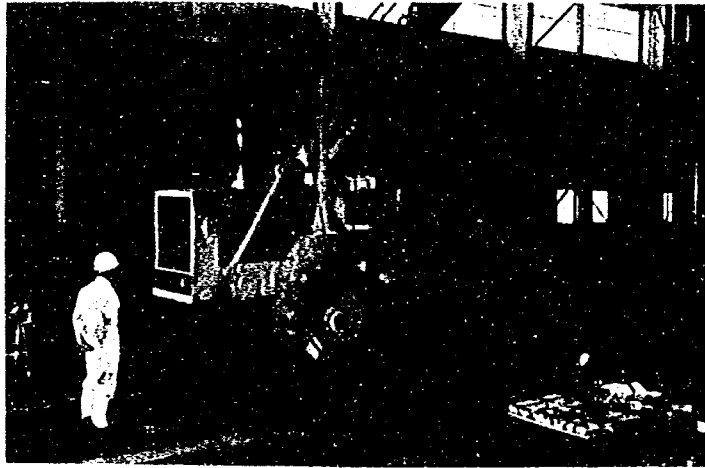


写真3-1 ヨーイング慣性モーメントの測定

3.3 タイヤのばね定数

3.3.1 測定方法

タイヤのばね係数は、タイヤの単位長さのたわみを与えるために必要な静荷重と定義し、タイヤの垂直方向の変形の場合を縦ばね係数、水平方向の変形の場合を横ばね係数とし、単位は kgf/mm あるいは N/m で表わす。

(1) 縦ばね係数(K_v)

車両の左前車輪を輪荷重計に載せ、車体を水平に保ち前輪軸をジャッキアップし、輪荷重を 0 kg 、縦たわみを 0 mm とする。徐々に、ジャッキを下げていき、この時のリム中心における垂直沈下と、輪荷重を測定する。

(2) 横ばね係数(K_h)

輪荷重計の上に水平方向に自由に摺動できる載荷板を設置し、車両の左後車輪をこの載荷板の上に載せて車体を水平に保ち、載荷板を油圧シリンダによって水平方向に徐々に加圧する。この時の油圧力(横荷重)とタイヤの水平方向のたわみ(たわみは、載荷板とタイヤがスリップするまで求める)を測定する。

3.3.2 測定結果

図3-9は、タイヤの荷重たわみ曲線を示すものである。図より明らかな通り、荷重とたわみの関係は非線形となっており、一義的にばね係数を決定できない。したがって、ばね係数をたわみの微小変化に対する荷重の微小変化($dL/d\delta$)とし、縦ばね

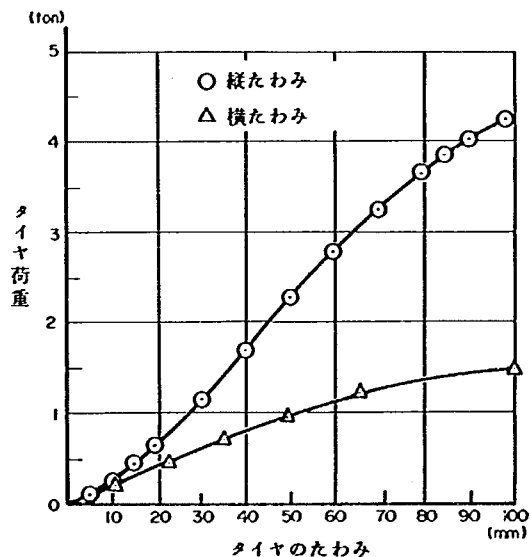


図3-9 タイヤの荷重-たわみ曲線

係数は、車両が運行姿勢無荷重状態における輪荷重値附近における値、横ばね係数は、横たわみが0からスリップに至るたわみ（ここでは約100 mm）のほぼ中間の位置における値をとった。

したがって、縦ばね係数は、

$$K_v = \left(\frac{dL_v}{d\delta_v} \right)_{L \div 1.75} = \frac{1.7-2.0}{40-45} = 0.06 \text{ tf/mm} \\ = 590,000 \text{ N/m}$$

横ばね係数は、

$$K_h = \left(\frac{dL_h}{d\delta_h} \right)_{\delta \div 52.5} = \frac{1.0-1.1}{50-55} = 0.02 \text{ tf/mm} \\ = 196,000 \text{ N/m}$$

となった。

3.4 タイヤの減衰係数

3.4.1 測定方法

ある1質点系の減衰自由振動の振動曲線が、図3-10 のようになった時、減衰比率を ζ とすると、極大値の減衰率は次式で表わされる。

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{x_2}{x_3} = \dots = \frac{x_i}{x_{i+1}} = \dots = e^{\frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \dots \quad (3.13)$$

n 回振動した時の減衰率は、

$$\frac{x_i}{x_{i+n}} = \frac{x_i}{x_{i+1}} \cdot \frac{x_{i+1}}{x_{i+2}} \dots \frac{x_{i+n-1}}{x_{i+n}} = e^{n \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \dots \quad (3.14)$$

両辺の対数をとると、

$$\log e \frac{x_i}{x_{i+n}} = n \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \\ = 2n\pi\zeta \quad (\zeta \ll 1) \dots \quad (3.15)$$

したがって、振動曲線から x_i 、 x_{i+1} を読み取れば ζ が求まる。

ところで、減衰係数を C 、限界減衰係数を C_c とすると

$$\zeta = \frac{C}{C_c} \\ C_c = 2 \sqrt{mk}$$

であるから、

$$C = C_c \cdot \zeta \\ = 2\zeta \sqrt{mk} \dots \quad (3.16)$$

となり、 ζ, m, k がわかれば、 C が求まる。

実際に測定を行うにあたっては、平坦なコンクリート舗装面に、高さの等しいコンクリートブロックを試験車両の4つの車輪と同じ間隔に置き、乗り上げさせ4輪同時におろし、この時の重心位置における鉛直方向の振動加速度波形を記録した。写真3-2にその状況を示す。

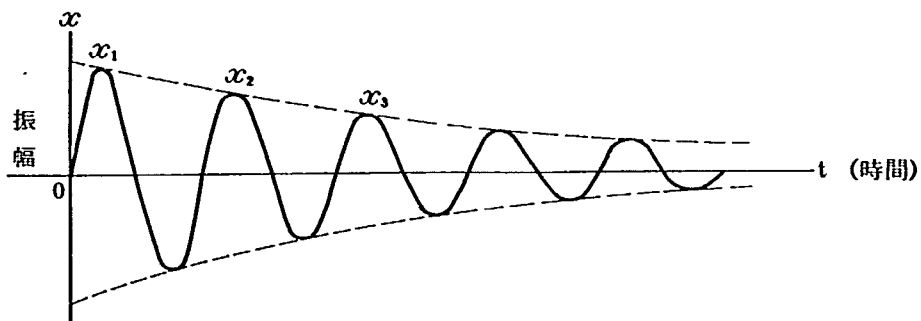


図3-10 減衰自由振動の振動曲線

3.4.2 測定結果

図3-11は、試験車両を鉛直方向に減衰自由振動させた時の重心位置における鉛直方向の加速度波形である。図から読みとった極大値を表3-2に示す。

これより減衰率を計算すると、表3-3のようになり、平均値として1.46が得られる。

従って、(3.15)式より、

$$\zeta = (\log e 1.46) / 2\pi = 0.060$$

しかるに、車両の質量 m とタイヤ

1本当りのばね定数 K は、

$$K = 590,000 \text{ N/m}$$

であり、また、 m は

$$m = 7,480 \text{ kg}$$

であるから、タイヤ1本当りの減衰係数 C は、

$$C = \frac{2\zeta}{4} \sqrt{4mK}$$

$$= \zeta \sqrt{mK}$$

$$= 0.06 \sqrt{7,480 \times 590,000}$$

$$= 3,986 \text{ NS/m}$$

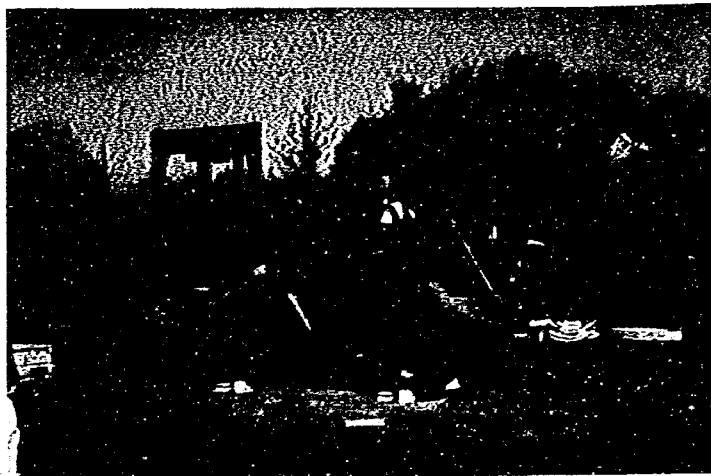


写真3-2 減衰係数の測定

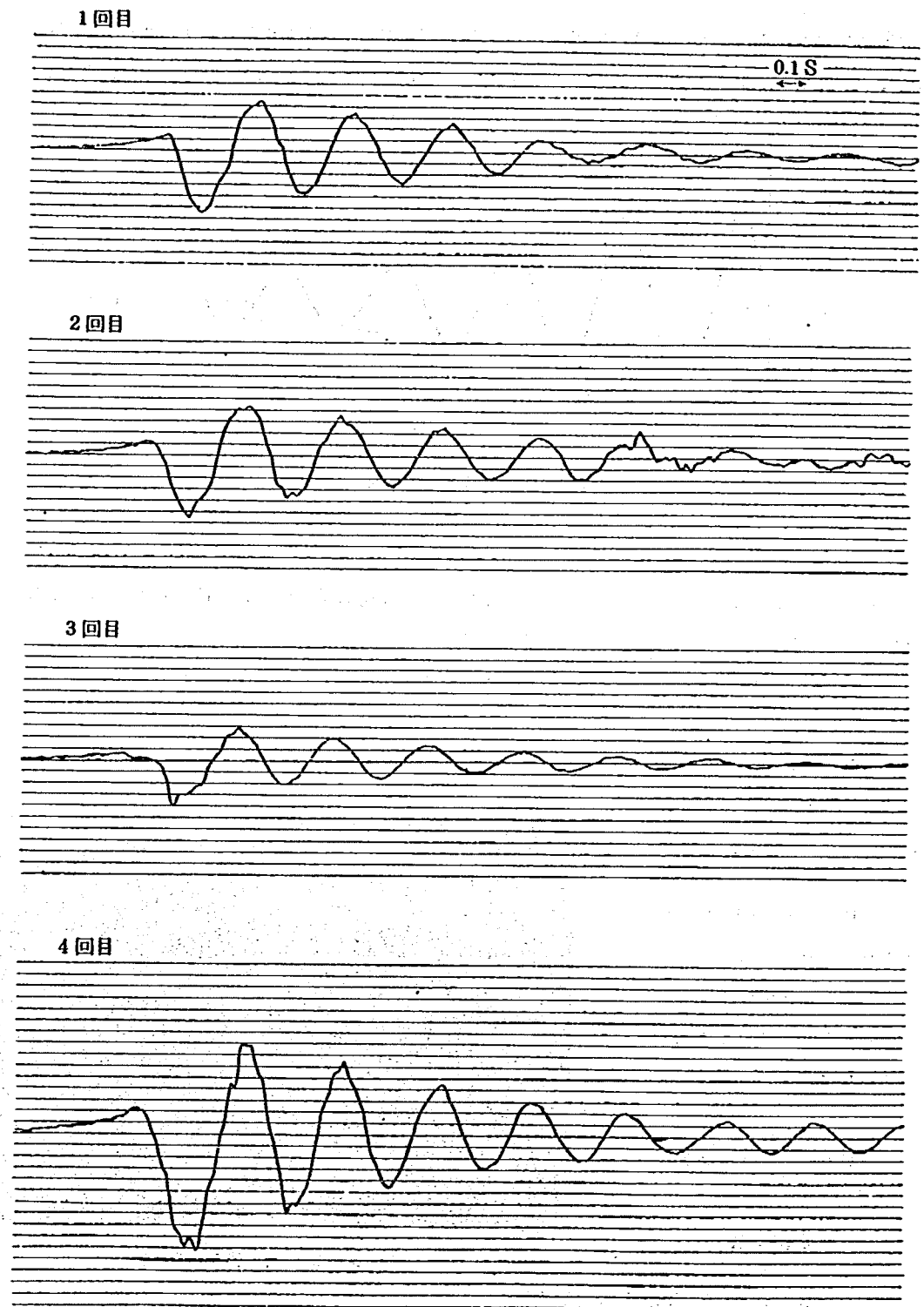


図 3-11 減衰自由振動時の重心位置における鉛直方向加速度

表 3-2 減衰自由振動曲線の極大値

回数 極大値	1	2	3	4
x_1	4.3	4.4	2.8	4.3
x_2	3.3	3.4	2.0	2.9
x_3	2.4	2.4	1.3	2.0
x_4	1.2	1.7	0.9	1.4

表 3-3 減 衰 率

回数 減衰率	1	2	3	4
$\frac{x_1}{x_2}$	1.3 0	1.2 9	1.4 0	1.4 8
$\frac{x_2}{x_3}$	1.3 8	1.4 2	1.5 4	1.4 5
$\frac{x_3}{x_4}$	2.0 0	1.4 1	1.4 4	1.4 3

3.5 固有振動数

バウンスング（重心位置のZ軸方向加速度）の固有振動数は、減衰係数の測定で得られた振動曲線より、また、ローリング（X軸に関する車体の回転角）及びピッチング（Y軸に関する車体の回転角）の固有振動数は、それぞれの慣性モーメントの測定で得られた振動曲線からわかる。すなわち、図 3-7、3-8、3-11 より、それらを読みとったものが表 3-4 である。

表 3-4 各振動の固有振動数

バウンスング	3.0 Hz
ローリング	1.4 Hz
ピッチング	2.1 Hz

4. 理論式の誘導

4.1 車輪式トラクタショベルの運動方程式

後車軸揺動形車輪式トラクタショベルの関係寸法及び要目を次のように規定する。ただし、4輪とも同種の車輪であるとし、車両の重心を通り前後方向にX軸、左右方向にY軸、鉛直方向にZ軸をとるものとする。

- m ; 車両の総質量 (kg)
- I_X ; X軸まわりの慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
- I_Y ; Y軸 "
- h ; 重心から車軸面までの垂直距離 (m)
- l_{1X} ; 重心から前車軸までのX方向の距離成分 (m)
- l_{2X} ; " 後車軸 "
- l_{1Y} ; 重心から左前輪中心までのY方向の距離成分 (m)
- l_{2Y} ; " 右前輪 "
- K ; タイヤのばね定数 (N/m)
- C ; タイヤの減衰係数 (NS/m)

また、

- Z_1 ; 左前車輪接地面の鉛直方向の変位
- Z_2 ; 右前車輪 "
- Z_3 ; 左後車輪 "
- Z_4 ; 右後車輪 "
- Z ; 重心位置の鉛直方向の変位
- θ ; ローリング角変位 (時計まわりを正とする)
- ϕ ; ピッチング角変位 (")
- Z_{11} ; 左前車輪中心の鉛直方向の変位
- Z_{22} ; 右前車輪 "
- Z_{33} ; 左後車輪 "
- Z_{44} ; 右後車輪 "

と定義する。これらの関係を図示すると、図4-1のようになる。

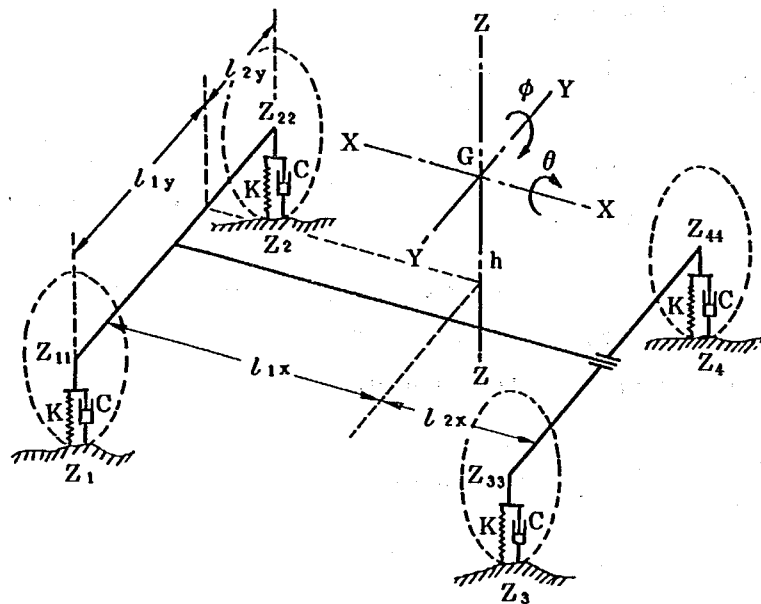


図 4-1 車輪式トラクタショベルの振動モデル

(1) 各車輪中心の動きと重心の動きの関係

後軸揺動形の車輪式トラクタショベルの直進走行の場合のみを取上げ、ヨーイングによるタイヤの横方向のたわみがないものとする、各車輪中心は近似的に鉛直方向にのみ変位すると考えてよい。各車輪中心のZ方向の変位 Z_{11} , Z_{22} 等と重心の動きとの関係はそれぞれ次のようになる。

a) 左前輪中心の動きと重心の動きの関係

左前輪中心が鉛直方向に ΔZ_{11} だけ変位したときの重心のZ方向の変位を Δz , ローリング角変位を $\Delta \theta$, ピッチング角変位を $\Delta \phi$ とすると、図 4-2 に示す幾何学的関係から

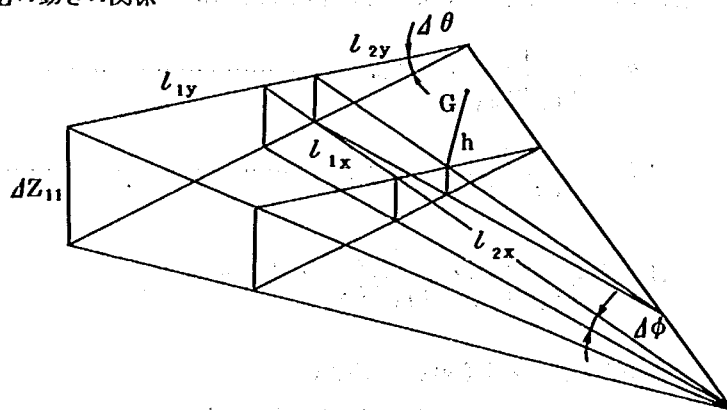


図 4-2 左前輪中心の動きと重心の動きの関係

$$\sin \Delta \theta = \frac{1}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \Delta Z_{11}$$

$$\sin \Delta \phi = \frac{1}{l_{1X} + l_{2X}} \cdot \frac{\Delta Z_{11}}{2}$$

$$\Delta Z = \frac{l_{2Y}}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \frac{l_{2X}}{l_{1X} + l_{2X}} \cdot \Delta Z_{11} + h \sqrt{\frac{1}{\tan^2 \Delta \theta + \tan^2 \Delta \phi + 1}} - h$$

輪距 1,750 mm, 軸距 2,500 mm の車両において ΔZ_{11} が最大 100 mm 程度変位するものと考え、

$$\sin \Delta \theta = 0.0571, \quad \Delta \theta = 0.0572$$

$$\sin \Delta \phi = 0.04, \quad \Delta \phi = 0.0400$$

$$\sqrt{\frac{1}{\tan^2 \Delta \theta + \tan^2 \Delta \phi + 1}} = 0.9976$$

従って、近似的に次のように置くことができる。

$$\Delta \theta \div \frac{1}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \Delta Z_{11} \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\Delta \phi \div \frac{1}{2(l_{1X} + l_{2X})} \cdot \Delta Z_{11} \quad \dots\dots\dots (4.2)$$

$$\Delta Z \div \frac{l_{2Y}}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \frac{l_{2X}}{l_{1X} + l_{2X}} \cdot \Delta Z_{11} \quad \dots\dots\dots (4.3)$$

b) 右前輪中心の動きと重心の動きの関係

この場合は θ の回転方向が逆になることを除けば前項と同様である。従って、

$$\Delta \theta \div \frac{1}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \Delta Z_{22} \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

$$\Delta \phi \div \frac{1}{2(l_{1X} + l_{2X})} \cdot \Delta Z_{22} \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

$$\Delta Z \div \frac{l_{1Y}}{l_{1Y} + l_{2Y}} \cdot \frac{l_{2X}}{l_{1X} + l_{2X}} \cdot \Delta Z_{22} \quad \dots\dots\dots (4.6)$$

c) 左後輪中心の動きと重心の動きの関係

後車軸は中央でピン接合され揺動可能であるため回転を伝えない。従って、

$$\Delta Z = -l_{1X} \sin \Delta \phi + h \cos \Delta \phi - h$$

$$\sin \Delta \phi = \frac{-1}{l_{1X} + l_{2X}} \cdot \frac{\Delta Z_{33}}{2}$$

$\Delta \phi$ が微小であるときは

$$\Delta Z \doteq \frac{l_{1X}}{2(l_{1X}+l_{2X})} \cdot \Delta Z_{33} \quad \dots\dots\dots (4.7)$$

$$\Delta \phi \doteq \frac{-1}{2(l_{1X}+l_{2X})} \cdot \Delta Z_{33} \quad \dots\dots\dots (4.8)$$

d) 右後輪中心と重心の動きの関係

これは左後輪の場合と同様である。ゆえに

$$\Delta Z \doteq \frac{l_{1X}}{2(l_{1X}+l_{2X})} \cdot \Delta Z_{44} \quad \dots\dots\dots (4.9)$$

$$\Delta \phi \doteq \frac{1}{2(l_{1X}+l_{2X})} \cdot \Delta Z_{44} \quad \dots\dots\dots (4.10)$$

e) 全車輪が同時に変位する場合の重心の動き

上述したのは各車輪の中心がそれぞれ独立に変位した場合の重心位置の動きであるが、全車輪の中心が同時に動く場合の重心の動きは、a)～d)に示す各輪の動きによる重心の動きの和として表現することができる。すなわち

$$Z = \frac{1}{(l_{1X}+l_{2X})} \left\{ l_{2X} \left(\frac{l_{2Y}}{l_{1Y}+l_{2Y}} \cdot Z_{11} + \frac{l_{1Y}}{l_{1Y}+l_{2Y}} \cdot Z_{22} \right) + \frac{l_{1X}}{2} (Z_{33}+Z_{44}) \right\} \dots\dots (4.11)$$

$$\theta = \frac{1}{l_{1Y}+l_{2Y}} (Z_{11}-Z_{22}) \quad \dots\dots\dots (4.12)$$

$$\phi = \frac{1}{2(l_{1X}+l_{2X})} (Z_{11}+Z_{22}-Z_{33}-Z_{44}) \quad \dots\dots\dots (4.13)$$

(2) 運動方程式

重心の運動が各車輪の中心の運動の重ね合せとして表現できるから、

$$\begin{aligned} \frac{dZ}{dt} &= \frac{\partial Z}{\partial Z_{11}} \cdot \frac{dZ_{11}}{dt} + \frac{\partial Z}{\partial Z_{22}} \cdot \frac{dZ_{22}}{dt} + \frac{\partial Z}{\partial Z_{33}} \cdot \frac{dZ_{33}}{dt} + \frac{\partial Z}{\partial Z_{44}} \cdot \frac{dZ_{44}}{dt} \\ &= \sum_{i=1}^4 \frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{dZ_{ii}}{dt} \quad \dots\dots\dots (4.14) \end{aligned}$$

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dZ}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^4 \frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{dZ_{ii}}{dt} = \sum_{i=1}^4 \left(\frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{d^2 Z_{ii}}{dt^2} + \frac{dZ_{ii}}{dt} \cdot \frac{d}{dt} \frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} \right)$$

$$\text{しかるに, } \frac{d}{dt} \frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} = 0$$

ゆえに,

$$\frac{d^2 Z}{dt^2} = \sum_{i=1}^4 \frac{\partial Z}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{d^2 Z_{ii}}{dt^2} \quad \dots\dots\dots (4.15)$$

同様にして,

$$\frac{d\theta}{dt} = \sum_{i=1}^2 \frac{\partial \theta}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{dZ_{ii}}{dt} \quad \dots\dots\dots (4.16)$$

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = \sum_{i=1}^2 \frac{\partial \theta}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{d^2 Z_{ii}}{dt^2} \quad \dots\dots\dots (4.17)$$

また,

$$\frac{d\phi}{dt} = \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{dZ_{ii}}{dt} \quad \dots\dots\dots (4.18)$$

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} = \sum_{i=1}^4 \frac{\partial \phi}{\partial Z_{ii}} \cdot \frac{d^2 Z_{ii}}{dt^2} \quad \dots\dots\dots (4.19)$$

いま, $Z_{33} + Z_{44} = Z_{55}$ と置くと, 各車輪中心の動きと重心位置の動きの関係はまとめて次のように書くことができる。

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial Z}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial Z}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial Z}{\partial Z_{55}} \\ \frac{\partial \theta}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial \theta}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial \theta}{\partial Z_{55}} \\ \frac{\partial \phi}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial \phi}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial \phi}{\partial Z_{55}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.20)$$

あるいは

$$\begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Z}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial Z}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial Z}{\partial Z_{55}} \\ \frac{\partial \theta}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial \theta}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial \theta}{\partial Z_{55}} \\ \frac{\partial \phi}{\partial Z_{11}} & \frac{\partial \phi}{\partial Z_{22}} & \frac{\partial \phi}{\partial Z_{55}} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.21)$$

(4.20), (4.21) 式は各車輪中心の動きによる重心まわりの動きを規定する方程式で、偏微分係数からなる行列は、(1)~(10)式で示されるとおり車両の幾何学的関係を意味するもので、時間の影響を受けない定数である。

以下、簡単化のため(4.20), (4.21) 式をそれぞれ次のように表記することにする。ただし、行列 [b] は [a] の逆行列である。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.20)'$$

$$\begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.21)'$$

ここで、 $l_{1X}+l_{2X}=l_X$, $l_{1Y}+l_{2Y}=l_Y$ と置くと、上記の行列の各要素はそれぞれ次のとおりとなる。

$$a_{11} = \frac{\partial Z}{\partial Z_{11}} = \frac{l_{2Y}}{l_{1Y}+l_{2Y}} \cdot \frac{l_{2X}}{l_{1X}+l_{2X}} = \frac{l_{2X}l_{2Y}}{l_X l_Y}$$

$$a_{12} = \frac{\partial Z}{\partial Z_{22}} = \frac{l_{1Y}}{l_{1Y}+l_{2Y}} \cdot \frac{l_{2X}}{l_{1X}+l_{2X}} = \frac{l_{2X}l_{1Y}}{l_X l_Y}$$

$$a_{13} = \frac{\partial Z}{\partial Z_{55}} = \frac{l_{1X}}{2(l_{1X}+l_{2X})} = \frac{l_{1X}}{2l_X}$$

$$a_{21} = \frac{\partial \theta}{\partial Z_{11}} = \frac{1}{l_{1Y}+l_{2Y}} \cdot \frac{1}{l_Y}$$

$$a_{22} = \frac{\partial \theta}{\partial Z_{22}} = \frac{-1}{l_{1Y}+l_{2Y}} = -\frac{1}{l_Y}$$

$$a_{23} = \frac{\partial \theta}{\partial Z_{55}} = 0$$

$$a_{31} = \frac{\partial \phi}{\partial Z_{11}} = \frac{1}{2(l_{1X}+l_{2X})} = \frac{1}{2l_X}$$

$$a_{32} = \frac{\partial \phi}{\partial Z_{22}} = \frac{1}{2(l_{1X}+l_{2X})} = \frac{1}{2l_X}$$

$$a_{33} = \frac{\partial \phi}{\partial Z_{55}} = \frac{-1}{2(l_{1X}+l_{2X})} = -\frac{1}{2l_X}$$

また,

$$\begin{aligned}
 b_{11} &= 1 \\
 b_{12} &= \frac{l_{1X}l_Y + 2l_{2X}l_{1Y}}{2l_X} \\
 b_{13} &= l_{1X} \\
 b_{21} &= 1 \\
 b_{22} &= \frac{l_{1X}l_Y + 2l_{2X}l_{2Y}}{2l_X} \\
 b_{23} &= l_{1X} \\
 b_{31} &= 2 \\
 b_{32} &= \frac{l_{2X}(l_{1Y} - l_{2Y})}{l_X} \\
 b_{33} &= -2l_{2X}
 \end{aligned}$$

車輪式トラクタショベルが凹凸路面を走行する場合、各車輪に作用する外力を F_i とすると、重心の鉛直方向及びローリング並びにピッチングに関する運動方程式は次のようになる。

$$m \frac{d^2 Z}{dt^2} + \sum F_i = 0 \quad \dots\dots\dots (4.22)$$

$$I_X \frac{d^2 \theta}{dt^2} + [l_{1Y} - l_{2Y} 0] \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_5 \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (4.23)$$

$$I_Y \frac{d^2 \phi}{dt^2} + [l_{1X} l_{1X} - l_{2X}] \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_5 \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots\dots (4.24)$$

しかるに、各車輪に作用する外力は次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 F_i &= C \frac{d}{dt} (Z_{ii} - Z_i) + K (Z_{ii} - Z_i) \\
 &= \left\{ C \frac{dZ_{ii}}{dt} + KZ_{ii} \right\} - \left\{ C \frac{dZ_i}{dt} + KZ_i \right\} \quad \dots\dots\dots (4.25)
 \end{aligned}$$

あるいは,

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_5 \end{bmatrix} = C \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} Z_{11} \\ Z_{22} \\ Z_{55} \end{bmatrix} - C \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_5 \end{bmatrix} - K \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_5 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.26)$$

一方、(4.22)～(4.24)式をまとめてマトリックスの形にすると次のようになる。

$$\begin{bmatrix} \frac{d^2 Z}{dt^2} \\ \frac{d^2 \theta}{dt^2} \\ \frac{d^2 \phi}{dt^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & -\frac{l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & -\frac{l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.27)$$

(4.21)式及び(4.26)式と上式を組合わせれば車輪式トラクタシヨベルの運動方程式が得られる。

すなわち

$$\begin{bmatrix} \frac{d^2 Z}{dt^2} \\ \frac{d^2 \theta}{dt^2} \\ \frac{d^2 \phi}{dt^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & -\frac{l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & -\frac{l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C \frac{dZ}{dt} + KZ \\ C \frac{d\theta}{dt} + K\theta \\ C \frac{d\phi}{dt} + K\phi \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & -\frac{l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & -\frac{l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C \frac{dZ_1}{dt} + KZ_1 \\ C \frac{dZ_2}{dt} + KZ_2 \\ C \frac{dZ_5}{dt} + KZ_5 \end{bmatrix} \quad \dots (4.28)$$

4.2 凹凸路面を走行する車輪式トラクタシヨベルの振動応答

タイヤ式車両が凹凸のある路面を走行する場合、路面の凹凸はタイヤの接地部に対して絶えず変動する変位入力を負荷することになる。この場合、もし路面のプロファイルがあらかじめ判明しているならば、一定の走行速度に対応する車両の重心位置における鉛直変位、ローリング、ピッチング等の応答は、原理的には(4.28)式の運動方程式を解くことにより求められる。しかし、実際にはこのように路面のプロファイルが与えられることは不可能に近く、また、たとえある種の試験路のように凹凸路面のZ座標が距離の関数として詳細に規定できたとしても(4.28)式を解いて答を求めることは必ずしも容易ではない。

自動車や農業用トラクタあるいは車輪式建設機械が走行する路面の凹凸の程度について、我々が現実に入手できる情報はその統計的な性質、すなわち路面凹凸のパワースペクトル密度関数及び左右両轍間のク

ロススペクトルのみであるといっても過言ではない。しかし実際問題として、運転者に対する振動負荷や車両構成部材の応力頻度等を取上げる場合、路面よりの変位入力に対するそれらの応答のパワースペクトルを知ることで問題が解決される場合も決して少なくない。そこで、本調査においては路面の凹凸をエルゴード的定常確率過程であると仮定し、そのパワースペクトルを与えて車両の応答のパワースペクトルを求めることを考える。それには次の関係を利用するのが便利である。すなわち、一般に入力 $x(t)$ のパワースペクトル密度関係を $S_X(f)$ とし、出力 $y(t)$ のそれを $S_Y(f)$ とすると、

$$S_Y(f) = |H(f)|^2 \cdot S_X(f) \quad \dots\dots\dots (4.29)$$

ここに、 $H(f)$ はシステムの周波数応答関数あるいは伝達関数と呼ばれるもので、入出力のフーリエ像関数 $X(f)$ 、 $Y(f)$ の比として次式で与えられる周波数 f の複素関数である。

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)} \quad \dots\dots\dots (4.30)$$

凹凸路面を車輪式トラクタショベルが一定速度 $V(m/s)$ で直進する場合、入力は各車輪の接地点に対する鉛直変位 $Z_i(x)$ となる。ただし、 x は出発点からの走行距離である。走行速度が V であるから、 $H(f)$ はまた時間 $t = x/V$ の関数としてもあらわすことができる。便宜上、今後は各車輪への変位入力 Z_i を時間 t の関数として扱う。

(1) 左右両輪軌跡が別個のパワースペクトルをもつ場合

最も一般的な場合として、各車輪への変位入力がそれぞれ別個のパワースペクトルをもつ場合の応答スペクトルを $S(f)$ とすると、

$$S(f) = \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 H_j^*(f) \cdot H_k(f) \cdot S_{jk}(f) \quad \dots\dots\dots (4.31)$$

ここに、 $S_{jk}(f)$ は車速を考慮に入れて時間周波数 f で表わした路面凹凸のパワースペクトルで、 $j=k$ の場合は各車輪に対する変位入力のパワースペクトル、 $j \neq k$ の場合は j 輪と k 輪入力間のクロススペクトルを意味する。また、 $H_j(f)$ 等は各車輪に単独変位入力を加えたときの車体の任意の点の動きに関する伝達関数で、*印はそれらの共役複素関数を表わしている。

車両が直進する場合は、後車輪が常に前輪の通過した跡を踏むものと考えことができ、車輪の通過により路面が変形しないものとすれば、左右の前後輪はそれだれ $S_L(f)$ 、 $S_R(f)$ なるパワースペクトルをもつ路面上を走行するとしてよい。ただ後輪に対する入力は、軸距を L とするとき時間的に L/V だけ遅れることになる。従って、例えば左前後輪に対する入力のパワースペクトルはともに $S_L(f)$ であるが、前後のクロススペクトル $S_{L13}(f)$ はその定義式より

$$S_{13}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} Z_1^*(f) \cdot Z_3(f) \quad \dots\dots\dots (4.32)$$

ここに、 $Z_1(f)$ 、 $Z_2(f)$ はそれぞれ左前後輪への変位入力 $Z_1(t)$ 及び $Z_2(t)$ のフーリエ像関数である。しかるに、

$$Z_3(t) = Z_1(t - \tau) \quad \dots\dots\dots (4.33)$$

ただし、 $\tau = L/V$

従って、フーリエ変換の移動定理により

$$Z_3(f) = e^{-i2\pi f\tau} \cdot Z_1(f) \quad \dots\dots\dots (4.34)$$

ゆえに、(4.32)式は、

$$\begin{aligned} S_{13}(f) &= e^{-i2\pi f\tau} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} Z_1^*(f) \cdot Z_1(f) \\ &= e^{-i2\pi f\tau} \cdot S_L(f) \quad \dots\dots\dots (4.35) \end{aligned}$$

同様にして、右側車輪に関しては、

$$S_{24}(f) = e^{-i2\pi f\tau} \cdot S_R(f) \quad \dots\dots\dots (4.36)$$

また、左前輪と右後輪については、

$$\begin{aligned} S_{14}(f) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} Z_1^*(f) \cdot Z_4(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} Z_1^*(f) \cdot e^{-i2\pi f\tau} \cdot Z_2(f) \\ &= e^{-i2\pi f\tau} \cdot S_{12} = e^{-i2\pi f\tau} \cdot S_{LR} \quad \dots\dots\dots (4.37) \end{aligned}$$

右前輪と左後輪については、

$$S_{23}(f) = e^{-i2\pi f\tau} \cdot S_{21} = e^{i2\pi f\tau} \cdot S_{RL} \quad \dots\dots\dots (4.38)$$

(4.35)～(4.38)の各式と、 $S_{kj}(f) = S_{jk}^*(f)$ の関係をを用いると、(4.31)式は次のように書くことができる。ただし、 $S_{LR}(f)$ は左右軸間のクロススペクトルである。

$$\begin{aligned} S(f) &= \{ H_1^*(f) \cdot H_1(f) + H_3^*(f) \cdot H_3(f) + H_1^*(f) \cdot H_3(f) \cdot e^{-i2\pi f\tau + H_3^*(f) \cdot H_1(f) \cdot e^{i2\pi f\tau}} \} \cdot S_L(f) \\ &\quad + \{ H_2^*(f) \cdot H_2(f) + H_4^*(f) \cdot H_4(f) + H_2^*(f) \cdot H_4(f) \cdot e^{-i2\pi f\tau + H_4^*(f) \cdot H_2(f) \cdot e^{i2\pi f\tau}} \} \cdot S_R(f) \\ &\quad + \{ H_1^*(f) \cdot H_2(f) + H_3^*(f) \cdot H_4(f) + H_1^*(f) \cdot H_4(f) \cdot e^{-i2\pi f\tau + H_3^*(f) \cdot H_2(f) \cdot e^{i2\pi f\tau}} \} \cdot S_{LR}(f) \\ &\quad + \{ H_2^*(f) \cdot H_1(f) + H_4^*(f) \cdot H_3(f) + H_2^*(f) \cdot H_3(f) \cdot e^{-i2\pi f\tau + H_4^*(f) \cdot H_1(f) \cdot e^{i2\pi f\tau}} \} \cdot S_{LR}^*(f) \\ &\quad \dots\dots\dots (4.39) \end{aligned}$$

走行路面の凹凸について、左右両輪軌跡のパワースペクトル $S_L(f)$ 、 $S_R(f)$ と、そのクロススペクトル $S_{LR}(f)$ が与えられれば、伝達関数既知の車両の応答のパワースペクトルは(4.39)式により求めることができる。

(2) 左右両輪軌跡が同一のパワースペクトルをもつ場合

Parkhi lovski⁽¹⁾によれば、自動車の場合、一般に道路の凹凸は左右両輪で異ならず、かつ左右の凹凸の平均値の変動と傾きの変動とが互に独立であると仮定してもよいとされている。すなわち、左右両輪軌跡

の凹凸をそれぞれ $Z_L(t)$, $Z_R(t)$ とし, その平均値を $\bar{Z}(t)$, 傾きを $\phi(t)$ とすると

$$\bar{Z}(t) = \frac{Z_L(t) + Z_R(t)}{2}$$

$$\phi(t) = \frac{Z_L(t) - Z_R(t)}{2b}$$

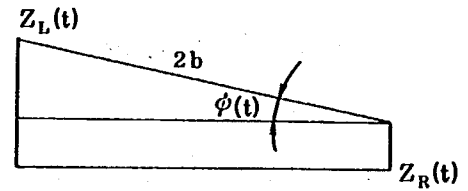


図 4-3 左右両輪軌跡の位置関係

あるいは,

$$Z_L(t) = \bar{Z}(t) + b\phi(t), \quad Z_R(t) = \bar{Z}(t) - b\phi(t) \quad \dots\dots\dots (4.40)$$

Z_L と Z_R のクロススペクトル $S_{LR}(f)$ は, その定義式より,

$$\begin{aligned} S_{LR}(f) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} \{ \bar{Z}(t) + b\phi(t) \} \{ \bar{Z}(t+\xi) - b\phi(t+\xi) \} dt \cdot e^{-i2\pi f\xi} d\xi \\ &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} \{ \bar{Z}(t) \bar{Z}(t+\xi) - b^2 \phi(t) \phi(t+\xi) + b\phi(t) \bar{Z}(t+\xi) \\ &\quad - b\bar{Z}(t) \phi(t+\xi) \} dt \cdot e^{-i2\pi f\xi} d\xi \\ &= S_{\bar{Z}}(f) - b^2 S_{\phi}(f) + b S_{\phi \bar{Z}}(f) - b S_{\bar{Z} \phi}(f) \quad \dots\dots\dots (4.41) \end{aligned}$$

もし, 平均値 $\bar{Z}(t)$ と傾き $\phi(t)$ が全く独立に変動し, その間に相関が無い場合には, $S_{\phi \bar{Z}}(f)$, $S_{\bar{Z} \phi}(f)$ はともに 0 となり上式は

$$S_{LR}(f) = S_{\bar{Z}}(f) - b^2 S_{\phi}(f) \quad \dots\dots\dots (4.42)$$

となって左右両輪軌跡間のクロススペクトルは実数関数となる。

この関係と, 左右両輪軌跡の凹凸のパワースペクトルが同一であるという仮定を採用すると, 前掲の (4.39) 式は次のような簡単な形になる。

$$\begin{aligned} S(f) &= \{ A(f) + B(f) \cos \alpha + C(f) \sin \alpha \} \cdot S_A(f) \\ &\quad + \{ D(f) + E(f) \cos \alpha + F(f) \sin \alpha \} \cdot S_c \quad \dots\dots\dots (4.43) \end{aligned}$$

ただし,

$$S_A = S_L = S_R$$

$$S_c = S_{LR} = S_{LR}^*$$

$$\begin{aligned}
A(f) &= |H_1(f)|^2 + |H_2(f)|^2 + |H_3(f)|^2 + |H_4(f)|^2 \\
B(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_3(f) + H_2^*(f) \cdot H_4(f) \} \\
C(f) &= 2 \operatorname{Im} \{ H_1^*(f) \cdot H_3(f) + H_2^*(f) \cdot H_4(f) \} \\
D(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_2(f) + H_3^*(f) \cdot H_4(f) \} \dots\dots\dots (4.44) \\
E(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_4(f) + H_3^*(f) \cdot H_2(f) \} \\
F(f) &= 2 \operatorname{Im} \{ H_3^*(f) \cdot H_2(f) + H_4^*(f) \cdot H_1(f) \} \\
\alpha &= 2\pi f \tau = 2\pi f \frac{L}{v}
\end{aligned}$$

もし、左右のコヒーレンス関数 $\gamma^2(f)$ を次式で定義するならば、

$$\gamma^2(f) = \frac{|S_{LR}(f)|^2}{S_L(f) \cdot S_R(f)} = \frac{|S_c(f)|^2}{S_A(f)^2} \dots\dots\dots (4.45)$$

(4.43) 式は更に次のように書くことができる。ただし、 $A(f)$ 等の記号は(4.44)式に示したものと同一である。

$$\begin{aligned}
S(f) &= [A(f) + \gamma(f) \cdot D(f) + \{B(f) + \gamma(f) \cdot E(f)\} \cos \alpha \\
&\quad + \{C(f) + \gamma(f) \cdot F(f)\} \sin \alpha] \dots\dots\dots (4.46)
\end{aligned}$$

(3) 後軸揺動形車輪式トラクタシヨベルの場合

$$H_3(f) = H_4(f) = H_5(f) \dots\dots\dots (4.47)$$

という関係が成立するので、(4.39)式及び(4.44)式の $H_3(f)$, $H_4(f)$, $H_3^*(f)$, $H_4^*(f)$ 等をそれぞれ $H_5(f)$, $H_5^*(f)$ に置きかえることができる。従って、(4.39)式は次のようになる。

$$\begin{aligned}
S(f) &= [|H_1(f)|^2 + |H_5(f)|^2 + 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_5(f) \} \cos \alpha + 2 \operatorname{Im} \{ H_1^*(f) \cdot H_5(f) \} \sin \alpha] \cdot S_L(f) \\
&\quad + [|H_2(f)|^2 + |H_5(f)|^2 + 2 \operatorname{Re} \{ H_2^*(f) \cdot H_5(f) \} \cos \alpha + 2 \operatorname{Im} \{ H_2^*(f) \cdot H_5(f) \} \sin \alpha] \cdot S_R(f) \\
&\quad + 2 \operatorname{Re} \{ [H_1^*(f) \cdot H_2(f) + |H_5(f)|^2 + H_1^*(f) \cdot H_5(f) \cdot e^{-i\alpha} + H_5^*(f) \cdot H_2(f) \cdot e^{i\alpha}] \cdot S_{LR}(f) \} \\
&\dots\dots\dots (4.48)
\end{aligned}$$

また、(4.44)式の関係は、

$$\begin{aligned}
 A(f) &= |H_1(f)|^2 + |H_2(f)|^2 + 2 |H_5(f)|^2 \\
 B(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_5(f) + H_2^*(f) \cdot H_5(f) \} \\
 C(f) &= 2 \operatorname{Im} \{ H_1^*(f) \cdot H_5(f) + H_2^*(f) \cdot H_5(f) \} \\
 D(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_2(f) + |H_5(f)|^2 \} \dots\dots\dots (4.49) \\
 E(f) &= 2 \operatorname{Re} \{ H_1^*(f) \cdot H_5(f) + H_5^*(f) \cdot H_2(f) \} \\
 F(f) &= 2 \operatorname{Im} \{ H_5^*(f) \cdot H_2(f) + H_5^*(f) \cdot H_1(f) \}
 \end{aligned}$$

4.3 車輪式トラクタショベルの伝達関数

凹凸路面に関する情報として、そのパワースペクトルやクロススペクトル等が与えられれば、(4.48)式又は(4.43)、(4.49)式等によりその上を走行する車輪式トラクタショベルの任意の点の動きに関する応答のパワースペクトルを求めることができるが、そのためには $H_1(f)$ 等のいわゆる伝達関数を知る必要がある。

いま、車両の応答をその重心位置におけるバウンス、ローリング及びピッチングに限定すると、これらは前述した車両の運動方程式(4.28)のフーリエ変換により求めることができる。すなわち、(4.28)式の両辺をフーリエ変換し、 $Z(t)$ 等のフーリエ像関数を $Z(f)$ 等と書くと、

$$\begin{aligned}
 (i2\pi f)^2 \begin{bmatrix} Z(f) \\ \theta(f) \\ \phi(f) \end{bmatrix} + (i2\pi f c + k) \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & \frac{-l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{-l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z(f) \\ \theta(f) \\ \phi(f) \end{bmatrix} \\
 = (i2\pi f c + k) \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & \frac{-l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{-l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Z_1(f) \\ Z_2(f) \\ Z_5(f) \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4.50)
 \end{aligned}$$

ここで,

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} & -\frac{l_{2Y}}{I_X} & 0 \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{1X}}{I_Y} & \frac{l_{2X}}{I_Y} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (4.51)$$

と置くと (4.50) 式は, $Z(f)$, $\theta(f)$, $\phi(f)$ に関する次の連立方程式に書き換えられる。

$$\begin{aligned} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} Z(f) + p_{12} \theta(f) + p_{13} \phi(f) = \frac{1}{m} \{ Z_1(f) + Z_2(f) + Z_5(f) \} \\ p_{21} Z(f) + & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} \theta(f) + p_{23} \phi(f) = \frac{l_{1Y}}{I_X} Z_1(f) - \frac{l_{2Y}}{I_X} Z_2(f) \quad \dots\dots (4.52) \\ p_{31} Z(f) + & p_{32} \theta(f) + \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \phi(f) = \frac{l_{1X}}{I_Y} Z_1(f) + \frac{l_{1X}}{I_Y} Z_2(f) - \frac{l_{2X}}{I_Y} Z_5(f) \end{aligned}$$

この連立方程式を解き, $Z(f)$, $\theta(f)$, $\phi(f)$ 等を $Z_1(f)$ 等の関数の形に直した上で, 当該入力以外は 0 と置き (4.30) 式の関係を用いてそれぞれの入力に対する伝達関数を求める。

(1) バウンスングに関する伝達関数

左前入力 $Z_1(f)$ に対する重心のバウンスング応答に関する伝達関数を $H_{z_1}(f)$ とすると,

$$H_{z_1}(f) = \frac{Z(f)}{Z_1(f)}$$

であるから, (4.52) 式で $Z_2(f) = Z_5(f) = 0$ として

$$H_{z_1}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \frac{1}{m} & p_{12} & p_{13} \\ \frac{l_{1Y}}{I_X} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & p_{23} & \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & p_{32} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.53)$$

ただし,

$$\Delta = \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & p_{12} & p_{13} \\ p_{21} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & p_{23} \\ p_{31} & p_{32} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \end{vmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.54)$$

同様にして、右前入力 $Z_2(t)$ ならびに後軸入力 $Z_5(t)$ に対する伝達関数 $H_{z_2}(f)$, $H_{z_5}(f)$ はそれぞれ次のようになる。

$$H_{z_2}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \frac{1}{m} & p_{12} & p_{13} \\ \frac{-l_{2Y}}{I_X} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & p_{23} & \\ \frac{l_{1X}}{I_Y} & p_{32} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \end{vmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.55)$$

$$H_{z_5}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \frac{1}{m} & p_{12} & p_{13} \\ 0 & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & p_{23} \\ \frac{-l_{2X}}{I_Y} & p_{32} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \end{vmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.56)$$

(2) ローリングに関する伝達関数

$$H_{\theta_1}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} \frac{1}{m} & p_{13} \\ p_{21} & \frac{l_{1Y}}{I_X} & p_{23} \\ p_{31} & \frac{l_{1X}}{I_Y} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} \end{vmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.57)$$

$$H_{\theta_2}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & \frac{1}{m} & p_{13} \\ p_{21} & \frac{-l_{2Y}}{I_X} & p_{23} \\ p_{31} & \frac{l_{1X}}{I_Y} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} & \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.58)$$

$$H_{\theta_5}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & \frac{1}{m} & p_{13} \\ p_{21} & 0 & p_{23} \\ p_{31} & \frac{-l_{2X}}{I_Y} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{33} \right\} & \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.59)$$

(3)ピッチングに関する伝達関数

$$H_{\phi_1}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & p_{12} & \frac{1}{m} \\ p_{21} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & \frac{l_{1Y}}{I_X} \\ p_{31} & p_{32} & \frac{l_{1X}}{I_Y} \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.60)$$

$$H_{\phi_2}(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & p_{12} & \frac{1}{m} \\ p_{21} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & \frac{-l_{2Y}}{I_X} \\ p_{31} & p_{32} & \frac{l_{1X}}{I_Y} \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.61)$$

$$H\phi_S(f) = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{11} \right\} & p_{12} & \frac{1}{m} \\ p_{21} & \left\{ \frac{-4\pi^2 f^2}{(i2\pi f c + k)} + p_{22} \right\} & 0 \\ p_{31} & p_{32} & \frac{-l_{2x}}{I_Y} \end{vmatrix} \quad \dots\dots (4.62)$$

5. 凹凸路面走行試験

5.1 試験路面

5.1.1 路面の凹凸の測定

試験路面は、凹凸のある未舗装の土道で、試験前に予め浮石などを取除いた。写真5-1にその状況を示す。

路面の凹凸の測定は、想定される両輪の軌跡上に白線を引き、その線上を5cm間隔でレーザーレベルにより相対変位を測量した。

図5-1及び図5-2に路面凹凸測定結果を示す。

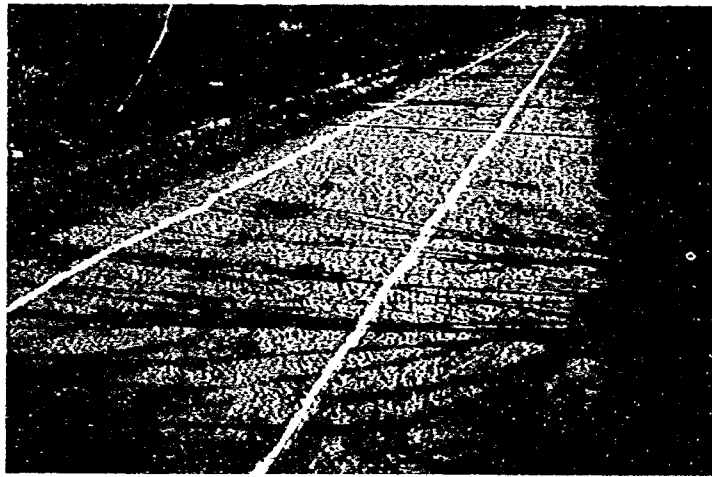


写真5-1 試験路面

また、図5-3及び図5-4に左右の凹凸のパワースペクトル密度関数、図5-5及び図5-6に左右の路面凹凸のクロススペクトルの計算結果を示す。

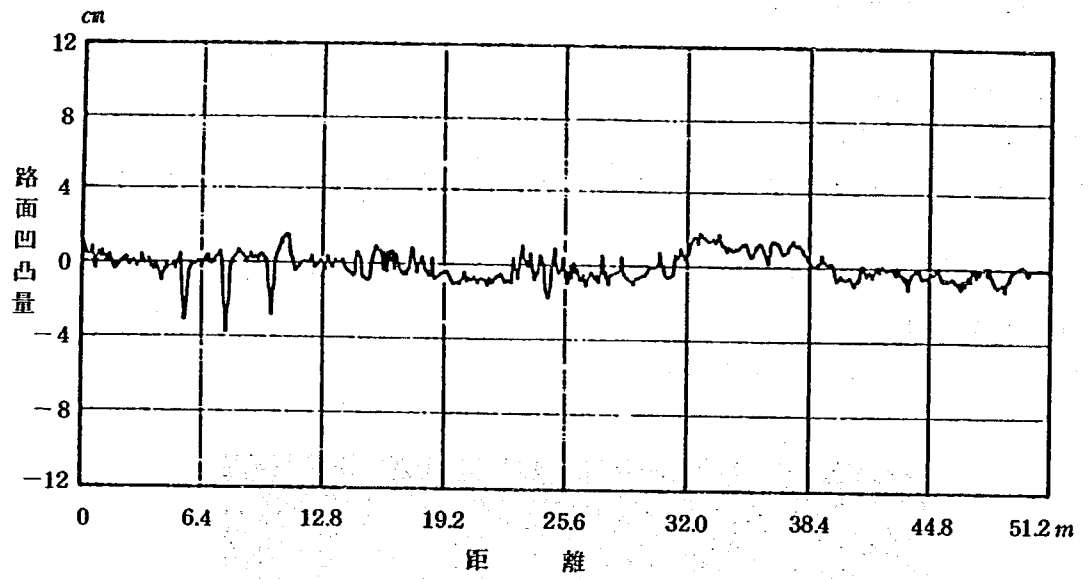


図 5 - 1 左側車輪通過路面の凹凸

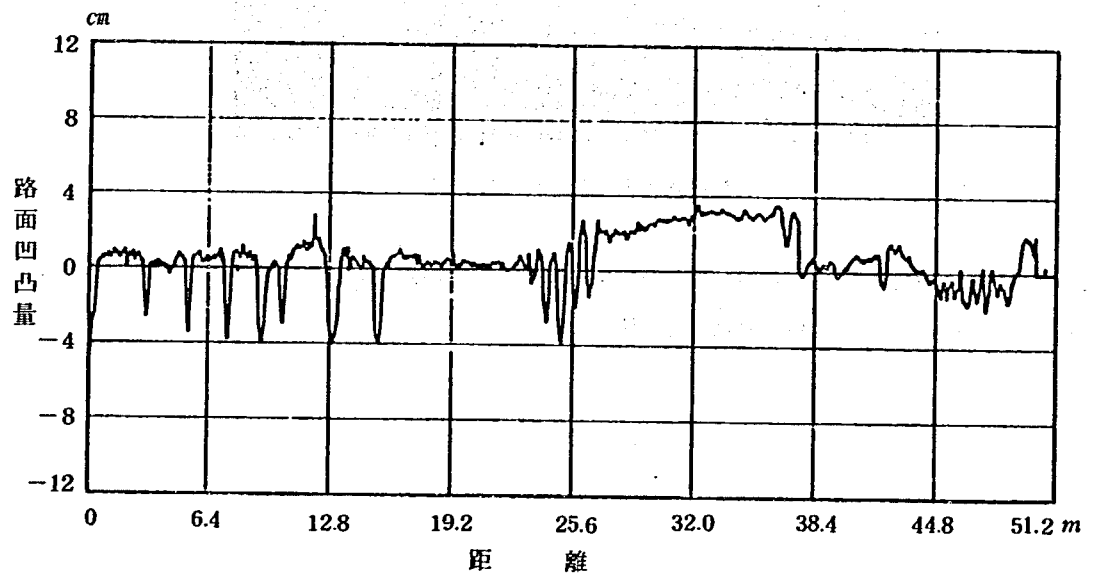


図 5 - 2 右側車輪通過路面の凹凸

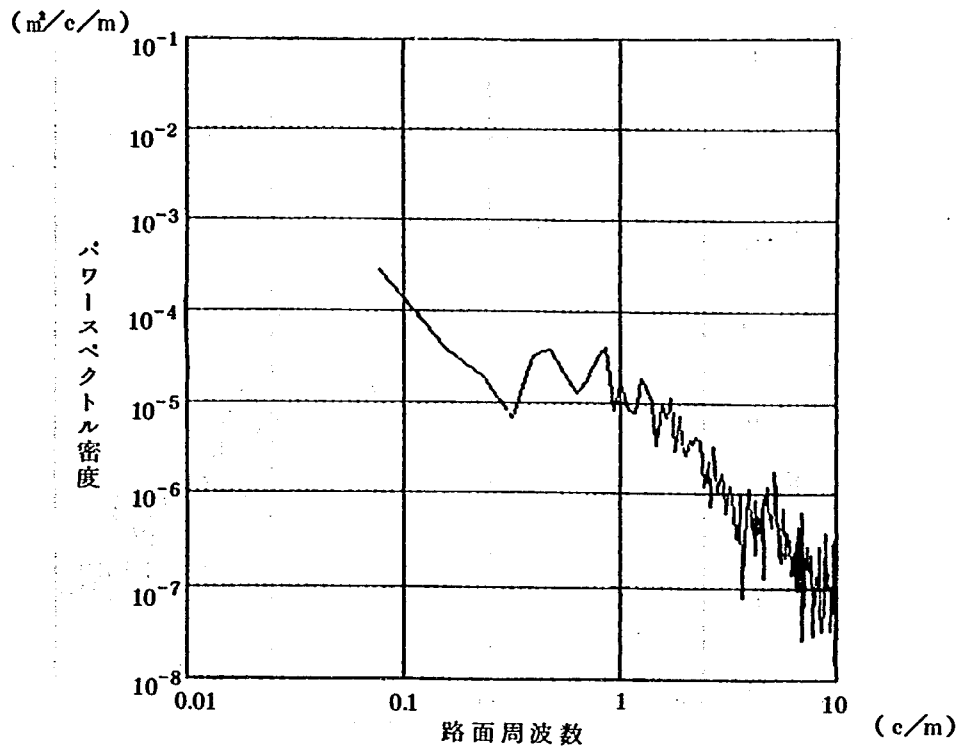


図 5-3 左車輪通過路面凹凸のパワースペクトル密度

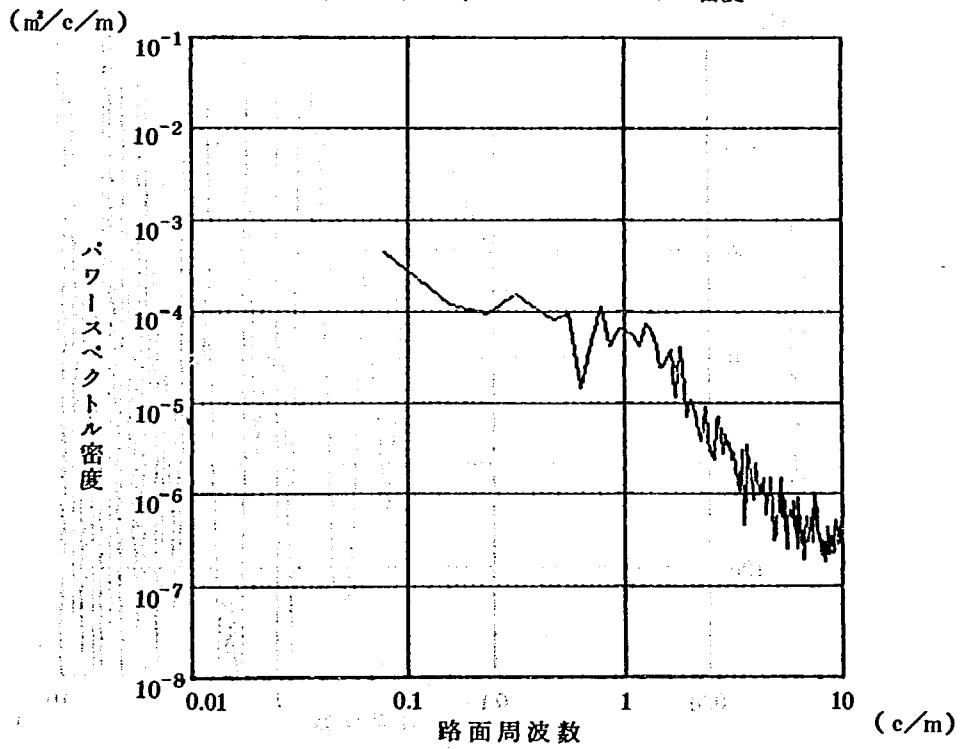


図 5-4 右車輪通過路面凹凸のパワースペクトル密度

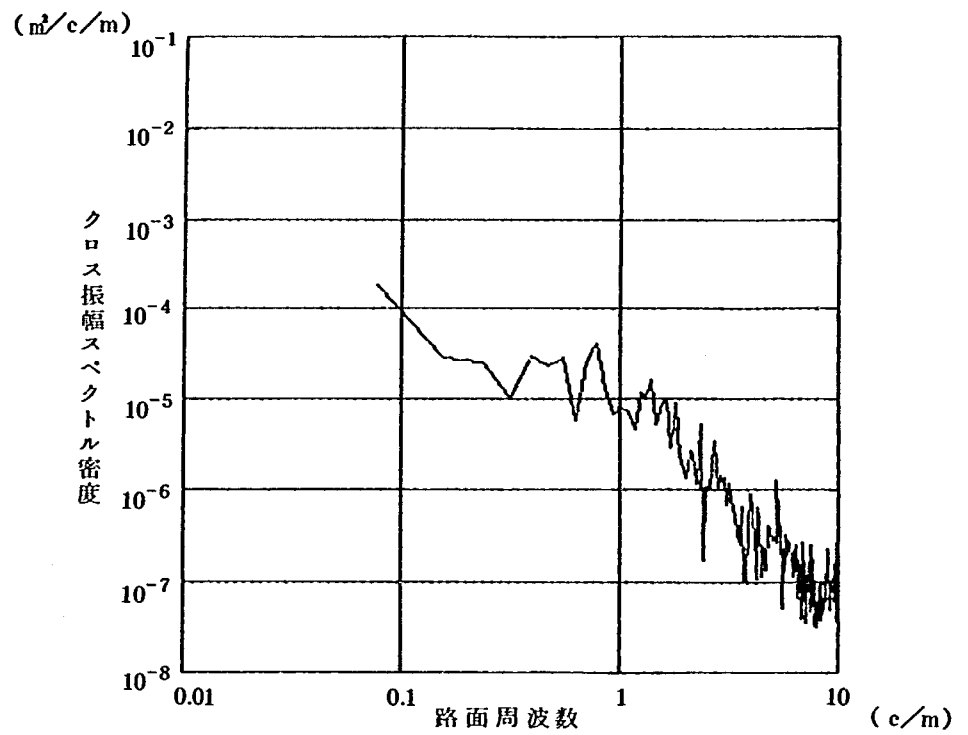


図 5-5 左右の路面凹凸のクロス振幅スペクトル密度

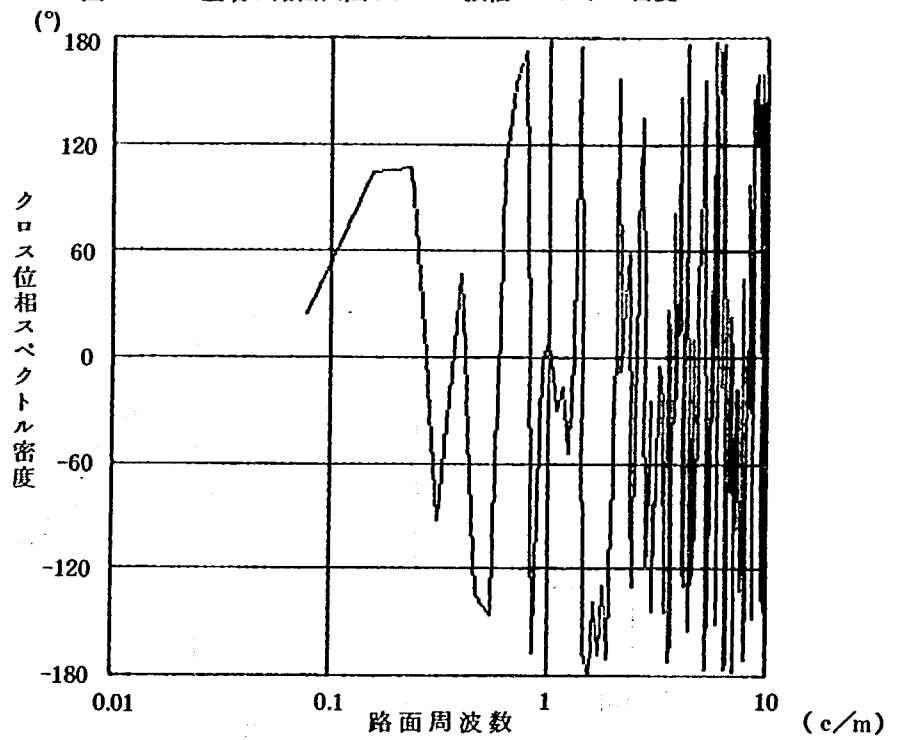


図 5-6 左右の路面凹凸のクロス位相スペクトル密度

5.2 試験条件

試験条件として、バケット積載荷重2条件、バケット姿勢2条件、走行速度2条件とし、その組合わせの6条件につき試験を行った。試験条件を、表5-1に示す。

表5-1 試験条件

試験番号	条 件			備 考
	L	B	V	
1	0	c	1	L_0 ; バケット無積載
2	0	c	2	L_{23} ; バケット積載荷重 2.3 t
3	0	m	1	B_c ; バケット運行姿勢
4	0	m	2	B_m ; バケット最大リーチと最大高さの中間位置
5	23	c	1	V_1 ; 1速フルスロットル
6	23	c	2	V_2 ; 2速フルスロットル



写真5-2 走行テスト

5.3 測定方法

測定は、前述の走行路の両輪の想定軌跡上に白線を引き、試験車両を各試験条件に合わせ、約30mの助走の後、測定区間を走行させた。そして、測定区間走行中の重心位置におけるx, y, z軸方向の加速度, x, y軸に関する車体の回転角および車両の走行速度を測定した。

写真5-2に試験実施状況を示す。

図5-7に測定のブロック図、表5-2～表5-5に測定に使用した計器の仕様を示す。

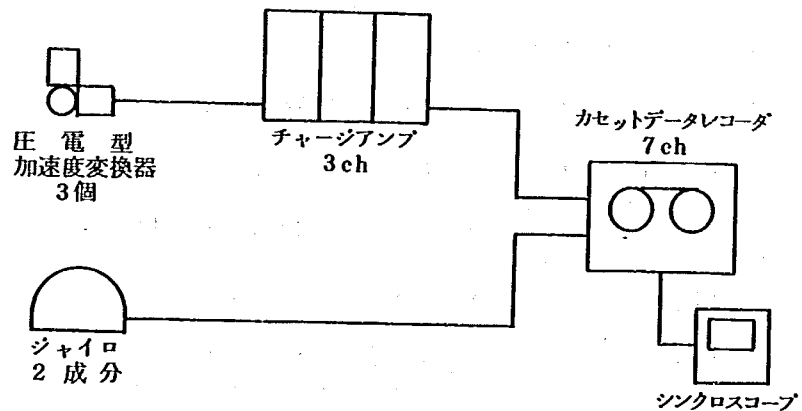


図5-7 測定ブロック図

表5-2 加速度変換器の仕様

製造業者	リオン(株)
型式	PV-84
構造	せん断形
電圧感度 (mV/G)	160
電荷感度 (pC/G)	190
寸法 (mm)	25×24
重量 (g)	90

表5-3 チャージアンプの仕様

製造業者	リオン(株)
型式	VM-27
振動ピックアップ	圧電形加速度ピックアップ
測定範囲	0.01～3,000G
振動数範囲	5～30KHz(±5%)
出力校正	内蔵発振器(20Hz正弦波)
電源	DC 12V, 約0.1A
寸法・重量	約13×5×25cm, 約900g

表5-4 ジャイロの仕様

製造業者	東京航空計器㈱
型式	VG-23
ロータ回転数	8,000 r.p.m.以上
測定範囲	ピッチ角度 $\pm 55^\circ$ ロール角度 $\pm 70^\circ$
検出素子	ポテンシオメータ (印加電圧24V以内)
直線性	0.5%
分解能	0.2%
自立精度	0.4%以内
自立速度	20°~1.5°まで3~10分
駆動電源	DC24V~28V
寸法・重量	190 ϕ ×120mm, 3.3kg

表5-5 データレコーダの仕様

製造業者	㈱共和電業
型式	RTP-500A
記録方式	FM
チャンネル数	7
テープ速度	9.5, 4.75, 0.95cm/s
テープ速度偏差	$\pm 0.2\%$ 以内
応答周波数	DC~2.5k, 12.5k, 250Hz
S/N比	40dB以上
入力電圧	$\pm 0.5 \sim \pm 10V$
非直線性	$\pm 1\%$ 以内
歪率	1%以内
電源	DC12V $^{+2V}_{-1V}$
寸法・重量	385×240×122mm, 約9.5kg

5.4 試験結果と計算結果

前記の測定により、データレコーダに収録した加速度及び回転角のデータを、FFTアナライザにかけてパワースペクトル密度を求めた。その時の解析の条件を表5-6に示す。

表5-6 FFTアナライザ解析条件

サンプリング間隔	7.812ms
サンプリング個数	1,024
ウィンドウ	ハニングウィンドウ
周波数分解能	0.125Hz
平均化	指数化平均
周波数レンジ	50Hz

これにより、バウンシング（重心位置のz軸方向加速度）、ローリング（x軸に関する車体の回転角）及びピッチング（y軸に関する車体の回転角）のパワースペクトル密度を、走行試験から求めたものが図5-8～図5-25である。

また、4章の計算により求めたパワースペクトル密度を図5-26～図5-43に示す。なお、計算に必要な入力定数を表5-7にまとめた。

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

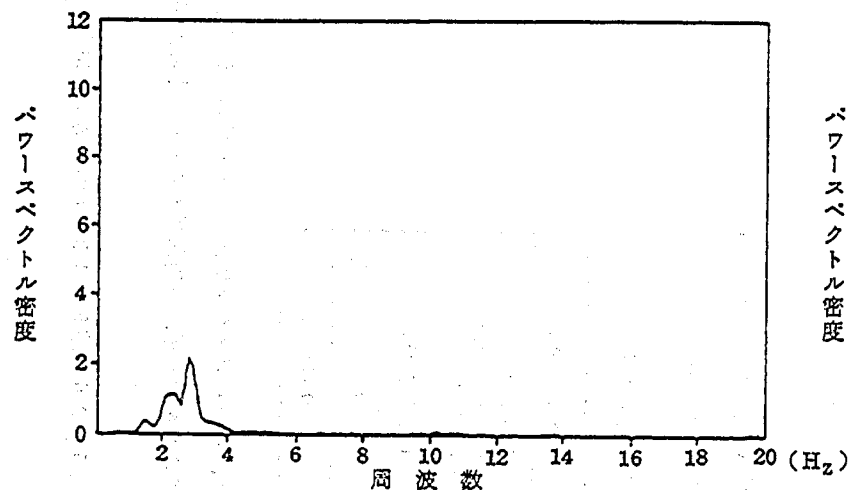


図 5-8 条件 1 ($L_0B_cV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

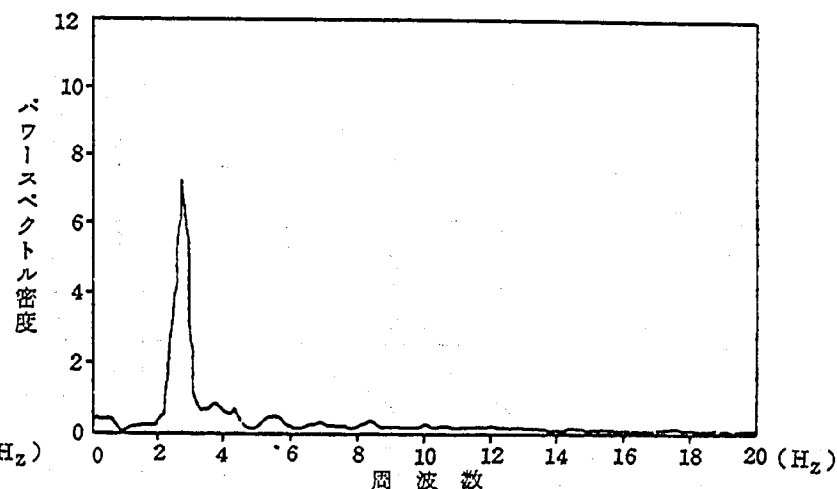


図 5-9 条件 2 ($L_0B_cV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

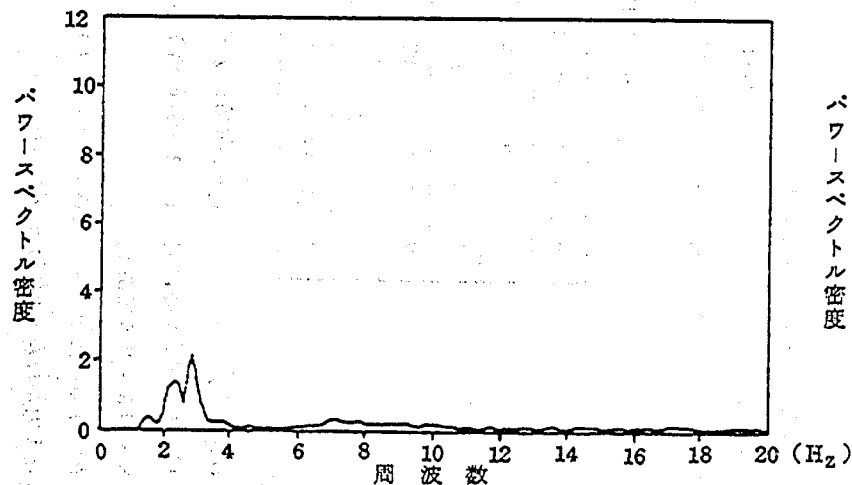


図 5-10 条件 3 ($L_0B_mV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

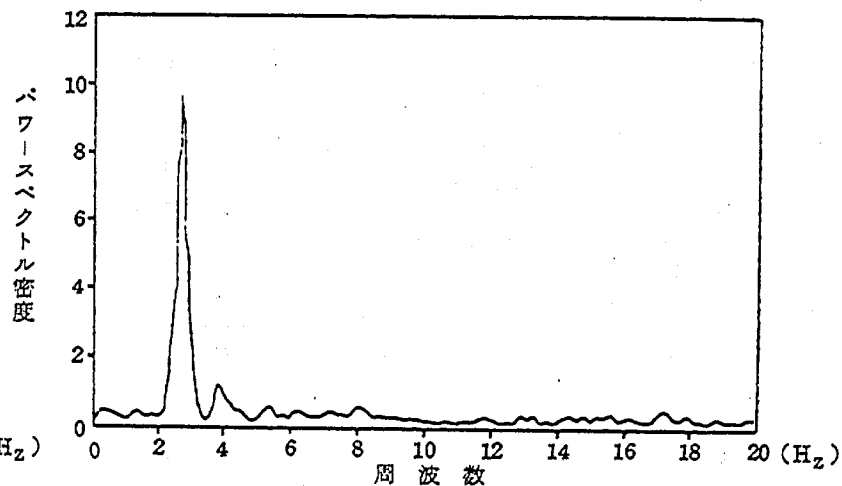


図 5-11 条件 4 ($L_0B_mV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

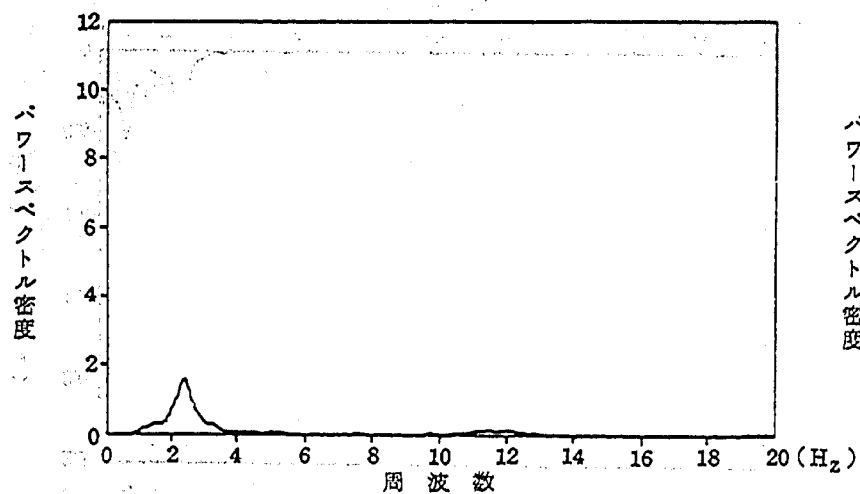


図5-12 条件5 ($L_{23}B_cV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

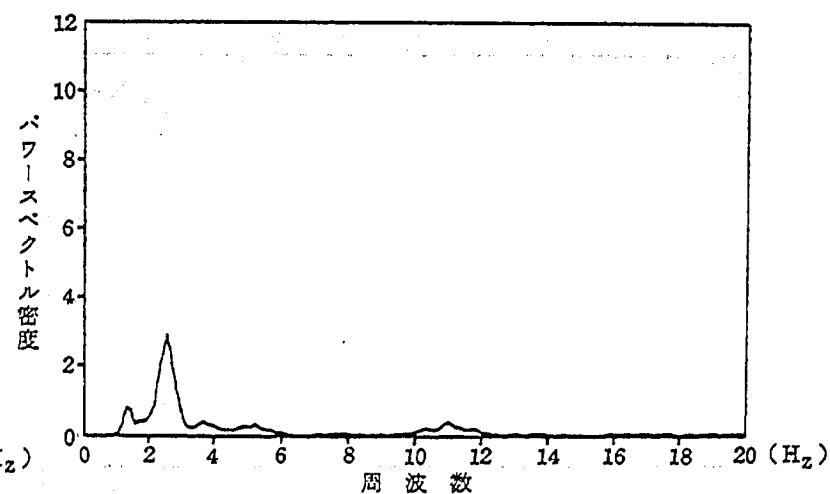


図5-13 条件6 ($L_{23}B_cV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

($^\circ/\text{Hz}^{1/2}$)

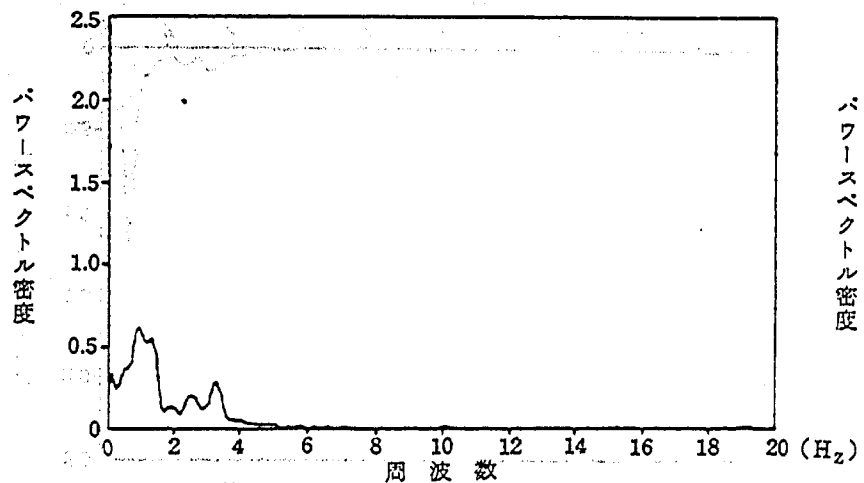


図5-14 条件1 ($L_0B_cV_1$) のローリングのパワースペクトル密度

($^\circ/\text{Hz}^{1/2}$)

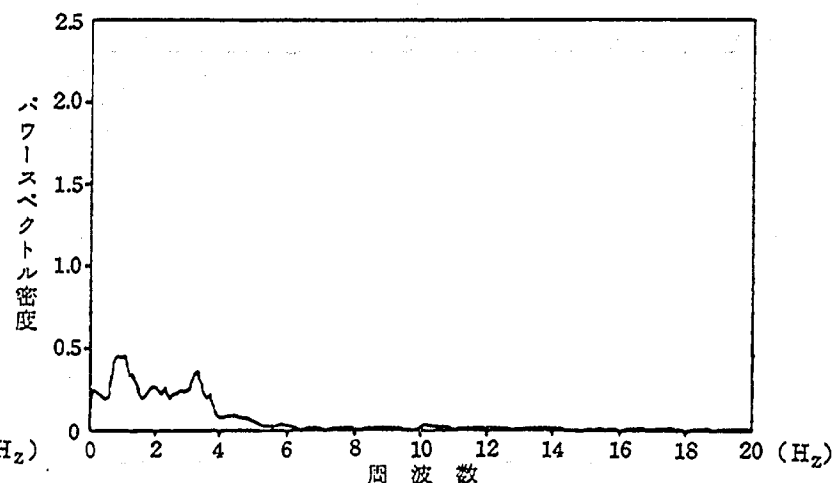


図5-15 条件2 ($L_0B_cV_2$) のローリングのパワースペクトル密度

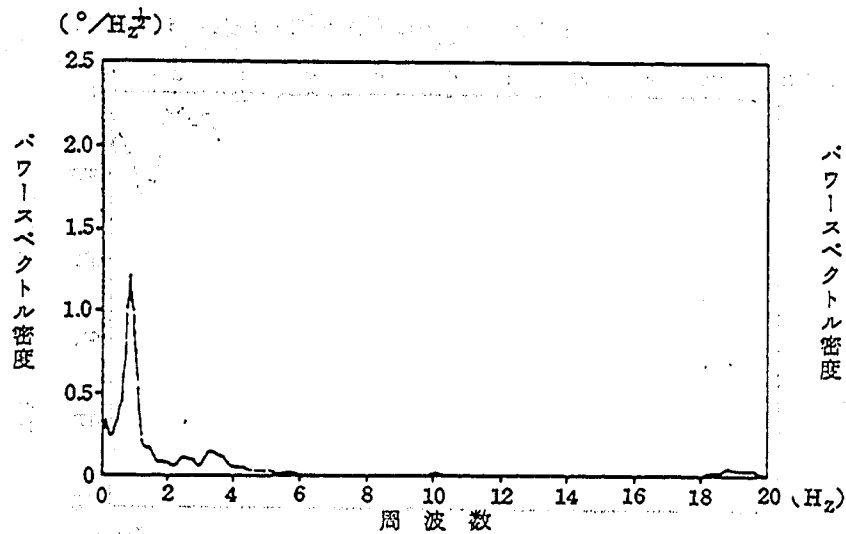


図5-16 条件3 (L₀B_mV₁) のローリングのパワースペクトル密度

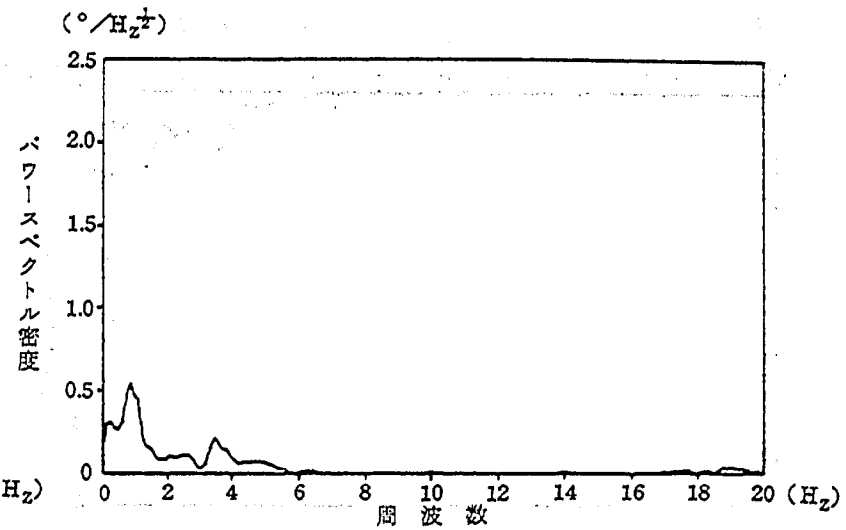


図5-17 条件4 (L₀B_mV₂) のローリングのパワースペクトル密度

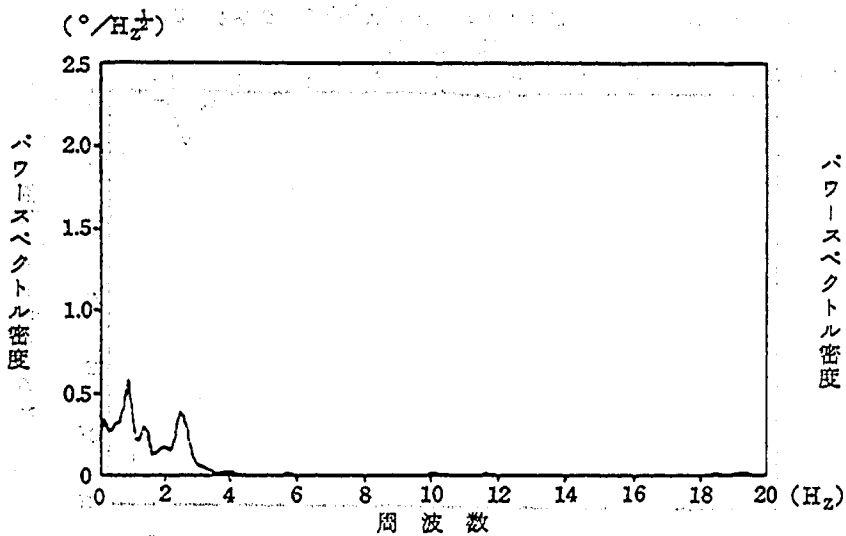


図5-18 条件5 (L₂₃B_cV₁) のローリングのパワースペクトル密度

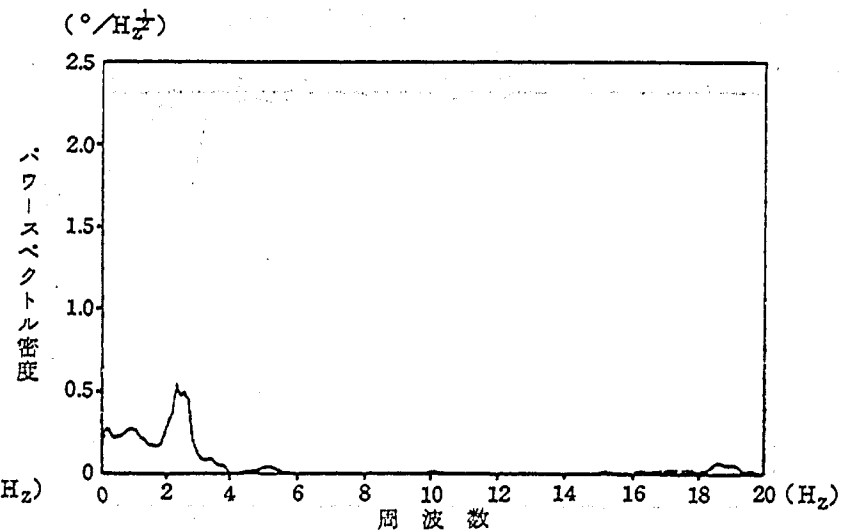


図5-19 条件6 (L₂₃B_cV₂) のローリングのパワースペクトル密度

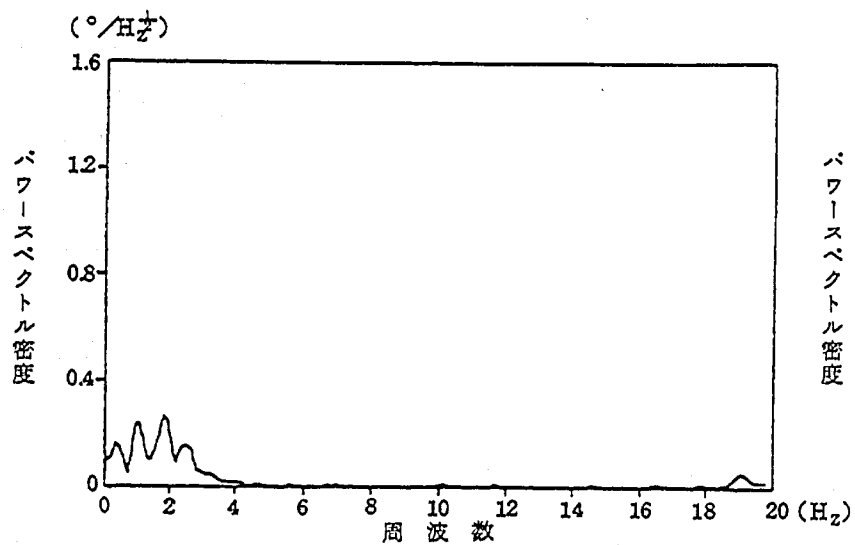


図 5-20 条件 1 ($L_0B_cV_1$) のビッチングのパワースペクトル密度

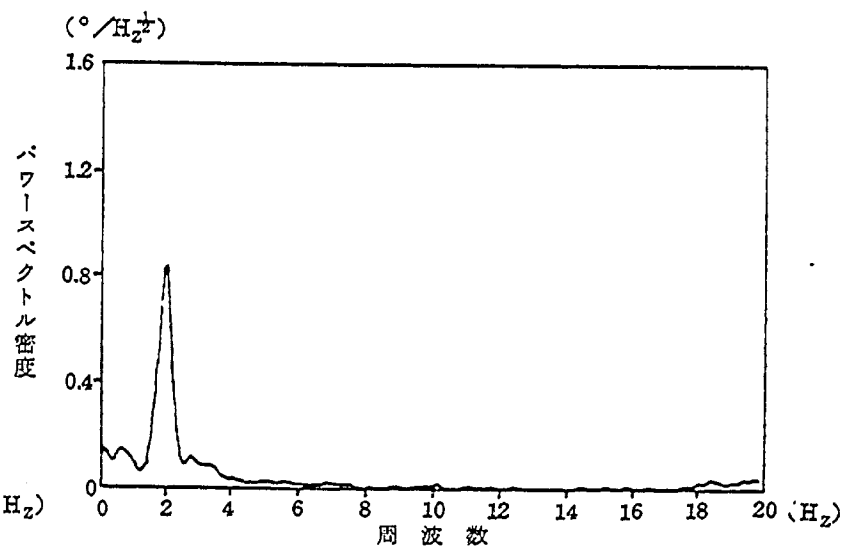


図 5-21 条件 2 ($L_0B_cV_2$) のビッチングのパワースペクトル密度

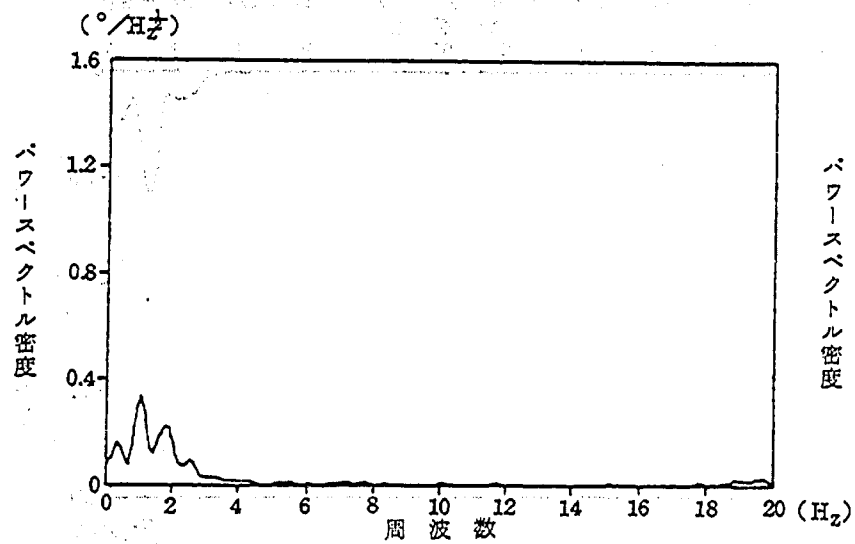


図 5-22 条件 3 ($L_0B_mV_1$) のビッチングのパワースペクトル密度

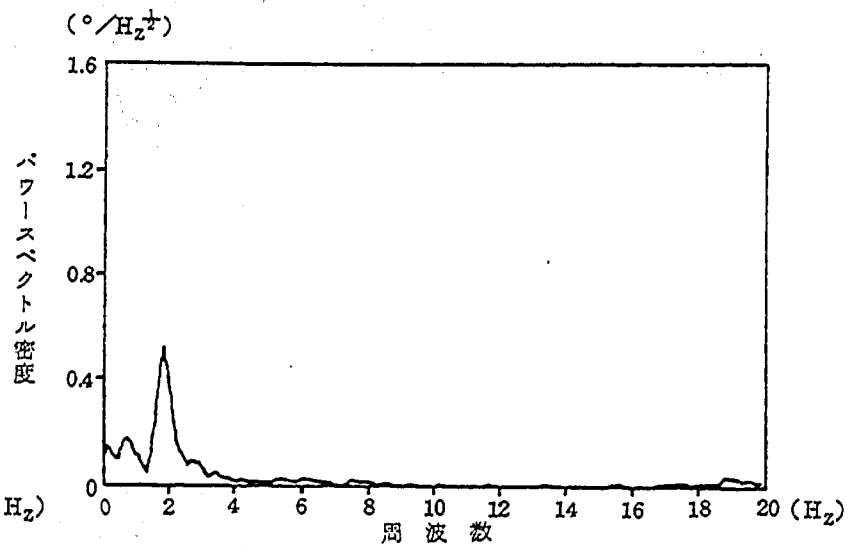


図 5-23 条件 4 ($L_0B_mV_2$) のビッチングのパワースペクトル密度

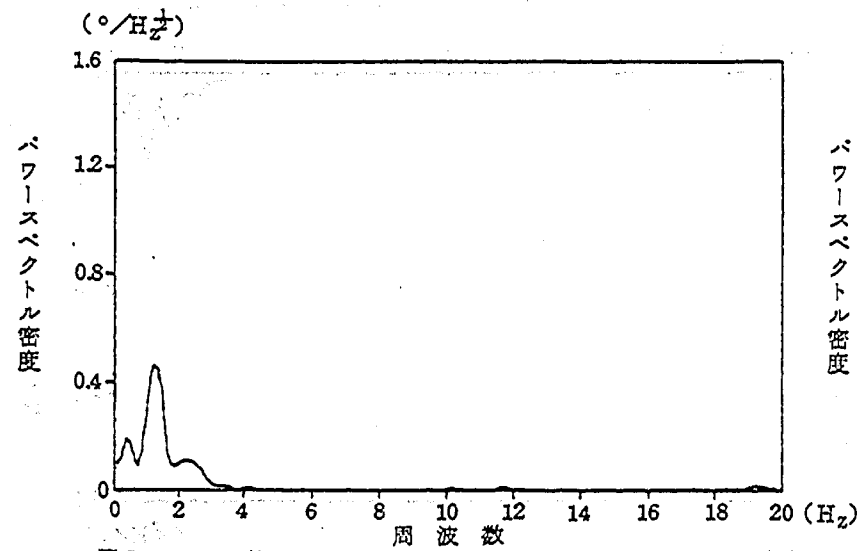


図 5-24 条件 5 ($L_{23}B_cV_1$) のピッチングのパワースペクトル密度

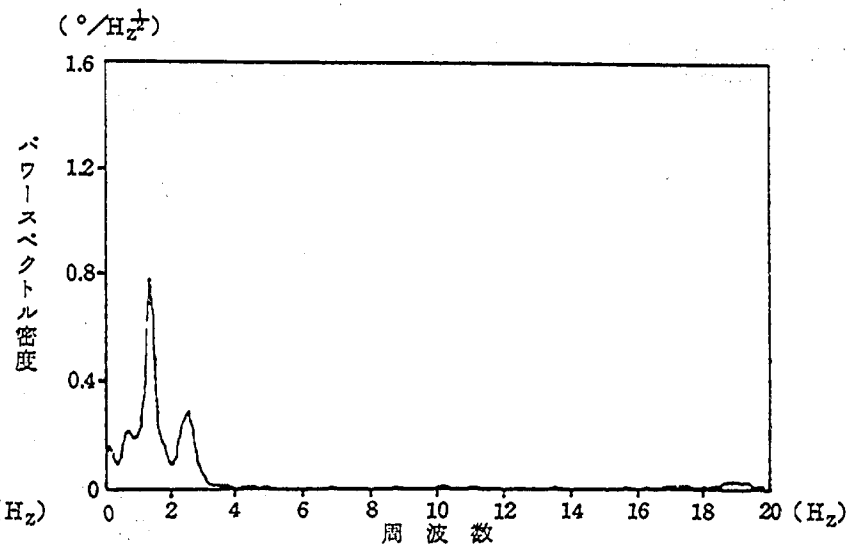


図 5-25 条件 6 ($L_{23}B_cV_2$) のピッチングのパワースペクトル密度

表5-7 各試験条件における定数

試験番号 試験条件 定数	1	2	3	4	5	6
	$L_0 B_c V_1$	$L_0 B_c V_2$	$L_0 B_m V_1$	$L_0 B_m V_2$	$L_{23} B_c V_1$	$L_{23} B_c V_2$
$m \text{ (kg)}$	7,480	7,480	7,480	7,480	9,780	9,780
$I_x \text{ (kgm}^2\text{)}$	11,710	11,710	11,710	11,710	12,430	12,430
$I_y \text{ (kgm}^2\text{)}$	21,070	21,070	11,710	11,710	35,590	35,590
$h \text{ (m)}$	0.507	0.507	0.788	0.788	0.427	0.427
$l_{1x} \text{ (m)}$	1.284	1.284	1.282	1.282	0.616	0.616
$l_{2x} \text{ (m)}$	1.216	1.216	1.218	1.218	1.884	1.884
$l_{1y} \text{ (m)}$	0.875	0.875	0.876	0.876	0.875	0.875
$l_{2y} \text{ (m)}$	0.875	0.875	0.874	0.874	0.875	0.875
$k \text{ (N/m)}$	590,000	590,000	590,000	590,000	590,000	590,000
$C \text{ (NS/m)}$	3,986	3,986	3,986	3,986	3,986	3,986
$T \text{ (s)}$	27	15	27	15	27	15

$(m/S^2/H_z^{\frac{1}{2}})$

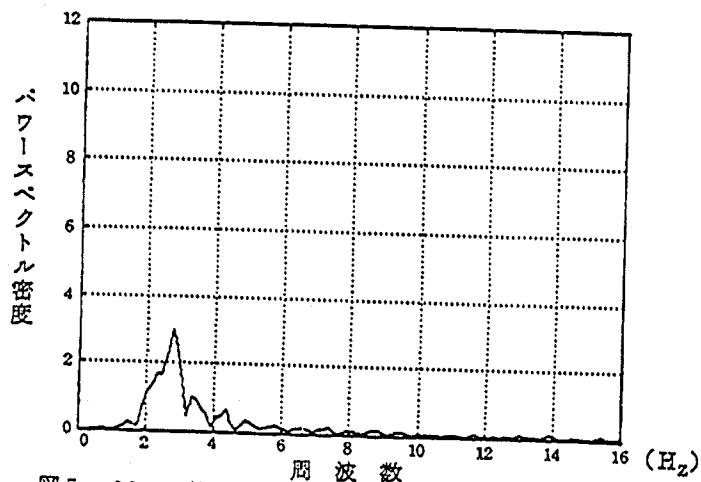


図 5-26 条件 1 ($L_0B_cV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(m/S^2/H_z^{\frac{1}{2}})$

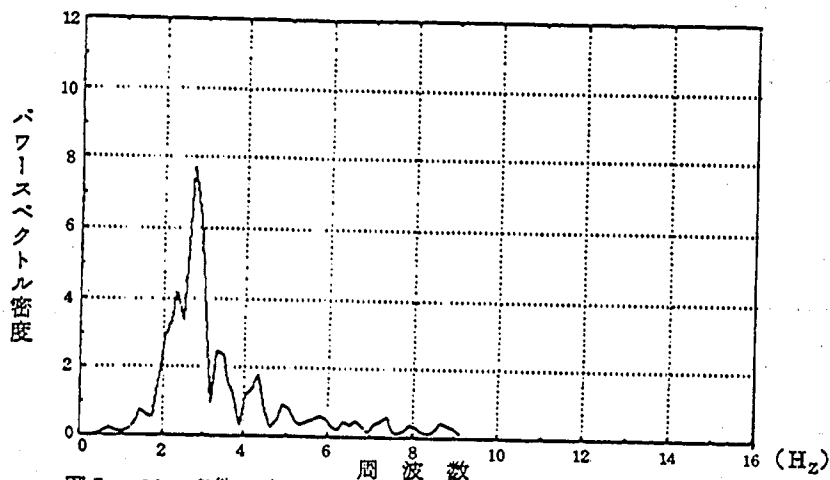


図 5-28 条件 3 ($L_0B_mV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(m/S^2/H_z^{\frac{1}{2}})$

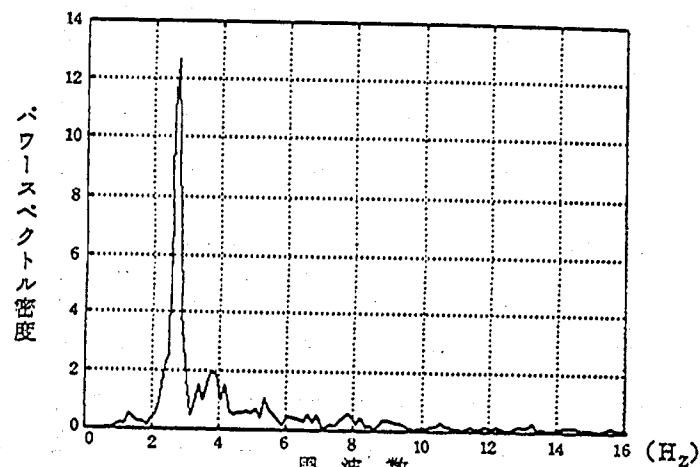


図 5-27 条件 2 ($L_0B_cV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(m/S^2/H_z^{\frac{1}{2}})$

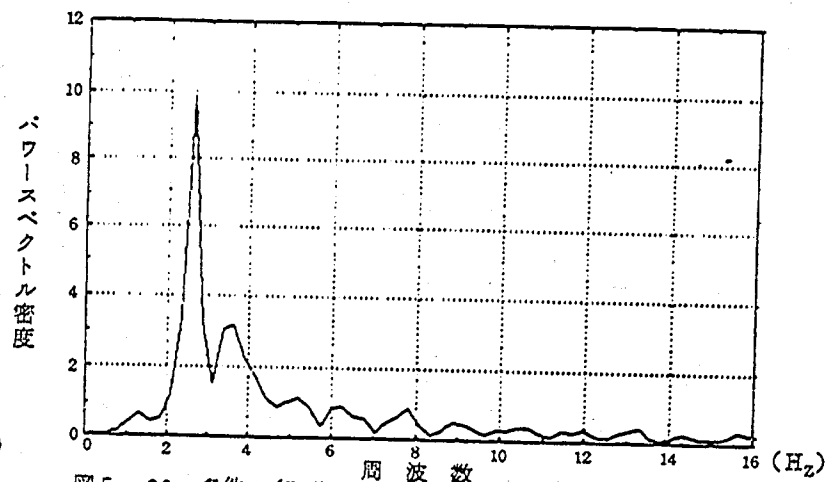


図 5-29 条件 4 ($L_0B_mV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(m/S^2/H_z^{1/2})$

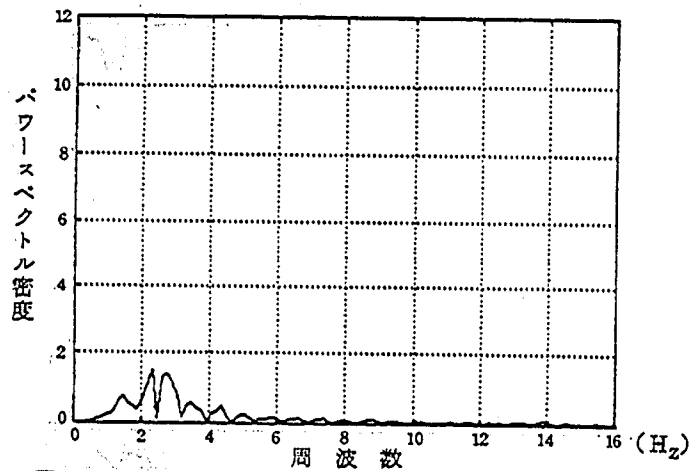


図5-30 条件5 ($L_{23}B_cV_1$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(m/S^2/H_z^{1/2})$

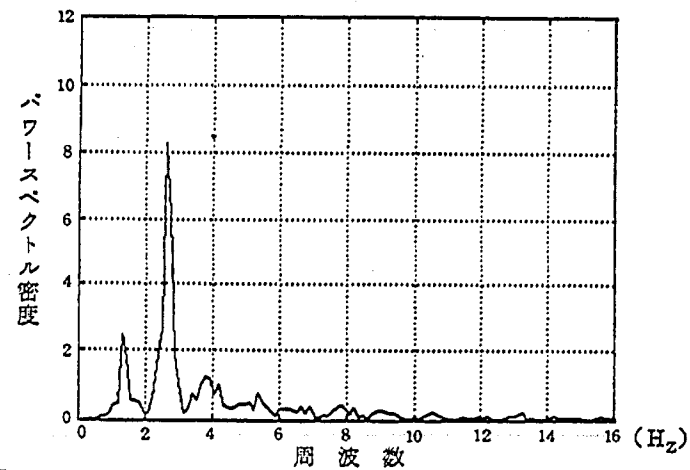


図5-31 条件6 ($L_{23}B_cV_2$) のバウンシングのパワースペクトル密度

$(^\circ/H_z^{1/2})$

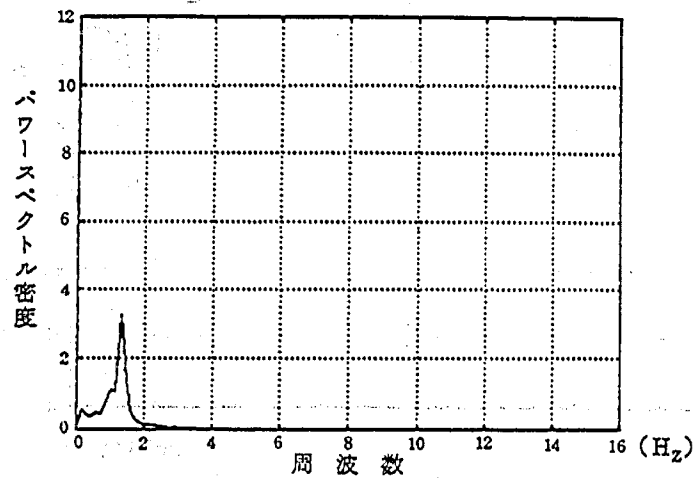


図5-32 条件1 ($L_0B_cV_1$) のローリングのパワースペクトル密度

$(^\circ/H_z^{1/2})$

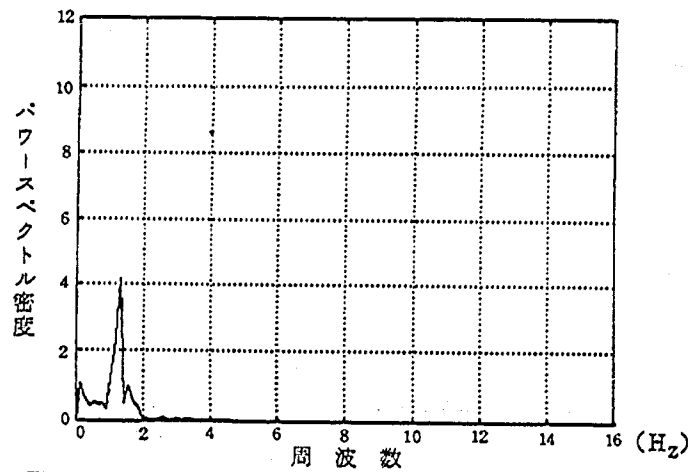


図5-33 条件2 ($L_0B_cV_2$) のローリングのパワースペクトル密度

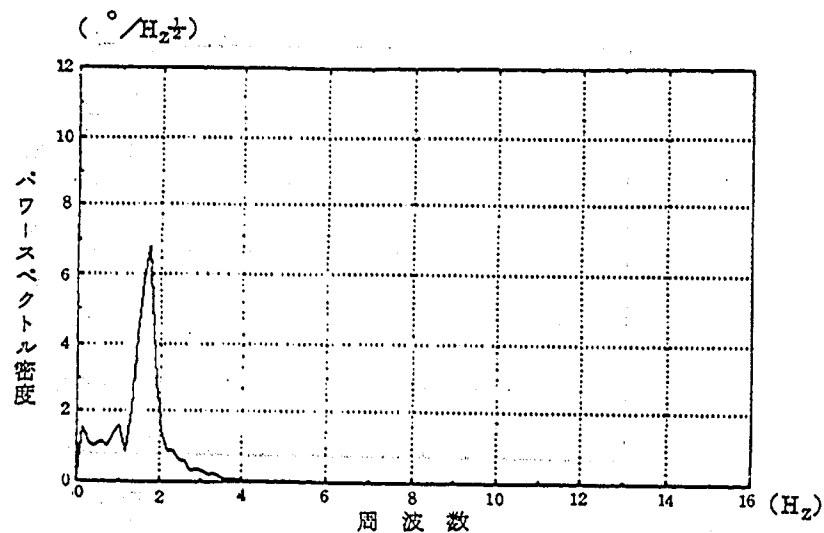


図 5-34 条件 3 ($L_0 B_m V_1$) のローリングのパワースペクトル密度

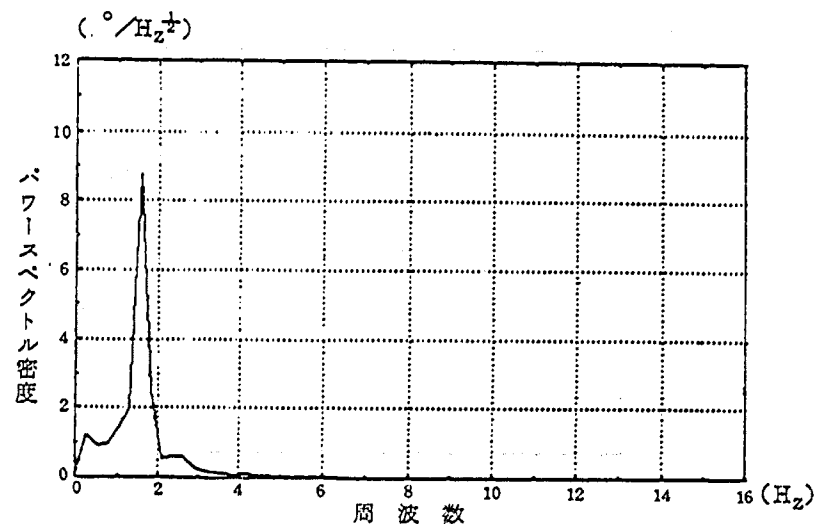


図 5-35 条件 4 ($L_0 B_m V_2$) のローリングのパワースペクトル密度

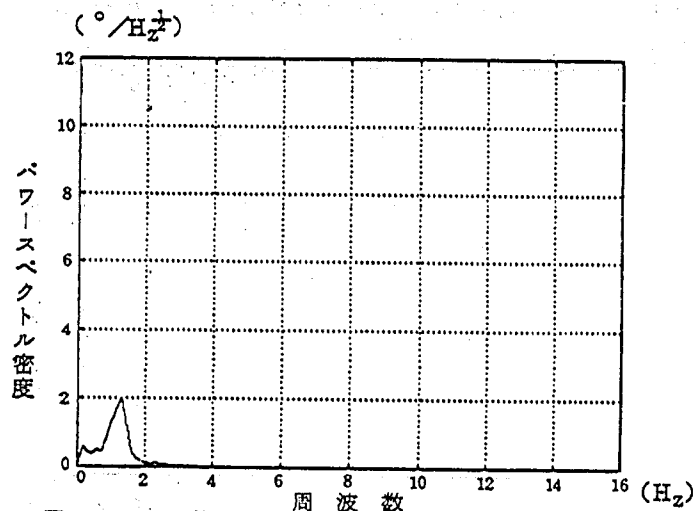


図 5-36 条件 5 ($L_{23} B_c V_1$) のローリングのパワースペクトル密度

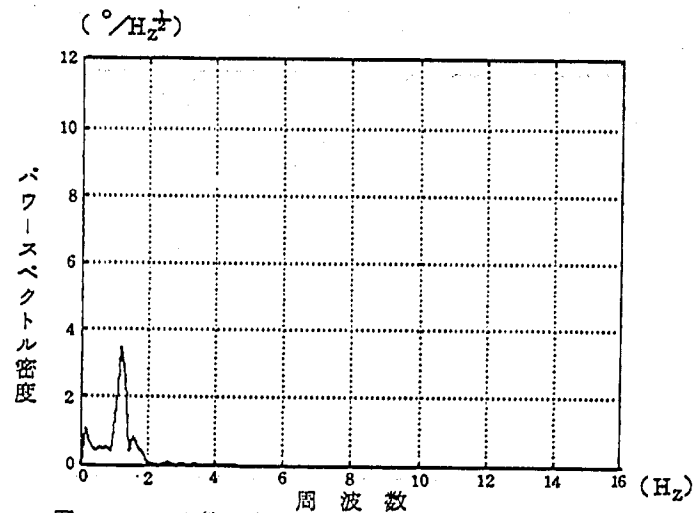


図 5-37 条件 6 ($L_{23} B_c V_2$) のローリングのパワースペクトル密度

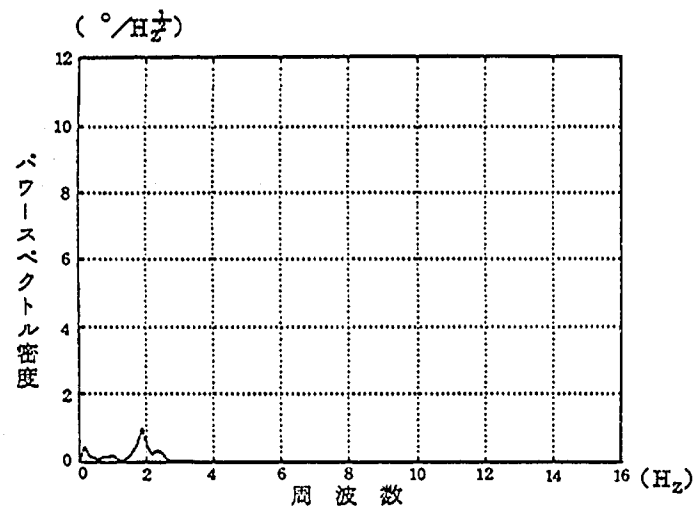


図 5-38 条件 1 ($L_0B_cV_1$) のビッチングのパワースペクトル密度

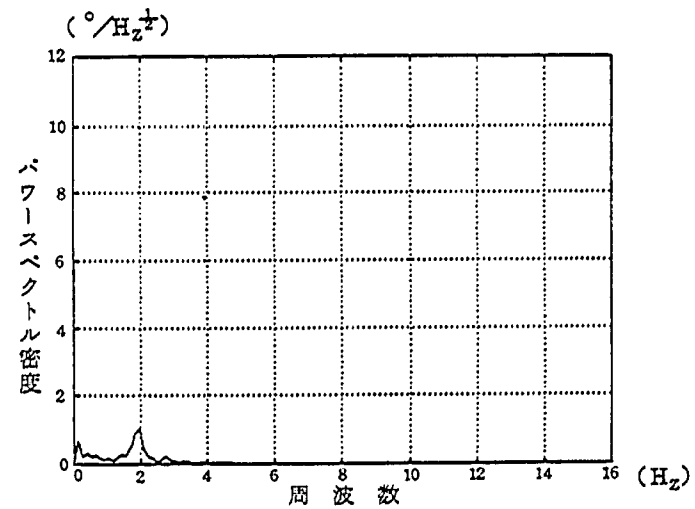


図 5-39 条件 2 ($L_0B_cV_2$) のビッチングのパワースペクトル密度

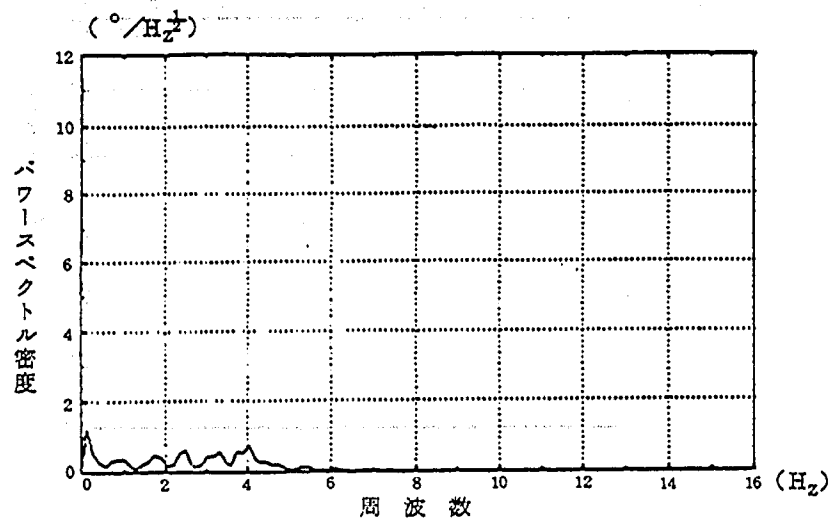


図 5-40 条件 3 ($L_0B_mV_1$) のビッチングのパワースペクトル密度

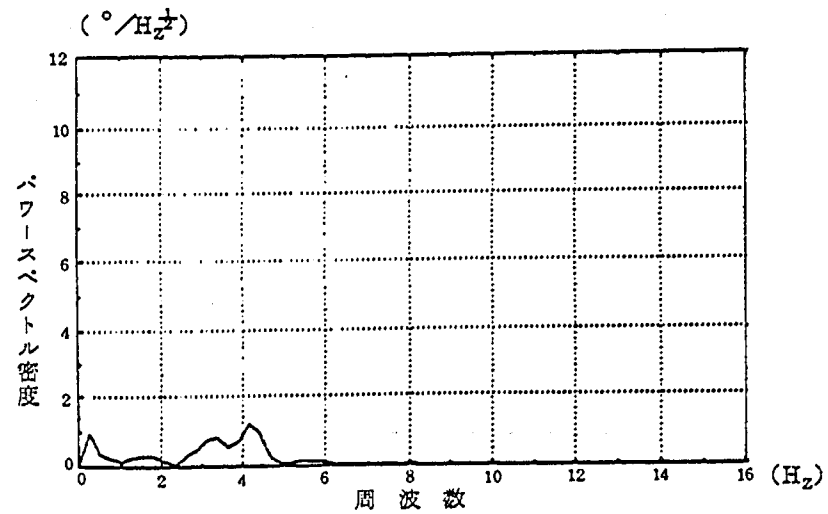


図 5-41 条件 4 ($L_0B_mV_1$) のビッチングのパワースペクトル密度

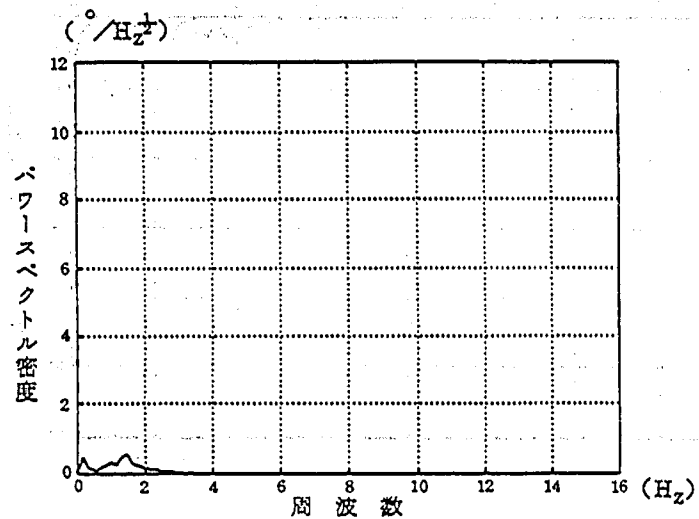


図 5-42 条件 5 ($L_{23}B_cV_1$) のピッチングのパワースペクトル密度

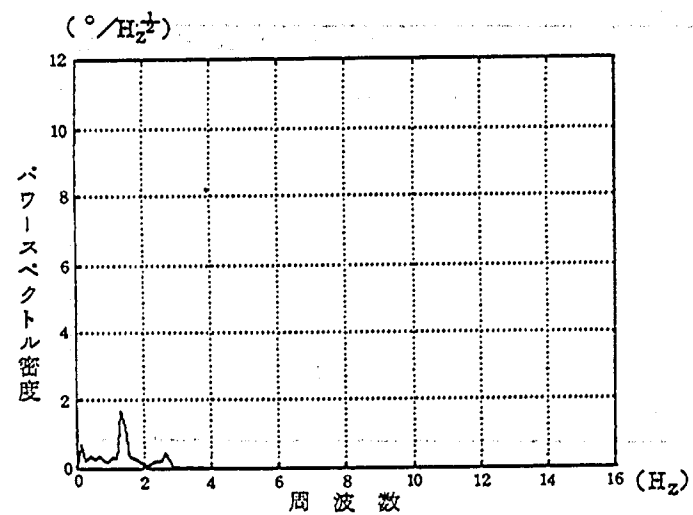


図 5-43 条件 6 ($L_{23}B_cV_2$) のピッチングのパワースペクトル密度

6. 考 察

これら一連の試験、解析により車輪式トラクタショベルの車体振動発生メカニズムに関して、次の点が明らかになった。

- ① 車輪式トラクタショベルの車体振動は、路面凹凸に起因する直接的な振動波形よりも、これにより引起される機械自体のばね—質量系による固有振動モードの方が著しく大きなウェイトを占める。
- ② 従って速度を速くした場合、振動加速度のピークを与える周波数成分には変動はなく、振動の大きさが速度と共に大きくなるのみである。
- ③ また、機械の姿勢が変化した場合、機械の物理定数の変化に伴い、振動モードが若干変化する。
- ④ 車輪式トラクタショベルの運転員への防振対策としては、機械のもつばね—質量系の抜本的な改善あるいは、振動が狭帯域に限られていることから動吸振器を内蔵するサスペンションシートの開発等が有効であると判断される。

次に横方向振動の原因と考えられるローリングに関しては、振動モデルによる計算結果と実測結果に大きな差異があった。これは、横方向振動がローリングに起因するとした最初の仮定が妥当でなかったことを示すと判断される。即ち、ローリングを欣起する力により、タイヤが横方向へたわみ左右方向の単純振動が発生している可能性も考えられる。今後、この点に関する詳細な検討が必要となろう。

7. あ と が き

本研究により、車輪式トラクタシヨベルの車体振動はそのタイヤ — 車体より成るばね — 質量系の固有振動によることが明きらかとなると共に、その振動数は、一般に人体への大きな不快感を伴うとされる 2 Hz 前後の低周波域に存在することが判明した。今後、本解析で用いた振動シミュレーションプログラムを、トラクタシヨベルの振動対策を検討する際に大いに活用していく予定である。

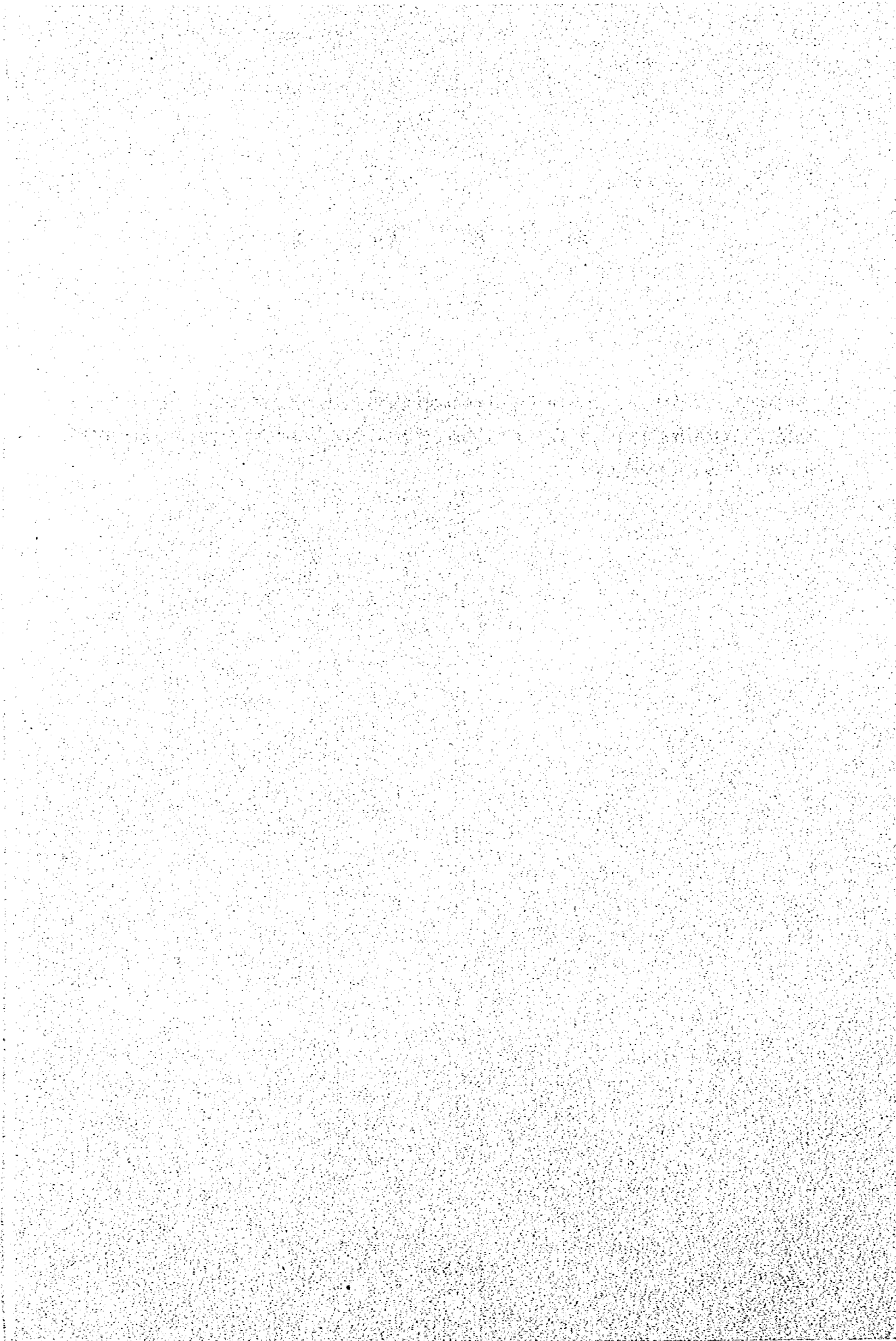
なお、本試験、解析については、(社)日本建設機械化協会建設機械化研究所、藤本義二氏の多大な協力を得て実施した。末尾ながら感謝の意を表する。

8. 参 考 文 献

- 1) J. S. ベンダット, A.G. ピアソル著／ランダムデータの統計的处理／培風館
- 2) (社) 日本機械工業連合会／建設機械の運転席における振動評価方法の研究／昭和54年7月, 昭和55年6月
- 3) 滝沢睦夫他／トレーラダンプの走行時の振動シミュレーションについて／小松技報第23巻第4号
- 4) 藤本義二／建設機械の運転席における振動評価方法／建設の機械化1981年2月号

参 考 資 料

本調査では、オペレータが実際に暴路する振動の特性を把握する目的で、運転席フロア上での前後、左右、鉛直方向振動加速度並びに参考データとして重心位置での前後、左右方向振動加速度も同時に測定した。以下、そのデータを掲載する。



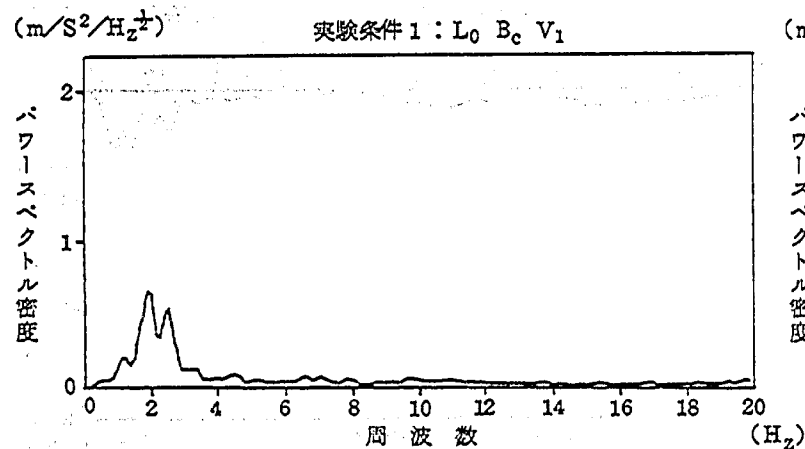


図-1 運転席フロア上の前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

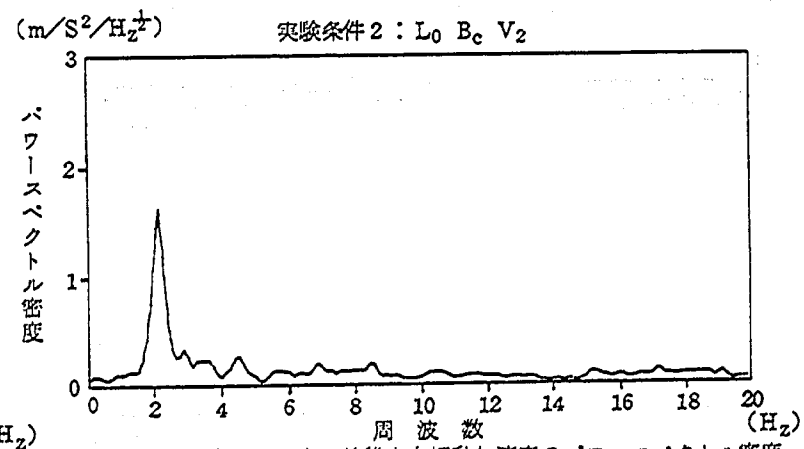


図-2 運転席フロア上の前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

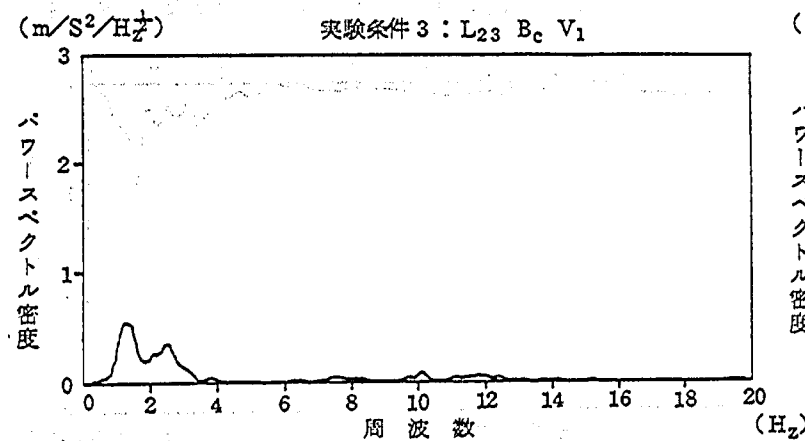


図-3 運転席フロア上の前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

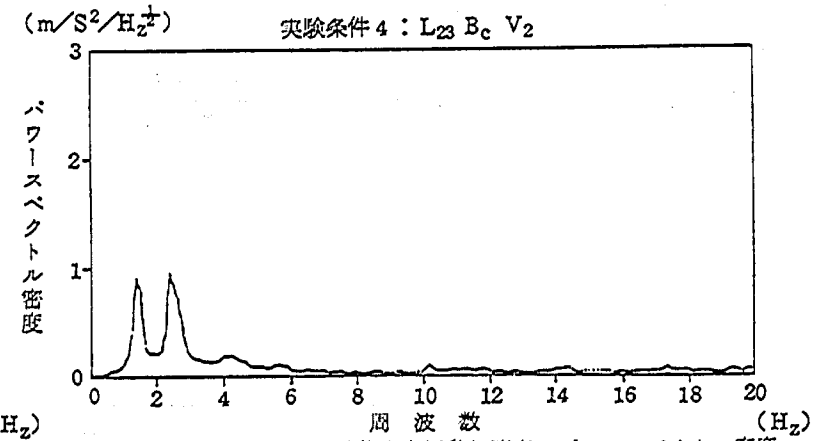


図-4 運転席フロア上の前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

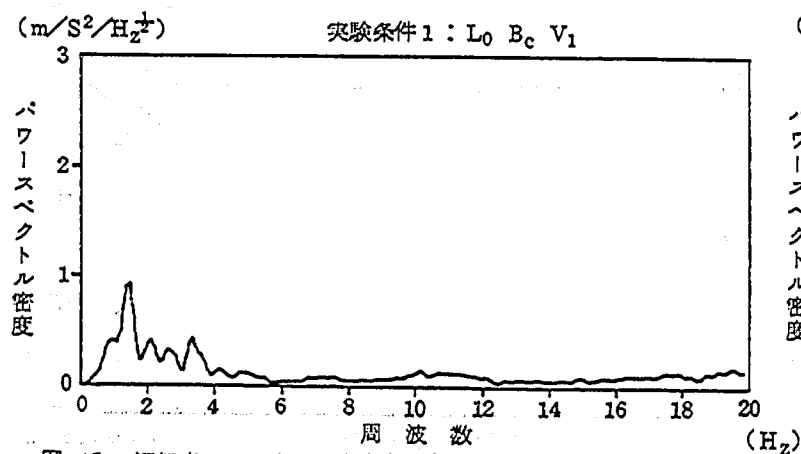


図-5 運転席フロア上の左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

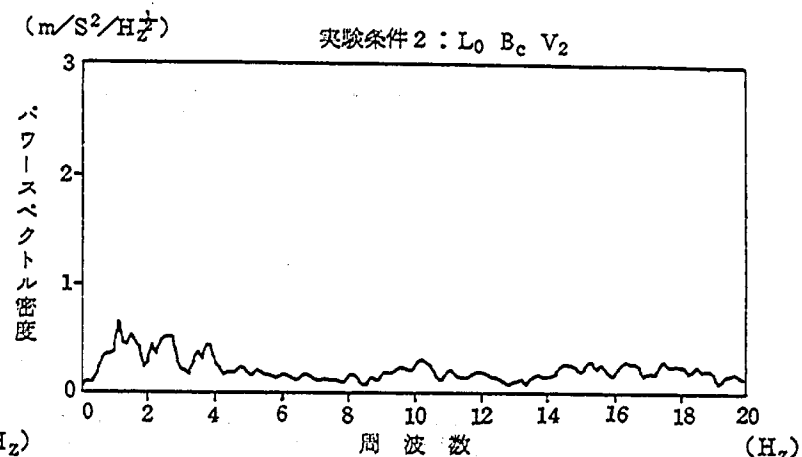


図-6 運転席フロア上の左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

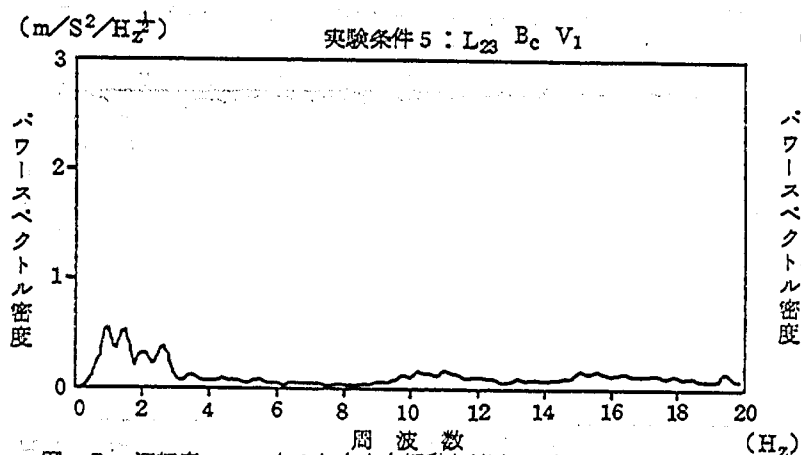


図-7 運転席フロア上の左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

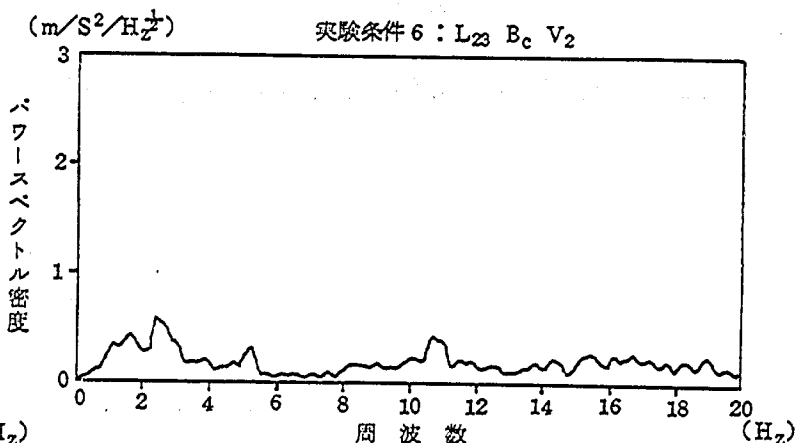


図-8 運転席フロア上の左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

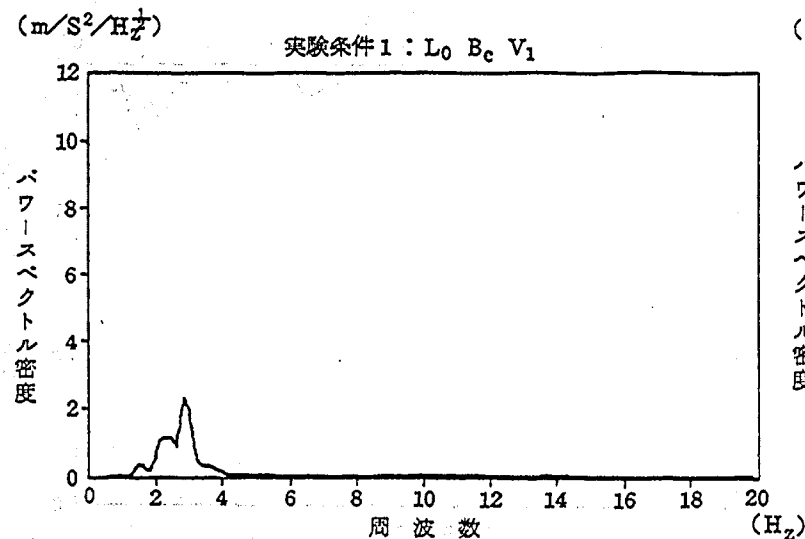


図-9 運転席フロア上の鉛直方向振動加速度のパワースペクトル密度

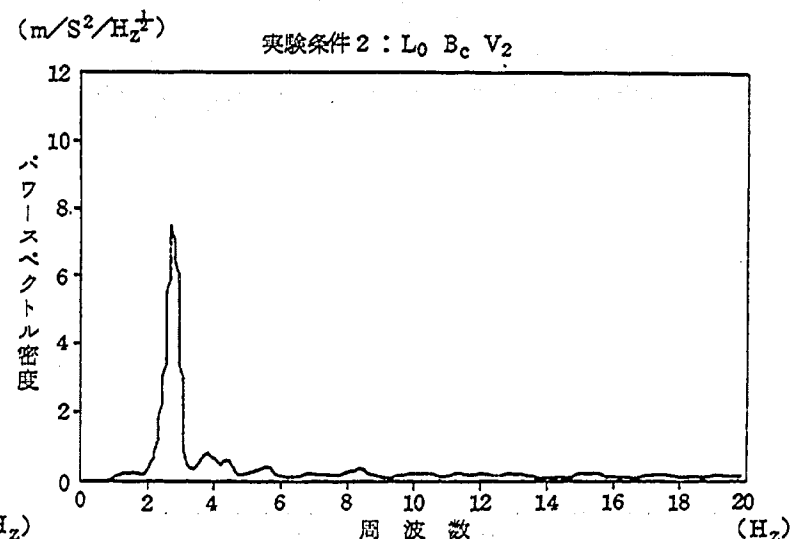


図-10 運転席フロア上の鉛直方向振動加速度のパワースペクトル密度

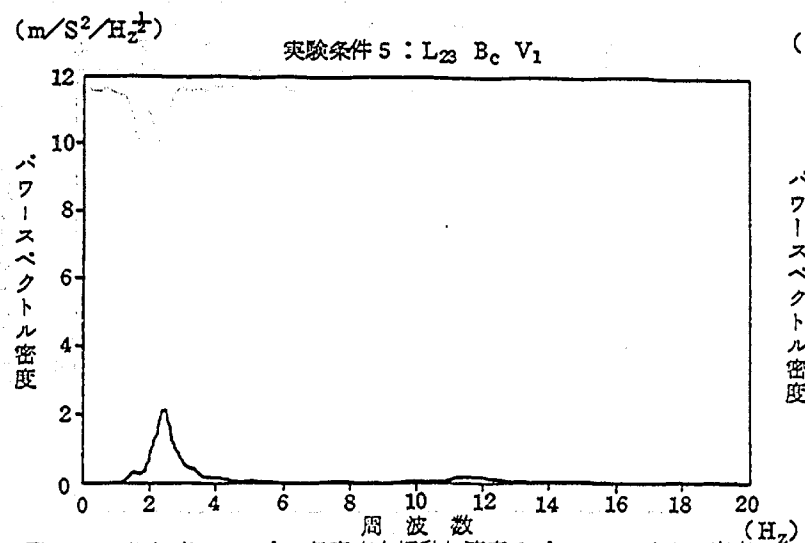


図-11 運転席フロア上の鉛直方向振動加速度のパワースペクトル密度

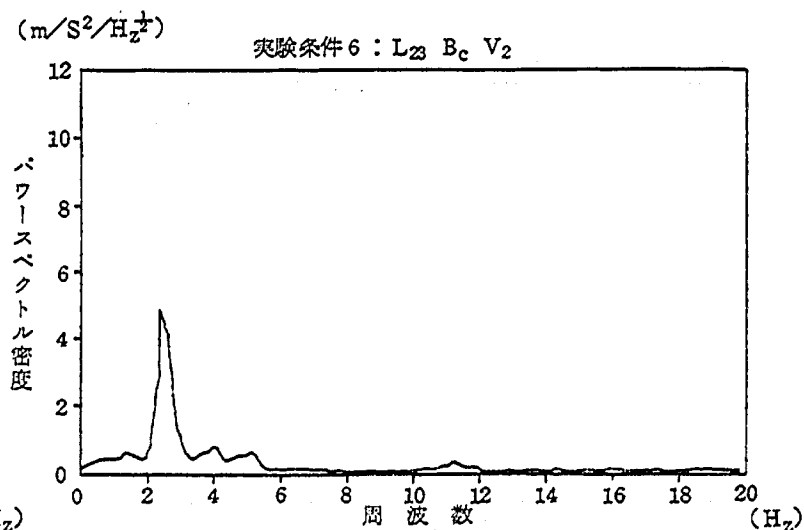


図-12 運転席フロア上の鉛直方向振動加速度のパワースペクトル密度

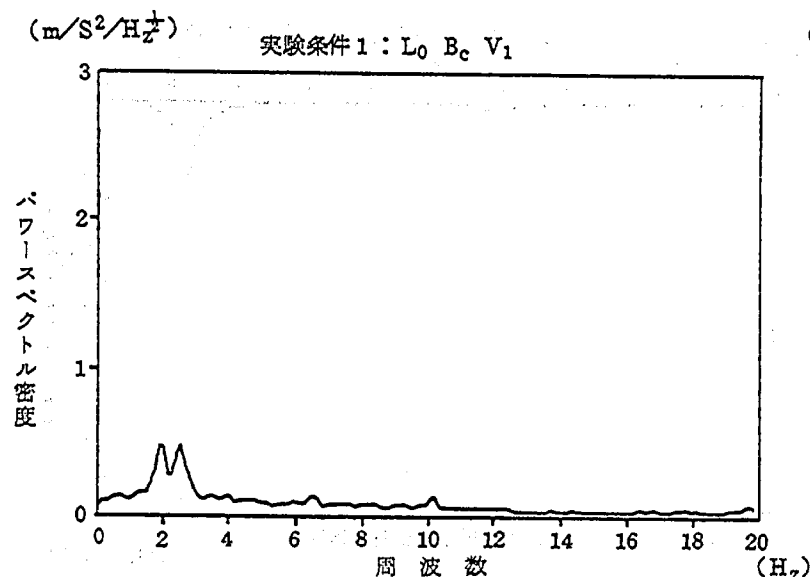


図-13 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

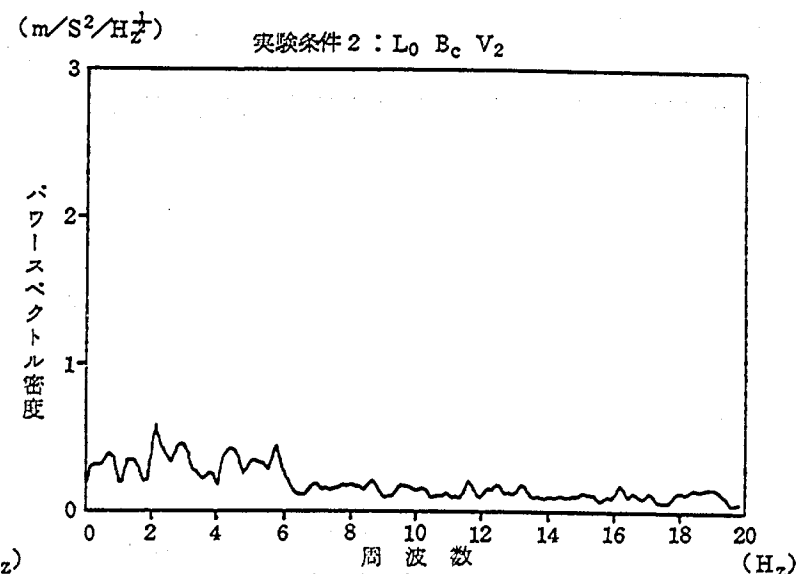


図-14 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

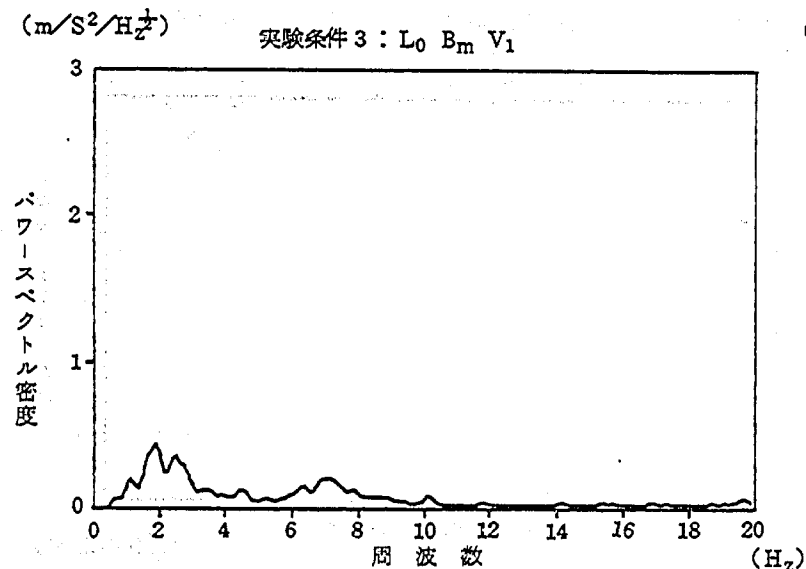


図-15 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

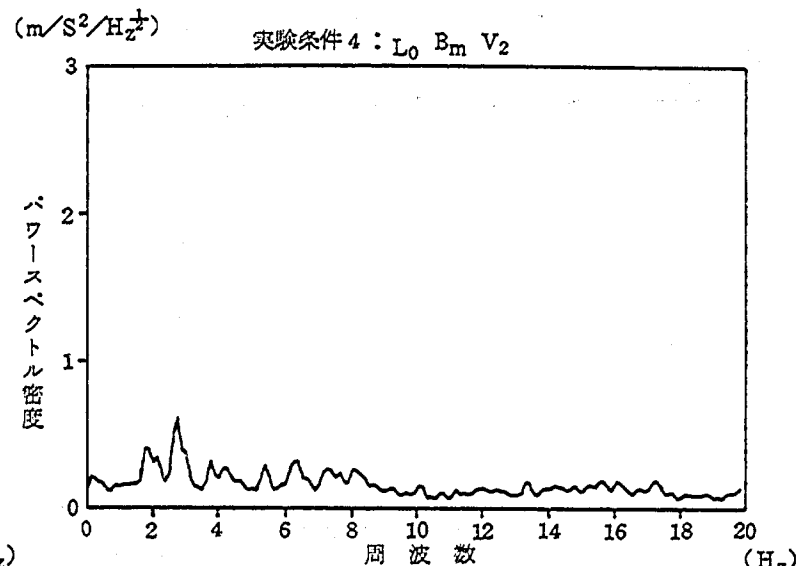


図-16 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

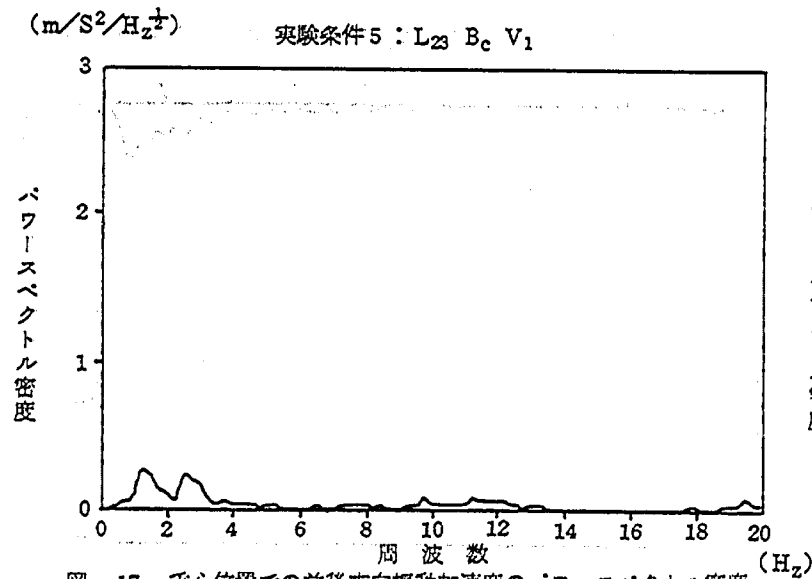


図-17 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

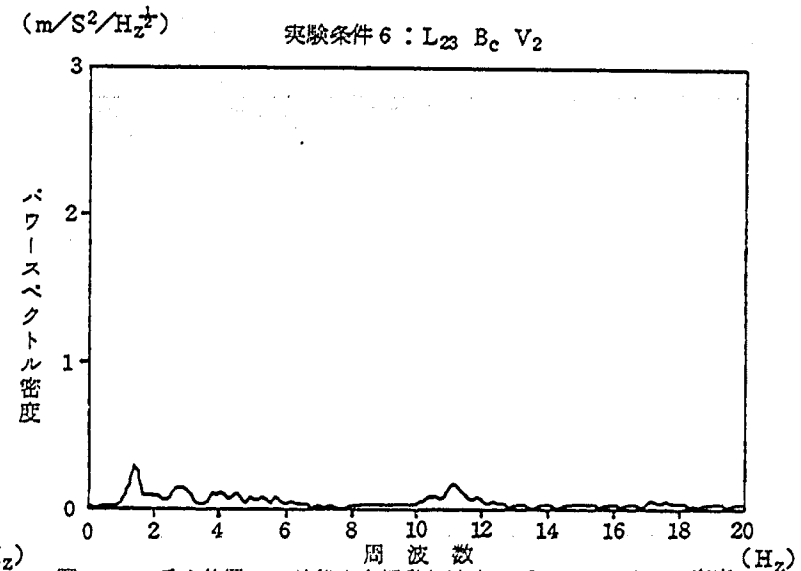


図-18 重心位置での前後方向振動加速度のパワースペクトル密度

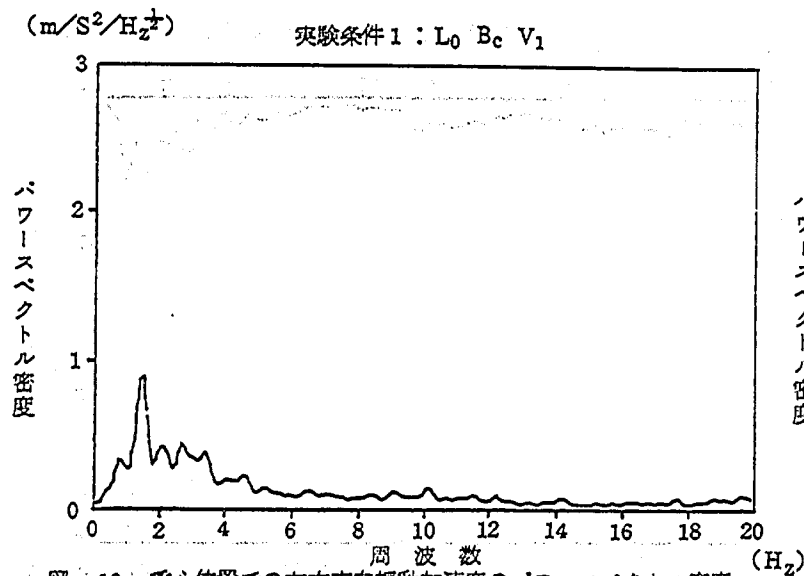


図-19 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

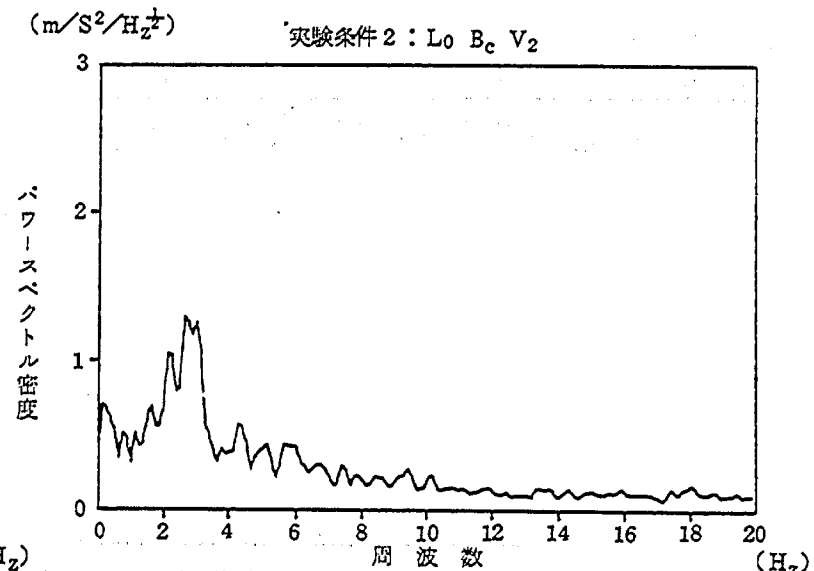


図-20 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度

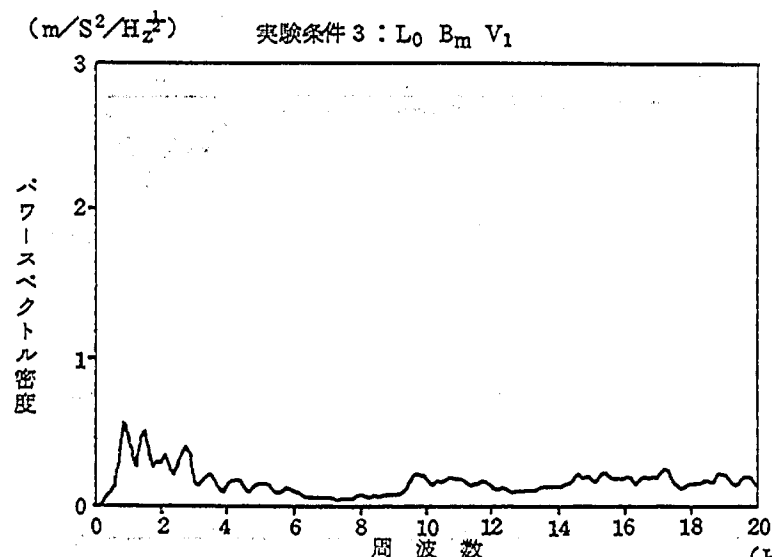


図-21 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度 (Hz)

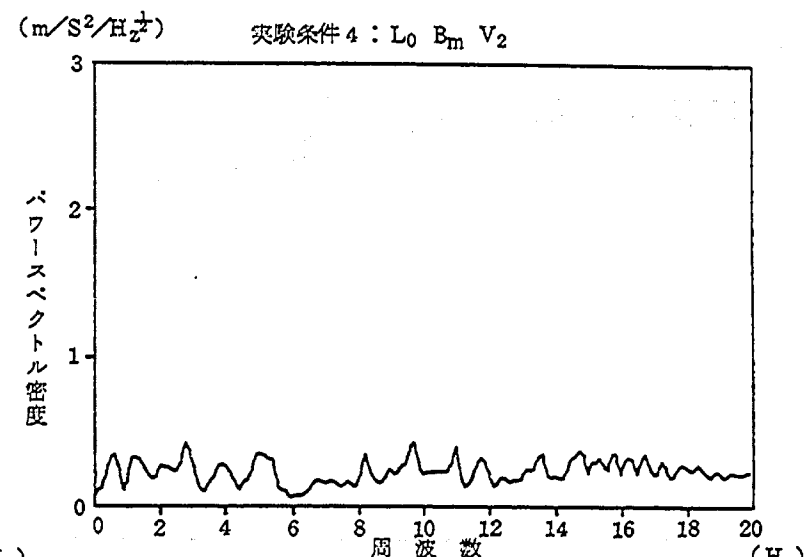


図-22 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度 (Hz)

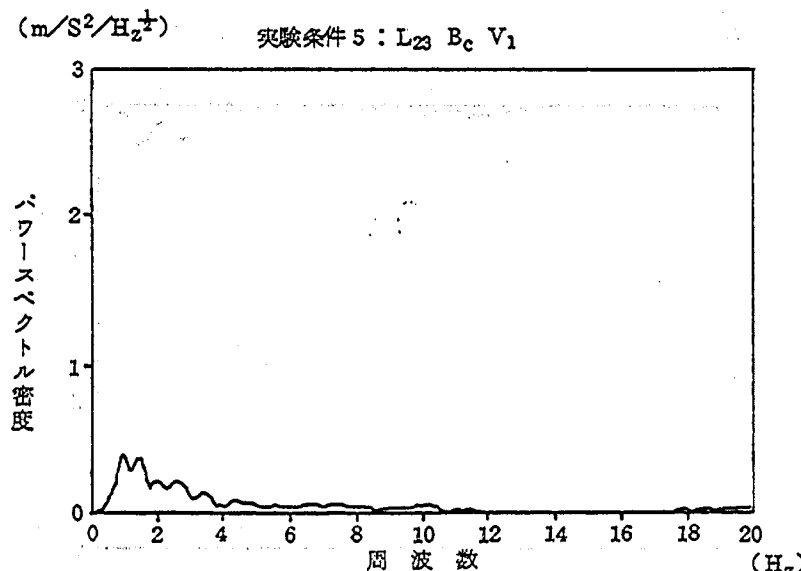


図-23 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度 (Hz)

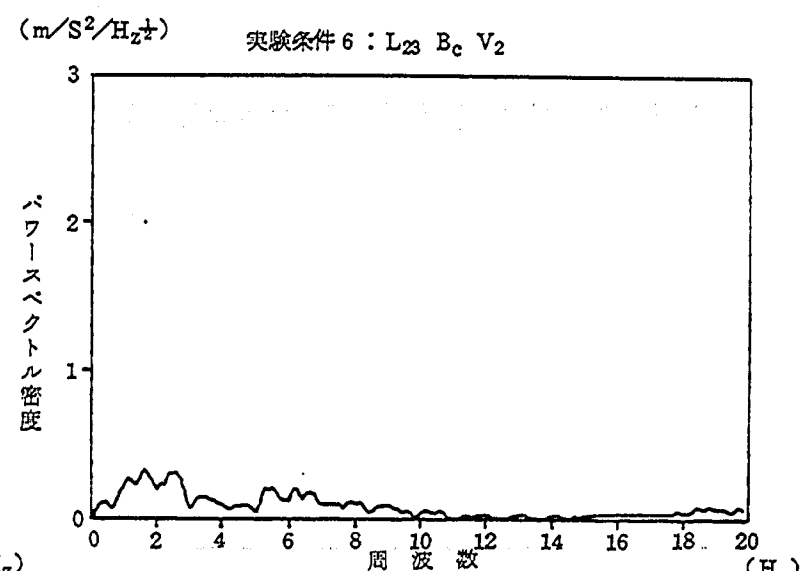


図-24 重心位置での左右方向振動加速度のパワースペクトル密度 (Hz)

建設機械の振動対策に関する調査試験
(第1報)

ISSN 0386-5878

土木研究所資料第1925号

昭和58年3月(1983年)

—車輪式トラクタショベルの振動発生機構—

建設省土木研究所機械研究室
沢田茂良, 多田和弘, 豊田 実

キーワード: 車輪式トラクタショベル, 振動, 運動方程式, シミュレーション

要旨

本調査は、運転員へ伝達される振動の低減策の検討を目的に、車輪式トラクタショベルに関して、車体振動の発生メカニズムを振動モデルによるシミュレーション並びに実測により解明したものである。

郵便はがき

3 0 5 - □ □

40円切手を
はって下さ
い

茨城県筑波郡豊里町大字旭一番地

建設省土木研究所

機械研究室行

No. 51

配布先氏名

配布先住所

No. 51

土木研究所資料 第1925号 部

上記のとおり受領しました。

所 属 (住所)

氏 名

印