

ISSN 0386—5878
土木研究所資料第2195号
(146

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4報)

——建設機械の振動対策方法——

昭和60年2月

建設省土木研究所
機械施工部機械研究室

Copyright © 1985 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 General 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、複製は、土木研究所長の承認を得ずしてこれを行ってはならない。

建設機械の振動対策に関する調査試験 (第4報)

——建設機械の振動対策方法——

機械研究室 室長 伊藤 豪 誠
(現 関東地方建設局機械課長)

研究員 多田 和 弘

豊田 実

要 旨

搭乗式建設機械の運転員への振動対策手法の現状を調査し、振動対策システムツリーを作成した。さらに、ブルドーザ、車輪式トラクタショベルの振動発生機構、振動特性の解析結果に基づいて、前者の振動対策手法としてキャリアローラと新型履板の装着を、後者の振動対策手法として動吸振器内蔵型サスペンションシートを提案した。これらの実物大模型を製作し振動低減効果を測定した結果良好な低減効果が確認された。

キーワード：建設機械, 運転員, 振動対策, 防振, サスペンションシート, 履板

ま え が き

一般に、ブルドーザ、トラクタショベル、スクレーパなどの搭乗式建設機械のオペレータは、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、林業機械の分野においては、発生する振動の実態、あるいは振動発生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。

それにひきかえ、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、最近になり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、振動対策の検討に資することを目的として、特に運転席を中心とした搭乗式建設機械の振動対策の現状を調査し、将来へ向けての振動対策のシステムツリーを作成し、さらに上記調査検討結果に基づき、新型履帯系走行装置の振動低減効果の確認、履帯系建設機械の振動低減方法の提案、動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発を行ったものである。

これら資料が、建設機械居住性向上の一助となれば幸いである。

昭和60年2月

目 次

まえがき

1. 概 要	1
2. 調査検討の経緯	2
2.1 オペレータ振動対策委員会での作業	2
2.2 ブルドーザの振動低減方法の提案に関する実験	3
2.3 動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発	3
3. 搭乗式建設機械の振動対策	4
3.1 振動対策の概要	4
3.2 建設機械運転席の構造	5
3.3 振動対策システムツリー	10
3.4 新型履帯系走行装置の振動低減効果	25
3.4.1 概 要	25
3.4.2 新型履帯系走行装置の機構と特徴	25
3.4.3 新旧走行装置による座席振動の比較	30
3.5 ま と め	38
4. ブルドーザの振動低減方法の提案	39
4.1 実験概要	39
4.1.1 新型履板, キャリアレール, 供試ブルドーザ	39
4.1.2 測定項目	43
4.1.3 使用機器及び測定方法・データ処理方法	45
4.1.4 測定条件	45
4.1.5 走行路面	45
4.2 実験結果	48
4.2.1 振動加速度パワースペクトル	48
4.2.2 座席取付部の振動レベル	48
4.2.3 履板の屈曲角及び振動加速度	48
4.3 考 察	84
4.3.1 名部の振動の性状	84
4.3.2 座席取付部の振動低減効果	84
4.3.3 履板の屈曲角及び振動加速度	85
5. 動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発	86
5.1 動吸振器による防振の理論	86

5.2 動吸振器内蔵型サスペンションシート.....	90
5.3 加振実験	91
5.3.1 実験概要	91
5.3.2 測定項目	91
5.3.3 加振条件	91
5.3.4 測定機器及びデータ処理方法	92
5.3.5 実機振動の入出力波形	92
5.4 実験結果	97
5.4.1 正弦波振動による加振実験	97
5.4.2 実機振動による加振実験	98
5.5 考 察	102
あとがき	104

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、搭乗式建設機械の振動対策の検討を図ったものである。

調査は、まず昭和55年度、(株)日本建設機械化協会に“オペレータ振動対策委員会”を設置し当委員会を通じ、特に運転席を中心とした搭乗式建設機械の現状を調査した。56年度は、上記委員会で、“オペレータ振動対策システムツリー”を作成し、57年度は、その中でも特に履帯系建設機械の振動対策に有効であると判断されるボギーシステム、ならびにマルチローラ方式走行装置の振動対策面からの有効性について調査、検討を実施した。さらに58年度は、以上の検討結果に基づいて、ブルドーザの振動低減策の提案に関する基礎実験、車輪式トラクタショベルに代表される低周波振動を対象とした動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発を行った。

なお、上記“オペレータ振動対策委員会”では、昭和55、56年度、ブレーカ、レッグドリル、振動コンパクトなどの建設工事用の手持工具等の振動対策方法に関する調査検討も実施したが、これらに関しては、建設省四国地方建設局四国技術事務所に今後の検討を委ねることとした。

ここで、参考までに、本調査試験の全体計画を図1-1に示す。

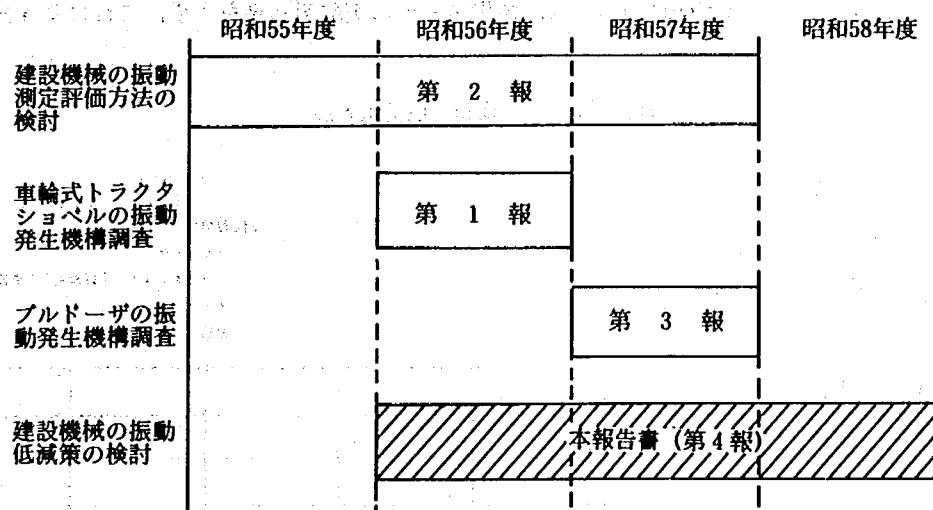


図1-1 建設機械の振動対策に関する調査試験フロー

2. 調査検討の経緯

2.1 オペレータ振動対策委員会での作業

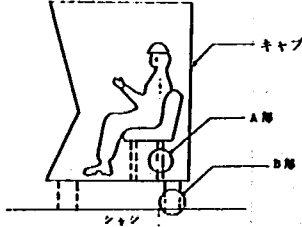
(Ⅱ)日本建設機械化協会に設置した“オペレータ振動対策委員会”(委員長：藤本義二，建設機械化研究所技師長(現 同研究所副所長))では，下記の作業を実施した。

昭和55年度は，表2-1に示す調査票を委員メーカー等に配布し，搭乗式建設機械の運転席の構造を調査し，防振シート等の採用の実状を把握した。

昭和56年度は，ブルドーザ，履带式トラクタショベル，車輪式トラクタショベル，モータスクレーパ，振動ローラに関して，各振動発生源とそれらの対策方法について机上検討し，振動対策システムツリーとして体系的に整理すると共に，各対策方法に関して，その難易度，有効性などについて評価を試みた。

さらに，昭和57年度は，履帯系建設機械の新しい走行装置の型式として注目を浴びている“ボギーシステム走行装置”と“マルチローラ方式走行装置”(これら走行装置開発の本来の目的は，けん引力の増大にある。)が前年度の検討結果により，振動対策にも有効であろうとの判断を得たため，これら新型走行装置の振動対策面からの評価を行った。実用機として市場に登場しているボギーシステム採用機については，57年度従来型機との比較振動計測を実施したが，未だ開発中であるマルチローラ方式採用機については，製作メーカーの実験データを入手，これに基づき検討す

表2-1 座席種類・構造調査表



調査機種名

ブルドーザ

トラクタショベル(履帯式)(車輪式)

モータスクレーパ

振動ローラ

機 種	(例) ブルドーザ						
形 式 (呼 称)	D 1 8 0 A						
運転席メーカー名	○ ○ ○						
同上 形 (呼 称)	○ ○ ○						
A 部 構 造	油圧ダンパ ねじりばね 組合せ						
B 部 構 造	空気ばね 油圧ダンパ 組合せ						
備 考	機種の中で代表 するA部、B部 構造図(概略) を添付のこと。						

るに留まった。

2.2 ブルドーザの振動低減方法の提案に関する実験

昭和 57 年度実施した“ブルドーザの振動発生機構の調査”(既報/土研資料第 2088 号)結果に基づき、トラックローラと履帯の打撃による振動低減を目的に新型履板を、また、キャリアローラと履帯の打撃による振動低減を目的にキャリアレールの製作をそれぞれ 58 年度に行い、実機ブルドーザ(4 ton クラス)に装着し振動低減効果を把握した。

2.3 動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発

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構造の調査”(既報/土研資料第 1925 号)結果に基づき、特に 2~3 Hz の上下方向狭帯域低周波振動を対象とした動吸振器を内蔵するサスペンションシートを昭和 58 年度製作し、油圧振動台に装着、実機(車輪式トラクタショベル)の振動を入力し、その振動伝達特性と従来型サスペンションシートを比較した。さらに、人体に最も大きな影響を与えると考えられる 4~8 Hz の上下方向振動を低減する動吸振器の提案を行った。

3. 搭乗式建設機械の振動対策

3.1 振動対策の概要

搭乗式建設機械の運転員振動低減対策として、かつては、シート詰物の改善による振動吸収性の向上が試みられていた。しかし、この方法では、下記のような理由から、それ程大きな効果が得られなかった。

- (1) 振動特性を自由にコントロールできない。
- (2) 振動を吸収するスプリングのストロークが小さい。
- (3) 運転員の体重・体格による変化に対応できない。
- (4) 運転員の尻の安定性、触覚の向上との両立がむづかしい。

そこで、これに代る手段として、シートと座席取付床部との間をけん架する、いわゆる「サスペンションシート」が、建設機械化協会、各メーカーで研究され、様々な改善・工夫をへて、実用化されている。

現在使用されているサスペンションシートでは、けん架方式は、パンタグラフ型のリンクによっているものが多く、これを、コイルばね、ねじりばね、空気ばねなどの弾性体で支持し、同時に油圧ダンパを組み込んで、振動の減衰を行わせる構造をとっている。代表的な例を、図3-1に示す。

こうしたサスペンションシートは、大型の搭乗式建設機械を中心に、各メーカーで採用されており、上下方向の振動の緩和に明瞭な効果が得られている。例えば、履帯式のブルドーザ、トラクタショベル走行時の振動を、シート上の加速度にして約1/3に低減した例や、車輪式のトラクタショベルで、エンジン、駆動系などから運転者に伝達される振動を、やはりシート上の加速度に

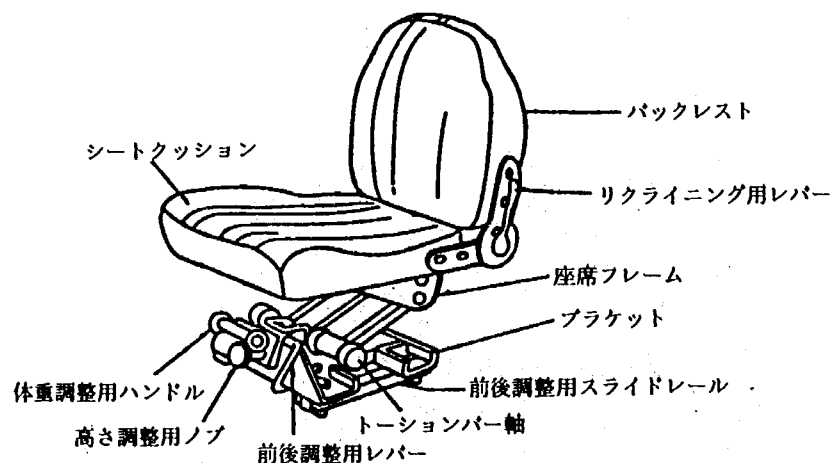


図3-1 サスペンションシートの構造の例

して約 1/2～1/4 に低減した例がある。

また、建設機械化協会・居住性対策分科会の研究によると、履带式トラクタショベル、車輪式トラクタショベル、モータグレーダの走行時の振動が、各々の車種の特性に適合したサスペンションシートによって、1～40 Hz の周波数全減に亘って低減される事が、実験室的に確かめられている。この方式においては、固定式のシートと比較すると、その複雑な機構に起因して、耐久性、調整機構の使い易さ、コストアップなどの問題点があるが、乗心地向上への運転者の要望もあって、各メーカーで実用化され、採用の拡大が図られている。

3.2 建設機械の運転席の構造

本項では、建設機械の運転席の構造に関する実態調査結果（昭和 55 年度）を、各機種別に紹介する。

(1) ブルドーザ（表 3-1 参照）

実態調査では 13 種について資料が収集されているが、キャブとシャシの結合部（表 2-1 中の B 部）はすべてボルト締結による固定となっている。次にキャブ内における運転席の床との結合部（表 2-1 中の A 部）は、やはりボルト締結による固定が 7 種で半数以上を占め、油圧ダンパとトーションバーとの組合せが 6 種となっている。すなわち運転席の形式としてはスタチック（スタンダードタイプ）7 種、サスペンション方式 6 種となる。また、表 2-1 中の B 部構造について

表 3-1 ブルドーザ運転席の構造

メーカー	ブルドーザ 重 量	シ ー ト				備 考
		メーカー	形 式	脚 部 構 造	キャブ取付部構造	
A 社	6	NB 社	St.	Fix.	Fix.	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	OP.
	9	HT //	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	OP.
	12	HT //	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	OP.
	14	HT //	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	OP.
B 社	21	↑	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	↑	Sus.	HD.Sp 組合せ	↑	OP.
	3.5	ON 社	St.	Fix.	Fix.	Std.
B 社	16	↑	↑	↑	↑	↑
	39	NK 社	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	↑

〔略号〕（表 3-1～5 まで共通）

St. スタチック Fix. 固 定 Sp. 圧縮ばね

Sus. サスペンション H. D. 油圧ダンパ Std. スタンダード

T. B. トーションバー OP. オプション

も ROPS キャブ付の場合は、ラバーマウントとなっている。これは他の機種の場合も同様である。

(2) 履带式トラクタショベル (表 3-2 参照)

10 種類に関する資料があがっているが、やはり表 2-1 中の B 部はすべて固定である。運転席構造は、固定式シート 6 種、サスペンションが 4 種である。そのうち、サスペンションシートについては、油圧ダンパとトーションバーとの組み合わせが 2 種、油圧ダンパと圧縮ばねの組み合わせが 2 種となっている。

(3) 車輪式トラクタショベル (表 3-3 参照)

15 種資料があがっているが、同じ機械に異なるメーカーのシートがとりつけられる場合もある。表 2-1 中の B 部はすべて固定。表 2-1 中の A 部については、油圧ダンパとトーションバーとの組合せが 6 機種あがっている。

(4) モータスクレーパ (表 3-4 参照)

資料は 1 種であり、運転席構造としては、油圧ダンパとコイルスプリングとの組合せとなっている。

(5) 振動ローラ (表 3-5 参照)

2 種資料があがっているが、振動を利用したローラであるため、キャブとシャシの間は防振ゴムによって浮かしてあり、シートフレームとシートの間には、防振パットあるいは防振ゴムが入れられている。

ここで、建設機械用座席シートの一般的な構造について概要を述べる。建設機械用座席シートの構造は、他の車両のものと大きく異なるところはなく、フレームをパイプでつくり、S ばねを座面に張り、ウレタンをのせて、表面をレザーでカバーしたものが普通である。またシートはかための方が疲労は少ないと言われている。

運転席を防振構造とするための一つの方式としては、サスペンション方式があるが、現在のと

表 3-2 トラクタショベル (履带式) 運転席の構造

メーカー	バケット 容 量	シ ー ト				備 考
		メーカー	形 式	脚 部 構 造	キャブ取付部構造	
A 社	0.8	NB 社	St.	Fix.	Fix.	Std.
	↑	NK 〃	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	OP.
	1.2	HT 〃	St.	Fix.	↑	Std.
	1.3	↑	↑	↑	↑	↑
	1.8	NK 〃	↑	↑	↑	↑
	↑	↑	Sus.	HD.Sp 組合せ	↑	OP.
	2.1	↑	St.	Fix.	↑	Std.
B 社	↑	↑	Sus.	HD.Sp 組合せ	↑	OP.
	0.4	ON 社	St.	Fix.	Fix.	Std.
	2.2	NK 〃	Sus.	HD.TB 組合せ	↑	↑

表3-3 トラクタショベル（車輪式）運転席の構造

（略号）

AS. エアサスペンション その他はブルドーザに同じ

メーカー	バケット 容 量	シ ー ト				構 造
		メーカー	形 式	脚 部 構 造	キャブ取付部構造	
A 社	1.0 ^{m³}	NB 社	St.	Fix.	Fix.	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB組合せ	↑	OP.
	1.4	↑	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	↑	Sus.	HD.TB組合せ	↑	OP.
	1.7	↑	St.	Fix.	↑	Std.
	↑	↑	Sus.	HD.TB組合せ	↑	OP.
	2.1	HT //	St.	Fix	↑	Std.
	↑	NK //	Sus.	HD.TB組合せ	↑	OP.
C 社	0.6	HT 社	St.	Fix.	Fix.	
	0.8	↑	↑	↑	↑	
	1.0	NB //	↑	↑	↑	
	1.5	HT //	↑	↑	↑	
	2.3	KM //	Sus.	HD	↑	
	3.3	HT //	St.	Fix.	↑	
D 社	0.6	HT 社	St.	Fix.	Fix.	
	1.28	NB //	↑	↑	↑	
	1.6	↑	↑	↑	↑	
	2.3	KM //	↑	↑	ゴム板	
	3.2	NB //	Sus.	AS.HD組合せ	↑	

表3-4 モータスクレーバ運転席の構造

メーカー	容 量	シ ー ト				備 考
		メーカー	形 式	脚 部 構 造	キャブ取付部構造	
B 社	23 ^{m³}	NB 社	St (スプリングシート)	HD.Sp組合せ	Fix	

表3-5 振動ローラ運転席の構造

メーカー	重 量	シ ー ト				備 考
		メーカー	形 式	脚 部 構 造	キャブ取付部構造	
E 社	1.2 ^t	TY 社	St	Fix(防振パット)	Fix(防振ゴム)	
	3.0	↑	↑	↑(防振ゴム)	↑(↑)	

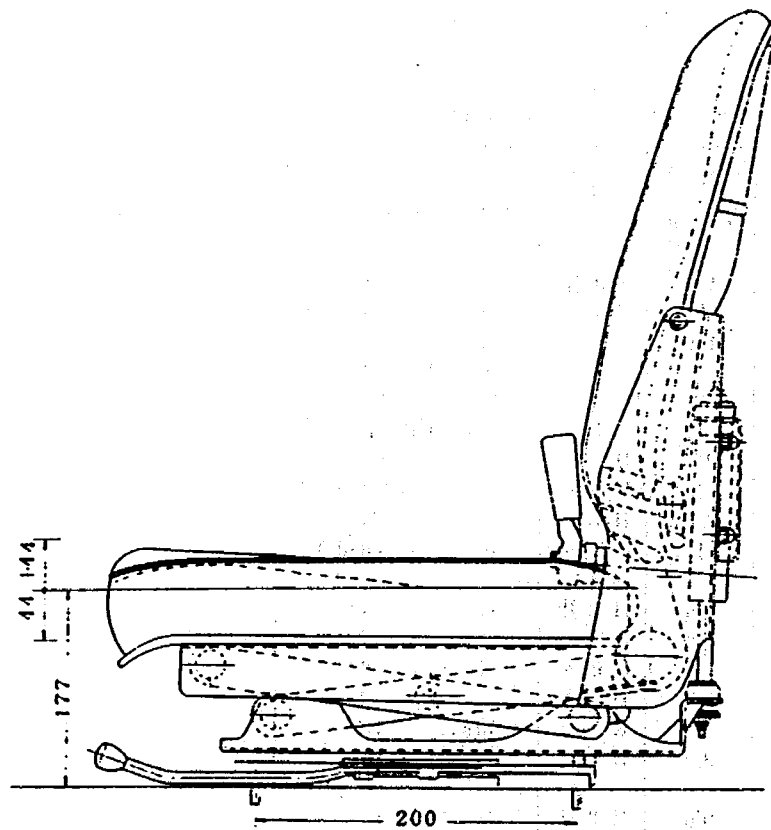


図3-2 サスペンションシート (A)

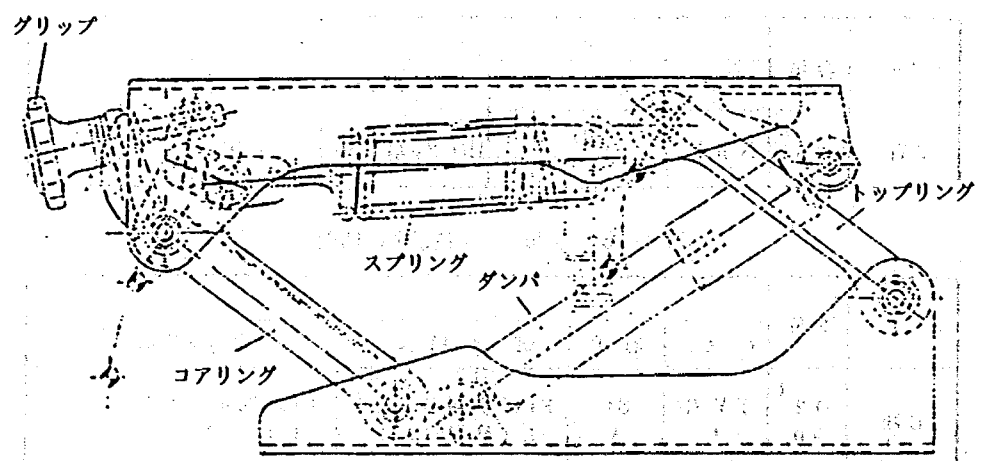


図3-3 サスペンションシート (B)

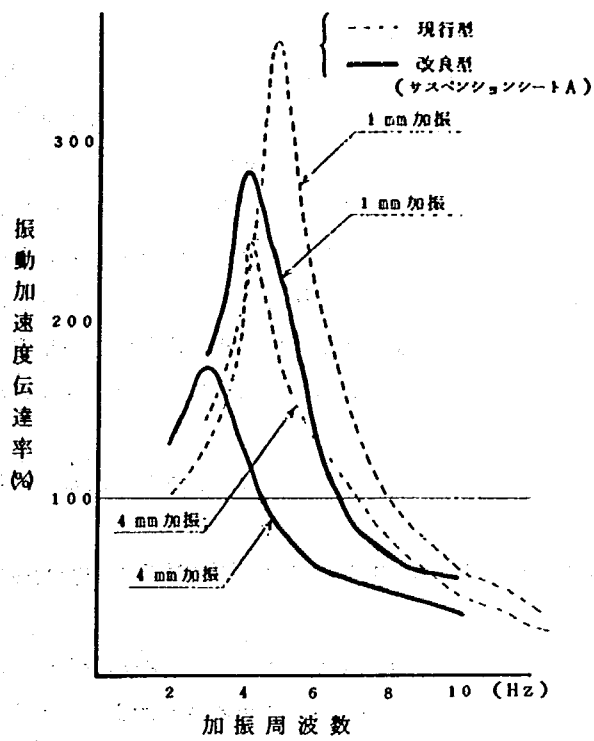


図3-4 サスペンションシート (A) の振動伝達率及び現行型との対比

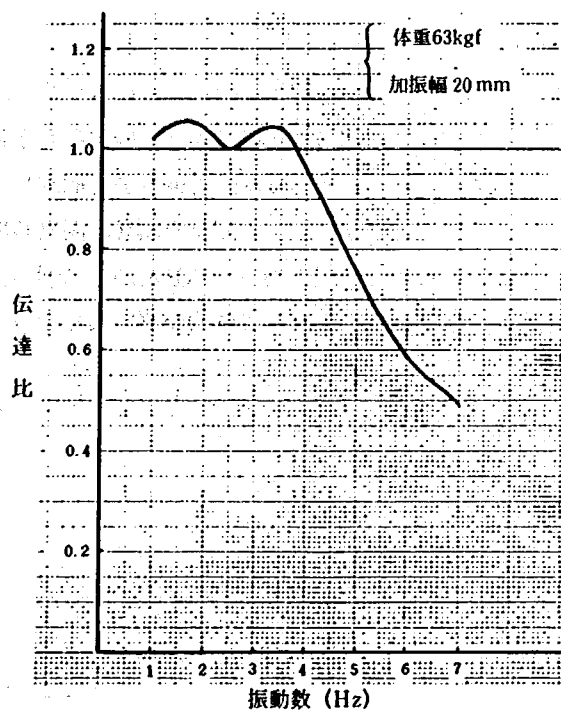


図3-5 サスペンションシート (B) の振動伝達率

ころスペースの関係で大型建設機械の場合に多い。

サスペンションの構造は、平行リンク又は、X型リンク(パンタグラフ方式)の機構部にエアースプリング、トーションバー、コイルスプリング、ゴム等のばね系と減衰系としての油圧ダンパを組み込んだものである。オペレータの体重差によるサスペンションのたわみ量の違いを無くするために体重調節装置が付いており、エアースプリングを使用したサスペンションでは空気の補給量を調節することにより、他のものでは、ばね系のセット位置を変える事により、着座時のサスペンションのたわみ量を一定に調節できる。最後にサスペンションシートの構造例と、その振動伝達特性を図3-2～図3-5に紹介する。なお、両者間の試験条件(加振振幅)がそれぞれ異なるため、これらの図から一概に振動伝達特性の良否を論ずることはできないが、その周波数特性から次のことが判断される。

- サスペンションを装着することにより、シート～人間からなるばね-質量系の固有振動数が低下する。
- 従って、比較的周波数の高い(8～16 Hz)振動を呈する履帯系建設機械については、大きな防振効果が期待できる。
- それに対し、低周波振動(1.5～2.5 Hz)を呈するホイール系建設機械の防振には、効果が望み難いばかりでなく、逆に共振など悪影響を生ずる可能性がある。この点を克服すべく、さらに改良が望まれるところである。

3.3 振動対策システムツリー

搭乗式建設機械のオペレータ振動防止対策に関する研究システムツリー、並びに振動低減技術の評価・選択表を機種別に図3-6～9、及び表3-6～9に示す。いずれも振動発生源における低減策と、その伝達過程での防止対策に大別し、考えられる対策方法を網羅して、それぞれについて寄与度、製作の難易、耐久性、実用性、製作コスト、開発の難易、開発時期等につき概略の検討を加えたものである。ただし、この資料の作成に当っては振動防止に関し公表されている技術資料および各委員が持寄った資料等を基にしており、具体的な測定及び寄与量分析を行ったものではない。

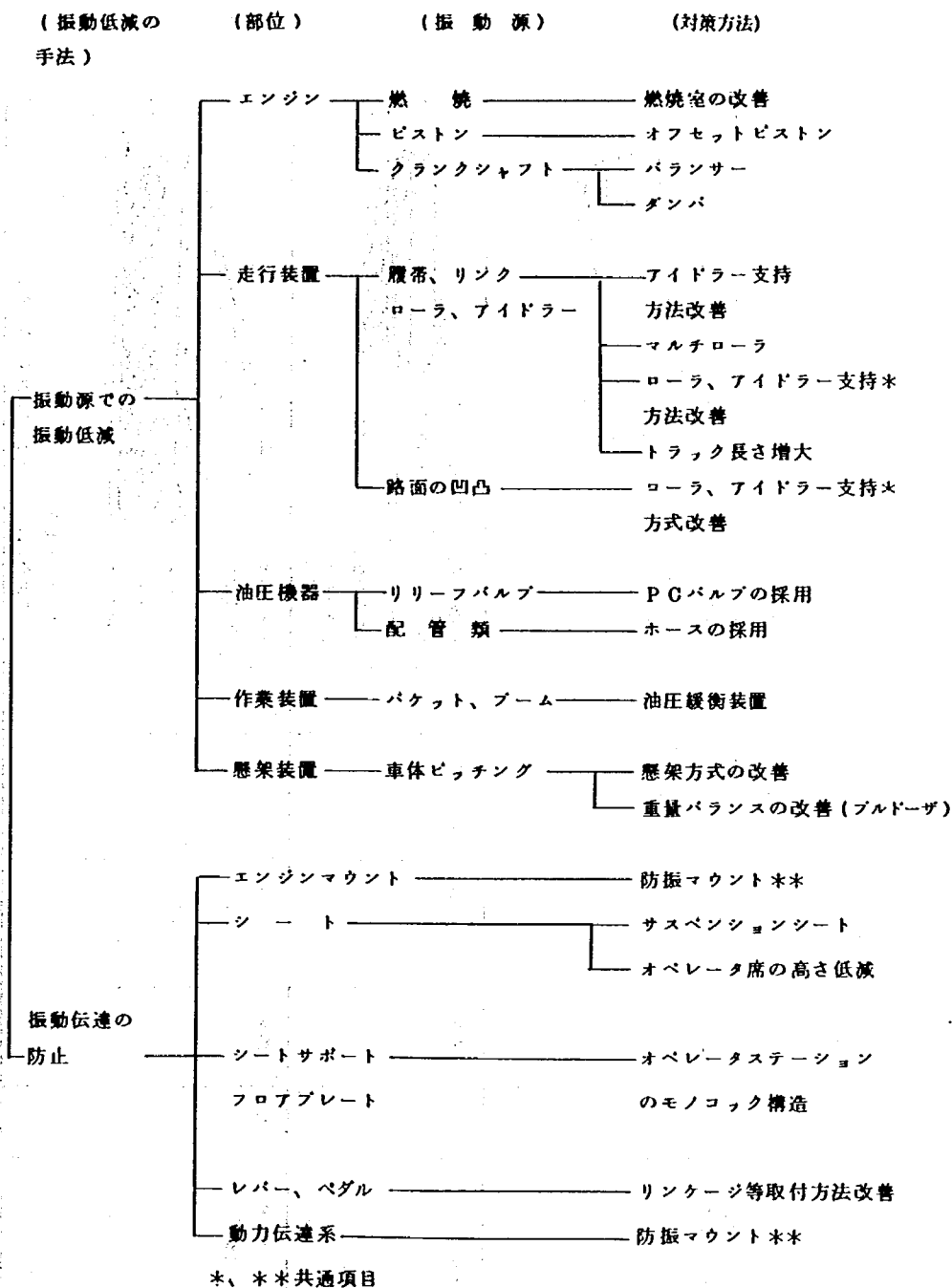


図3-6 ブルドーザ、履帯式トラクタショベルのオペレータ
振動対策システムツリー

表3-6 ブルドーザ、履帯トラクタショベルのオペレータ振動対策技術評価・選択表（その1）

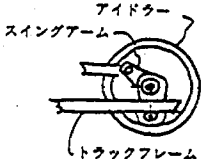
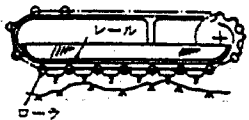
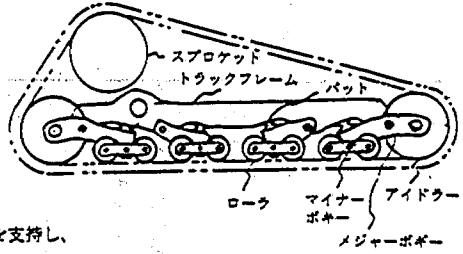
部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	費用	開発の 難易	摘 要
エンジン	燃焼室の改善 オフセットピストン ベランサー ダンパ	小 中 中 中	研究中 一部既 既 "	中 中	大 大	大 大	小 小	難 易	実施済 "
走行装置	アイドラー支持方法 改善	中	一部既	易	大	大	中	-	従来の支持はトラックフレーム上をスライドする方式であり、レール面の摩耗によりアイドラーの上下振動が発生するが、右図のシングアーム方式により、アイドラーの上下振動を防止出来る。 
	マルチローラ	大	研究中	中	大	大	中	-	右図の如く、リンク側にローラを設け、トラックフレーム側をレール面にする事により、リンクの屈曲運動をなくし車体振動の発生を防止出来る。 
	ローラ、アイドラー 支持方式改善	大	一部既	中	大	大	大	-	ボギー方式 右図の如くメジャーボギー、マイナーボギーの組合せによりローラ、アイドラーを支持し、路面の凹凸に応じて上下に動き、衝撃を吸収する。 

表3-6 (その2)

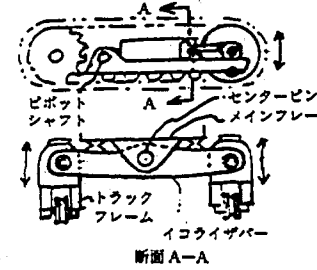
部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	費用	開発の 難易	備 考
	トラック長さ増大	中	未	-	-	-	-	-	トラックの長さを大とすれば、路面の凹凸による車体振動が平均化されるため、オペレータ位置での振動を低減できる。
油圧機器	PCバルブの採用	小	一部既	易	中	大	中	-	プレッシャコンベンサーバルブを使用し無用のリリーフバルブ作動をなくす。
	ホースの採用	小	既	易	中	大	中	-	油圧脈動、配管長さ等により、配管の振動が起きるが、防振支持で防止出来ない場合でもホースを使用することにより防止することが出来る。
作業装置	油圧緩衝装置 (トラクタシッペル)	小	一部既	易	中	大	小	易	油圧シリンダのボトムに、一方向の絞り弁を設け、ストロークエンドで、その弁を閉じ、戻り流量を制限して衝撃を防止する。(以上実施済)又はバケットヒンジピン高さに応じて、チルトシリンダのストロークの途中でチルトシリンダ戻り回路に設けた絞り弁を閉じ戻り流量を制限して、ダンプストップによつかる衝撃を防止する。
車体	けん架方式改善	中	一部既	中	大	大	中	-	ビボットタイプ 右図の如く、トラックフレームはビボットシャフトで車体に結合され、トラックフレームはより動する。イコライザバーはセンターピンでメインフレームに結合され、両端は球面ベアリングでトラックフレームに結合されている。又、イコライザバーは剛性の高い構造であり、従来形に見受けられたメインフレームとトラックフレーム間の共振現象を防止することが出来る。 

表3-6 (その3)

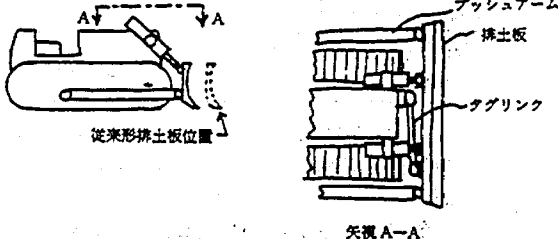
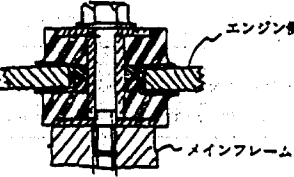
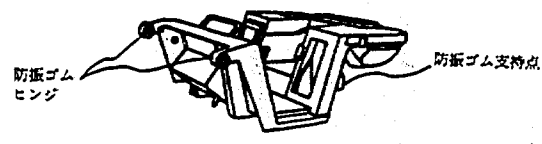
部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	費用	開発の 難易	病 害
車 体	重量バランスの改善 (ブルドーザ)	小	一部既	易	大	大	中	—	湿地形ブルドーザに於いて、砂地走行時に、路面との共振現象として車体ビッチング振動が起きる場合がある。この現象の要因として排土板を含めた重量バランスが悪いこと(前が重すぎる)が考えられる。これの対策として下図に示す排土板の支持方法により重量バランスを改善し、車体ビッチングを防止することが出来ると考えられる。なまこの方法により整地性も改善される。 
エ ン ジ ン マ ウ ン ト	防振マウントの改善	大	一部既	中	大	中	中	中	防振ゴムを使用した種々の方式が開発されているが、今後もゴム材質、マウント形式ともに研究開発される可能性がある。次図は現在使用されている代表例である。 

表3-6 (その4)

部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	費用	開発の 難易	備 考
シート	サスペンション シート オペレータ席の高 さ低減	大 中	一部既 未	- -	- -	- -	- -	- -	上下方向の振動減衰性はほぼ満足出来る程度まで改善されているが、前後、左右方向については、有効な方法がなく、今後の研究が必要である。オペレータ席の取付け位置は低い程、車体振動に対応する振動が小さい。ただし、視界性など、他の特性を勘案する必要がある。
シートサポート・フロアプレート	オペレータステーションのモノコック構造	中	一部既	中	中	大	中	-	下図の如く運転席廻りをモジュール化し一体構造とし、4点で防振支持をしたものである。防振以外にも、騒音対策、サービス性改善の効果もある。 
レバー	リンケージ等取付 方法の改善	小	-	-	-	-	-	-	
動力伝達系	防振マウント	小	一部既	中	大	中	中	中	エンジンマウントの項と同じ

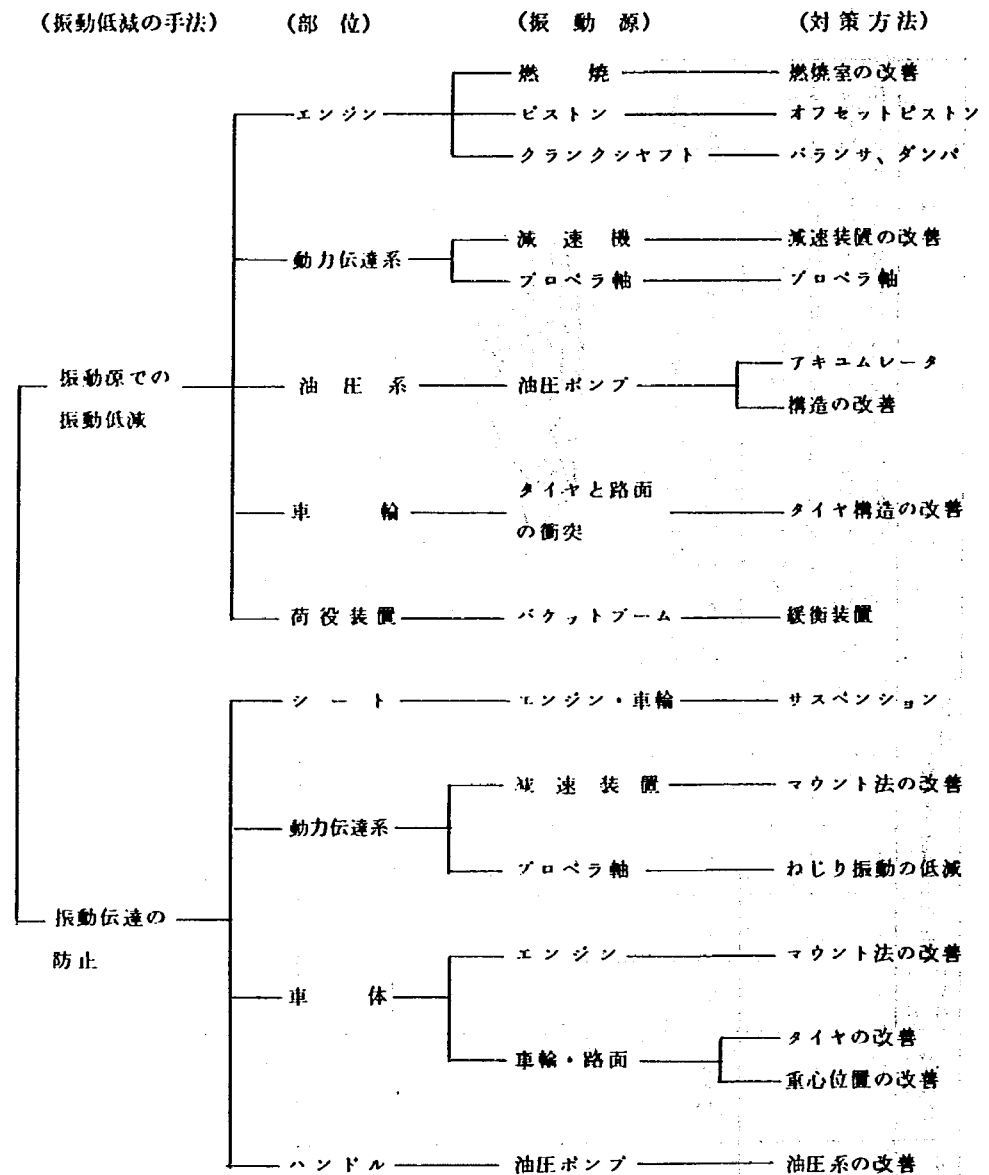


図3-7 車輪式トラクタショベルのオペレータ振動対策システムツリー

表3-7 車輪式トラクタショベルのオペレータ振動対策技術評価・選択表

部位	対策方法	寄与度	開発時期	生産性	耐久性	費用	実用性	開発の難易	摘 要
エンジン	燃焼室の改善	大	—						
	オフセットピストン	大	—						
	バランス、ダンパ	中	既						
動伝達力系	減速装置の改善	中	一部既	中	大	多	有	中	歯車精度の向上、クラッチ接続法の改善 歯車箱剛性の増大
	伝達軸	大	研究中	中	大	多	有	難	伝達系振動モードの改善および起振力低減
油圧系	アキュムレータ	小	研究中	中	大	中	無	中	油圧脈動の低減
	構造の改善	小	研究中	難	大	多	有	難	ポンプ、バルブの検討
車輪	タイヤ構造の改善	大	研究中	難	大	多	有	難	ばね特性の改善
荷役装置	緩衝装置	大	研究中	中	大	多	有	難	ジョイント部吸振装置の開発
サスペンション	サスペンション	大	一部既	中	大	中	有	中	サスペンションシートの採用、サスペンションシート開発
動伝達力系	マウント法の改善	大	・	中	大	中	有	中	防振ゴムの採用 高減衰能、耐久性保持防振ゴムの開発
	ねじり振動の低減	大	・	難	大	多	有	中	プロペラ軸の改善 トルコンの採用
車体	マウント法の改善	大	・	難	大	多	有	難	防振ゴムの採用、ばねの採用検討 防振ゴムの開発
	タイヤの改善	大	未	難	大	多	有	難	
	重心位置の改善	大	一部既	難	大	多	有	中	車体のローリング、ピッチングなど低周波振動の防止、車体の改善
ヘッド	油圧系の改善	大	・	難	大	多	有	難	アキュムレータの採用 ロードセンサ方式、パワーステアの採用

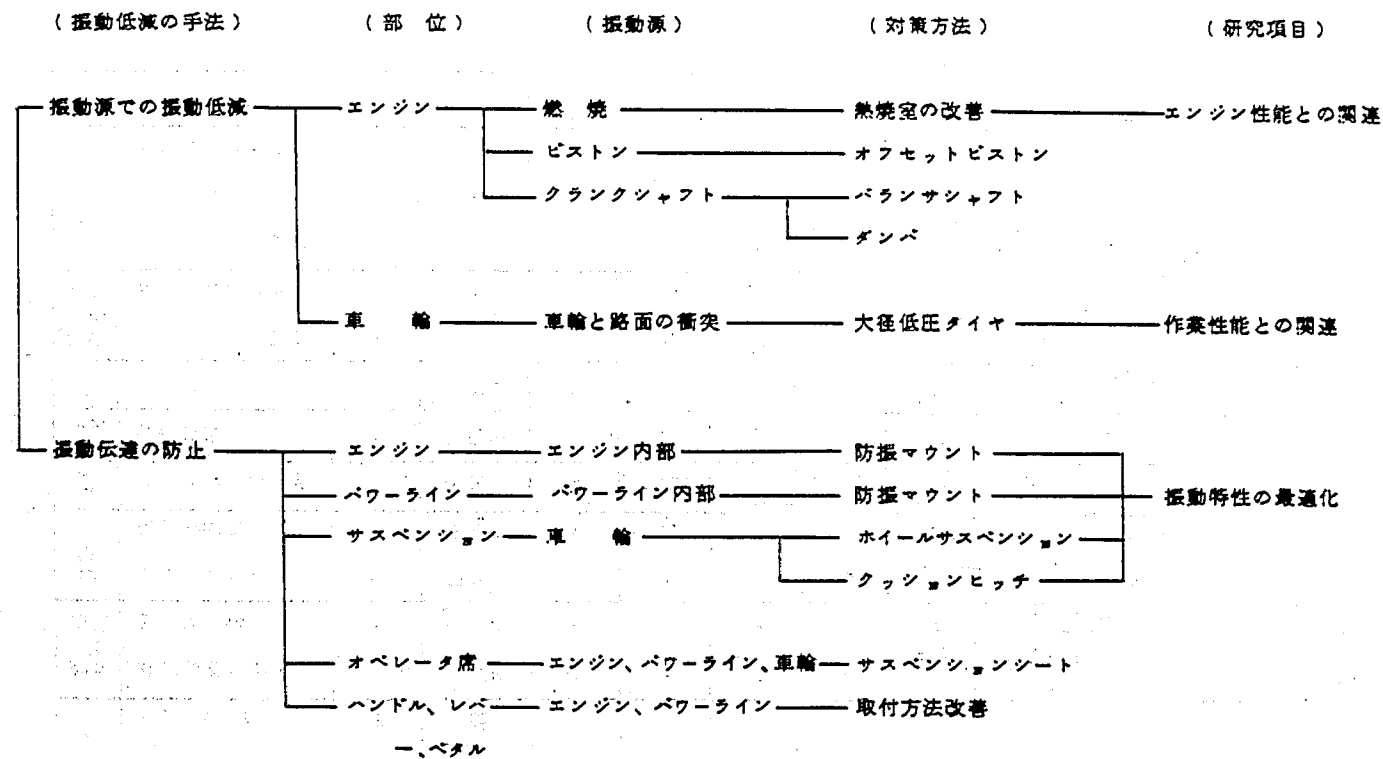


図3-8 モータスクレーパのオペレータ振動対策システムツリー

表3-8 モータスクレーパのオペレータ振動対策技術評価・選択表(その1)

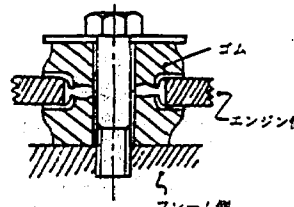
部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	製作 コスト	開発の 難易	備 考
エンジン	燃焼室の改善	小	研究中	中	大	大	低	難	エンジンの諸性能(出力、効率など)と密接に、関連し、既存エンジンの改造は困難。
	オフセットピストン	中	一部既	中	大	大	低	易	騒音にも効果あり。既存エンジンの改造はやや困難。
	バランスシャフト	中	"	中	大	中	高	易	4気筒に効果あり、既存エンジンの改造は困難。
	ダンパ	中	"	中	小	大	中	中	6気筒に効果あり。既存エンジンの改造はやや困難。
車輪	大径低圧タイヤ	中	"	中	小	中	中		大径化による安全性及び低圧化によるタイヤ寿命のかわ合いが課題。
エンジン・パワライン	防振マウント	中	既	易	大	大	大	易	起振力特性を吟味して剛さを決定する必要がある。又、干渉を防ぐため、大変形で剛になるよう配慮する。騒音にも効果が期待できる。 

表3-8 (その2)

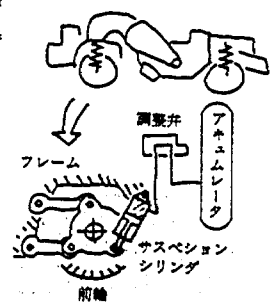
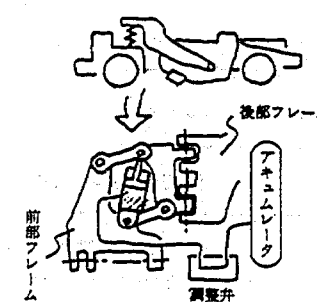
部位	対策方法	振動 寄与度	開発時期	製作の 難易	耐久性	実用性	製作 コスト	開発の 難易	摘 要
サ ス ペ ン シ ョ ン	ホイールサスペン ション	大	一部既	中	大	大	高	難	・路面の凹凸による上下、左右の振動の低減減衰に効果あり、走行時のビッチング、ローリングの防止にも有効。 ・空荷、積荷の重量差が大きい事を考慮してばね特性を決定。又、作業時にはロックする機構が必要。 
	クッションヒッチ	大	・	中	大	大	高	難	・上下方向の振動、特に後輪の振動の伝達防止、制振に効果あり、走行時のバランシング、ビッチング防止にも有効。 ・作業時にはロックする機構が必要。 
オ レ シ 席	サスペンションシート	大	・	中	大	大	高	中	上下方向の振動には確実な効果があり、最も実用的な対策である。既存車両の改造も容易。
ハ レ ベ ン グ ド ル ル	取付方法改善	小	・	易	大	大	低	中	取付部などの剛性と振動特性に配慮しつつ最適化していく。



図3-9 振動ローラのオペレータ振動対策システムツリー

表 3-9 振動ローラのオペレータ振動対策技術評価・選択表 (その1)

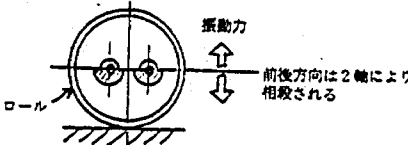
対策 部位	対 策 方 法	対策 希与 度	開発時期	製作 の 難易	耐久性	実用性	製 作 コスト	開発 の 難易	備 考
エンジン	燃焼室の改善 オフセットピストン ベランサ ダンパ	小 中 小 小	研究中 一部既	中 中	大 大	大 大	小 小	難 易	
油圧機器	P/Cバルブの採用 ホースの採用	小 小	既 既						プレッシャコンベンサータバルブを使用し、リリーフバルブの作動頻度を低下する鋼管配管をやめ、ゴムホースを使用する。
振動ローラ (起振機)	転圧時における最適起振力の選択	中	研究中	難	小	中	大	難	締固めが進行すると、ローラの振動が大きくなる。締固めの度合を検知して自動的に起振力をさげる自動装置及び運転中に偏心モーメントを制御する機構の開発
	2軸起振機の検討	中	一部既	難	中	大	大	難	2軸起振機により上下方向の振動だけ起こす。締固め効果については研究の必要あり。 
	転圧時における振幅可変装置の採用	中	一部既	難	小	中	大	難	振動の開始時及び停止時に共振が発生する。振動の起振制御を偏心モーメントのコントロールによって行う機構
エンジン	エンジン防振	中	実 用	易	中	大	小		防振ゴムの最適選定

表3-9 (その2)

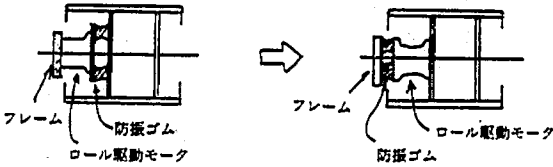
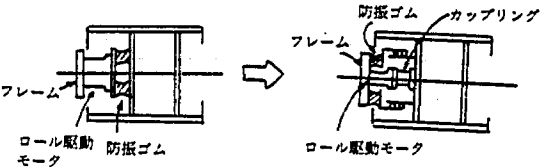
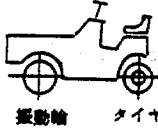
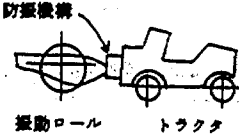
対策 部位	対 策 方 法	対策 寄与 度	開発時期	製作 の 難易	耐久性	実用性	製 作 コスト	開発 の 難易	摘 要
配管系	配管系の防振	小	実 用	易	大	大	小		鋼管類の防振支持
振 動 ロ ール サ ス ペ ン シ ョ ン	低ばね定数高強度防振ゴムの採用	大	研究中					難	振動ロールサスペンションに使用する防振ゴムの材質、形状等の研究による高疲労強度防振ゴムの開発。
	静/動ばね定数の低下	中	研究中					難	振動時における防振ゴムのばね定数を下げる静/動ばね定数比の小さな防振ゴムの開発。
	エアサスペンション方式の採用	大	研究中		小		大	難	振動ロールサスペンションに空気ばねを使用する。
	振動ロール駆動モータをばね下へ移す	大	一部既	易	中	大	中		振動ロール駆動モータをばね下へ移し、防振ゴムの負担を小さくしてばね定数を下げる。 
	振動ロール駆動方式の改良	大	研究中	中	中	大	中	難	振動ロールの駆動を防振ゴムを介さずに、カップリングによって駆動する。 

表3-9 (その3)

対策 部位	対 策 方 法	対策 寄与 度	開発時期	製作 の 難易	耐久性	実用性	製 作 コスト	開発 の 難易	備 考
オペレータシート	オペレータシートの 防振支持	中	実 用						振動ロール用サスペンションシートの開発
	オペレータデッキの 防振支持	中	実 用						
	コンバインドタイプ の採用	中	実 用						振動ロールの反対側車輪をタイヤにする。 縛固め用途によっては不向きである。 
	ばね上・ばね下 重量比、ばね定数、 起動力の最適化	中	研究中						振動ロールまわりの諸元の最適化によってフレームへの振動伝達率を下 げる。構造上、性能上の要求により困難な面がある。
	振動ロールとトラク タ部の分離	大	研究中		大	中	大	難	振動ロール部とトラクタ部を防振機構を介して分離する。 
パネル 類	パネル類へのダンパ 材貼付	小	実 用						

3.4 新型履帯系走行装置の振動低減効果

3.4.1 概 要

昭和56年度、オペレータ振動対策委員会で検討、作成したオペレータ振動対策システムツリーのうち、履帯系建設機械の足廻り装置から発生する振動の低減効果が期待される2種類の新型履帯系走行装置に関して、その振動低減効果を調査した。調査対象とした新型装置は次の2種類である。

(1) ボギーシステム履帯装置

開発目的、機構の概要、主要諸元を調査すると共に、オペレータ振動の実測を行った。

(2) マルチローラ方式履帯装置

現在、研究中の機構であるため、開発目的、機構の概要、主要諸元、オペレータ振動等に関して、既存の研究レポート等による資料収集を実施した。

なお、本調査の主旨は、足廻り装置の改良によるオペレータ振動の低減の可能性を探るための一資料を得ようとするものであり、計測条件等、統一的な条件の下で測定されたデータではないので、本データを基に両者の走行装置の性能について議論することは妥当ではない。

また、これらの装置に主たる開発目的は、オペレータ振動対策以外にあり、振動低減は付随効果であるとも言える。従って、他の特長についてもメーカー資料を基に紹介するものとする。

3.4.2 新型履帯系走行装置の機構と特長

(1) ボギーシステム履帯装置の機構

本装置は、足廻り装置に発生する衝撃の軽減および不整地におけるけん引性能の向上を目的として、キャタピラ社により開発され、1977年10月公表されたものである。現在、同社D10を始め、D9L、D8Lにも採用されている。

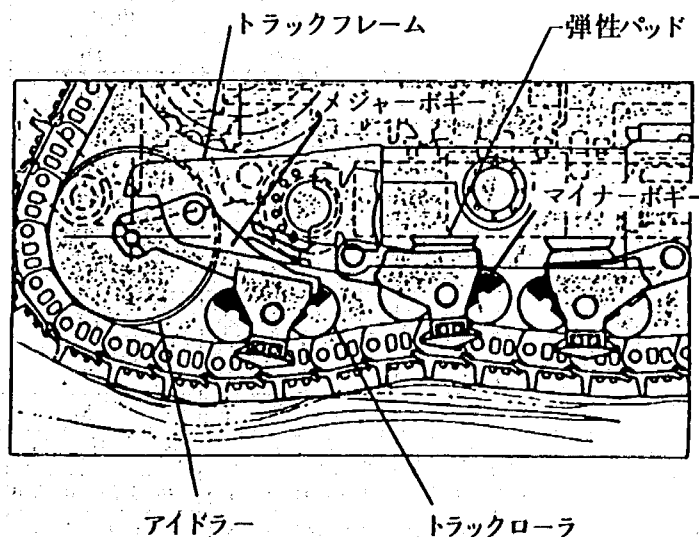


図3-10 ボギーシステムの原理

構造並びに原理は、図 3-10 に示す如く、アイドラと、トラックローラが、メジャーボギー、マイナーボギーにより、よう動自在に結合されており、更に、メジャーボギーとトラックフレームの間には弾性パットが設けられている。従って、アイドラ、ローラの上下動、および一對のローラのような動が可能であり、図に示す如く、地面の凹凸に対しても、履帯が浮き上がることがなく、また、リンクとローラ間の衝撃も弾性パッドによって吸収することが出来る。

ここで今回の計測の対象として D 8 K, L, および D 9 H, L の主たる仕様値を表 3-10 に示す。

(2) ボギーシステム履帯装置の特長

(イ) けん引性能

不整地におけるけん引性能の向上については、同クラス旧型車との比較テストの結果によると、トラクション係数(けん引力/重量)で、ボギーシステム履帯装置の方が 15% 程度優位を示すことが報告されている。

(ロ) 作業能力 (キャタピラ三菱㈱資料より抜粋)

D 9 L が、D 10, D 9 H と比較して、作業能力の面でどういった位置関係にあるか、比較試験を実施し、その結果を総合的に検討したところ、図 3-11 に示す結果が得られたと報告されている。

図より、比較的軟かい土質、岩盤での作業では、ブレード容量差とほぼ同等の優位性を示すにとどまるが、より硬い岩盤や、土場の凹凸が激しくなると、けん引性能、ブレード掘削力、リッパ貫入力等の優位性がクローズアップされ、60 トン級のブルドーザでありながら既

表 3-10 ボギーシステム履帯装置関連主要仕様値

機種		D 8 K		D 8 L		D 9 H		D 9 L	
総重量 (kg)		37,250		43,150		49,250		60,150	
フライホイール出力 (PS)		304		339		416		466	
履帯中心距離 (mm)		2,130		2,200		2,290		2,500	
接地長 (mm)		3,150		3,215		3,350		3,555	
シュー巾 (mm)		560		560		610		610	
接地面積 (cm ²)		35,100		35,900		41,000		43,350	
シュー枚数 (片側) (枚)		41		45		39		47	
リンクピッチ (mm)		229		216		260		229	
トラックローラ数 (片側) (個)		7		8		7		8	
接地圧 (kg/cm ²)		1.06		1.20		1.20		1.39	
グロース高さ (mm)		78		78		87		93	
走行速度 (km/h)		前進	後進	前進	後進	前進	後進	前進	後進
速度段	1速	0~4.0	0~5.0	0~3.9	0~4.8	0~4.0	0~5.0	0~3.9	0~5.1
	2速	0~6.9	0~8.5	0~6.8	0~8.4	0~6.9	0~8.7	0~7.2	0~9.0
	3速	0~10.6	0~13.2	0~11.9	0~14.8	0~10.8	0~13.2	0~12.4	0~15.4

存の 70 トン級ブルドーザに匹敵する作業量を生み出すことができる。

(v) オペレータ耳元騒音（キャタピラ三菱資料より抜粋）

オペレータ耳元騒音比較値を表 3-11 に示す。

従来のブルドーザでは考えられなかった防音対策の施されたキャブの標準装備により著しく騒音が低減した。

この為、耳が保護されることにより、オペレータは快適に運転出来る様になり、不快感から来る労働意欲の低下、疲労による作業能率の低下を少なくすることが出来る。

(3) マルチローラ方式履帯装置の機構（小松技報より）

本装置は、けん引性能の向上を図ることを目的として小松製作所が研究、開発を進めているものであり、現在実験機が製作されている。

この装置の基本構造および走行状態を、従来型足廻り装置と対比して図 3-12 に示す。この装置では、現行クローラの下転輪に相当するローラがリンクピン部に装着されており、リンク踏面に相当するトラックレールがトラックフレームに取付けてある。ちょうど、ローラコンベアの上

表 3-11 オペレータ耳元騒音比較値

	標準作業量	
	D9L	D9H
ローアイドル	75	88.5
ハイアイドル	85	103

dB(A)

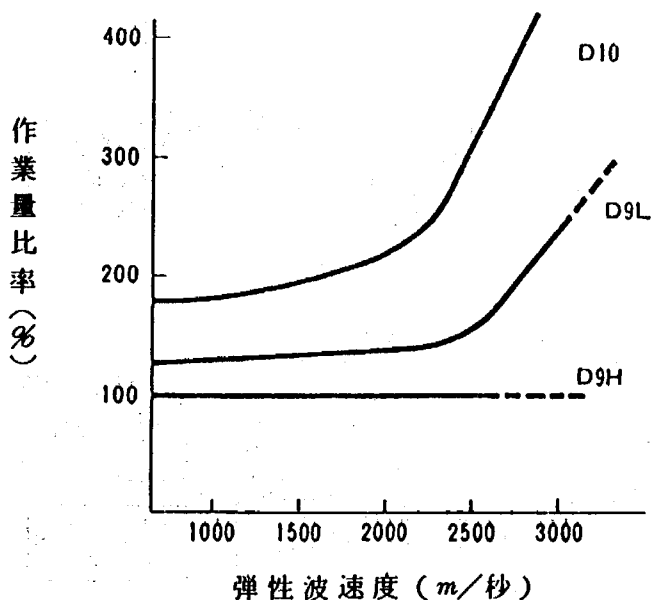


図 3-11 大型ブルドーザ作業能力試験

を平らな物体が移動するのに似た構造である。

この構造なら、リンクが屈曲しようとしても、履板の前後の2つのローラが平らなトラックレールで押さえつけられるため屈曲できない。またリンク屈曲踏面をローラが乗り越えるようなことも無くなり、それに伴う上下振動、履板押付力の変動も極めて少なくなることが期待される。したがって履板の前蹴りと振動を解消できるので、高いけん引係数と低スベリの足回りになるはずである。さらに、スプロケットの噛み合いがロータリブッシュと同じになり、かつリンク踏面の摩擦も無くなるため、足回りの履帯寿命の向上も可能になると期待できる。

(4) マルチローラ方式履帯装置の特長 (小松技報より)

リンクの屈曲運動を防止したマルチローラを実機に適用した場合に、どの適度の性能向上が期待できるかを調べるため、足回りを試作し、D 20 P-5 型の車体に装着した。これとロット車である D 20 P-5 型とについて性能比較の実験をした。

(イ) けん引性能

図 3-13 にローム地盤、岩盤地、コンクリート路盤での実験結果を示す。

マルチローラは、硬い路盤上で高いけん引性能を示す。

(ロ) 走行騒音

図 3-14 に 30 m 地点でのローム地盤における走行騒音の測定結果を示す。後進 2 速では 5.6 dB 低減している。これは後進時、スプロケットのローラ噛合いの衝撃音が上レールで防止できる機構になっていることと、下転輪の場合のようにリンク屈曲踏面での叩き音が無くなったためと考えられる。

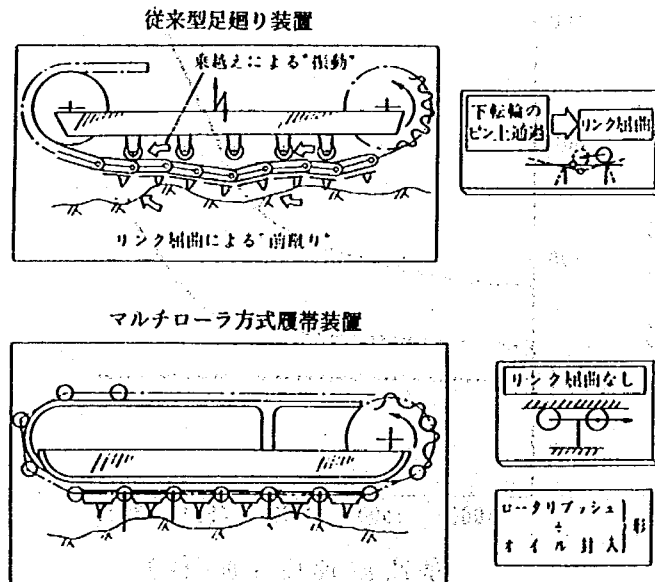


図 3-12 従来型とマルチローラ方式履帯装置の比較

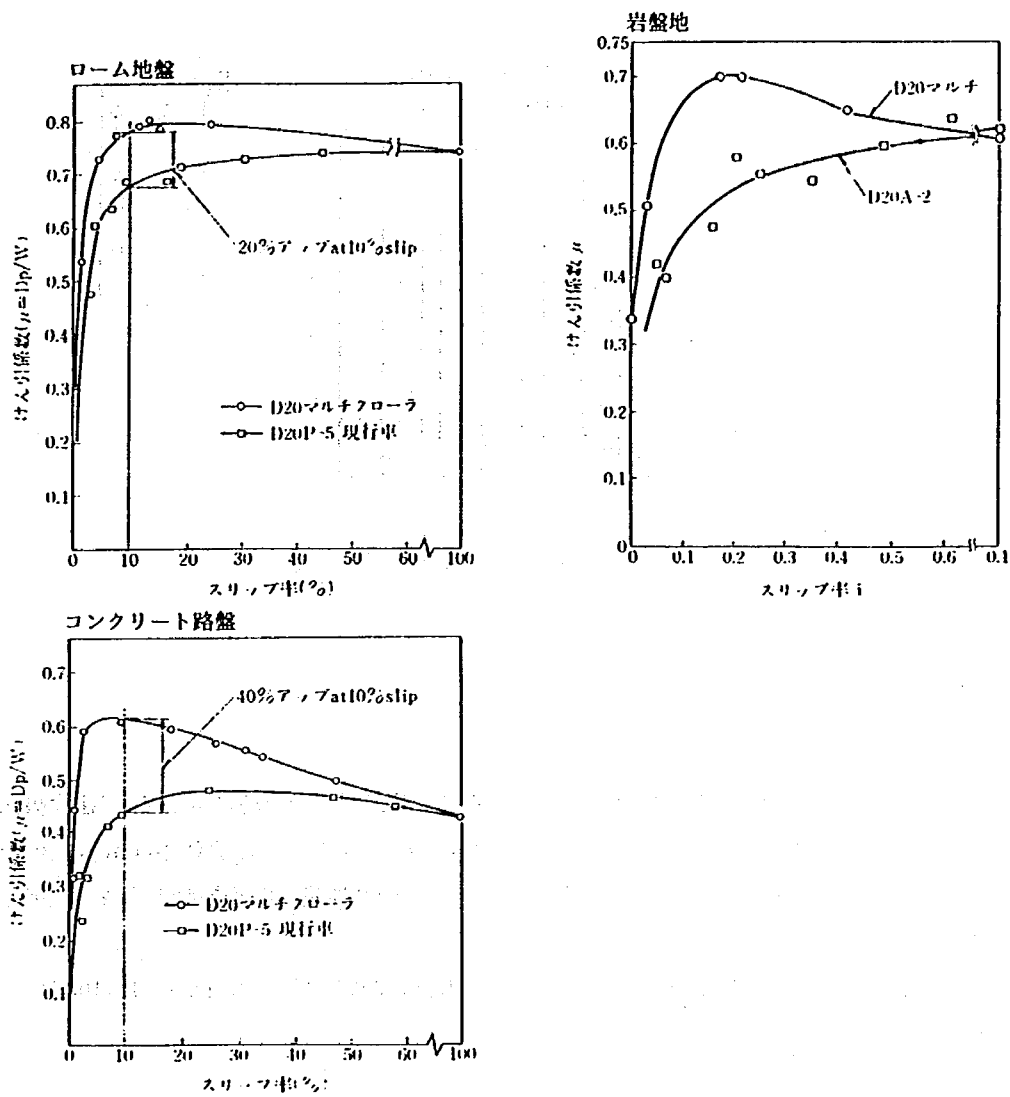


図3-13 マルチローラ方式履帯装置のけん引性能

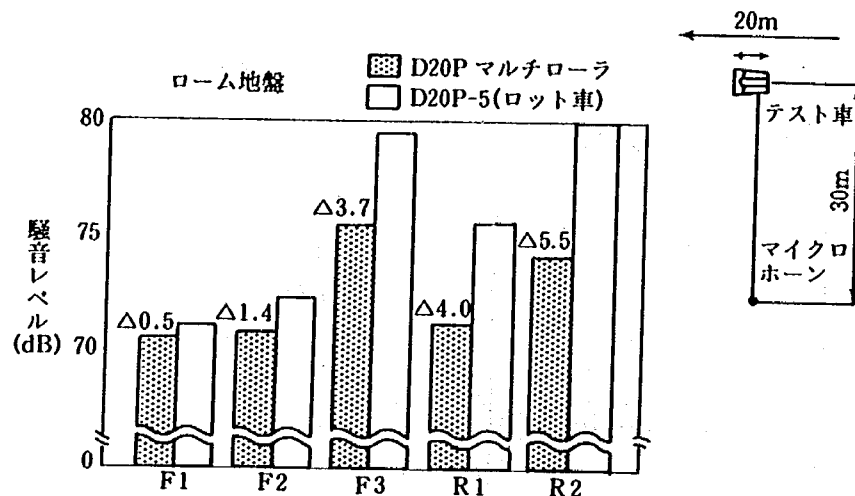


図3-14 走行騒音 (30m)

3.4.3 新旧走行装置による座席振動の比較

(1) ボギーシステム履帯装置

(イ) 振動の測定

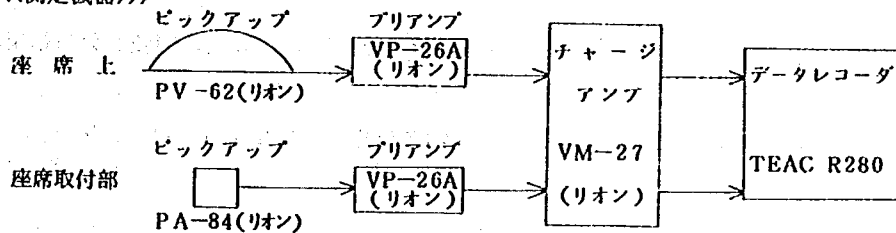
D8K, L および D9H, L の車体振動を、2速走行時、掘削押土時に関して、“建設機械オペレータ振動測定要領(案)”に基き測定した。特にD8に関しては、直径10cm程度の石を左右5個ずつ約80cm間隔で並らべた人為的悪路上での2速走行時の振動の大きさ(振動レベルのピーク値)も測定した。

測定場所、日時は表3-12の通りである。また、振動の測定、解析は、図3-15.16に示すフローに従って実施した。

表3-12 D8, D9振動測定日時

機種	測定日時	測定場所
D8K, L	昭和58年1月10日	キャタピラ三菱㈱秩父センター
D9H, L	昭和57年11月25日	セケ宿ダム工事現場

<<<測定機器>>>



<<<データ処理方法>>>

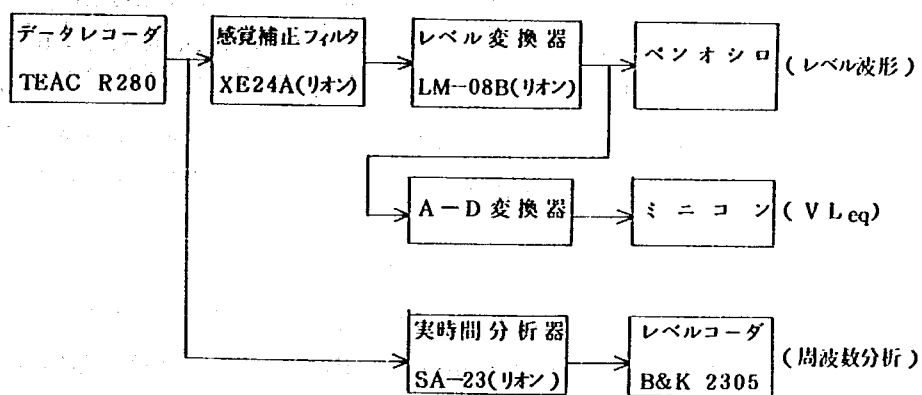
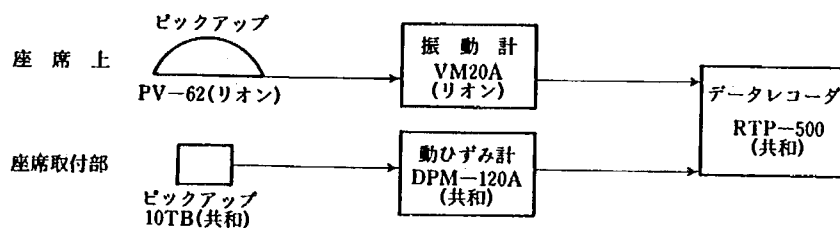


図3-15 D8K, L振動測定解析のフロー

<<<測定機器>>>



<<<データ処理方法>>>

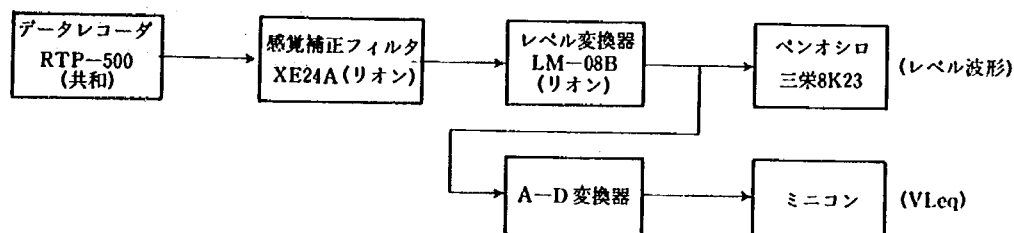


図3-16 D9H, L振動測定解析のフロー

(ロ) 測定結果

上記により測定、データ処理した結果を表 3-13~16 に、また、周波数分析結果の例を図 3-17~18 に示す。なお、D9L の座席上の測定値に関しては、サスペンションシートの調整不良により、特に Z 方向について振動低減効果が認められなかったため、“調整不備”として検討の対象外とした。

これら一連の測定による座席取付部の振動測定値を新旧両機種間で比較した場合、ボギーシステムの振動対策面からの有効性がうかがえる。特に D8 においては、上下方向振動に関して走行時約 6 dB、作業時約 3 dB の振動低減効果が見られた。D9 においても作業時では約 3 dB の低減効果が見られた。なお、D9 の 2 速走行時については、平坦特性における振動加速度はボギー方式が低下しているものの、ピークを与える周波数が、従来型は 16 Hz にあるのに対し、ボギー方式は 8 Hz にあるため、感覚補正による振動レベルで評価するとほとんど低下が認められなかった。しかし、速度が変化した場合は、ピークを与える周波数が変化するのに伴いボギー方式の振動レベルの方が従来型より低くなるものと判断される。(図 3-19 参照)

(2) マルチローラ方式走行装置 (小松技報より抜粋)

図 3-20 に乗心地計を用いて走行時の上下方向の振動加速度を測定した結果を示す。ローム地盤で約 6.6~9.7 dB、コンクリート路盤では約 10~13.9 dB 小さくなっている。車体およびシートはロット車と同じであり、この低減結果はリンク屈曲に伴う振動が防止できたためであると考えられる。

表3-13 D8K (従来型) の振動測定結果

測定番号	測定条件	測定回数	座席取付部 VLeq (dB)			座席上 VLeq (dB)		
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Y方向	Z方向
1	2速前進(土道)	1	85	87	98	87	89	94
		2	85	87	98	88	90	93
		3	87	84	100	90	88	97
		4	88	85	99	89	88	95
		5	88	86	99	89	88	95
		平均	87	86	99	89	89	95
2	2速後進(土道)	1	85	87	99	88	89	96
		2	85	87	99	89	90	96
		3	86	87	99	88	91	95
		4	87	85	99	89	89	95
		5	85	88	99	88	91	95
		平均	86	87	99	89	90	95
3	凹凸路面前進	1	101	100	110	104	101	109
4	凹凸路面後進	1	95	97	110	97	99	107
5	掘削押土(硬)	1	93	92	99	95	94	97
6	掘削押土(軟)	1	93	91	98	96	93	97

表3-14 D8L (ボギー方式) の振動測定結果

測定番号	測定条件	測定回数	座席取付部 VLeq (dB)			座席上 VLeq (dB)		
			X方向	Y方向	Z方向	X方向	Y方向	Z方向
1	2速前進(土道)	1	87	85	93	87	86	91
		2	88	86	92	87	87	90
		3	89	85	94	88	85	92
		平均	88	85	93	87	86	91
2	2速後進(土道)	1	84	86	94	85	89	91
		2	84	84	94	85	86	89
		3	84	84	95	85	85	90
		平均	84	85	94	85	87	90
3	凹凸路面前進	1	100	101	107	102	101	105
4	凹凸路面前進	1	97	99	107	99	100	101
5	掘削押土(硬)	1	92	90	97	93	91	93
6	掘削押土(軟)	1	94	90	95	95	91	93

注) 凹凸路面は、平坦な土道上に直径10数cmの石を80cm間隔で、左右5個ずつ並べたもの。

掘削押土(硬)は、リッパをかけていない地盤での作業

掘削押土(軟)は、リッパをかけた地盤での作業

凹凸路面走行のデータは、レベルレコーダから目視で読取ったもので等価レベルの計算は行っていない。その他はすべてサンプリング間隔約0.6Sで等価レベルを算出した。

表3-15 D9H (従来型) の振動測定結果

測定 番号	測定条件	測定 回数	座席取付部 VLeq (dB)			座 席 上 VLeq (dB)		
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Y 方向	Z 方向
1	2速前進(土道)	1	87	91	98	88	92	93
		2	89	90	98	90	93	94
		3	87	90	99	88	92	94
		4	88	90	99	89	93	93
		5	87	90	98	89	93	93
		平均	88	90	98	89	93	93
2	2速後進(土道)	1	88	90	99	90	94	94
		2	88	90	100	89	93	94
		3	88	90	98	89	95	93
		4	87	89	99	88	94	94
		5	88	88	99	89	92	94
		平均	88	89	99	89	94	94
3	掘削押土	1	92	92	99	93	94	97

注) 掘削押土は、高さ約4m、幅約5mの山を排土板でくずす作業

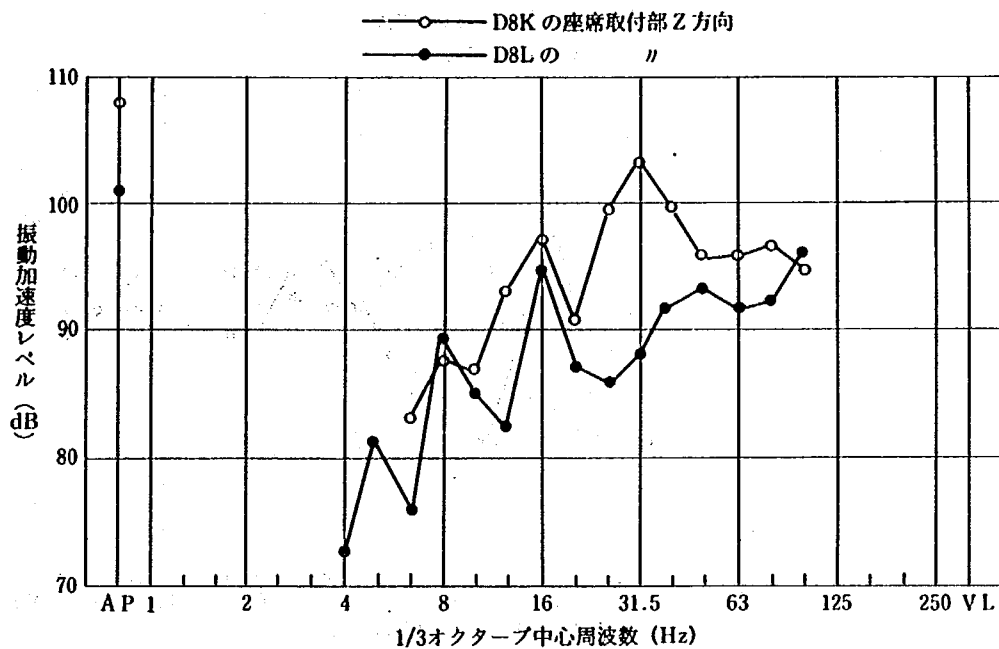
表3-16 D9L (ボギー方式) の振動測定結果

測定 番号	測定条件	測定 回数	座席取付部 VLeq (dB)			座 席 上 VLeq (dB)		
			X 方向	Y 方向	Z 方向	X 方向	Y 方向	Z 方向
1	2速前進(土道)	1	89	89	99	90	93	99*
		2	89	89	97	89	92	97*
		3	88	89	98	90	93	98*
		4	90	88	101	90	92	101*
		平均	89	89	99	90	93	99
2	2速後進(土道)	1	90	89	97	91	92	98*
		2	90	89	96	90	90	97*
		3	90	88	97	91	91	98*
		4	89	88	96	90	90	97*
		平均	90	89	97	91	91	98*
3	掘削押土	1	94	92	96	95	96	98*

注) 掘削押土は、高さ約4m、幅約5mの山を排土板でくずす作業。

*を付した値は、シートのサスペンション調整不良のため、その取り扱いには注意を要する。

(a) 2速走行時



(b) 掘削押土作業時

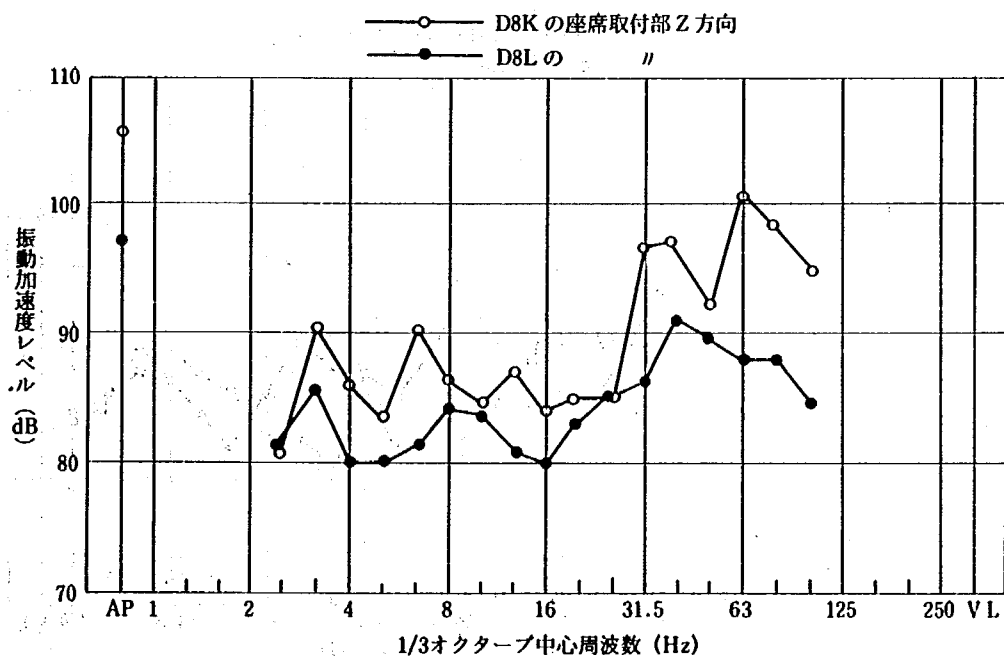
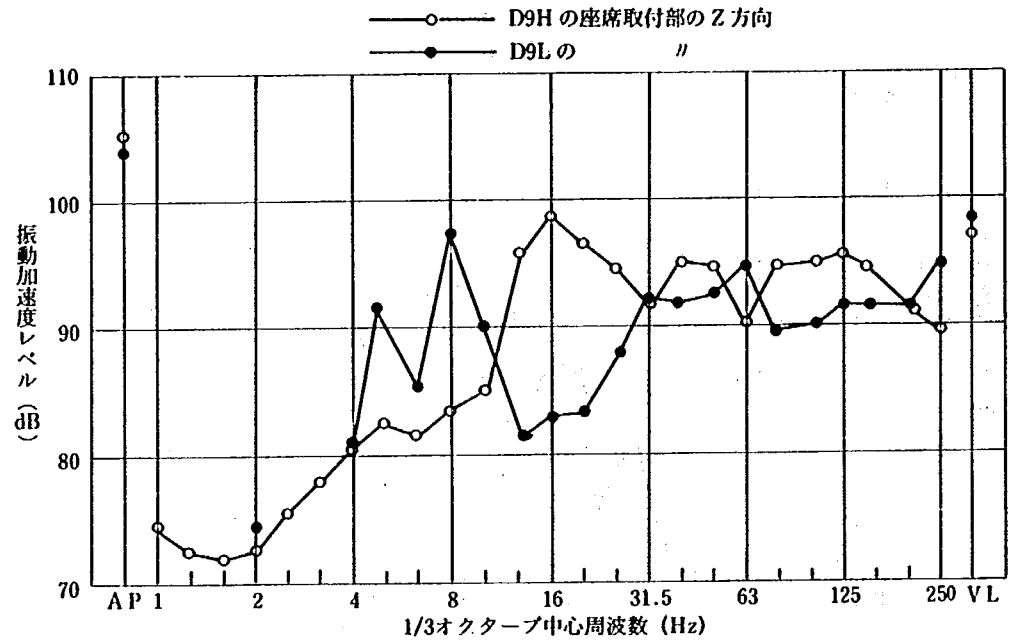


図 3-17 D8K, D8L の車体振動の周波数分析結果

(a) 2速走行時



(b) 掘削押土作業時

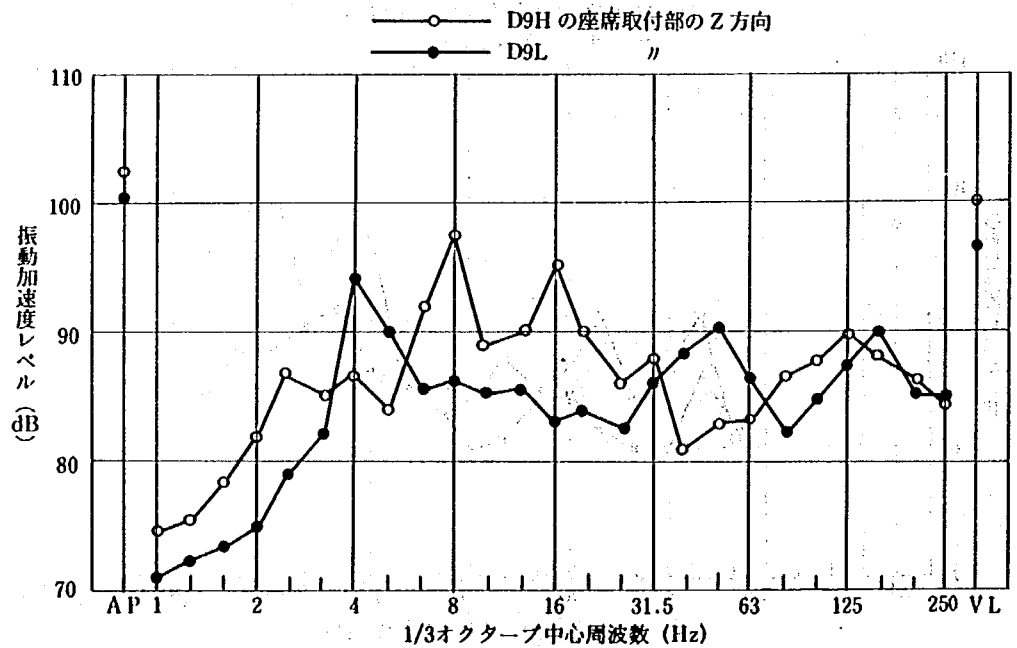


図 3-18 D9H, D9L の車体振動の周波数分析結果

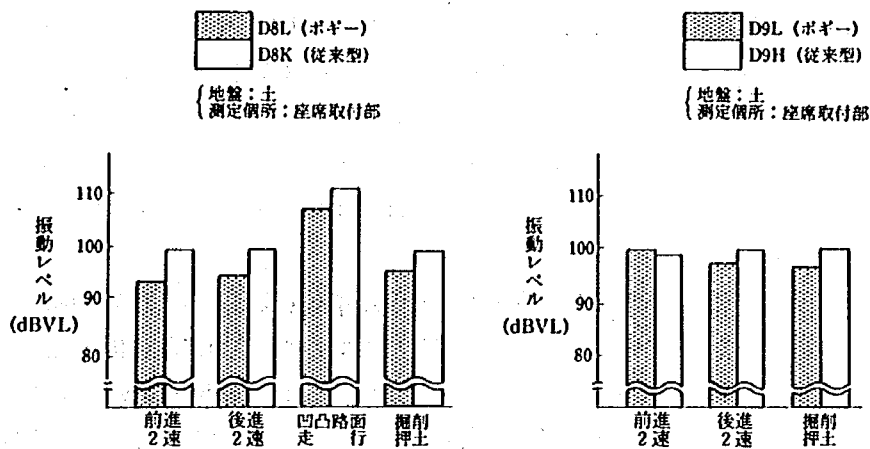


図 3-19 座席取付部の上下方向振動レベル新旧比較 (ボギー方式)

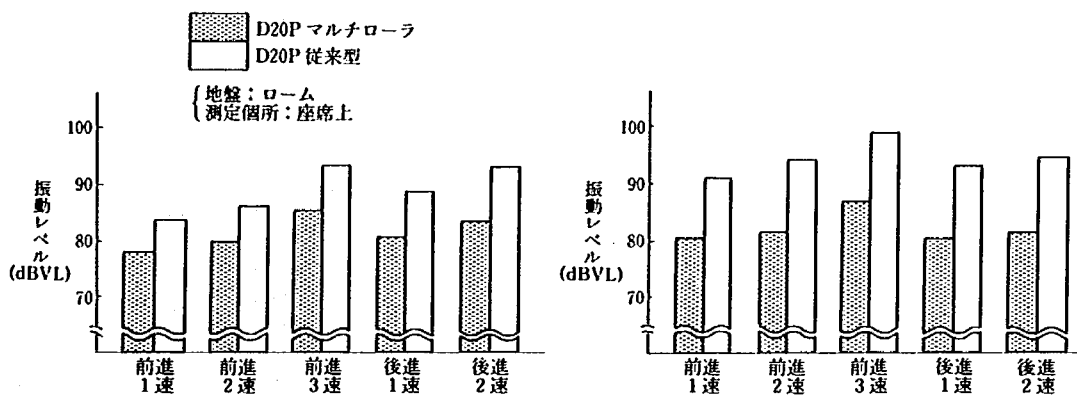


図 3-20 座席上の上下方向振動レベル新旧比較 (マルチローラ)

3.5 ま と め

搭乗式建設機械の振動対策として従来より採用されてきた方法としては、一部大型機種へのサスペンションシートの導入を挙げることができるが、他に、特に有効な方法は採用されておらず、また積極的に振動対策を図るべく機構等の改良が体系的に検討された例も見当たらない。

このような現状を踏まえ、振動対策手法を机上検討し“オペレータ振動対策システムツリー”としてとりまとめたが、これらの検討案を実現するには、コストの問題等解決しなければならない問題が多いようである。

このシステムツリーの中で、履帯系建設機械のけん引力向上を目標として開発された、あるいは開発中の走行装置であるボギーシステム走行装置及びマルチローラ方式走行装置は、その機構上振動低減にも大きな効果が期待されると判断されたため、これらの振動低減効果を調査した。その結果、これらの新型走行装置は振動対策効果も有することが確認され、今後の普及が望まれるところである。

4. ブルドーザの振動低減方法の提案

4.1 実験概要

ブルドーザの振動低減方法として、

- (1) 振動が最も大きいトラックローラとトラックリンクの打撃に起因しているトラックリンクの屈曲の低減を目的とした新型履板
 - (2) キャリアローラとトラックリンクの打撃による振動の低減を目的としたキャリアレール
- 以上、2種類の手法を提案し、それぞれ製作を行い、実機ブルドーザ(4 ton クラス)に装着し、座席取付部等の振動加速度の測定及び履板の屈曲角の測定等を行い、従来型と比較することにより振動低減効果を把握した。

4.1.1 新型履板、キャリアレール、供試ブルドーザ

昭和58年度に製作した新型履板を図4-1、写真4-1に、キャリアレールを図4-2、写真4-2に示す。また、実験に使用したブルドーザを写真4-3に、その諸元を表4-1に示す。

新型履板は、他の研究テーマでけん引性能の向上を目的に製作されたものであるが、トラックリンクの屈曲が低減し、振動低減に効果があると考えられる。新型履板は、2種類あり図4-1に示すように、亀甲模様の履板を土研A型、八字模様の履板を土研B型とし、現行の湿地タイプの履板を従来型とした。なお、3種類の履板の接地面積はすべて同じである。

キャリアレールは、鋼板に超高分子量ポリエチレン(ウルモラー)——耐摩耗性、耐衝撃性、滑りにすぐれている——を取りつけたもので、トラックリンクがこの面を滑らかに移動し、屈曲を少なくできるので振動低減に効果があると考えられる。

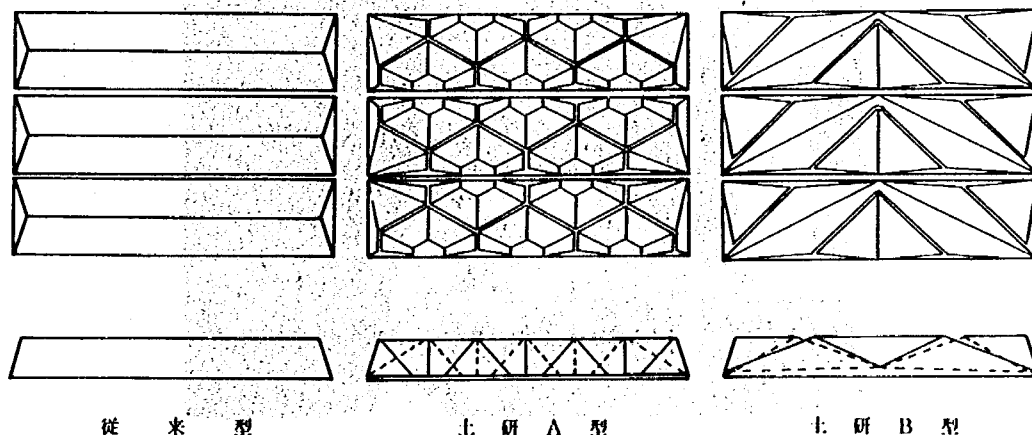
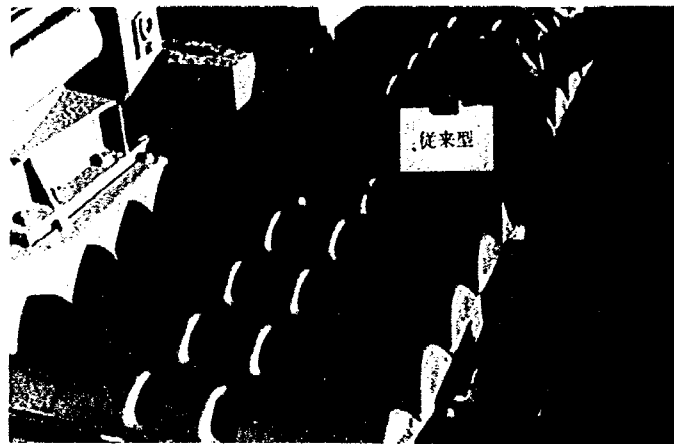
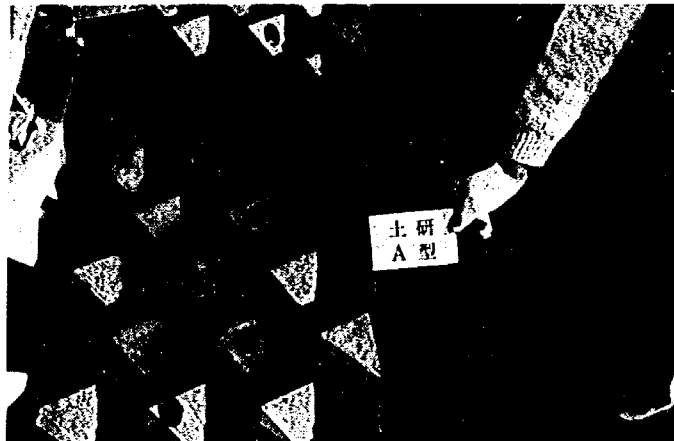


図4-1 新型履板の外形図

従来型



土研 A 型



土研 B 型

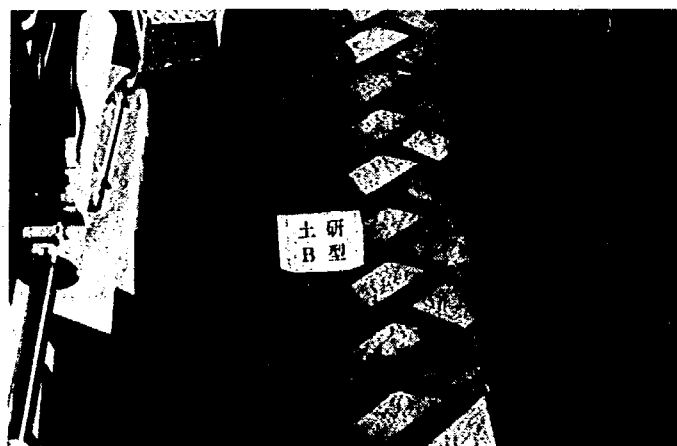


写真4-1 新型履板

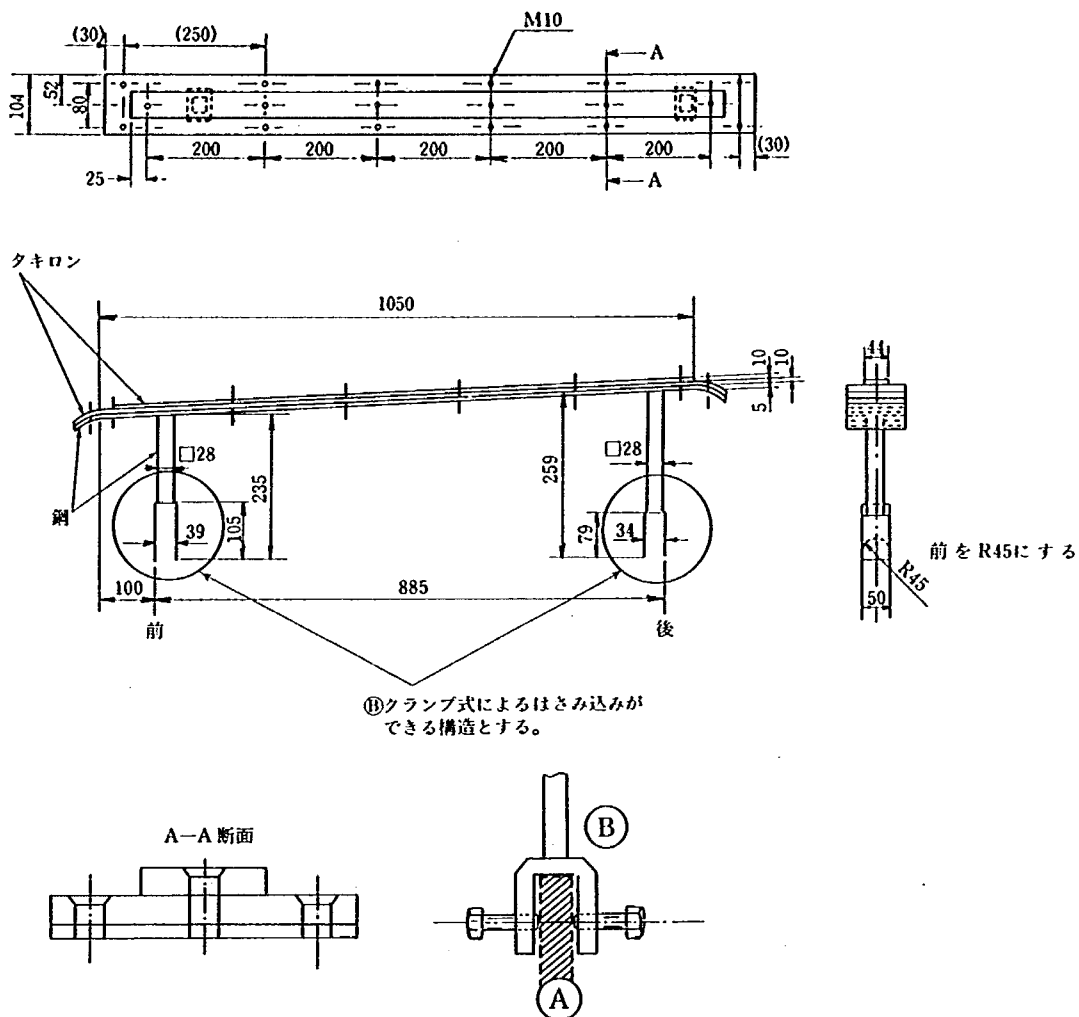
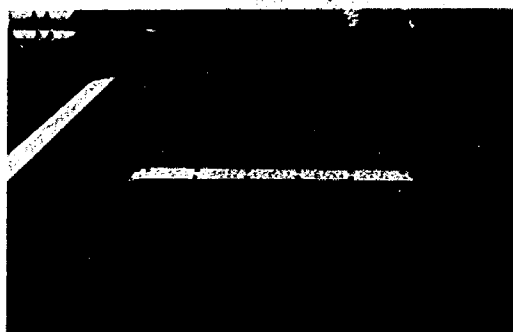
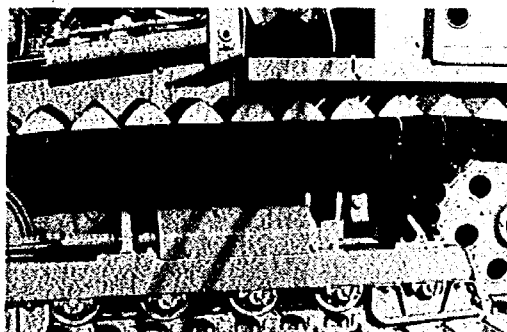


図4-2 キャリアレールの外形図



(a) キャリアレール本体



(b) キャリアレールをブルドーザに取付けた状態

写真4-2 キャリアレール

表 4-1 ブルドーザの諸元

運 転 整 備 質 量		3,780kg
エ ン ジ ン 出 力		39PS/2,450rpm
寸 法	全 長	3,210mm
	全 幅	2,170mm
	全 高	2,185mm
	履帯中心距離	1,310mm
	接 地 長	1,685mm
足 廻 り	懸 架 方 式	硬 式
	ロ ー ラ 数	1/5 (キャリアローラ/トラックローラ)
	リンクピッチ	135mm
	履 板 枚 数	37枚 (片側)
接 地 圧		0.22kgf/cm ² (湿地型)
変 速 方 式		ダイレクト
ブレード装置形式		インサイドフレーム型

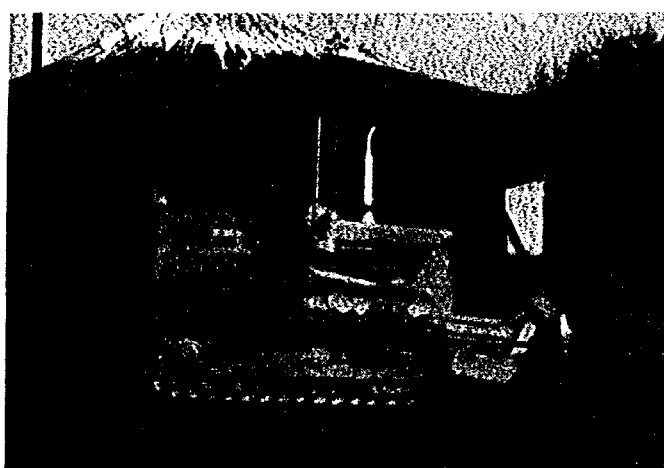


写真 4-3 供試ブルドーザ

4.1.2 測定項目

新型履板及びキャリアレールの振動低減効果を把握するために、座席取付部等4ヶ所6方向の振動加速度を測定した。また、振動挙動を把握するために、履板の上下、前後方向の振動加速度、履板の屈曲角（カンチレバ型変位計により検出）を測定した。なお、その時のトラックローラ等の位置関係を把握するためにリミットスイッチ、近接スイッチを取り付けた。

表4-2に測定項目の一覧を示す。また、振動加速度等を測定するために取り付けた加速度計の取り付け状態を写真4-4に示す。

表4-2 測定項目

	測 定 項 目
1	座席取付部前後(X)方向の振動加速度
2	〃 左右(Y)方向 〃
3	〃 上下(Z)方向 〃
4	トラックローラ（最前輪）の上下(Z)方向の振動加速度
5	〃 （最後輪） 〃
6	キャリアローラ又はキャリアレールの 〃
7	履板の左右(Y)方向の振動加速度
8	〃 上下(Z)方向 〃
9	履板の屈曲角（カンチレバ型変位計）
10	履帯の回転（リミットスイッチ）
11	スプロケットの回転（近接スイッチ）



(a) 座席取付部

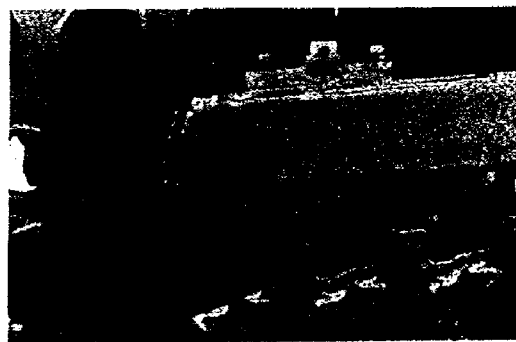


(b) キャリアローラ

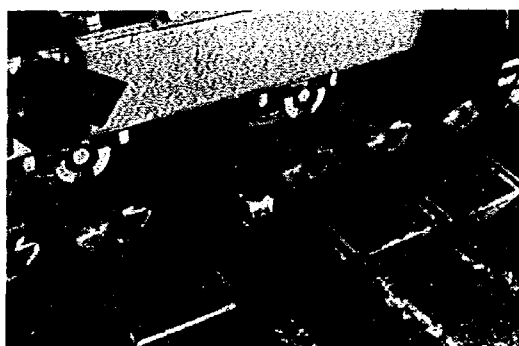
写真4-4 加速度計等の取付け状態



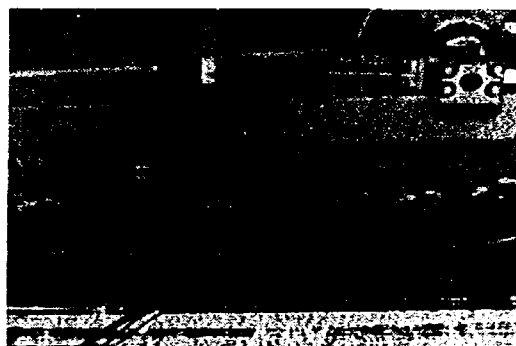
(c) トラックローラ (最前輪)



(d) トラックローラ (最後輪)



(e) 履板の加速度計と屈曲角計



(f) リミットスイッチ



(g) スプロケットの近接スイッチ

写真4-4 加速度計等の取付け状態

4.1.3 使用機器及び測定方法、データ処理方法

使用機器及び測定方法・データ処理方法を図 4—3 に示す。

座席取付部以外の振動加速度の信号は、チャージアンプに内蔵されているローパスフィルタにより 50 Hz 以上はカットして記録した。

履板の屈曲角の測定は、加速度計を取り付けた履板とその隣りの履板との間の屈曲による相対変位をカンチレバ型変位計により検出し角度に換算した。また、加速度計及びカンチレバ型変位計の取り付けてある履板とアイドラ、トラックローラ等との位置関係を把握するために、トラックローラ（最前輪）が加速度計の取り付けてある履板の中心を通過する時にパルスが入るようにリミットスイッチを取り付けた。（写真 4—4 (f) 参照）

さらに、スプロケットの回転も近接スイッチにより 1 パルス/1 歯の信号とした。

4.1.4 測定条件

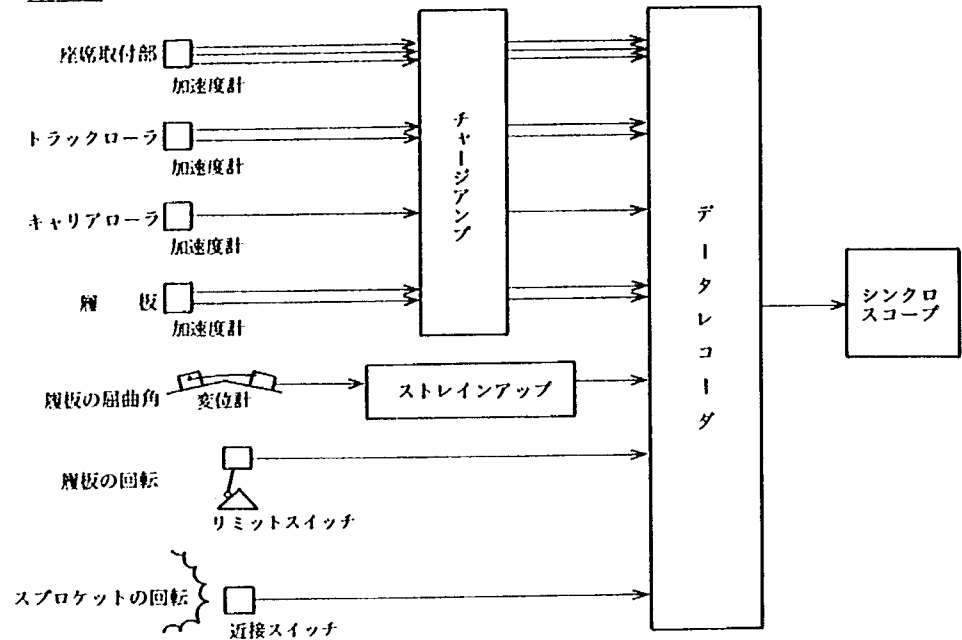
測定条件は、表 4—3 に示すように、各履板ごとに 7 条件行い計 21 条件とする。また、それぞれ 4 回ずつ測定を実施した。なお、エンジンはいずれもフルスロットルで、けん引時は約 1.5 tf の負荷を与えた。

4.1.5 走行路面

走行路面は勾配のない平坦な土道（砂質ローム土の地盤）及びコンクリート路盤で、測定区間の長さは 10 m とし、その前後は十分な長さの助走区間を計けた。

写真 4—5 に走行路面の状況を示す。

測定方法



データ処理方法

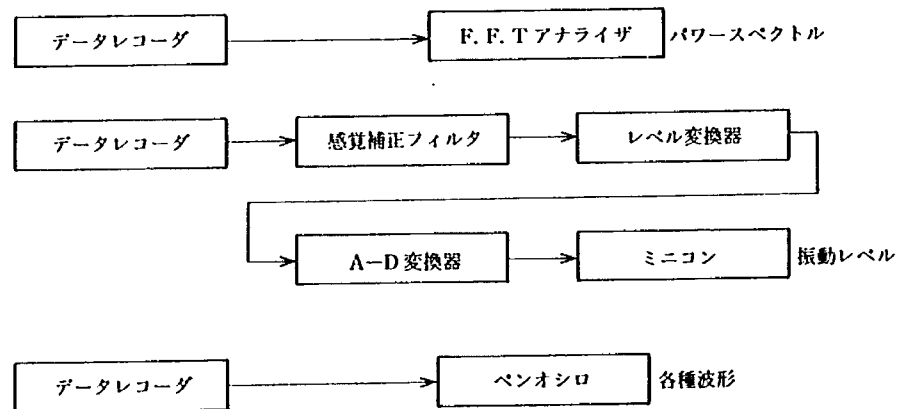


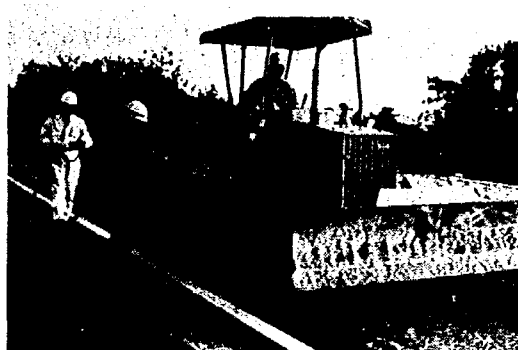
図4-3 測定方法及びデータ処理方法

表4-3 測定条件

番号	履板の種類	キャリアレール・ キャリアローラの別	測定地盤	作業条件	速 度
1	従来型	キャリアローラ	土 道	走 行	前進2速(F2)
2	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
3	〃	〃	〃	けん引	前進2速(F2)
4	〃	〃	コンクリート道	走 行	前進2速(F2)
5	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
6	〃	キャリアレール	土 道	〃	前進2速(F2)
7	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
8	土研A型	キャリアローラ	〃	〃	前進2速(F2)
9	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
10	〃	〃	〃	けん引	前進2速(F2)
11	〃	〃	コンクリート道	走 行	前進2速(F2)
12	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
13	〃	キャリアレール	土 道	〃	前進2速(F2)
14	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
15	土研B型	キャリアローラ	〃	〃	前進2速(F2)
16	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
17	〃	〃	〃	けん引	前進2速(F2)
18	〃	〃	コンクリート道	走 行	前進2速(F2)
19	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)
20	〃	キャリアレール	土 道	〃	前進2速(F2)
21	〃	〃	〃	〃	後進2速(R2)



(a) 土道 (砂質ローム土地盤)



(b) コンクリート路盤

写真4-5 走行路面

4.2 実験結果

4.2.1 振動加速度パワースペクトル

測定した座席取付部（上下(Z), 左右(Y), 前後(X)方向）、キャリアローラ（又はキャリアレール）、トラックローラ（最前輪、最後輪）の振動加速度のデータを F.F.T.アナライザによりパワースペクトルを求めた。その結果を各条件毎に図 4-4～図 4-24 に示す。なお、各条件とも 4 回ずつ測定を行なっているので、ここに示したものはそれらを平均したものである。

4.2.2 座席取付部の振動レベル

測定した座席取付部（上下(Z), 左右(Y), 前後(X)方向）の振動加速度信号を振動レベルに変換し、それをミニコンで約 0.5 秒間隔でサンプリングしてエネルギー平均を求めたものである。また、同様に 4 回の平均値もエネルギー平均である。

各条件の座席取付部の振動レベルを表 4-4～表 4-6 に振動の方向別に示す。

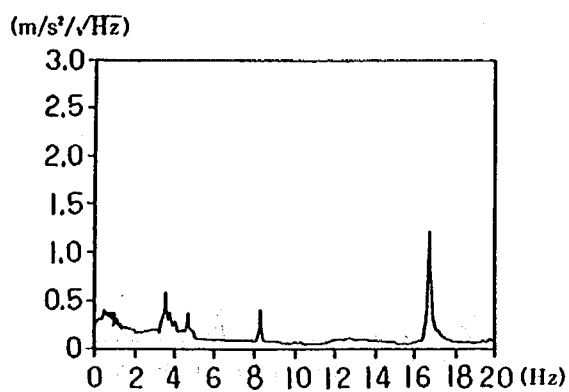
4.2.3 履板の屈曲角及び振動加速度

図 4-25～図 4-45 に、各条件別に履帯が 1 周する間の履板の屈曲角と振動加速度の変化を示す。各条件とも 4 回ずつ測定を行ったが、いずれも再現性が高いのでここでは、測定対象履板が最前方（後進時は最後方）に位置した時から同じ位置に戻ってくるまでの 1 回測定分だけを示した。

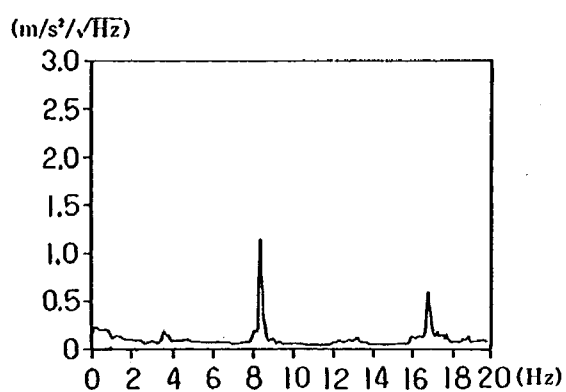
履板の屈曲角は 2 枚の履板で構成されるもので、その測定位置は履板の振動加速度の測定位置とはリンクピッチの 1/2 だけズレているが、ここでは屈曲角を主に考え、図中の履板の位置とは屈曲角を測定した 2 枚の履板をつなぐリンクピンの位置のこととした。したがって、図中のマーカー（トラックローラ（最前輪）が加速度計を取り付けた履板の中心線上を通過する時にパルス信号が入る）の位置は、リンクピッチの 1/2 だけズレることになる。なお、アイドラ、スプロケット、トラックローラ等の位置関係を図 4-46 に示す。

各波形については説明を加えると、まず、履板の加速度波形は 50 Hz 以上をカットしたものである。また、その符号は方向を示し、左右方向の加速度は⊕が右向き、⊖が左向きであり、上下方向の加速度は、履板が下側にある時は⊕が上向き、⊖が下向きで、履板が上側にある時は逆になる。

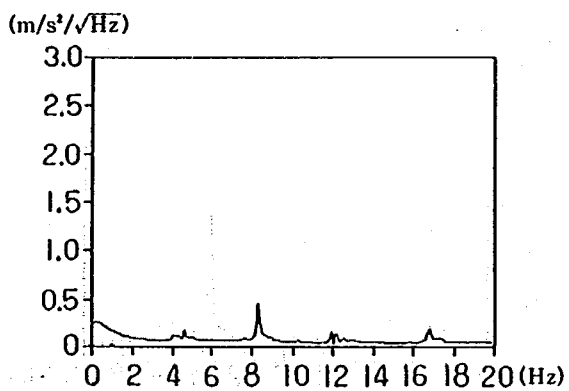
屈曲角は、カンチレバを取り付けた履板がコンクリート上でトラックローラの下にある時を屈曲角 0 の状態とし、符号は履帯の内側に凸に屈曲する場合は⊕で、履帯の外側に凸に屈曲する場合は⊖となる。また、アイドラあるいはスプロケットに巻きつけている時は、変位計のカンチレバが離れるため⊖側（外側に凸に屈曲する場合）はあらかじめカンチレバを曲げて取り付けた角度（約 5°）以上は測定範囲外となる。



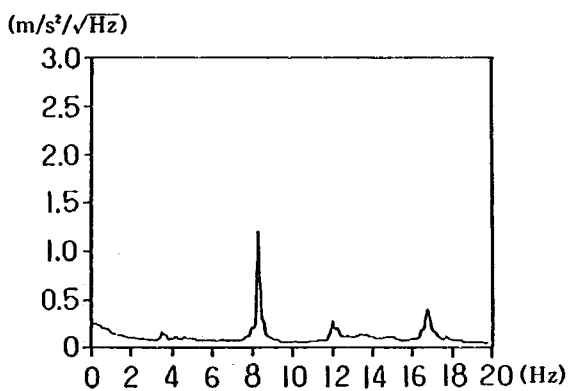
(a) 座席取付部X方向



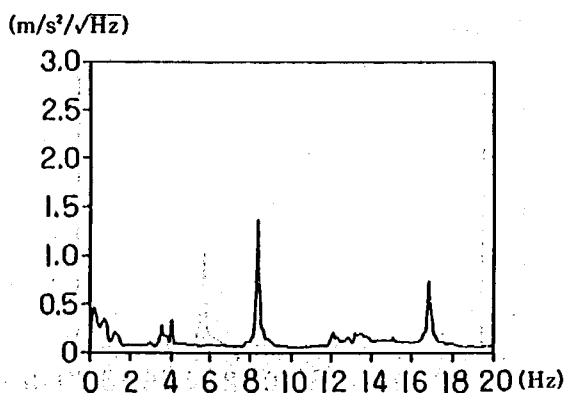
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



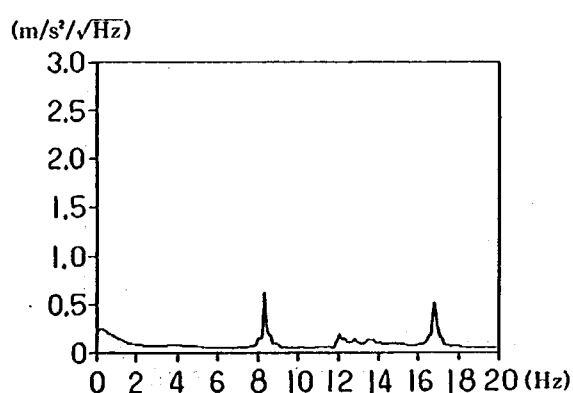
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

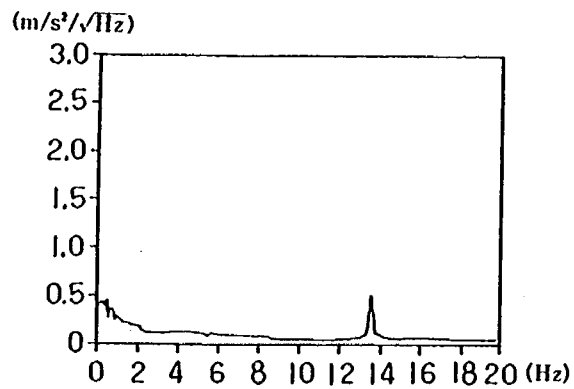


(c) 座席取付部Z方向

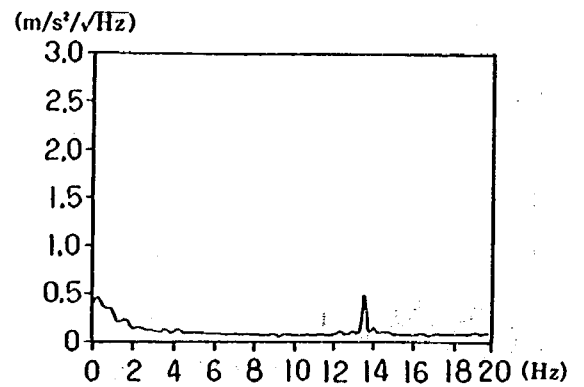


(f) キャリアローラZ方向

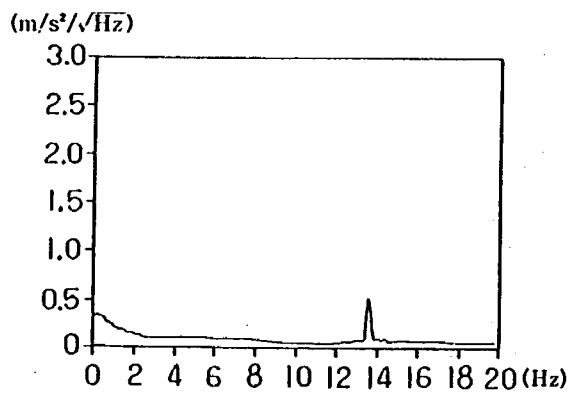
図4-4 条件1（従来型，ローラ，土道，F2）の振動加速度パワースペクトル



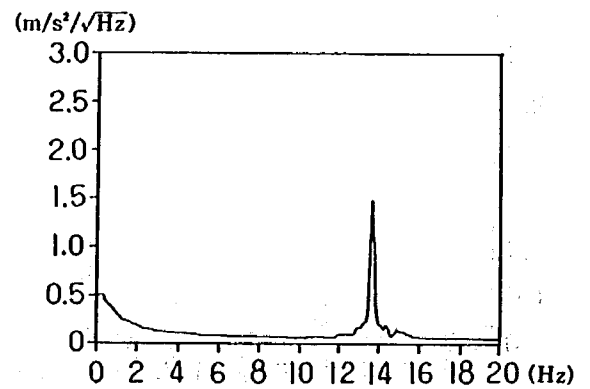
(a) 座席取付部X方向



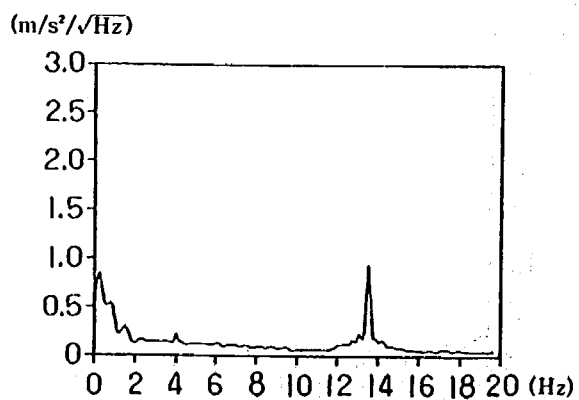
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



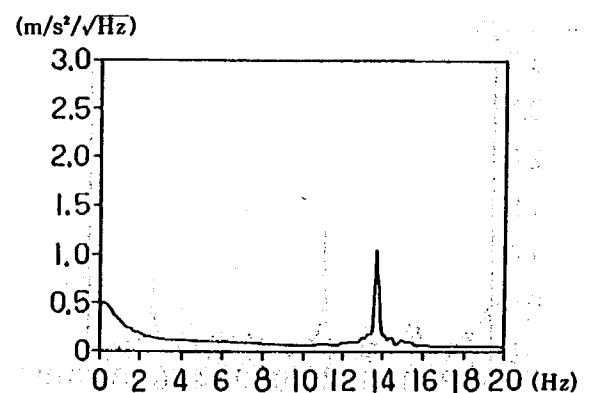
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

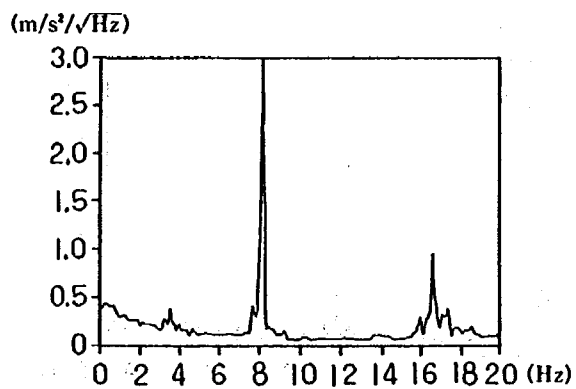


(c) 座席取付部Z方向

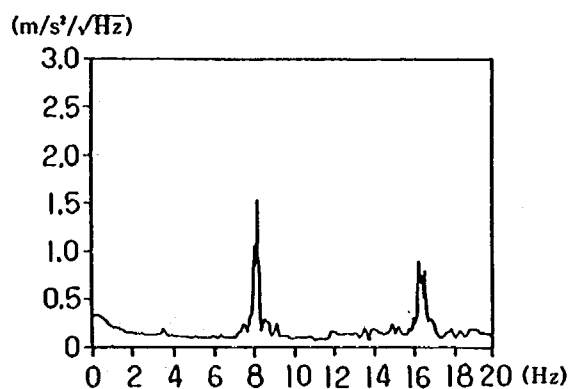


(f) キャリアローラZ方向

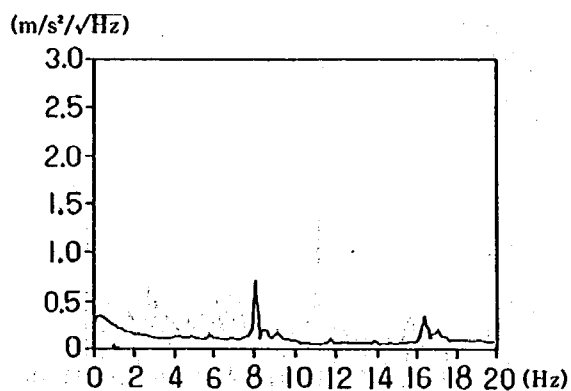
図4-5 条件2 (従来型; ローラ, 土道, R2) の振動加速度パワースペクトル



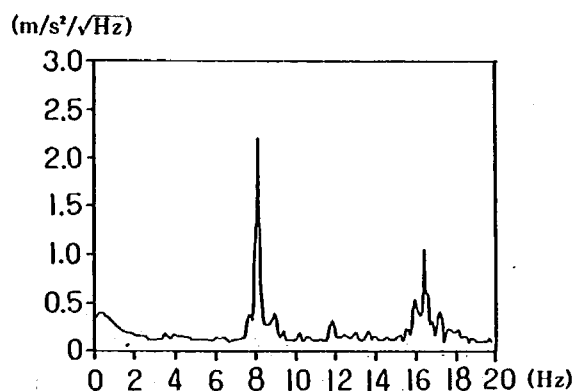
(a) 座席取付部X方向



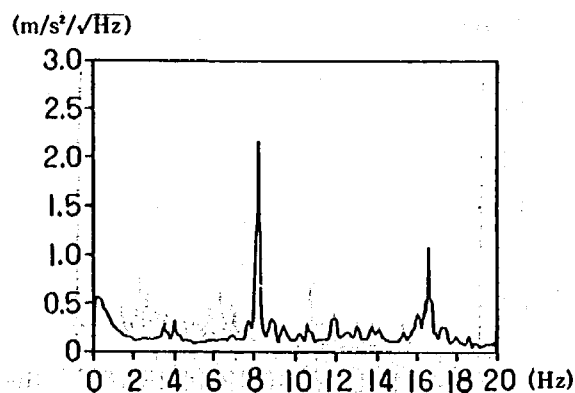
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



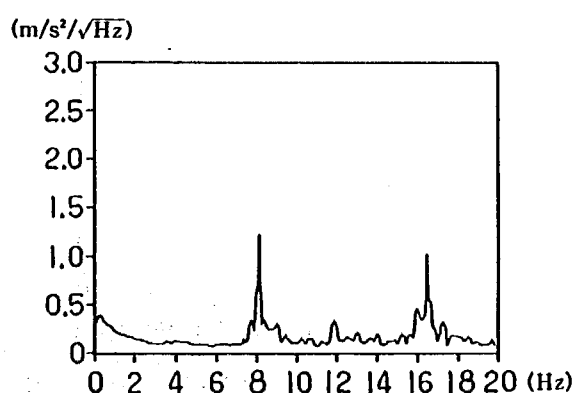
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

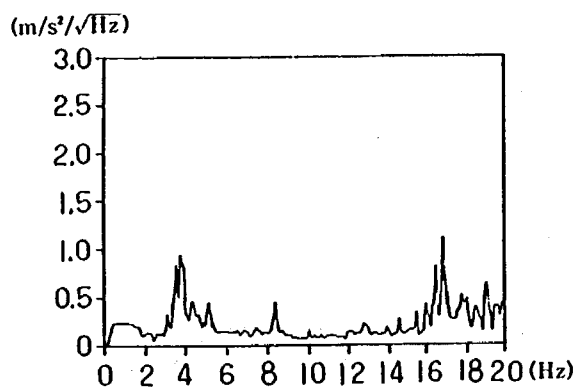


(c) 座席取付部Z方向

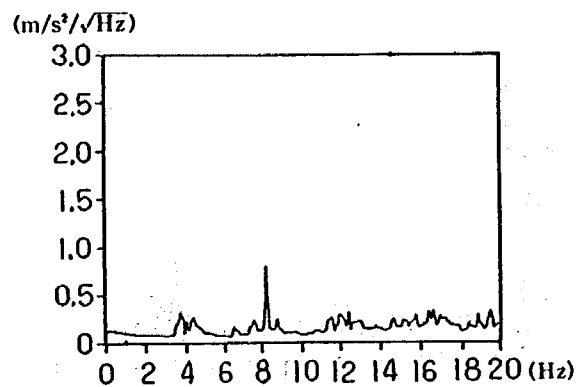


(f) キャリアローラZ方向

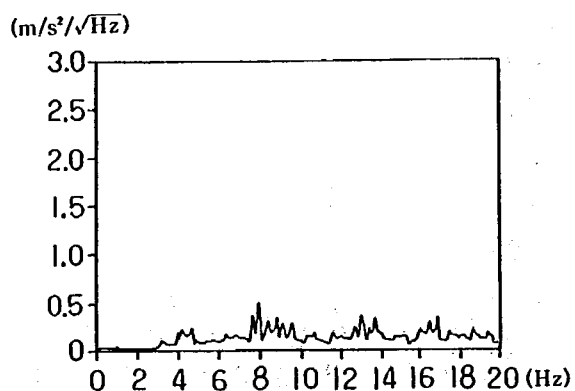
図4-6 条件3 (従来型, ローラ, 土道, けん引) の振動加速度パワースペクトル



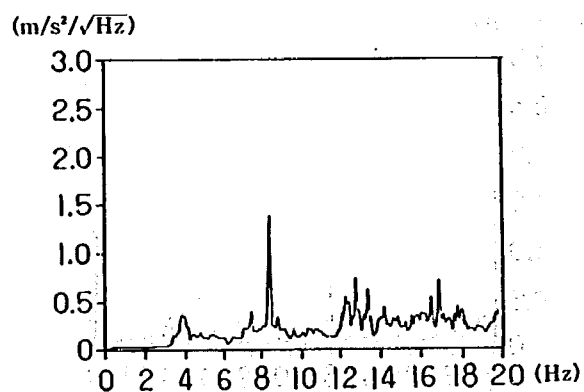
(a) 座席取付部X方向



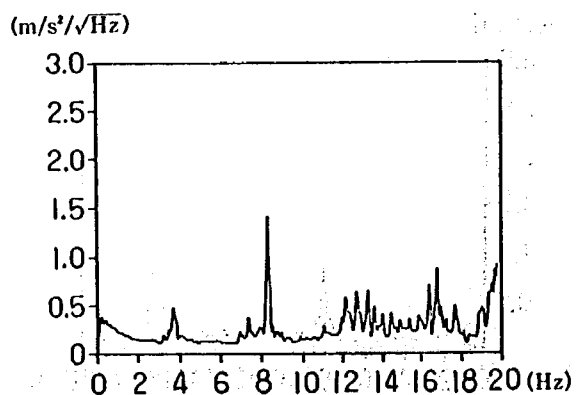
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



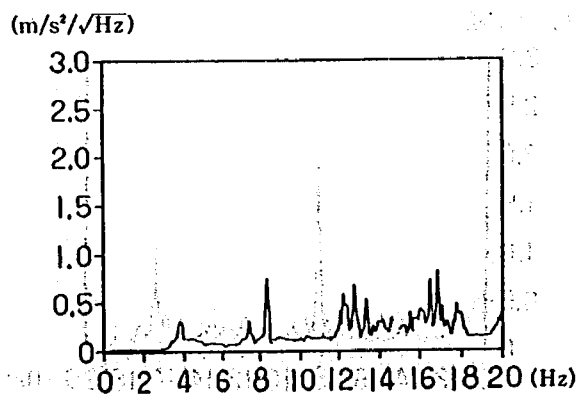
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

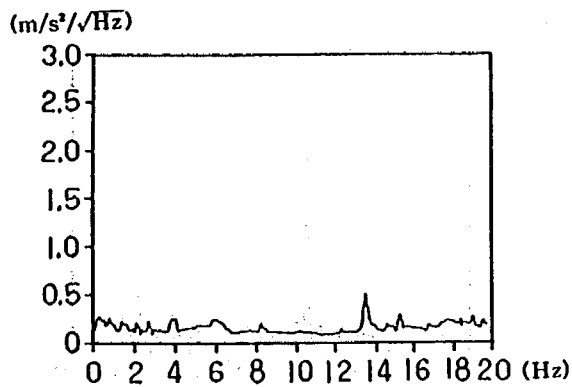


(c) 座席取付部Z方向

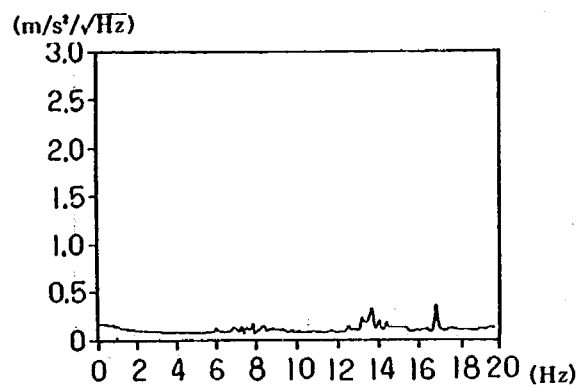


(f) キャリアローラ Z方向

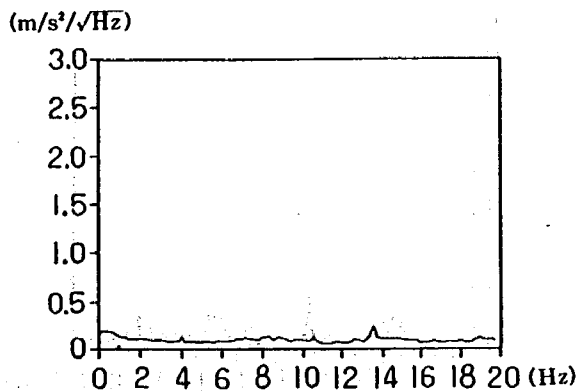
図4-7 条件4 (従来型, ローラ, コンクリート道, F 2)の振動加速度パワースペクトル



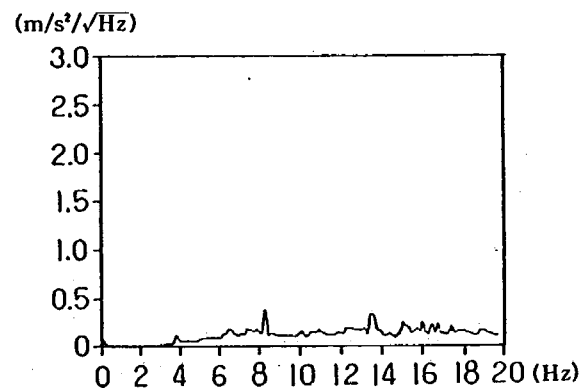
(a) 座席取付部X方向



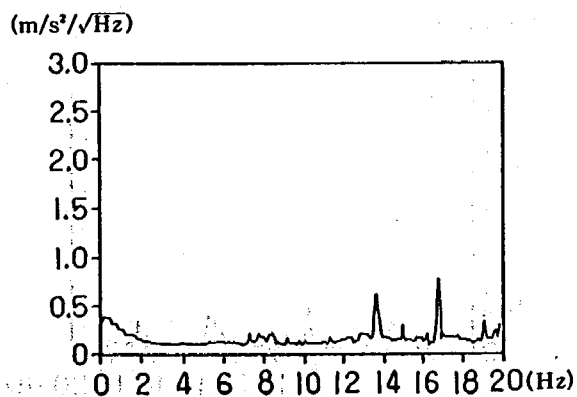
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



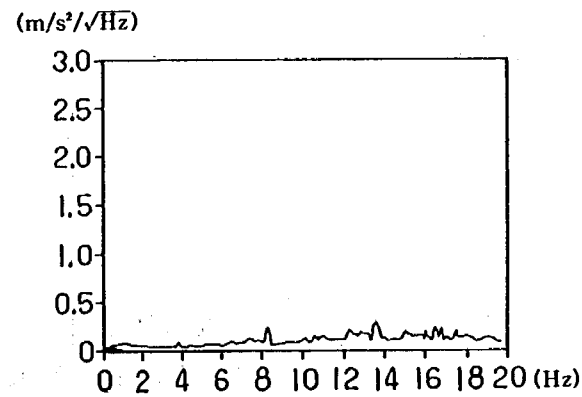
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向



(c) 座席取付部Z方向



(f) キャリアローラZ方向

図4-8 条件5 (従来型, ローラ, コンクリート道, R 2)の振動加速度パワースペクトル

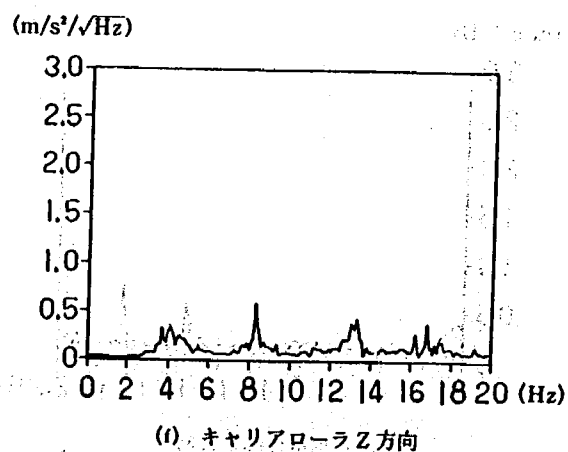
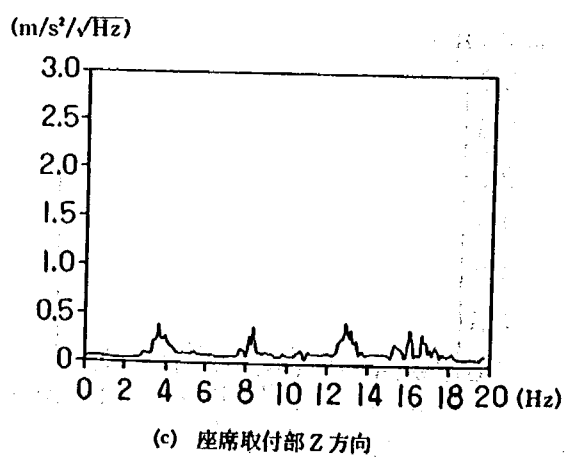
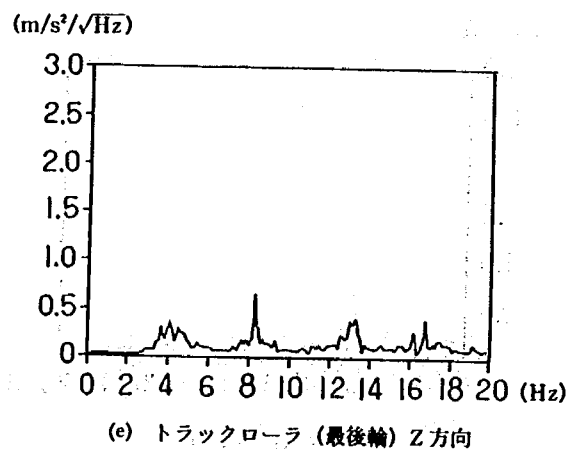
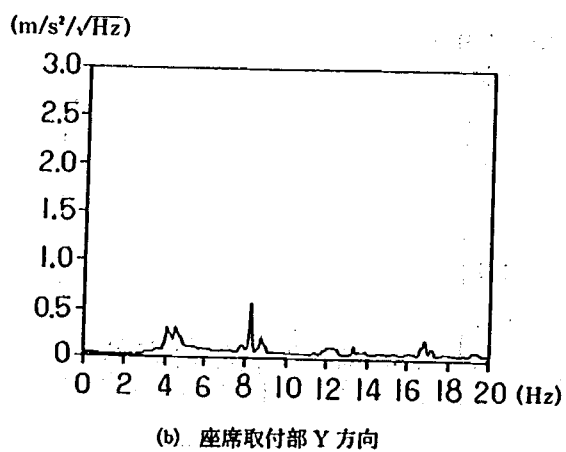
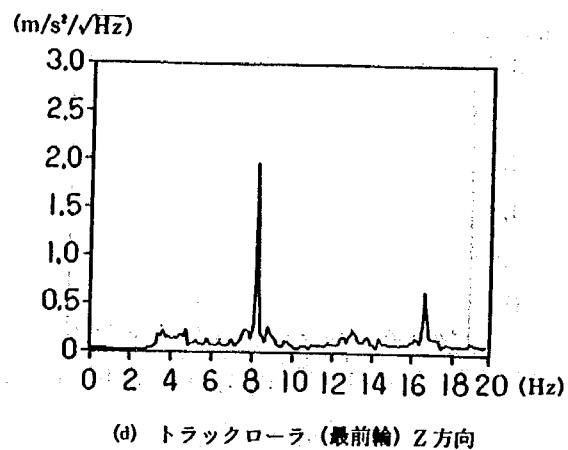
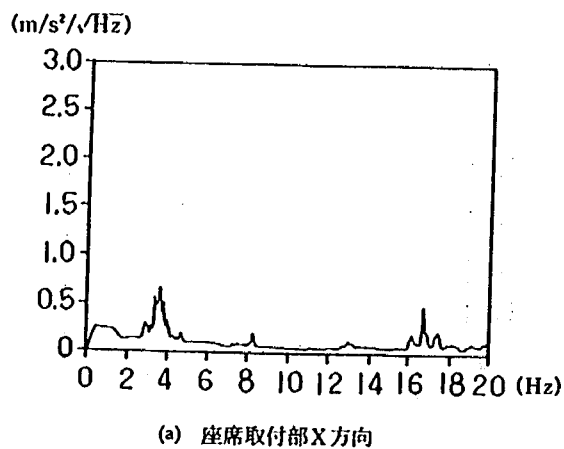
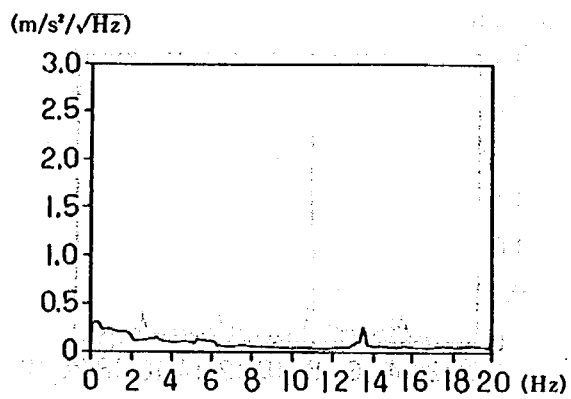
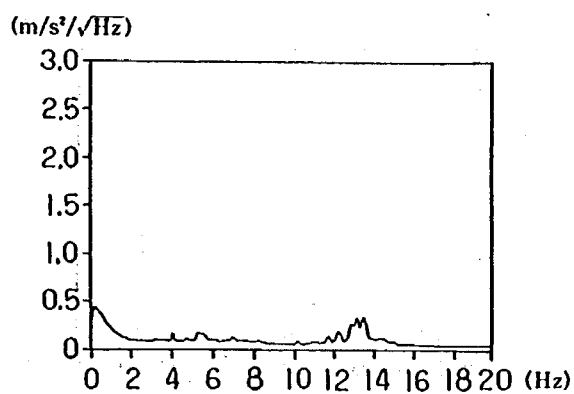


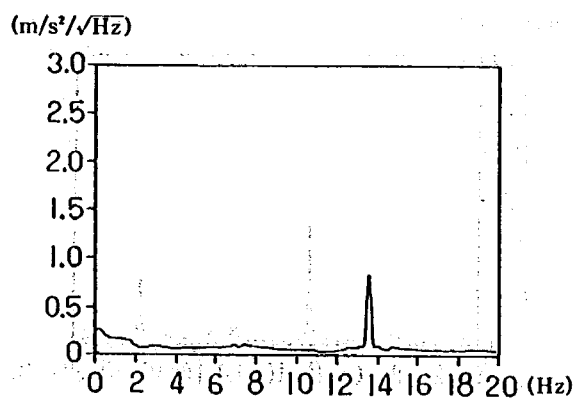
図4-9 条件6 (従来型, レール, 土道, F2) の振動加速度パワースペクトル



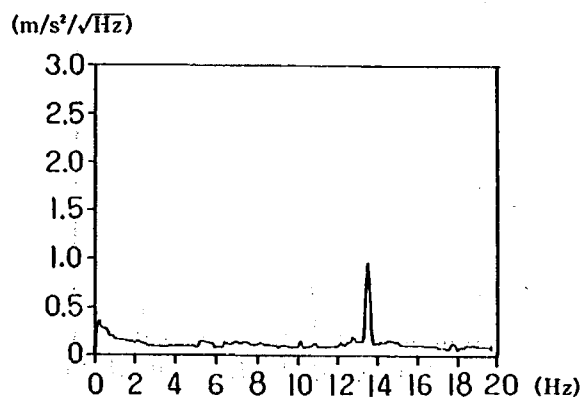
(a) 座席取付部X方向



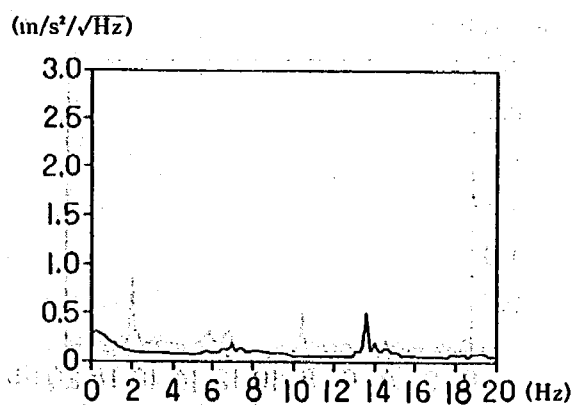
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



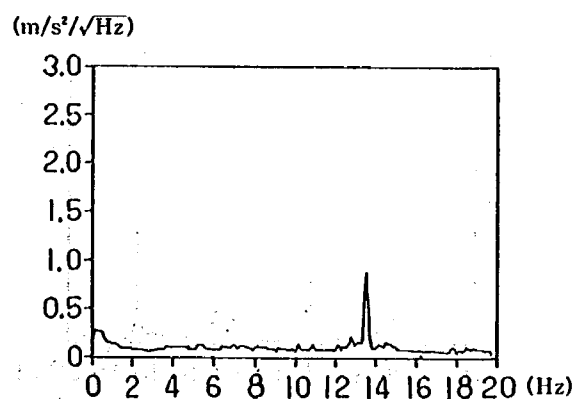
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

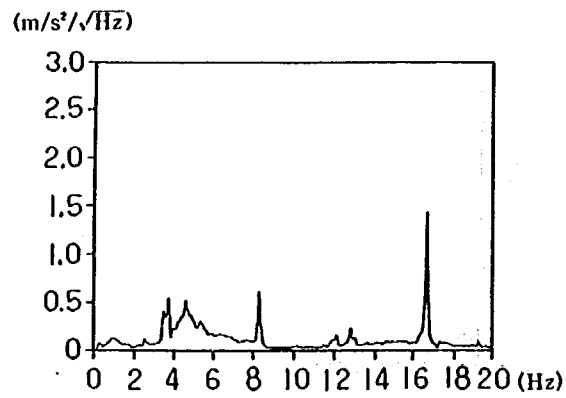


(c) 座席取付部Z方向

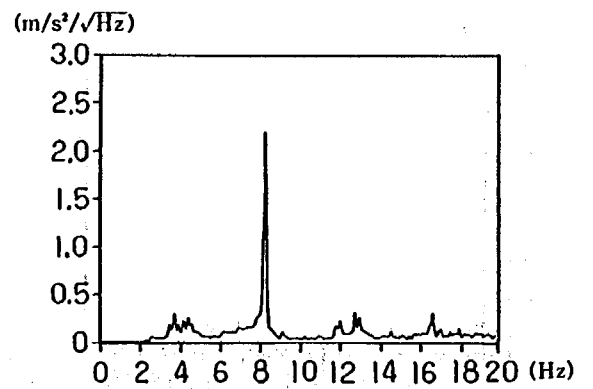


(f) キャリアローラZ方向

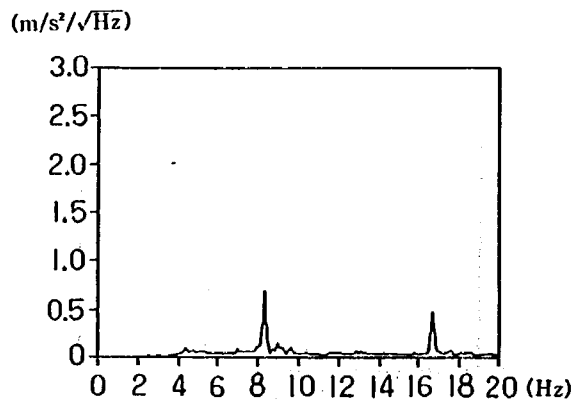
図4-10 条件7 (従来型, レール, 土道, R2) の振動加速度パワースペクトル



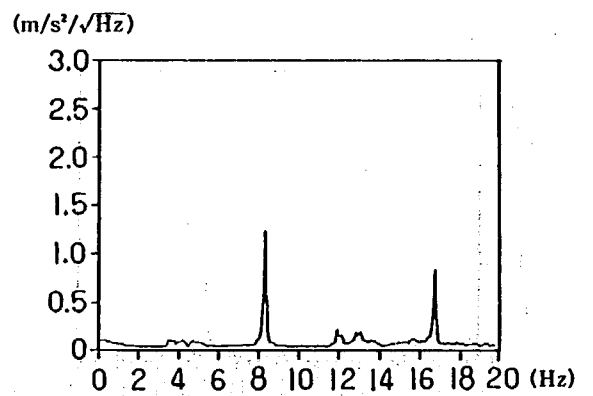
(a) 座席取付部X方向



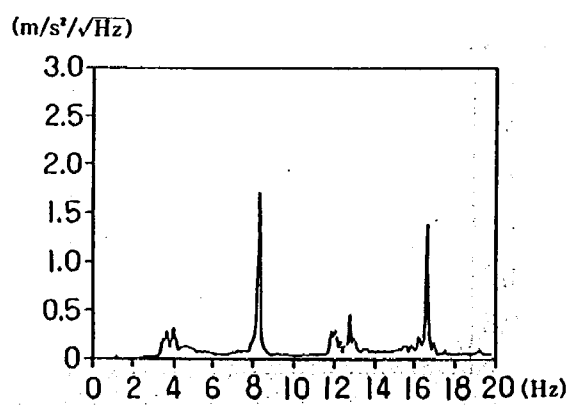
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



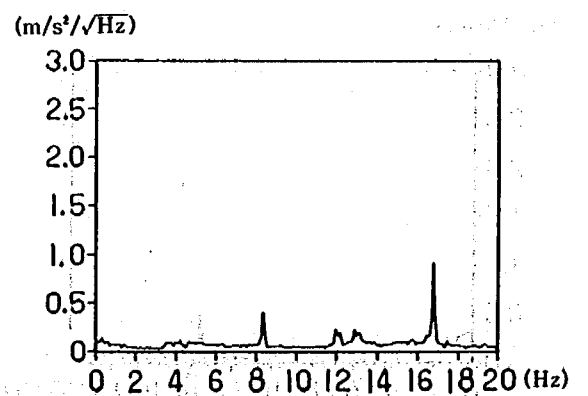
(b) 座席取付部 Y 方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

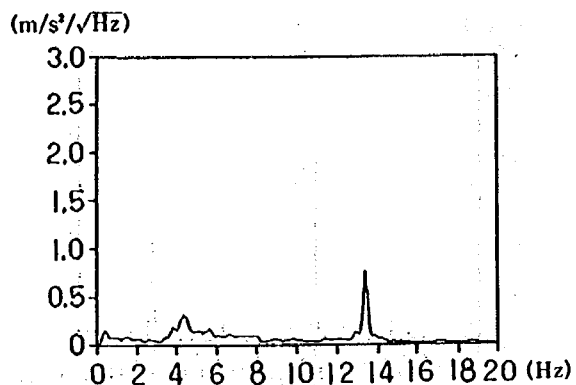


(c) 座席取付部 Z 方向

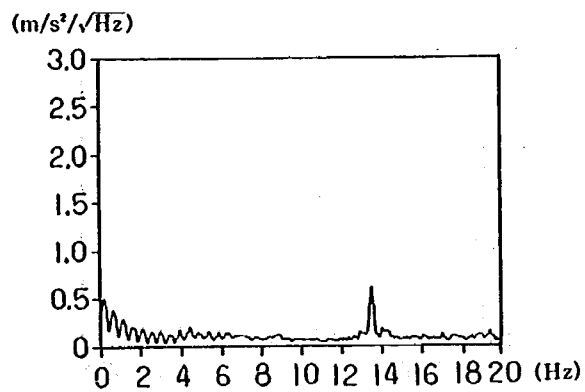


(f) キャリアローラ Z 方向

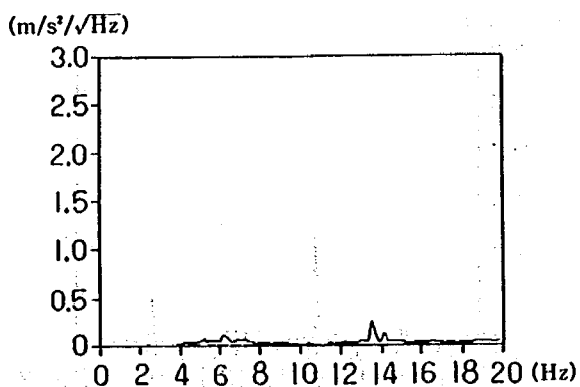
図4-11 条件8（A型，ローラ，土道，F2）の振動加速度パワースペクトル



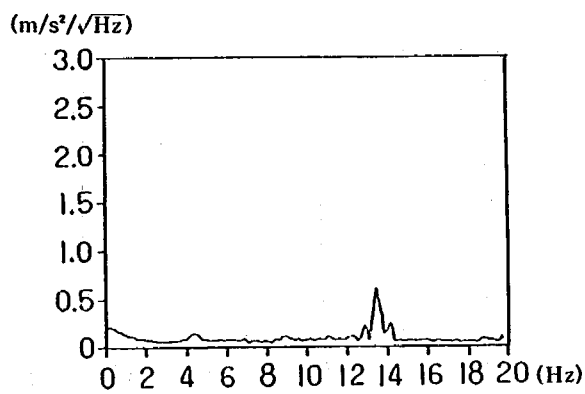
(a) 座席取付部X方向



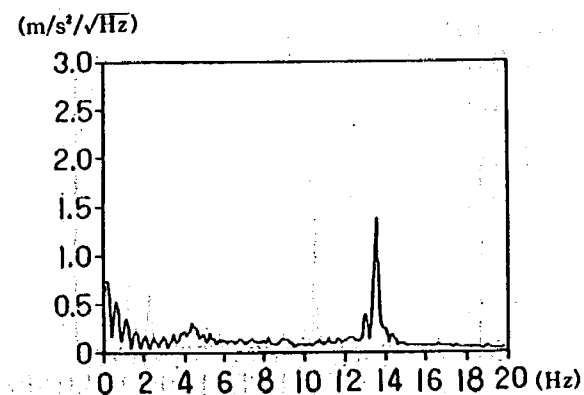
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



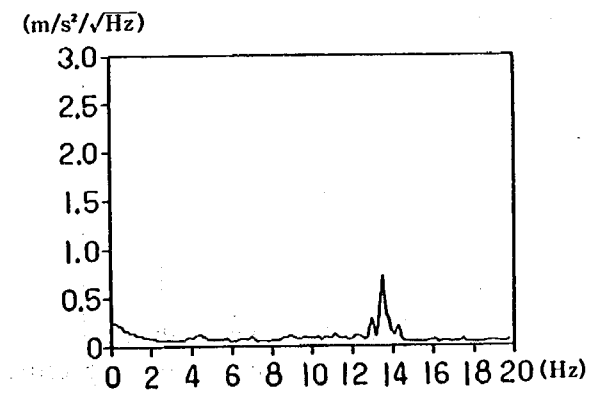
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

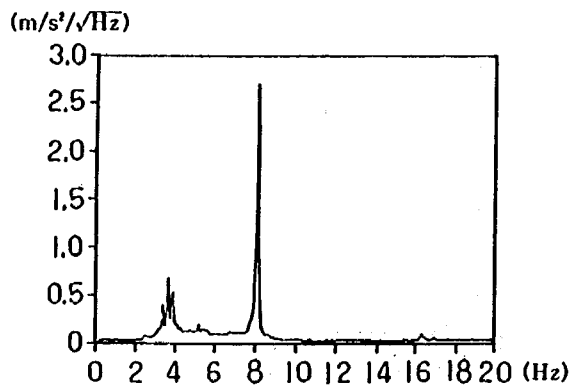


(c) 座席取付部Z方向

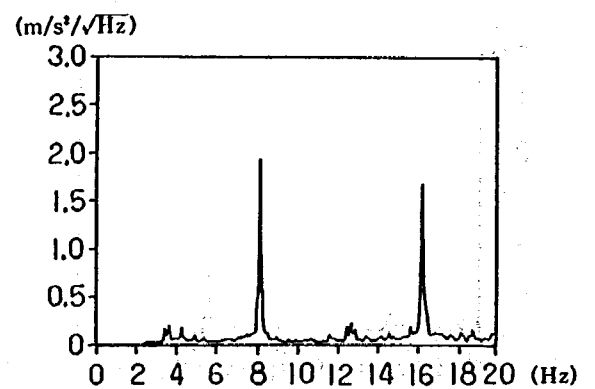


(f) キャリアローラZ方向

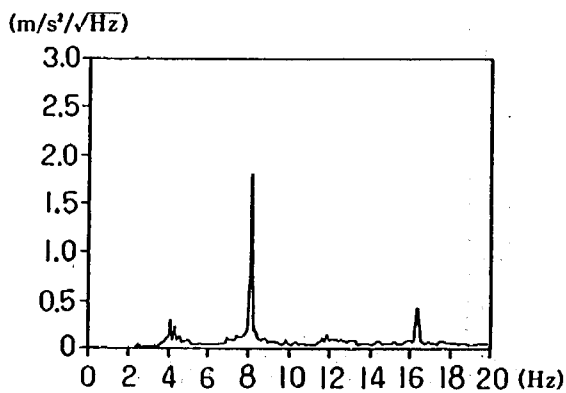
図4-12 条件9 (A型, ローラ, 土道, R2) の振動加速度パワースペクトル



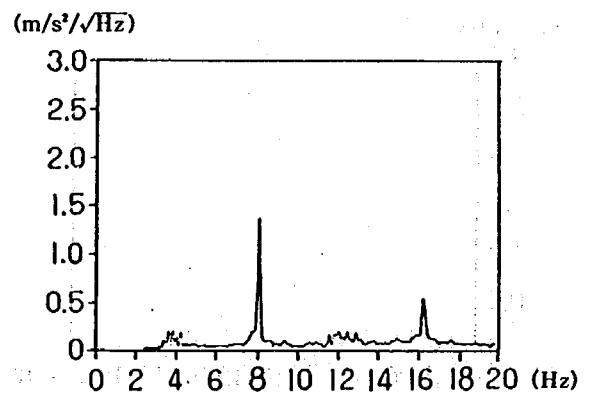
(a) 座席取付部X方向



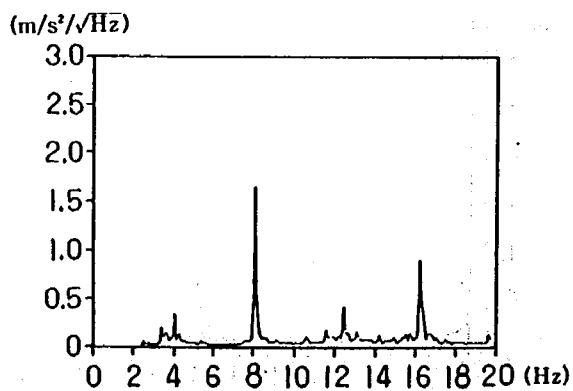
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



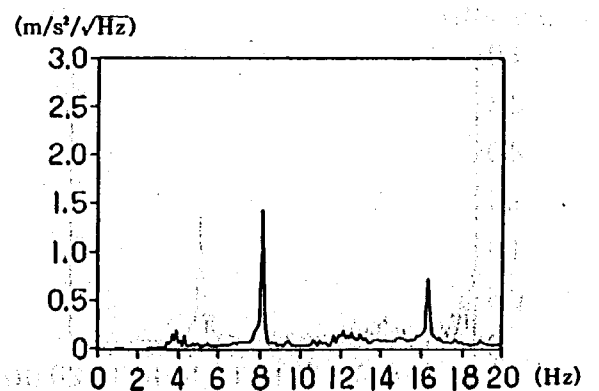
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

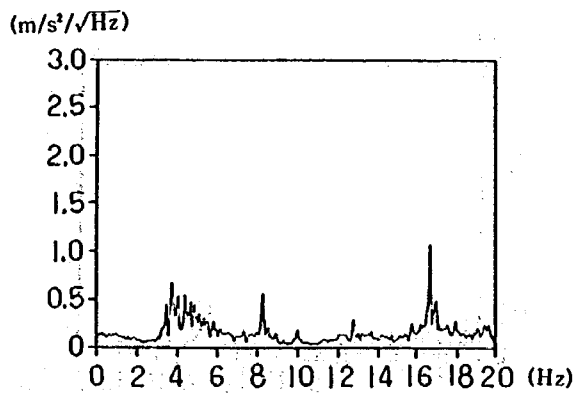


(c) 座席取付部Z方向

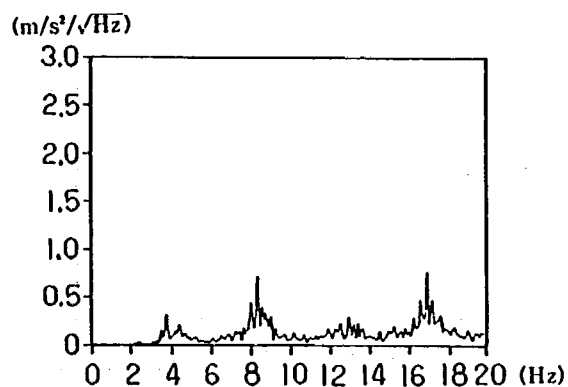


(f) キャリアローラZ方向

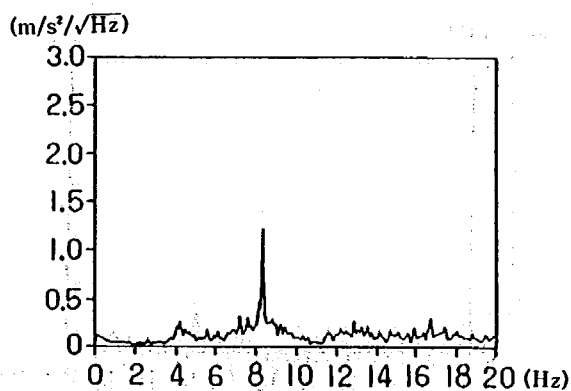
図4-13 条件10 (A型, ローラ, 土道, けん引) の振動加速度パワースペクトル



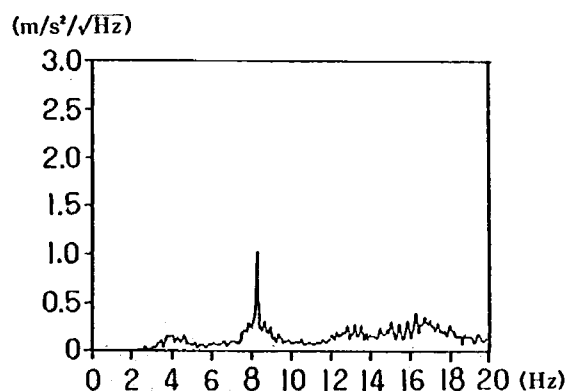
(a) 座席取付部 X 方向



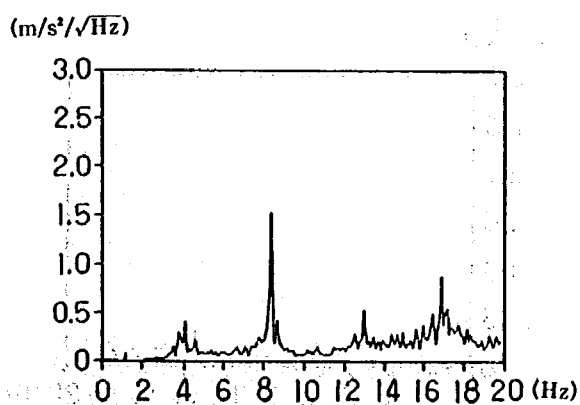
(d) トラックローラ (最前輪) Z 方向



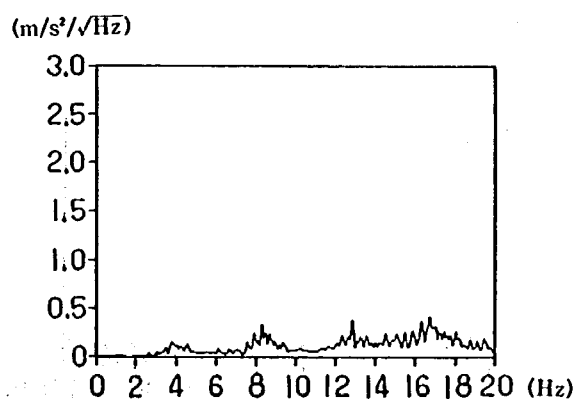
(b) 座席取付部 Y 方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z 方向

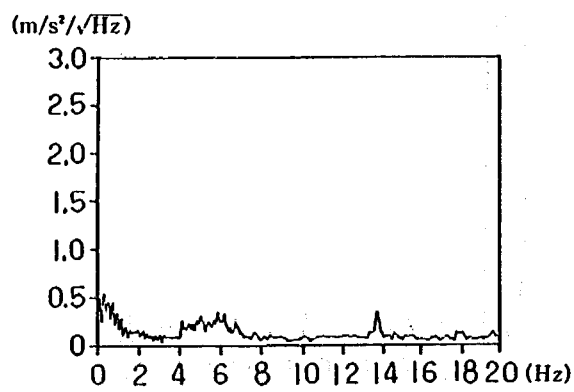


(c) 座席取付部 Z 方向

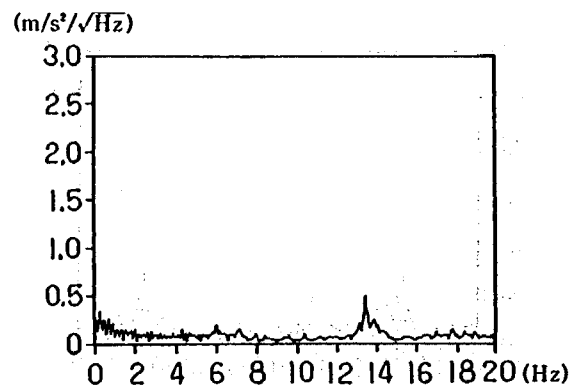


(f) キャリアローラ Z 方向

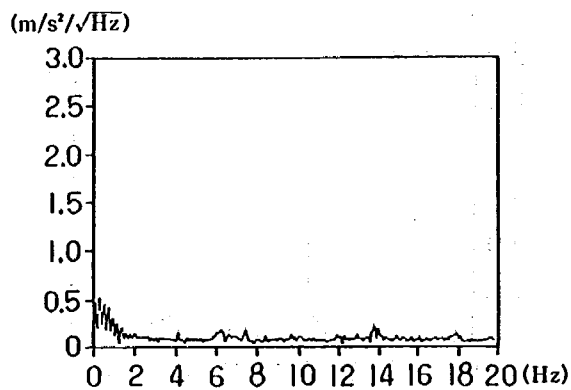
図 4-14 条件11 (A 型, ローラ, コンクリート道, F 2) の振動加速度パワースペクトル



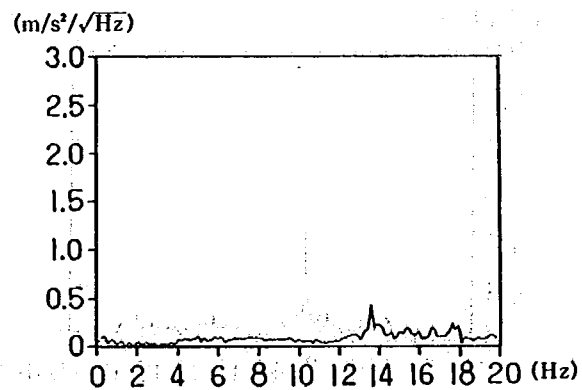
(a) 座席取付部X方向



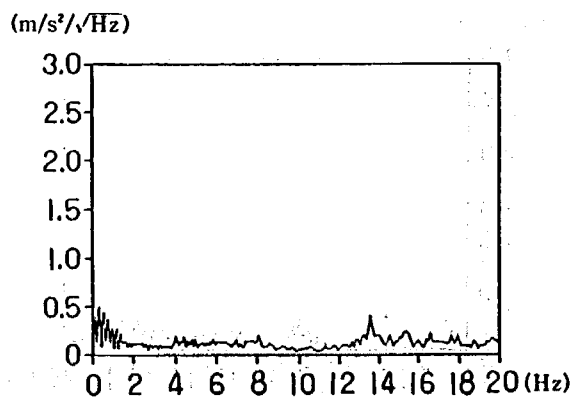
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



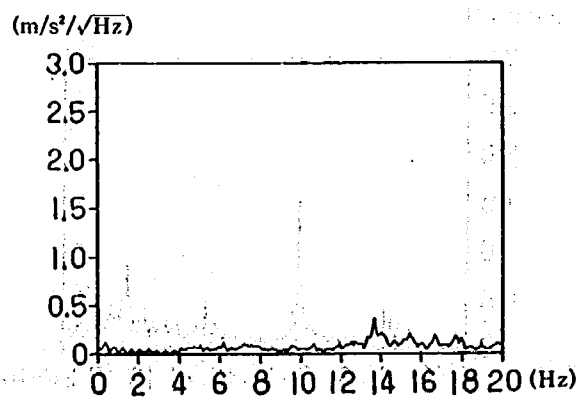
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

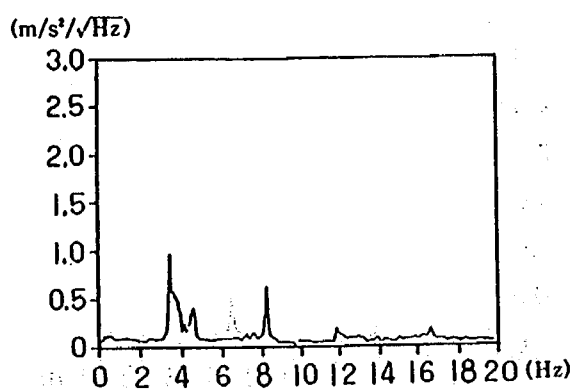


(c) 座席取付部Z方向

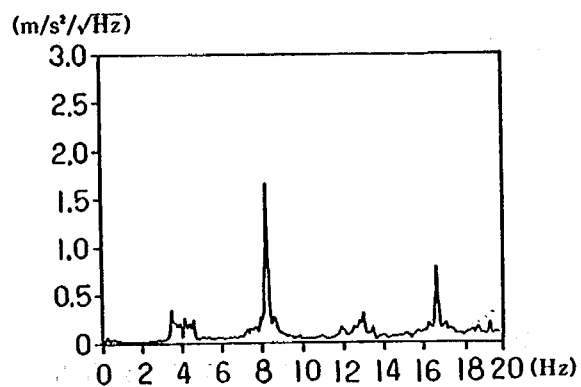


(f) キャリアローラZ方向

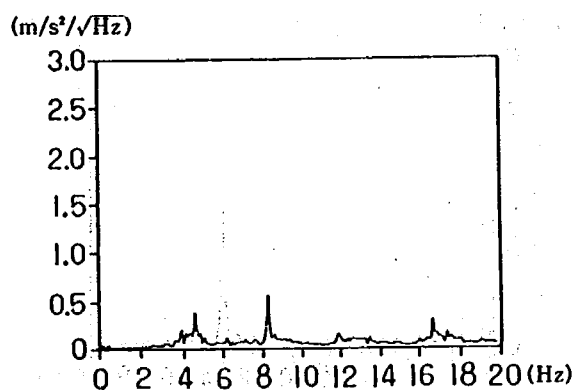
図4-15 条件12 (A型, ローラ, コンクリート道, R2) の振動加速度パワースペクトル



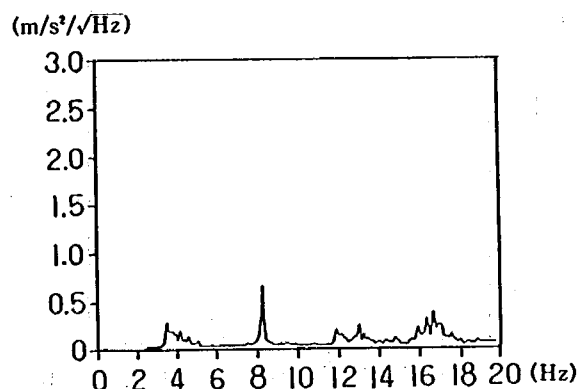
(a) 座席取付部X方向



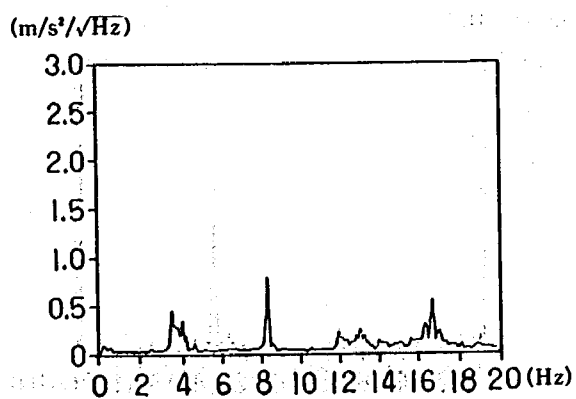
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



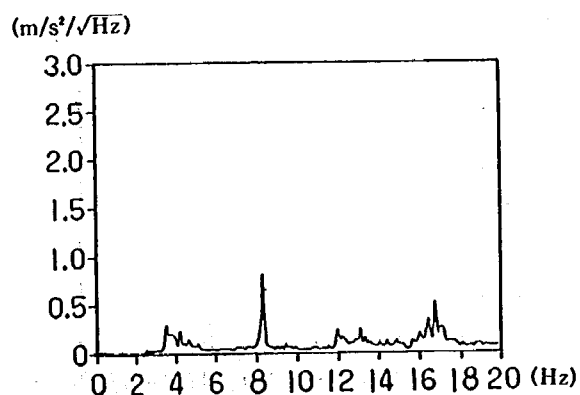
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

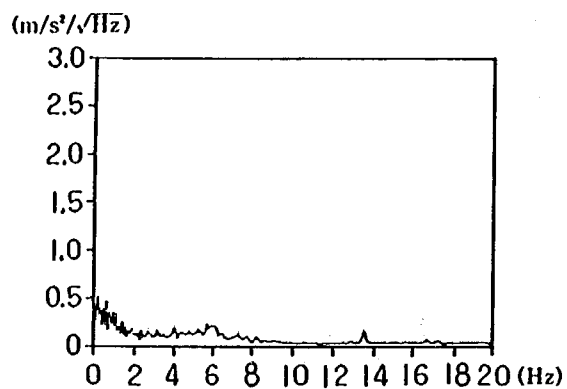


(c) 座席取付部Z方向

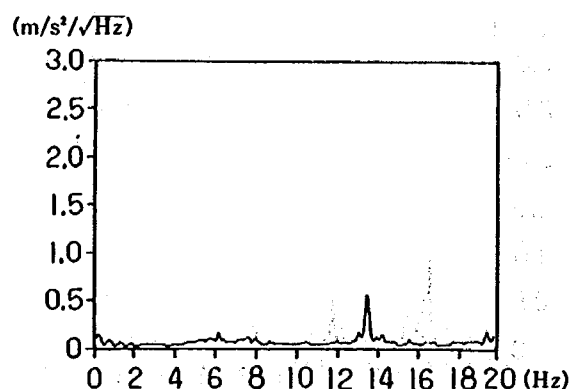


(f) キャリアローラZ方向

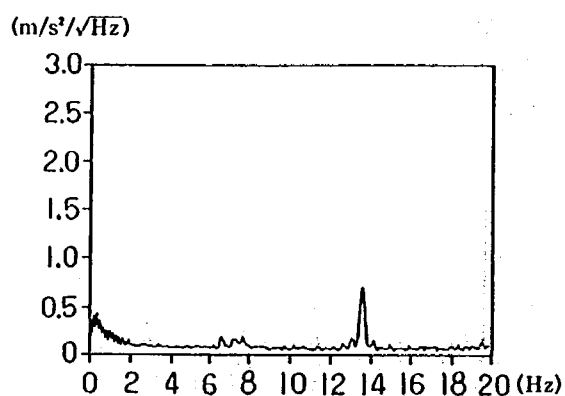
図4-16 条件13 (A型, レール, 土道, F2) の振動加速度パワースペクトル



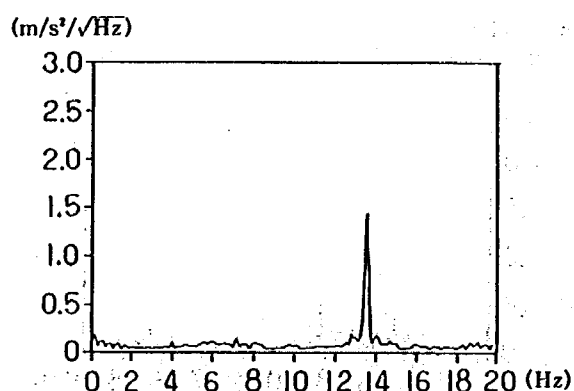
(a) 座席取付部 X 方向



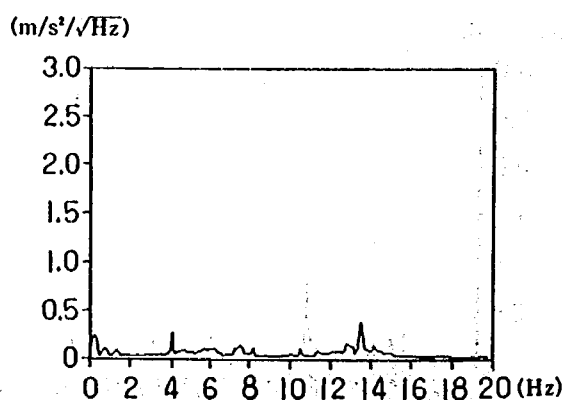
(d) トラックローラ (最前輪) Z 方向



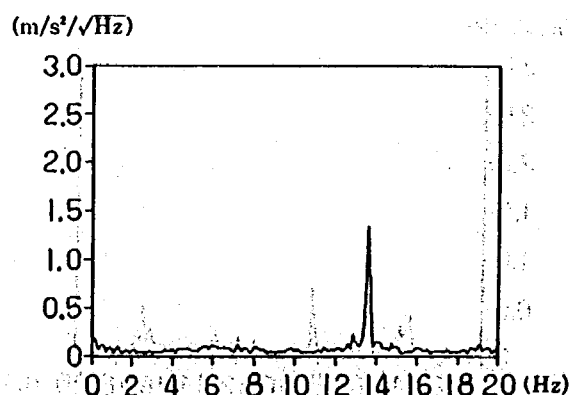
(b) 座席取付部 Y 方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z 方向

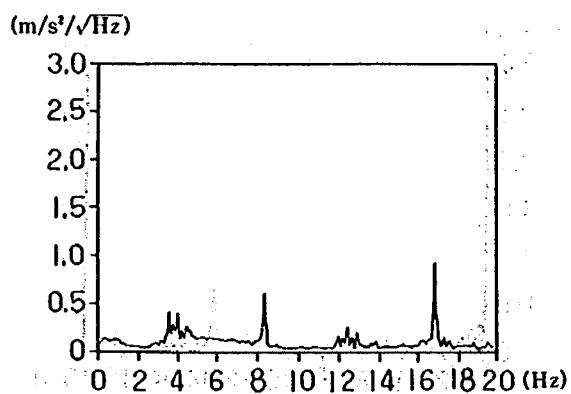


(c) 座席取付部 Z 方向

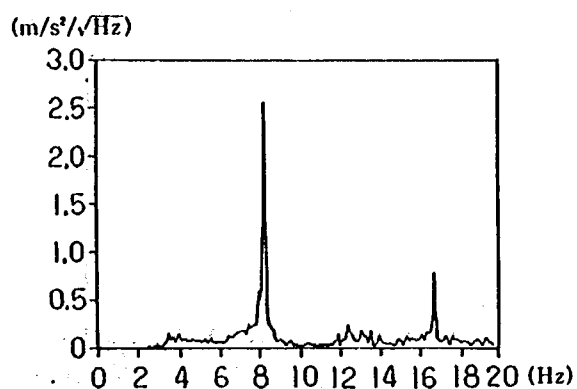


(f) キャリアローラ Z 方向

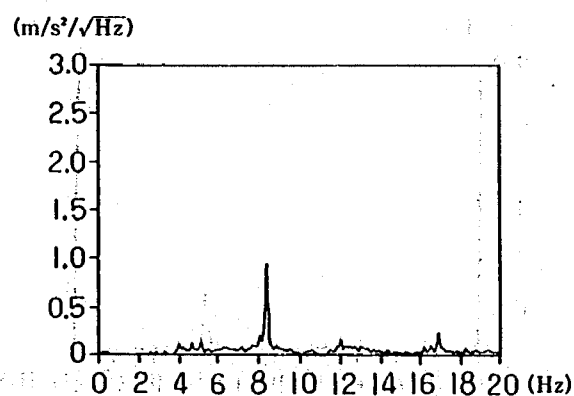
図 4-17 条件 14 (A 型, レール, 土道, R 2) の振動加速度パワースペクトル



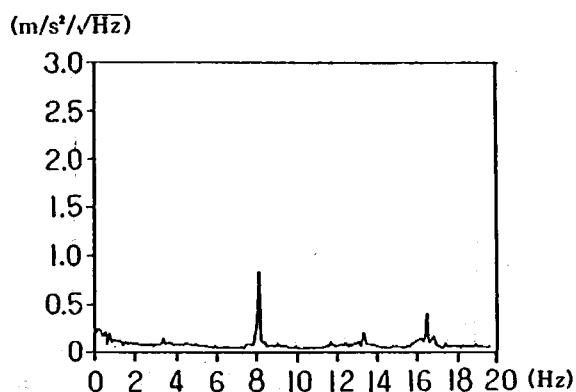
(a) 座席取付部X方向



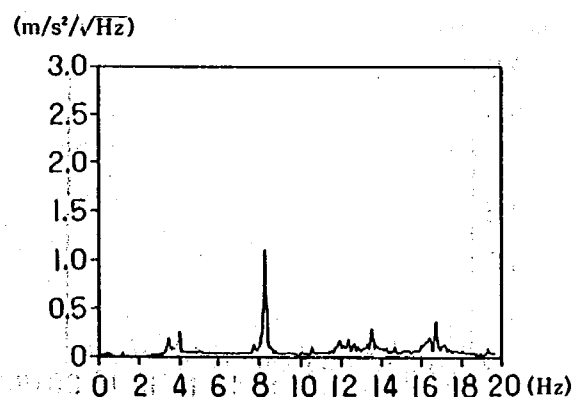
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



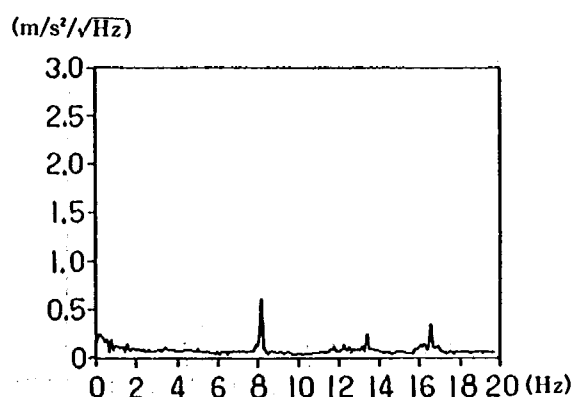
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

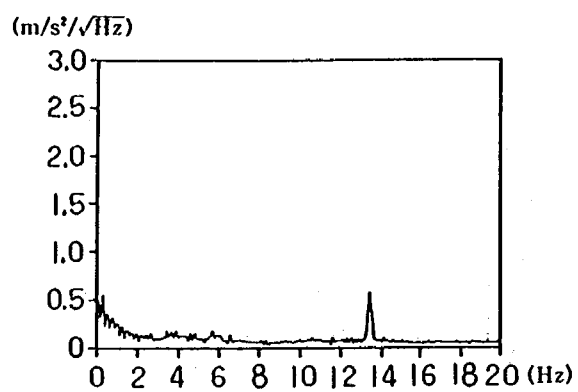


(c) 座席取付部Z方向

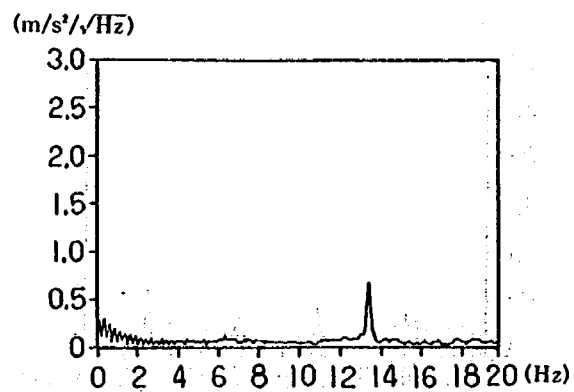


(f) キャリアローラZ方向

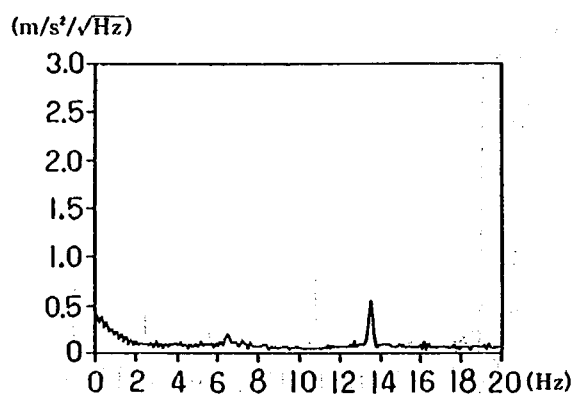
図4-18 条件15（B型，ローラ，土道，F2）の振動加速度パワースペクトル



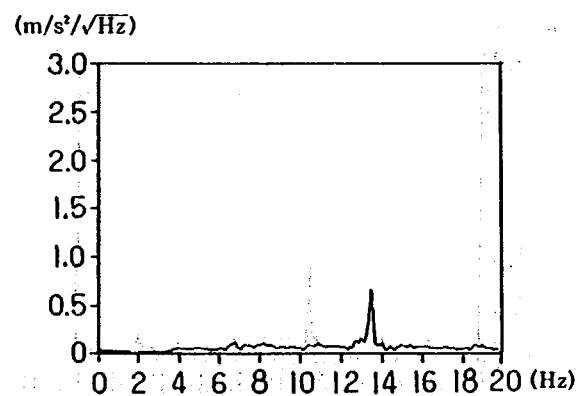
(a) 座席取付部X方向



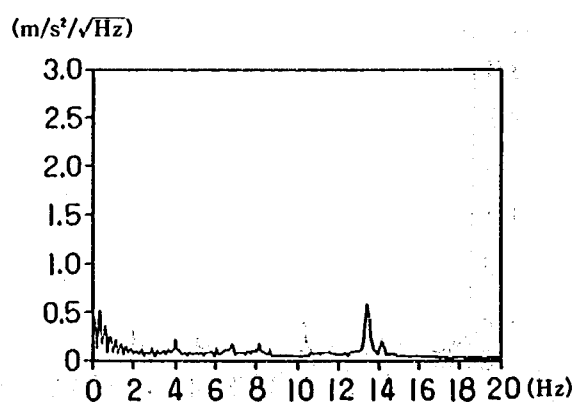
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



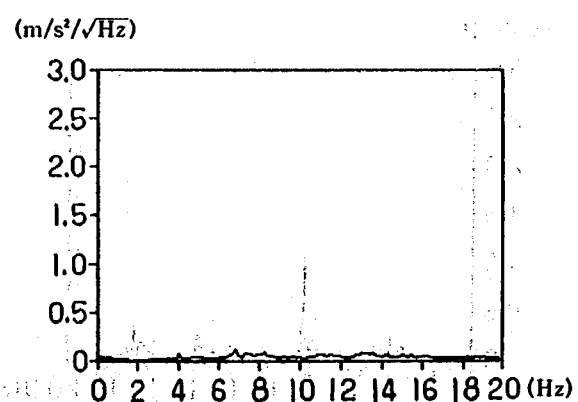
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

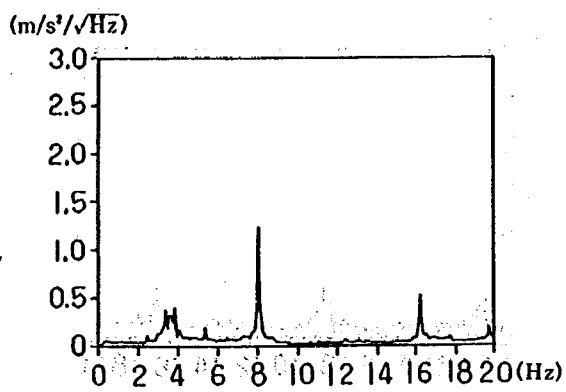


(c) 座席取付部Z方向

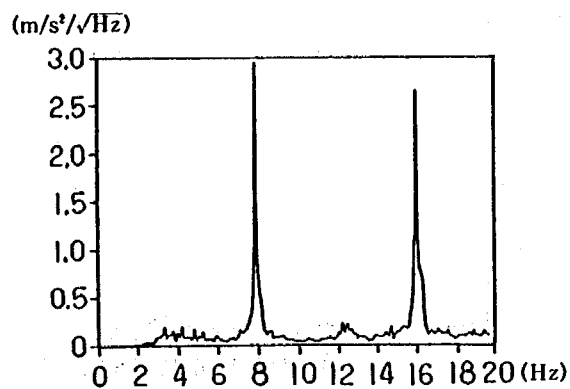


(f) キャリアローラZ方向

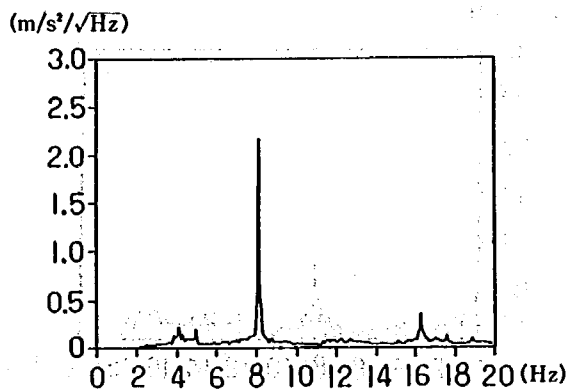
図4-19 条件16 (B型, ローラ, 土道, R2) の振動加速度パワースペクトル



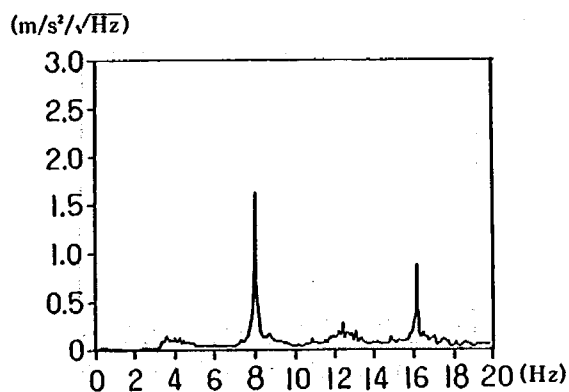
(a) 座席取付部X方向



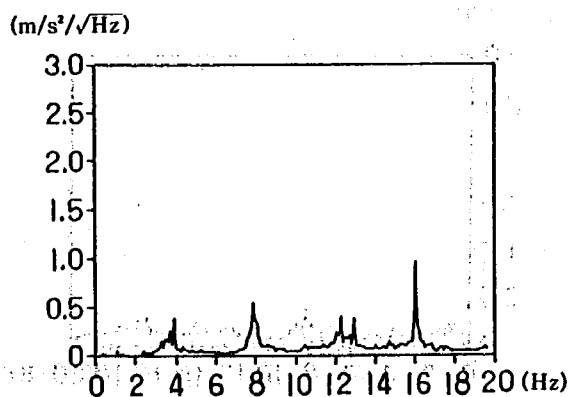
(d) トラックローラ（最前輪）Z方向



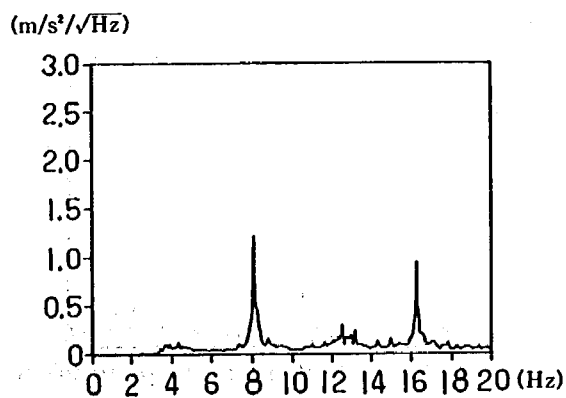
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ（最後輪）Z方向

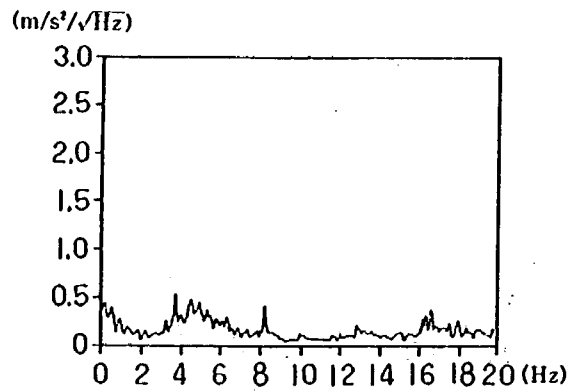


(c) 座席取付部Z方向

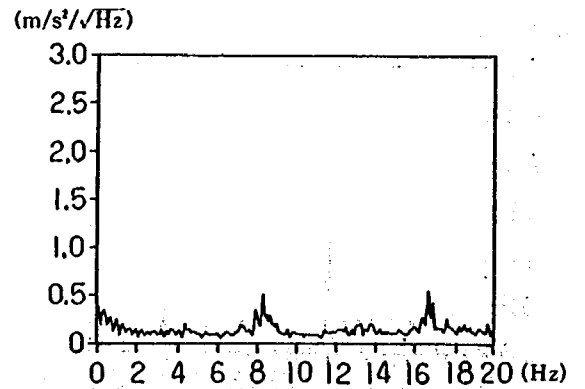


(f) キャリアローラZ方向

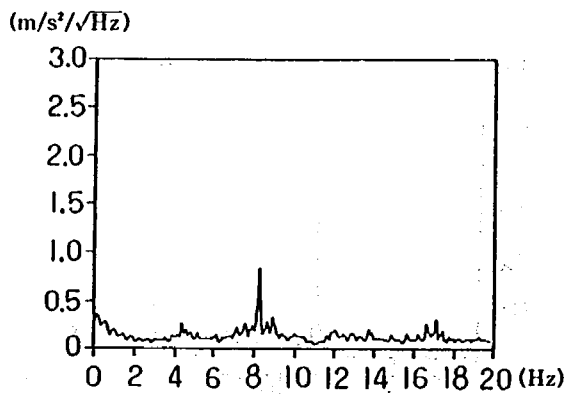
図4-20 条件17 (B型, ローラ, 土道, けん引) の振動加速度パワースペクトル



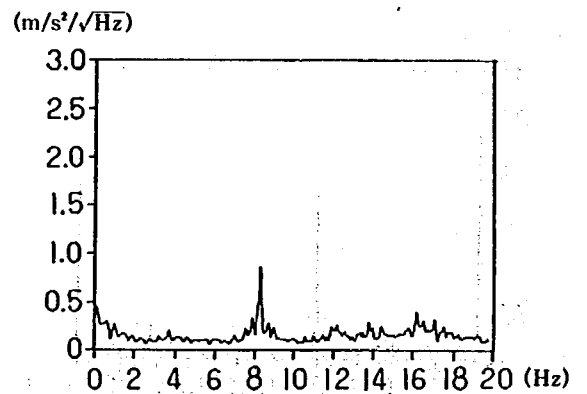
(a) 座席取付部X方向



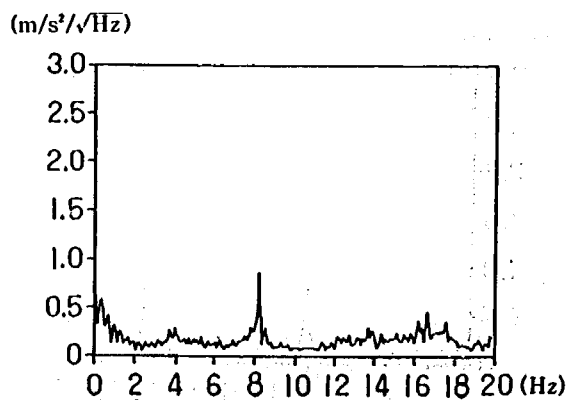
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



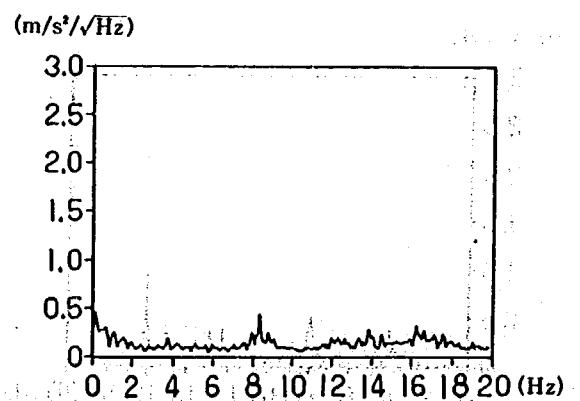
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向

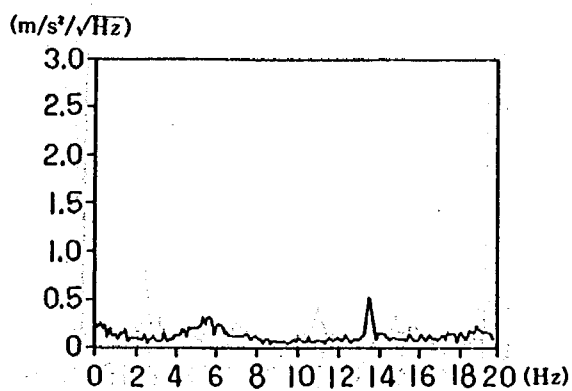


(c) 座席取付部Z方向

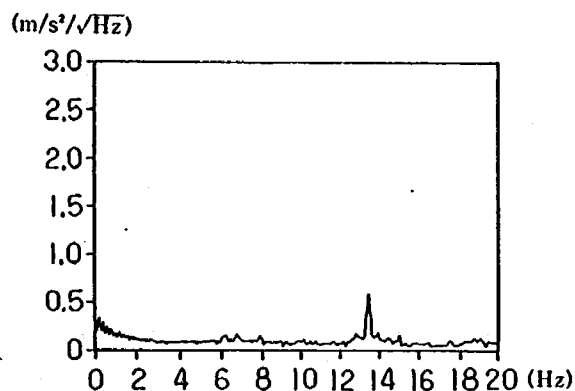


(f) キャリアローラZ方向

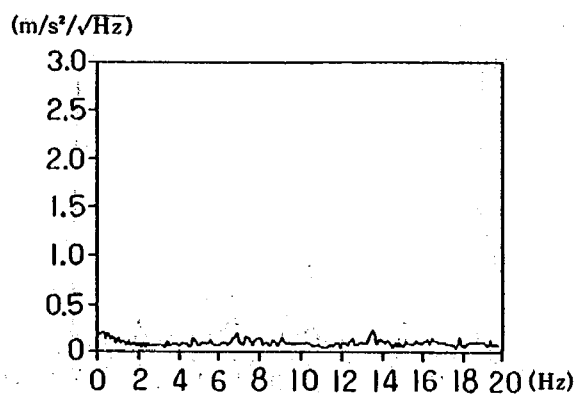
図4-21 条件18(B型, ローラ, コンクリート道, F2)の振動加速度パワースペクトル



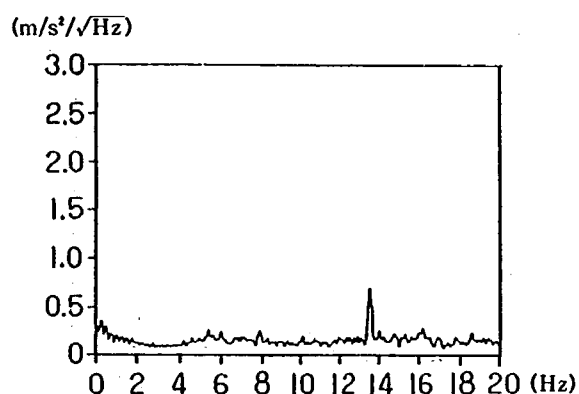
(a) 座席取付部 X 方向



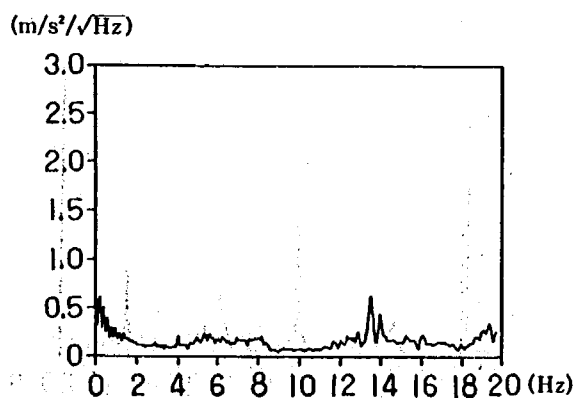
(d) トラックローラ (最前輪) Z 方向



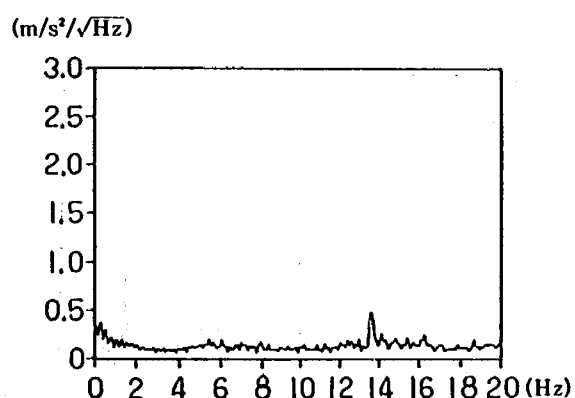
(b) 座席取付部 Y 方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z 方向



(c) 座席取付部 Z 方向



(f) キャリアローラ Z 方向

図 4-22 条件 19 (B 型, ローラ, コンクリート道, R 2) の振動加速度パワースペクトル

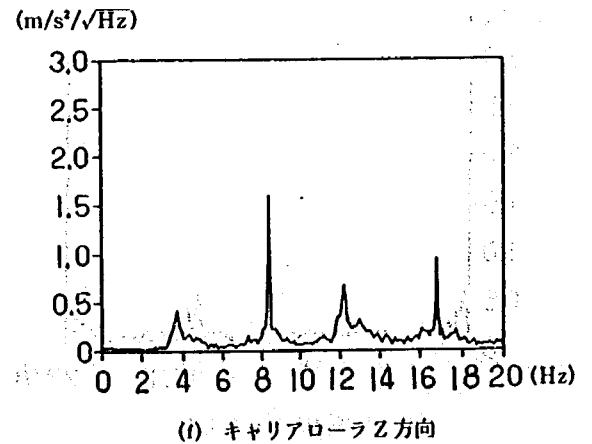
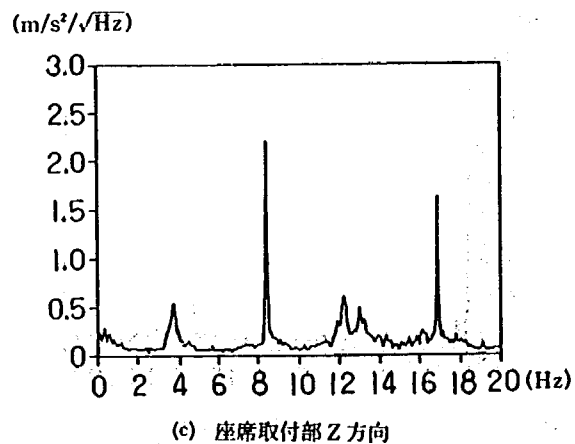
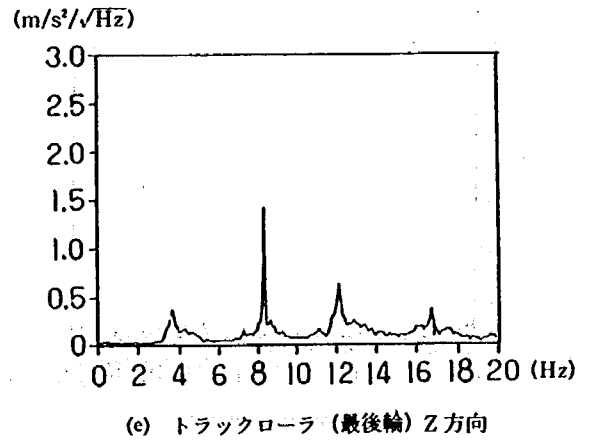
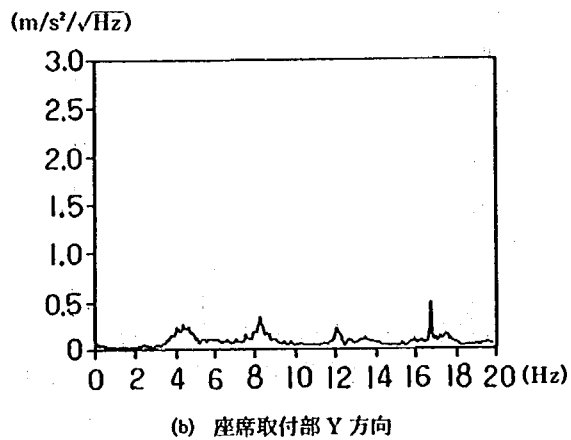
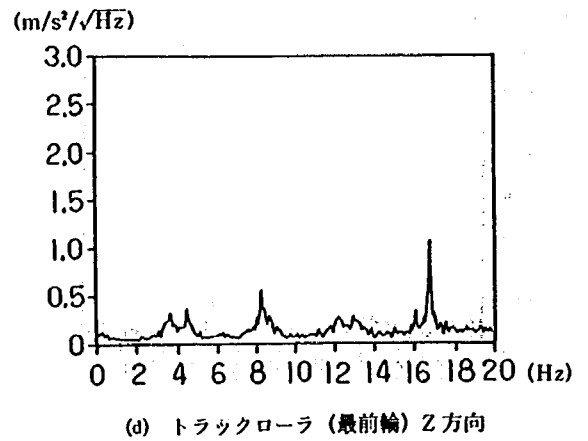
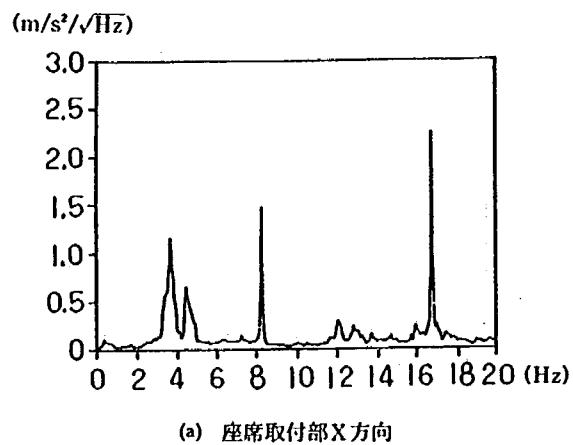
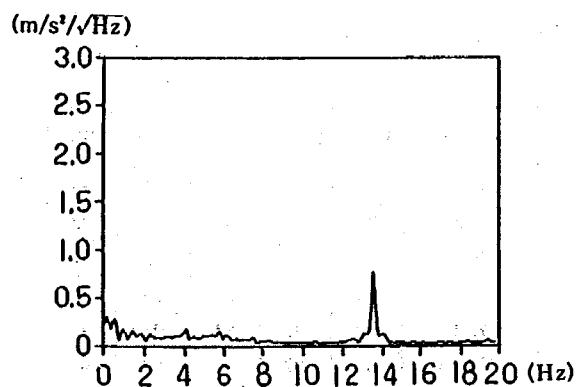
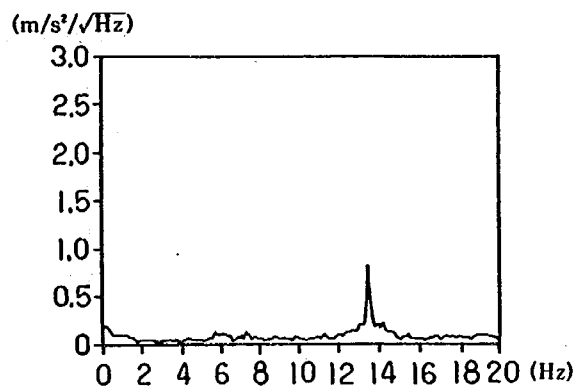


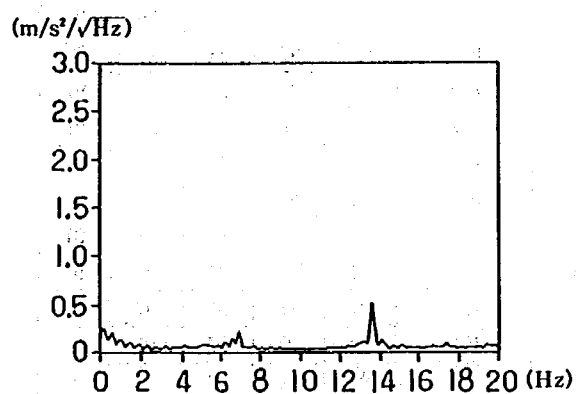
図4-23 条件20 (B型, レール, 土道, F2) の振動加速度パワースペクトル



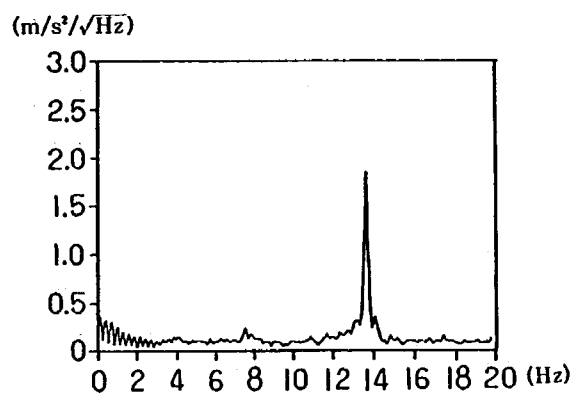
(a) 座席取付部X方向



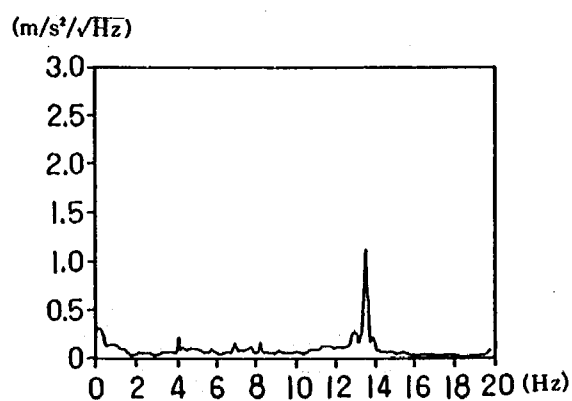
(d) トラックローラ (最前輪) Z方向



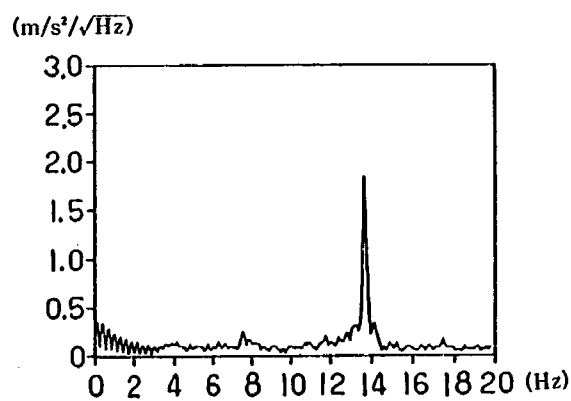
(b) 座席取付部Y方向



(e) トラックローラ (最後輪) Z方向



(c) 座席取付部Z方向



(f) キャリアローラ Z方向

図4-24 条件21 (B型, レール, 土道, R2) の振動加速度パワースペクトル

表4-4 座席取付部前後(X)方向の振動レベル測定結果

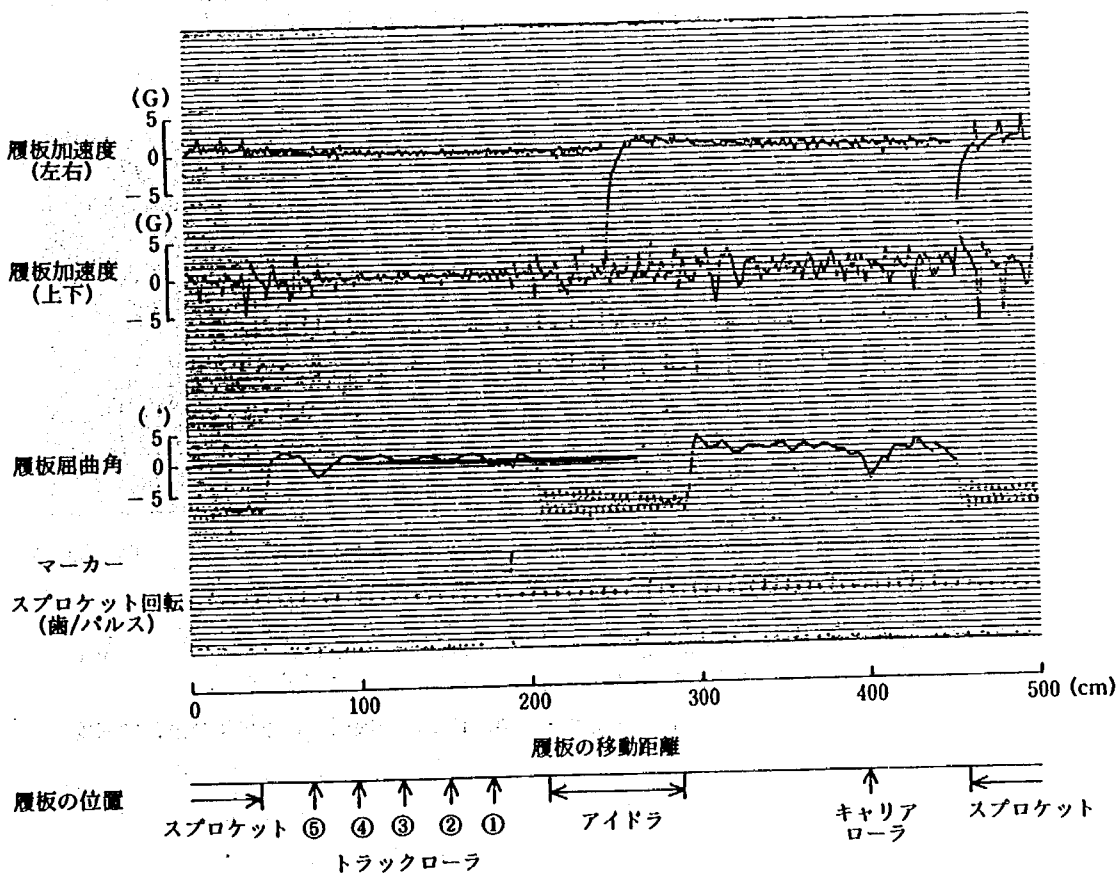
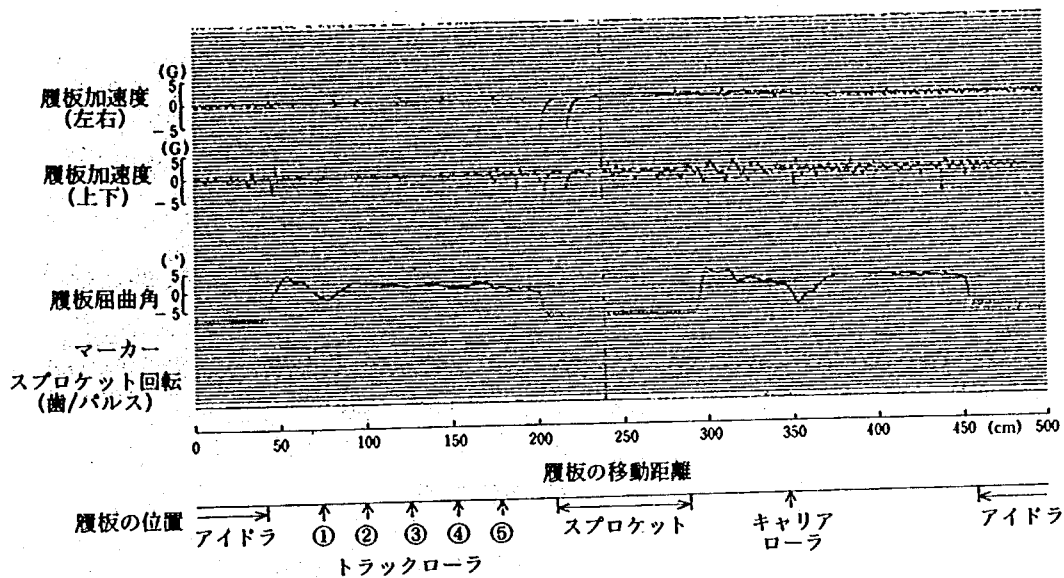
番号	条 件					振動レベル (dB VL)				
	履 板	キャリアローラ、レールの別	地 盤	作 業	速 度 段	1回目	2回目	3回目	4回目	平均
1	従来型	ローラ	土	走 行	F 2	95	94	95	94	95
2	〃	〃	〃	〃	R 2	93	90	91	94	92
3	〃	〃	〃	けん引	F 2	92	92	96	89	93
4	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	99	99	99	99	99
5	〃	〃	〃	〃	R 2	99	97	98	97	98
6	〃	レール	土	〃	F 2	99	97	97	96	97
7	〃	〃	〃	〃	R 2	94	92	93	93	93
8	A型	ローラ	〃	〃	F 2	92	93	92	92	92
9	〃	〃	〃	〃	R 2	—	92	92	92	92
10	〃	〃	〃	けん引	F 2	95	90	94	95	94
11	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	95	96	96	96	96
12	〃	〃	〃	〃	R 2	97	97	95	96	96
13	〃	レール	土	〃	F 2	95	97	92	91	94
14	〃	〃	〃	〃	R 2	92	90	92	91	91
15	B型	ローラ	〃	〃	F 2	92	96	93	94	94
16	〃	〃	〃	〃	R 2	92	91	91	91	91
17	〃	〃	〃	けん引	F 2	93	91	89	88	91
18	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	94	93	94	94	94
19	〃	〃	〃	〃	R 2	97	97	97	97	97
20	〃	レール	土	〃	F 2	99	97	97	95	97
21	〃	〃	〃	〃	R 2	92	92	92	92	92

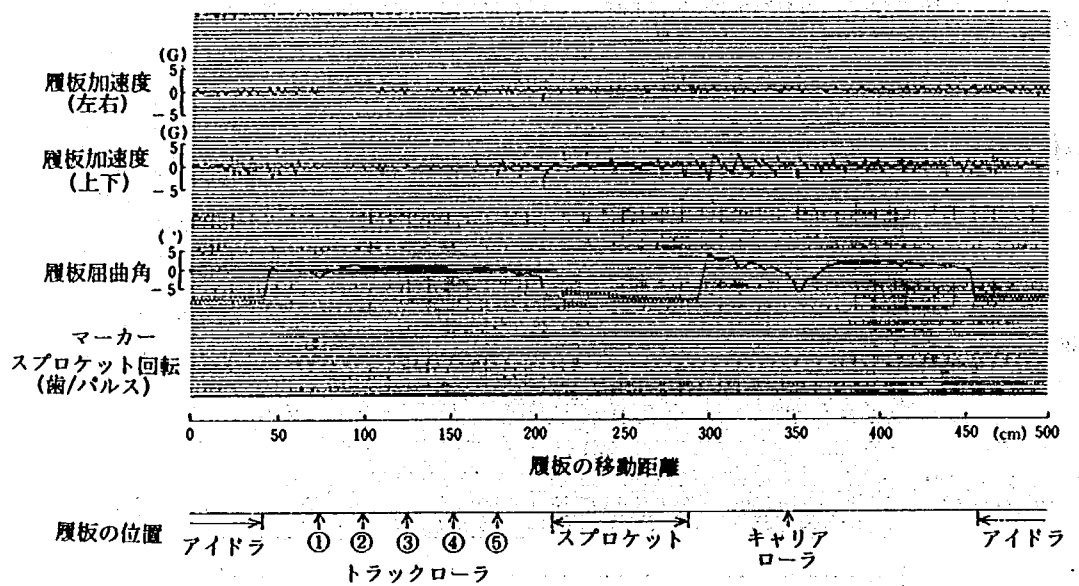
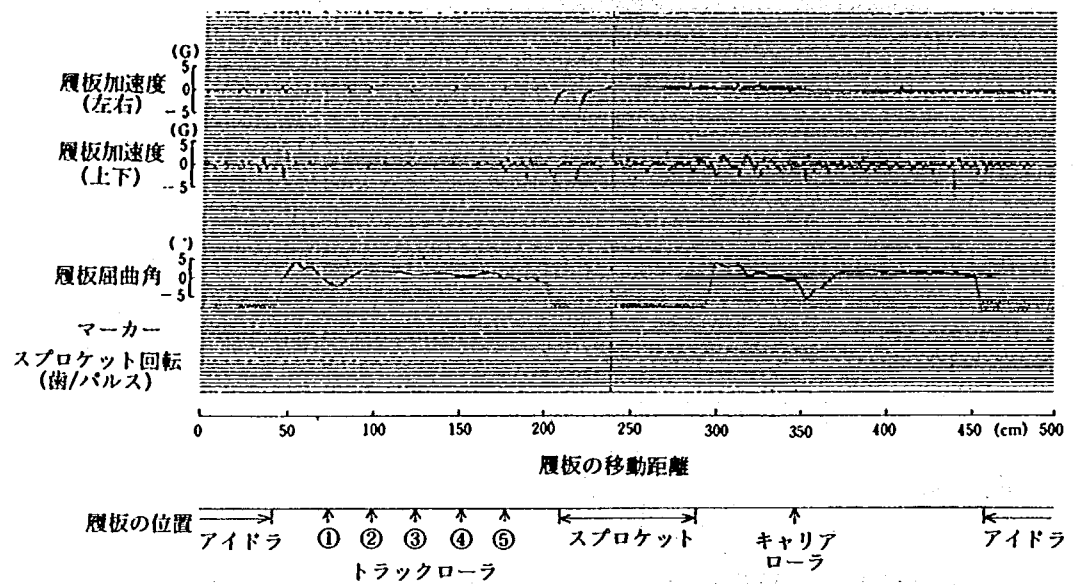
表4-5 座席取付部前後(Y)方向の振動レベル測定結果

番号	条 件					振動レベル (dB VL)				
	履 板	キャリアローラ、レールの別	地 盤	作 業	速 度 段	1回目	2回目	3回目	4回目	平均
1	従来型	ローラ	土	走 行	F 2	86	86	86	86	86
2	〃	〃	〃	〃	R 2	89	94	93	90	92
3	〃	〃	〃	けん引	F 2	88	88	86	89	88
4	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	94	94	93	94	94
5	〃	〃	〃	〃	R 2	96	95	95	95	95
6	〃	レール	土	〃	F 2	93	91	91	90	91
7	〃	〃	〃	〃	R 2	94	96	96	96	96
8	A型	ローラ	〃	〃	F 2	87	86	86	86	86
9	〃	〃	〃	〃	R 2	89	89	89	89	89
10	〃	〃	〃	けん引	F 2	84	91	89	89	89
11	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	91	91	92	92	92
12	〃	〃	〃	〃	R 2	93	94	93	94	94
13	〃	レール	土	〃	F 2	87	88	87	87	87
14	〃	〃	〃	〃	R 2	91	92	92	92	92
15	B型	ローラ	〃	〃	F 2	88	88	88	88	88
16	〃	〃	〃	〃	R 2	91	91	91	91	91
17	〃	〃	〃	けん引	F 2	86	88	90	90	89
18	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	90	90	91	92	91
19	〃	〃	〃	〃	R 2	94	93	93	93	93
20	〃	レール	土	〃	F 2	89	86	86	85	87
21	〃	〃	〃	〃	R 2	91	90	90	90	90

表4-6 座席取付部前後(Z)方向の振動レベル測定結果

番号	条 件					振動レベル (dB VL)				
	履 板	キャリアローラ、レールの別	地 盤	作 業	速 度 段	1 回目	2 回目	3 回目	4 回目	平均
1	従来型	ローラ	土	走 行	F 2	103	102	102	100	102
2	〃	〃	〃	〃	R 2	106	103	104	107	105
3	〃	〃	〃	けん引	F 2	99	98	99	97	98
4	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	107	107	107	107	107
5	〃	〃	〃	〃	R 2	110	109	109	108	109
6	〃	レール	土	〃	F 2	102	99	99	99	100
7	〃	〃	〃	〃	R 2	106	104	104	104	105
8	A型	ローラ	〃	〃	F 2	102	102	102	102	102
9	〃	〃	〃	〃	R 2	106	106	106	106	106
10	〃	〃	〃	けん引	F 2	99	97	97	98	98
11	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	104	104	102	101	103
12	〃	〃	〃	〃	R 2	105	106	105	106	106
13	〃	レール	土	〃	F 2	99	100	97	97	98
14	〃	〃	〃	〃	R 2	104	101	102	102	102
15	B型	ローラ	〃	〃	F 2	99	100	100	100	100
16	〃	〃	〃	〃	R 2	103	103	103	103	103
17	〃	〃	〃	けん引	F 2	98	97	97	97	97
18	〃	〃	コンクリート	走 行	〃	102	102	100	101	101
19	〃	〃	〃	〃	R 2	107	107	106	106	107
20	〃	レール	土	〃	F 2	103	102	101	101	102
21	〃	〃	〃	〃	R 2	104	104	104	105	104





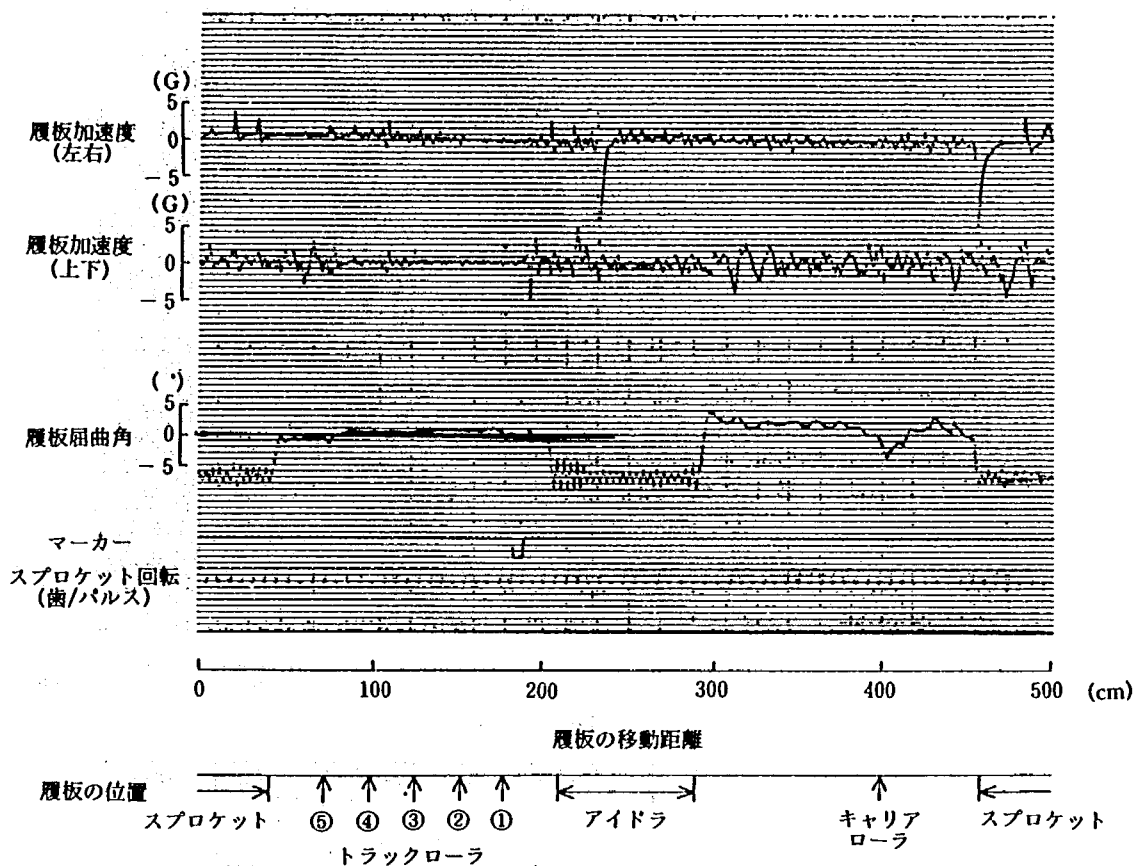


図4-29 条件5 (従来型, ローラ, コンクリート道, R 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

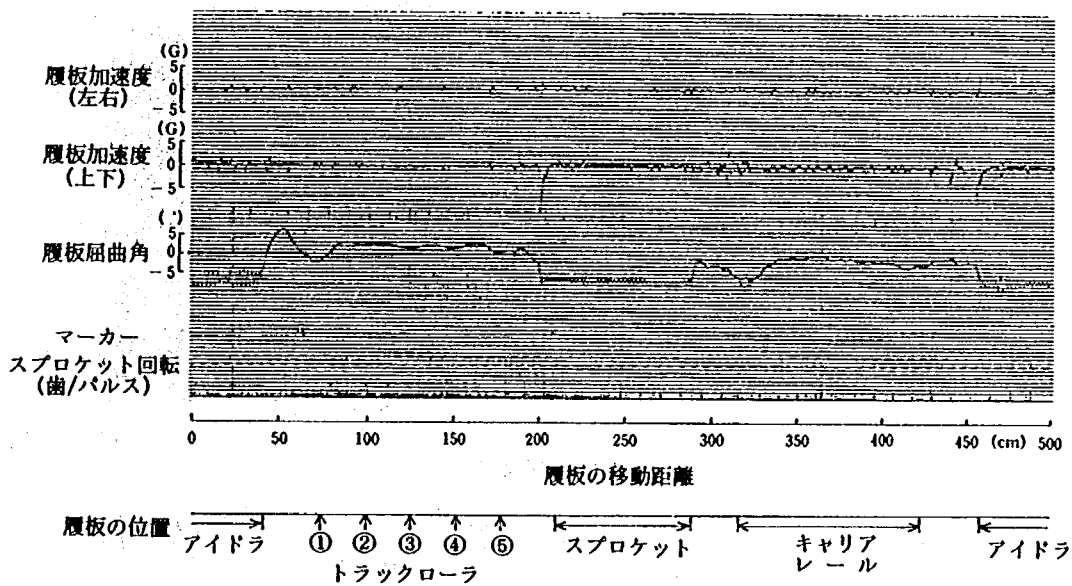


図4-30 条件6 (従来型, レール, 土道, F 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

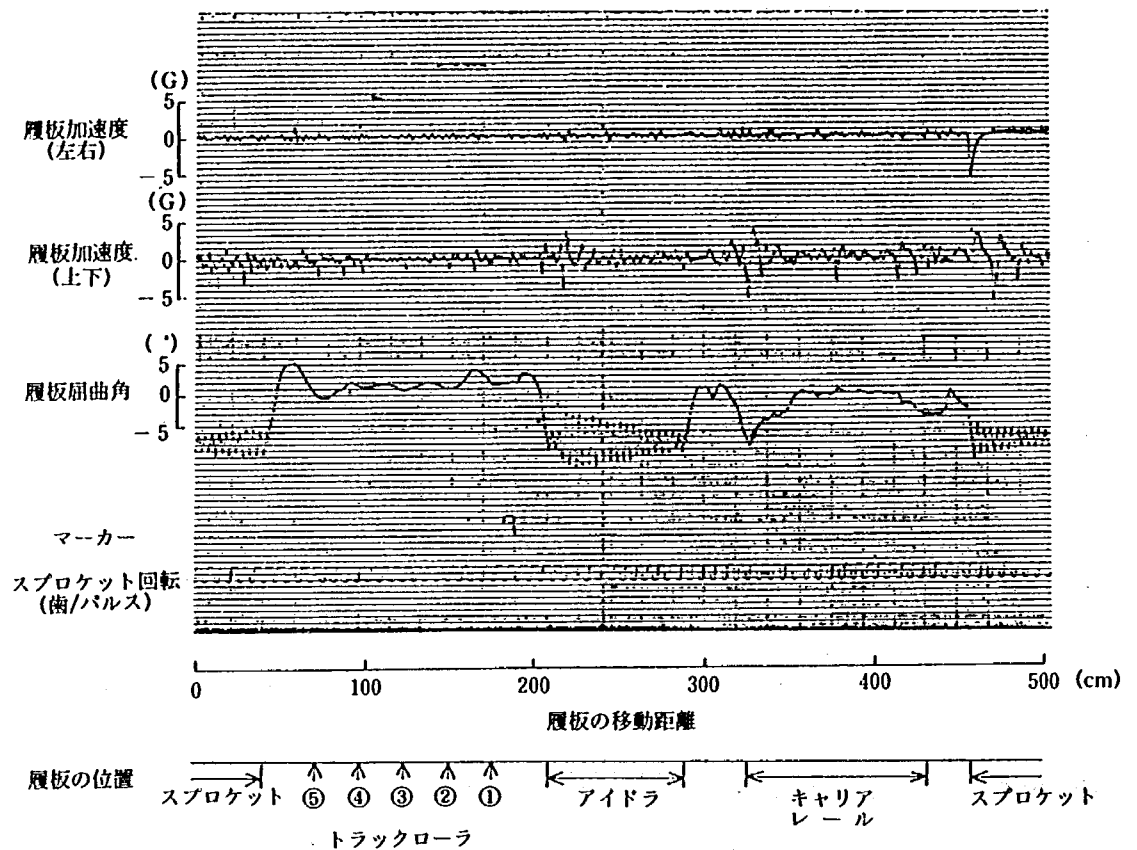


図4-31 条件7（従来型，レール，土道，R2）の履板の屈曲角及び振動加速度

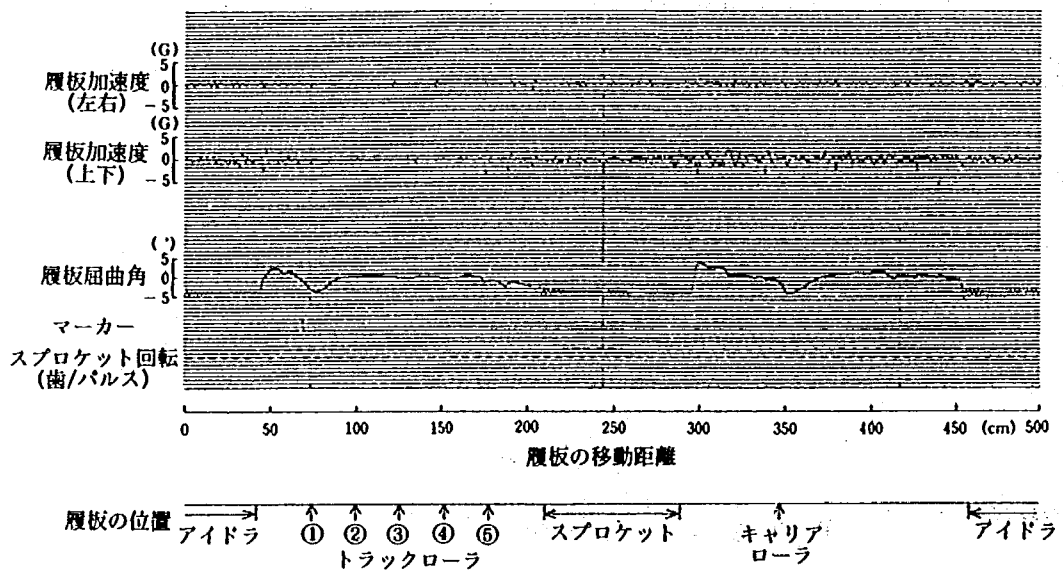


図4-32 条件8（A型，ローラ，土道，F2）の履板の屈曲角及び振動加速度

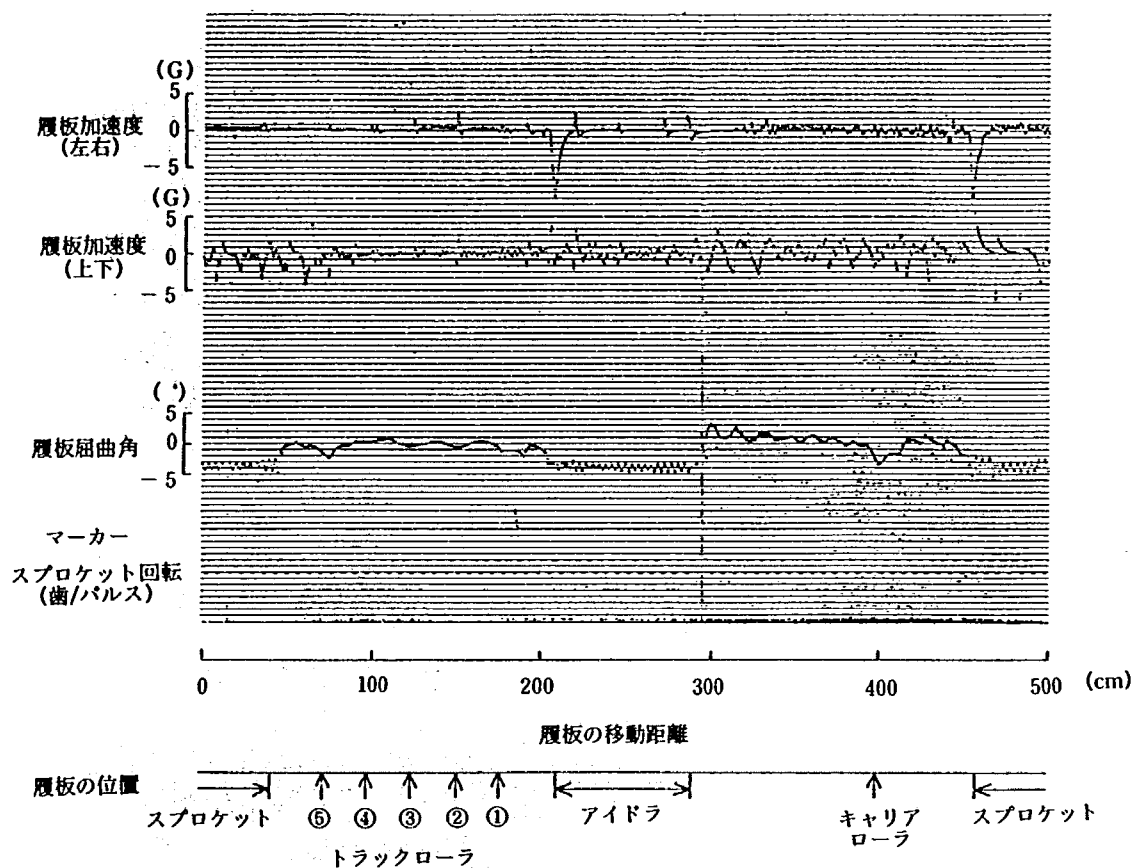


図4-33 条件9 (A型, ローラ, 土道, R2) の履板の屈曲角及び振動加速度

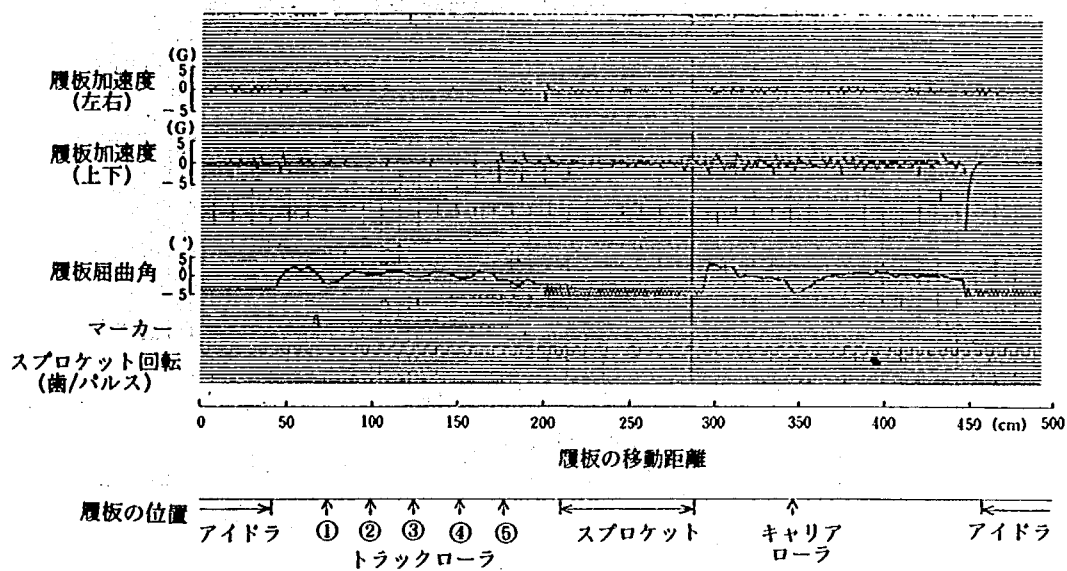
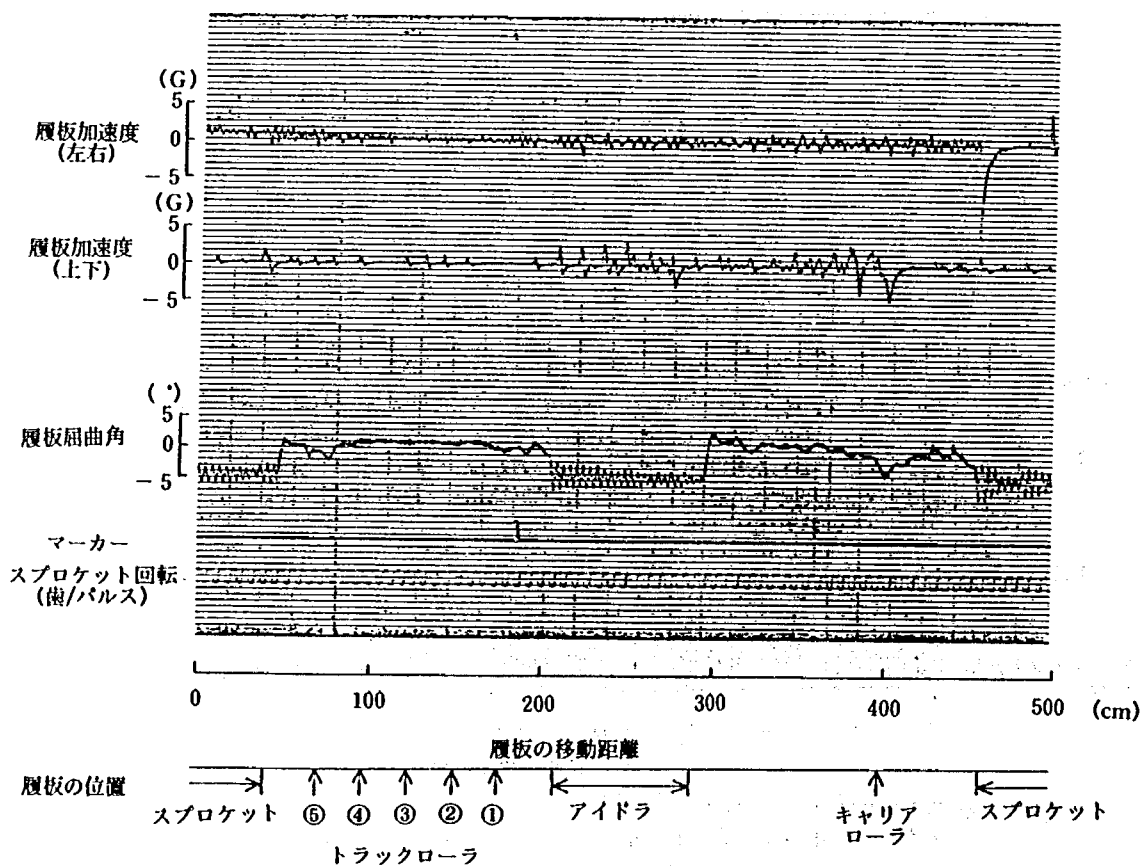
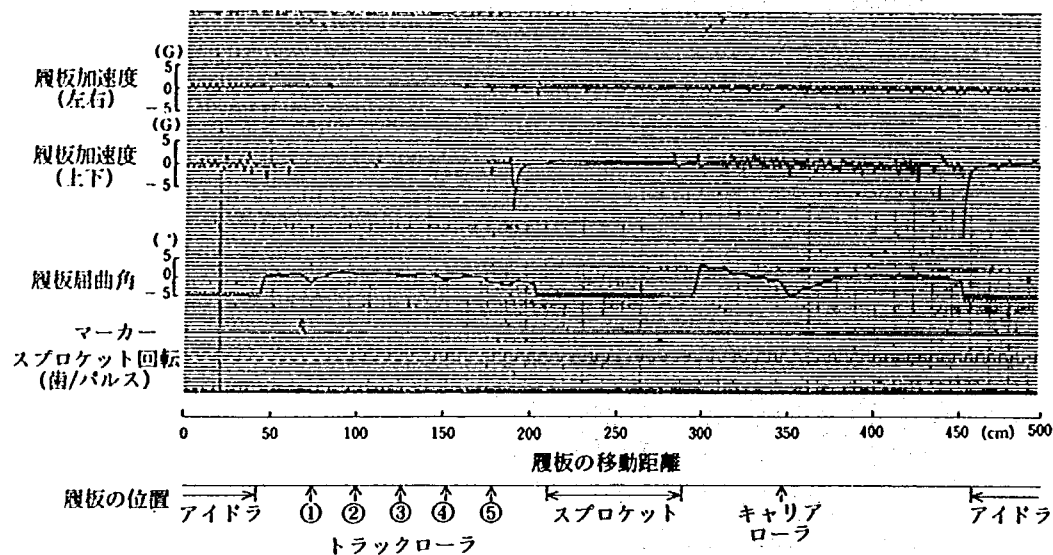
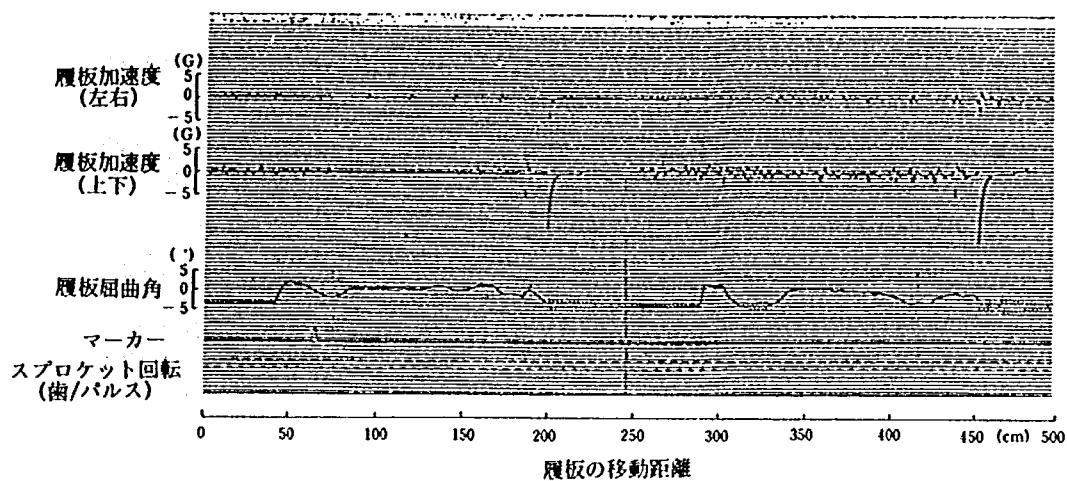


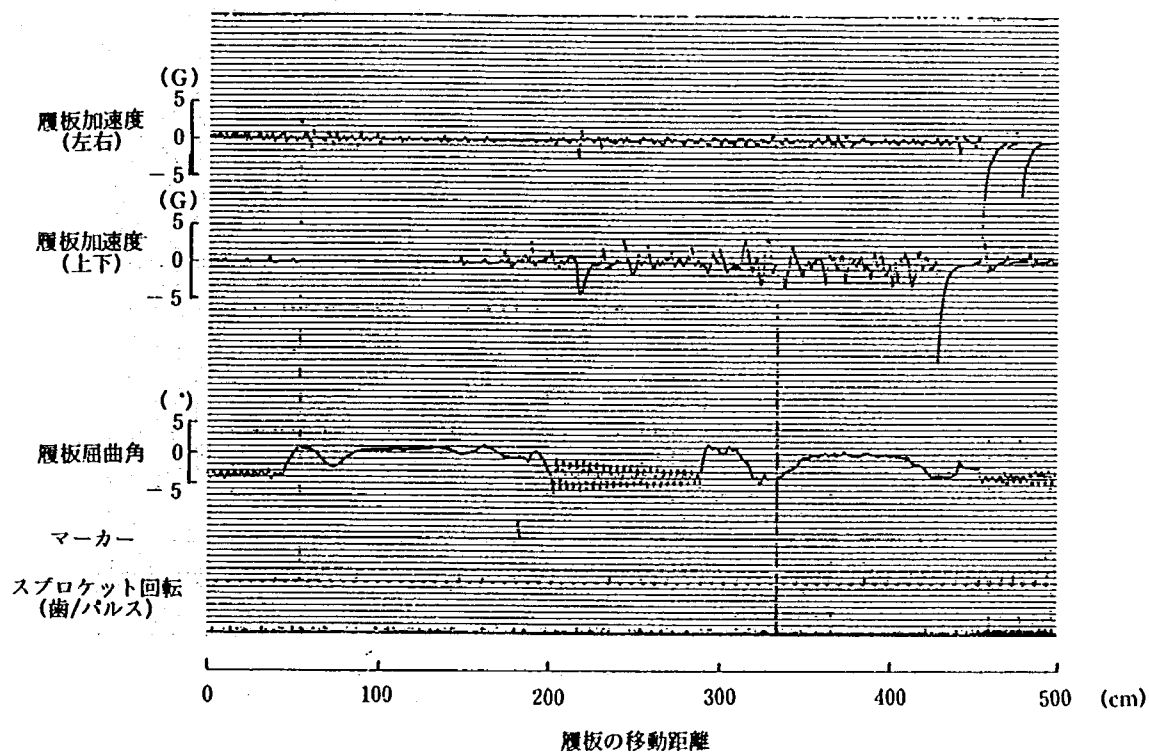
図4-34 条件10 (A型, ローラ, 土道, けん引) の履板の屈曲角及び振動加速度





履板の位置
 アイドラ ① ② ③ ④ ⑤ スプロケット キャリア レール アイドラ
 トラックローラ

図4-37 条件13 (A型, レール, 土道, F2) の履板の屈曲角及び振動加速度



履板の位置
 スプロケット ⑤ ④ ③ ② ① アイドラ キャリア レール スプロケット
 トラックローラ

図4-38 条件14 (A型, レール, 土道, R2) の履板の屈曲角及び振動加速度

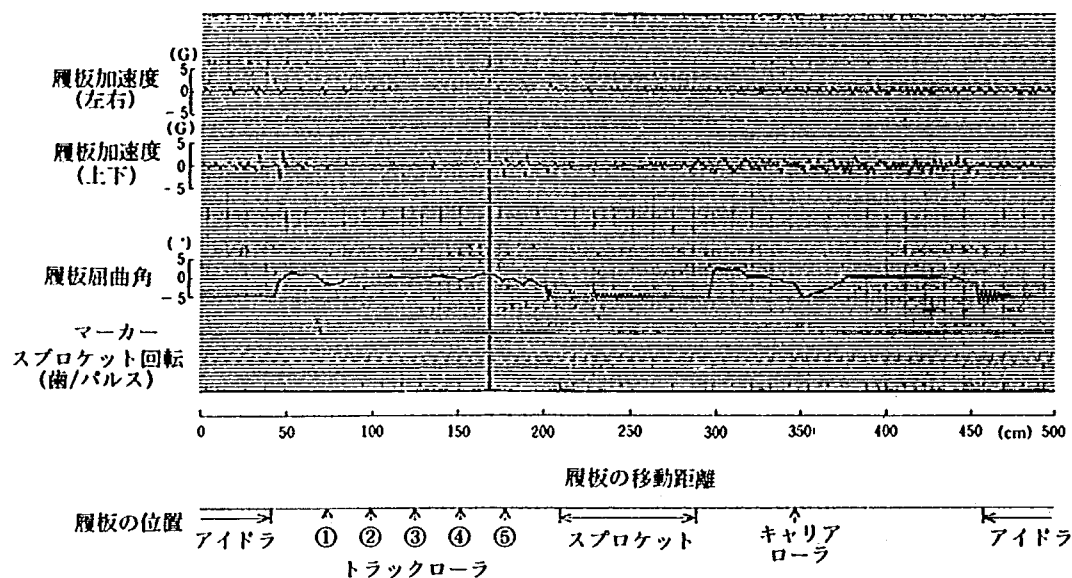


図4-39 条件15 (B型, ローラ, 土道, F 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

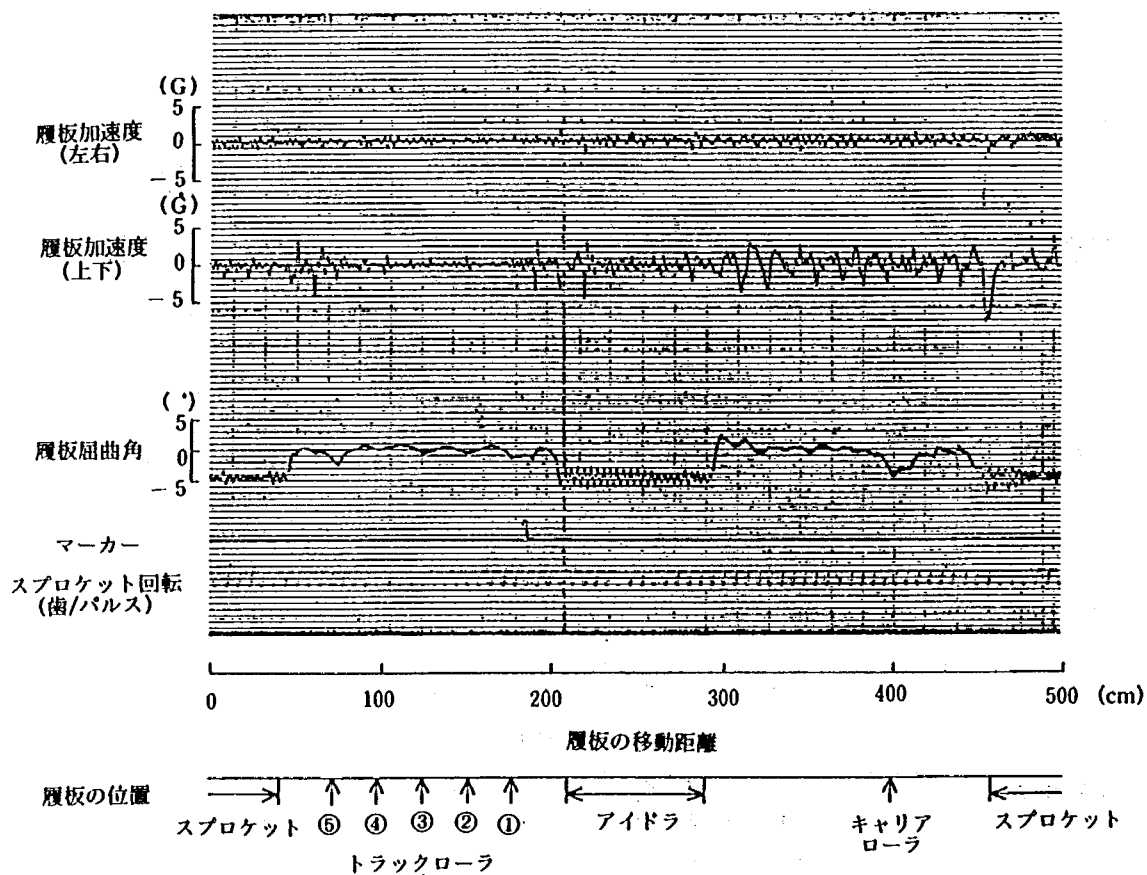


図4-40 条件16 (B型, ローラ, 土道, R 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

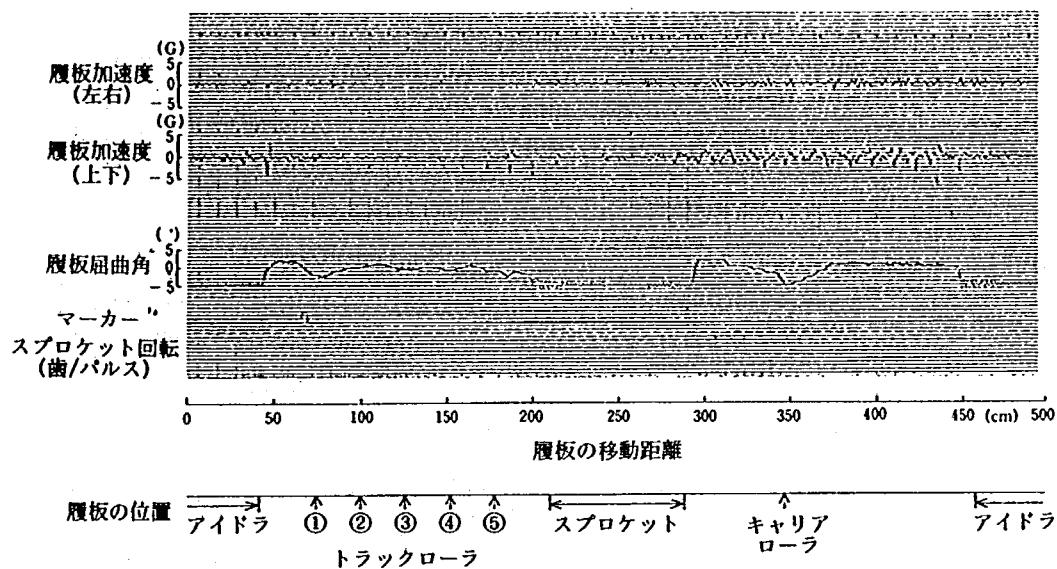


図4-41 条件17 (B型, ローラ, 土道, けん引) の履板の屈曲角及び振動加速度

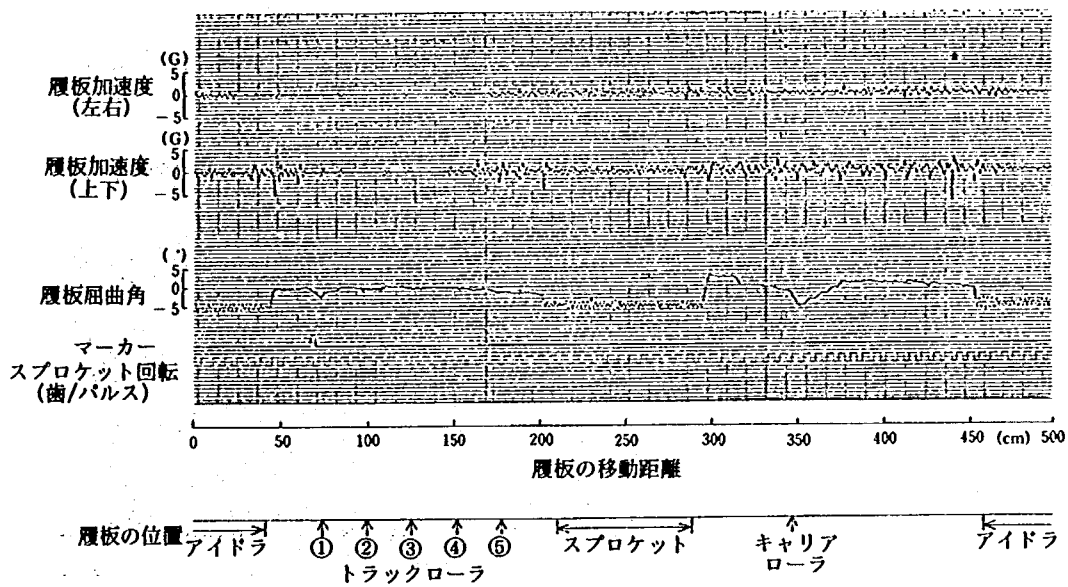


図4-42 条件18 (B型, ローラ, コンクリート道, F2) の履板の屈曲角及び振動加速度

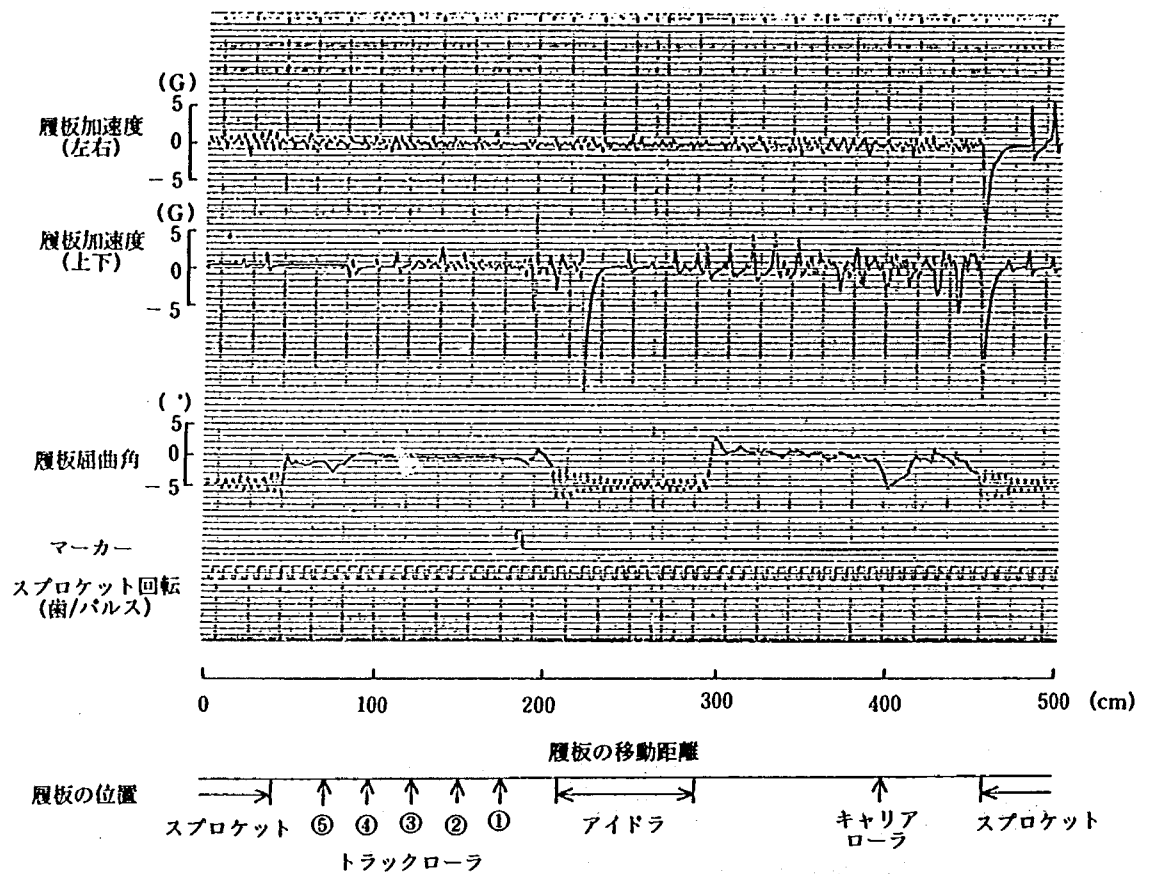


図4-43 条件19 (B型, ロール, コンクリート道, R 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

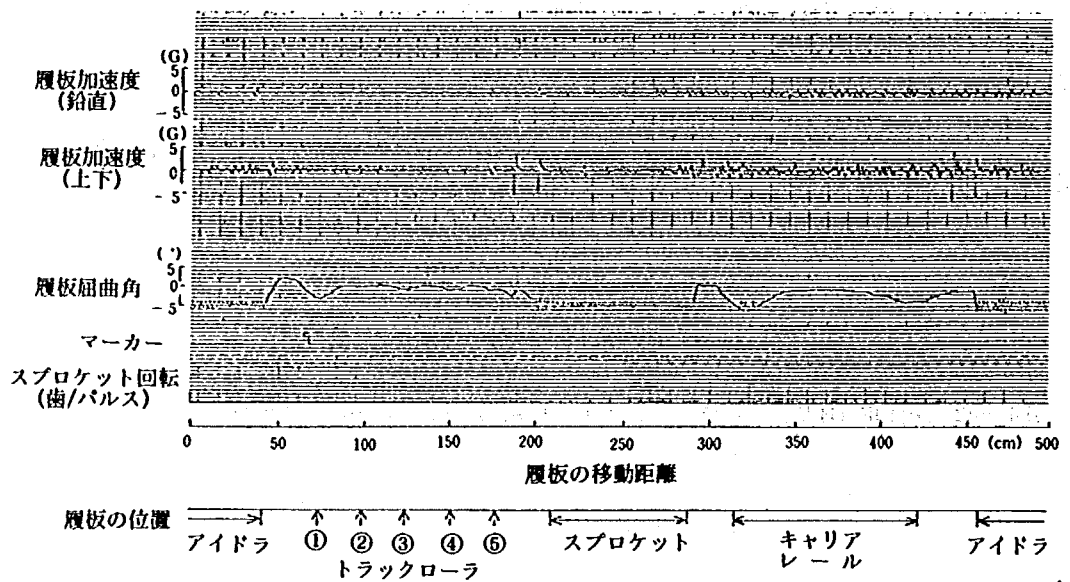


図4-44 条件20 (B型, レール, 土道, F 2) の履板の屈曲角及び振動加速度

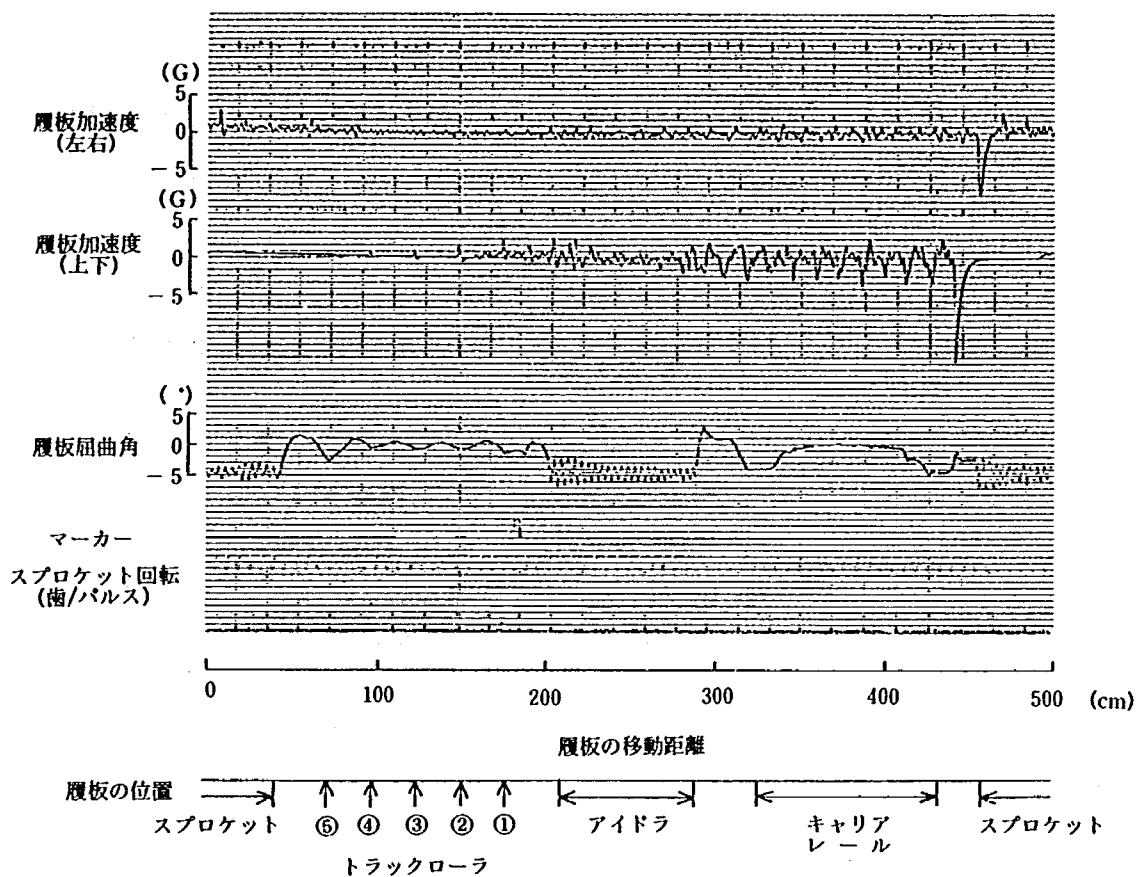


図4-45 条件21 (B型, レール, 土道, R2) の履板の屈曲角及び振動加速度

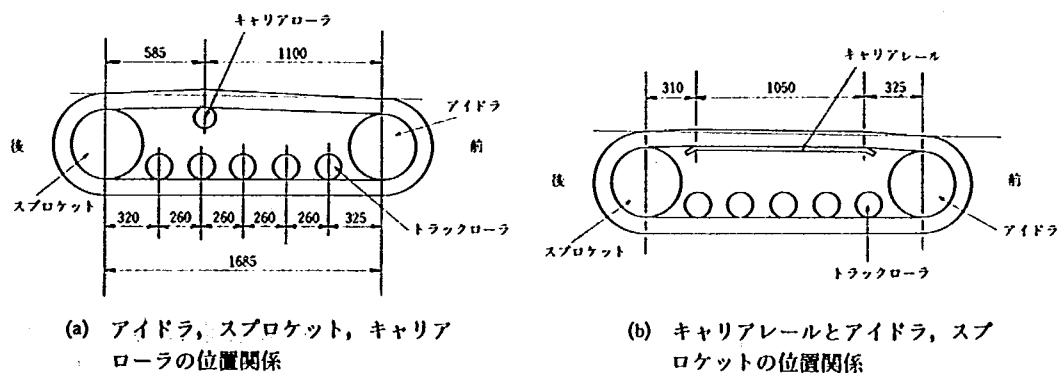


図4-46 各部の位置関係

4.3 考 察

4.3.1 各部の振動の性状

各部のパワースペクトル結果より、ほとんどすべての条件のすべての測点でリンクピッチに起因する周波数、すなわち

$$f(\text{Hz}) = v(\text{m/s})/\ell(\text{m})$$

ただし v : 車速, ℓ : リンクピッチ

で表わされる周波数(表 4-7 参照)及びその高調波が明瞭なピークとなって表われている。また、この他に前進時に 4 Hz 付近, 13 Hz 付近にピークのある測点もみられ、特に座席取付部 X(前後)方向において 4 Hz 付近のピークはエネルギー的にも大きい。

表 4-7 リンクピッチに起因する振動周波数

速度段	速 度 $v(\text{m/s})$	周 波 数 $v/\ell(\text{Hz})$
F 2	1.14	8.4
R 2	1.85	13.7

ℓ : リンクピッチ (m)

4.3.2 座席取付部の振動低減効果

振動レベル測定結果のうち上下方向について、新型履板の振動低減効果を検証する目的で「新型履板は振動低減に寄与していない」という仮説を立て、2 項分布による検証を実施した。即ち、表 4-6 中の個々のデータについて新旧を比較し、振動低減効果のあったデータとなかったデータの数を調べた。その結果、従来型と土研 A 型については、

$$2 \times \sum_{n=0}^8 {}_{20}C_n \times 0.5^{20} = 0.5$$

より特に効果があったとは認められなかった。

次に従来型と土研 B 型については、

$$2 \times \sum_{n=0}^8 {}_{20}C_n \times 0.5^{20} = 0.0026$$

より 0.26% の危険率で上記仮説は棄却されることとなった。即ち、土研 B 型履板は 99.7% の確からしさで振動低減効果があると言える。

同様に、キャリアレールの振動低減効果については、従来型・土研 A 型履板に装着した場合に限って 97.8% の確からしさで効果ありと判断された。さらに振動低減効果の大きさについては t 分布による推定

$$\left[\bar{x} - \frac{t_{0.95} \cdot S}{\sqrt{n-1}} < m < \bar{x} + \frac{t_{0.95} \cdot S}{\sqrt{n-1}} \right]$$

を行った結果 95% の信頼率で、土研 B 型履板のみで 2.7 dB ± 1.2 dB、キャリアレールのみで 2.5 dB ± 1.0 dB の範囲にあるという結果となった。

4.3.3 履板の屈曲角及び振動加速度

各条件における履板の屈曲角及び振動加速度より次のことが言える。

- (1) 土道上に比べコンクリート道上では、屈曲角が小さい。
- (2) 前進時に比べて後進時の方が全条件で屈曲角が大きい。
- (3) キャリアローラ通過時及びトラックローラ（最前輪）通過時に屈曲が大きくなる。
- (4) 従来型履板に比べ土研 A 型、土研 B 型履板の屈曲角は小さくなる。この傾向は、土道上及びコンクリート道上とも同じである。

以上のことを含めると、ただ単に幾何学的に履板の屈曲をなくせば振動が低減することにはならず、土と履板の関係によるところが大きいようである。しかし、今回は土研 B 型履板及びキャリアレールによる振動低減効果があることが確認され、今回行った対策は有効な振動低減対策の一つの方法であると言える。

5. 動吸振器内蔵型サスペンションシートの開発

5.1 動吸振器による防振の理論

(1) 従来のサスペンションシート

従来のサスペンションシートは、図5-1に示す振動系で代表されるものである。系への入力として、図に示すように $x_1 = A \cos \omega t$ なる変位が与えられるとすると、運動方程式は、次のようになる。

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_1) + k(x - x_1) = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで m : 質量, c : 粘性減衰係数, k : ばね定数

x : 出力変位, x_1 : 入力変位

(1)式における入力 x_1 と出力 x の間の振動伝達関数 H を求める。(1)式をフーリエ変換し、その時の x , x_1 のフーリエ像関数を X , X_1 とおくと、

$$(i2\pi f)^2 mX + (i2\pi f)cX + kX = kX_1 + (i2\pi f)cX_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

従って

$$H = \frac{X}{X_1} = \frac{i2\pi fc + k}{(i2\pi f)^2 m + i2\pi fc + k} \quad \dots\dots\dots (3)$$

となる。(3)式は、複素関数であるが、これを極形式表示した時の絶対値が振動の伝達率、偏角が位相のいずれを意味する。ゆえに、伝達率 $|H|$ は、

$$|H| = \frac{k^2 + 4\pi^2 f^2 c^2}{\sqrt{(k^2 + 4\pi^2 f^2 c^2 - 4\pi^2 f^2 ck)^2 + (8\pi^3 f^3 cm)^2}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

で与えられる。

ここで、実際のサスペンションシートの一つに採用されている定数として

$$\begin{cases} m = 65 \text{ kgf} \\ k = 3920 \text{ N/m} \\ c = 1500 \text{ N/m/sec} \end{cases}$$

を採用し、(4)式により各周波数毎の振動伝達率を計算した結果を図5-1に実線(——)で示す。なお、図中に破線(-●---)で示すものは、両振幅10 mm及び15 mmで加振した時の、実測値による試験結果である。(座席メーカーの試験結果より引用。)

理論上の共振点は0.8 Hz付近にあるが、フリクション等の要因により、実際の共振点はそれより高い周波数(2 Hz前後)を有することがわかった。また、振幅が小さい程、共振周波数が高くなり、共振倍率も高くなることは、従来サスペンションシートに一般に見られる傾向と一致している。

従って、車輪式トラクタショベルのように、2 Hz付近に固有振動数による顕著なピークを呈する周波数成分を持つ建設機械に、上記のサスペンションシートを装着することは必ずしも有効な

対策方法であるとは言い難い。しかし、逆に、2 Hz 付近の振動を吸収する動吸振器を上記のシートに装置すれば、大きな振動低減効果が得られるものと判断される。

(2) 動吸振器内蔵型サスペンションシート

図 5-1 で示されるサスペンションシートの振動系に図 5-2 に示すようなばね-質量系から成る動吸振器を装着した系を考える。変位入力 $x_3 = A \cos \omega t$ が与えられるとすると、運動方程式は次の通りとなる。

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_1(x_1 - x_3) + k_2(x_1 - x_2) = 0 & \dots\dots\dots (5) \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 & \dots\dots\dots (6) \end{cases}$$

ここで、 m_1, m_2 : 質量, k_1, k_2 : ばね定数, c : 粘性減衰係数

x, x_2, x_3 : 変位

(5), (6) 式における入力 x_3 と出力 x_1 の間の振動伝達関数 H を求めることとする。(5), (6) 式をフーリエ変換し、その時の x_1, x_2, x_3 のフーリエ像関数を X_1, X_2, X_3 とおくと、上式は、

$$\begin{cases} (-4\pi^2 f^2 m_1 + i2\pi f c_1 + k_1 + k_2)X_1 - k_2 X_2 = (i2\pi f c_1 + k_1)X_3 & \dots\dots\dots (7) \\ -k_2 X_1 + (-4\pi^2 f^2 m_2 + k_2)X_2 = 0 & \dots\dots\dots (8) \end{cases}$$

となる。従って、伝達関数 H は、

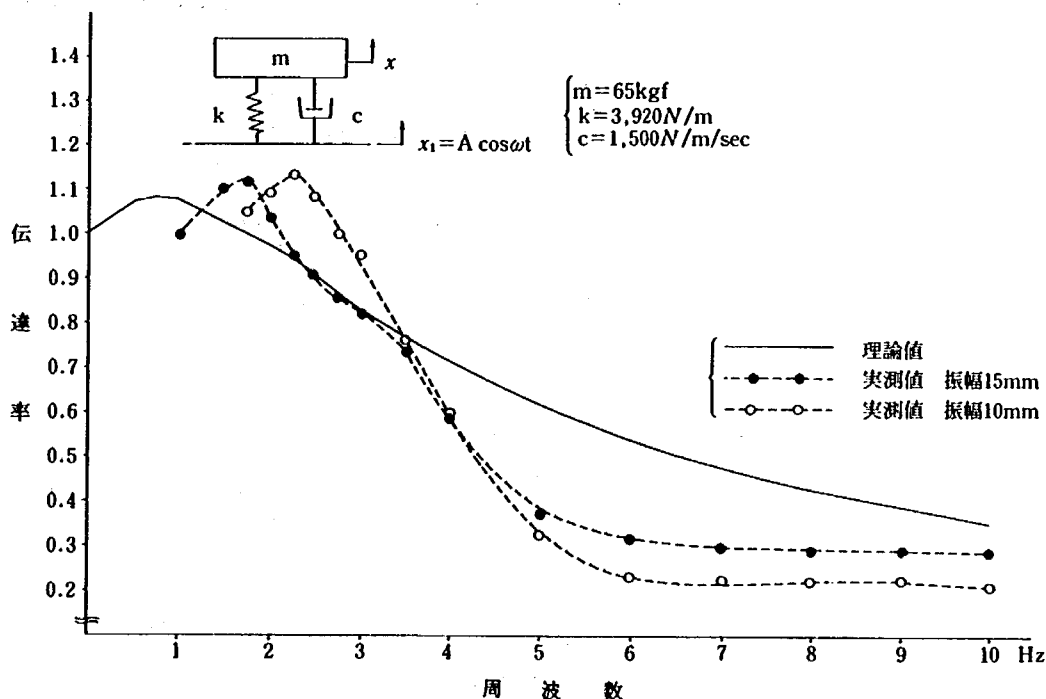


図 5-1 普通サスペンションシートの振動伝達特性

$$H = \frac{X_1}{X_3} = \frac{(i2\pi f c_1 + k_1) \cdot (-4\pi^2 f^2 m_2 + k_2)}{\begin{vmatrix} -4\pi^2 f^2 m_1 + i2\pi f c_1 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & -4\pi^2 f^2 m_2 + k_2 \end{vmatrix}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、簡単のために

$$\left. \begin{aligned} -4\pi^2 f^2 m_1 + k_2 &= A \\ -4\pi^2 f^2 m_2 + k_2 &= B \\ 2\pi f c_1 &= D \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

とおくと、

$$\begin{aligned} H &= \frac{(k_1 + Di) \cdot B}{(A + k_1 + Di) \cdot B - k_2^2} \\ &= \frac{k_1 \cdot B(A \cdot B + k_1 \cdot B - k_2^2) + (B \cdot D)^2 + B \cdot D \cdot (A \cdot B - k_2^2)i}{(A \cdot B + k_1 \cdot B - k_2^2)^2 + (B \cdot D)^2} \quad \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

ゆえに、伝達率 $|H|$ は、

$$|H| = \frac{\sqrt{\{k_1 \cdot B(A \cdot B + k_1 \cdot B - k_2^2) + B^2 \cdot D^2\}^2 + B^2 \cdot D^2(A \cdot B - k_2^2)^2}}{(A \cdot B + k_1 \cdot B - k_2^2)^2 + B^2 \cdot D^2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

ただし、A, B, D は(10)式で与えられる。

この(12)式において、 $m_1=65\text{kgf}$, $k_1=3920\text{ N/m}$, $c_1=1500\text{ N/m/sec}$, $m_2=20\text{ kgf}$, $k_2=5756\text{ N/m}$ とするとこの系の振動伝達率は、図5-2に示すような特性を示す。なお、図中には、動吸

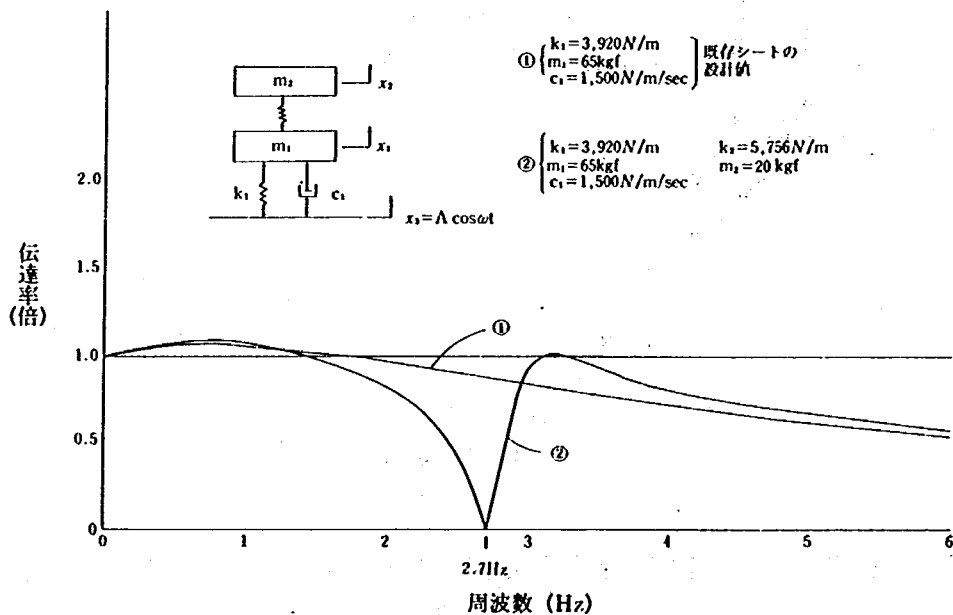


図5-2 動吸振器内蔵型サスペンションシートの振動伝達特性(その1)

振器を装着していない場合の伝達率も、併わせて示してある。ここで、参考までに、車輪式トラクタショベルの車体振動のパワースペクトル密度関数の実測値を図5-3に示す。このトラクタショベルに、上記の振動系を持つサスペンションシートを搭載することにより、大きな振動低減効果が期待できるものと想像される。

次に、(12)式において、 $m_1=65 \text{ kgf}$, $k_1=3920 \text{ N/m}$, $c_1=1500 \text{ N/m/sec}$, $m_2=15 \text{ kgf}$, $k_2=71653 \text{ N/m}$ とした場合の振動伝達率を、図5-4に示す。この図は動吸振器の共振周波数を 12 Hz ($\text{m/S}^2/\text{Hz}^{1/2}$)

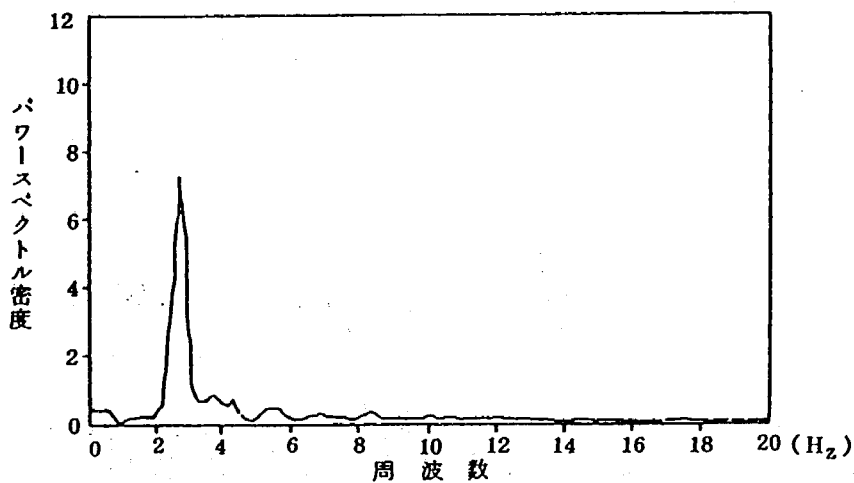


図5-3 車輪式トラクタショベルの車体振動のパワースペクトル密度の実測値の一例

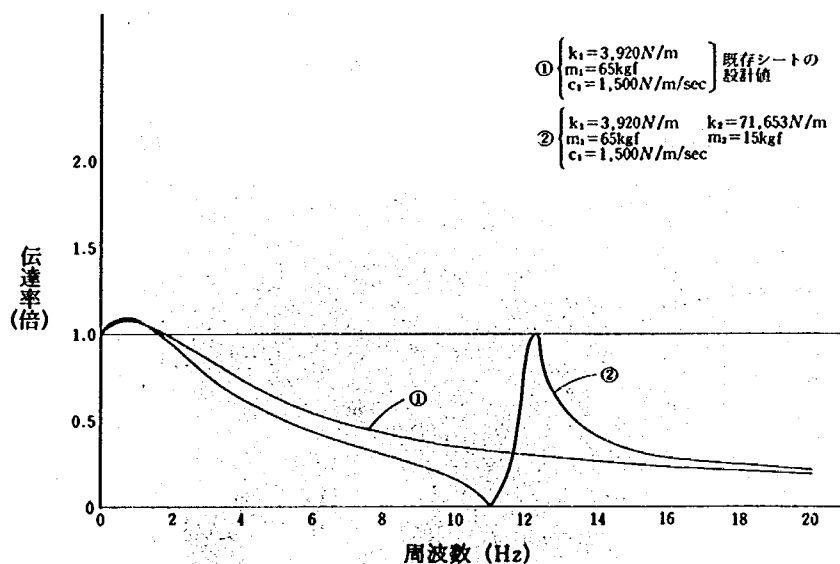


図5-4 動吸振器内蔵型サスペンションシートの振動伝達特性(その2)

に設定したものであり、4～11 Hz の帯域の振動低減に効果があることがわかる。

5.2 動吸振器内蔵型サスペンションシート

車輪式トラクタショベルの振動対策方法として、車体振動上下方向の 2.5 Hz の固有振動数を吸収する動吸振器を内蔵したサスペンションシート（ばね 2 本、ばね 4 本）の設計・製作を行った。

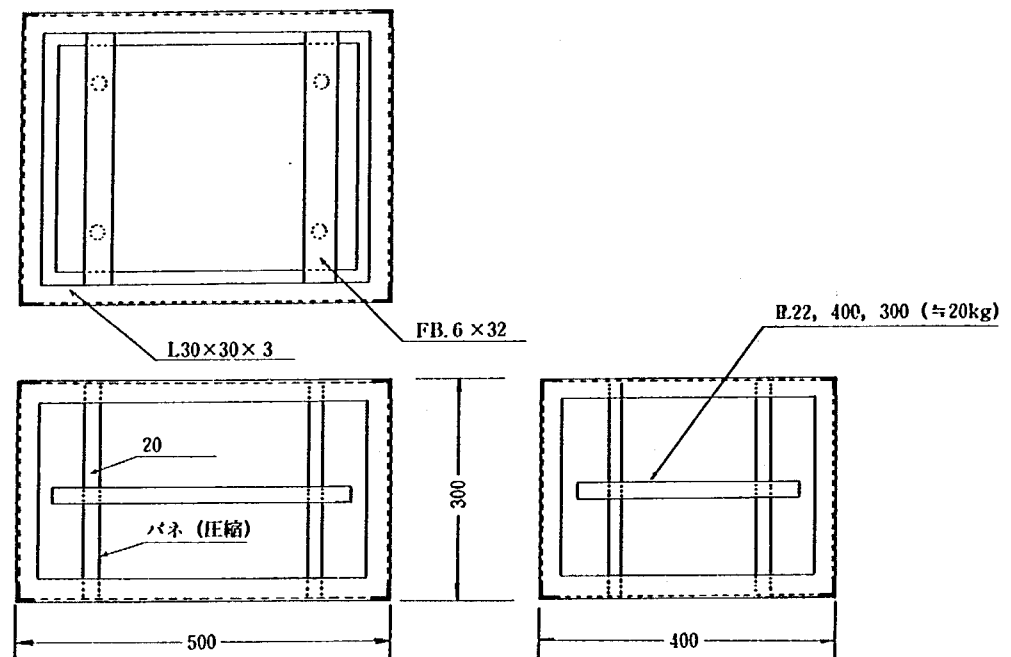


図 5-5 動吸振器の外形図

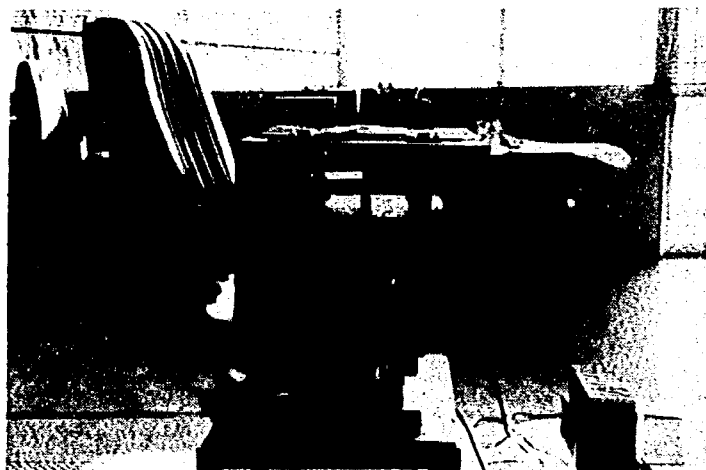


写真 5-1 動吸振器内蔵型サスペンションシート

図5-5に動吸振器の外形図を示す。また、写真5-1に製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートを示す。また、ばね定数などの主要仕様値はその実測値を図5-11中に示す。

なお今回製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートは、従来のサスペンションシートに動吸振器を取り付けたものである。

5.3 加振実験

5.3.1 実験概要

製作した動吸振器内蔵型サスペンションシートの振動低減効果を把握するために、機械居住性実験室内にある油圧振動台上に動吸振器内蔵型サスペンションシートを装着し、正弦波振動及び実機振動（車輪式トラクタショベル）を負荷した。そのときにおける振動を振動台上、座席上、座席フレーム上（又は、おもり上）で測定し、普通サスペンションシートと動吸振器内蔵型サスペンションシートの振動伝達率及び座席フレーム上の振動レベルを比較することにより振動低減効果を把握することとした。写真5-2に実験中の状況を示す。

5.3.2 測定項目

表5-1に示す4箇所において、加速度計により振動加速度を測定した。

写真5-3に加速度計の取り付け状態を示す。

5.3.3 加振条件

加振条件は、表5-2に示すように、普通サスペンションシートと動吸振器内蔵型サスペンションシート（2本ばね、4本ばね）の2種類のシートに、正弦波振動（1～10 Hz（11条件））及び実

表5-1 測定項目

	測定箇所
1	振動台上 (上下方向)
2	座 席 上 (上下方向)
3	座席フレーム上 (上下方向)
4	おもり上 (上下方向)



写真5-2 実験中の状況

機振動（車輪式トラクタショベル）の2速走行時（土道上）・V作業時（4号碎石）を負荷する9条件である。また、シート上には体重の異なるオペレータ2名が交互に乗り測定した。

振動加振時間は、約2分間で90 dB（VL）の振動レベルで負荷した。

5.3.4 測定機器及びデータ処理方法

図5-6に測定機器及びデータ処理方法を示す。

測定は、普通サスペンションシートについては座席上・座席フレーム上・振動台上の3点、動吸振器内蔵型サスペンションシートについては座席上・おもり上・振動台上の3点で行った。また、動吸振器内蔵型サスペンションシートについては、座席フレーム上でも1条件について測定した。

データ処理については、正弦波振動は振動加速度レベル（VAL）で、実機振動は振動レベル（VLeq）で行った。

5.3.5 実機振動の入出力波形

振動加振用入力テープは、図5-7に示す方法により作成した。

実機振動（車輪式トラクタショベル）は、座席取付部において測定したもので、2速走行時は前進走行時の定常状態、V作業時は4号碎石をV作業で1サイクル行ったものをそれぞれ連続になぞあわせたものである。

図5-8、図5-9に、実測した振動のレベル波形と振動台で再現されたレベル波形の一例を示す。

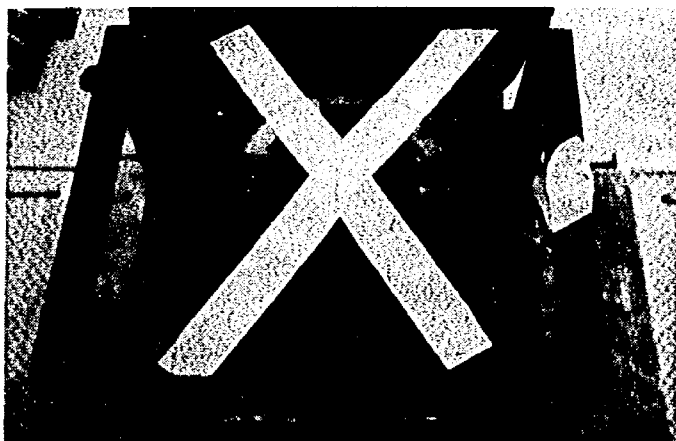
表5-2 加振条件

	シートの種類	振動加振条件
1	普通サスペンションシート	正弦波振動（1～10Hz）
2	〃	実機振動 2速走行時（土道）
3	〃	実機振動 V作業時（4号碎石）
4	動吸振器内蔵型 サスペンションシート（2本ばね）	正弦波振動（1～10Hz）
5	〃	実機振動 2速走行時（土道）
6	〃	実機振動 V作業時（4号碎石）
7	動吸振器内蔵型 サスペンションシート（4本ばね）	正弦波振動（1～10Hz）
8	〃	実機振動 2速走行時（土道）
9	〃	実機振動 V作業時（4号碎石）

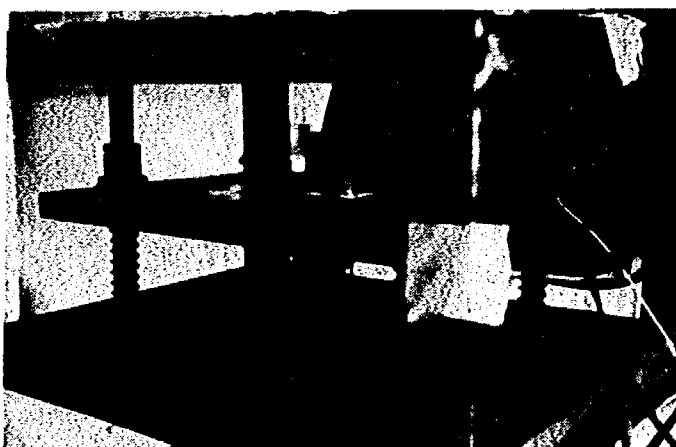
※シート上に乗るオペレータは、A、B、の2人とする。



(a) 振動台上



(b) 座席上



(c) おもり上

写真5-3 加速度計取り付け状態

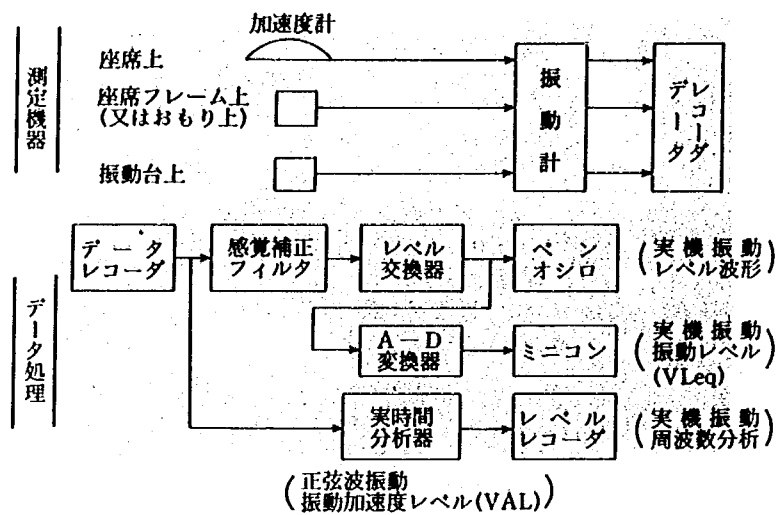


図5-6 測定機器及びデータ処理方法

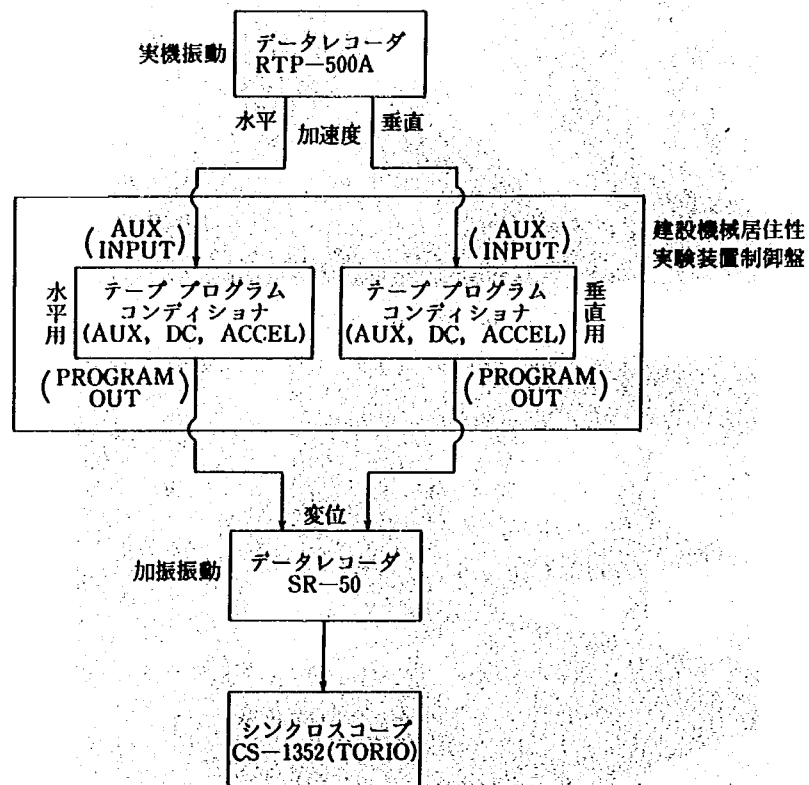
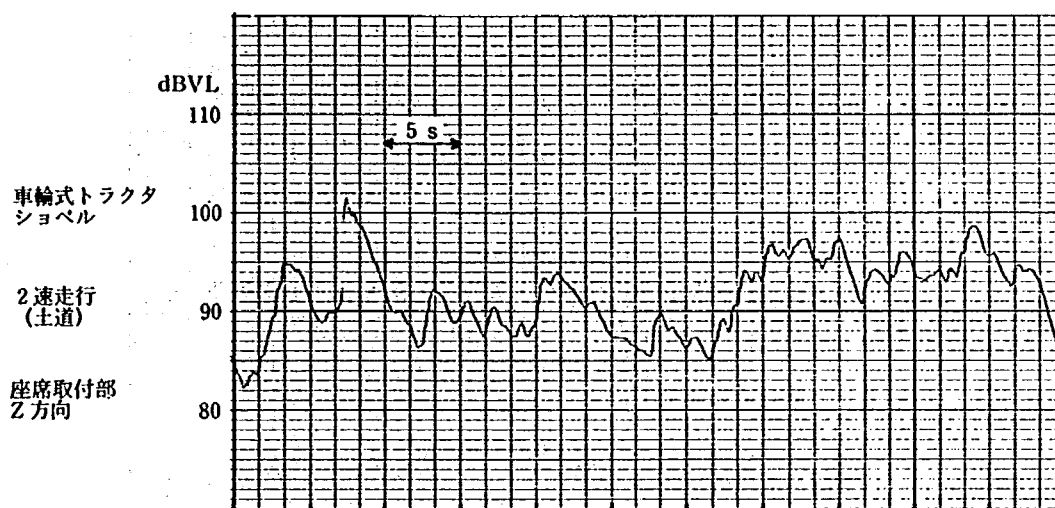
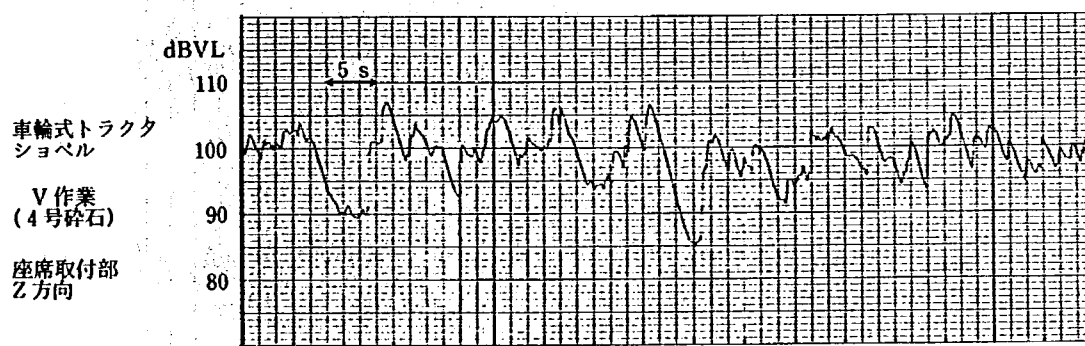


図5-7 振動台加振用編集テープ作成結線図 (車輪式トラクタショベル)



(a) 座席取付部 (2速走行時)

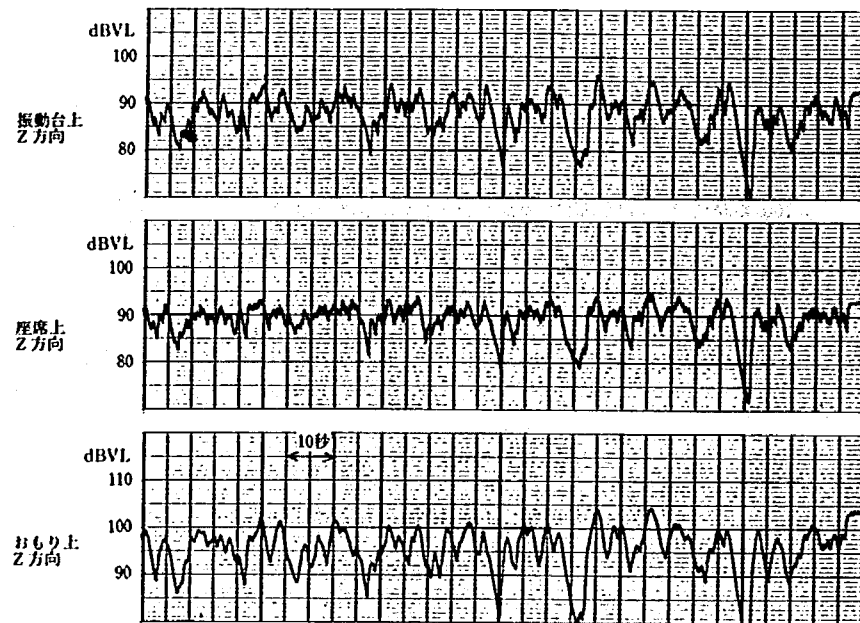


(b) 座席取付部 (V作業時)

図5-8 実測した振動レベル波形の1例



(a) 動吸振器内蔵型サスペンションシート (ばね2本) の
2速走行 (土道)



(b) 動吸振器内蔵型サスペンションシート (ばね2本) の
V 作業 (4号砕石)

図5-9 振動台で再現された振動レベル波形の一例

5.4 実験結果

5.4.1 正弦波振動による加振実験

正弦波振動による加振実験結果を表5-3に示す。

表中の動吸振器内蔵型サスペンションシートの座席フレーム上推定値は、普通サスペンションシートの各周波数ごとに「座席上—座席フレーム上」の値を補正值として、動吸振器内蔵型サスペンションシートの座席上からこの補正值を引いた値である。

また、オペレータ A の体重は 55 kgf、オペレータ B の体重は 75 kgf である。

表5-3 正弦波加振実験結果

dBVAL

シートの種類 加振中心周波数 加速度計位置 オペレータ		普通のサスペンションシート			動吸振器内蔵型サスペンションシート(ばね4本)				動吸振器内蔵型サスペンションシート(ばね2本)			
		振動台上	座席上	座席フレーム上	振動台上	座席上	座席フレーム上推定値	おもり上	振動台上	座席上	座席フレーム上推定値	おもり上
1 Hz	A	90	92	90	90	91	89	90	91	87	85	87
	B	—	—	—	90	91	—	91	91	88	—	87
1.25Hz	A	90	92	90	90	91	89	90	90	88	86	89
	B	90	92	91	90	92	91	91	91	89	88	90
1.6Hz	A	91	92	91	91	92	91	92	91	89	88	91
	B	91	93	92	91	93	92	92	91	90	89	92
2 Hz	A	91	92	91	90	93	92	92	91	91	90	95
	B	91	94	93	90	95	94	93	91	92	91	97
2.5Hz	A	91	93	92	91	94	93	94	91	91	90	106
	B	91	95	94	91	96	95	95	91	91	90	104
3.15Hz	A	90	94	92	91	97	95	97	90	92	90	97
	B	90	95	93	91	96	94	94	91	94	92	99
4 Hz	A	91	96	94	91	96	94	97	91	95	93	92
	B	91	92	90	91	94	92	93	91	93	91	89
5 Hz	A	91	96	94	90	94	92	92	91	94	92	88
	B	90	89	87	90	90	88	86	90	90	88	84
6.3Hz	A	91	93	90	90	93	90	92	90	92	89	84
	B	90	87	84	91	89	86	87	90	88	85	82
8 Hz	A	91	93	91	90	93	91	93	91	92	90	82
	B	90	88	87	91	91	90	91	91	88	87	81
10Hz	A	91	94	92	91	92	90	90	90	92	90	82
	B	90	91	89	90	90	88	88	90	88	86	82

*振動方向はいずれも上下方向
オペレータ A : 55kgf B : 75kgf

表5-3の値より、普通サスペンションシートと動吸振器内蔵型サスペンションシートの振動伝達率を求めた結果を図5-10に示す。

伝達率の計算は、振動台上の値を1.0とし、振動台上から座席フレーム上（又は座席フレーム上推定値）を引いた値を次の式に代入して求めた。

$$a = 10^{\frac{x}{20}}$$

ここで a ：伝達率

x ：（振動台上—座席フレーム上）の値（dBVAL）

表5-4に伝達率の計算値を示す。また普通サスペンションシートと動吸振器内蔵型サスペンションシート（ばね2本、ばね4本）の理論値による伝達率を図5-11に示す。なお、 $k_1 k_2 m_1$ 等の定数については5.1節に示す設計値ではなく実測値を用いて計算した。

5.4.2 実機振動による加振実験

実機振動による加振実験結果を表5-5に示す。

表中の動吸振器内蔵型サスペンションシートの座席フレーム上推定値は、補正用として測定した実験値（表5-5参照）の（座席上—座席フレーム上）の値を補正值として、動吸振器内蔵型サスペンションシートの座席上の値からこの補正值を引いた値である。

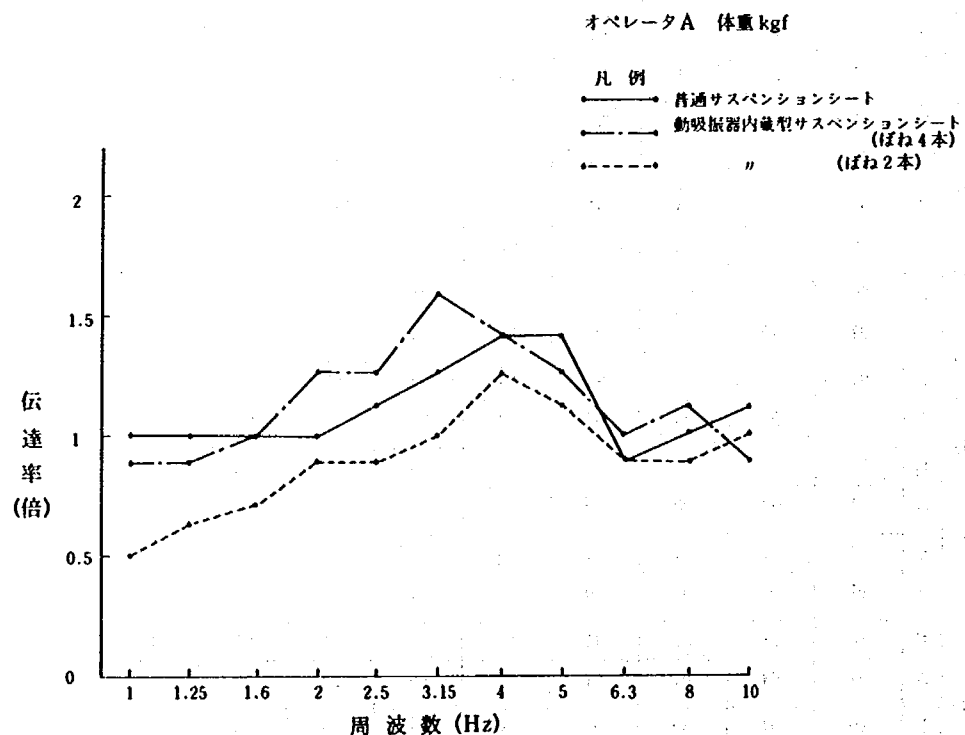


図5-10 座席フレーム上における正弦波加振伝達率図(a)

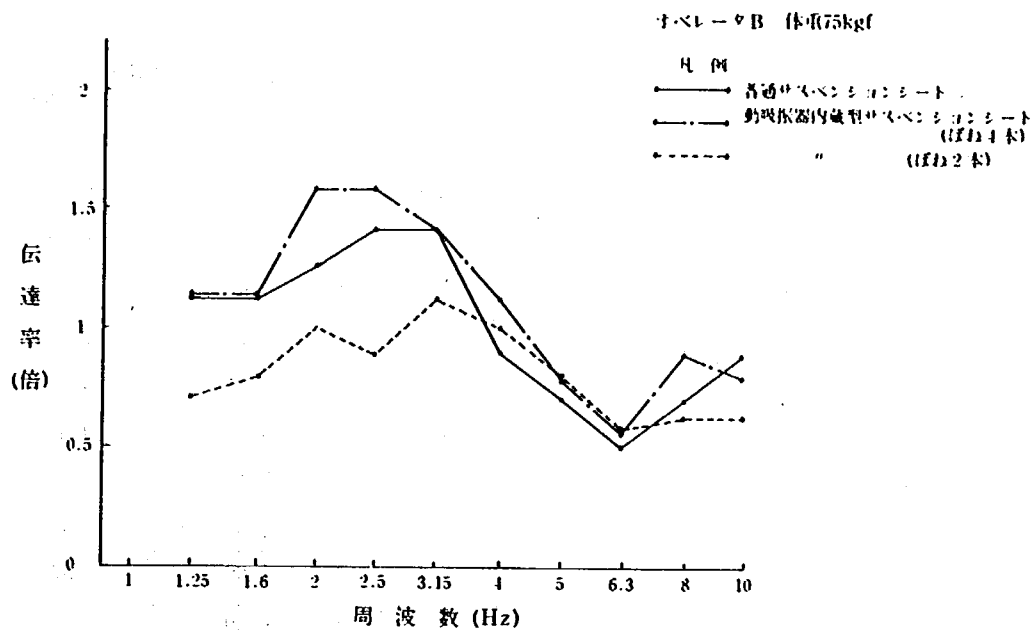


図5-10 座席フレーム上における正弦波加振伝達率図(b)

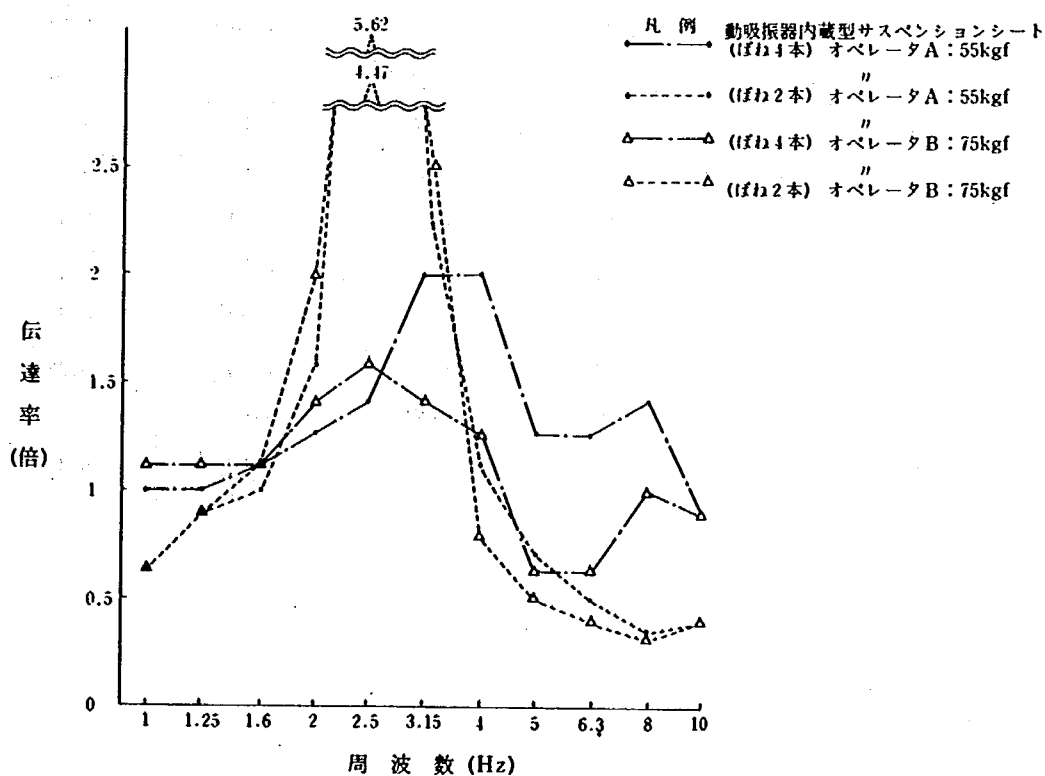
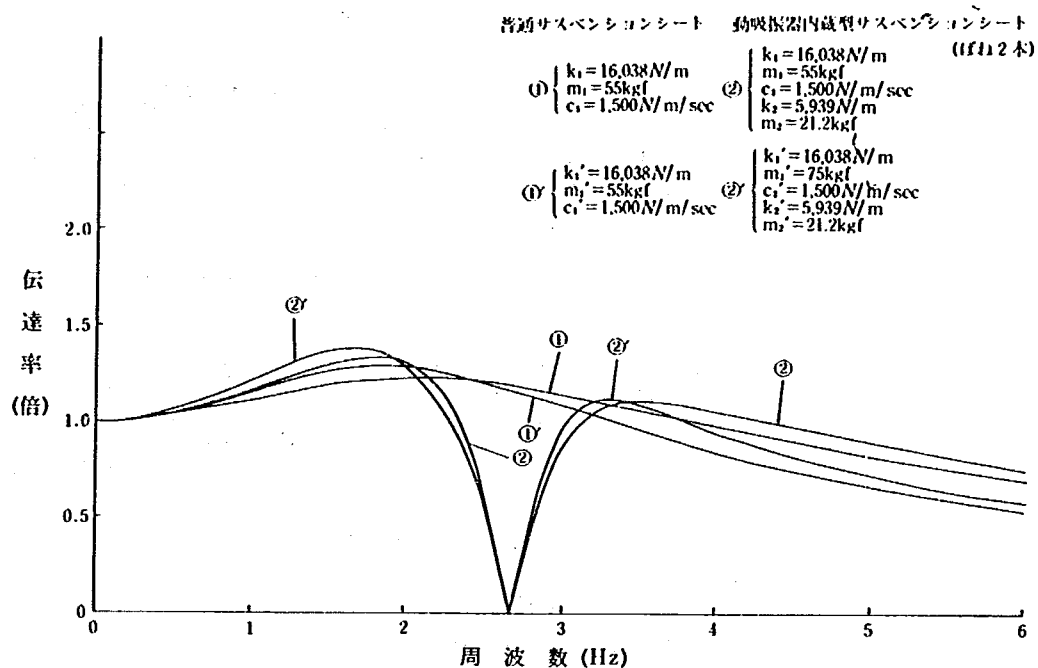


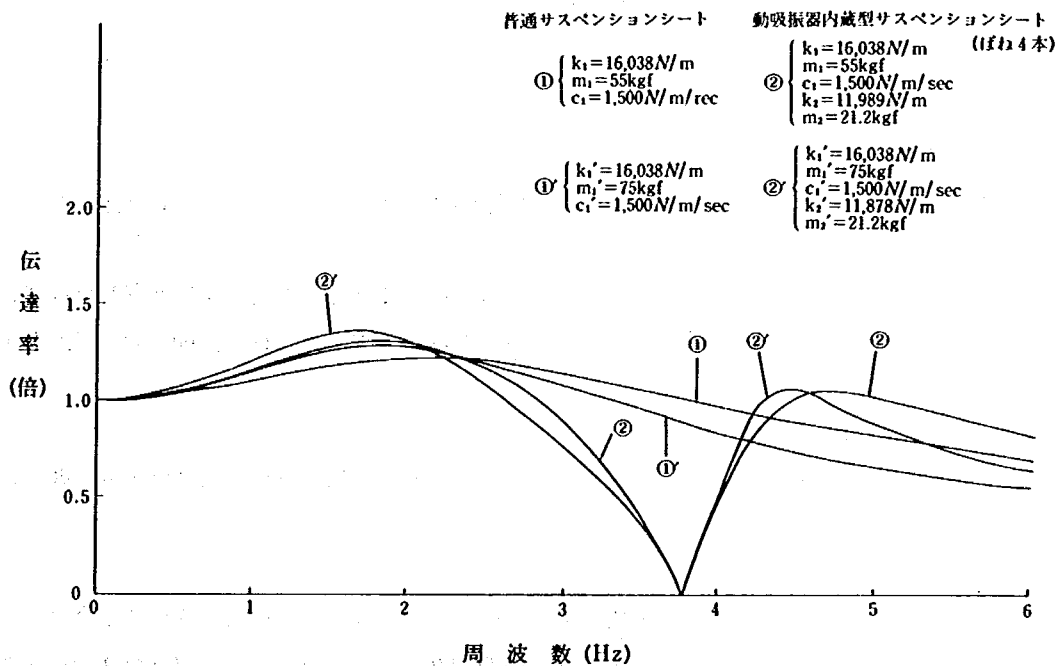
図5-10 おもりに上における正弦波加振伝達率図(c)

表5-4 各周波数における振動伝達率の計算値

		普通サスペン ションシート	動吸振器内蔵型サスペン ションシート (ばね4本)		動吸振器内蔵型サスペン ションシート (ばね2本)	
		座席フレーム上	座席フレーム上	おもり上	座席フレーム上	おもり上
1 Hz	A	1.0	0.89	1.0	0.5	0.63
	B	—	—	1.12	—	0.63
1.25Hz	A	1.0	0.89	1.0	0.63	0.89
	B	1.12	1.12	1.12	0.71	0.89
1.6 Hz	A	1.0	1.0	1.12	0.71	1.0
	B	1.12	1.12	1.12	0.79	1.12
2 Hz	A	1.0	1.26	1.26	0.89	1.58
	B	1.26	1.58	1.41	1.0	2.0
2.5 Hz	A	1.12	1.26	1.41	0.89	5.62
	B	1.41	1.58	1.58	0.89	4.47
3.15Hz	A	1.26	1.58	2.0	1.0	2.24
	B	1.41	1.41	1.41	1.12	2.51
4 Hz	A	1.41	1.41	2.0	1.26	1.12
	B	0.89	1.12	1.26	1.0	0.79
5 Hz	A	1.41	1.26	1.26	1.12	0.71
	B	0.71	0.79	0.63	0.79	0.5
6.3 Hz	A	0.89	1.0	1.26	0.89	0.5
	B	0.5	0.56	0.63	0.56	0.4
8 Hz	A	1.0	1.12	1.41	0.89	0.35
	B	0.71	0.89	1.0	0.63	0.32
10 Hz	A	1.12	0.89	0.89	1.0	0.4
	B	0.89	0.79	0.79	0.63	0.4



(a) 動吸振器内蔵型サスペンションシート
(ばね 2 本)



(b) 動吸振器内蔵型サスペンションシート
(ばね 4 本)

図 5-11 サスペンションシートの振動伝達率

表5-5 実機振動による加振実験結果

dBVLeq

シートの種類 加振度・位置 条件		普通の サスペンションシート			動吸振器内蔵型サスペン ションシート (ばね4本)				動吸振器内蔵型サスペン ションシート (ばね2本)					
		振台	動上	座席上	座席 フレーム上	振台	動上	座席上	座席 フレーム上 推定値	おもり上	振台	動上	座席上	座席 フレーム上 推定値
2速走行時 (土道)	A	90.5		92.8	91.5	90.1	93.1	91.4	93.2	90.0		90.5	88.8	99.9
	B	90.3		92.6	91.1	90.0	92.3	90.3	91.7	90.3		91.1	89.1	99.9
V作業時 (4号砕石)	A	89.5		91.5	90.3	89.3	92.0	90.3	91.9	89.4		90.0	88.3	96.9
	B	89.5		91.4	89.9	89.4	91.8	89.8	91.1	88.9		89.6	87.6	96.1

※振動方向は、いずれも上下方向

※オペレータ A: 55kgf B: 75kgf

補正用

シートの種類 加振度 位置 条件		動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね2本)		
		振動台上	座席上	座席フレーム上
2速走行時 (土道)	A	90.4	90.3	88.6
	B	90.6	90.5	88.5

※動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね4本, ばね2本) の座席フレーム上推定値の補正値は、左記の(座席上-座席フレーム上)による。

5.5 考察

(1) 正弦波振動の場合

図5-12に普通スuspensionシート及び動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね2本, オペレータ B) の理論値及び実測値を示す。

図より、実測値において、普通スuspensionシートが2.5 Hzで最も大きな伝達率となっているのに対して、動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね2本, オペレータ B) では伝達率が0.9に下がっている。

振動レベルでも4 dB低減している。

また、理論値と実測値の伝達率もよく似た傾向を示しており、振動低減に有効であると考えられる。

(2) 実機振動の場合

普通スuspensionシートと動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね2本) の座席フレーム上における振動レベルを比較すると、動吸振器内蔵型スuspensionシート (ばね2本) が普通スuspensionシートより2~2.7 dB低くなっている。また、このことは2速走行時・V作業時においても同じ傾向を示している。

以上の結果より、今回製作した動吸振器内蔵型サスペンションシート（ばね2本）は2.5 Hz 前後の振動を吸収していることがわかり、車輪式トラクタショベルの振動低減対策としては大きな効果があると言える。

さらに図5-4に示した特性の動吸振器内蔵型サスペンションシートを製作することにより、ブルドーザ等のような4～10 Hz 付近に大きなピークを持つ建設機械の防振手法としても利用可能であると考えられる。

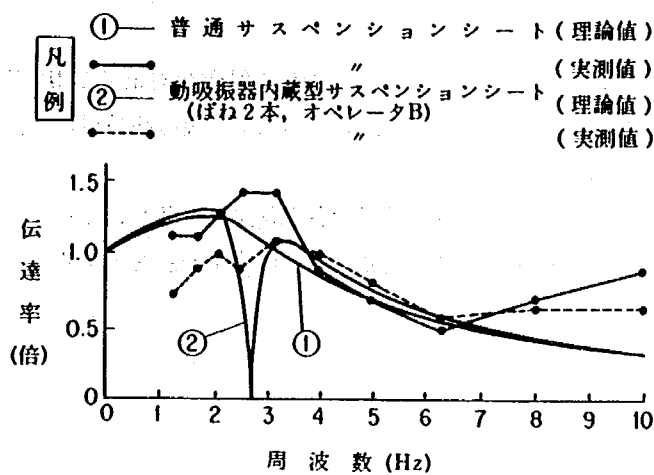


図5-12 正弦波振動による伝達率

あ と が き

昭和 55 年度～58 年度まで 4 ケ年にわたる本調査試験により、建設機械のオペレータ振動の定義付けを行い、その測定手法を提案する（土研資料第 2024 号参照）と共に、車輪式トラクタショベル並びにブルドーザの振動発生機構が明きらかに（土研資料 1925 号並びに 2088 号参照）された。さらにこれらに基いて、ブルドーザの振動対策手法として、キャリアレール及び新型履板の装着、車輪式トラクタショベルの振動対策手法として、動吸振器内蔵型サスペンションシートの提案を行った。

建設機械の大幅な機構の変更によることなく、これら軽微な対策で 3 dB 程度の振動低減が図れることが明きらかになったわけであり、本調査の結果が今後の建設機械の振動対策の検討に反映されることを願うところである。

なお、末尾ながら、オペレータ振動対策委員会各委員諸氏、並びにオペレータ振動対策委員会の運営等に御尽力頂いた㈱日本建設機械化協会の方々に感謝の意を表する。

建設機械の振動対策に関する調査試験
(第4報)

——建設機械の振動対策方法——

ISSN 0386-5878
土木研究所資料第2195号
昭和60年2月(1985年)

伊藤 豪 誠
多田 和 弘
豊田 実

要旨

搭乗式建設機械の運転員への振動対策手法の現状を調査し、振動対策システムツリーを作成した。さらに、ブルドーザ、車輪式トラクタショベルの振動対策手法としてキャリアローラ、新型履板と動吸振器内蔵型サスペンションシートを提案した。これらの実物大模型を製作し振動低減効果を測定した結果良好な低減効果が確認された。



キーワード：建設機械, 運転員, 振動対策, 防振, サスペンションシート, 履板

郵便はがき

305-□□

は40円切手を
はって下さ

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. 146

配布先氏名

配布先住所

No. 146

土木研究所資料 第2195号 部

上記のとおり受領しました。

所 属 (住所)

氏 名 印