



土木研究所資料

第 8 6 7 号

建設機械の騒音と地盤振動の実態と 2、3 の対策

昭和 48 年 7 月

建設省土木研究所

建設騒音および振動の調査ならびに排除に関する試験調査

建設機械の騒音と地盤振動の実態と2、3の対策

機械研究室

芹 沢 富 雄

中 野 新 市

要 旨

建設工事における騒音および振動の実態の調査と対策を行うことを目的とし、地方建設局の収集したデータをもとにその実態を解明するとともに、ディーゼルハンマの騒音対策と地盤振動の対策について実験を行なった。

その結果、各種の建設機械における騒音と振動の大きさが明らかになり、ディーゼルハンマの騒音について、マフラを使用して騒音レベルの低下をみた。ディーゼルハンマの騒音は、各部分で、ほぼ一様に発生されている。振動対策として実験を行ったみぞは、深さに比例する振動遮断の効果が得られた。

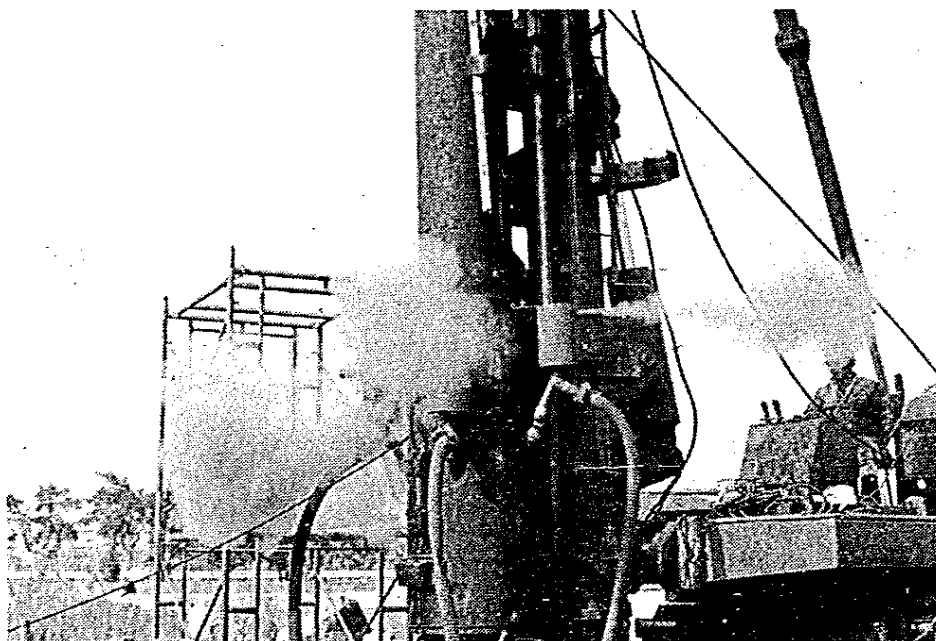


写真-1 運転中のディーゼルハンマ用マフラ

目 次

1. ま え が き	1
2. 調 査 概 要	1
3. ディーゼルハンマ騒音対策実験	1
3-1 実 験 方 法	2
(1) ディーゼルハンマ騒音源探査	3
(2) ディーゼルハンマ用マフラ実験	4
3-2 ディーゼルハンマ用マフラ概要	4
3-3 解析について	6
(1) 打撃音と排気音の分離	7
(2) 加速度による音源パワレベルの推定	8
(3) 相関解析について	8
3-4 実 験 結 果	9
(1) ディーゼルハンマ全体の騒音の特性	9
(2) 各部分における音圧レベル	12
(3) 加速度による音圧の推定	15
(4) 相互相関関数による音源の推定	15
(5) マフラ装着時のディーゼルハンマ騒音の特性	18
(マフラの消音効果)	
3-5 考 察	20
(1) ディーゼルハンマの騒音	20
(2) 相関解析結果について	20
(3) ディーゼルハンマ用マフラ実験	21
4. 建設工事に伴う騒音と地盤振動の減衰	21
4-1 調査方法および結果	21
(1) 騒音の減衰	22
(2) 振動の減衰	24
4-2 考 察	26

5. 地盤振動遮断用のみぞに関する実験	28
5-1 実験方法および結果	28
5-2 考 察	31
6. 結 論	32
6-1 ディーゼルハンマ騒音対策について	32
6-2 建設工事における騒音と地盤振動について	32
6-3 地盤振動遮断用のみぞについて	32
7. あ と が き	32
7-1 ディーゼルハンマ騒音対策について	32
7-2 建設工事における騒音と地盤振動について	34
7-3 地盤振動遮断用のみぞについて	34
8. 参 考 文 献	35

1. まえがき

この調査は、昭和46年度に「くい打工事における振動騒音に関する試験研究」のテーマで土木研究所費によって調査を始めた。昭和47年度は、建設機械開発調査費による「建設騒音および振動の調査ならびに排除に関する試験調査」のテーマで試験調査を実施したもので、昭和46年度は主として計測器の選定と、計測方法の開発を行ない、昭和47年度は、これに引続き実態の調査とその対策を行なった。

2. 調査概要

本調査は、建設工事における騒音および地盤振動に対する対策または調査として下記の項目を実施した。a) ディーゼルハンマの騒音対策、b) 騒音ならびに地盤振動の実態の調査として、各地方建設局により収集されたデータについて、その一般的な傾向を把握する。c) 地盤振動対策として、地盤振動遮断用のみぞについての実物実験。とくにa)については、ディーゼルハンマの騒音源について実験的に音源の探査を各種の方法を用いて行なうとともに、遮音装置用マフラを製作してその実験を行なった。この遮音装置は各種の模型実験を含めて継続的な調査を進める。

3. ディーゼルハンマ騒音対策実験

ディーゼルハンマ遮音装置を試作するにあたって、ディーゼルハンマの実機の騒音に関して、基礎的なデータを収集する必要がある。従来の騒音の計測においては、このような目的にたって実験されたものはなくデータとして不十分である。このような観点において実験を行なった。

a) ディーゼルハンマの騒音源の探査

ディーゼルハンマの騒音については、各種の遮音装置が実験されているが、騒音の発生の機構および発生の部位について十分な検討がなされた例がない。従って各部位における発生音圧レベルを検出または推定する。

b) 遮音装置は通常、ディーゼルハンマ本体をおおうので、遮音装置に放射される排気ガスに対する耐熱性と吸排気の効率について、設計上の困難が予想される。こ

のため、吸排気を遮音装置外で行なうための装置が必要とされるが、この過程で排気音を消音すればさらに遮音装置の効果が大きくなる。このような考え方で試作されたマフラについて、その性能を実験する。

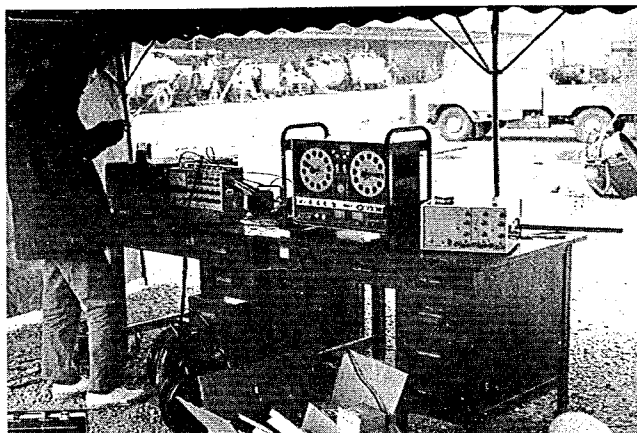


写真-2 計測状況

3-1 実験方法

使用計測器および実験条件は下記の通りである。

- 1) 騒音計 NA-07A 指示騒音計 (リオン株製)
2209 型衝撃騒音計 (B&K 社製)
WM-900 型指向性マイク (松下電器製)

ただし、NA-07A 指示騒音計は、指向性マイクのアンプとして用いた。本実験において騒音計の特性はすべて c 特性を用いた。

- 2) 振動計

VM-9204 型振動計 (国際振動研究所株製)
VP-4200 型受振器 (同 上)

- 3) データレコーダ

PFM15 (ソニーマグネスケール製)
DR4215 (同 上)

4) 周波数分析器

SA-56B型 $\frac{1}{2}$ オクターブ分析器 (リオン株製)

5) レベル記録計

RS-88型高速度レベル記録計 (ノード株製)

6) 相関計

C-110型相関計 (ティアック株製)

7) 供試ディーゼルハンマ

三菱重工業製M-23型ディーゼルハンマ (ラム重 2.3 t)

8) 実験場所

建設省土木研究所千葉支所内建設機械性能試験場

9) 供試杭

500 mm ϕ 鋼管杭 (長さ 4.5 m)

実験方法は以下の通りである。

(1) ディーゼルハンマ騒音源探査

a) 遠地点 (5, 10, 20, 40 m の 4 点) において、ディーゼルハンマの全体の騒音を衝撃騒音計を用いて測定する。衝撃騒音計は、ディーゼルハンマの打撃音の様な衝撃的な音に対して応答がよいため、全体の特性を把握するのに用いる。

b) 指向性マイクロホンで、

①下部シリンダ中央部 (排気孔付近)、②アソビ部、③パイロキャップ、④杭付近、の 4 点について、音圧を検出する。

c) 加速度計のピックアップを上記 4 点のディーゼルハンマ本体表面上に設置し、各部分の振動の加速度を検出する。ディーゼルハンマ表面を発音部として考えるため半径方向の加速度を検出した。

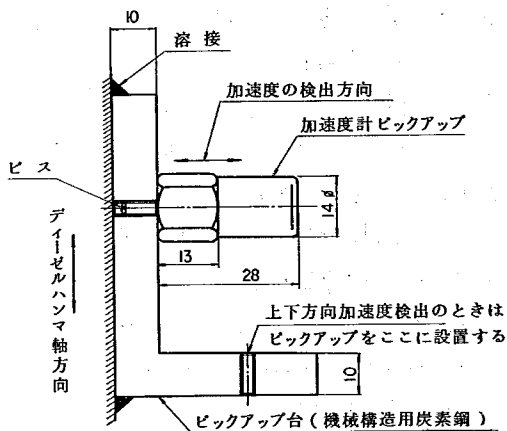


図-1 加速度計ピックアップの取付

加速度計の取付方法を図-1に示す。
指向性マイクロホンと加速度計の設置位置を図-2に示す。指向性マイクロホンを音源のパワレベルと音圧レベルとが一致する点(0.282 m)までハンマ本体に近づけて、検出した音圧レベルを近似的にパワレベルとみなした。
(実際にはマイクロホン先端より0.5 mの位置とした。)

(2) ディーゼルハンマ用マフラ実験

ディーゼルハンマ用マフラの騒音について、距離40mの地点で衝撃騒音計を用いて音圧を検出した。ラムはね上り高さについては、16mmカメラで記録し計測した。ラムはね上り高さは基点が不明確であるため相対位置で示している。

3-2 ディーゼルハンマ用

マフラ概要

(1) 構成

マフラは下記のユニットから構成されている。(図-3参照)

- 1) 給気用送風機(1台、風量30 m³/min、風圧30 mmAq)
- 2) 送気ホース(1本、径100 mmφ)
- 3) 耐熱給気ホース(4本、径100 mmφ 耐熱ゴム製)
- 4) 分岐管(一式)
- 5) マフラ本体(4組、図-4に詳細を示す)

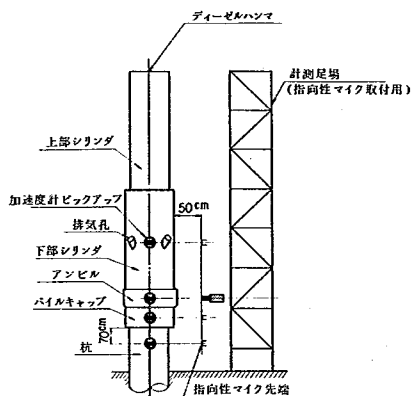


図-2 加速計と指向性マイクの設置位置

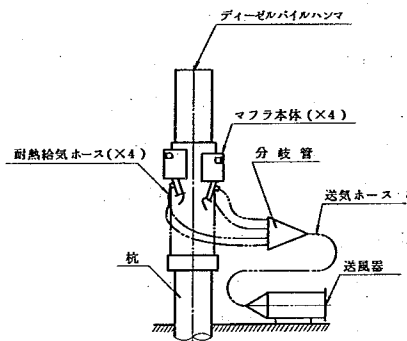


図-3 ディーゼルハンマ用マフラの構成

(2) マフラの運転

ハンマ稼動時には送風機を常時運転する。送風機より供給される新気は、



写真-3 アンビルに取付けた
加速度計

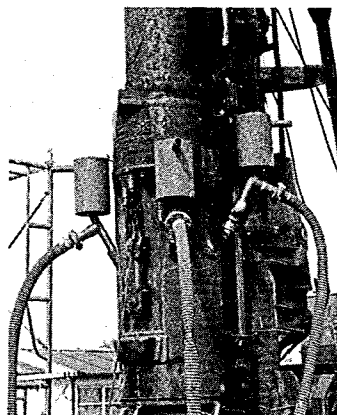


写真-4 ディーゼルハンマ用
マフラ取付状況



写真-5 送風機，送気ホース，分岐管

$m' = A_0 / A_2$ の大きなマフラ)



図-4 ディーゼルハンマ用マフラ本体

3-3 解析について

DR 4 2 1 5 を用いて時間軸を 8 倍にした。PFM 1 5 のデータも、DR 4 2 1 5



図-5 ディーゼルハンマ用マフラの作動原理



図-6 マフラ断面

に転写して再生したためPFM15を用いたもののデータのSN比は低下している。

用いた。

(1) 打撃音と排気音 の分離

排気音と打撃音は
従来主観的な表現の
みであって、数值的
には明確にされてい
なかった。しかし、

本実験における解析

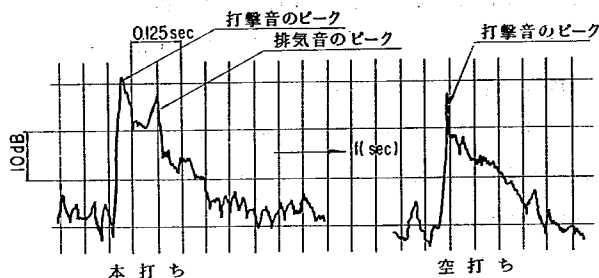


図-7 本打ちと空打ちの音圧レベルの時間的变化

では空打ちの際の周波数特性が打撃音と一致することから、打撃者と排気音とが分離できることを利用した。すなわち空打ち時には、本打ちのときのような第2番目の音圧のピークが現われない(図-7参照)。このことは4KHz付近の音圧のレベルの時間的経過をみると明らかである。

このように高周波帯において打撃者と排気音のピークが明らかになっているものについては、特定の周波数成分(たとえば4KHz)のときの個々のデータの時間差を、他の周波数成分にも利用して、打撃時のピークを基準にしてよんだ。たとえば4KHzのデータ番号5で第1のピークと第2のピークとの時間差が0.08secであったときは、50Hzにおいては、まず打撃時のピークを探し、このピークより0.08secおくれたところのピークを排気音とした。

表-1 打撃音と排気音の時間差(単位 sec)

計測点 データ番号	20m地点	上部シリジタ	アンビル
1	0.1	0.0813	0.0875
2	0.0875	0.075	0.0813
3	0.0875	0.0813	0.0813
4	0.0875	0.0813	0.0937
5	0.0937	0.0875	0.0937
6	0.1063	0.0937	0.1
7	0.1063	0.1	0.0937
8	0.1	0.0937	0.0937
9	0.0813	0.0875	0.0937
10	0.1	0.1	0.1
11	0.1	0.1063	0.0813
12	0.1125	0.1	0.0937
13	—	0.0875	0.1
14	—	0.0875	0.1
15	—	0.0937	0.0875
16	—	0.1	0.0937
17	—	0.1063	0.0937
18	—	0.1	—
平均	0.0969	0.0924	0.0923
標準偏差	0.009	0.009	0.066

総平均0.0935sec 標準偏差0.0083

(この方法は20m地点での計測データと指向性マイクロホンで部分音を検出したデータに用いた)このときの時間差を表-1に示す。次に、打撃音と排気音がどの周波数帯でも明らかにわからないものについては、表-1のデータの平均値0.0935secを中心とした、95%信頼区間($\pm 2\sigma$)における最大のピークをよんだ。ただし、95%信頼区間の上限は0.11secで下限は0.0768secである。この方法はマフラの音のピークをよんだときに用いた。

(2) 加速度による音源パワレベルの推定

発音部の表面の音を平面音波とみなせば、音圧 P (N/m²)は、粒子速度 u (m/sec)、密度 ρ (Kg/m³)、音速 c (m/sec)で表わされて

$$P = \rho c u \text{ (N/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (1)$$

である(文献3参照)。音響出力 W (watt)は、発音部の仕事率であるから、発音部の表面積 A (m²)と粒子速度 u (m/sec)により

$$W = \rho A u \text{ (watt)} \dots\dots\dots (2)$$

である。ここで音源パワレベルの基準は

$$W_0 = 10^{-12} \text{ (watt)} \dots\dots\dots (3)$$

であるから、音源パワレベル PWL (dB)は

$$PWL = 10 \log_{10} \frac{W}{10^{-12}} \text{ (dB)} \dots\dots\dots (4)$$

である。

(3) 相関解析について(文献(9)参照)

本実験においては、相互相関関数を用いた。相互相関関数は次のように定義される。時間 t (sec)の関数としての信号 $x(t)$ と $y(t)$ について、相互相関関数は時間おくれ τ (sec)の関数で

$$\phi_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot y(t + \tau) d\tau \dots\dots\dots (5)$$

次に他の相関関数と比較する場合には、基準化された相関関数を用いる必要がある。

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \dots\dots\dots (6)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{T} \int_0^T y(t) dt \dots\dots\dots (7)$$

とすれば、基準化された相互相関関数 $\phi'_{xy}(\tau)$ は

$$\phi'_{xy}(\tau) = \frac{\phi_{xy}(\tau)}{|\bar{x} \cdot \bar{y}|} \quad \dots\dots\dots (8)$$

で表わされる。相関計 C-110 においては、マルチプリケーションファクタ M.F. が設定されてデータの出力の拡大率を決定しているの、相互の比較のためには $\phi_{xy}(\tau)$ を M.F. で除してやらなければならない。出力は電圧 (mV) の形で表示されている。ここでは定性的なデータの比較に用いたの、これについて述べる。相互相関関数は時間遅れ τ が大きくなるに従って信号 $x(t)$ と $y(t)$ の共通因子だけのこの性質がある。従って両信号の関連性をみるのには、時間遅れの大きな時点での信号の規則性を見出せばよい。

3-4 実験結果

(1) ディーゼルハンマ全体の騒音の特性

ディーゼルハンマ全体の騒音の周波数特性を表-2に示す(打撃音および排気音

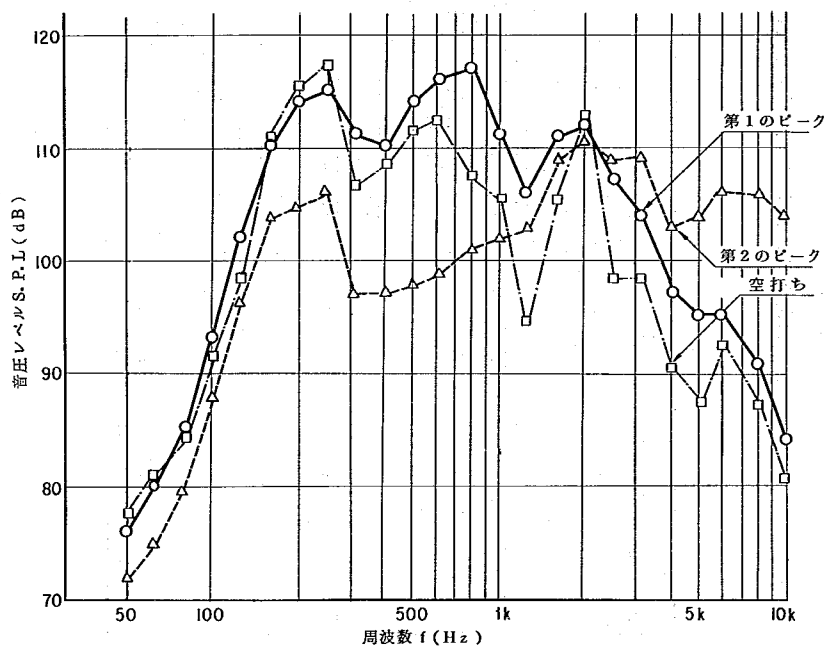


図-8 ディーゼルハンマの騒音の周波数特性 (距離 20 m)

表-2 ディーゼルハンマの騒音の $\frac{1}{3}$ オクターブバンド周波数分析結果 (単位 dB、距離 20m)

データ番号	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		平均		空打
周波数 f (Hz)	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	
50	76	76	76	70	77	75	78	73	75	74	75	68	74	64	76	77	80	76	77	70	77	75	74	66	75.8	71.5	78
63	79	76	83	78	81	80	81	80	78	75	81	67	80	64	78	77	83	81	81	76	83	74	78	77	80.0	74.9	81
80	85	74	91	73	85	90	88	88	84	80	87	76	84	71	82	92	85	86	86	71	88	83	82	80	85.1	79.8	84
100	92	84	95	87	88	94	96	91	93	83	96	82	96	82	94	91	92	99	93	88	95	91	94	91	93.2	88.1	91
125	103	97	104	82	100	91	107	99	105	99	107	101	102	94	101	91	89	103	104	104	107	105	101	96	102.0	96.3	99
160	110	101	112	94	107	105	115	110	111	105	112	101	106	95	104	106	112	105	113	117	114	107	109	102	109.9	103.5	111
200	114	105	111	96	116	105	116	110	113	105	113	103	104	104	116	110	118	108	118	101	117	114	113	109	113.6	105.3	115
250	117	103	104	107	120	105	117	111	115	103	111	103	112	116	120	104	124	108	120	103	115	107	113	103	115.2	105.6	117
315	113	97	114	100	116	82	110	104	113	96	111	93	113	102	109	102	114	94	111	97	110	101	110	96	111.5	97.3	107
400	115	102	111	96	116	91	113	103	112	95	106	96	107	89	115	97	109	97	112	99	109	103	105	101	110.3	96.9	109
500	118	98	119	99	113	104	116	103	116	98	116	100	113	96	114	99	113	103	116	102	115	101	115	104	114.8	100.1	112
630	120	105	111	98	119	104	118	107	119	100	117	97	115	94	112	99	117	103	120	109	118	99	120	97	116.7	100.5	113
800	125	101	114	96	121	103	122	111	117	102	114	98	109	98	115	102	121	101	114	109	118	98	114	103	116.5	101.3	107
1K	116	96	110	103	115	113	116	106	111	104	114	99	100	91	109	98	113	104	118	112	109	100	112	102	111.4	101.8	106
1.25K	109	93	102	101	111	110	113	113	103	110	106	95	99	100	106	106	109	106	108	97	103	91	106	100	105.8	101.3	95
1.6K	116	97	114	111	113	119	116	120	105	116	109	100	105	107	107	111	119	114	114	109	108	108	111	105	111.2	109.3	106
2K	116	102	109	116	115	119	114	116	109	117	108	102	105	111	113	115	113	115	113	108	116	111	119	106	112.0	111	113
2.5K	113	97	110	110	108	117	112	116	103	120	104	100	102	104	102	111	113	114	106	109	106	109	108	108	106.8	109.1	98
3.15K	111	101	105	110	105	118	116	116	104	112	102	105	107	104	101	114	106	113	105	112	104	108	103	106	104.4	109.4	98
4K	104	95	98	106	97	110	101	113	97	106	97	94	90	96	96	109	99	107	100	107	95	105	97	99	97.1	103.4	91
5K	100	91	93	106	97	110	100	112	95	108	95	95	90	97	91	112	97	108	100	108	94	106	92	96	94.8	103.6	87
6.3K	100	95	93	110	96	117	100	115	95	113	95	100	87	101	88	115	96	110	99	110	97	110	94	101	94.7	107.8	93
8K	97	97	90	108	91	116	95	115	90	113	91	98	83	103	88	116	93	113	94	110	93	110	91	101	90.9	107.8	87
10K	90	92	83	105	83	112	90	112	85	110	83	93	78	99	81	113	87	110	88	106	86	105	82	95	84.2	103.8	81

はデータ数 12、空打ちのデータ数は 1 である)。表-2 の平均値をグラフに示したものを図-8 に示す。図-8 により、空打ち時の音圧レベルと本打ち打撃音の音圧レベルの周波数特性がよく一致することが示されている。このときの測定位置は 20 m 地点である。5, 10, 20 m 地点より計測したオーバーオール音圧レベルと各々の音圧レベルの平均より推定した音源のパワレベルを表-3 に示す。

表-3 ディゼルハンマ騒音レベルの減衰と音源パワレベル

測 点 データ番号	5 m		10 m		20 m	
	騒音レベル (dB)	ラム高さ (cm)	騒音レベル (dB)	ラム高さ (cm)	騒音レベル (dB)	ラム高さ (cm)
1	125	100	123	100	113	40
2	125	120	119	100	108	80
3	123	80	123	100	111	80
4	122	100	117	100	110	100
5	119	120	119	100	107	100
6	119	100	117	100	107	40
7	120	80	117	80	105	40
8	121	60	116	80	109	60
9	121	60	116	100	111	100
10	116	60	117	100	111	100
11	115	100	117	120	108	100
12	112	120	108	120	108	40
13	118	80	117	120	—	—
14	120	60	122	100	—	—
15	121	60	118	100	—	—
16	118	40	120	100	—	—
17	121	60	118	100	—	—
18	118	40	119	80	—	—
19	120	20	—	—	—	—
平 均	119.7	77	118	100	109	71
平均値の音源 パワレベルPWL	142		146		143	

(2) 各部分における音圧レベル

各部での音圧は、周波数毎に指向性が異なること、指向性マイクロホンといっても最大20dB 以上は変化しないことからして(図-9 参照)、他の音の影響をさけることが十分できるとはいえない。従って、アンビル部と杭のように接近した部分の音圧の特性の比較

は意味がないので、排気孔付近の音圧レベル 図-9 指向性マイクロホンの指向性の特性と、アンビル部の音圧の特性を表-4 と表-5 に示す。図-10、11 に表-4、5 の平均値の周波数特性を示す(第1のピークを打撃音、第2のピークを排気音と称する)。

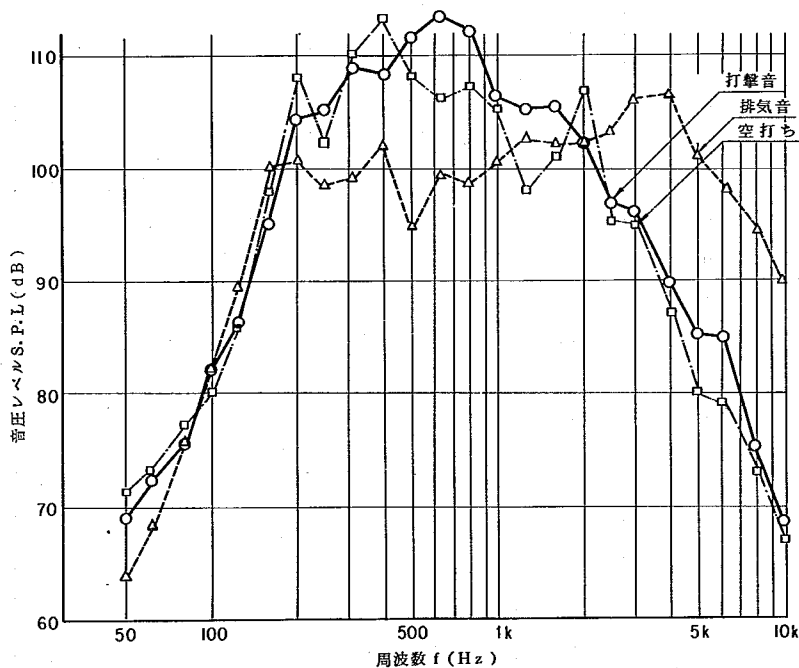
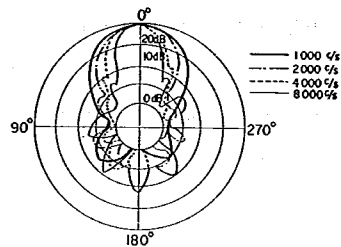


図-10 排気孔付近の音圧レベルの周波数特性

表-4 ディーゼルハンマの騒音の $\frac{1}{3}$ オクターブバンド周波数分析による周波数特性(単位 dB、下部シリンダ音圧レベル)

データ番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	平均	空白
周波数 f (Hz)	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2
50	66	61	67	66	64	64	66	64	67	64	65	54	65	57	64	61	65	63	68	60
63	68	55	69	70	67	68	70	67	68	62	70	61	67	62	66	66	71	60	69	64
80	70	74	70	75	70	74	72	78	72	71	68	72	71	70	72	72	70	65	76	68
100	82	77	75	86	79	84	67	84	78	78	78	71	84	69	83	81	86	73	80	66
125	80	87	83	90	80	81	82	75	83	88	79	82	88	91	84	88	82	86	87	90
160	87	100	84	98	86	103	92	102	91	100	83	94	93	94	91	98	91	102	99	94
200	98	101	95	102	101	102	104	106	104	100	98	92	104	94	93	93	105	105	104	90
250	102	102	103	94	104	94	105	97	105	99	100	91	106	90	104	96	105	106	103	90
315	104	100	110	94	105	92	105	90	104	100	103	90	102	104	103	104	101	98	103	85
400	104	103	107	100	103	94	103	101	102	98	102	101	104	96	109	105	104	104	107	90
500	111	93	105	97	107	88	110	91	111	93	109	87	106	91	108	92	109	91	110	90
630	111	114	113	94	111	99	112	101	111	101	114	109	106	91	111	93	106	88	108	92
800	110	102	109	102	110	105	110	108	112	101	108	101	102	90	104	101	105	97	112	91
1K	103	101	103	99	107	101	100	100	101	94	101	93	98	91	97	98	100	101	105	93
1.25K	100	102	97	100	104	101	103	101	102	99	103	94	98	92	98	102	101	101	106	92
1.6K	103	97	97	102	105	100	103	100	96	96	96	95	96	101	100	96	100	94	98	97
2K	100	98	98	102	100	102	97	100	99	100	98	93	98	92	95	96	100	100	96	95
2.5K	94	100	92	104	96	102	95	106	95	101	90	95	92	96	88	102	92	100	95	94
3.15K	94	103	92	110	94	109	94	106	96	102	92	97	90	98	89	103	94	102	93	97
4K	87	101	83	109	88	108	90	106	90	100	85	98	82	98	81	104	87	101	88	107
5K	82	93	79	101	82	102	81	103	83	98	81	91	80	91	84	97	82	98	82	91
6.3K	77	94	74	100	76	98	78	99	79	93	75	92	72	90	67	95	74	93	79	89
8K	71	90	67	96	70	94	72	96	73	90	69	89	68	86	64	93	69	90	75	86
10K	66	85	64	94	66	91	66	92	67	86	64	81	61	81	60	87	63	86	69	80
0A	117	111	116	114	117	114	117	112	117	110	117	106	114	106	115	107	113	107	117	104

表-5 ディーゼルハンマの騒音の $\frac{1}{3}$ オクターブバンド周波数分析による周波特性(単位 dB、アンビル部分の音圧レベル)

周波数 f (Hz)	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15		16		17		平均	
周波数 f (Hz)	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2
50	71	63	72	60	72	53	70	59	75	61	70	59	70	58	73	65	73	62	72	61	71	63	74	61	70	57	70	57	71	60	72	63	72	66	71.5	60.2
63	74	68	75	68	76	69	75	68	76	69	76	64	75	64	76	68	76	67	76	68	76	62	78	69	75	74	75	67	77	65	77	67	77	71	75.7	67.4
80	82	66	77	72	82	73	78	72	85	65	82	70	83	67	86	76	84	68	86	72	84	60	86	59	84	74	83	66	84	62	86	58	87	70	83.4	69.0
100	91	79	84	-	92	74	89	74	93	78	92	81	92	82	94	78	92	74	93	79	92	78	94	75	92	82	92	76	93	78	92	76	93	78	91.6	77.5
125	100	84	94	82	102	85	97	84	103	86	100	86	100	86	103	87	100	83	103	82	101	81	104	81	100	81	101	87	102	86	102	84	104	87	100.9	83.6
160	101	86	98	89	104	82	102	85	105	88	106	91	104	92	105	90	105	84	107	92	104	85	106	89	104	91	105	93	106	90	106	89	106	85	104.2	88.2
200	100	99	103	90	106	98	102	95	108	94	104	94	105	90	108	102	106	94	106	97	103	92	106	91	103	95	101	96	104	88	105	99	105	91	104.2	94.2
250	95	99	105	84	99	96	103	101	105	99	101	97	99	96	101	101	104	100	101	99	100	91	101	101	97	96	99	89	98	96	99	103	97	94	100.2	96.4
315	103	101	102	87	102	93	98	98	106	106	101	81	102	96	103	98	104	104	104	85	102	79	100	103	101	103	103	96	99	102	102	101	104	102	102.0	94.9
400	104	96	105	87	108	97	106	90	104	99	106	94	106	94	109	101	104	101	105	90	103	97	106	96	102	100	101	99	100	102	105	97	104	96	104.4	95.5
500	108	101	111	85	108	89	107	89	105	98	111	94	109	95	110	97	108	89	109	94	111	95	110	97	111	98	111	96	110	96	109	94	109	94	109.1	94.1
630	112	93	112	96	112	93	113	94	111	91	110	92	107	96	109	93	110	94	110	94	109	91	109	95	108	92	111	92	111	89	107	91	114	93	110.0	92.8
800	108	97	111	98	112	90	106	97	109	92	103	89	104	97	109	96	109	94	108	92	109	96	109	95	106	98	108	94	107	100	108	95	110	99	107.9	95.1
1K	102	96	106	81	108	105	102	99	106	92	101	90	105	95	107	94	108	104	105	94	103	95	105	96	103	99	101	97	102	100	106	95	104	95	104.1	95.5
1.25K	102	98	104	102	107	98	101	91	106	93	101	93	104	96	102	91	103	92	102	94	102	95	105	99	103	92	104	97	102	100	105	91	102	92	101.3	94.7
1.6K	102	97	100	96	101	98	101	88	100	87	101	87	100	96	101	92	101	89	100	90	99	95	102	96	100	91	101	97	102	95	103	90	103	92	100.8	92.5
2K	101	96	103	97	102	95	105	89	98	88	104	89	105	94	105	89	105	88	102	92	103	89	105	89	104	92	106	91	109	89	106	88	107	90	103.8	90.6
2.5K	100	99	100	95	101	99	98	92	98	87	96	91	98	93	101	88	101	92	100	92	100	93	101	93	100	94	98	92	102	94	101	91	100	91	99.5	92.4
3.15K	98	97	98	96	102	96	102	92	98	88	100	87	101	90	99	89	99	89	100	89	102	89	102	90	103	90	103	93	103	89	102	88	99	90	100.3	90.6
4K	93	92	97	91	97	93	94	94	94	82	91	84	92	89	96	84	94	84	95	83	92	89	97	85	92	87	97	88	93	86	94	84	96	84	94.3	86.9
5K	85	85	88	86	89	86	88	81	88	77	84	76	85	81	89	84	85	79	85	80	86	83	88	80	85	80	87	81	87	82	87	79	86	82	86.3	81.2
6.3K	82	82	84	81	84	83	82	79	83	74	78	76	80	77	84	77	82	75	84	76	81	77	84	77	80	77	81	78	83	77	82	74	81	77	81.7	77.4
8K	77	76	78	78	80	78	77	72	77	80	74	69	74	74	80	72	77	72	77	71	76	74	78	72	73	71	76	75	77	75	78	72	76	70	76.7	73.3
10K	71	70	73	70	74	73	72	65	72	62	69	62	69	67	74	64	71	64	72	66	69	67	73	64	69	67	71	68	71	68	73	65	71	65	71.3	66.0
0A	116	106	118	106	117	108	117	105	116	109	116	103	116	104	118	108	117	108	118	104	116	102	117	107	117	107	117	105	117	107	119	109	119	107	117.0	106.0

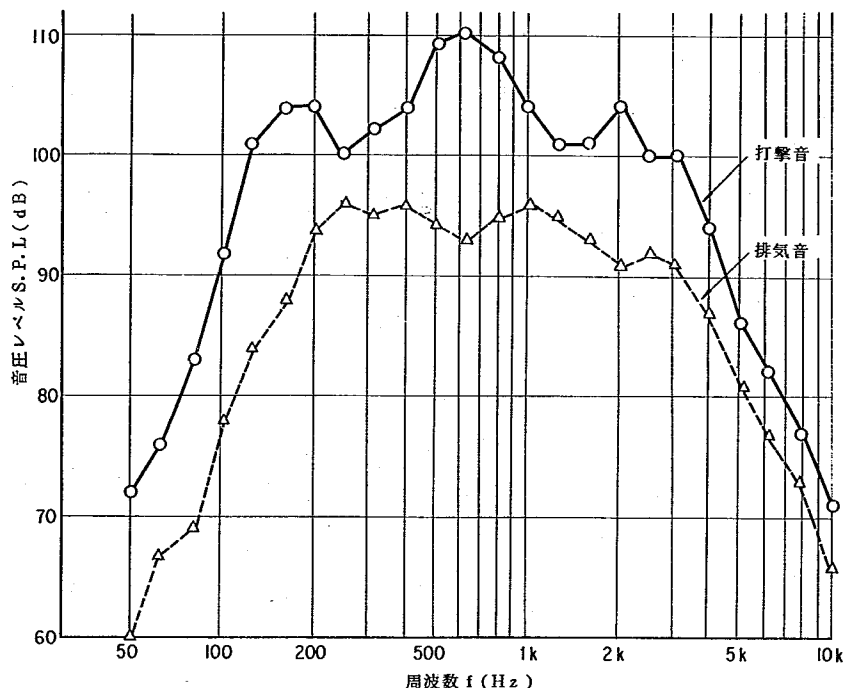


図-11 アンビル付近の音圧レベルの周波数特性

(3) 加速度による音圧の推定

加速度による音圧の推定は、前項の方法によった。なお加速度による音圧の推定には、発音部の表面積が必要であるが、メーカーが細部の寸法を公表しないため表面積は、図面よりの推定値によった。加速度計のピックアップを1つの部分で一点しか測定できなかったため、振動モードがわからないので十分正確でない（同様な推定を行なって機械各部の部分音を推定して成功した例がある、文献(7)）。各部分の半径方向の加速度および、これによるパワレベルの推定値を表-6に示す。図-12にこれをグラフにしたものを示す。

(4) 相関解析結果

下部シリンダ、アンビル、パイルキャップの3点において指向性マイクロホンで検出した音を $x(t)$ とし、加速度計で検出した加速度 $y(t)$ として、相関計 C-110 を用いて相互相関関数 $\phi_{xy}(\tau)$ (基準化されていない) を演算した結果を図-13~図

表-6 加速度による音源パワレベルの推定

測点 項目 周波数 f (Hz)	下部シリンダ		ア ン ビ ル		パイルキャップ		杭	
	加 速 度 (G)	音源パワレベル (dB)	加 速 度 (G)	音源パワレベル (dB)	加 速 度 (G)	音源パワレベル (dB)	加 速 度 (G)	音源パワレベル (dB)
50	0.1159	84	0.5119	92	0.6826	94	0.2749	89
63	0.2061	87	1.069	96	0.9981	95	0.4357	91
80	0.4510	92	1.619	98	1.656	98	0.9754	96
100	1.045	97	2.422	99	3.120	101	1.734	99
125	2.846	104	4.510	103	7.066	106	3.883	104
160	6.225	108	7.485	105	15.11	111	6.154	106
200	8.793	110	8.207	104	21.34	112	5.485	103
250	7.230	106	7.837	101	16.00	108	6.905	103
315	5.743	102	8.593	100	20.14	108	12.28	106
400	8.302	103	11.20	100	21.34	106	12.28	104
500	10.94	103	10.57	98	22.09	104	10.94	101
630	7.571	98	9.423	95	19.02	101	17.34	103
800	11.86	100	16.76	98	25.36	101	7.748	94
1K	12.14	98	23.94	99	26.25	100	6.154	90
1.25K	8.398	93	14.10	92	27.81	98	6.905	89
1.6K	6.594	89	11.86	89	36.24	99	6.905	87
2K	7.148	88	12.57	87	52.38	100	7.748	86
2.5K	6.297	85	11.07	84	33.05	94	6.905	83

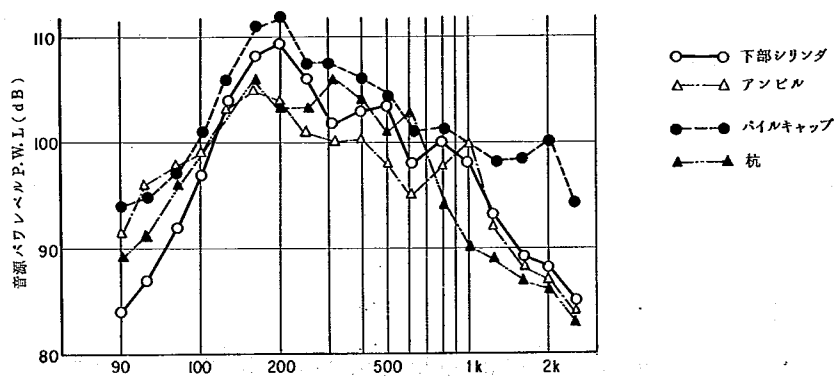


図-12 加速度によるパワレベルの推定値

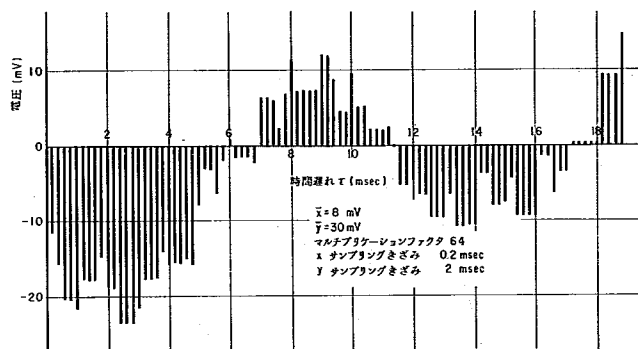


図-13 下部シリンダの騒音 ($x(t)$) と振動 ($y(t)$) の相互相関関数

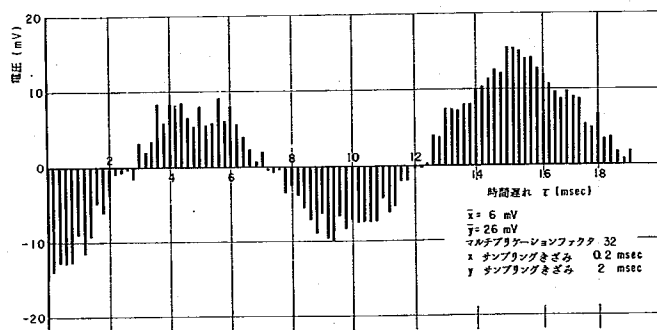


図-14 アンビルにおける騒音 ($x(t)$) と振動 ($y(t)$) の相互相関関数

-15に示す。なおこのグラフは定性的な比較を目的としたため、加速度の大きさを電圧(mV)で表示した。

(5) マフラ装着時のディーゼルハンマ騒音の特性(マフラの消音効果)

マフラを装着したときの打撃音と排気音の周波数特性を表-7に示す。この平均値をグラフに示したものを図-16に示す。ただしマフラのないときの排気音は図

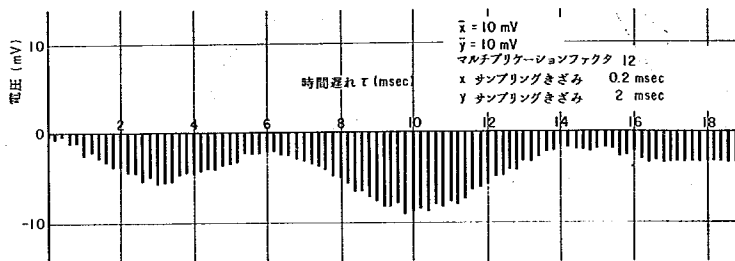


図-15 パイルキャップにおける騒音($x(t)$)と振動($y(x)$)の相互相関関数

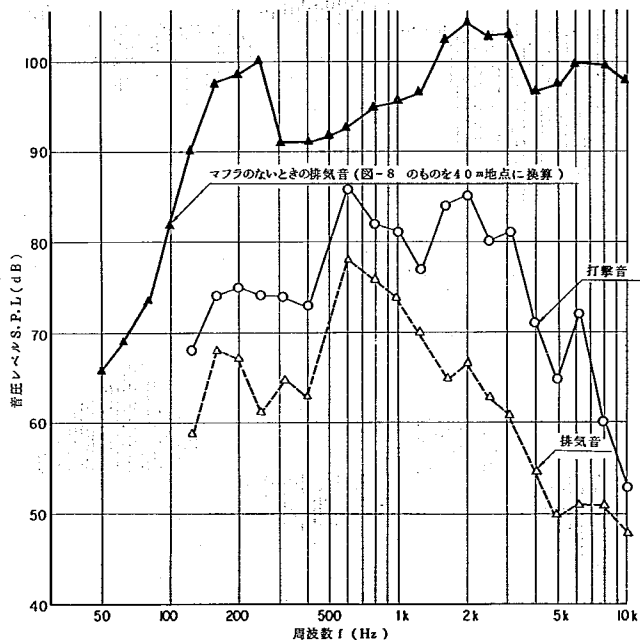


図-16 マフラを付けたときのディーゼルハンマの音圧の周波数特性

表-7 マフラを付けたときのディーゼルハシマの音圧周波数特性 (単位 dB)

データ番号	1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		平均	
周波数 f (Hz)	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2	ピーク 1	ピーク 2
125	72	58	70	65	67	59	70	61	65	57	69	65	67	58	64	52	68	61	72	58	68.2	59.4
160	77	63	76	70	76	68	74	70	74	65	76	73	74	72	75	66	75	69	72	68	74.8	68.4
200	79	73	77	63	77	72	77	70	77	66	78	66	65	67	75	66	78	68	73	67	75.6	67.8
250	76	68	74	63	73	62	74	60	73	59	76	61	74	63	76	60	75	64	69	60	74.5	62
315	80	65	76	66	74	64	73	72	72	60	82	68	73	66	75	65	75	71	67	63	74.7	65.9
400	82	69	79	66	73	63	71	68	69	65	77	66	71	63	70	59	71	70	74	59	73.6	64.5
630	94	85	91	82	88	79	87	75	84	82	84	83	85	75	83	70	89	82	78	72	86.2	78.5
800	87	78	81	79	83	74	82	72	76	77	93	83	81	73	81	79	83	80	83	74	82.9	76.8
1 K	90	75	73	75	78	71	78	—	78	83	89	77	80	76	81	75	84	77	83	71	81.6	74.3
1.25 K	82	70	75	—	81	—	77	—	68	—	85	—	71	—	69	—	84	72	80	—	77.1	70.5
1.6 K	89	69	75	61	91	65	86	63	77	64	90	71	80	61	81	61	88	70	85	69	84.2	65.4
2 K	87	69	80	67	88	68	86	62	83	68	92	72	87	66	87	66	84	72	83	64	85.6	67.3
2.5 K	87	78	79	59	81	66	77	60	76	60	89	67	79	58	78	59	82	67	81	58	80.7	63.1
3.15 K	85	76	79	60	83	61	78	57	79	56	86	63	80	57	80	59	80	61	82	60	81.1	61
4 K	80	69	70	49	76	54	70	50	71	54	81	57	69	50	69	56	74	59	73	55	71.1	55.2
5 K	72	52	60	—	69	—	65	—	60	—	73	50	63	—	61	49	66	49	66	—	65.4	50.3
6.3 K	72	48	60	—	67	—	61	—	55	—	72	51	58	—	59	50	57	55	67	—	72.1	51
8 K	63	53	56	—	64	—	60	—	53	—	81	—	53	—	54	50	64	51	65	—	60.2	51.3
10 K	66	49	55	—	58	—	54	—	49	—	64	—	49	—	50	—	56	—	56	—	55.6	48.5
O.A	101	88	96	87	95	87	93	84	94	85	100	86	96	83	94	82	96	88	94	83	95.8	85.3

- 8 のグラフのデータを式(9)を用いて 40 m 地点での排気音に換算したものである (従って周波数毎の減衰は考慮していない)。

3-5 考 察

(1) ディーゼルハンマ騒音

図-8~図-12 および表-2~表-6 より次のようなことが推測される。

a) 空打ちの音圧特性と、本打ちの1番目の音圧のピークの音圧特性が全く同じである。従ってこれを打撃音とみなしてよい。第2番目のピークは排気音である。その特徴は、打撃音は 1 KHz 以下の周波数が主成分で、排気音は 1 KHz 以上が主成分である (図-8)。

b) アンビル付近の打撃音は排気孔付近の打撃時の音圧よりも全体の音圧特性に近い。従ってアンビルの付近で大きな音が発生している (図-10、11)。さらに加速度による音圧の推定値によれば、キャップ、杭、アンビル、下部シリンダの音圧のうち、パイルキャップから発生していると思われる音圧が最も大きい。(図-12)

c) 総合的な音圧レベルにおいて、遠距離よりの推定音源パワレベルの方が、すべて指向性マイクによる音圧レベルより高い (表-3~表-5)。従って、他の大きな騒音源の存在の可能性がある。ここでラムの振動による音がシリンダ上部より放射されている可能性を仮定できる。ただし、この音については加速度による推定も困難で、音圧の直接検出も本実験では行なわれていないので断定しがたく、結論づけは今後の実験に待ちたい。これと関連して、ラムの固有振動数は $f=1,000$ Hz の前後が基本調波であると推定されるが (計算値)、騒音の寄与率はわからない。ディーゼルハンマの個々の部品のうちで、質量が最も大きく打撃に関与しているのがラムであるので、大きな音圧のエネルギーを発生する可能性があるわけである。

(2) 相関解析結果について

図-13~図-15 の相互相関関数によれば、次のことがいえる。

- a) 上部シリンダの ϕ_{xy} は τ が大になるに従って収束する傾向にある。
- b) アンビルにおいては、 ϕ_{xy} は τ が大になっても収束しない。
- c) 相関関数の主調波は上部シリンダで 100 Hz、アンビルで 100 Hz、パイルキャップにおいて 250 Hz でいずれも低周波域にある。

d) マルチプリケーションファクタ M.F. と $\overline{x}, y$ とで基準化した相関関数の両振幅の概略値は、下部シリンダで 0.0016 mV、アンビルで 0.005 mV、パイルキャップで 0.0042 mV である。

以上のように、振動に直接起因する音は、アンビルおよびパイルキャップ部で大きいと考えられる。

(3) ディーゼルハンマ用マフラ実験

マフラの効果は定量的には表-2のように約 10 dB の減衰、ラム高さ約 40 cm の減少として表われた。図-16 にみられるように、打撃音が低周波で低下して、無対策に比較すると周波数特性が異なる(図-8 参照)。排気音は図-17 のように実際には明らかでなかったが(マフラの効果と考えられる)時間

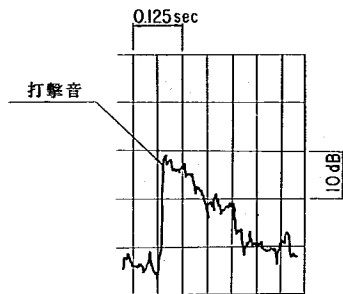


図-17 マフラ使用時の音圧レベルの時間経過

差を利用して調べた結果では、高周波成分に効果が著しい。ただし、この特性は打撃音に類似していることを考えると排気音とはいい難い。すなわち、振動に起因する音の音圧レベルは時間軸に対し直線的に減衰する。従って同一場所の振動が原因で発生した2つの音は、周波数特性のパターンが類似する。このようなことを考慮すれば、排気音は打撃音の残響音以下のレベルに消音されたと考えられる。なおここで打撃音の周波数特性が、マフラを装着した場合としない場合において著しく異なっていることが注目される。このことは先に述べたラムの振動による音が吸排気孔から放射されていて、これをマフラで消音したと考えられる。

4. 建設工事に伴う騒音と地盤振動の減衰

4-1 調査方法および結果

第25、26回建設省技術研究発表会のために各地建で収集した騒音と地盤振動のデータについて、これらの一般的傾向を求めるため、実験式を用いて整理した。騒音レベルについては、音源のパワレベルを求めることとし、地盤振動については、

騒音のパワレベルに相当するものとして、発生源のレベルおよび土質の差違による減衰の傾向を調べた。

(1) 騒音の減衰

音源から ℓ 回はなれたときの音圧レベル SPL (dB) は、音源を無指向性とし、音場が反射面を有する半無限空間では、音源のパワレベル PWL (dB) により表わされて

$$SPL = PWL + 10 \log_{10} \frac{1}{2\pi\ell^2} \div PWL - 20 \log_{10} \ell - 8 (dB) \dots\dots (9)$$

である。上式によりデータを回帰し音源パワレベルを求めた。このとき用いたデータを表-8に示す。データ処理の結果を表-9に示す。図-18にこの結果に基づいた各建設機械毎の平均的な騒音の減衰を示す。

表-8 地方建設局収集のデータ (騒音レベル dBA)

機 種	距 離 (m)				
	5	10	20	40	80
ディーゼルハンマ	107	102	97	88	82
	96	94	89	—	83
	98	96	92	—	87
振 動 杭 打 機	—	90	87	—	78
	92	88	84	—	72
ドロップハンマ	92	90	84	—	73
ブルドーザ	—	76	74	71	65
	86	81	76	71	67
	86	75	70	64	—
トラクタショベル	96	95	93	87	77
ダンプトラック	89	83	78	71	—
	94	90	85	80	—
As プラント	85	79	75	71	62
	85	80	72	65	60
	93	88	82	74	58
	89.5	83.1	77.6	—	64.8
Co 破 碎 機	69	65	60	59	—
	89	85	82	—	67
振 動 ロ ー ラ	75	70	68	62	60
	80	79	73	68	62
タイヤローラ	73	66	65	57	50
As-フィニッシャ	77	68	65	61	—
	82	75	73	66	—
コンプレッサ	80	76	71	67	64
	78	75	—	65	62
	83	76	71	65	60
発 動 発 電 機	89	83	79	71	—

表 - 9 建設機械の機種と振動源レベルまたは音源パワレベル

機 種	振動源レベル(dB)	データ数(振動)	音源パワレベル(dB)	データ数(騒音)
ディーゼルハンマ	82.4	24	123	3
振動杭打機	78.7	9	116	2
ドロップハンマ	77.7	4	114	1
アースオーガ	53.0	1	—	0
ベノト	59.0	2	—	0
ブルドーザ	61.5	5	107	3
トラクタショベル	72.9	2	118	1
ダンプトラック	75.0	2	114	2
As-プラント	70.0	2	110	4
Co-プラント	53.6	1	—	0
Co-破砕機	79.3	1	101	2
振動ローラ	—	0	100	2
タイヤローラ	—	0	95	1
As-フィニッシャ	—	0	102	2
コンプレッサ	—	0	103	3
発動発電機	—	0	111	1

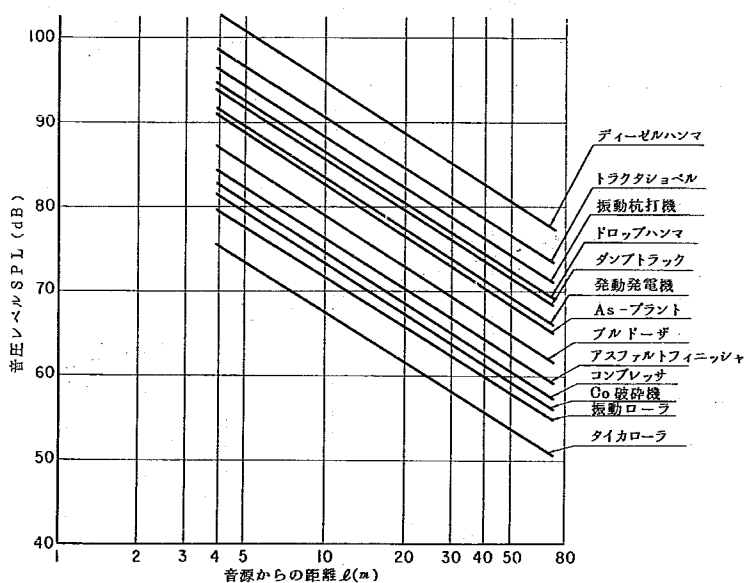


図 - 18 建設機械の騒音レベルの減衰

(2) 振動の減衰

振動加速度 VAL (dB) の距離による減衰は

$$VAL = C - \frac{1}{2} \log_e \ell - k \cdot \ell \quad (\text{dB}) \quad \ell : \text{距離} \quad \dots\dots\dots (10)$$

で表わされるが、振動レベルの各周波数毎の成分の振動加速度レベルとの差を無視して、VAL を振動レベル VL (dB) でおきかえて上式を用いる。k は地盤の状態により決定される定数である。上式で、k は微小であるから c は $\log_e \ell = 0$ 、すなわち $\ell = 1 \text{ m}$ のときの VL の値を示すものとみなせる。この c の値は、十分振動源のレベルに近いことが実験的に確かめられている。土木研究所千葉支所構内で、振動ローラ（後述の振動遮断のみぞの効果の実験に用いたものと同一）を用いた実験の結果を図-19 に示す。この実験は振動源より 20 cm まで接近して計測を行なったが、1 m の点で計測したときのデータと 7 dB しか異ならず、20 cm、30 cm の両点の振動レベルは同一で、近接するに従って振動レベルの増加はほとんどなくなる。とくにこの式は、減衰係数 k を考えた式であるから、直線回帰の式より c の値が振動源のレベルに近いと考えられる。使用したデータを表-10 に示す。データを上式で回帰したときの c と k の値を各々表-9 および図-20 に示す。ここで土質の分類は三角座標による分類方法に従った。土質毎の k の値は、土質に対する傾向が明らかでないので、k の平均値に対する各建設機械の減衰を図-21 に示す。なお k

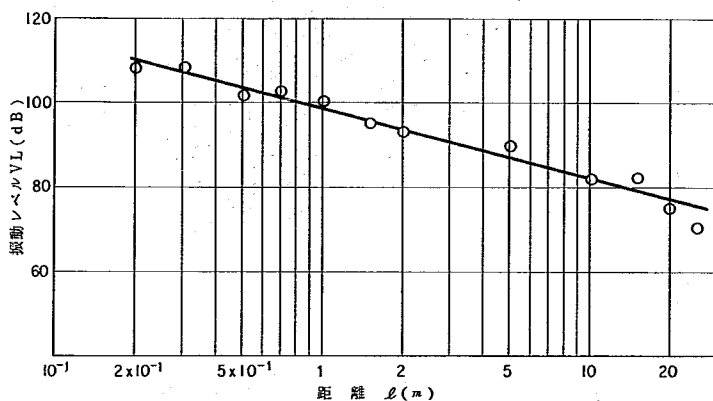


図-19 振動レベルの距離による減衰（振動ローラによる実験）

表-10 地方建設局収集データ(振動レベル VL(dB))

機 種	距 離 (m)					機 種	距 離 (m)				
	5	10	20	40	80		5	10	20	40	80
ディーゼルハンマ	87	85	81	—	66	振 動 杭 打 機	86	80	77	66	62
	78	77	74	—	64		75	78	78	71	45
	82	75	71	68	65		—	89.8	83.1	67.3	66.7
	79	73	67	58	53		70	68	56	49	—
	83	75	75	73	60		72	69	53	54	—
	—	92.6	82	70	68		91	87	77	69	51
	91	82.5	77.2	77.2	—	ド ロ ッ プ ハ ン マ	65	60	59	52	49
	70	57	51	51	—		82	80	70	62	57
	—	92	75	80	74		85	76	73	68	56
	—	85	78.5	69	68		—	80	64.5	64.5	40
	—	92	74.5	84	58	ア ー ス オ ー ガ	54	56	47	45	50
	—	77.5	72	60.5	45	ベ ノ ト	61	53	49	40	38
	—	70	71	66	62		64	57	50	53	50
	90	84	74	72	—	ブ ル ド ー ザ	54	49	41	39	—
	92	84	75.5	72	—		85	75	71	67	66
	86	83	73.5	65	—		53	10	41.4	—	—
	73	66.8	62.8	61.5	59		65.4	56.6	50.4	—	—
	81	73	65	62	55	ト ラ ク タ シ ョ ベ ル	64	64	61	—	—
	91.5	83.5	76	—	—		68	64	53	54	—
	75	68	65	59	54	ダ ンプ ト ラ ッ ク	76	70	50	64	—
	—	80	77	—	63		78	73	59	56	—
	80	81	78	73	64	A ー プ ラ ント	69.6	66.9	62.6	—	—
	79	82	73	68	57		72	67.5	62.8	—	—
	73	67	63	62	59	C ー プ ラ ント	66.6	63	58.6	—	—
	—	62	67	—	57		56	45	43	40	—
振 動 杭 打 機	77	65	64	—	40	C ー 破 砕 機	75	76	69	64	46
	76	68	60	59	48						

の相違による減衰の傾向の差をみるものとして、ディーゼルハンマの各土質毎の減衰傾向を図-22に示した。破線で示したのは各土質の k の平均値による計算値である。

4-2 考察

騒音と地盤振動の減衰の傾向を調べる場合に、建設機械の機種毎の差と同時にその重量等の違い、運転状態の違いでさらに分類したがデータ数が不十分であるためそれらについては定量的

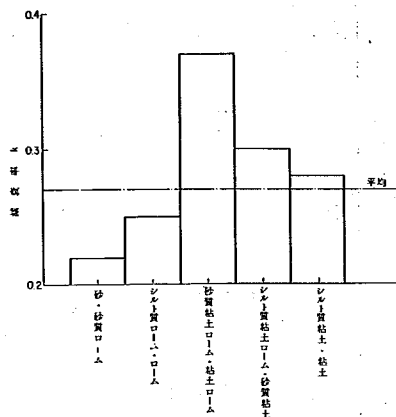


図-20 土質と減衰率 k

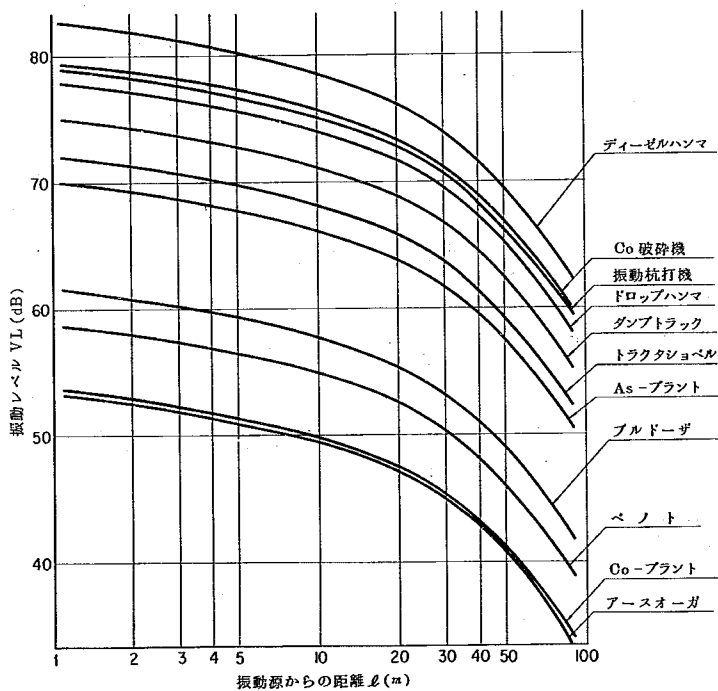


図-21 地盤振動の距離減衰

注： k はすべて平均値 $k = 0.27$ を用いた。

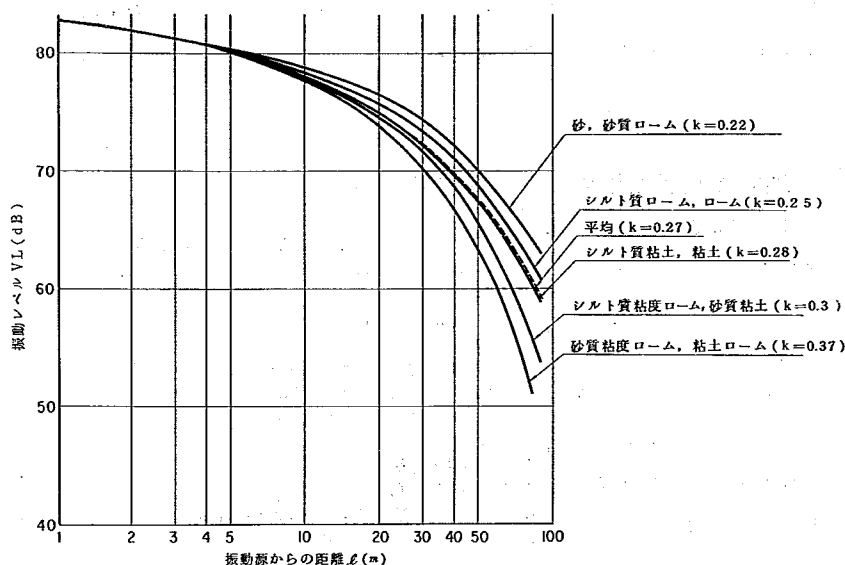


図-22 土質毎の地盤振動の距離減衰（ディーゼルハンマの例）

な傾向は明らかにならなかった。地盤振動における k は、地盤の状態が土質以外の要素にも左右され、従って土質の変化に対する相関は十分明らかにならなかった。このような調査の場合においては統計的に多数のデータによって一定の傾向を把握するしか方法はない。しかし、

a) 地盤振動の場合には地盤の形状、騒音の場合にも周囲の環境等を統一できない。

b) 建設機械は機種が多く、必要な数値を与えるためには各機種毎に、多数のデータを集めなければならない。

c) 実際の現場では、多数の機械が用いられており、そのため個別的な測定が困難である。

以上のような調査における困難さがある。従って対策上有用なデータを収集するためには、継続的にデータを集めて、しかもデータとしての重要性を判定して個々のデータの採否を決定しなければならない。さらにその結果として得られた結論もデータの統計的な特質を理解して用いなければならない。本調査も、データ数が不

十分であるにしても対策上1つの目安にすることができ、データの整理の方法としても1つの方向性を示したと考えられる。

5. 地盤振動遮断用のみぞに関する実験

5-1 実験方法および結果

表-11 振動ローラ仕様

地盤振動の対策の方法としてのみぞによる振動の遮断の効果について実物について実験を行なった。振動源として用いた振動ローラの仕様を表-11に示す。なお実験時に振動ローラは停止してエンジンを回転させるものとし、このときの回転数は1,500 r.p.m (実測)であった。実験の状況を図-23に示す。図において

製作会社		ダイハツ工業株式会社
型式 VRA-1.6型		
性能		
走行速度 (機関標記回転速度において)		
前後進共	高速	30m/min
	低速	15m/min
登坂能力	1/5	
作業可能最大勾配	1/8	
左右傾斜限界角	30°	
振動数	2,400~3,000 r.p.m	
起振力	1.4~2.2t	
要目		
全装備重量	1,780Kg	
全長	3,780mm	
全幅	1,315mm	
全高	1,370mm (機関カバー取付時 1,420mm)	
ローラ径 × 幅	750mm × 900mm	
重心高さ	610mm	

その深さ h (m)、振動源 (振動ローラ) 中心からピックアップへの距離 l_2 (m)、振動源からみぞの中心までの距離 l_1 (m) を変化させた。みぞの幅は 0.7 m、長さは 10 m で一定である。使用した振動計は LP-2 型公害用振動計 (ノード株製) である。振動レベルの距離減衰を図-24 ($l_1 = 6$ m) および図-25 ($l_1 = 3$ または 13 m に変化させた場合) に示す。振動エネルギー

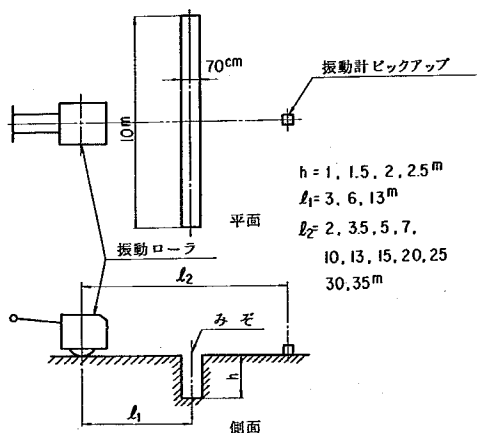


図-23 地盤振動遮断用のみぞに関する実験

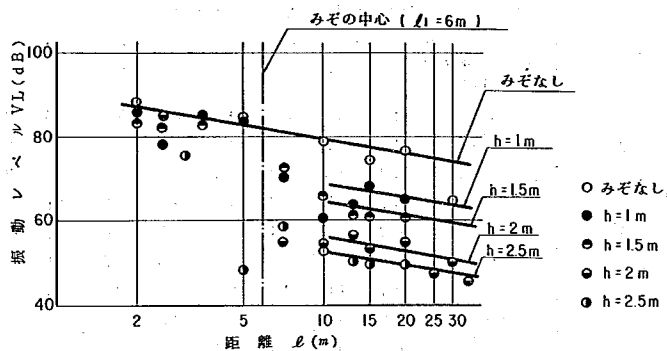


図-24 振動遮断用のみぞの効果 ($l_1 = 6 \text{ m}$ のとき)

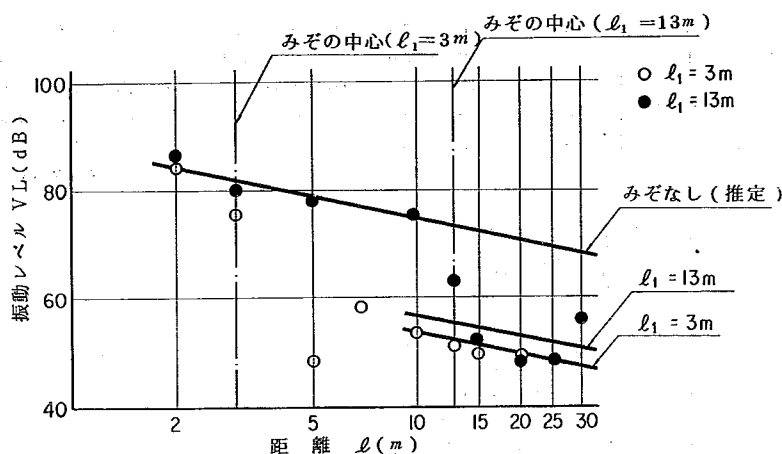


図-25 振動遮断用のみぞの効果 ($l_1 = 3, 13 \text{ m}$ のとき)

ギーの遮断効果を振動レベル差として、図-24より求めて、図-26に示す振動レベルの減少は、常に一定の傾斜であるからみぞを通過したのちの減少直線をみぞを通過する前まで延長させて、両直線の高さの差を正味のレベル差とした。振動加速度レベル (dB) のみぞによる減衰の周波

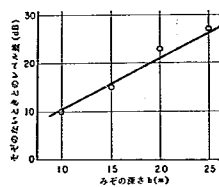


図-26 振動遮断用のみぞの効果

数分析結果 (1/3

表-12 振動遮断用のみぞの効果の1/3オクターブ分析結果

オクターブバンド

パスフィルタ

による)を表-

12に示す。こ

こでこれをグラ

フにしたものを

図-27に示す。

ただし図におい

てははんぎつに

ならないように

2, 4, 5, 6, 10,

16, 25, 40, 63

Hzを除いた。

周波数 f (Hz) \ 距離 ℓ (m)	2	2.5	3.5	5	7	10	13	15	20
2	47	35	34	41	30	20	23	20	14
2.5	41	36	33	43	26	19	21	24	14
3.15	53	33	33	44	26	20	18	25	13
4	47	33	33	40	26	19	21	18	17
5	48	33	34	44	30	20	22	18	18
6.3	50	35	34	47	28	27	21	21	25
8	54	40	36	50	30	27	24	25	24
10	58	54	46	59	43	40	37	36	21
12.5	67	62	54	57	52	49	43	43	38
16	53	69	54	73	47	40	35	36	33
20	68	76	61	73	66	55	49	42	45
25	79	77	63	77	67	55	50	49	46
31.5	80	75	64	94	66	55	53	56	53
40	97	90	80	96	82	71	69	73	70
50	105	95	90	104	85	80	78	83	79
63	93	86	75	91	77	66	64	68	65
80	95	90	70	89	75	64	53	59	56

(単位 dB)

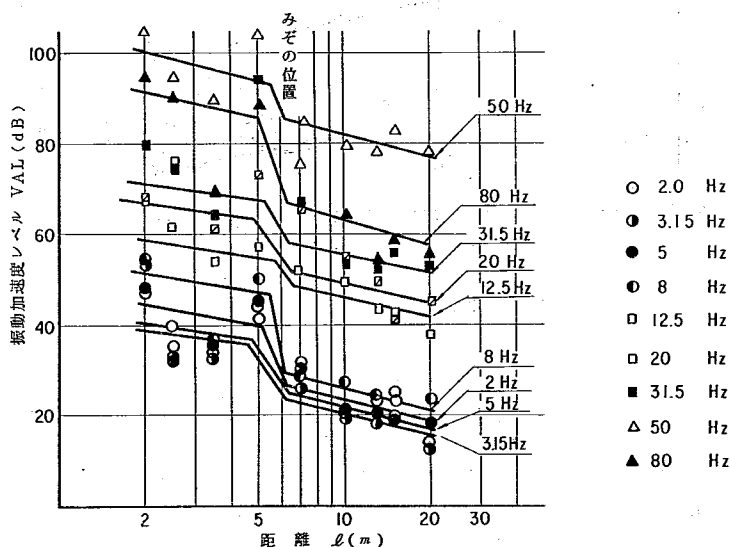


図-27 みぞの振動遮断の効果の1/3周波数分析結果

次に振動遮断用のみぞのオーバーオール^①の遮断レベルを求めたときと同様の方法で効果を求めたものを図-28に示す。

5-2 考 察

みぞの振動遮断効果は振動の波長との関連において調べるのであるが、本実験では、実用的なみぞの効果調べるため、みぞの幅を0.7 mと深さに比較して大きくとったのでこの影響の方が大であると考えられる。従って主として振動レベル

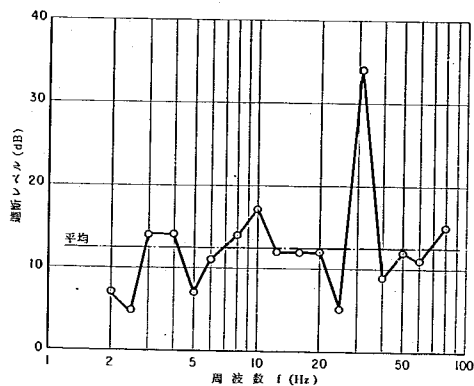


図-28 振動遮断用のみぞの効果の周波数分析結果

の減衰量を与えたのとどまった。なお本実験の範囲では振動レベルの遮断量とみぞの深さは直線的であった。図-28のように、各周波数成分に対するみぞの振動遮断効果は一定の傾向を示していない。厳密に言えば、工事の発生する振動の特性に対してみぞの形状も変えることも考えられる



写真-6 振動遮断用みぞの実験全景

であろうが、周波数に対する特性が十分明らかでないので、このような努力は実用的な効果が少ないと思われる。また実際には、同一現場においても機械の入れかえによって振動の特性も変化するので、さらに周波数特性に対処する対策は期待したい。みぞを掘削する際に使用したバックホウは0.3 m³の容量であったが、深さ2.5 mの掘削にはみぞのための足場が不安定になって作業が困難であったのでこの深さを一応の実用性の限度とする。

6. 結 論

調査の行なわれた条件の許す範囲内での結論を述べる。

6-1 ディーゼルハンマ騒音対策について

アンビル、パイルキャップおよび杭付近の打撃時の振動に起因する音は、下部シリンダ付近の音よりも大きな音圧レベルを示すが、これらがきわだって大きいとはいえない。上記の音源以外にラムの打撃振動による音が、かなり大きな音圧レベルで、上部シリンダ上端より放射されている可能性がある。

強制給気型のマフラは全体として約 10 dB の騒音を低下させたが、同時に打撃力も低下した。ことに排気音に対しては打撃音の残響音以下に低下させるだけの効果がある。

6-2 建設工事における騒音と地盤振動について

騒音の音源パワレベルと振動源レベルは、建設機械の機種毎に差異があり、その結果は表-9の通りである。土質の変化による減衰率の変化は、明らかな傾向を示さなかった。

6-3 地盤振動遮断用のみぞについて

振動遮断用のみぞは、本実験のように、振動源が地表にある場合においてはかなりの効果がある。この効果はみぞの深さに比例した。各周波数成分に対する振動遮断の効果は一定の傾向を見出せなかった。

7. あとがき（特に見通しについて）

7-1 ディーゼルハンマ騒音対策について

ディーゼルハンマの遮音装置について、従来、各方面で試作され、または構想された防音カバーの種類の代表的なものをあげると図-27の(イ)~(ロ)のようなものがある。この他にも地表面までをおおって、打撃音の下方からの放射を防止しようという型のものもある。(イ)は、ハンマとカバーが一体となって移動するので常におおっている部分が同一であるという利点がある。この型には、他にハンマ本体とリーダを二重のガイドで間接的に取付ける型などもある。(ロ)は、リーダにカバーを取付けた型で(イ)と違ってハンマの動くストロークが制限されるが、リーダの振動による

音を同時に遮断できる利点がある。(イ)は、ハンマ全体をおおって上下端も閉じてあり、吸排気を行なわせるためにブロアにより吸気する型である。この型としては自然吸排気のあるものがハンマの機械的能力の低下するおそれがある。(ロ)は、音の出る主な部分だけを対策した型である。以上のような防音カバーにおいて重要なことは、騒音を極力下げることと同時に、施工を容易に行なえることと、ディーゼルハンマの機械的能力を低下させないことである。前者については、カバーの着脱が容易なことおよび、他の準備作業を短時間に行なえて、サイクルタイムを短くすることである。後者は、カバーでおおった場合のハンマのエンジンの効率の低下(ラムはね上り高さの低下、燃費の増大)等が少ないことである。遮音カバーにおいて施工性、とくに取扱いの便をはかるためには、次の2種の方法が考えられる。a) ハンマ自体の構造を相当に改造して、遮音カバーと本体とを密着させ、整備の際以外は分解の必要のないようにする。

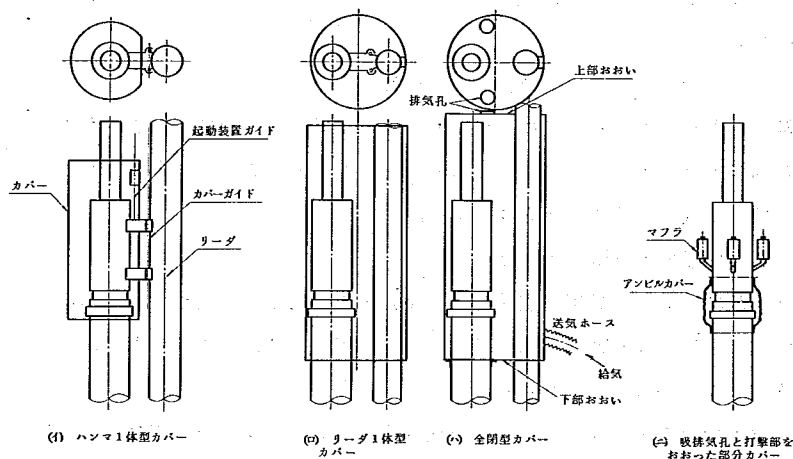


図-29 ディーゼルハンマ防音カバーの種類

この場合は部分対策型に近くなりさらに徹底したものである。b) カバー自体を簡略化して、単純な構造として、騒音に対する効果の低下をある程度(たとえば基準値ぎりぎりとして)し、のんで施工性の向上をはかる。たとえば図-29の(イ)のような型である。以上のようなことが考えられるが、いずれにしても最小限の対

策で、効果をあげる必要があるわけで、そのため音源の探索を行なったわけである。本実験の結果としては、各部分における音圧の寄与率の差を明らかにできなかったが、実験前に予想していなかった音源が結果として想定されたので、その点についてさらに実験が必要である。このようなことから、方針として前記のa)に近い型（本体の改造を最少にすることにして）を想定するので、とくに精密な調査が必要である。次の段階としては、施工のときのラムの高さの指示等の問題点がある。ことに、このような型は前例がないので、密着型にした場合の熱交換についての問題など色々な技術的問題が次々とあらわれることが予測され、さらに継続的な調査が必要である。本実験に使用したマフラについては実験の結果、実用の可能性があることが示されたので、これに改良を加える。とくにハンマの吸排気効率の向上をはかる。

なお本実験の解析には相関計を用いた解析法を試用したが、一応定性的な評価を行なう参考となった。これについてはさらに定量的な方法に対しても応用するために検討を必要とする。

7-2 建設工事における騒音と地盤振動について

解析の方法について、先にのべた方法によりほぼ方法的にまとまったのでデータの信頼性を高めるためと、必要性に応じたバリエーションを用意するため、データを継続して収集することが必要である。

7-3 地盤振動遮断用のみぞについて

本実験は、実際の対策に直接に供するための傾向を示したのであるから、効果を判定するのは比較的容易であって、今後は実際に必要性の生じた現場について、実測をすることがよいと思われる。

なお本調査を実施するに当り、当機械研究室の田中康之研究室長、干田昌平前主任研究員および原誠技官より有効な助言と協力を得たことを記して感謝の意をのべたい。本調査で、建設工事における騒音と地盤振動の傾向を把握するにあたって各地方建設局の収集されたデータを使用したことについて謝意を表する。

8. 参考文献

- (1) 金安、金泉著「交通公害」(交通工学シリーズ34)技術書院
- (2) 日本音響材料学会編「騒音対策ハンドブック」技報堂
- (3) 小橋豊著「音と音波」(基礎物理学選書)裳華房
- (4) 五十嵐寿一著「音響と振動」共立出版
- (5) 土木技術者のための振動便覧 土木学会
- (6) 第25, 26回建設省技術研究発表会 「建設工事にとまなう騒音、振動に関する調査研究」建設省大臣官房建設機械課
- (7) 日立評論 Vol. 155 (1973年4月、93頁～97頁)
- (8) 鹿島建設技術研究所年報第19号 (245頁～256頁)
- (9) 電気学会編測定値の統計的処理

建設騒音および振動の調査ならびに
排除に関する試験調査

土木研究所資料第867号
昭和48年7月(1973年)

キーワード: 建設公害, 騒音公害, 振動公害
ディーゼルハンマ

建設省土木研究所機械研究室
芹沢富雄, 中野新市

要 旨 建設機械による騒音と地盤振動について, 下記の調査を行った。

1. ディーゼルハンマの騒音源を探索する実験および, ディーゼルハンマ用のマフラの製作と性能実験
2. 建設機械の騒音と地盤振動の実態調査
3. 地盤振動遮断用のみぞの効果

No.

92