



土木研究所資料

第964号

くい打機等の遮音装置に関する調査試験

—第 2 報—

昭和49年9月

建設省土木研究所

くい打機等の遮音装置に関する調査試験（第2報）

機 械 研 究 室

芹 沢 富 雄

吉 田 六 三

要 旨

ディーゼルパイルハンマの騒音対策として、前年度製作した消音器を改良し、上部シリンダ開口部遮音筒を用いて実験を行った。この結果、30m地点で約12dBの減音効果を得たが、さらに打撃部付近の騒音対策を施す必要があるものとみられる。

目 次

1. まえがき	1
2. 調査概要	2
3. ディーゼルハンマ騒音模型実験	3
3-1 騒音模型	3
3-2 実験方法	4
3-3 解析方法	4
3-4 実験結果	4
4. 準復動型ディーゼルハンマの騒音調査	7
4-1 調査目的	7
4-2 調査方法	7
4-3 調査結果	7
5. ディーゼルハンマ騒音対策実験	9
5-1 ディーゼルハンマの騒音源について	9
5-2 実験方法	9
(1) 使用計測器	9
(2) 実験方法	10
(3) 遮音装置概要	11
5-3 解析方法	14
(1) 騒音分布について	14
(2) 騒音と杭打力の関係	14
(3) 周波数分析について	14
5-4 実験結果	15
(1) ディーゼルハンマの騒音の特性	15
(2) 音源分布の推定	17
(3) 遮音装置の効果	27
6. 杭打機における騒音対策の現状	32
7. あとがき	34
8. 参考文献	35

1. ま え が き

既製のくい打ちこみは、打撃式(ディーゼルハンマ、ドロップハンマなど)と振動式が主に用いられている。振動くい打機は日本のように不均質な土質条件では、打ち込みが確実でなく、現在のところ打ち込みの条件と支持力の関係が明らかにされておらず、⁽¹⁾支持力の保障が得られないといわれている。したがって、今のところ打ち込み工法においては、ディーゼルハンマが広く用いられているが、このディーゼルハンマは、原理的に大きな騒音と地盤振動を発生し、一般的に他の建設機械より苦情が多い。

ディーゼルハンマは作動原理が比較的単純であるにもかかわらず、発生する騒音の特性は複雑で対策が困難であるとされてきた。地盤振動についても、施工現場の周囲にみぞを掘削して、振動の伝播を遮断する(この場合もくいのように地中深くから発生される振動には効果は少ないものと思われる)というような工法をのぞけば、発生した地盤振動を防止する方法はほとんどないと考えられる。このようなわけで、ディーゼルハンマの公害対策としては、騒音対策が主であった。また、二次的な公害として、ディーゼルハンマの吸排気口から飛散するオイルについての苦情もきかれる。

この調査は、昭和47年度に土木研究所費によって調査をはじめ、昭和47年度より建設機械開発調査費により試験調査を実施した。

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い、昭和48年度は47年度についてディーゼルハンマの騒音対策を行った。

2. 調 査 概 要

本調査はくい打ち機における騒音対策として下記の項目について調査を行った。

(a) ディーゼルハンマの騒音模型実験

ディーゼルハンマの騒音を模擬する音響模型を用いて、実機の特性の解析方法を検討した。

(b) 準複動型ディーゼルハンマの騒音対策実験

遮音筒製作の基礎データ収集のため、騒音の特性が類似していると考えられる準複動型のディーゼルハンマについて騒音実測調査を行った。

(c) ディーゼルハンマの騒音対策実験

4, 7年度につづいて騒音源探索の実験を行うとともに防音対策として、遮音筒とマフラを試作し防音効果の実験を行った。

(d) くい打ち機の騒音と振動対策に関する文献調査

くい打ち機における各種の騒音と振動対策機について文献調査を行った。

3. ディーゼルハンマ騒音模型実験

ディーゼルハンマの遮音装置の開発について、音響模型を製作し、遮音装置についての基礎的なデータを収集することを目的としたが、模型自体の音響特性が複雑で、実機を模擬することが困難であったが、模型による騒音発生の特性を解析することにより、実機の騒音実験における解析方法が確認された。

3.1 騒音模型

騒音模型の概要を図3-1に示す。本機は、正弦波発振機、スピーカ、吸音材試験器本管、ディーゼルハンマ騒音模型（ラム重2 ton級のハンマの1/5縮尺模型）より構成される。（写真3-1、3-2参照）ディーゼルハンマ騒音模型の発音部は、ラム音発音部と、打撃音発音部の2箇所である。ラム音発音部の内部には、開口比調整板を設けて、ラム音発音部の出力を調整した。打撃音発音部の出力を調整するには、4 mm厚のスペーサを用いて、発音部のギャップを変化させた。水平面プレートは、ディーゼルハンマ本体に対して地表面を模擬した。

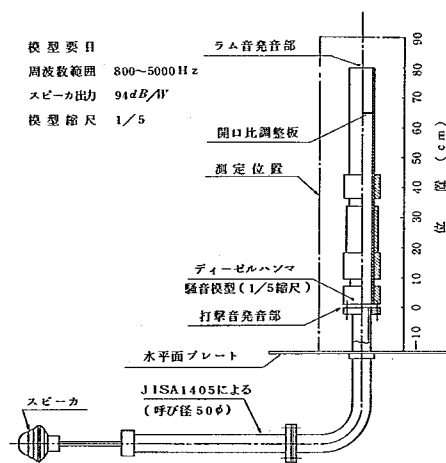


図3-1 ディーゼルハンマ騒音模型実験装置

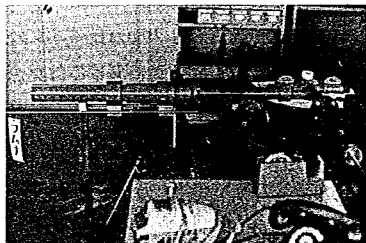


写真3-1 ディーゼルハンマ模型

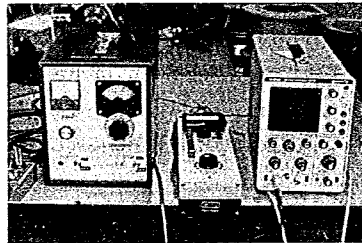


写真3-2 騒音模型発振器

3.2 実験方法

(1) 騒音計

B & K社製2209型騒音計および1/2インチマイクロホン、なおマイクロホンには指向性を向上するためのアダプタを付けたが、5,000Hz以下では影響が低かったため、以下ではこれを無視する。

(2) 測定項目

音圧レベルdB(C)、動特性fast

(3) 測定点

図3-1に示す一点鎖線上(模型中心線より140mmの線上)にマイクロホン先端を、マイクロホンの軸を、模型に直角に向けた。図3-1において模型の左と右側より測定し、データは、その平均値とした。

(4) 記録

騒音計のメータ直読

3.3 解析について

模型における測定値に対して、打撃音発音部と、ラム音発音部の2つの点音源で近似することとし、模型まわりの騒音の分布を計算した。計算値においては、距離によるエネルギー拡散の減衰効果のみ考えることとし、発音部の指向性、エネルギー減少にともなう減衰の効果は無視し、球面音場における減衰式

$$SPL = PWL - 20 \log_{10} r - 11 \text{ (dB)} \dots\dots\dots (1)$$

を用いた。ただし、 PWL :音源のパワレベル(dB)、 SPL :距離 r (m)における音圧レベル(dB)である。音源を点音源として近似して音源パワレベルをもとめるためには、測定距離と、音源の寸法の比が3倍以上なければならない、といわれるが、本実験においては、後記の騒音対策実験と対応させるために、この条件を満足していない。

3.4 実験結果

測定値およびこれに対する計算値を図3-2～図3-7に示す。図3-4の開口比50%のものに対しては、ラム音発音部の出力が小さく、打撃音発音部音圧の80cm位置における計算値より小さかったので、近似が行えなかった。表3-1に音源の推定パワレベルを示すが、パワレベルが低いのは測定点が非常に音源に接近しているためである。本年度実験により以下のことがわかった。

- (a) 実機に対する模型の近似の割合いとしては、4mmのスペーサを入れて、打撃音発音部の出力を低下させた方がよいものと考えられる。
- (b) 低周波では、計算値と測定値が比較的よい相似を得られる。5,000Hz(実機に換算して1,000Hz)の高周波では、音源よりはなれた位置で大きく測定値が減衰しているが、これは、両発音部における音波の指向性が、高周波ですどくなっているものと考えられる。この点につ

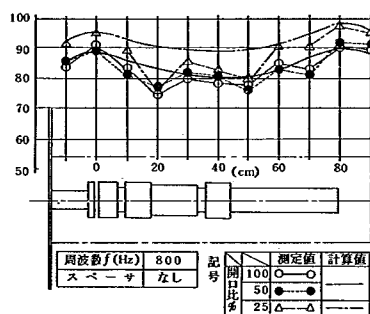


図 3-2 騒音模型実験結果

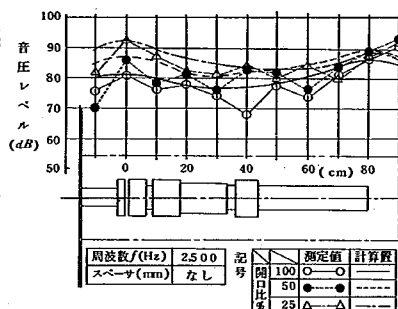


図 3-3 騒音模型実験結果

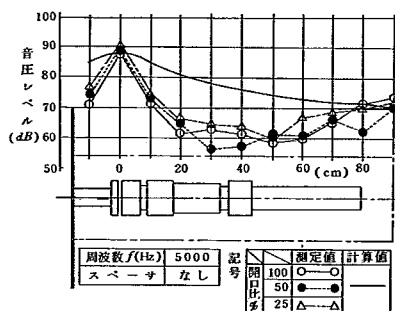


図 3-4 騒音模型実験結果

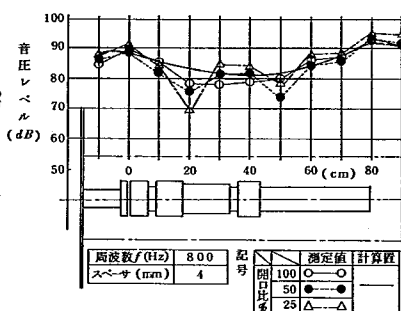


図 3-5 騒音模型実験結果

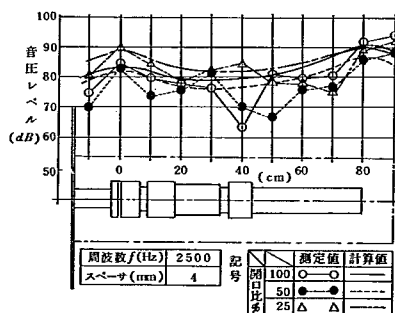


図 3-6 騒音模型実験結果

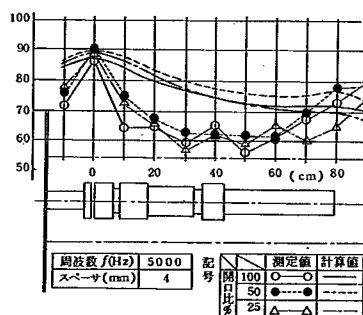


図 3-7 騒音模型実験結果

いては、実機でも同様なことが観測されたので、騒音対策実験の項でふれたい。

- (c) 開口比調整板の開口比とラム音発音部における出力とは比例せず、周波数により一定しない。
 (d) 今回の実験では、打撃音発音部と、水平面プレートがはなれていたために、水平面プレートの影響はみられなかった。

表3-1 騒音模型の推定音源レベル

(単位: dB)

条 件	周 波 数 f (Hz)	開 口 比 調 整 板 開 口 比					
		100%		50%		25%	
		打撃音	ラム音	打撃音	ラム音	打撃音	ラム音
スベータなし	800	85	88	78	80	85	88
	2,500	71	76	77	79	83	77
	5,000	79				79	
4mm スベータ	800	78	80	78	80	78	80
	2,500	72	80	71	76	78	80
	5,000	78	53	81	58	79	

4. 準複動型ディーゼルハンマの騒音調査

4.1 調査目的

ディーゼルハンマの遮音装置として後述のように遮音筒を試作したわけであるが、遮音筒は、ラムの振動音がシリンダ上部から放射されるものを防止するものであるが、47年度の計測においては、この点が明らかにされていなかった。一方、準複動式ディーゼルハンマでは、上部シリンダ開口部を、空気室でもって閉塞しているの、この騒音を測定することにより、遮音筒の製作のための資料がえられるものと考えて、九州地方建設局九州技術事務所の斜杭打用のMD5型（三菱重工業製）ディーゼルハンマについて騒音の測定ならびに、分析を行った。

4.2 調査方法

昭和48年12月に、MD5ディーゼルハンマを用いて九州技術事務所が筑後川護岸（左岸）の工事を行った際に騒音の測定を行った。

現場の状況を図4-1に示す。測定は、杭打機の軸方向（X方向）および、川に平行な方向（Y

表4-1 MD5ハンマの要目

仕様	形式	単位	MD5
全長		m	3.6
アンビル直径		mm	270
ハンマとガイドの中心間距離		mm	350
ハンマ最大巾		mm	568
本体総重量		ton	1.9
ラム重量		ton	1.9
許容最大斜杭打角度		度	後傾60°
打撃回数		blow/min	85~110
1打撃の仕事量		ton・m	1.3

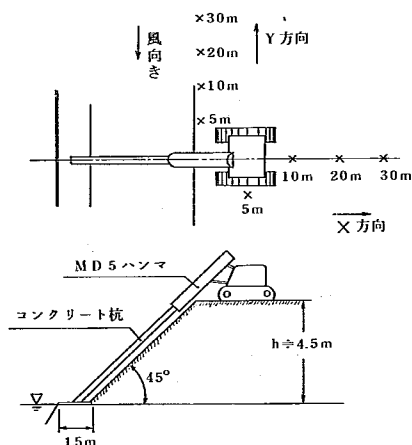


図4-1 MD5ハンマの騒音測定

方向)について、各々、5、10、20、30mの4点において計測した。

杭は、長さ8mのコンクリート杭である。MD5ディーゼルハンマの要目を表4-1に示す。

4.3 調査結果

各計測点における騒音レベルおよび、杭の沈下量を表4-2に示す。また、Y方向の20m地点において測定したデータを1/3オクターブバンド周波数分析した結果を図4-2および表4-3に示す。なお、図4-2には参考値として昭和47年度に測定した、三菱M・23ディーゼルハンマの周波数分析結果も並記した。図4-3によれば、MD5ハンマは、M・23ハンマと異なり300Hz以上の高周波での高圧が極端に低く、しかもピークがみられない。大部分の騒音の成分は300

表4-2 MD5騒音測定結果
(オーバーオールレベル)

方向	測点 (m)	騒音レベル dB (Lin)	10回当り沈下量 mm/10回
X	5	112	24
	10	109.5	50
	20	105	31
	30	100	21
Y	5	113	50
	10	108	50
	20	102	50
	30	97	30

表4-3 MD5ハンマの1/3オクターブ分析結果

周波数 f (Hz)	騒音レベル dB	周波数 f (Hz)	騒音レベル dB
50	88	800	82
63	97	1K	84
80	89	1.25K	86
100	91	1.6K	85
125	90	2K	85
160	91	2.5K	84
200	94	3.15K	83
250	89	4K	82
315	87	5K	83
400	87	6.3K	82
500	86	8K	81
630	81	10K	79

Hz 以下である。

一般的に単動式のハンマは、図におけるM・23ハンマの騒音とほぼ同一の傾向を示すので、これらの両者の比較によってその差違がはっきりわかる。以上のことから、上部シリンダを閉塞することによって、遮音筒を用いた防音方法で、騒音の高周波成分をかなり遮断でき、防音効果がえられるものと予想された。しかし、低周波においてMD5型ハンマは、M・23型ハンマより高い音圧レベルをもつが、これについては、遮音筒の実験の項で述べたい。

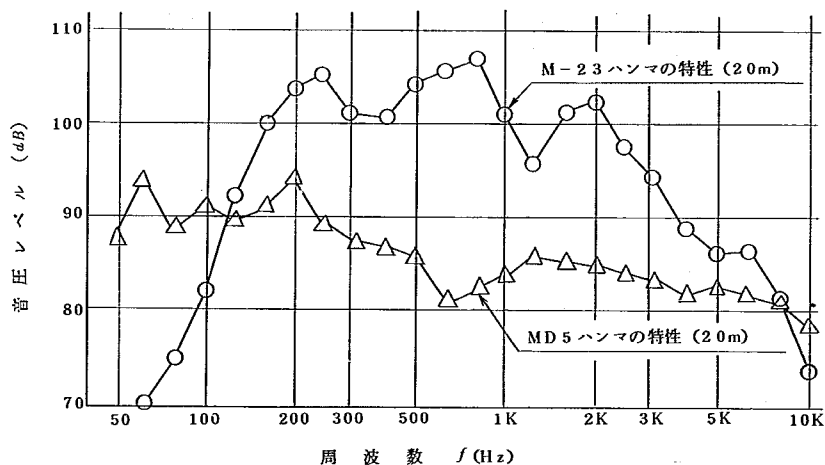


図4-2 MD5ディーゼルハンマとM-23(三菱)ハンマの特性

5. 騒音対策実験

5.1 ディーゼルハンマの騒音源とその対策実験について

ディーゼルハンマの騒音源について、従来明確な見解がえられていなかった。そこで、ディーゼルハンマを図5-1のようなモデルを考え、騒音の発生源を分離した点音源に近いものと仮定してみた。

昭和47年度においては、結論として、アンビル付近の打撃部以外にも、打撃により振動するラムの発生する音が上方から放射されているであろうとしたので、マイクロホンを上部シリンダ開口部に対して、接してこの騒音を検出した。また、騒音とラムの振動との関連を明らかにするためラム上端の水平面に、加速度計を取りつけて、この振動を検出した。また、ディーゼルハンマの騒音シミュレータにより実験した、近似方法を用いて、主要音源の発生する推定音源パワーレベルを求めた。また、杭上端の応力を検出することによって、打撃力を推定し、打撃力と騒音の発生するレベルの関係を明らかにした。

防音対策については、47年度に製作したマフラーを改良するとともに、ラムの振動音を遮断する遮音筒を試作して実験した。

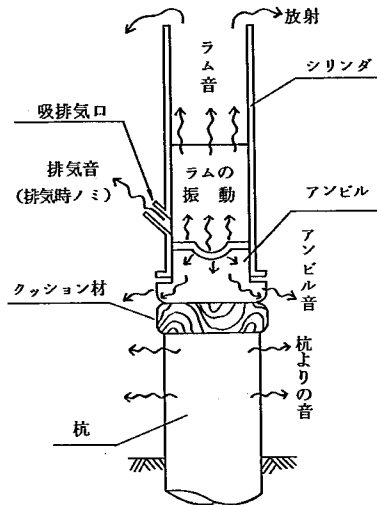


図5-1 ディーゼルハンマ騒音発生機構

5.2 実験方法

(1) 使用計測器および、計測条件は下記の通りである。

1) 騒音計

- ① NA07A 指示騒音計（リオン株製）：ただし、これはWM-900型指向性マイクのアンプとして使用した。
- ② 2209型衝撃騒音計（デンマークB&K社製）
- ③ WM-900型指向性マイクロホン（松下電器製）

本実験において、NA07A 指示騒音計は、C特性を使用し、2209型衝撃騒音計はリニア特性を用いた。

2) 振動計

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

地盤振動の測定は行わず、ディーゼルハンマの本体の振動を計測するために、可聴域での振動の測定を行った。

写真5-1にラム頂部にとりつけた加速度計取付台を示す。

3) 歪計

DPM6Eストレインメータ(共和電業製)

4) データレコーダ

PFM15(ソニーマグネスケール製)

DR4215(同上)

DFR3915(同上)

5) 供試ディーゼルハンマ

神戸製鋼製、K-22型ディーゼルハンマ(ラム重

2.2t)、K-22型ハンマの要目を表5-1に示す。写真5-1 ラム上端に取りつけた

加速度計取付台

6) 供試杭

① 鋼管杭, $D=508\phi$, $\ell=4,500\text{mm}$,

$t=12.7$

② PC杭, $D=400\phi$, $\ell=7,000\text{m}$,

$t=70\text{mm}$

7) 場所 土木研究所構内建設機械性能試験場

(2) 実験方法

計測点の概略を図5-2に示す。①, ②, ③の記号は測定を表すものとする。衝撃騒音計は、30m地点でのみ測定することとした。歪ゲ

ージは各杭とも、杭頭より50cm

の点に取りつけた。指向性マイクロホンは、①上部シリンダ開口部(遮音筒のある場合は、遮音筒上部開口部)、②吸排気口付近、③アンビル付近、の3点について、ハンマセンターより約1mはなして取付けた。なお、本実験の行程を表5-2に示す。表5-2の実験No.3において空打ち時のラムの上下方向の振動加速度を検出し

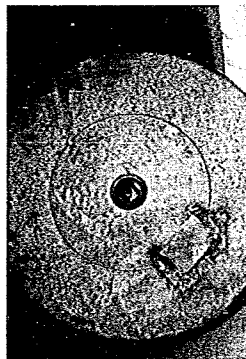


表5-1 K-22ハンマ要目

仕様	形式	単位	K-22
全長		m	4.55
アンビル直径		mm	590
ハンマ中心とリードインフ中心の距離		mm	430
ハンマ最大幅		mm	768
本体総重量		ton	5.2
ラム重量		ton	2.2
許容最大斜杭打角度		度	30°
打撃回数		blow/min	39~60
1打撃の仕事量		ton·m	7.5

表5-2 実験条件

測定系		1	2	3	4	5	6
条 件							
	目 的						
	音源の探査	○	○	ラム上の加速度測定	×	×	×
	防音対策	×	×	×	○	○	○
	遮 音 筒	×	×	×	○	○	○
	マ フ ラ	×	×	×	×	○	○
	吸音材付き杭	×	×	×	×	×	○
杭	銅 管 杭	○	×	○	○	○	○
	P C 杭	×	○	×	×	×	×
	打 撃 数	23	23	5	42	60	30

検出した。

加速度計ピックアップの取付け方法は文献(2)を参照されたい。ただし、加速度の検出方向は、ハンマの取付け面に垂直な軸の方向とした。

(3) 遮音装置概要

遮音筒およびマフラの取付け方法および構造を図5-3に示す。写真5-2に遮音筒とマフラを取付けた様子を示す。

(a) 遮音筒

遮音筒は、ハンマ上部シリンダ端にのせて、3点のフランジを溶接しとりつけた。遮音筒の取付

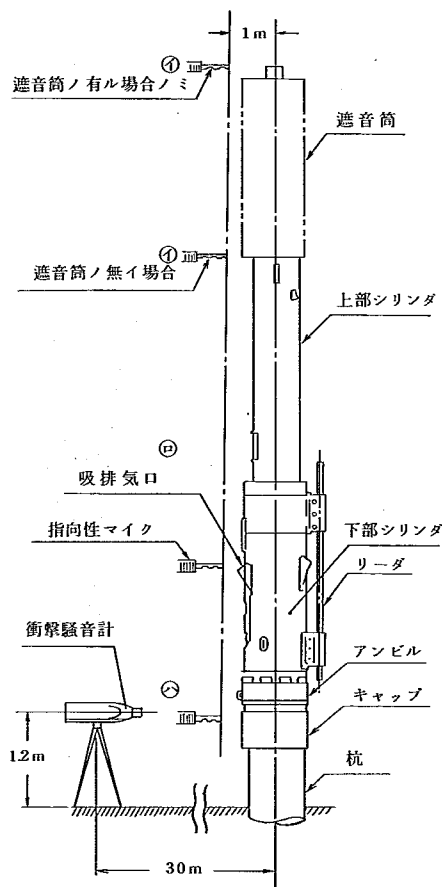


図5-2 測定点

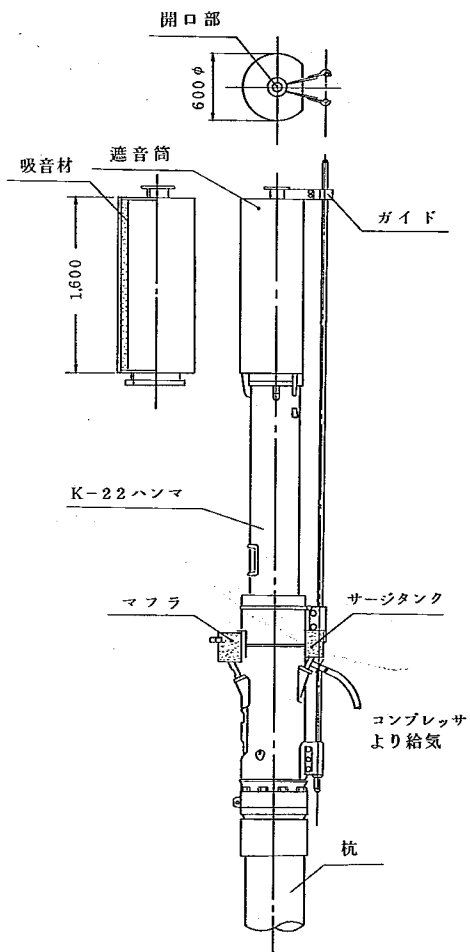


図5-3 遮音筒とマフラ

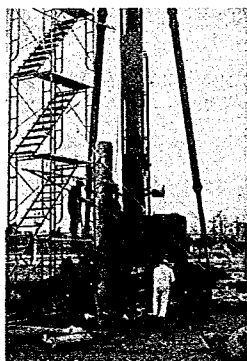


写真 5-2 遮音筒とマフラ
を付けたハンマ



写真 5-3 遮音筒のつり
上げ(1)

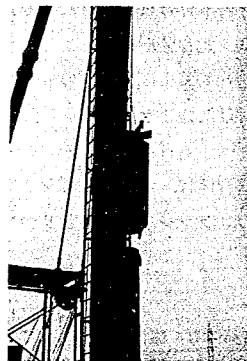


写真 5-4 遮音筒のつり
上げ(2)



写真 5-5 シリンダとの合
せ作業(3)



写真 5-6 溶接して取付
ける(4)



写真 5-7 取付けた遮音
筒(5)

け状況を写真 5-3～5-7 に示す。図 5-3 のとおり遮音筒はリーダ側の面が平面となっているが、これはラムの吊り上げ滑車を通過させるためで、吸音材はこの部分をのぞいて全面にうちばりされている。

遮音筒の仕様を次に示す。

- i) 全長 1,950mm
- ii) 最大径 600mmφ

- iii) 開口部内径 200 mm ϕ
- iv) 重量 約 280 kg
- v) 材料 構造用炭素鋼板 (t=9mm)
- vi) 内張り吸音材 グラスウール (25mm厚)
- vii) 緩衝材およびパッキン 硬質ゴム
- viii) 取付け方法 ディーゼルハンマシリンダに溶接 (3点)
- (b) マフラ

47年度においては、文献(2)のp.4に示すように、吸排気口を同じポートを使用し、プロアを用いたが、この方法では打撃力の低下がみられたので、48年度では、吸気口と排気口を分離した横断送気型に掃気方法を変更して、ディーゼルエンジンの燃焼効率の改善を図った。本マフラでは図5-4に示すように打撃行程(a)において、サージタンクにコンプレッサにより給気し蓄圧し、掃気行程(b)では、コンプレッサとサージタンク内の圧縮空気により、マフラを通じて掃気を行い、圧縮

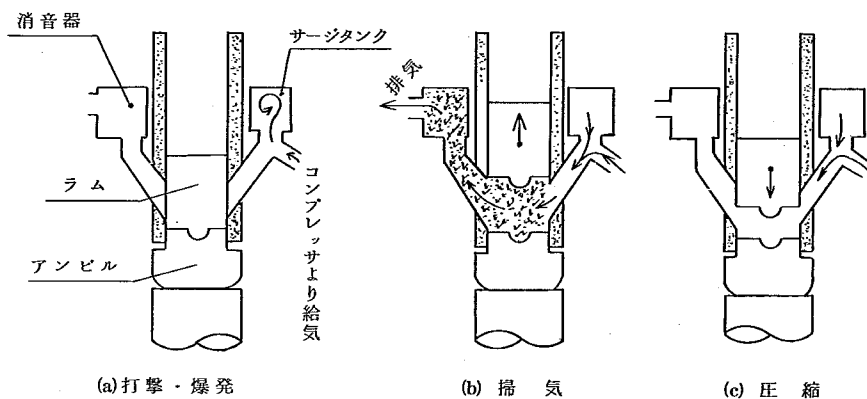


図5-4 横断掃気型マフラの作動原理

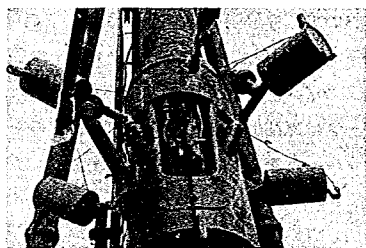


写真5-8 ハンマにとりつけたサージタンク(左)とマフラ(右)

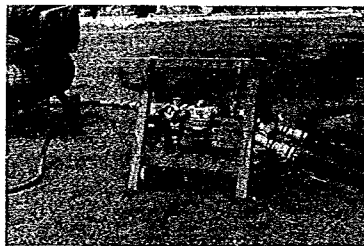


写真5-9 コンプレッサと減圧弁

行程(c)において、コンプレッサより給気を行う。掃気行程で吸気口と排気口を図のように別々にしているため、効率が増上し、消音効果の大きなマフラを使用できる。マフラおよび、サージタンクを写真5-8に示す。配管部および減圧弁を写真5-9に示す。

構成は次の通りである。

(1) 給気用コンプレッサ(1台, 最大吐出圧力 10kg/cm^2 ゲージ圧)

(2) 減圧弁(1台, 減圧範囲 $0 \sim 10\text{kg/cm}^2$)

(本実験では 3kg/cm^2 に固定した)

(3) マフラ本体(2個, 47年度に用いたマフラ)

(4) サージタンク(2個)

サージタンクは、マフラと同一の形状のもので、不要な排気口を閉塞して使用した。

(5) 耐熱給気ホース(2本, 径 100mm 耐熱ゴム製)

5.3 解析方法

解析方法について一般的なものは除外して、本調査においての特殊なものだけについて説明する。

(1) 音源分布について

4章の模型実験では、2点音源で近似したが、実際の計測においては、他に低い騒音レベルをもった音源を仮定する必要があると考えられるので、排気口付近に点音源を追加して、3点の点音源により騒音レベルを合成した。ただし、排気口付近の点音源は、排気音を近似するものではなく、打撃時のこの付近の騒音源を代表するものとする。また、本実験では指向性マイクロホンを用いた(特性は文献(2)参照)ので、この指向性も含めた。

(2) 騒音とくい打力の関係

通常音圧と、くい打ち機の打撃力とは比例するものと考えられているが打撃力として、くいに発生した最大主応力を測定して、その関連をもとめた。データを整理するにあたっては、騒音レベルと最大主応力との関係をもとめたが、上述のように騒音レベルは音圧について対数をとったので、この点に注意されたい。

(3) 周波数分析について

ここでは、周波数の分析に $1/3$ オクターブ分析は省略して、フーリエ積分をもちいた分析方法についてのべる。これはくい打ち機の騒音の周波数分析において、分解能をあげるためであって、パワースペクトラムを用いなかったのは、データ長、分析周波数帯域巾と、サンプリングレートの関係である。データは、データ数 $N=991$ 、サンプリングレート $\Delta T=0.0000625$ である。分析は、鋼管ぐいとコンクリートぐいについて行った。なお、データは原波形でなく、フーリエ積分のため、次のウェイトをかけた。サンプルの切り出しのためのウェイトを式(5-1)に示す。

$$\omega(nT) = \{0.5 - 0.5 \cos(\frac{\pi}{n \cdot n_1})\} \quad (1 \leq n < n_1)$$

$$\omega(nT) = 1.0$$

$$\omega(nT) = [0.5 + 0.5 \cos\{\frac{\pi}{n_2(n - n_1)}\}] \quad (n_2 < n \leq N) \dots\dots\dots (5-1)$$

5.4 実験結果

(1) ディーゼルハンマの騒音の特性

(a) 周波数分析結果

実験行程表の1と2について分析した。鋼管ぐいとPCぐいの打撃の音圧波形に(5-1)式のウェイトをかけてとり出したものを図5-5と図5-6に示す。これを分析した結果を図5-7と図5-8に示す。両方の分析におけるピークで、共通的な周波数成分を○でかこんだ。これによれば、

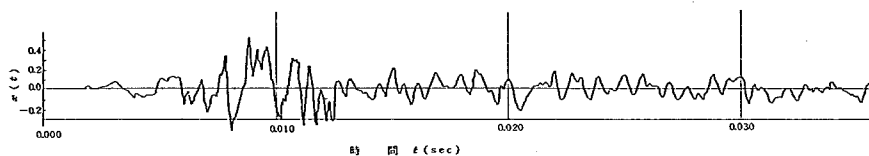


図5-5 ディーゼルハンマ打撃音(鋼管ぐい)

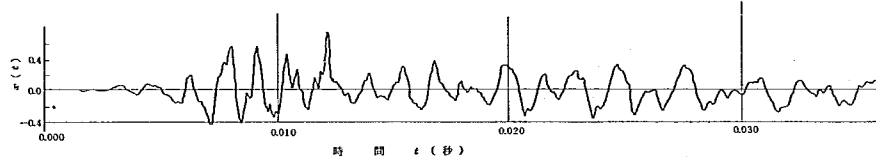


図5-6 ディーゼルハンマ打撃音(PCぐい)

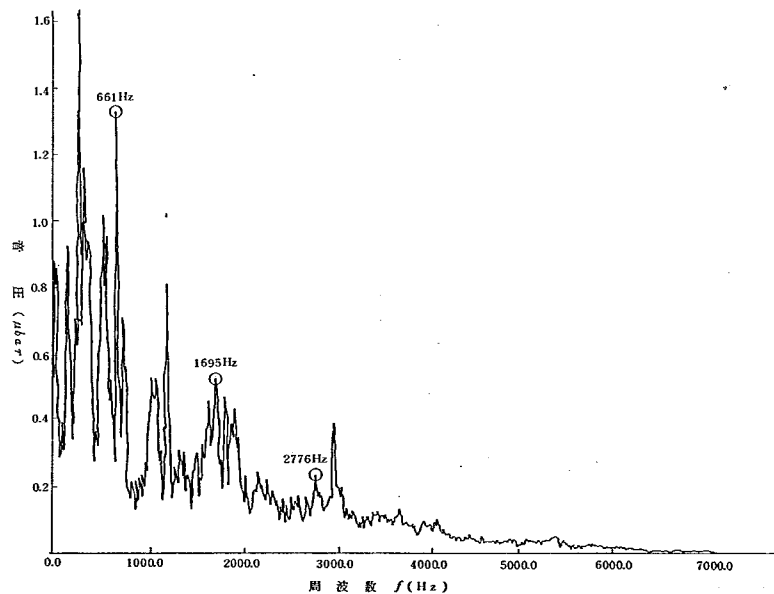


図5-7 鋼管杭打撃時の周波数特性

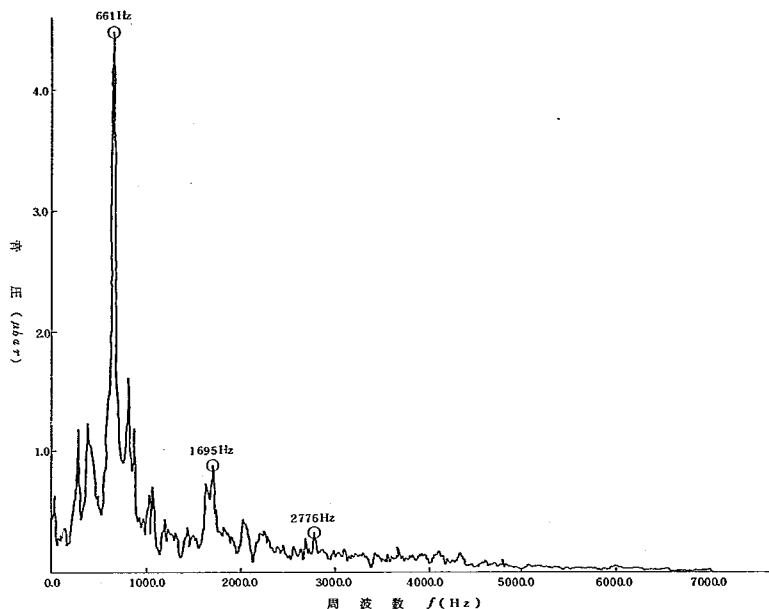


図5-8 コンクリート打撃時の打撃音周波数特性

共通的な主成分は、661Hz、1,695Hz、2,776Hzである。とくに661Hzは大きい音圧をもつ。また、鋼管ぐいにおいては、この他の周波数成分が多くあるが、これらは、主として鋼管ぐいから発生する振動音であろうと推定される。PCぐいは、他の周波数成分が少なく、比較的ハンマのみの周波数特性をよく表わしているものと考えられる。

(b) ディーゼルハンマの騒音レベルと応力

実験行程表の1と2について解析した。各計測点における騒音レベル(dB(A)およびdB(Lin))と、最大主応力 σ (kg/cm²)を表5-3、5-4(行程表No.1)と表5-5(行程表No.2)に示す。これをグラフにしたものを図5-9と図5-10に示す。ただし、dB(A)を用いた騒音レベルを表示するのは意味がないのでdB(Lin)のみに限った。これによれば鋼管ぐいの打撃時には騒音レベルと応力の関係は明らかではないが、コンクリートぐいについては、かなり比例関係があるものと考えられ、とくに、上部シリンダで測定した騒音レベルについては、バラツキが少ない。鋼管ぐいの場合には、応力の分布が複雑であるためにこのような結果がでるものと考えられる。PCぐいの打撃結果から考えて(前項でのべたようにPCぐい打撃時の騒音の特性は、ぐい打機のみ特性に近いと推定されるので)ぐい打ち機本体から出る騒音の大きさは、打撃力に比例するものと考えてよいであろう。

(c) ラム上部の振動と騒音の特性について

実験行程表のNo.3について解析した。ラム上部にとりつけた加速度計による振動加速度のレベルと、測点(f)について測定した音圧レベルdB(Lin)について1/3オクターブバンド分析した。そ

表5-3 杭応力と騒音レベル

打撃回数	応力 σ kg/cm ²	騒音レベル					
		30m 地点		排気口付近(円)		上部シリンダ付近(円)	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	1,009	119	112	124	117	130	128
2	1,002	124	113	128	119	128	128
3	1,000	120	108	126	119	130	128
4	966	113	107	124	118	128	128
5	994	114	109	122	116	128	126
6	1,009	117	112	126	119	129	128
7	994	114	110	125	118	129	128
8	1,044	116	112	126	118	129	126
9	1,049	122	114	130	120	131	129
10	1,021	115	109	128	120	130	129
11	1,046	120	108	126	121	130	127
12	955	111	105	121	115	128	124
13	1,034	116	107	122	118	129	124
平均	1,009.3	117.0	109.5	125.2	118.3	129.2	127.1

表5-4 杭応力と騒音レベル

打撃回数	応力 σ kg/cm ²	騒音レベル					
		30m 地点		排気口付近(円)		アンビル付近(円)	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	963	117	110	124	107	121	115
2	1,033	124	114	127	110	124	114
3	1,021	117	112	130	114	122	113
4	1,009	116	113	128	110	122	114
5	1,022	119	109	128	113	121	113
6	1,026	116	112	128	109	120	112
7	1,062	114	112	130	113	122	112
8	1,078	115	111	127	110	122	112
9	1,097	111	107	127	111	122	113
10	1,066	112	108	125	109	121	112
平均	1,037.7	116.1	110.8	127.4	110.6	121.7	113.0

の結果を表5-6に示し、グラフで比較したものを図5-11に示す。振動加速度については振動加速度レベルとは関係なく、相対レベルで示した。昭和47年度に測定した上部シリンダ、下部シリンダ、アンビル、パイルキャップなどについて、加速度を分析した結果(文献(2))では、200Hz付近にピークを持つだけで、高周波成分についてはこれらの部分から発生しているとは考えられないことが明らかになった。これに対して、ラム上部の振動加速度は、騒音レベルとよく一致するものと考えられる。ただし、2.5KHz付近で、振動加速度が大きな値を示し、相違がみられる。以上の結果を総合して、ラム上部の振動により最も大きな騒音が発生しているものと推定される。

(2) 音源分布の推定

実験行程表のNo.1を用いた。

表5-5 コンクリート杭打撃時の騒音レベルと応力

打撃回数	応 力 σ kg/cm ²	騒 音 レ ベ ル					
		30m 地 点		排 気 孔 付 近 側		上部シリンダ付近側	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	68.9	101	97	102	101	120	119
2	62.7	99	100	103	101	121	119
3	78.7	103	100	104	101	122	121
4	63.4	99	101	103	102	119	118
5	68.9	102	101	104	103	121	120
6	72.2	104	102	103	103	121	120
7	77.7	102	100	102	101	122	120
8	72.2	100	99	102	101	121	120
9	71.8	99	98	101	101	121	120
10	72.2	98	96	101	100	119	118
11	59.4	100	97	101	101	118	118
12	72.9	99	99	102	101	120	120
13	65.3	98	97	102	101	120	118
14	67.8	99	98	102	100	120	119
15	76.2	102	99	102	101	120	120
16	66.7	100	98	102	100	119	118
17	70.4	104	102	103	102	119	119
18	77.6	105	102	103	102	120	120
19	75.1	104	102	102	101	119	118
20	76.1	104	102	102	100	119	118
21	68.9	101	100	102	100	119	118
22	74.4	102	101	103	102	119	119
23	76.2	103	102	102	101	119	119
平 均	71.12	101.2	99.7	102.3	101.1	119.9	119.1

表5-6 ラムの騒音と振動レベルの比較

周波数 f (Hz)	項 目	測点側の音圧レベル (dB)	ラム頂部の相対振動レベル (dB)
100		101	- 27
125		106	- 22
160		100	- 24
200		104	- 16
250		114	- 20
315		109	- 12
400		106	- 12
500		114	- 10
630		123	- 5
800		123	- 2
1K		122	- 5
1.25K		121	- 3
1.6K		118	- 5
2K		115	- 2
2.5K		113	0
3.15K		110	- 1
4K		107	- 6
5K		104	- 12

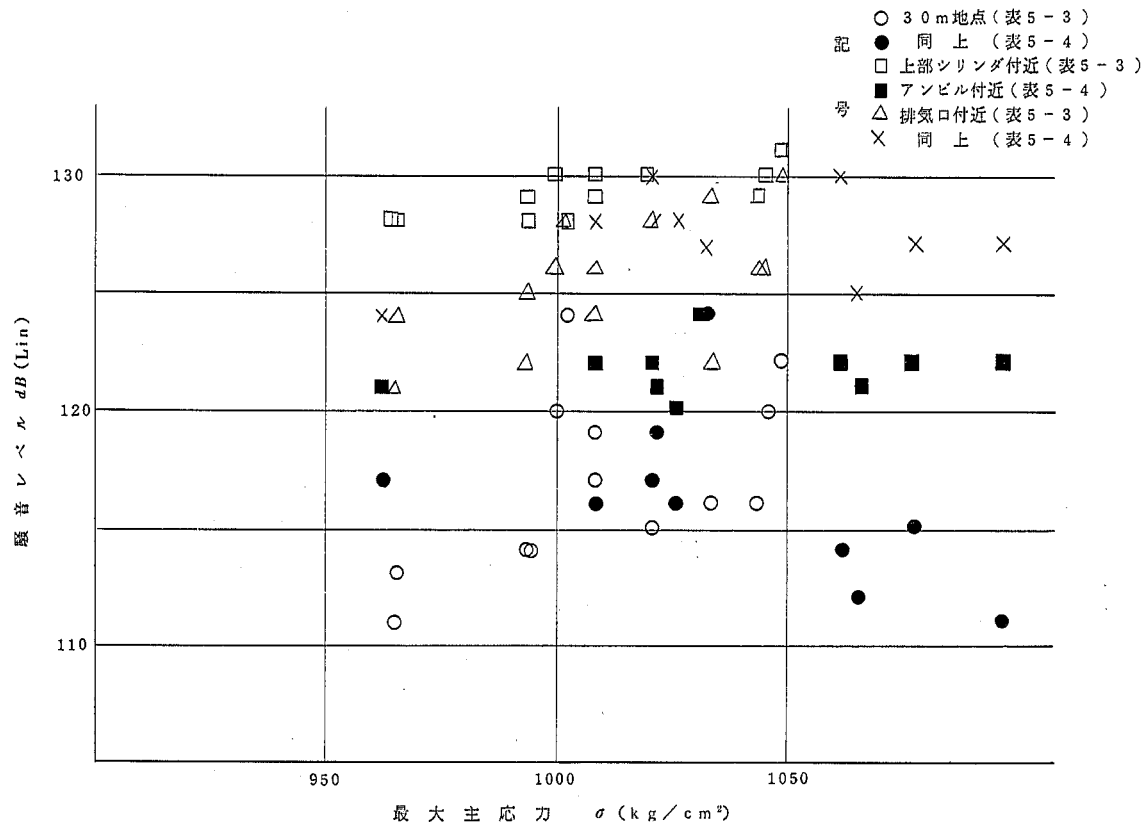


図5-9 杭打時の騒音と応力 (鋼管杭打撃)

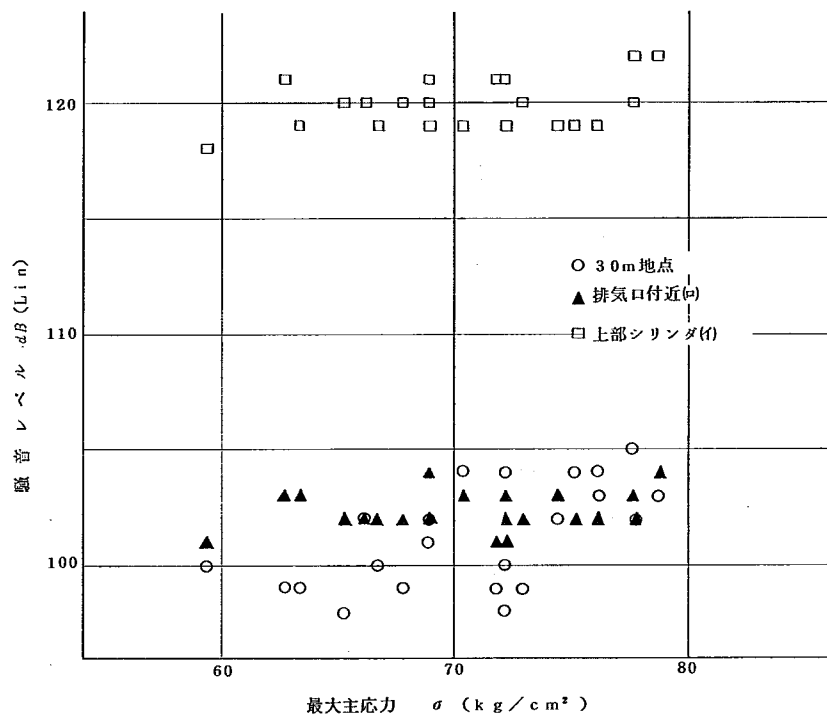


図5-10 PCくい打撃時の騒音と応力

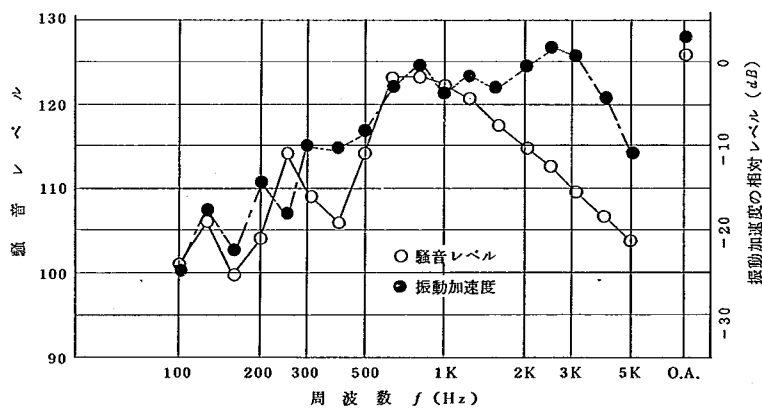


図5-11 騒音レベルと振動加速度の周波数特性

表5-7 指向性マイクによる音源分布の推定

単位 dB

オ ー バ ー オ ー ル レ ベ ル				
打撃回数 \ 測定点	(a)	(i)	(u)	(v)
1	124	130	124	121
2	128	128	127	124
3	126	130	130	122
4	124	128	128	122
5	122	128	128	121
6	126	129	128	120
7	125	129	130	122
8	126	129	127	122
9	130	131	127	122
10	128	130	125	121
11	126	130		
12	121	128		
13	122	129		
平 均	125.2	129.2	127.4	121.7

表5-8 指向性マイクによる音源分布の推定

単位 dB

周 波 数 $f = 160 \text{ Hz}$				
打撃回数 \ 測定点	(a)	(i)	(u)	(v)
1	98	102	102	99
2	100	103	105	101
3	96	97	99	98
4	97	96	99	92
5	94	95	96	97
6	98	95	93	94
7	99	97	96	101
8	100	99	101	104
9	97	98	98	102
10	97	96	96	100
11	96	95		
12	96	95		
13	88	96		
平 均	96.6	97.2	98.5	98.8

表 5-9 指向性マイクによる音源分布の推定

単位 dB

		周 波 数 $f = 500 \text{ Hz}$			
打撃回数	測定点	(a)	(d)	(c)	(b)
1		106	108	104	107
2		110	110	107	112
3		108	111	110	109
4		104	111	110	112
5		105	106	110	107
6		107	110	110	105
7		105	110	112	109
8		108	110	111	107
9		112	113	110	107
10		109	112	105	106
11		108	112		
12		104	106		
13		107	106		
平 均		107.2	109.6	108.9	108.1

表 5-10 指向性マイクによる音源分布の推定

単位 dB

		周 波 数 $f = 1,000 \text{ Hz}$			
打撃回数	測定点	(a)	(d)	(c)	(b)
1		113	119	116	106
2		119	120	119	111
3		116	120	120	108
4		115	118	118	107
5		112	115	117	107
6		115	115	117	108
7		115	116	117	108
8		114	116	115	111
9		118	117	115	112
10		114	115	116	110
11		115	118		
12		111	115		
13		114	116		
平 均		114.7	116.9	117.0	108.8

解析は模型実験(3章)と比較できるように、160 Hz バンド(模型で 800 Hz に相当)、500 Hz バンド(模型で 5,000 Hz に相当)について 1/3 オクターブバンド周波数分析を行った。この結果を表 5-7 から表 5-10 に示す。なお、各周波数帯における平均値で音圧レベルの分布を表わしたものを図 5-12 に示す。また、測定が(1)と(2)において同時に行われていないため平均値では比較しにくいので各々の測定について(1)の音圧レベルの一致するものを各周波数帯について 1 個えらび出し、これを図 5-13 に示した。また、これらの図について、3 点音源近似を行ったとき

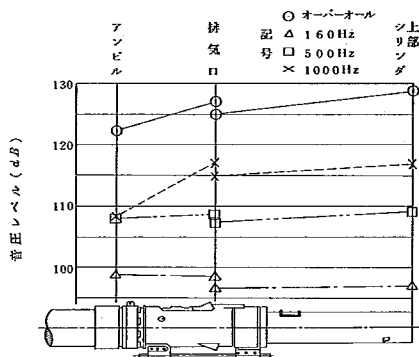


図 5-12 音圧レベルの分布(総平均)

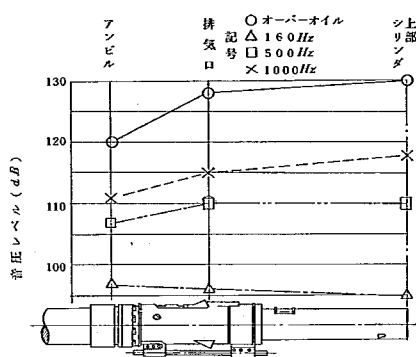


図 5-13 音圧レベルの分布(個々のデータ)

の各音源パワレベルの推定値を表 5-11 に示す。なお、マイクロホンの指向性は、オーバーオールレベルでは合成を行わなければならないが、1,000 Hz バンドが最も大きいレベルを示すので、1,000 Hz のマイクの指向性をオーバーオールレベルのものに使用した。

これによれば他の部位より、上部シリンダ開口部が最も大きい騒音を発生するものと推定される。また、模型実験においては、ハンマの開口部の指向性の影響により、高周波では、開口部と排気口付近の音圧分布のカーブが急になったが、この実験でも高周波で、この傾向をわずかに示すことがわかった。

表 5-11 音源の推定パワレベル (dB)

周波数 f (Hz)	アンビル付近	排気口付近	上部シリンダ付近
160	109	103	105
500	112	113	121
1 K	117	118	130
0. A	122	125	142

表5-12 遮音筒による鋼管杭打撃時の騒音レベルと応力

打撃回数	応 力 σ kg/cm ²	騒 音 レ ベ ル					
		30 m 地 点		排 気 口 付 近 側		上 部 シ リ ン ダ 付 近 側	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	1,177	106	105	107	107	104	103
2	1,177	105	105	108	107	105	103
3	1,142	104	102	108	107	105	103
4	1,154	105	102	108	107	104	103
5	1,131	105	102	108	107	104	104
6	1,149	105	104	107	106	104	103
7	1,149	105	103	108	107	104	103
8	1,135	105	106	107	106	104	102
9	1,149	107	106	108	107	104	103
10	1,110	105	104	108	107	104	102
11	1,149	104	102	107	107	104	102
12	992	107	106	107	107	103	103
13	1,133	107	106	107	107	104	104
14	1,133	105	103	108	107	104	103
15	1,145	107	105	107	107	104	103
16	1,133	106	103	107	107	104	103
17	1,126	105	104	107	107	104	103
18	1,142	106	104	107	106	104	103
19	1,119	105	102	107	107	104	103
20	1,145	105	104	107	107	104	104
21	1,138	105	103	107	107	104	103
22	1,138	103	101	107	107	104	102
23	1,112	102	101	107	107	103	102
24	1,087	104	100	107	107	103	102
25	1,101	106	101	107	107	104	102
26	1,131	103	98	107	107	103	103
27	1,119	103	102	107	106	103	103
28	1,115	103	102	107	106	103	102
29	1,145	102	101	107	106	102	103
30	1,119	106	101	107	107	103	102
31	1,119	105	100	107	106	104	102
32	1,124	103	100	107	107	103	102
33	1,124	105	101	107	107	103	102
34	1,119	105	99	107	106	103	103
35	1,110	106	100	107	106	104	102
36	1,115	105	99	107	107	104	102
37	1,110	103	101	107	106	103	103
38	1,105	104	100	107	106	104	102
39	1,115	104	100	108	107	103	101
40	1,126	104	100	107	107	103	102
41	1,110	103	100	107	106	104	102
42	1,119	104	103	107	106	104	101
平 均	1,126	104.5	102.1	107.2	106.4	103.7	102.5

表5-13 遮音筒とマフラを付けたハンマによる鋼管杭の打撃

打撃回数	応 力 σ kg/cm ²	騒 音 レ ベ ル					
		30m 地 点		排気口付近(何)		上部シリンダ付近(何)	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	912	99	96	105	104	102	101
2	937	101	96	104	103	101	99
3	942	99	93	104	103	101	99
4	967	99	95	104	103	103	100
5	942	98	95	104	103	101	100
6	942	99	95	104	103	102	100
7	946	98	95	104	103	101	99
8	937	99	94	104	103	101	99
9	937	100	96	104	102	101	99
10	942	99	96	104	102	101	100
11	937	97	96	104	103	101	99
12	937	99	95	104	103	101	99
13	953	101	97	104	103	101	99
14	932	98	98	104	103	101	99
15	932	99	94	104	103	101	100
16	932	99	97	104	103	100	98
17	932	100	96	104	103	101	99
18	932	103	99	104	103	101	99
19	932	99	97	105	103	101	99
20	932	98	96	104	102	101	99
21	946	97	94	105	103	101	99
22	932	97	95	104	103	101	99
23	932	98	94	104	102	101	99
24	949	97	93	104	102	100	99
25	937	98	93	105	103	101	99
26	946	99	96	105	103	101	99
27	949	99	97	104	103	101	99
28	949	100	95	105	103	101	99
29	932	98	99	105	103	101	99
30	937	99	95	105	103	101	100
31	937	101	100	105	103	101	100
32	953	97	95	105	102	101	99
33	932	99	96	104	103	101	100
34	953	97	93	104	102	102	100
35	930	98	94	105	102	100	99
36	930	97	94	105	103	100	99
37	946	97	94	104	102	100	98

打撃回数	応 力 σ kg/cm ²	騒 音 レ ベ ル					
		30m 地 点		排気口付近(向)		上部シリンダ付近(向)	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
38	932	97	94	104	103	100	99
39	932	100	98	105	102	100	99
40	930	97	96	104	102	101	100
41	912	98	95	105	103	100	99
42	930	97	93	104	102	101	99
43	930	98	95	105	103	100	98
44	948	96	93	104	102	101	99
45	895	97	93	104	102	101	99
46	930	97	93	104	102	100	98
47	925	97	93	104	102	100	99
48	930	96	94	105	102	100	98
49	949	96	94	104	102	101	99
50	932	99	94	104	102	100	98
51	932	97	94	104	102	100	98
52	932	97	96	104	102	100	98
53	932	98	96	104	102	100	98
54	914	96	95	105	102	99	98
55	932	99	95	104	102	100	98
56	930	97	94	104	102	99	97
57	930	96	93	104	102	99	97
58	930	97	93	104	102	100	97
59	932	97	93	104	102	100	97
60	932	96	96	104	102	99	97
平 均	935.3	98.1	95.0	104.2	102.4	100.5	98.9

表5-14 遮音筒とマフラを付けたハンマによる吸音材付鋼管杭の打撃

打撃回数	応 力 σ kg/cm ²	騒 音 レ ベ ル					
		30m 地 点		排 気 口 付 近 (f)		上部シリンダ付近(f)	
		dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)	dB(Lin)	dB(A)
1	984	96	97	103	103	101	101
2	954	98	93	102	102	100	99
3	825	94	93	101	100	98	97
4	982	94	96	100	98	98	96
5	925	95	95	100	98	96	95
6	911	96	96	101	101	100	98
7	925	97	91	102	100	99	97
8	964	95	97	102	100	98	97
9	984	96	96	103	102	101	98
10	806	96	97	104	103	99	99
11	900	98	97	102	101	98	97
12	929	97	95	100	100	98	96
13	896	97	96	103	102	98	97
14	949	95	96	102	101	97	95
15	886	99	98	103	102	97	94
16	919	102	99	102	102	98	96
17	856	97	94	103	103	97	94
18	847	96	96	101	100	97	94
19	874	98	95	103	102	98	95
20	794	95	97	102	102	97	95
21	862	96	97	101	100	96	94
22	927	100	92	103	102	99	95
23	946	96	94	103	101	98	96
24	768	97	93	102	102	97	96
25	764	96	93	102	101	97	94
26	780	95	93	102	101	96	95
27	758	97	91	102	100	99	95
28	756	96	94	100	99	95	95
29	806	95	92	102	100	96	95
30	860	95	91	102	101	96	95
平 均	878	96.4	94.8	101.9	100.9	97.7	96.0

(3) 遮音装置の効果

実験結果を図5-14～16および表5-12～14に示す。

本実験ではマフラを取付けた場合、くに発生する応力は平均約17%低下した。これは、くいの支持状態が変化したことおよび燃焼の効率が低下したことの2点が主な原因であろうと思われる。遮音筒を取付けることによりラム振動音は約26dB(Lin)減少し、30m地点では約12dB(Lin)減少している。また、打撃力が遮音筒を取付けない場合に比べ増加しているので、同一打撃力での減音効果はこれより大であると思われる。排気口打撃音も遮音筒を付けた場合に減音されているが、これは指向性マイクロホンの特性により、ラム振動音の減音効果が影響しているものと考えられる。マフ

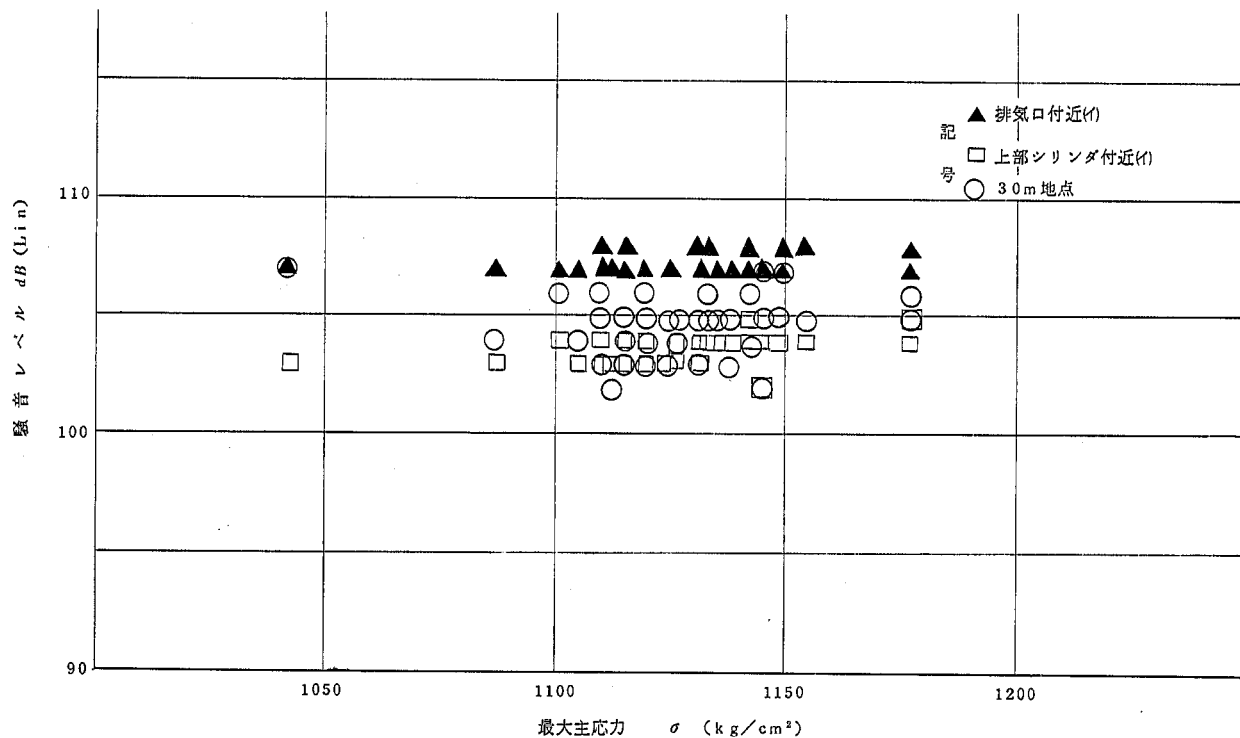


図 5-14 杭打時の騒音と応力 (行程No.4)

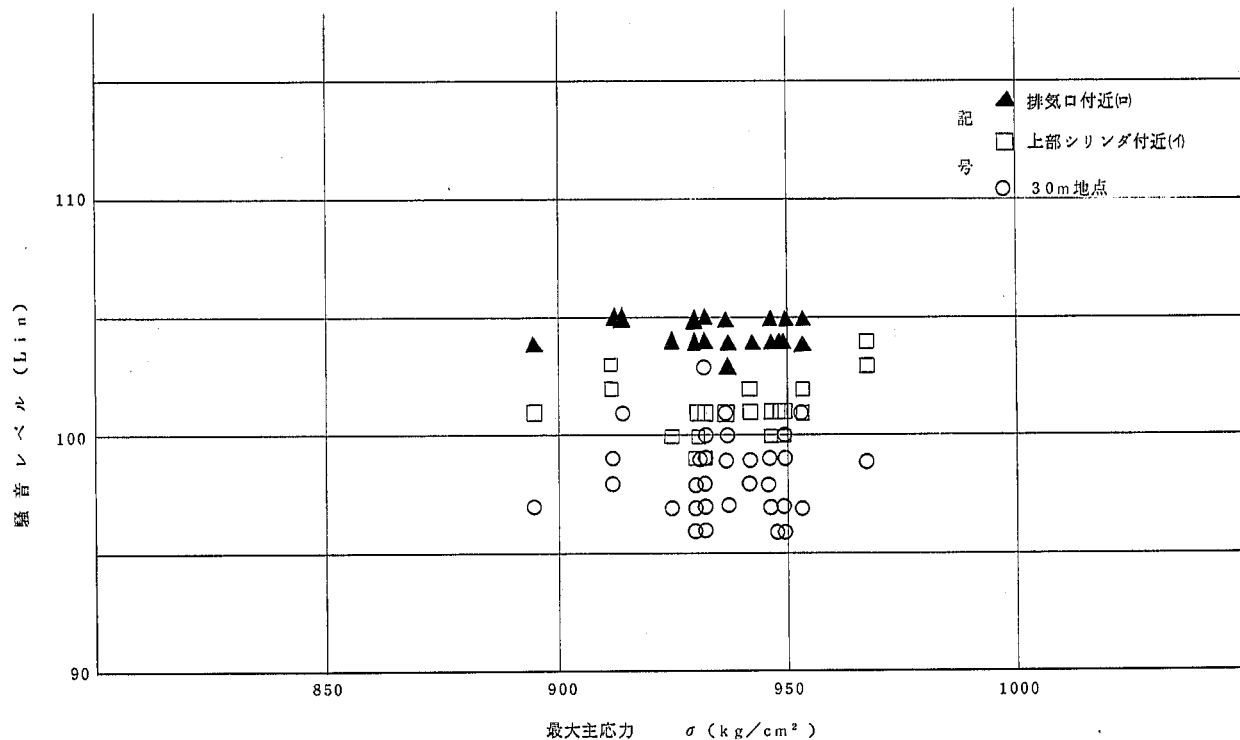


図 5-15 杭打時の騒音と応力 (行程 No.5)

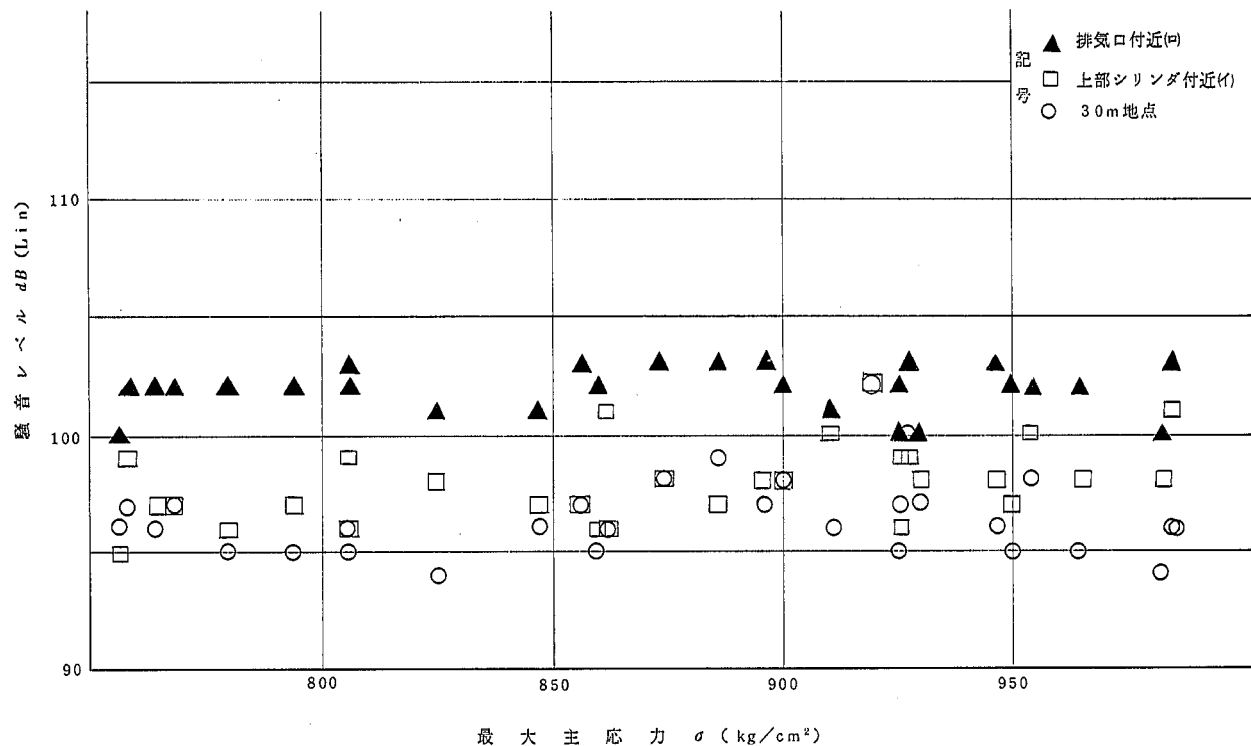


図5-16 杭打時の騒音と応力(行程No.6)

ラを取付けることにより、30 m地点の騒音レベルで約6 dB さらに減音されているが、これは、マフラを取付けたことによる打撃力の低下が最も大きい原因であろう。

無対策の場合 30 m 地点とラム振動音は打撃力と騒音レベルが比較的正比例している。排気口打撃音はPC ぐいでは急に音圧が減少しているが、これはくい振動音がPC ぐいでは低い音圧であるためと推定される。騒音対策を行った場合では、排気口打撃音とラム振動音は打撃力にほぼ比例している。30 m 地点の音圧は、マフラを付けた場合大きく低下しているが、排気音と打撃音が独立であることからして、打撃音の距離による減衰特性と関係があるのではないと思われる。この他に騒音対策としてくい振動音を防止するため、特殊な吸音材(ロックウール系、写真5-10 参照)をふきつけたくいを用いてみたが、ほとんど効果がなかった。原因は吸音材がくいを制振する効果がなく、しかも、発生した振動音の透過率が高いためであろう。

本実験で用いた指向性マイクは、マイクの正面方向でも通常のマイクよりも感度が低いので、精密騒音計で計測したデータとの比較はできない。この騒音対策は、(i)ディーゼルハンマはもともと音源パワレベルが普通の騒音に比べて高いので、10 数dBの減音効果では不十分であって、この点後述する全体カバー式の防音装置に比べて効果が低い。(ii)遮音筒はディーゼルハンマの運転作業に全く支障がなく、重量と寸法が小さいので施工性がよい。(iii)この対策は地盤振動の発生に対して何の考慮もはられていない、などの短長所がある。(i)については、本実験に使用した遮音筒はハンマと剛結されているので、遮音筒からも振動音が発生しているものとみられるので改良する必要がある。(iii)については、クッション部分を改良することによって、くいに伝達される振動の特性を改善することによって地盤振動の発生の低減をはかると同時にアンビル打撃音を低下させる必要があるものと思われる。



写真5-10 吸音材を吸付けた
鋼管杭(500φ)

6. くい打機の騒音と地盤振動対策の現状に関する文献調査

既製くい打ち込み工法は打撃式と振動式に大別される。既製ぐいの打ち込み機で、低騒音、低振動とよばれているものを分類すると、(1)ディーゼルハンマの防音対策機、(2)振動くい打機、(3)振動くい打機の改良機、(4)その他の新機種、に大別してよいと思う。ここで、(1)～(4)について簡単に説明してみよう。

(1) ディーゼルハンマの防音対策機

ディーゼルハンマをカバーでおおって音の放射をふせぐものが主であって、部分カバー式と全体カバー式と二種の方式がある。部分カバー式は、ディーゼルハンマの一部分だけをおおうもので、防音効果は低い⁽³⁾が、施工性はよいものとされ、かつて日本建設機械化協会⁽³⁾で試作されたが、十分な成果をあげずに現在は実験を継続していない模様である。この他MDパイル工法⁽⁴⁾、石川島播磨製遮音筒⁽⁵⁾が製作されているが、現状は不明である。全体カバー式は、ディーゼルハンマ全体、くいなどを一体のケースでおおうのでこの名称でよばれる。このため一般的に重量と寸法が大きくなるので、大型のクレーンを必要とし、輸送も困難であろう。しかし現在考えられているディーゼルハンマの防音対策では最も防音効果があるものと思われる。いま実用化の段階にあるものとしては、ヘッシュ(西独)の防音カバー⁽⁶⁾があり、実際にディーゼルハンマまたはエアハンマに対して、約7m離れた地点で、約20dB～30dB(A)の減音効果があったと報告されている。国内では、鋼管杭協会施工分科会で現在実験中で、最近の実験では、30m地点で三菱M-33クラスのディーゼルハンマに対し、約30dB(A)の減音効果を得ている。これは基礎的な実験の段階であって、実用機ではないが、本年度中に、実用機のプロトタイプを試作する模様である。

(2) 振動くい打機

振動くい打機は、ソ連ではじめて開発されて以来広く普及して、近年低騒音、低振動工法としても注目されているが、土質条件によっては、遠距離まで地盤振動が減衰しない場合もあるといわれている。また、打撃式にくらべて貫入力が小さいため、杭先端が、砂れき層にあたった場合、粘土層に打ち込む場合には打ち込みが困難になる場合が多いので、振動くい打ち機は国内ではひき抜き機として用いられている場合が多いようである。

(3) バイブロハンマの改良機

バイブロハンマの貫入力を増加させる方法として、振動と同時に衝撃を加える方法と、振動数を高くして、ぐいの周辺まさつ力を低下させ、同時に地盤振動の減衰も大きくさせるという方法などが考えられている。前者は、振動くい打機の加振器の他にインパクトブロックをもうけて、加振器とインパクトブロックの間をバネで支えて、加振器を上下振動の下死点付近でインパクトブロックに衝突させるもので、普通のバイブロハンマを改造しているものもみられるが、打撃をより積極的に利用したものである。後者はソニックパイルドライバ⁽⁷⁾としてBodine社(米)で製作されている振動くい打ち機で、最大出力500PSのエンジン二基により加振する大型機である。国内で輸入して

実験が行われているが、くいとハンマの結合部付近に破損を生じて能力を十分発揮していないといわれる。

(4) その他の改良機

三菱ティウッドサイレントマスタ⁽⁸⁾が日本に導入されているが、これはシートパイルの連続施工にもちいられ、数本のくいを一度につかみ、1本のくいを、残りのくいをアンカーとして油圧ジャッキにより圧入し、この行程を順にくり返すものであるが、原理的に連続打ち込みにしか使用できないので、国内では普及していないようである。

他にHBG社（オランダ）で開発されたハイドロブロック⁽⁹⁾機がある。本機は動力を油圧として、油圧によりラムを押し上げて、落下行程で杭を打撃するものであるが、打撃部分にちっ素とオイルを介入させて打撃力を緩衝しているため、ディーゼルハンマのように、衝撃的な打撃力とならず、騒音ばかりでなく、地盤振動も減少させるものとみられる。

7. あ と が き

6章の文献調査で紹介した工法は、いずれの場合でも騒音対策を主としており、地盤振動に対しては、無対策であるが、二義的な効果しかない場合が多い。ハイドロブロック機においては打撃部分を緩衝することにより、騒音のみならず地盤振動の発生も抑制できるものと考えられるが、この原理をディーゼルハンマのクッションに応用して地盤振動も減少させることができるのではないかとと思われる。この場合には、ディーゼルハンマ特有のインパルスの打撃力が緩和されて、くい貫入力低下をもたらすものと思われる。

ソニックパイルドライバは国内では貫入力の点においても、騒音、地盤振動対策においても十分な成績をあげていないようであるが、これはソニックパイルドライバでは、くいと地盤の系の共振を利用して貫入力を増大させようとしているにもかかわらず、周波数の選択が適当でなく、また機械的なインピーダンスがマッチせず、加振器によるエネルギーがくい貫入のために消費されずに反射されてしまうものと思われる。

ディーゼルハンマのカバー方式は、ディーゼルハンマが広く使用されている現状からみて、施工性などに難点があるにしても、苦情の多い現場においてはこれを使用しなければならないと思われる。

以上のことを総合して、振動くい打機の改良、および振動くい打機の支持力と打撃力の関係を明らかにすることと、その他に低振動式のくい打機について新たに考える必要があるものと考えられる。

8. 参 考 文 献

- (1) 建設調査(株)：「振動式杭打機で打ち込んだくいの支持力について」1968年
- (2) 芹沢，中野：「建設機械の騒音と地盤振動の実態と2・3の対策」土木研究所資料第867号
- (3) 菅野：「基礎工事の公害対策」建設機械 1971.10
- (4) 樋口，岡村：「MDパイル工法の消音効果」建設の機械化 242号
- (5) 中野：「騒音と騒音対策 第3章 杭打機の騒音とその対策」石川島播磨技報 1968.3
- (6) F. Gantke "Der Hoesch-Lärmschutzturm" BMT 1973.10
- (7) "Sonic pile-driver shows great promise" CIVIL ENGINEERING 1961.12
- (8) V. Stalman, W. Peine : "Besonderheiten der Spundwandbauweise beim Ausbau von Verflutern" BMT 1973.10
- (9) J. Hornung : "Lärmarme Bauverfahren auf innerstädtischen Tiefbaustellen - Möglichkeiten und Anwendungsbereiche" BMT 1973.3

くい打機等の遮音装置に関する調査試験

土木研究所資料第964号
昭和49年9月(1974年)

建設省土木研究所機械研究室
芹沢富雄, 吉田六三

キーワード 建設公害, 騒音公害, ディーゼルハンマ

要旨

くい打ち機による騒音について下記の調査を行った。

1. ディーゼルハンマ騒音模型実験
2. ディーゼルハンマ騒音対策実験
3. くい打ち機による騒音と振動に対する対策工法の文献調査

No.

000

配布先氏名

配布先住所

くい打機等の遮音装置に関する調査試験

土木研究所資料第964号
昭和49年9月(1974年)

建設省土木研究所機械研究室
芹沢富雄, 吉田六三

キーワード 建設公害, 騒音公害, ディーゼルハンマ

要旨

くい打ち機による騒音について下記の調査を行った。

1. ディーゼルハンマ騒音模型実験
2. ディーゼルハンマ騒音対策実験
3. くい打ち機による騒音と振動に対する対策工法の文献調査



No.

000

配布先氏名

配布先住所

