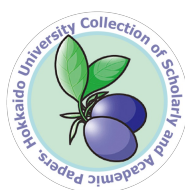




HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	土木工事用機械が発生する変動型衝撃騒音の低減対策の評価に関する研究
Author(s)	江川, 義之; 花安, 繁郎; 長谷部, 正基 他
Description	VI-48
Citation	土木学会論文集, 658, 153-165
Issue Date	2000-09
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/40194
Type	journal article
File Information	moriyoshi_PJSCE658.pdf



土木工事用機械が発生する変動型衝撃騒音の 低減対策の評価に関する研究

江川義之¹・花安繁郎²・長谷部正基³・森吉昭博⁴

¹工修 労働省産業安全研究所 (〒204-0024 東京都清瀬市梅園1丁目4番6号)

²正会員 工博 労働省産業安全研究所 (〒204-0024 東京都清瀬市梅園1丁目4番6号)

³正会員 工博 北海道大学大学院助教授 (〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

⁴フェロー会員 工博 北海道大学大学院教授 (〒060-8628 札幌市北区北13条西8丁目)

土木工事用機械が発生する衝撃騒音は、近隣住民などから多くの苦情が寄せられている。そのためこれら機械の騒音低減対策は、メカ側が行う基礎研究に基づいた対策以外に、ユーザー側でも対策を行う必要に迫られている。しかし土木工事用機械の騒音は、衝撃の加え方・被破砕物硬度などにより変動するため、ユーザーが騒音低減対策の有効性を評価するのは困難なことが多い。本研究は、まず機械が発生する騒音の変動状態を明らかにすることにより、ユーザーでも可能な騒音低減対策評価法を考案した。次に低減対策の効果を、耳で聴き比べることが出来る「騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法」を考案し、ユーザー自らが施した騒音低減対策の評価を容易にした。

Key Words : noise control, hydraulic concrete breaker, quasi-steady impulsive noise, psychological effect of noise

1. はじめに

建築構造物の解体や、補修が必要とされる舗装道路の破砕等にブレーカに代表される衝撃騒音を発生する機械が用いられることが多い。これら衝撃型機械による作業は、近隣住民や作業者の保護という立場から、環境庁が定めた騒音規制法施行令第2条における特定建設作業のひとつに指定されており、この機械を用いて作業を行う場合は、騒音・振動に関する規制を受ける¹⁾。

衝撃型機械を用いて行う作業は、他の特定建設作業に比べて、騒音に対する多くの苦情が寄せられている^{2), 3)}。このため、衝撃型機械の騒音低減対策は、メカ側が行う基礎研究に基づいた対策以外に、使用者であるユーザー側でも、近隣住民により苦情が寄せられた場合には応急的な対策を行い、あわせてその評価を行う必要に迫られている。

衝撃型建設工事用機械の騒音は次の3種の騒音から構成されている。

- 1) 破砕衝撃機構から発生する騒音(空圧式機械の排気音など)
- 2) チゼル(ブレーカ先端の鑿)と被破砕物との衝撃によって発生する破砕衝撃騒音。
- 3) 破砕衝撃の反動により本体が振動して発生する本体振動騒音。

衝撃型機械の騒音低減化を施すことは、上記騒音のうち1)および3)の騒音を減少させることである^{4), 5), 6)}。すなわち1)の騒音に関しては衝撃機構を空圧式から油圧式に変更する、あるいはチゼルによる衝撃破砕から把持機構による圧縮破砕に変更することなどが挙げられ、また3)の騒音に関しては、結合部にパッキングを施す、振動部位に制振金属を用いる、あるいは本体を防音カバーで覆うなどの方法がとられている。

これら騒音低減対策のうち、1)の騒音を低減化する対策は、衝撃機構そのものを改善するという極めて基礎的な研究が必要であり、さらに経費もかかることから、主に衝撃型機械のメカおよび研究機関で行う対策である⁷⁾。一方3)の騒音を対象に行う騒音低減対策は、本体振動部位を発見してパッキングなどで制振処理を施す対策であり、衝撃型機械のユーザー側でも行える対策である。

ここで3)の本体振動騒音は2)による破砕衝撃の反動に起因する騒音である。その際、2)の破砕衝撃騒音は、人為的に制御不可能な要因、すなわち衝撃力の相違、破砕箇所の硬度の相違、チゼルと被破砕物の接触状態などにより変動するので、破砕衝撃の反動に伴って生ずる。3)の本体振動騒音も同じく変動する。前述したように、本体振動騒音の低減対策は、部品締結部にパッキングを

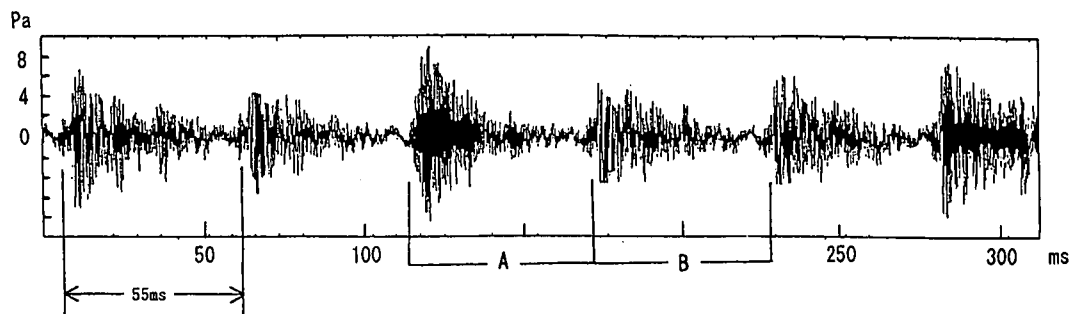


図-2 油圧式ブレーカの騒音波形

施すことや、本体振動部位を探索し、そこに制振金属を用いるなどの対策が試行錯誤的過程で行われるが、2)の破碎衝撃騒音自体が変動するため、3)の騒音低減対策の効果を評価しにくい問題が挙げられる。

そこでこの問題を解決するため、衝撃型建設工事用機械として破碎衝撃騒音の変動が激しい油圧ブレーカ（建機台車のアームの先端に取付けて使用するため、アームの振り下ろしによる衝撃力の変動が激しい）を対象にして、次の2点を目標に研究を行った。

- 1) 衝撃型機械の騒音波形を分析することにより衝撃騒音の変動状態を明らかにして、ユーザーにも行える騒音低減対策評価法を提示する。
- 2) 低減対策の有効性を、騒音変動の少ない状態で聴き比べられる「騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法」を考案し、ユーザーにも対策の評価を行うことを容易にする。

2. ブレーカの騒音波形とその特徴

実験に用いた油圧ブレーカ（以下ブレーカという）は80kgf（784N）クラス（図-1参照）であり、これを建機台車に乗架し騒音計測を行った。

図-2に鉄筋コンクリート（層厚300mm、9mm丸鋼を100mmのメッシュで層中間に挿入）破碎時のブレーカ騒音波形を示す。マイクをブレーカ本体より、水平に2m離し、高さ1.2mの位置に設置し⁸⁾騒音計測を行い、その等価騒音レベルは104dBであった。

この図に示される通り、同一破碎物であっても各打撃波形ごとにその振幅が変動している（例えば図-2のAとBの打撃波形）。これは建機台車のアームを上下して被破碎物に衝撃を加えた時、その衝撃力およびチゼルと被破碎物の接触状態が、各打撃時で異なることに原因がある。

さらに図-3のA)とB)は、同一ブレーカで硬度の異なる被破碎物、すなわちコンクリートと花崗岩を破碎し

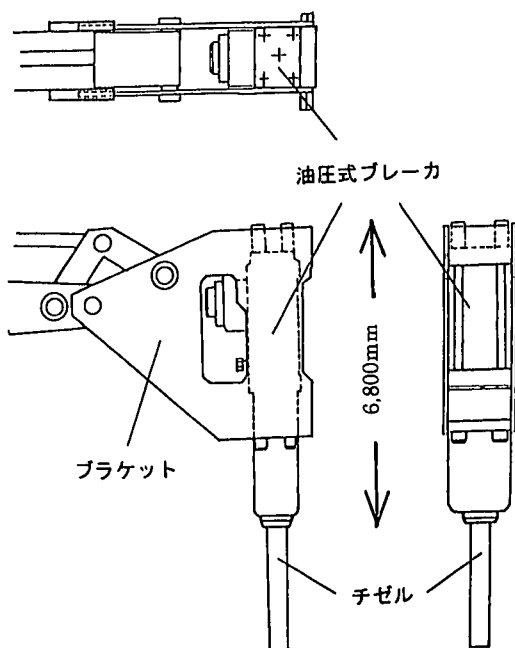


図-1 油圧式ブレーカ

た時の騒音波形である。この時の波形も、各打撃ごとに変動するとともに、破碎物の硬度によっても異なり、等価騒音レベルはコンクリート破碎時で105dB、花崗岩破碎時で107dBあった。

このように同一ブレーカであっても、騒音波形や等価騒音レベルは、衝撃力の加え方や、被破碎物の相違およびチゼルと被破碎物の接触状態などによって異なっている。

ブレーカ騒音波形の各打撃周期をオシロスコープで計測すると約55msあり、この打撃波形は、チゼルが被破碎物を打撃した時に発生する「破碎衝撃波形」と、その反動が本体を振動させ放射される「本体振動波形」から構成されている。そこで、破碎衝撃波形の持続時間を調べるために、チゼルにひずみゲージを貼付して、図-4

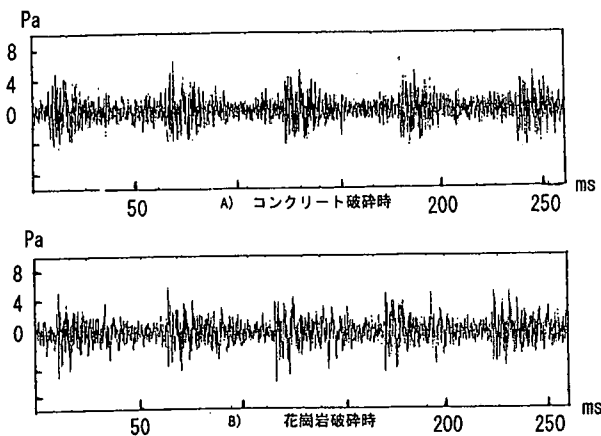


図-3 被破砕物が異なる場合の油圧式ブレーカ波形

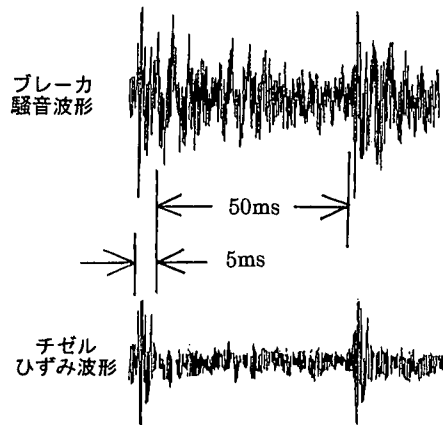


図-4 ブレーカ騒音波形とチゼルひずみ波形

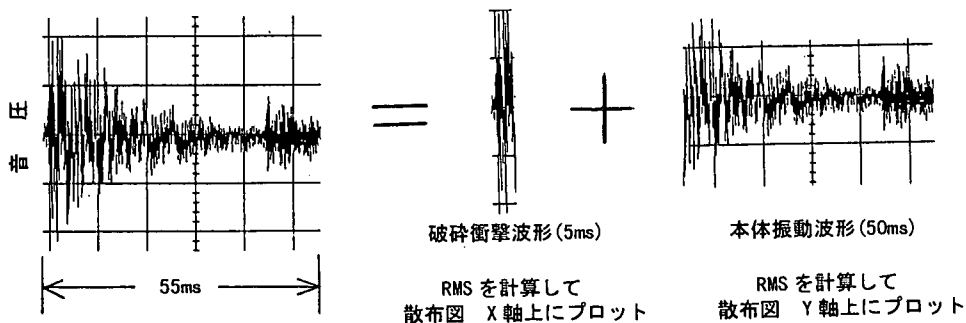


図-5 ブレーカ打撃周期における破砕衝撃波形と本体振動波形の分離

に示したようにチゼルにひずみが加わる破砕衝撃の時間を調べると約 5ms であった。この方法を用いることにより、破砕衝撃波形と本体振動波形の持続時間は、破砕衝撃波形は 5ms、本体振動波形は 50ms（打撃周期から破砕衝撃波形 5ms を減じた時間）であることが明らかになった。

ブレーカの構造からこれら 2 つの波形の関連性を述べると、破砕衝撃波形の 5ms とは、油圧ブレーカのバックヘッド内部の圧縮ガス圧によりピストンが一気に下降し被破砕物を砕いている時間であり、一方、本体振動波形の 50ms とはパルプの切替にともないピストン下部受圧面の圧力が上部受圧面より増加し、ピストンが上支点に移動している時間である⁷⁾。このようにブレーカ機構は比較的単純であるため、これら 2 つの波形持続時間は、ブレーカの重量および大きさに依存しており、80 kgf (784 N) クラスのブレーカでは、およそ破砕衝撃波形 5ms、本体振動波形 50ms である。

3. ブレーカの騒音低減対策の評価法

破砕衝撃の反動で本体が振動しているので、破砕衝撃に伴う騒音波形と本体振動に伴う騒音波形は互いに関連性がある。すなわち破砕衝撃騒音波形が大きいと、その反動で放射される本体振動騒音波形も大きくなる特性を有している⁹⁾。そして、ユーザー側で行えるブレーカの騒音低減対策とは、本体振動騒音波形の減衰性を高めることである。

そこで本章では、実験ブレーカを対象にしていくつかの騒音低減化を施し、各打撃騒音波形を前章で述べた考えに基づき、破砕衝撃と本体振動の騒音波形に分離して、それらの音圧実効値の相対的関係を散布図で示し、本体振動騒音の低減効果を評価する手法を検討した。

(1) 評価法

- 1) データレコーダに収録したブレーカ騒音の音圧波形を再生し、メモリスコープに転送 (80ms に 2048 メリ使用) すると、メモリスコープには図-2 で

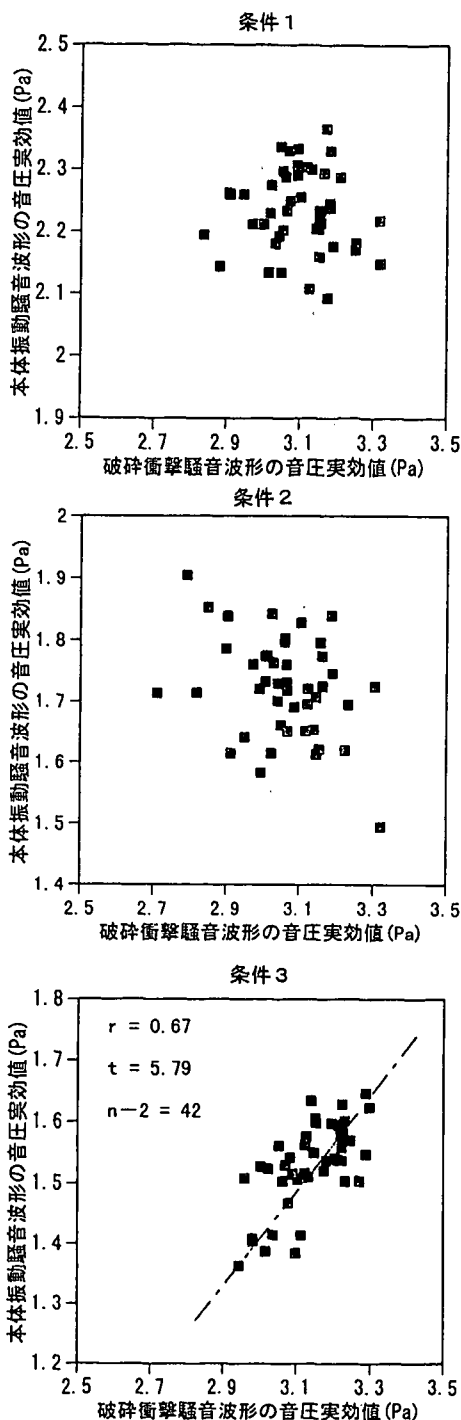


図-6 騒音波形による低騒音評価法 (条件1～3)

示したような、レコーダからの出力レベル (mV) に応じた波形が取込まれた。この時データレコーダには、校正信号音として音圧 2Pa (音圧レベル 100dB) の定常信号音も記録してあり、この信号音の出力レ

ベルは±40mVであった。

- 2) 取込まれたブレーカ騒音の音圧波形を 1 打撃ごとにメモリスコープからパーソナル・コンピュータに転送し、それを破碎衝撃に関する騒音波形 (5ms) と本体振動に関する騒音波形 (50ms) に分離した (図-5 参照)。
- 3) 音圧 2Pa の校正信号音を基に、これら両波形の相対的大きさを調べるため音圧実効値を計算した (単位 Pa)。破碎衝撃騒音波形については被破碎物に衝撃を加えている時間、すなわち 5ms の音圧実効値を計算した。一方、本体振動騒音波形については破碎衝撃の反動を受けて本体が振動し、それが減衰するまでの時間、すなわち 50ms の音圧実効値を計算した。
- 4) 3) の計算結果を、横軸は破碎衝撃騒音波形、縦軸は本体振動騒音波形の音圧実効値を用いて散布図に示した。散布図上のプロットはひとつの打撃における計測値を示し、騒音計測時間が長い (打撃回数が多く) ほどプロット数が多い。

(2) 実験条件と評価結果

騒音低減対策を施していないブレーカ (以下、標準型ブレーカという) を対象に、試行錯誤的に 2 種類の対策を施し、その対策の有効性について (1) の評価法を用いて、破碎衝撃と本体振動の音圧波形の実効値の相関を調べることを試みた。

2 種類の騒音低減対策の比較条件を一定とするために、被破碎物 (コンクリート) およびブレーカの騒音計測位置 (ブレーカ本体より 2m 離れ、高さ 1.2m にマイクを設置) は同一にした。さらに校正信号音として音圧 2Pa (音圧レベル 100dB) の定常信号音を合わせて収録した。

比較条件と騒音計測結果は次の通りである。

条件 1 : ブラケット付き標準型ブレーカ。すなわち全く騒音低減対策を施していないブレーカを計測し、105dB の等価騒音レベル値を得た。

条件 2 : ブラケット内壁面に約 2mm の鉛のシートを貼付して、ブラケットの振動から発生する騒音の低減化を試みた。計測された等価騒音レベル値は 103dB であった。

条件 3 : 本体とブラケットの結合部にパッキングとして防振ゴムを装着した。さらにブラケット中央部孔より本体振動騒音の放射していることが予想されたので、プラスチックの蓋を取付けた。計測された等価騒音レベル値は 98dB であった。

図-6 に各条件における計測結果の散布図を示した。

横軸は破碎衝撃騒音波形、縦軸は本体振動騒音波形の音圧実効値 (単位 Pa) を示している。この図によると、破碎衝撃騒音波形の音圧実効値は各条件とも 2.5～3.5 Pa の間、すなわち音圧レベルで見ると 101.9～104.9dB

の3dBの間にあることから、衝撃の加え方や被破砕物の硬度などの要因により発生する破砕衝撃騒音波形の音圧実効値および音圧レベルは同程度であることが確認された。一方その反動により放射された本体振動騒音波形の音圧実効値は、条件1に比較し条件2と3は相対的に低い結果が得られた。さらに条件3では、本体振動騒音の音圧実効値がより一層低くなるとともに、破砕衝撃騒音波形の音圧実効値との間に相関が現れており（相関係数 $r=0.67$ ）、式（1）の回帰式が得られた。

$$Y = 0.8 X - 1 \quad (1)$$

ここで X：破砕衝撃騒音波形の音圧実効値（Pa）

Y：本体振動騒音波形の音圧実効値（Pa）

さらに、試料数 n （ブレーカの打撃回数）と r 値をもとに相関検定¹⁰⁾を試みた結果、1%の危険率で有意な相関が得られた。

これらの図より、ユーザーが試行錯誤的に行ったブレーカの騒音低減対策が有効である場合には、対策前より徐々に本体振動騒音波形の音圧実効値が低下すると共に、破砕衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値間に正の相関が生じてくることが見出された。

次に、破砕衝撃と本体振動波形の音圧実効値間に正の相関が生じてくることについて、破砕衝撃をブレーカ本体（系）への入力、その反動として現れる本体振動を系からの出力と捉えて、その入出力比からの考察を行った。

ブレーカは各種部品の結合で構成されているため、騒音低減対策を施していないブレーカは、弱い破砕衝撃の反動で大きな振動を生じる部位が多数存在すると考えられる。このようなブレーカに対して有効な騒音低減対策が施されると、各部位は強い破砕衝撃の反動で大きな振動が、あるいは逆に弱い破砕衝撃の反動で小さな振動が生じるようになると考えられる。

すなわちブレーカに有効な騒音低減対策が施されると、入出力比のバラツキが減少（一定の値に収束）して線形性が生じると共に、入出力比の低下することが考えられる。

そこで条件1から条件3の各プロットについて、破砕衝撃波形と本体振動波形の音圧実効値の入出力比の平均およびバラツキ（標準偏差）を調べてみた。

表-1の結果をもとに、条件1から条件3の騒音低減対策の内容を検討すると次の通りである。

条件1は騒音低減対策を施していないブレーカであり、破砕衝撃と本体振動波形間に相関が見られない。さらに表-1によると破砕衝撃と本体振動の入出力比の平均と標準偏差が各条件間で最も高い。すなわち部品結合のゆるい部位が多数存在し、小さな衝撃の反動であっても、これらの部位が大きく振動して騒音を発生してい

表-1 破砕衝撃波形と本体振動波形の音圧実効値の入出力比の平均とバラツキ（標準偏差）

入出力比	条件1	条件2	条件3
平均	0.72	0.56	0.48
標準偏差	0.04	0.04	0.01

ると考えられる。

条件2はブラケット内壁面に2mmの鉛シートを貼付して騒音は2dB低下している。表-1によると破砕衝撃と本体振動の入出力比の平均は条件1に比較して低下しているので、鉛シートは騒音低減化に貢献していると考えられる。しかし破砕衝撃と本体振動波形の相関は現れておらず、さらに依然両波形の入出力比の標準偏差も高い。これより鉛シートの貼付状態が悪く小さな衝撃の反動で大きく振動し、防振機能を発揮していないと考えられる。

条件3はブラケットと本体の結合部にパッキングを施し、さらにブラケット中央部孔をプラスチック蓋で覆うことにより騒音は条件1より7dB低下している。破砕衝撃と本体振動の入出力比の平均は条件1と2に比較して低下しているので、中央部孔に覆いを取付けたことは、本体振動騒音の放射を防ぐ対策として有効と考えられる。さらに破砕衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値間に相関が現れており、これら両波形の入出力比の標準偏差も各条件間で最も低いことから、ブラケット結合部位へのパッキングも騒音低減対策として有効と評価された。

以上のことより、ブレーカの騒音低減評価を行うには、騒音計による計測以外に、各打撃の騒音波形を破砕衝撃に伴う騒音波形と本体振動に伴う騒音波形に分離し、それらの音圧実効値の相関および入出力比を調べる評価を合わせて行うことが必要であると判断された。

（3）本評価法の適用例

ここでは、ユーザーがブレーカの騒音低減対策を行う過程で、その改善度合を単に騒音計測による評価以外に、前節で述べた騒音低減評価を併せて行うことの有効性が認められた事例について述べる。

a) その1

図-7は騒音低減対策が成功した低騒音改善ブレーカである。一方、図-8のブレーカは試行錯誤的に騒音低減対策を進めている改善途中のブレーカである。これらブレーカの騒音を、本体から2m離れて高さ1.2mの位置で計測してみたところ、双方とも等価騒音レベル値は98dBあったので、当初は図-8に示したブレーカのそれまでの改善対策は有効であるように考えられた。

そこで、両ブレーカの破砕衝撃と本体振動の騒音波形

低騒音改善ブレーカ

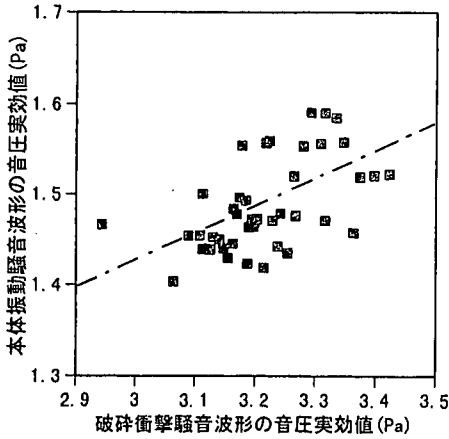


図-7 散布図による低騒音改善ブレーカの評価

改善途中のブレーカ

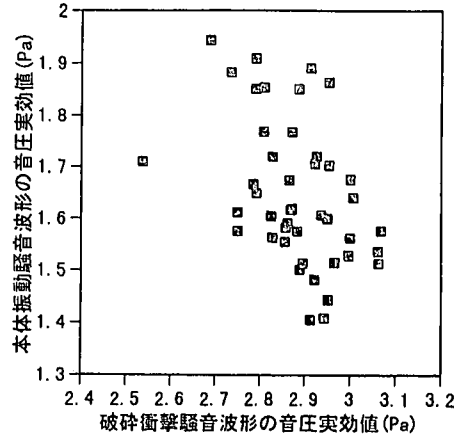


図-8 散布図による改善途中のブレーカの評価

の音圧実効値の相関を調べ、その結果を示した。

これらの図によると、図-8のブレーカの散布図は正の相関が現われておらず、かつ図-7の散布図に比較して破砕衝撃騒音波形の音圧実効値のレンジが相対的に低い値となっている。

このように、両図に示したブレーカは等価騒音レベルが共に 98dB であったが、図-8に示したブレーカは衝撃力の加え方が弱く、その反動が低い条件で騒音計測を行っていたことが明らかになった。仮に大きな衝撃力で破砕を行った場合、騒音がさらに大きくなることが予測される。また弱い衝撃力の反動によって、強く本体部位が振動する打撃波形も認められることから、各部品が結合がまだ不十分であることが確認された。

破砕衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値の関係を散布図に示して検討を行うことにより、騒音計による計測のみでは得られない情報を得ることが出来た。

b) その2

ブレーカの騒音は、騒音低減対策のレベルや被破砕物などの条件によって異なってくる。そこで騒音低減対策を施していない標準型ブレーカ（以下 A ブレーカ）と、騒音低減対策を施したブレーカ（以下 B ブレーカ）の2機種のブレーカを用いて、異なる被破砕物（コンクリートと花崗岩）を打撃して騒音計測を試みた。

すなわち、A 標準型ブレーカでコンクリートを、B 騒音低減型ブレーカで花崗岩を破砕した時の騒音を、マイクをブレーカ本体より水平に2m離し、高さ1.2mの位置で計測すると、A, B ブレーカ共 101dB の等価騒音レベル値が得られた。

この計測例が示すように、B 騒音低減型ブレーカで花崗岩を打撃した時と、A 標準型ブレーカでコンクリートを打撃した時を比較すると、その等価騒音レベル値が等しくなることがある。そこで前節で述べた騒音低減対策

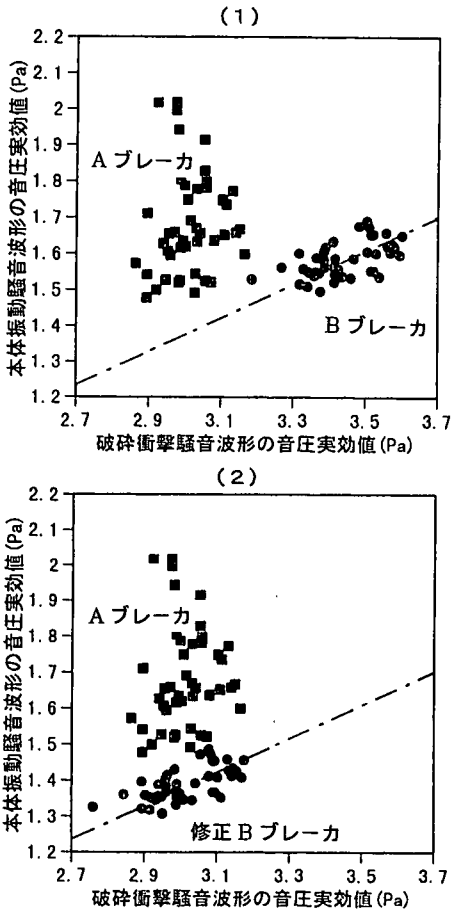


図-9 A 標準型ブレーカと B 低騒音型ブレーカの騒音比較

評価法を試みた。

図-9(1)は、これら両ブレーカにおける、破碎衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値を、同一のグラフ上に示したものである。AブレーカはBブレーカに比較して、本体振動騒音波形の音圧実効値が高い一方で、破碎衝撃騒音波形の音圧実効値が低い。さらにこれら両波形の間に相関が現れていないことから、騒音低減対策が施されていないと判断される。

一方BブレーカはAブレーカに比較して、破碎衝撃騒音波形の音圧実効値が高いものの、本体振動騒音波形の音圧実効値が低い。さらにこれら両波形の間に相関が現れていることから、BブレーカはAブレーカに比較して有効な騒音低減対策が施されていると判断される。

すなわちAブレーカとBブレーカは騒音計による等価騒音レベルでは同じ値を示したが、この評価法を用いると、Bブレーカは騒音低減対策が施されていることが明らかになった。

そこで、B騒音低減型ブレーカでも、A標準型ブレーカと同一のコンクリートを破碎させ、騒音を花崗岩破碎時と同一条件で計測すると、約99dBの等価騒音レベル値が得られた。

このように騒音低減型ブレーカでコンクリートと花崗岩を破碎した場合、コンクリートを破碎した時は花崗岩を破碎した時に比較して、等価騒音レベルが実測値で2dB低下している。

そこで、この評価法すなわち図-9(1)の散布図を用いて、Bブレーカで花崗岩を破碎したデータを基に、コンクリートを破碎した時の騒音低下レベルの予測を試みた。

具体的には、B騒音低減型ブレーカでは破碎衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値が相関を持っていることを手掛かりに、回帰直線に沿って破碎衝撃騒音波形の音圧実効値をコンクリート破碎時のレベルまでシフトして予測を試みた。

方法は次に示す通りである。

- 1) Bブレーカ(花崗岩破碎時)について、破碎衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値に関する回帰直線、式(2)を求める(図-9(1)に示した一点鎖線)。

$$Y = 0.47X - 0.04 \quad (2)$$

ここで X: 破碎衝撃騒音波形の音圧実効値(Pa)

Y: 本体振動騒音波形の音圧実効値(Pa)

- 2) Bブレーカの各プロット(各打撃波形)を回帰直線、式(2)に沿って移動する。

移動は、Bブレーカの破碎衝撃騒音波形の音圧実効値の平均が、Aブレーカの破碎衝撃騒音波形の音

圧実効値の平均と等しくなるまで行う(図-9(2)の修正Bブレーカ参照)。

- 3) Bブレーカ(花崗岩破碎時)のn個のプロットについて、各打撃波形の音圧実効値を式(3)で求める。

$$BG_n = \text{SQR}((C_n^2 \times 5 + V_n^2 \times 50) / (5 + 50)) \quad (3)$$

ここで BG: Bブレーカ(花崗岩破碎時)の各打撃波形の音圧実効値(Pa)

SQR(): ()内の平方根を求める

C: 破碎衝撃騒音波形の音圧実効値(Pa)

5: 破碎衝撃騒音波形の長さ(ms)

V: 本体振動騒音波形の音圧実効値(Pa)

50: 本体振動騒音波形の長さ(ms)

- 4) Bブレーカ(花崗岩破碎時)についてn個の打撃波形(プロット)の音圧実効値の平均(BGpa)を求める。
- 5) コンクリートを破碎したと予測した修正Bブレーカ(図-9(2)参照)についても3)と4)の計算を行い、各打撃波形(プロット)の音圧実効値の平均(BCpa)を求める。
- 6) 4)で求めた、Bブレーカ花崗岩打撃波形の音圧実効値BGpaの単位Paを、音圧レベルdBに変換し、BG_{SPL}とする。
- 7) 5)で求めた、Bブレーカコンクリート打撃波形の音圧実効値BCpaの単位Paを、音圧レベルdBに変換し、BC_{SPL}とする。
- 8) 式(4)を用いて、Bブレーカで花崗岩とコンクリート破碎時の騒音レベルの相対的な差異、 δ_α を求める。

$$\delta_\alpha = BG_{SPL} - BC_{SPL} \quad (4)$$

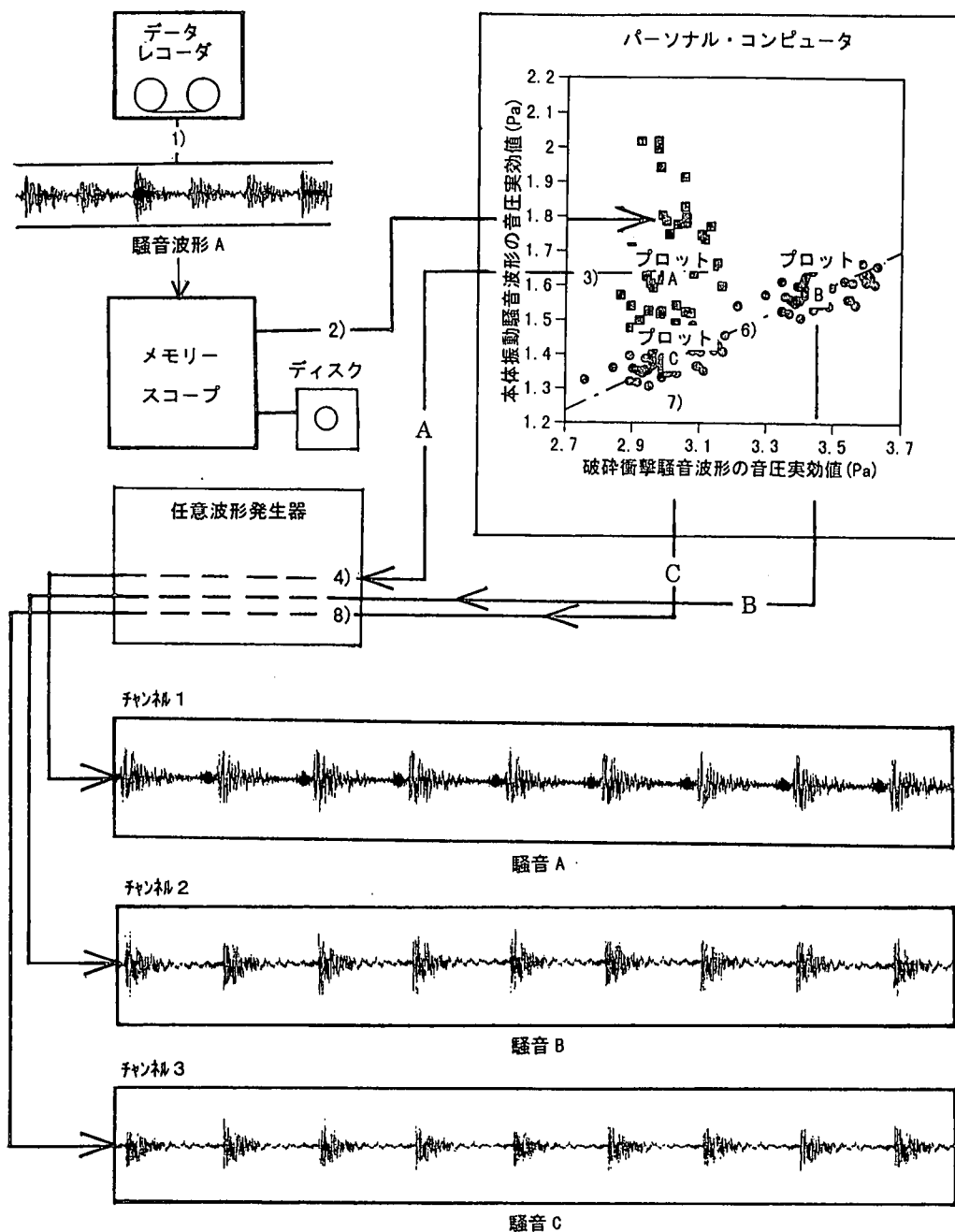
ここで BG_{SPL}: Bブレーカで花崗岩破碎時の騒音レベル

BC_{SPL}: Bブレーカでコンクリート破碎時の騒音レベル

式(4)を用い、B騒音低減型ブレーカで花崗岩を破碎した場合と、コンクリートを破碎したと仮定した場合の騒音レベル値の相対的な差異を予測してみると、コンクリート破碎時は1.8dB騒音が低下していた。

B騒音低減型ブレーカで花崗岩とコンクリートを破碎した場合、実測値による等価騒音レベルの差が約2dBであり、散布図により予測した差は1.8dBであった。

この結果より、破碎衝撃と本体振動の騒音波形の音圧実効値による散布図を用いた予測方法は、同一機種のブレーカで、被破碎物が相違する条件でも、騒音レベルの



図一 10 騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法

差異を予測する手法として有用であると考えられる。

4. 騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法

(1) 目的

破砕衝撃と本体振動騒音波形の音圧実行値の散布図

(図一6参照) が示しているように、ブレーカ騒音は衝撃の加え方や被破砕物の硬度などにより変動する。騒音変動するために、ユーザーは騒音低減対策の初期段階において、自らが施した対策の有効性、たとえばパッキングの効果などについて評価困難な場合が多い。

そこで、変動する騒音波形の中から代表的騒音波形を選定し、それを繰返し再生することにより、騒音変動の

少ない状態において、ユーザーがブレーカ騒音低減対策の有効性を耳で聴いて評価することが出来る「騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法」の開発を検討した。

このシミュレーションは散布図により騒音の変動状態を調べ、代表的打撃波形を選定し、それを繰返し聴取することから、図-2および図-3で示した各打撃波形のバラツキを無くした状態でブレーカ騒音の音質の比較が可能となる。これによりユーザーは、破碎衝撃騒音の音圧実行値が同じレベルにおいて、標準型と騒音低減型ブレーカの本体振動騒音の相違を聴き比べることが出来るなど、自らが施した低減対策の有効性評価を行うことが容易になる。

(2) 聴感シミュレーション法の構成

シミュレーションに用いた騒音は、前章3節の本評価法の適用例 b) その2で用いた騒音、すなわち標準型ブレーカでコンクリート破碎時の騒音(騒音A)、騒音低減型ブレーカで花崗岩破碎時の騒音(騒音B)、同じく騒音低減型ブレーカでコンクリート破碎時の騒音(騒音C)である。

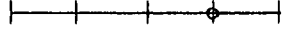
シミュレーションの方法は、まず散布図上のブレーカの各打撃プロットと、メモリスコープ内の各打撃波形のアドレスを対応させておく。次に、散布図から代表的打撃プロットを選定し、それに相当するメモリスコープ内の打撃波形を任意波形発生器に転送する。そして、この打撃波形を任意波形発生器でDA変換して繰返し発生させ、アンプとスピーカを通して再生する方法である。手順は次に示す通りである。

- 1) データレコーダに収録した騒音波形Aを、メモリスコープのメモリーにAD変換して転送する。
- 2) 騒音波形Aをメモリスコープからパーソナル・コンピュータに転送して散布図を作成する。
この時、散布図上の各プロット(ブレーカの各打撃波形に相当)とメモリスコープ内の各打撃波形のアドレスを対応させておく。
- 3) 騒音波形Aの代表的プロットを選定する。すなわち破碎衝撃と本体振動音圧波形の実効値の平均値を求め散布図上で平均値に最も近いプロットを選定する。
- 4) 3)で選定したプロットAに相当するアドレスに対応した打撃波形をメモリスコープから任意波形発生器のch1に転送する(騒音波形Aの代表的打撃波形としての騒音A)。
- 5) 騒音波形Bおよび騒音波形Cについても1)~4)の操作を行い、プロットBおよびプロットCに相当する打撃波形を、任意波形発生器のch2とch3に転送する。(騒音波形Bの代表的打撃波形としての騒音Bおよび騒音波形Cの代表的打撃波形としての騒音C)

表-2 ブレーカ騒音アンケート

ブレーカ騒音アンケート

実施日	年 月 日
名前	() 氏
ブレーカの種別	

記入例: 

- ブレーカの騒音を聞いた感触についてお尋ねします。
次に示す各項目について、該当するところに○をつけて下さい。

	かなり	やや	どちら でもない	やや	かなり	
1. かたい	1	2	3	4	5	やわらかい
2. にごった						選んだ
3. かん高い						こもった
4. 力強い						弱々しい
5. 気になる						気にならない
6. 騒々しい						静かな
7. いらだつ						落ち着いた
8. 金属性の (作業に)						深みのある (作業に)
9. 散漫になる						集中出来る
10. 広がりある						広がり欠ける
11. われた						とけあった
12. 大きい						小さい
13. 胸に出る						引込んだ

任意波形発生器は選定した打撃波形をDA変換して、繰返し再生して連続した騒音として出力する装置である。そこでch1, ch2, ch3の出力をアンプとスピーカを通して再生すると、標準型ブレーカでコンクリート破碎時の騒音A(ch1)、騒音低減型ブレーカで花崗岩破碎時の騒音B(ch2)、同じく騒音低減型ブレーカでコンクリート破碎時の騒音C(ch3)について、それぞれ実際の波形を用い、しかも代表的打撃波形を選定したため各打撃の変動がない状態で、その特徴を聴き比べることが可能になる。これにより標準型と騒音低減型ブレーカの音質の特徴的な相違、あるいはコンクリートと花崗岩打撃時の音質の特徴的な相違なども聴き比べることが可能になる。

これらのシミュレーション法を図-10に示した。

(3) 聴感シミュレーション法を用いた実験

a) 実験目的

聴感シミュレーション法は、騒音変動の少ない状態で

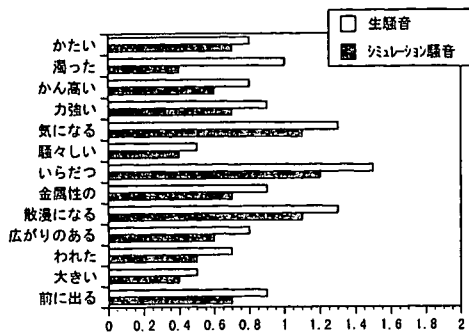


図-1-1 生騒音とシミュレーション騒音の評価における被験者間のバラツキ

ブレーカ騒音を聴き比べられるため、ユーザーが施した低減対策の有効性評価が容易になると考えられる。

そこで、テープレコーダに記録した生のブレーカ騒音と、聴感シミュレーション法により再生した騒音の聴き比べを行い、評価のバラツキ方や低減対策を行ったことによる聴こえ方の相違を調べて、シミュレーション法の有効性について検討を加えることを実験目的とした。

b) 実験方法

実験に用いた騒音は、テープレコーダで再生した騒音 A～C と、シミュレーション法を用い再生した騒音 A'～C' であり、その内容は次の通りである。

騒音 A および A': 標準型ブレーカでコンクリートを打撃。

騒音 101dB (A) で再生した。

騒音 B および B': 騒音低減型ブレーカで花崗岩を打撃。

騒音 101dB (A) で再生した。

騒音 C および C': 騒音低減型ブレーカでコンクリートを打撃。

騒音 99dB (A) で再生した。

被験者 12 名 (男性 7 名・女性 5 名、平均年齢 21.9 歳、標準偏差 1.0 歳) にテープ再生騒音 A～C およびシミュレーション再生騒音 A'～C' を聴かせ、表-2 に示したブレーカ騒音アンケートを用いて、再生法の違いによる騒音評価¹¹⁾のバラツキ方および低減対策を行ったことによる聴こえ方の相違を調べた。

c) 実験結果

アンケート項目の左側には「かたい」「気になる」「騒々しい」「いらだつ」「大きい」など、人間が心理的に負担を感じる項目群が示してあり、右側には「やわらかい」「気にならない」「静かな」「落ち着いた」「小さい」など、その逆の項目群が示してある。

生騒音 A～C とシミュレーション騒音 A'～C' の相違は、各打撃波形が変動しているか (A～C)、均一であるか (A'～C) の違いである。そこで表-2 のアンケートを用いて、各被験者がこれら騒音について行った評価を、騒音 A～C と騒音 A'～C' に分けて、各被験者間の評価のバラツキ

表-3 アンケート項目からみたブレーカおよび被破砕物の相違

標準型と騒音低減型ブレーカの相違	
騒々しい	静かな
大きい	小さい
かん高い	こもった
金属性の	深みのある
われた	とけあった
前に出る	引込んだ
気になる	気にならない
いらだつ	落ち着いた
花崗岩とコンクリート破碎時の相違	
騒々しい	静かな
大きい	小さい
かたい	やわらかい
力強い	弱々しい

(標準偏差) を計算した。計算法は「かなり」と「やや」、あるいは「やや」と「どちらでもない」の差を 1 ポイントとした。

図-1-1 にその結果を示した。

このグラフによると、生騒音よりシミュレーション騒音の方が、各被験者間の評価のバラツキが小さいことが示されており、特に「濁った」という項目において、生騒音は評価のバラツキが大きい、シミュレーション騒音では小さかった。

生騒音とシミュレーション騒音の相違は、各打撃波形が変動しているか、均一であるかの違いであることを前述したが、ひとつひとつの打撃波形が変動していると、各被験者が騒音評価を行う時、被験者間に評価のバラツキが生じやすいことが明らかになった。

図-1-1 によると、生騒音とシミュレーション騒音に共通して、各被験者間に評価のバラツキが生じやすい項目と、そうでない項目が観察される。評価のバラツキの小さい項目は「騒々しい」「大きい」など、騒音の A 特性音圧レベルを評価する項目であり、逆に評価のバラツキの大きい項目は「気になる」「いらだつ」「散漫になる」など、各被験者が騒音に暴露され、それが心理面に与える影響を評価する項目であった。

次に、コンクリートを破碎した時の標準型と騒音低減型ブレーカの音質の違い、および騒音低減型ブレーカで花崗岩とコンクリートを破碎した時の音質の違いについて、生騒音とシミュレーション騒音で聴こえ方の相違を調べてみた。

騒音 A と騒音 C 並びに騒音 A' と騒音 C' の評価の差異を求め、この差が大きかった項目群が、コンクリートを破

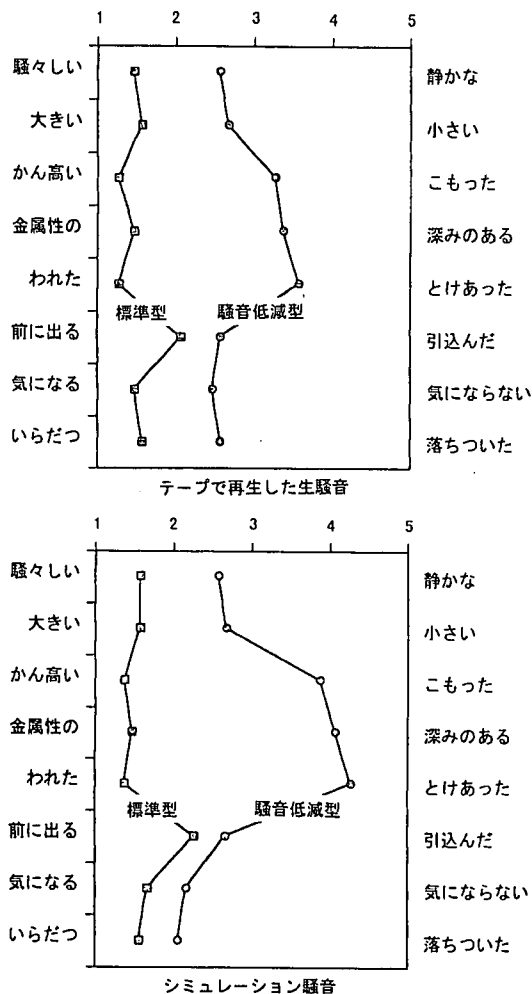


図-12 テープ再生騒音とシミュレーション騒音の相違 (ブレーカの相違)

砕いた時の標準型と騒音低減型ブレーカの相違 (ブレーカ相違) である。さらに騒音Bと騒音C並びに騒音B'と騒音C'の評価の差異を求め、この差が大きかった項目群が、騒音低減型ブレーカで花崗岩とコンクリートを破碎した時の騒音の相違 (被破碎物相違) である。これら評価の差異が大きい項目を表-3に示した。

「騒々しい」「大きい」という項目は、ブレーカと被破碎物、両方の相違を特徴づける評価項目であった。「かん高い」「金属性の」「われた」「前に出る」はブレーカの相違を評価する項目であり、「かたい」「力強い」は被破碎物の相違を評価する項目であった。さらに「気になる」「いらだつ」は騒音が人間の心理面に与える影響を評価する項目であるが、これら項目はブレーカの相違を特徴づける評価項目として挙げられた。

そこで、ブレーカと被破碎物の相違を示すこれらの項目に着目して、テープ再生騒音とシミュレーション騒音

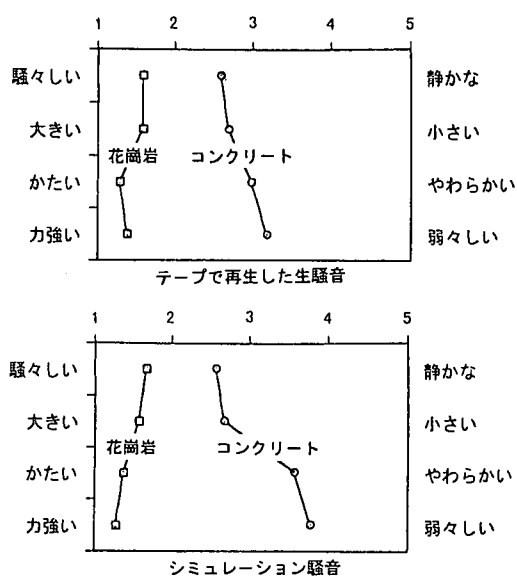


図-13 テープ再生騒音とシミュレーション騒音の相違 (被破碎物の相違)

の違いを検討した。

図-12は標準型と騒音低減型ブレーカを対象として、テープで再生した生騒音とシミュレーション騒音の聴こえ方の相違を示したグラフである。

騒音のA特性音圧レベルに関する「騒々しい」「大きい」という評価項目は、標準型101dB、騒音低減型99dBで再生しているため、生騒音もシミュレーション騒音も、双方において標準型と騒音低減型のアンケート評価の差異が同程度であった。

「気になる」「いらだつ」という騒音が人間の心理面に与える影響を評価する項目は、生騒音よりシミュレーション騒音の方が、標準型と騒音低減型の差異が小さく評価されていた。これについて、シミュレーション騒音では各打撃波形が均一であり、全く同じ打撃音が繰返し聴こえるため、騒音低減型ブレーカであっても心理的に気になったり苛立ちが強く評価されたと考察される。

「かん高い」「金属性の」「われた」という評価項目では、生騒音よりシミュレーション騒音の方が標準型と騒音低減型の差異が大きく評価されていた。シミュレーション騒音は均一波形を繰返し再生しているため、音質の特徴の差異が生騒音より強く評価されたと考察される。

図-13では騒音低減型ブレーカで花崗岩とコンクリートを破碎した時の騒音を、テープとシミュレーションで再生して、その聴こえ方の相違を示している。

「騒々しい」「大きい」という評価項目は、騒音を再生した時のA特性音圧レベルに影響を受けるため、前述した理由により、テープ騒音とシミュレーション騒音の双方において花崗岩とコンクリート破碎時の評価の差

異が同程度であった。

「かたい」「力強い」という評価項目では、生騒音よりシミュレーション騒音において、花崗岩とコンクリートの差異が大きく現れている。この評価も均一波形を用いているシミュレーション騒音において、花崗岩とコンクリートの音質の特徴の差異がより強く現れたと考察される。

以上、テープで再生した騒音とシミュレーション騒音の聴こえ方の相違をアンケートを用いて検討した。生騒音は各打撃波形が変動しているのに対して、シミュレーション騒音は均一な波形であるため、各被験者間における騒音評価のバラツキが小さいことが示された。さらにシミュレーション騒音は、各条件における特徴的打撃波形を繰返し再生しているため、生騒音より標準型と騒音低減型の音質の差異が強く評価されること、また花崗岩とコンクリート破碎の音質の差異も強く評価されることなどが明らかになった。

本シミュレーションを用いてブレーカの発生する騒音を実際に聴き比べて、ユーザーが自らの施した騒音低減対策と対策により変化した騒音の音質の関係を把握しておくことは、今後ユーザーにとり対策を進めていくうえにおいて重要と考えられる。

5. 結 語

以上、土木工事用機械が発生する変動型衝撃騒音の低減対策の評価について検討を加えてきたが、それらの大要をまとめると以下の通りである。

- 1) 土木工事用機械として油圧ブレーカを対象にして、その騒音波形を計測すると、各打撃ごとの波形の変動が大きいことが観察された。その変動原因を分析するために各打撃騒音波形を「破碎衝撃波形」と「本体振動波形」に分離して検討した結果、「破碎衝撃波形」が衝撃力や被破碎物の硬度などにより変動し、「本体振動波形」は破碎衝撃の反動による影響を受けて変動していた。
- 2) ブレーカの騒音低減対策の評価法として、各打撃騒音を破碎衝撃と本体振動の騒音波形に分離して、それらの音圧実効値の相対的関係を散布図で表わす評価法を提案した。この評価法では、各打撃騒音の変動状態が明らかに出来て、ブレーカに騒音低減対策の効果が現れると、本体振動騒音の音圧実効値が低下すると共に、破碎衝撃騒音と本体振動騒音の音圧実効値の間に正の相関が現れた。
- 3) ブレーカ騒音は被破碎物の硬度にも影響され、たとえば騒音低減対策前の標準型ブレーカでコンクリートを打撃した場合と、騒音低減型ブレーカで花崗

岩を打撃した場合の騒音が同レベルのことがある。この時2)で述べた評価法を用いて、騒音低減型ブレーカでコンクリートを打撃した場合の騒音レベルを予測することが出来た。

- 4) ブレーカ騒音が変動していると、対策が騒音に与える影響が耳で聴いてわかりにくいことがある。そこで騒音変動の少ない状態で、低減対策の効果を聴き比べられる「騒音低減対策評価用聴感シミュレーション法」を検討した。
- 5) テープで再生した生騒音と4)で述べたシミュレーション騒音の相違を調べるためにアンケートを用いて聴こえ方の比較を行った。シミュレーション騒音の方が被験者間に騒音評価のバラツキが少ないこと、さらにブレーカの違いによる騒音の特徴的な相違が強く評価されることが明らかになった。

参考文献

- 1) (社)日本建設機械化協会：『低騒音型建設機械』の現況，pp. 19～23，1989. 10.
- 2) 吉田 正，茂木正晴：構造物の破碎機械—油圧ブレーカの低騒音化技術に関する研究一，騒音制御，Vol. 19，No. 4，pp. 22～23，1995.
- 3) 杉山 篤，宮武一郎，茂木正晴，山中勇樹：建設機械の低騒音化技術に関する研究，平成4年度環境保全成果集「騒音・振動の防止及び評価に関する総合研究」，pp. 1～13，1992.
- 4) 橋内良雄，前田 豊，吉久悦二，江川義之，清水尚憲：建設工事用小型圧縮空気機械（コンクリートハンドブレーカ）の低騒音化に関する研究，昭和60年度環境保全成果集「騒音・振動の防止及び評価に関する総合研究」，pp. 1～16，1985.
- 5) 橋内良雄，前田 豊，吉久悦二，江川義之：建設工事用小型圧縮空気機械（コンクリートハンドブレーカ）の低騒音化に関する研究，昭和61年度環境保全成果集「騒音・振動の防止及び評価に関する総合研究」，pp. 1～9，1986.
- 6) 橋内良雄，前田 豊，吉久悦二，江川義之：建設工事用小型圧縮空気機械（コンクリートハンドブレーカ）の低騒音化に関する研究，昭和62年度環境保全成果集「騒音・振動の防止及び評価に関する総合研究」，pp. 1～10，1987.
- 7) 杉山 篤，村松敏光，薬師寺伸夫，梶田洋規，竹田英之：建設機械の低騒音化技術に関する研究，平成2年度環境保全成果集「騒音・振動の防止及び評価に関する総合研究」，pp. 1～8，1990.
- 8) 太田 宏，境 友昭：建設騒音の測定と予測，p. 65，森北出版，1984.
- 9) 江川義之：衝撃型建設工事用機械の騒音評価法に関する研究，騒音制御，Vol. 19，No. 3，pp. 149～152，1995.

- 10) スネデガー・コクラン：統計的方法, p. 176, 岩波出版,
1980.
11) 難波精一郎, 桑野園子：日本音響学会編 音響テクノロジー

ーシリーズ4 音の評価のための心理学的測定法, pp. 112
～121, コロナ社, 1998.

(1999. 9. 28 受付)

EVALUATIONS OF COUNTERMEASURES AGAINST FLUCTUATING IMPACT NOISE EMANATING CONSTRUCTION MACHINE

Yoshiyuki EGAWA, Shigeo HANAYASU, Masaki HASEBE and Akihiro MORIYOSHI

As the noise emanating from the impacts of machine is very noisy, countermeasures against such noises have to be carried out by users as well as makers. However, in the case when users have taken some countermeasures against machine noise, it is difficult to evaluate the noise control effect. This paper deals with its evaluation method which is convenient for users by the analysis of noisy waves for impact machines.

Further more, "simulation of evaluation for noise control" has been developed. By using this simulation method, it becomes possible to make a listening comparison with two different noises associated with two different impact machines.