

振動機械から発生する超低周波音の低減対策効果の境界要素法による数値シミュレーション

杉本理恵・山極伊知郎・田中俊光(工博)

技術開発本部・機械研究所

Boundary Element Analysis Simulations of Reductions in Infrasound Radiated from Vibrating Machines

Rie Sugimoto・Ichiro Yamagiwa・Dr. Toshimitsu Tanaka

The reduction of radiated infrasound pressure from vibrating conveyers and the damping of acoustic resonance in buildings containing vibrating screens were numerically simulated using the boundary element method. The effects of acoustic interference resultant from changing the vibrational direction of conveyers reduced the radiated sound power. Despite considerable difficulty, the effectiveness of infrasound pressure reduction using sound absorbing materials was demonstrated when the exciting frequency of the machine was near the acoustic resonance of the building interior.

まえがき = 大型の振動搬送機や振動篩機などの運転周波数は10~20Hzであることが多く、人間の耳には聞こえない超低周波音が発生する。超低周波音に対しては、通常の可聴音に対する騒音規制値のような法的規制値は定められていないが、周辺民家の建具や窓ガラスなどの振動励振や、住民の頭痛や吐き気などの原因になるといわれ、問題が発生する場合がある¹⁾²⁾。これらの問題の解決のためには早急な対策が必要であり、現象の把握や事前検討、対策案の最適化を図る上で、数値シミュレーションによる超低周波音場の解析が有効である。

本稿では、境界要素法による数値シミュレーション技術³⁾を利用して、超低周波音の発生現象、および対策による低減効果について解析をおこなった二つの例を報告する。いずれにおいても、シミュレーションによる事前検討により、現象と対策効果を見極めた上で実機に適用し、数値解析の有効性及び改善効果を確認した。第一例は、音源となる機械の寸法に対して波長が長く、振動方向による発生音圧の変化や干渉効果がえられやすいという超低周波音の性質を利用した例⁴⁾である。また第二例は、従来なされていない防音囲い内部の超低周波音のビルドアップ現象に対する吸音内装の有効性を、共鳴現象との関係において検討した例⁵⁾である。

1. 円筒型振動搬送機の振動モード変更による音響パワー低減

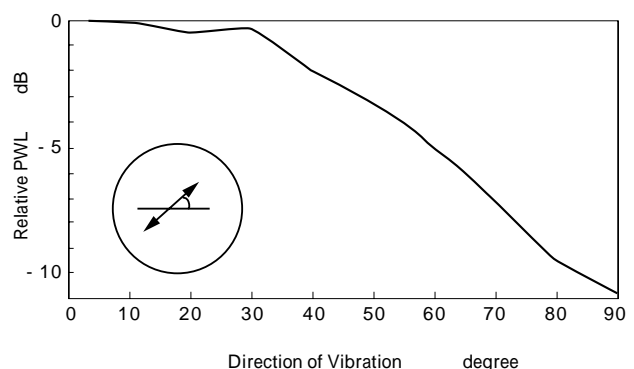
本章では、円筒型振動搬送機の振動モードを変更することによって、振動搬送機から放射される直接音と床からの反射音との干渉効果を変化させ、音源の放射パワー自体を低減した例について述べる。

1.1 円筒型振動搬送機の振動モードと位相干渉効果の数値解析による検討

超低周波の発生源となった円筒型振動搬送機は、鋳物工場に設置され、振動数600~1000rpm、床に対して約45度の角度で加振され、ワークと砂型を分離しながら搬送していた。振動数や振幅を小さくすれば振動搬送機から発生する音圧は小さくなるが、分離および搬送の作業性

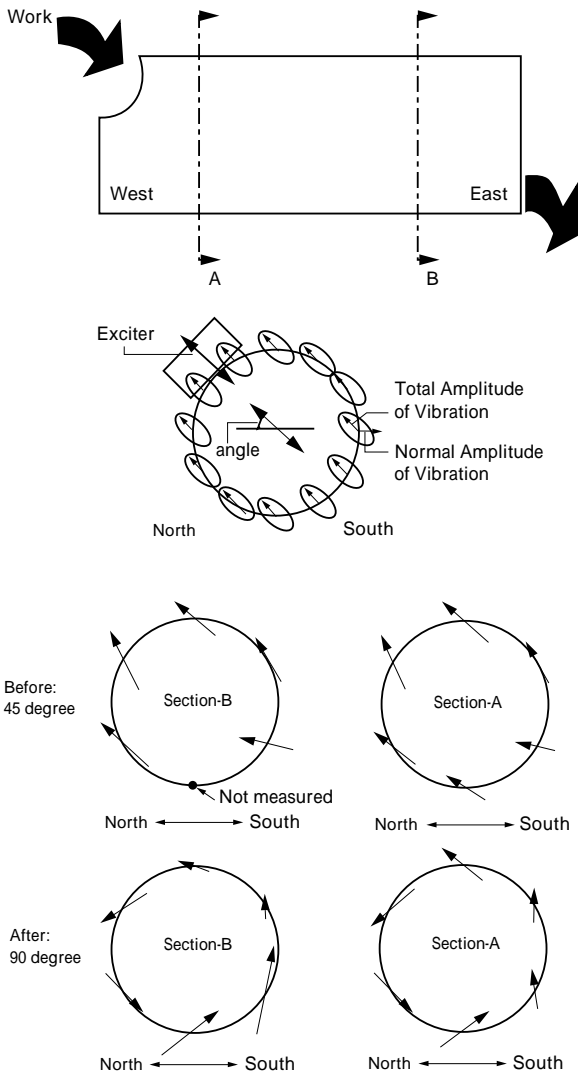
能が低下する恐れがある。作業性能を保つためには、振動時に円筒面の表面が描く楕円軌跡の長軸の長さを所要の値に維持することが必要である。それに対し、音源としてのパワーの大きさは円筒表面に対する法線方向の振幅によってほぼ決定される。そこで、作業性能を維持しつつ音響パワーを低減する対策として、円筒表面の楕円軌跡の長軸方向を面の接線方向へと近づけることで、軌跡の長軸長さは変えずに法線方向振幅を小さくすることを試みた。

また同時に、円筒面の振動によって発生する音圧が、表面上の一点とその反対側の点では、逆位相となることに着目し、干渉効果の利用を試みた。対象の振動搬送機と等しい直径2mの無限長円筒が床を表す剛な水平面に対して角度 θ をなす方向に周波数10Hz、振動速度一定で並進振動する場合の音響パワーレベルの変化の数値解析結果を第1図に示す。円筒は実機と等しく中心軸が水平面上2mの高さに設置されるものとした。この結果から、振動速度は一定であっても、振動方向の床に対する角度 θ が40度以上では、角度 θ が大きくなるにしたがい急激に音響パワーレベルが小さくなることわかる。この現象は、振動搬送機の下側の面から発生する音波が床によって反射され、上側の面から発生した逆位相の音波と重なり合うことによって干渉し合い、効果的に減衰することによるものである。



第1図 振動方向によるパワーレベル変化

Fig. 1 PWL for direction of vibration



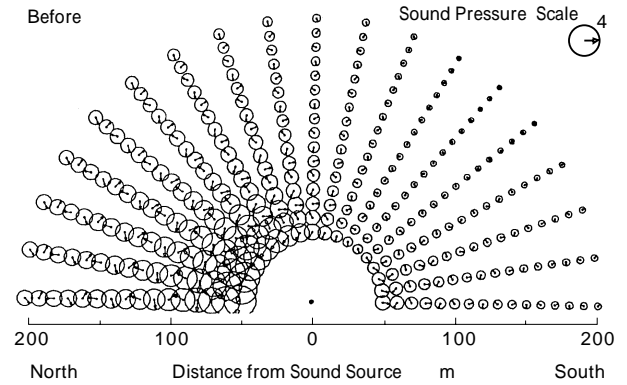
第2図 振動搬送機の実測相対振動速度
Fig. 2 Relative value of measured vibration velocity of conveyor

そこで実機に加振機の位置を付け替え、加振方向を水平面に対して当初の45度方向から90度方向に変更すると同時に、振動軌跡を円筒表面に対して傾けることで法線方向振幅を小さくする改造をおこなった。

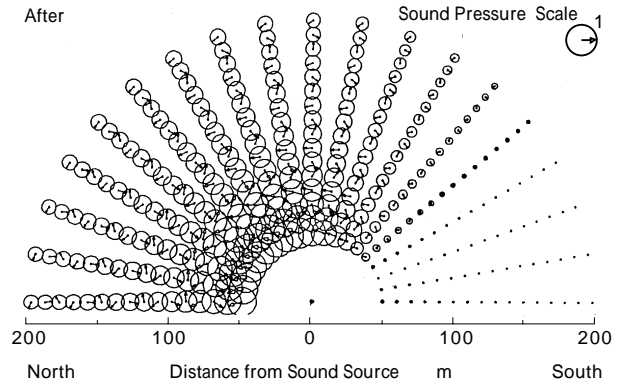
加振方向変更の改造前後の通常運転条件における円筒面の2断面A、Bでの振動搬送機表面の振動速度の変化を第2図に示す。図中、振動速度の方向と振幅を矢印によって相対的に表している。

改造前は円筒面全体がほぼ並進に近い軌跡で45度方向に振動していたが、改造後は全体が回転するような振動になり、法線方向振動速度の最大値は、改造によって約 $3/4$ (-2.5dB)になったことがわかる。

この改造による遠距離点での超低周波音低減効果を予測するため、第2図の振動速度実測値を境界条件として境界要素法による解析をおこなった。解析では、振動搬送機を無限長円筒で近似し、振動速度を軸に直交する全断面で一様と仮定して二次元モデルで表した。解析周波数はこのときの振動搬送機の運転周波数である11Hzとした。また、地面を無限大の反射面とみなした半空間問題として取扱い、振動搬送機が設置されている建屋は考



第3図 解析による音圧分布(改造前:振動方向45度)
Fig. 3 Simulated sound pressure distribution (Before: 45 degree)



第4図 解析による音圧分布(改造後:振動方向90度)
Fig. 4 Simulated sound pressure distribution (After: 90 degree)

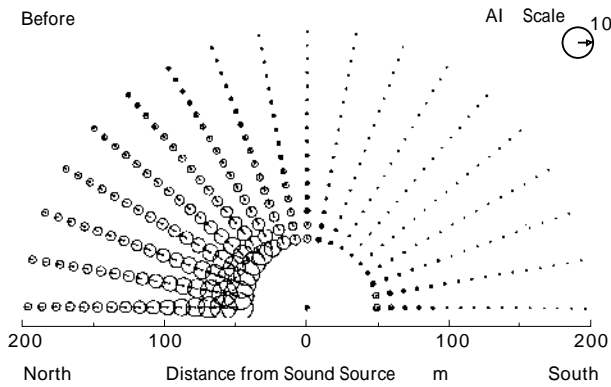
慮していない。

音源を中心とする半径50~200mの範囲における音圧分布の解析結果を、改造前について第3図に、改造後について第4図に示す。同様に音響インテンシティ分布の解析結果を、改造前について第5図に、改造後について第6図に示す。図中、音圧または音響インテンシティは、観測点を中心とし相対振幅を直径とする円で表す。ただし、わかり易くするように図によってスケールを変えている。また矢印の向きは、音圧については相対的な位相を、音響インテンシティについては音響エネルギーが伝搬する向きを表す。

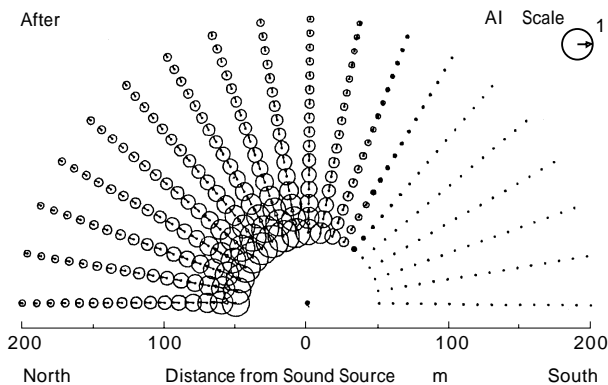
第3図と第4図では最大の円が表す音圧の大きさが4:1になっており、改造によって周囲空間の音圧が小さくなるが示されている。また改造後のほうが南北の音圧差が大きくなっており、とくに南側で音圧が大きく低下することがわかる。

また第5図、第6図では最大の円が表す音響インテンシティの大きさが10:1になっており、改造前では音響エネルギーの伝搬が最小となる方向が南上45度方向であったが、改造後は民家地域のある真南に変化し、有効な分布状態になったことが示されている。

数値解析結果からえられた、音源を中心とする南北水平方向の距離と相対音圧レベルの関係を第7図に示す。改造前の同距離点における南北の音圧レベル差は7~8dBであったが、改造後には17~18dBになり、民家地域のある工場南側で改造による低減効果がとくに大きいことがわかる。



第5図 解析による音響インテンシティ分布
(改造前：振動方向45度)
Fig. 5 Simulated acoustic intensity distribution
(Before: 45 degree)



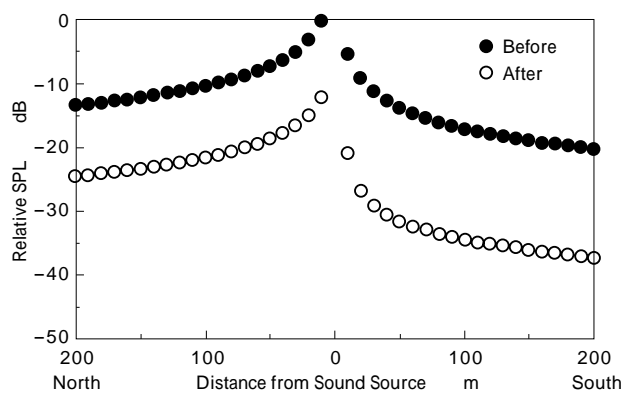
第6図 解析による音響インテンシティ分布
(改造後：振動方向90度)
Fig. 6 Simulated acoustic intensity distribution
(After: 90 degree)

1.2 実地測定結果

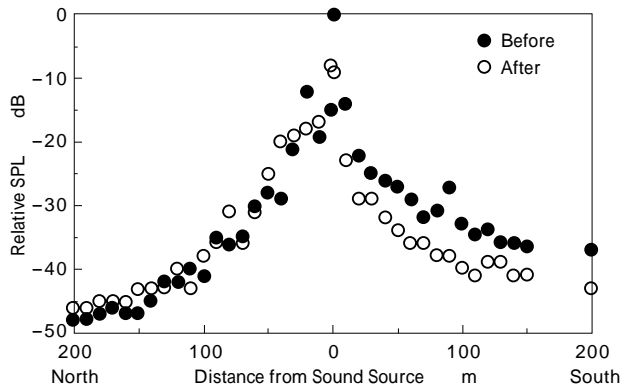
改造前後に工場周辺で実測された中心周波数10Hzの1/3オクターブバンドの相対音圧レベル値を第8図に示す。改造後にとくに南側音圧が大きく下がる傾向は数値解析結果とよく一致している。このことは数値解析で示された現象が実際にも起こっていることを示すものである。

ただし、第8図の実測値の低減効果量は数値解析結果にくらべて小さい。工場内には今回改造された振動搬送機以外にも、運転周波数が同じ1/3オクターブバンド内に含まれ、超低周波音源となる機械があり、改造前には卓越していた対象の振動搬送機の寄与が改造後には他の機械と同程度にまで下がったため、1/3オクターブバンドのレベル変化は、対象の振動搬送機から発生する11Hz単一周波数のレベル変化よりも小さくなったものと考えられる。また、第2図に示したように、実際には円筒面の振動は全断面で一様ではなく振幅や位相に多少のばらつきがあるため、干渉効果が数値解析結果にくらべると小さくなっていること、さらに解析では振動搬送機が設置されている建屋の影響を考慮していないことも、解析結果と実測結果との差の一因と考えられる。

以上の結果から、振動搬送機振動方向改造による超低周波音響パワーレベル低減の現象および効果量は、数値解析によっておおむね予測可能といえる。



第7図 解析による相対音圧レベルの距離による変化
Fig. 7 Simulated relative SPL at each distance



第8図 実測による相対音圧レベルの距離による変化
Fig. 8 Measured relative SPL at each distance

2. 防音囲い内部の振動篩機から発生する超低周波音

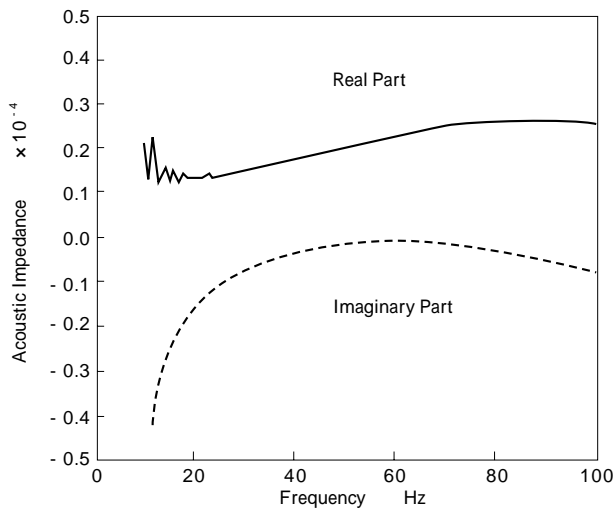
本章では、振動篩機に対する防音囲いの内面吸音による音圧低減効果量について、囲い内部の音響共鳴周波数と振動篩機の運転周波数との関係において検討し、効果的に低減できた例について述べる。

2.1 防音囲い内部音場の共鳴現象と吸音特性についての数値解析による検討

超低周波音の発生源である振動篩機に対する防音囲い内壁面の吸音処理の効果を評価するためには、本来は防音囲い表面および囲いの開口部から放出される音響出力の変化を調べる必要がある。しかしここでは、吸音処理による囲い内部の音場の変化のみに着目することとし、内部音場のみについての解析をおこなった。

第9図に防音囲いの内面吸音材として使用した、超低周波用吸音体(商品名ダンウルフ)の表面の音響インピーダンスを示す。音響インピーダンスは周波数の関数であるが、数値解析では吸音効果の基本的特性を調べることを目的とし、内面吸音の場合の境界条件としては、16Hzの音響インピーダンス実測値を周波数に対し一定と仮定して与えた。

第10図および第11図に、防音囲いの内面が剛、すなわち吸音処理されていない場合の解析結果による音圧分布図を示す。二次元モデルで表した内部空間の寸法は、2.2節に述べる実際の防音囲いの内寸の上下断面寸法であるW9.7×H8.645mとした。図中の薄い2個の長方形部分が篩面を模擬した部分であり、実機の振動方向は



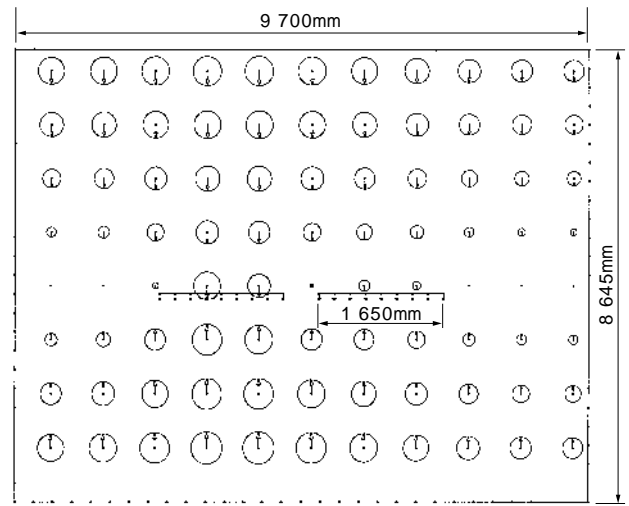
第9図 吸音内装表面の音響インピーダンス
Fig. 9 Acoustic impedance measured at normal incident

傾斜しているが、解析モデルでは上下方向に並進振動するものとした。解析結果の音圧は1.1節と同様に観測点を中心とし相対振幅を直径とする円で表し、矢印の向きは相対的な位相を表す。ただし、両図中の円スケールは同じである。

第10図には、2台の振動篩機のうち左側の一台のみ振動する単独運転の場合、第11図には、内壁面の境界条件は第10図の場合と同じで、振動篩機2台が互いに逆相で運転する場合の音圧分布図を示す。逆相運転の場合には、逆相音波の相殺効果のため内部音圧が大きく低減することがわかる。

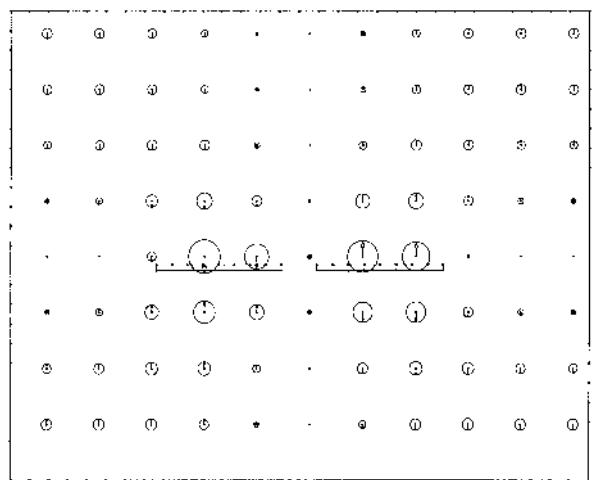
これらに加えて、内壁面の境界条件として、前述の第9図の16Hzの値をもちいた場合、および空気の固有音響抵抗を音響インピーダンスとして与えて100%吸音とした場合についても同様に解析をおこなった。その結果から求めた内部音場の全周囲境界上の相対音圧レベルの平均値の周波数特性を、1台の単独運転について第12図(a)に、2台の逆相運転について第12図(b)に示す。

これらの解析結果では、単独運転の場合に18Hz付近に上下方向の共鳴が、25Hz付近に左右方向の共鳴が生じることを示している。逆相運転の場合には上下方向の共鳴は現れず、25Hz付近の左右方向の共鳴のみ見られる。これは逆相運転の場合、数値解析モデルの幾何形状が完全に左右対称となっているため上下方向の共鳴が現れないことが原因と考えることができる。ただし、実機では対称性が崩れ、逆相運転でも上下方向の共鳴現象が



第10図 防音囲いの二次元音場の計算モデルと計算結果例
(単独運転16Hz剛境界)

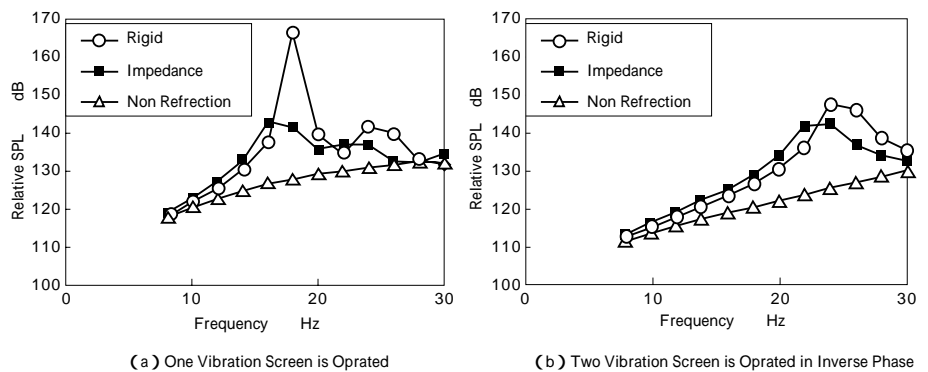
Fig. 10 Numerical model of two dimensional enclosure and example of computed results (One vibrating screen operated : 16 Hz rigid)



第11図 逆相運転の計算結果(16Hz)

Fig. 11 Computed results for operation in inverse mode of each vibrating screen (16Hz)

存在する可能性がある。両図より、100%吸音(無反射境界)の場合には、全周波数帯域において低減効果がえられるが、吸音内装(インピーダンス境界)の場合には共鳴点付近の周波数帯域では低減効果が大きく、最初の共鳴周波数より低周波数領域では吸音処理されていない場合より若干レベルが増大することがわかる。共鳴周波数より低周波数領域でのレベル増加については、吸音のダンピング効果による音圧レベルのピークの低周波数側への移動の影響で、相対的に上昇したものとみることが



第12図 全周囲境界上の音圧レベル平均値
Fig. 12 Average value of sound pressure level computed on whole boundary

(a) One Vibration Screen is Operated

(b) Two Vibration Screen is Operated in Inverse Phase

できる。しかし、100% 吸音条件の結果から、このような周波数領域でも吸音率の値をより大きくできれば低減は可能である。

2.2 実地測定結果

防音囲いの内面を吸音内装とした場合の低減効果を測定するために実機での試験をおこなった。超低周波音の発生源は、シールド工事に使用予定の振動篩機 2 台である（写真 1）。通常使用時には篩面が泥水で目詰まりして音圧が発生しやすくなることが予測されるため、篩面をシートでふさぐことにより負荷状態を模擬した。

振動篩機の篩面の寸法は $1650 \times 4800\text{mm}$ 、振動数は 950rpm (15.8Hz) である。実地測定での運転条件は、2 台の位相を機械的に 180° ずらした逆相運転とした。防音囲いの内寸法は $1200l \times 9700w \times 8645h\text{mm}$ であり、吸音内装材としては、前述の超低周波用吸音体を使用した。

実験時の防音囲い条件を次に示す。

防音囲い無し（数値解析の 100% 吸音に相当）

鋼板製の防音囲い（数値解析の剛境界に相当）

鋼板製防音囲い内面に吸音体内装（数値解析のインピーダンス境界に相当）

それぞれの場合について、防音囲い内外の超低周波音圧レベルを計測し、防音効果の程度を定量評価した。

第 13 図に、防音囲いの壁面の内外 1m 地点に相当する計測位置を ● 印で示す。

第 14 図には、防音囲い内外の計測位置における中心周波数 16Hz の $1/3$ オクターブバンド音圧レベルを示す。この結果より、計測点 Si1 の音圧は、防音囲いをおこなうことにより防音囲いが無い状態より増大するが、内壁面に吸音処理を施すことにより低減することがわかる。第 12 図 (a)、第 12 図 (b) に示した数値解析結果から考えると、実機の運転周波数 16Hz は、数値解析で単独運転条件で 18Hz にみられた防音囲い上下方向の共鳴周波数付近にあり、そのため吸音内装による音圧低減効果が大きくえられたと考えることができる。

なお、実験結果より、計測点 So1 の音圧は防音囲いを施すことにより低減しており、内部吸音を施すことによりさらに低減している⁵⁾。

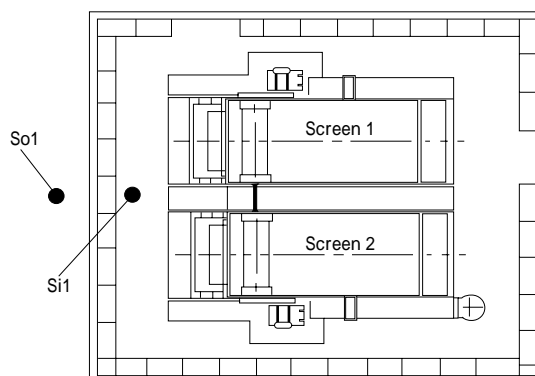
むすび = 実測だけではとらえにくい超低周波音に関する現象を、数値シミュレーションによって解明し、対策案の検討をおこなった。また、実際の対策に適用して効果を確認し、シミュレーションの有効性と、超低周波音対策に関する以下の点を確認した。

- 振動方向の制御により、干渉効果を利用して超低周波音の発生源パワーを低減することが可能である。
- 音源となる機械が建屋内に設置されている場合、建屋内部空間の共鳴周波数付近では、吸音率があまり大きくない吸音内装材によっても実用上十分な超低周波音の低減効果がえられる。



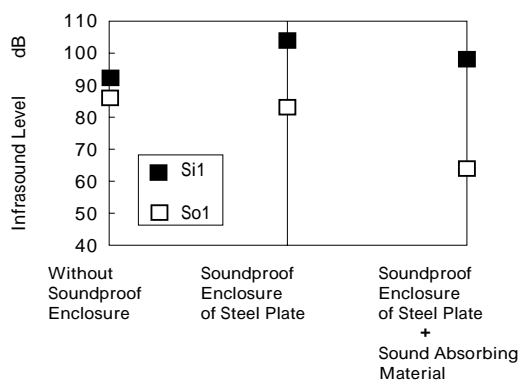
写真 1 2 台の振動篩機

Photo.1 Two vibrating screens for measurements



第 13 図 2 台の超低周波音圧測定点

Fig. 13 Measuring points for infrasound pressure



第 14 図 振動篩から発生する超低周波音 (16Hz 2 台逆相運転時)

Fig. 14 Infrasound level from vibrating screens (16Hz Operated in inverse phase)

参考文献

- 1) 山田伸志：日本音響学会誌，Vol.43，No.3（1987），p.189。
- 2) 内田季延ほか：機構論，No.920-60（1992），p.85。
- 3) 田中俊光ほか：機論（C），Vol.50，No.453（1984），p.848。
- 4) 杉本理恵ほか：機構論，No.940-30（1994），p.596。
- 5) 田中俊光ほか：機構論，No.96-4（1996），p.36。