

4．低周波音防止技術の概要

4．1 発生源別の低周波音防止技術の概要

以下に発生源別の低周波音防止対策技術の概要を示す。また節末に、低周波音の発生原因と対策の一覧表を示す。

4.1.1 送風機

(1) 遠心送風機

遠心送風機の軸動力が中、大形(数百 kw 以上)になるにしたがい、回転数も低く、風量も大きくなり、これにより低周波音を発生する可能性が増してくる。

大型送風機は製鉄所、セメント工場、火力発電所で使用され、工場周辺で窓ががたつくなどの問題が生ずる可能性がある。

中型送風機は、地下鉄、トンネル等の換気用に使用され、吸気塔、排気塔の周辺で同じような問題が生じている。

低周波音発生の原因としては、

- 1) 送風機の構造面の欠陥による場合
- 2) サージングによる場合
- 3) 旋回失速による場合
- 4) 吸気口の流れの乱れ、偏流による場合

が考えられる。

この内 1)、2)、4)については送風機の調整、接続ダクトの検討により解決している。しかし 3)については長い間原因不明であったが、鈴木他の研究により、発生周波数の予測及び発生風量条件が明らかになった。その周波数は $f=0.72n$ (n : 回転数 Hz) で求められる。

その後、旋回失速の発生しない羽根形状及び吸込口形状の研究が行われ、図 4-1-1 のように従来型とは異なる超低周波音対策用の羽根車が開発され実用化されている。

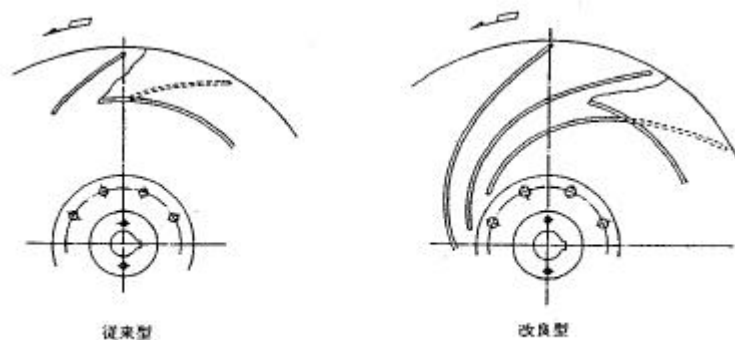


図 4-1-1 低周波音対策型遠心送風機

(2) 軸流送風機

軸流送風機から発生するものとしては羽根車の後流の乱れが励起力となる場合やサージングの場合などダクト系と共鳴して発生する共鳴音、あるいは旋回失速に起因する音などが低周波音となる。

さらに動翼周辺に定常に形成されている圧力場が動翼とともに回転することによって生じる動翼回転音や動翼と静翼との干渉によって生じる干渉音などがあるが、これらも大型で回転数が低い場合は低周波音になる可能性もある。

軸流送風機による超低周波音の問題はあまり生じていない。しかし、特に大形になると、回転数が低くなり風量域によっては低周波音が発生する。その原因は旋回失速に起因したものであり、その周波数は $f = 0.577n$ (n : 回転数 Hz) で求められる。

その対策としては図 4-1-2 に示すようにケーシングの吸込部を二重ベルマウス構造にして旋回失速の防止をして旋回失速に基づく低周波音の低減を行っている。

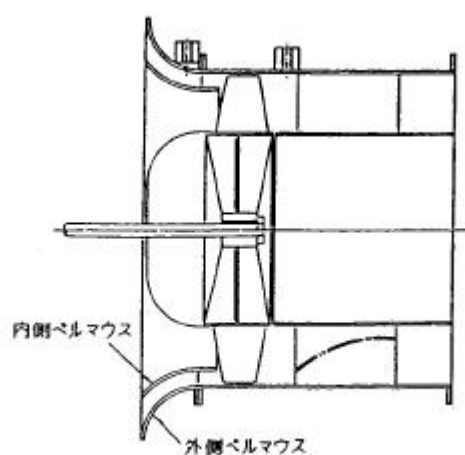


図 4-1-2 低周波音対策型軸流送風機

(3) 集塵機

集塵装置は、気流中に含まれるダストを分離、捕集する装置であるが、遠心力集塵装置、ろ過集塵機（バグフィルター）等では送風機がつく。その送風機の運転状態によっては旋回失速状態となり低周波音が発生することがある。特にバグフィルター式のもの、ろ布によりダストを捕集するため、ろ布が目づまりしてくると抵抗が増え送風機は少風量運転となる。その結果失速状態の運転となり低周波音が発生する。一般にバグフィルターでは圧力損失が一定以上になると、ダストの払い落としが行われる。払い落としが行われると圧力損失が無くなり、送風機は正常な運転となり、低周波音の発生は止まる。このように集塵機から発生する低周波音は間欠的に発生するため、問題が起きた当初は時々発生する気味の悪い現象として捉えられることが多い。またろ布に付着したダストをふるい落とすため、ろ布に振動を与えて行う場合には、この振動機構から低周波音が発生することがある。

集塵機における低周波音対策としては、送風機が失速状態にならないように、圧力損失の値を設定して早め早めに振るい落として運転するようにすれば、特に防音装置を取り付ける必要はない。低周波音が発生してしまった場合は、清浄ガス出口に、サイドブランチ型サイレンサーやリアクティブ型サイレンサーを取りつける対策をする。

4.1.2 圧縮機

往復式空気圧縮機は、シリンダ内のピストンの往復運動によって空気の圧力を高める機械であり、各種の圧縮空気源として広く用いられている。

シリンダ内の空気の圧縮、膨張過程において原理的に超低周波音が発生しやすい機構になっている。

発生音は機械回転数に比例する基本周波数とその高次周波数から構成される。

防止対策としては、圧縮機の吸気、または吐出配管系などに消音器を設置する方法が一般に用いられる。

消音器は共鳴型消音器がよく用いられ、そのなかでもサイドブランチ型がよく用いられる。この消音器の構成は簡単なもので、膨張型消音器などに比べて小型になる。消音対象となる周波数成分がいくつかある場合は、その数だけサイドブランチが設置される。

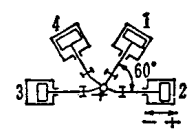
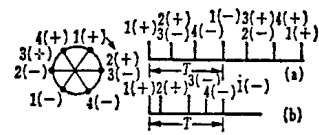
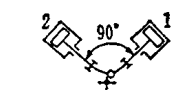
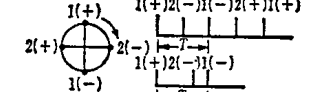
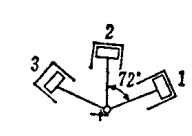
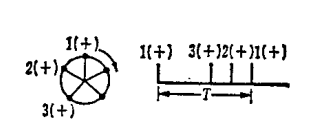
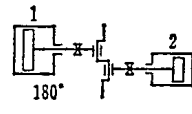
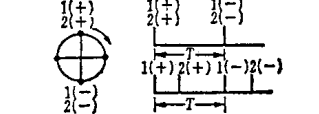
形式	シリンダの状態	圧力パルス発生状況	周波数成分	備考
半星形 (X形)			$f = \frac{R \cdot m}{30} \text{ (Hz)}$ R: 回転数 [rpm] m: 次数	$k = \frac{1}{2}$ (a)の場合 $f' = \frac{R \cdot m \cdot 4}{30}$
V形			$f = \frac{R \cdot m}{30}$	$k = \frac{1}{2}$ $f' = \frac{R \cdot m \cdot 2}{30}$
W形			$f = \frac{R \cdot m}{60}$	$k = 1$ 時間遅れなくともできる
水平対向形			$f = \frac{R \cdot m}{30}$	$k = \frac{1}{2}$ $f' = \frac{R \cdot m \cdot 2}{30}$

図 4-1-3 圧縮機の超低周波音発生機構と周波数成分¹⁾

4.1.3 ディーゼル機関

(1) ディーゼルエンジン

ディーゼルエンジンは、シリンダ内の空気をピストンによって圧縮し、高温高圧の状態として、重油や軽油などの液体燃料を霧状に吹き込んで自然着火爆発させ、動力を得る内燃機関である。

往復式圧縮機の場合と同様に排気口から放射される音圧の周波数は、次式で表される。

$$f = \frac{Rm}{60K} \quad (\text{Hz})$$

ここで R : 機関回転数 (rpm)

m : シリンダ数 ($m = 1, 2, \dots$)

K : サイクル定数 4 サイクル機関の場合 $K = 2$

2 サイクル機関の場合 $K = 1$

通常、ディーゼルエンジンの排気は不等間隔になっており、このために上式のような超低周波音が発生する。このため、原理的には配管系を変えて圧力変化の配列を変えれば超低周波音の発生を制御することができる。しかし、これは実際的ではないので、通常は騒音の低減もかねて、大型にはなるが、多段の膨張形消音器が設置されることが多い。

(2) 船舶

船舶の動力源となる主機関は、ほとんどがディーゼルエンジンである。ディーゼルエンジンは(1)で示したように、低周波音の発生源としてよく知られており、その排気音の基本周波数は、

$$f = m \cdot R / 60 \quad (m : \text{気筒数}, R : \text{回転数(rpm)})$$

である。港周辺で船舶が後進や回転するときは基本周波数の 1/4 次や 1/2 次が卓越する傾向を示す。

対策方法としてはエンジン本体の対策ができないため、排気口に消音器を設置する方法がとられるが、船舶用消音器はスペース及び重量面での規制を大きく受け、極力小型軽量化が要求される。

またタンカーなどの荷役作業中に低周波音が発生することがある。これは荷役作業用ボイラーが低負荷状態になり、燃焼振動が発生するために起こるものである。タンカー内の対策は外航船などの場合不可能なためバラストポンプなどの作動によりボイラーを低負荷状態にさせないような作業方法がとられている。

4.1.4 真空ポンプ

(1) 真空ポンプ

一般に真空ポンプと言われているものは、真空（圧力が大気圧力以下の状態）の気体を圧送する機械である。その種類は遠心圧縮機と同一構造の遠心式真空ポンプと、ルーツなどの回転式真空ポンプさらに往復圧縮機と同一の往復動式真空ポンプなどがある。低周波音が問題となるものは、往復動式圧縮機とルーツ式の真空ポンプである。

特に低周波音問題の発生事例の多いのは、往復動式真空ポンプである。これはピストン運動により真空状態を作るためピストンのストローク（移動）により空気の粗密波を作ることになる。その周期が大型のものになると1分間に600回転前後となり10Hzの低周波音となる。この音は構造上避けられないものなので、発生源側で対策を立てることは難しく、発生した音を二次的な対策で行う事になる。

(2) ルーツブロワ（ロータリーブロワ）

ルーツブロワの吸気側から発生する騒音は、次の2種類に分類できる。

1) ロータ回転音と、この音の高調波成分。

2) ロータのすきまの漏れを音源とする、高域周波数で吸気容積の高次モードの共鳴音。

低周波音の原因になるのは1)である。

低騒音設計するためには、1)のロータ回転音については、回転数のおよそ2乗に比例することから、回転数を抑えることである程度この音の低減が可能である。2)の高次モードの共鳴音については、共鳴を起こさない構造にするか、音源になるロータすきまの漏れを抑える方法と、切り溝をつけて漏れを積極的につくり、パルス状に圧力上昇させないで騒音を低減する方法がある。しかし、排気温度上昇を考えれば、すきまはあまり小さくできない。単純計算で漏れは、圧力差とすきまの3乗に、そして、ロータ幅に比例し、すきま流路長さに逆比例する。したがって、同一容積のルーツブロワの比較では、ロータ幅を狭くして、すきま流路の長い2葉より3葉形式のルーツブロワが有利で、さらにインタークーラ付きの多段使用にすると発生音レベルは低くなると考えられる。

現在ルーツブロワの低周波音対策としては、図4-1-4のようにブロワの羽根を2葉式のものから3葉式のものに変更している。この結果例えば750min⁻¹のルーツブロワであれば発生周波数は、

$$2 \text{ 葉式} \quad f = 2 \times 2 \times 750 \div 60 = 50\text{Hz}$$

$$3 \text{ 葉式} \quad f = 3 \times 2 \times 750 \div 60 = 75\text{Hz}$$

となり、基本周波数が高い周波数へ移行する。これにより吸音材形サイレンサによる減音が可能な範囲となり騒音対策が容易になる。

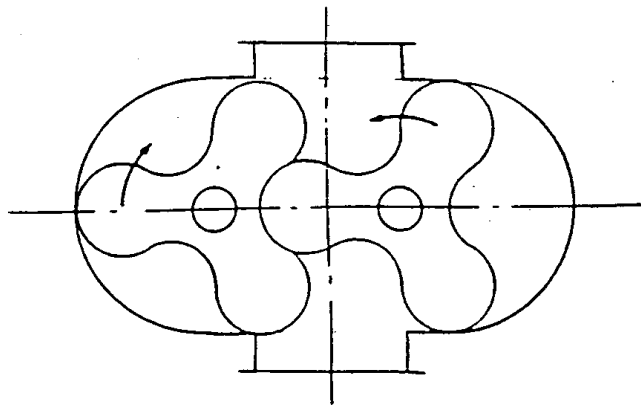


図 4-1-4 ルーツプロワの構造

4.1.5 風車

風車の超低周波音の発生原理は基本的には送風機のいわゆる回転音と呼ばれるものと似ている。大型発電用風車の場合、羽根の枚数が少なく、回転数も小さいために正常運転でも超低周波音を発生することがある。

その基本周波数 f (Hz) は、翼の回転数を R (rpm)、翼枚数を Z (枚) とすると

$$f = \frac{RZ}{60} \quad (\text{Hz})$$

で与えられ、この基本周波数とその高次の周波数が卓越する。

大型発電用風車の場合、一般に翼枚数は 1~3 枚 (3 枚が主)、回転数は 30~60 (rpm) 程度であり、基本周波数は数 Hz 以下になる。

又、翼がタワーの前 (風上側、アップウインド型) にある型式とタワーの後 (風下側、ダウンウインド型) にある型式では、その発生の大きさが異なると言われている。根本的な低減対策は現時点ではないが、複数台が稼働しており、互いに影響しあって増幅されているような場合、あるいは民家の屋内で増幅されているような場合には回転数制御等の対応等が考えられる。

なお、騒音は空力騒音に対しては翼形状変更で、ナセル (発電機、歯車等) の機械騒音については従来の騒音対策 (主として防振、吸音・遮音対策) で対応可能である。

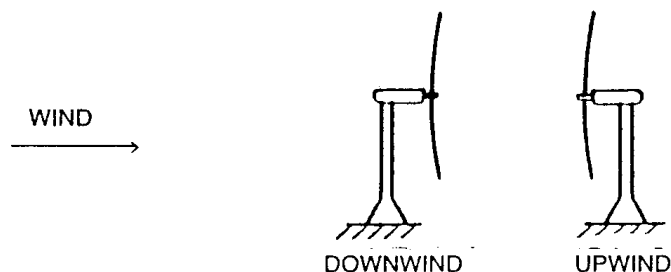


図 4-1-5 アップウインド型風車とダウンウインド型風車の説明図²⁾

4.1.6 振動ふるい

(1) 振動ふるい

振動ふるいは、ふるい網上の石塊などを、網面を振動させることによって、ふるい分けを行う機械である。多くの種類があるが、これらの中で碎石場の破碎、選別プラントなどにおいて使用される、大型の振動ふるいなどから低周波音が発生することがある。特に、ふるいの板などの固有振動数が加振周波数に一致するか、ふるいが設置されているピットの空洞部内の固有振動数と一致し共鳴が起こる場合、大きな低周波音が発生することがある。

また、都市部における軟弱地盤下のトンネル掘削には、一般に、シールド機械を利用する。このシールド機械を利用したシールド工法では、工事中プラント装置・設備の一部である「振動ふるい機」が使用される。都市部におけるトンネル掘削に使用される振動ふるいは、工事の規模によって、台数は異なるが、複数台数以上になることが多く、ほとんどの場合、同規模、同能力のもので並列稼働する。このとき、土砂が堆積したメッシュ状のスクリーン面が音響放射面となり、その稼働周波数に対応する低周波音を発生する。

対策方針としては、下記のようなことが考えられるが、状況に対応した対策が必要になってくる。

音源対策

- 1) 同種同型を使用する場合には、原動機(モータ)の回転数を互い違いにする。
...うなり防止
- 2) 同種同型を使用する場合には、振動ふるい機の往復動を互い違いにする
- 3) ふるい面積、メッシュ間隔幅を小さくする、できればふるいスクリーン面にランダムにリブ*を入れる
- 4) 振動ふるい機等を防音カバ - あるいは防音囲いで囲う

伝搬経路対策

- 1) 立て坑出入口曲がり部を「吸音曲がりダクト」の応用で減音計算する
...消音効果を発揮させる
- 2) 立て坑建物内を吸音、遮音、防振、制振処理する...建物を振動させない
- 3) 建物遮音は、空気層を利用しかつ剛性を高める...リブ*をランダムに交差させ振動させない

(2) 振動コンベア

フィーダの主枠を振動させ、その力によって碎石などを運搬する機械で、振動ふるい

* リブ：板等の変形防止のため、面に直角にとりつける補強材

と同じような起振機構を採用している。この種のコンベアには、端部に格子ふるいを並列し、小塊をあらかじめ除去して破砕機に供給するようにしたものがある。

低周波音の発生機構も振動ふるいと同様であり、対策方法としては、加振周波数の変更、加振力の低下などが一般的である。

(3) 破砕機

破砕機は、鉱山における鉱石の破砕に使用されるほか、化学工場における原料および製品の破砕、また窯業方面における原料の破砕、建設工業でのコンクリート骨材、道路の路床材の製造など多用途に使用され、非常に多くの種類がある。これらを使用面から見ると、粗砕機(1次破砕機)、中砕機(2次破砕機)、細砕機(3次破砕機)に大別することができる。しかし、一般にはその作用原理から圧砕型破砕機と打撃型破砕機に分類する。

破砕機も、振動ふるい、振動コンベア等と同様に、大型の揺動部分を持ち、これが振動することによって低周波音を発生する。対策方法も同様に、回転数の変更、加振振幅の減少、開口部閉鎖等が一般的である。

4.1.7 燃焼装置

ボイラーは、燃料の燃焼で発生する熱を水などの液体に伝えて、高温、高圧の蒸気を発生させ、その蒸気を多くの原動機、たとえばタービンに使用したり、乾燥や暖房に用いるものをいう。その主要部は、水および蒸気を入れる鋼製の容器のボイラー本体と、燃料の燃焼装置であるバーナーおよび火炉からなっている。このほかに、蒸気の温度を上げるための過熱器や、再熱器などの付属装置、および安全に操業するうえに必要な多くの付属装置がついている。

これらのうち、火炉からは熱が原因で、再熱器からは気流が原因で超低周波音が発生することがある。

火炉から発生する場合は、火炉を含む管路系の固有振動数で発生し、その周波数は管路の音響等価長を l とすると

$$f = c/2l \quad (\text{Hz})$$

となる。

防止対策としては、次の方法がとられる。

- 1) 燃焼室の形を変え、熱源を管中央より下流側に位置させる。
- 2) 別の熱源を下流側におく。
- 3) 気体を予熱し、気体が膨張する割合を小さくする。
- 4) 強制通風にして流速を変える。

- 5) 煙道途中に孔を開けるなど、圧力変化の腹にもれを設ける。
- 6) 流速変動の腹に絞りを設ける。

また、再熱器からも低周波音が発生する場合がある。これは、煙道内に配列された管群によってカルマン渦が発生するため、これを防止するためには、管表面にあらさを与え、円管にあたる流れを乱し、規則的な渦の発生を防ぐために、円管外にリップをつけることなどが行われる。

また、煙道の中に粒子速度分布の腹となる位置に仕切り板などを入れて固有振動数を変える方法もとられる。

4.1.8 ジェットエンジン

ジェット機が離陸する場合、またジェット機を地上で高出力で試運転する場合などにおいて、高速で流れるジェット流が原因となって、超低周波音が発生することがある。

現在の民間航空輸送の主力であるジェット機は、ターボファン型とよばれるジェットエンジンを装備しており、エンジンの推進力は、高温高速のジェット排気流、およびファン部分で加速されたファン空気流から得られている。このうちジェット排気による音波は、高温、高速のジェット排気がファン空気を介して、外部の静止空気と混合するときに発生する渦によるものである。速度差の大きい排気口近くでは、高い周波数の音波が発生する。排気口から後方へ遠ざかるにしたがって周波数は低くなり、超低周波音も発生する。

排気騒音が問題になる空港では、通常、エンジン試運転用の排気消音器の設備があるが、エンジン排気口と消音器の開口部の距離が大きいと開口部周辺に気流の乱れが生じ、また、これによって開口部につながる構造体（遮音壁）が共振して振動し、低周波音が増幅される。対策方法としては気流の乱れを防止するため、排気消音器とエンジン排気口の中間に補助ダクトを設置する方法等がある。

4.1.9 機械プレス

機械プレスとは、機械的な機構によってプレスを行う、すなわち金属板を塑性加工する機械である。

機械プレスは、その用途が広範多岐であることも関連して、構造上、用途上の区分に従いその種類は非常に多い。

通常、機械プレスはプレスの際の衝撃が地面に伝搬し、振動苦情として注目されることが多く、低周波音の発生源として注目されることは少ない。ただし、多数の機械が同時に型を打ち下すようになると、いわゆる「揃い踏み」状態となり、大振動とともに超低周波音が発生することもある。

超低周波音の防止対策としては、工場建屋の補強、機械基礎の振動絶縁等の他、プレス

間の作業工程を制御し、「揃い踏み」状態にならないように工夫することなどが考えられる。

4.1.10 道路橋

道路橋から発生する低周波音による苦情は、物的苦情（建具のがたつき）と心理的苦情（衝撃性の低周波音による不快感）とに大別される。前者は主に 20Hz 以下のいわゆる超低周波音によるもので、大型車の通過で橋軸方向の固有振動または橋軸直角方向の固有振動が励振されることにより発生する。後者は大型車がジョイントを通過する際に橋軸直角方向の固有振動が励振されされることにより発生する。

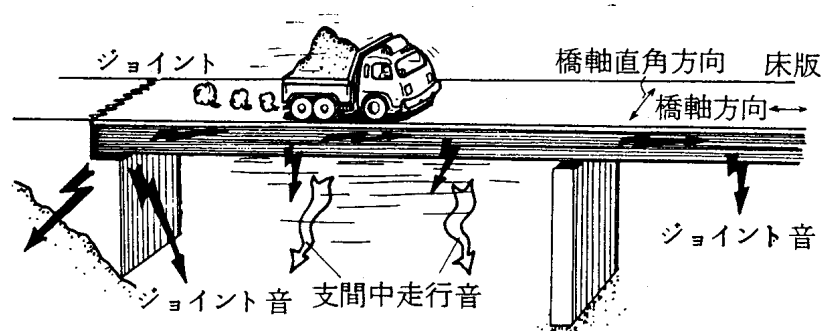


図 4-1-6 道路橋から発生する低周波音の概念図³⁾

道路橋から発生する低周波音の対策は道路施設管理者により個別に行われており、近年対策事例は公表されていない。最近の文献⁴⁾によれば、考え得る発生源対策および伝搬経路対策として次のような方法があげられている。

発生源対策

- ノージョイント化、ジョイントの改良、ジョイント部段差修正
- 桁端部補強（端部桁補強、端部 RC 巻き）
- 橋梁上部構造の構造強化（高剛度化）
- 減衰装置（動吸振器等）の設置

伝搬経路対策

- 環境施設帯
- 橋梁下面履工板

このうち発生源対策では、衝撃力低減を目的としたジョイントの対策が最も効果的であると考えられる。ジョイントの段差修正等により大型車がジョイント通過時に発生する衝撃性の振動を減少させ、衝撃性の低周波音（ジョイント音）を低減させるものである。減衰装置の設置による対策については、実橋での対策事例が報告されている⁵⁾。伝搬経路対策のうち、橋梁下面履工板の設置は、履工板が新たな低周波音の発生源となる可能性も考え

られるので注意が必要である。

4.1.11 鉄道トンネル

爆発や発破などと同様に、トンネルへの列車突入時、トンネル内の空気に急激な圧力変化が起こり、反対坑口で低周波音が発生することがある。特に列車の入坑速度が速い新幹線トンネルやリニアモーターカーで起こる現象である。

列車がトンネルに突入すると、トンネル内の空気は圧縮され、圧縮波が生ずる。この圧縮波の圧力変化の大きさは、通常、列車の入坑速度 200km/h のとき、静圧でおよそ 1200N/m² となる。音圧レベルではおよそ 155dB である。

この圧縮波はトンネル内を伝搬していく間に徐々に波の前面が切り立った形に変化し、反対坑口で衝撃的な音波となって放射される。

圧力変化の継続時間が短い場合は、20Hz 以上の耳に聞こえる成分も含み、ドーンというように聞こえるが、長い場合には、ほとんどが 20Hz 以下の耳に聞こえない成分になるため、不意に戸や窓が振動することになる。

防止対策としては、列車突入側の坑口にフードを設置し、列車の入坑によるトンネル内空気の圧力上昇を徐々に行う対策等がとられている。

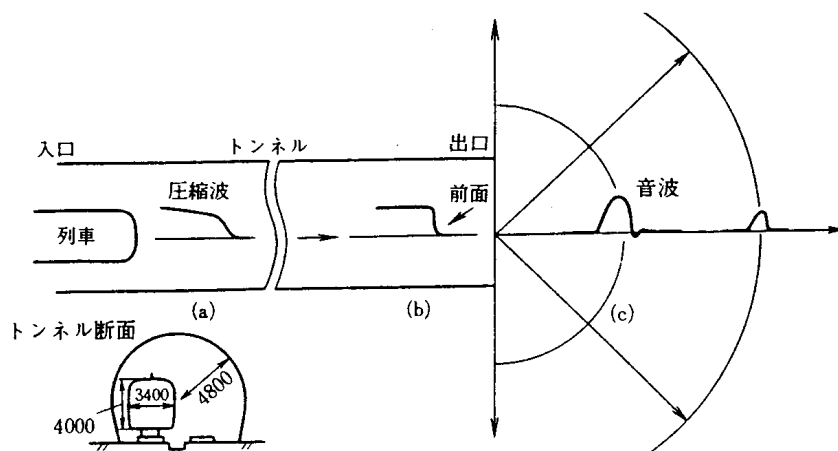


図 4-1-7 トンネル内圧縮波の伝搬と音の放射⁶⁾

4.1.12 治水施設

河川に設置された堰やダムゲートあるいは砂防ダムなどからの越流水において、水流によってつくられた水膜の振動による低周波音が発生することがある。その発生機構としては

- 1) 越流水膜背後の空洞を一種のヘルムホルツ共鳴器として考えた場合の固有値と一致する。
- 2) 水膜は落下直後何らかの要因によって波立った水膜がそのまま落下してその水膜の振動数に一致する低周波音が発生する。
- 3) 渦を有する水膜が水面に突入する際の落下位置の移動による空洞の体積変化から圧力変動が生じ、空洞の固有振動数と共振し安定した水膜振動になる。

等が考えられている。

その対策としては水膜を形成させないことが条件となるので、堰の上にスポイラー（水膜分離装置）を置いて水膜を分離する。または水膜落下途中に多孔板、じゃま板などを置いて水膜を壊す、等の対策を行っている。

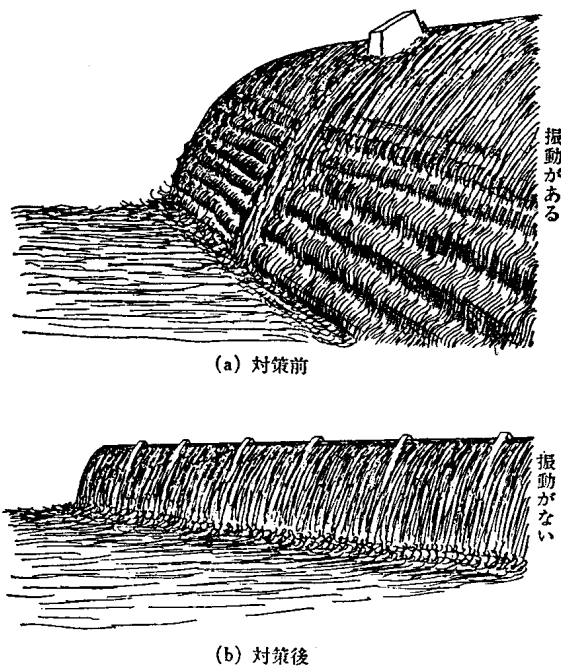


図 4-1-8 河川の堰からの溢水膜の振動とその対策⁷⁾

4.1.13 発破作業

採石や掘削作業時に火薬を用いて発破作業を行うと、衝撃波が発生し、かなり離れた民家の戸、窓まで揺れることがある。発破作業によって発生する音波は、低周波帯域を含む広帯域のスペクトルになり、トンネルから発生する微気圧波に似ている。

対策方法としては、一回の発破作業に用いる火薬量を減らす、発破方向を民家側に向けないようにする、などが考えられる。

4.1.14 消音器による対策

低周波音用サイレンサーとしては、吸音材がほとんど効果がないので、波長の干渉、共鳴などを利用したりアクティブ型サイレンサーが使用される。

(1) 膨張型サイレンサー

図 4-1-9 に示すように、断面を急拡大させたもので、ダクトと膨張部の断面積比で減音量が決まり、膨張部の長さで減音される周波数が決まる。

したがって、低周波音に有効な膨張型サイレンサーを計画すると、10Hz 用の場合でもその長さは約 9m となり、また 15dB 以上の減音量を得ようとする、面積比は 10 倍以上にしなければならない。

このように低周波音を対象にすると大変大型のものとなり、あまり実用的ではない。トンネルや大口径のダクトが既設である場合など、それを利用して膨張型サイレンサーを形成させることがある。

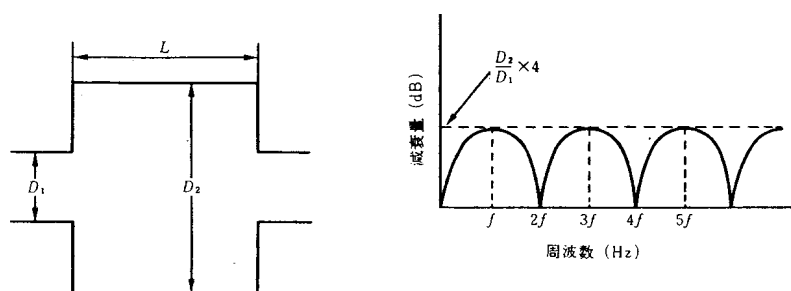


図 4-1-9 膨張型消音器⁸⁾

(2) 共鳴型サイレンサー

図 4-1-10 に示すように、ダクトの表面にあけた孔と、背後空間とで共鳴器を形成したものであり、特定の周波数に効果がある。

低周波音に効果をもたせるためには、背後空間の容積を大きくしなければならないので、大型のものとなる。

実際には、小型の真空ポンプ、コンプレッサー等比較的ダクト径の小さい低周波音

用サイレンサーに使用される。この形式は圧力損失が少ないが、ダクト内の流速を速くすると気流による笛吹き現象が発生するので注意を要する。

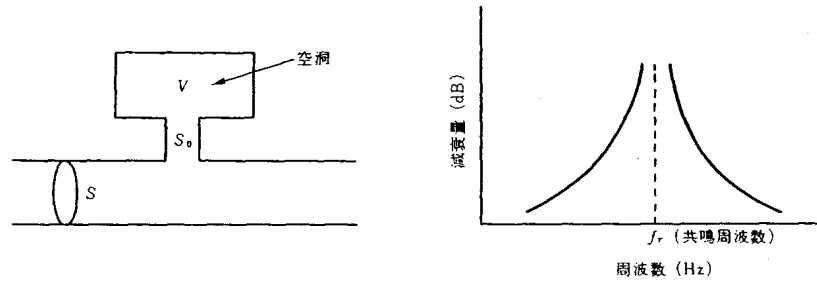


図 4-1-10 共振型消音器⁸⁾

(3) サイドブランチ型サイレンサー

今までの形式のサイレンサーを低周波音用に適用すると、波長との関係でその大きさは非常に大きなものとなり実用化が難しかった。

この中でサイドブランチ型サイレンサーは主ダクトに共振用の枝管を取り付けるだけで、効果があるため、低周波音用に多く実用化されている。枝管の長さは波長との関係で長くなるが、主ダクトと同じ口径でよいから所謂ダクト配管を行えばよく施工的にも容易である。ただし、このサイドブランチ管も取り付ける位置によって減音量が大きく異なるので、図 4-1-11 を参考にして最大の減音量を得るようにする必要がある。

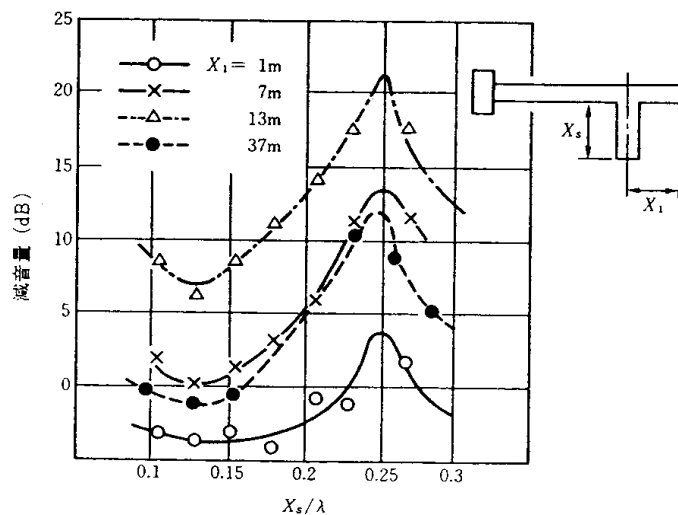


図 4-1-11 サイドブランチ型消音器⁸⁾

[参考文献]

- 1) 中野他：石川島播磨技報、1970.1
- 2) K.P.Shepherd,et.al. : Physical characteristics and perception of low frequency noise from wind turbines, Noise Control Engineering Journal、 Vol.36, No.1、 pp.5 ~ 15, 1991
- 3) 清水他：橋梁振動と低周波音の測定、騒音制御、 Vol.6, No.6、 pp.15 ~ 18、 1982.12
- 4) 村瀬：道路事業と低周波音、騒音制御、 Vol.23, No.5、 pp.319 ~ 323、 1999.10
- 5) 村井他：TMD による橋梁振動および低周波音抑制効果に関する実橋実験、構造工学技術シリーズ 23、橋梁振動コロキウム '01 論文集、土木学会構造工学委員会橋梁振動モニタリングとその標準化小委員会、 pp.141 ~ 146、 2001.10
- 6) 中野：超低音（聞えない音） - 基礎・測定・評価・低減対策 - 、技術書院、 1994.6
- 7) 子安編：音響工学講座 5 騒音・振動（下）、コロナ社、 1982
- 8) 日本騒音制御工学会技術部会低周波音分科会編：発破の音と振動、山海堂、 1996.1

表4-1-1 低周波音の発生原因と対策

発生周波数		超低周波音 (1 ~ 20Hz)	可聴域の低周波音 (20 ~ 100Hz)
発生源	項目		
送風機 〔集塵機 クワカー 乾燥機〕	発生原因	正常状態では一般に問題なし 巡回失速, 吸込み状態不均一,アンバランス, サージング,ダクト壁振動等により 問題になる程発生することあり	正常状態で発生 回転音と渦流音
	対策	バイパス,放風,可動翼, 2弁操作方式 コーナ弁,整流格子 ダクト補強,バランス調整	消音器(吸音,膨張,まれに 干渉,共鳴型) 遮音カバー(質量則) 配管ラギング
	実施例	文献No.1~13	
往復式 圧縮機	発生原因	一般には問題なし 大型または多機使用で問題になる ほど発生することあり 気筒内圧縮・膨張の縮退による	一般に発生 気筒数音と渦流音
	対策	配管系変更 消音器(主にサイドブランチ)	消音器(膨張,共鳴型) 遮音カバー 配管ラギング
	実施例	文献No.1~5	
ディーゼル 機関 〔船舶 非常用 発電装置 ディーゼル車〕	発生原因	一般には問題なし 大型多気筒機関で問題になるほど 発生することあり 気筒内爆発の縮退	一般に発生 気筒数音と渦流音
	対策	配管系変更 消音器(膨張型)	吸・排気消音器(膨張型) 遮音カバー(質量則) 配管ラギング
	実施例	文献No.1~6	

表4-1-2 低周波音の発生原因と対策

発生周波数		超低周波音 (1 ~ 20Hz)	可聴域の低周波音 (20 ~ 100Hz)
発生源	項目		
真空ポンプ 〔ロータリーロー 脱水ポンプ〕	発生原因	一般に問題なし 回転に起因する空気振動	渦流音
	対策	消音器 (サイドブランチ型 , 膨張型)	消音器 遮音 (質量則)
	実施例	文献No.1 ~ 5	
風車	発生原因	一般に問題なし 回転音 (タワーによるウィンドシ ャドウをブレードが通過する時の 圧力変動)	ブレードの回転音 発電機 , 増速機 , ポンプ等 の機械音
	対策	アップウィンド型の採用	ブレードの形状変更 回転数の低速化
	実施例	なし	
振動篩 〔振動コンベア 破碎機〕	発生原因	一般に問題なし 大型機、多数機で問題になる程 発生することあり 回転数音	一般に発生 篩物体同士 , 篩本体との衝 突音 駆動機械の発生音
	対策	放射面積縮小 遮音カバー (剛性則) 回転数制御 (うなり) アクティブ制御	遮音カバー (質量則) 振動絶縁 制振
	実施例	文献No.1 ~ 3	

表4-1-3 低周波音の発生原因と対策

発生周波数		超低周波音 (1 ~ 20Hz)	可聴域の低周波音 (20 ~ 100Hz)
発生源	項目		
燃焼機械 (ボイラー 加熱炉 熱風炉 転炉 焼結炉 焼成機 電気炉 ロータリルン キューホラ)	発生原因	一般に問題なし 熱による圧縮, 膨張 カルマン渦との空洞共鳴	一般に発生 燃焼音と渦流音
	対策	燃焼状態の変更 共鳴防止バッフル 消音器	消音器 遮音カバー (質量則) 配管ラギング
	実施例	文献No.1	
ジェットエンジン	発生原因	一般に問題なし ジェット流による渦	一般に発生 ジェット流による渦
	対策	渦の発生防止 (補助ダクト)	遮音壁 (質量則) 排気消音器
	実施例	文献No.1,2	
機械プレス	発生原因	一般に問題なし プレス振動による建屋の振動	プレス時の衝撃音
	対策	建屋の補強 機械基礎の振動絶縁 作業工程の制御	遮音壁 (質量則)
	実施例	なし	

表4-1-4 低周波音の発生原因と対策

発生周波数		超低周波音 (1 ~ 20Hz)	可聴域の低周波音 (20 ~ 100Hz)
発生源	項目		
橋梁	発生原因	一般に問題なし 車の固有振動と共振する橋で問題になる程発生することあり 衝撃共振	段差，継ぎ目等で常時発生
	対策	補剛，減衰付与 動吸振器	段差低減，継ぎ目改良
	実施例	文献No.1~3	
トンネル	発生原因	一般に問題なし 列車速度，トンネル形状等により問題になる程発生することあり 急激な圧力上昇 圧縮波の継続時間が長い場合に発生	圧縮波の継続時間が短い場合に発生
	対策	列車速度低減 トンネル断面拡大 トンネル入り口フード 列車形状変更	遮音壁（質量則）
	実施例	文献No.1~4	
治水設備 〔ダム 堰堤〕	発生原因	一般に問題なし 水膜との空洞共鳴	一般に発生（不快感はあまりない） 水流の落下音
	対策	水流振動防止 共鳴防止	
	実施例	文献No.1~5	

表4-1-5 低周波音の発生原因と対策

発生周波数		超低周波音 (1 ~ 20Hz)	可聴域の低周波音 (20 ~ 100Hz)
発生源	項目		
発破	発生原因	爆発による衝撃波	爆発による衝撃波
	対策	1 回当たりの火薬量の減少 発破の方向を変える	1 回当たりの火薬量の減少 発破の方向を変える
	実施例	文献No.1~11 一部騒音対策も含む	
大型構造物 〔機械プレス〕	発生原因	一般に問題なし 構造物の振動	プレス時の衝撃音
	対策	加振力の除去, 補強	遮音 (質量則)
	実施例	文献No.1~4	
その他 ガスエンジン 水車	発生原因	ガスエンジン、水車とも一般に 問題なし ガスエンジンの回転数音、気柱共 鳴、水車の回転、ホワール 立抗内の気柱共鳴	回転数音と渦流音 (ガスエンジン)
	対策	消音器 (サイドブランチ 共鳴型, 膨張型)	消音器 遮音 (質量則)
	実施例	文献No.1~4	

[表4-1-1～表4-1-5の文献]

1. 送風機

- 文献No.1 『軸流送風機の超低周波音と防止』
; 鈴木昭次、鶴飼義雄（荏原製作所）
日本音響学会講演論文集 1981年10月 pp.365 ~ 366
- 文献No.2 『大型送風機用超低周波音器』
; 森 卓支、西脇仁一、藤尾 昇（西脇研究所）
日本騒音制御工学会講演論文集 1979年 9月 pp.213 ~ 216
- 文献No.3 『遠心送風機から発生する低周波音と防止対策』
; 岡田 健、中野有朋（石川島防音工業）
日本騒音制御工学会講演論文集 1981年 9月 pp.109 ~ 112
- 文献No.4 『誘引送風機とそのダクト系から発生する超低周波音と防止対策』
; 岡田 健、中野有朋（石川島防音工業）
日本騒音制御工学会講演論文集 1981年 9月 pp.113 ~ 116
- 文献No.5 『送風機の低周波音とその対策』
; 鶴飼義雄、鈴木昭次（荏原製作所）
騒音制御 Vol.8 No.3 1984 pp.43 ~ 45
- 文献No.6 『遠心送風機から発生する超低周波音及び低周波音と防止対策』
; 岡田 健（石川島防音工業）
騒音と振動 Vol.4 No.4 1981 pp.4 ~ 5
- 文献No.7 『バックフィルター集塵機より発生する超低周波音の対策』
; 工藤信之（荏原製作所）、松岡達郎、小林良夫（G県公害センター）
日本音響学会講演論文集 1982年10月 pp.415 ~ 416
- 文献No.8 『集塵装置用ブロワーの低周波音対策とインピーダンス』
; 斎木邦雄、大久保孝一（石川島防音工業）
騒音と振動 Vol.7 No.3 1984 pp.8 ~ 9
- 文献No.9 『地下鉄換気設備からの超低周波音とその対策』
; 岡野、他
日本騒音制御工学会講演論文集 1985年 9月 pp.13 ~ 16
- 文献No.10 『大型誘引送風機の低周波音に対する能動制御の試み』
; 井上、他
日本騒音制御工学会講演論文集 1993年 9月 pp.133 ~ 136
- 文献No.11 『大型誘引送風機から発生する低周波音の能動制御』
; 井上、他

- 日本騒音制御工学会講演論文集 1995年 9月 pp.197 ~ 200
文献No.12 『バグフィルター集塵機より発生する超低周波音の対策』
; 工藤、他
日本騒音制御工学会講演論文集 1982年10月, pp.415 ~ 416
文献No.13 『地下鉄換気設備からの超低周波音とその対策』
; 岡野勝夫、鶴飼義雄 (荏原製作所 防音対策センター)
日本騒音制御工学会講演論文集 1985年 pp.13 ~ 16

2. 往復式圧縮機

- 文献No.1 『空圧機から発生する超低周波音と対策』
; 中野有朋 (石川島防音工業)
日本音響学会講演論文集 1975年 5月 pp.223 ~ 224
文献No.2 『空気圧縮機から発生する超低周波音の公害対策』
; 原田 実、鶴田政博 (鹿島建設技術研究所)
日本騒音制御工学会講演論文集 1977年11月
文献No.3 『レゾネータを用いた低周波騒音の対策例』
; 麦倉喬次、細野利郎、鶴田政博、安藤 啓、田野正典 (鹿島建設技術研究所)
日本騒音制御工学会講演論文集 1980年 9月 pp.193 ~ 196
文献No.4 『機械から発生する超低周波音とその対策 - ディーゼル機関・空気圧縮機 - 』
; 池上雄二、中野有朋 (石川島防音工業)
音響技術 Vol.6 1977.1 pp.17 ~ 24
文献No.5 『低周波空気振動の発生と対策』
; 鈴木昭次、鶴飼義雄 (荏原製作所)
騒音制御 Vol.4 No.4 1980 pp.18 ~ 24

3. ディーゼル機関

- 文献No.1 『離島のディーゼル発電所の超低周波音の対策』
; 中西 功、佐津川太郎 (東昌エンジニアリング)
日本騒音制御工学会講演論文集 1976年12月 pp.117 ~ 120
文献No.2 『機械から発生する超低周波音とその対策 (ディーゼル機関・空気圧縮機) 』
; 池上雄二、中野有朋 (石川島防音工業)
音響技術 6(1) 1977年 1月 pp.17 ~ 24
文献No.3 『ディーゼルエンジン用超低周波騒音消音器』
; 岡田 健、中野有朋 (石川島防音工業)
日本騒音制御工学会講演論文集 1977年11月 pp.139 ~ 142

- 文献No.4 『ディーゼルエンジン超低周波騒音消音器』
; 岡田 健、中野有朋（石川島防音工業）
日本騒音制御工学会講演論文集 1978年11月
- 文献No.5 『フェリーボートのD/E排気口からの超低周波音とその対策』
; 荒木邦夫、岡田 健（石川島防音工業）
日本騒音制御工学会講演論文集 1984年 9月 pp.189 ~ 192
- 文献No.6 『フェリーボートからの超低周波音と防止対策』
; 岡田 健（石川島防音工業）
騒音と振動 Vol.6 No.3 1983 pp.2 ~ 3

4. 真空ポンプ

- 文献No.1 『超低周波用大口径サイドブランチ形サイレンサー』
; 工藤信之、鈴木昭次（荏原製作所）、浅古庄一（東京都下水道局）
日本騒音制御工学会講演論文集 1979年 9月 pp.217 ~ 220
- 文献No.2 『真空ポンプから発生する超低周波音とその防止』
; 荒見淳一、中野有朋（石川島防音工業）
日本騒音制御工学会講演論文集 1981年 9月 pp.121 ~ 124
- 文献No.3 『サイドブランチ形サイレンサによる超低周波音の低減』
; 鈴木昭次、工藤信之、岡野勝夫（荏原製作所）
音響技術 Vol.6 1977.1 pp.25 ~ 27
- 文献No.4 『ロータリーブロワの低周波音対策』
; 加藤、他
日本騒音制御工学会講演論文集 1989年 9月
- 文献No.5 『ロータリーブロワの低周波音対策』
; 加藤伸之、工藤信之（荏原製作所）
日本騒音制御工学会講演論文集 1989年 pp.173 ~ 176

5. 振動篩

- 文献No.1 『振動ふるいからの低周波空気振動による定在波の発生とその対策』
; 山崎興樹、谷中隆明（新潟県公害研究所）
; 富永利明（新潟県生活環境部）
日本騒音制御工学会講演論文集 1982年 9月 pp.205 ~ 208
- 文献No.2 『振動型機械（ふるい、コンベヤ）から発生する低周波騒音とその対策』
; 西脇仁一、森 卓支（西脇研究所）
日本騒音制御工学会講演論文集 1983年 9月 pp.5 ~ 8
- 文献No.3 『砕石プラントから発生する超低周波音の防止対策』

; 大久保孝一、藤井圭次 (石川島防音工業)
騒音と振動 Vol.7 No.3 1984

6. 燃焼機械

文献No.1 『安全弁作動時に発生する超低周波音と対策』
; 大山 茂、神 誠喜、中野有朋 (石川島防音工業)
日本騒音制御工学会講演論文集 1980年 9月 pp.189 ~ 192

7. ジェットエンジン

文献No.1 『気流による超低周波音の発生とその防止
- ノイズサプレッサから発生する超低周波音と防止対策 - 』
; 守岡功一、中野有朋 (石川島防音工業)、高塚英雄 (日本空港株式会社)
騒音制御 Vol.4 No.4 1980年 8月 pp.192 ~ 195

文献No.2 『ノイズサプレッサから発生する超低周波音と対策』
; 守岡功一、中野有朋 (石川島防音工業)
日本騒音制御工学会講演論文集 1980年 9月 pp.197 ~ 200

8. 橋 梁

文献No.1 『鋼製櫛型ジョイントの騒音対策について』
; 小林賢一、青山実伸
横浜市公害研究所騒音研究室・低周波空気振動等実態調査報告書

文献No.2 『高速道路における超低周波音の実態とその対策』
; 斎木三郎、毛戸秀幸
公害と対策 14 (2) 1978年 2月 pp.148 ~ 154

文献No.3 『道路橋から発生する低周波音の動吸振器による対策』
; 白井正明、石野和成、田辺修吾 (日本鋼管)
日本騒音制御工学会講演論文集 1984年 9月 pp.197 ~ 200

9. トンネル

文献No.1 『入口緩衝工事による Bトンネル微気圧波の低減』
; 小沢 智、内田俊孝、前田達夫 (鉄道技術研究所)
鉄道技術研究報告 No.1054 1977年 9月 pp.1 ~ 42

文献No.2 『新幹線トンネルの微気圧波対策』
; 小沢 智 (鉄道技術研究所)
鉄道技術研究資料 1981年 8月 pp.376 ~ 380

文献No.3 『斜抗・機材抗によるトンネル微気圧の低減』

- ; 前田達夫 (鉄道技術研究所)
 鉄道技術研究資料38-8 1976年 pp.353 ~ 355
- 文献No.4 『速度向上時のトンネル微気圧波低減対策』
 ; 前田達夫、松村豪、種本勝二、梶山博司、飯田雅宣 (鉄道総合研究所)
 鉄道総合技術論文誌 Vol.4 No.1 1990年 pp.44 ~ 51

10. 治水設備

- 文献No.1 『堰堤から発生する低周波空気振動の性状とその対策例について』
 ; 杉山正晴、奥平文雄、早川友邦 (岐阜県公害研)
 日本音響学会講演論文集 1979年 6月 pp.409 ~ 410
- 文献No.2 『流水落下部より生ずる超低周波音の対策』
 ; 工藤信之、大岩健次、鈴木昭次 (荏原製作所)、
 日本騒音制御工学会講演論文集 1977年11月 pp.90 ~ 102
- 文献No.3 『堰堤から発生する低周波空気振動と対策事項』
 ; 杉山正晴、奥平文雄、早川友邦 (岐阜県公害研)
 公害と対策15 (9) 1979年 9月 pp.43 ~ 47
- 文献No.4 『農業取水施設の低周波音と対策について』
 ; 塚本すすむ (農水省東北農政局)、功刀旭、田屋健 (農水省北陸農政局)、
 石月敏 (農水省近畿農政局)、稲垣正雄 (農水省東海農政局)、
 原田稔 (長野県小県東部町役場)
 農業土木学会誌 1987年 第53巻8号 pp.663 ~ 668
- 文献No.5 『堰等からの放流に伴う低周波空気振動対策』
 ; 竹林征三、箱石憲昭 (土木研)、角哲也 (建設省近畿地方建設局)
 ダム技術 1993年 No.82 pp.4 ~ 21

11. 発破

- 文献No.1 『トンネル発破音の特性とその対策例について』
 ; 真藤利孝、平野滋、縄岡好人 (大林組技研)
 大林組技術研究所報 No.34 1987年 pp.152 ~ 156
- 文献No.2 『発破によって発生する低周波音の性状とその対策』
 ; 塩田正純 (飛鳥建設)
 産業公害 Vol.26 No.5 1990年 5月 pp.11 ~ 20
- 文献No.3 『M系列信号処理技術を用いた発破工法による低周波音制御について』
 ; 内田季延、塩田正純 (飛鳥建設)、安藤四一 (神戸大工)
 環境システム研究 (土木学会) Vol.18 1990年 8月 pp.124 ~ 128

- 文献No.4 『都市近郊発破作業に於ける低周波空気振動対策』
; 吉竹仲治（大林組）、外山純（阪南JV工事事務所）
火薬と保安 Vol.26 No.3 1994年 pp.4 ~ 10
- 文献No.5 『トンネル発破音の特性と遮音扉の効果について』
; 井清武弘、国松直、今泉博之（資源環境技術総合研究所）
塩田正純（飛島建設）
日本騒音制御工学会講演論文集 1993年 9月 pp.73 ~ 76
- 文献No.6 『トンネル発破工事の低周波音の対策例』
; 大江章雄、熊取谷晃吉、木山雅和、初瀬川渡、高田重隆（日本板硝子環境
アメニティ）
日本騒音制御工学会講演論文集 1993年 9月 pp.65 ~ 68
- 文献No.7 『高膨張泡沫による爆薬起爆音の消音効果について』
; 井清武弘、国松直、今泉博之（資源環境技術総合研究所）
黒田英司（日本工機(株)）
日本音響学会講演論文集 1993年10月 pp.733 ~ 734
- 文献No.8 『高膨張泡沫による爆薬音の低減(I)』
; 国松直、井清武弘、今泉博之（資源環境技術総合研究所）
黒田英司（日本工機(株)）、小林直太（中大理工）
衝撃波シンポジウム講演論文集 1994年 1月 pp.409 ~ 412
- 文献No.9 『高膨張泡沫による爆薬音の低減(II)』
; 黒田英司、米田仁章（日本工機(株)）、
芳村健司、桜井進、小林直太（中大理工）
今泉博之、国松直、井清武弘（資源環境技術総合研究所）
衝撃波シンポジウム講演論文集 1994年 1月 pp.413 ~ 416
- 文献No.10 『トンネル発破音用防音扉の遮音性能』
; 高田重隆、木山雅和、熊取谷晃吉、脇谷禎一（日本板硝子環境アメニティ）
日本騒音制御工学会講演論文集 1994年10月 pp.73 ~ 80
- 文献No.11 『トンネル発破から発生する低周波音対策』
; 平野滋、縄岡好人、真藤利孝（大林組技研）
高橋大輔、高橋文雄（日本道路公団）
日本音響学会講演論文集 1986年10月 pp.419 ~ 420

12. その他（ガスエンジン、水車）

- 文献No.1 『フランス水車からの超低周波音とその対策例』
; 岡野、他
日本騒音制御工学会講演論文集 1989年 9月 pp.153 ~ 156

- 文献No.2 『ガスエンジン排気音の低周波音防音対策』
; 佐瀬敏次、工藤信之、鈴木昭次（荏原製作所 防音技術センター）
日本騒音制御工学会講演論文集 1985年 pp.17 ~ 20
- 文献No.3 『最近の超低周波音とその対策例 フランス水車を中心として』
; 岡野勝夫、藤田健太郎（荏原製作所）
産業公害 1989年 Vol.25 No.12 pp.947 ~ 950
- 文献No.4 『フランス水車からの超低周波音とその対策例』
; 岡野勝夫、藤田健太郎（荏原製作所）
日本騒音制御工学会講演論文集 1989年 pp.153 ~ 156

4.2 遮音による低周波音低減の考え方

遮音のメカニズムは図 4-2⁹⁾ に示すように構造体の固有振動数 f_0 を境として超低周波音域と可聴域では異なる。

超低周波音の領域では透過損失は剛性則に従う。

対策においては、新設の場合はまず遮音構造体の固有振動数を確かめる。次に剛性を高めるスティフナ - 等の倍増、パネル構造をパイプ構造に変える等の処置をとる。さらに固有振動数に接近している場合には減衰を高める。制振処理をする場合には板厚の 2 倍以上の制振材料を用いる。この場合通常構造の重量は考える必要はない。既設の場合は補剛する。なお、吸音材料は効果がないので使用しない。

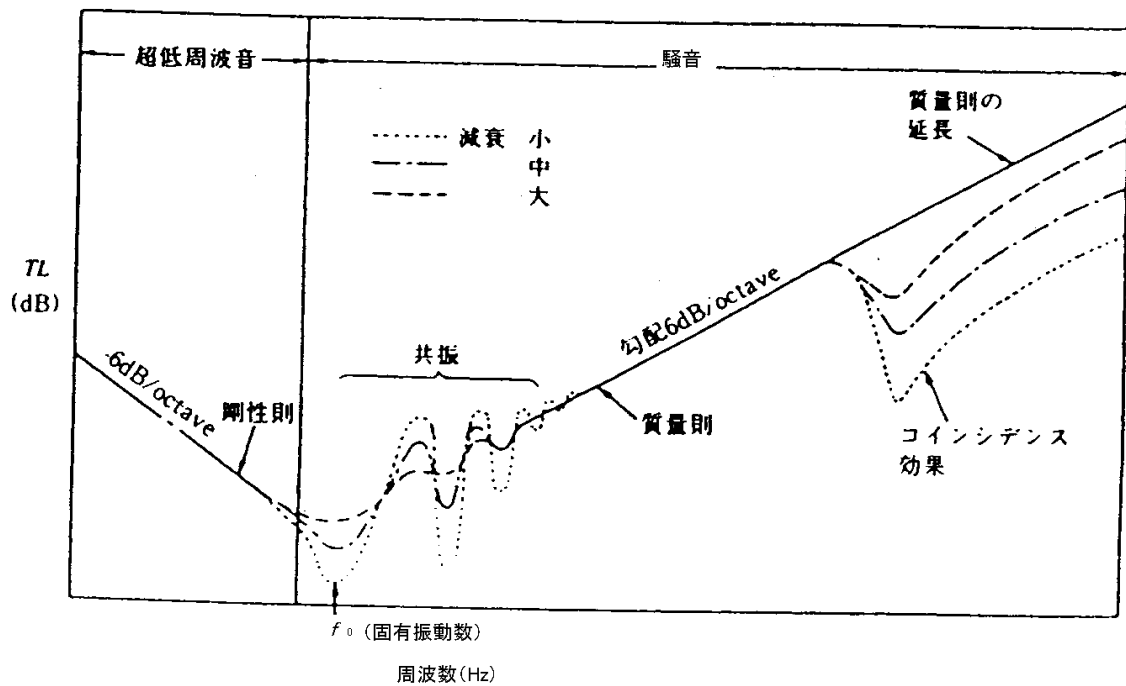


図 4-2 剛性則

[参考文献]

9) 中野有朋：超低音(聞こえない音) - 基礎・測定・評価・低減対策 -、技術書院、1994.6

4.3 建具のがたつき防止対策の考え方

低周波音によって、窓や戸などの建具ががたつく場合、建具に対策を施すことによりがたつきを防止できる。

実験室実験結果によると、最も揺れやすい建具では 10Hz 以下の周波数においては 70dB ~ 75dB あたりでがたつきが発生している。個々の建具は、建具の面積や重さ・取付け条件・建具背後の部屋等により決まる共振特性をもっており、建具の種類や閉め方、部屋の入口が開いているか閉まっているかによってもがたつきが発生する音圧レベルは異なる¹⁰⁾。

建具のがたつき音には、建具がまわりの枠と衝突するか建具同士が衝突することによって発生する「がたがた音」と、ガラス戸などのようにガラスが棧と衝突して発生する「びりびり音」がある。

このうち、「がたがた音」の防止対策としては、木製建具をアルミサッシ等の金属製建具に取替える方法と、建具にゴムパッキングを取付ける方法がある¹¹⁾。いずれも建具を周囲の枠にしっかりと固定し、低周波音によって発生する建具の「がたがた音」を防止しようというものである。

一般に、アルミサッシに取替えることによりがたつき始める音圧レベルが上昇し、がたつきにくくなる。ただ木製建具とアルミサッシの揺れやすい周波数が若干異なるため、低周波音の周波数特性によっては効果がない場合もある。効果を高めるためには、気密型のアルミサッシに取替えてクレセント（締め金具）を閉めるとよい。これによって 100dB 程度までの音圧レベルであればがたつきはほとんど発生しなくなる。

建具にゴムパッキングを取付ける方法では、建具の上框や召合せ等のがたつきが発生する箇所にゴムパッキングを取付ける。ゴムパッキングは建具と周囲の枠との隙間がなくなるように設置する。ゴムパッキングは経年変化により劣化するので何年か毎に交換する必要がある。外壁面の建具であればクレセントを併用するとより効果がある。ゴムパッキングの設置例は事例集に掲載した（5. 低周波音の防止対策事例：事例 33）。

ガラス戸などの「びりびり音」の防止対策としては、ガラスをパテ等で棧に固定すればよい。この対策によりおよそ 10Hz 以上で若干の効果がみられる。しかし、建具と枠との衝突により発生する「がたがた音」には効果がないので、上記の対策と併用するとよい。

[参考文献]

10) 落合他：低周波空気振動の家屋等へ及ぼす影響、騒音制御、Vol.4, No.4, pp.33 ~ 36、1980

11) H.ochiai et al : Rattling of doors generated by low frequency sound in dwellings、Proceeding of Inter-noise 89、pp.843 ~ 846