

(解説)

音響数値シミュレーションを用いた静音化の世界

田中俊光(工博)・木下伸一・木村康正・宇津野秀夫(工博)・次橋一樹

技術開発本部・機械研究所

Numerical Simulations for Acoustic Design of Noise Reduction

Dr. Toshimitsu Tanaka・Shinichi Kinoshita・Yasumasa Kimura・Dr. Hideo Utsuno・Kazuki Tsugihashi

During almost 20 years, Kobe Steel has made a number of research improvements related to methods of numerical simulation for sound field. These simulation technologies, based on BEM, FEM and the transfer matrix method, have been applied to acoustic design of noise reduction in surface transportation, jet air planes, vibrating conveyors, and so on. This paper outlines these methods and provides examples with great advantage.

まえばき = 騒音を抑制して静音化や快適音化を図ることが、製品の付加価値化と製品競争力強化の点から、自動車、家庭電化製品、鉄道車両、建設機械、航空機、事務用機器、産業機械、工業化住宅など多くの分野で重要課題の一つとなって久しく、これまでに各種の低騒音化が図られてきた。

ところで、新規開発の場合には、例えば乗用車や鉄道車両における軽量化のような、防音性能以外のほかの性能やコストについての新たな目標をも同時に満たし、かつ変化の激しい昨今の社会ニーズに対して時宜を得て上市するために、試行錯誤すること無く目標を達成する開発の早さと正確度の高さが要求されている。

このような開発環境の下で、コンピュータを援用した数値シミュレーション技術は、コンピュータ自体の著しい進歩と合いまって発展し、利用者の拡大をもたらしてきた。防音の分野でも、製品の静音化や快適音化のための開発並びに設計に対して大きく貢献してきている。

この数値シミュレーションの持つ利点を静音化開発の期間短縮化や低コスト化に活用するため、当社では同技術の自社開発に取組み、すでに20年以上を経過した。現在までに、実設計への適用を通して多くの実績を積みとともに、設計問題の解決のために、計算精度の向上と本技術の多様化を進めてきた。

音場の数値シミュレーション技術が広く普及してきた背景には、事前評価や音場の可視化、可聴化、更には音場の基本特性の抽出が、実験に比較して容易に行える場合が多い点にある。加えて理論に基づく思考実験を、本人に成り代わり厳密で確実に実行してくれる点にもあるように思われる。思考実験の前提とそこからたどり着く結論とを頭の中に入れて現象を見ることから、事象の本質が理解され、合理的な改善策を見出す確度を大いに高めることができる。

静音化のための音響設計問題では、構造体の振動解析と媒質空間である音場の解析との両面からの数値シミュレーションについての言及が本来必要であるが、本稿では音場のシミュレーション技術についてのみ述べる。

1. 主要な音響数値シミュレーション法

音響問題に対する数値シミュレーション法¹⁾としては、音響エネルギーに注目し位相情報を無視する幾何音響理論に基づく方法と、音波としての波動性を実態に則して考慮する波動解析法とに大別できる。前述の騒音諸問題の合理的な改善策を検討するには、波動性の考慮が必要となる場合が多い。

2次元や3次元の音場を対象としたコンピュータシミュレーションに用いる領域型波動解析法の一つに、差分法があるが、不規則な音場形状の境界処理に工夫が必要なため、当社では、入力データが簡素化でき、音場シミュレーションでしばしば遭遇する無限遠境界を自動的に折込める境界要素法(以後BEM)に注目してシミュレーション技術の開発を進めてきた(ソフトウェア名ACOUSIS)。また、媒質が一樣でない音場の領域型解析法としては、有限要素法(以後FEM)によるシミュレーション技術(ソフトウェア名SOFLAN)を開発してきた。これらについては後述する。

上述の領域型解法では、有限個の要素に分割して離散化方程式を立式する際の、数値計算の精度を保持するために、波長に対する分割要素長さの割合を一定値以下に保つ必要がある。そのため高周波数域では要素数が非常に増加して巨大次元数の方程式となり、実用上計算が不可能となることがある。このため、工場やプラントのような大規模な音場の騒音分布をシミュレートするソフトウェア(NOICON)²⁾の場合には、音響エネルギーの流れに注目した幾何音響理論や回折理論などを適用して対処する方法も採っている。

一方、1次元波動伝搬の仮定のもとで基本特性を把握できる場合も多く、伝達マトリックス法を以前から用いている。これに、FEMやBEMの領域型解法とを組み合わせることにより、モデルの簡素化と計算時間の縮小化とを図ることが可能となる場合も多い。

なお、これらのシミュレーションを実施する際に必要な媒質や境界条件の諸量について、全周波数帯域にわたって高速度に計測できるシステム(ACIMS)³⁾、さらには、

Software programs for numerical simulation
ACOUSIS (Boundary element method)
SOFLAN (Finite element method)
NOICON (Geometrical acoustics)
Measuring system of parameters for numerical simulation
ACIMS (2 or 3 microphone method)
Sound simulator
VIBLAY

図1 静音化に用いる音響数値シミュレーション関連の主要な自社開発ソフトウェア

Fig. 1 Main software programs for numerical simulation of noise reduction

数値シミュレーションの結果を可聴するためのシステム (VIBLAY)⁴⁾ も独自に開発している。

本稿では、図1に示すこれらのソフトウェアの中から、当社における静音化への音響シミュレーション活用事例のいくつかを紹介する。

2.1 次元音場の音響シミュレーション

音波の1次元波動伝搬を仮定して良い場合には、未知変数の数を2次元音場や3次元音場の場合と比較すると大幅に低減できる。次章に述べるBEMやFEMによる多次元音場の解析と比較し、手軽で見通しの良い数値計算方法として伝達マトリックス法⁵⁾を管路系や消音器系だけでなく多層型吸音層の吸音率の解析などに活用してきている。

2.1 伝達マトリックス法の特徴

伝達マトリックス法では、解析領域を1次元方向に管路の断面や媒質の変化位置ごとに分割し、隣合う両位置における音圧と体積速度のそれぞれの関係を同マトリックスで関連付け、それらのマトリックスの積をとることにより、入力側と出力側における状態量である音圧と体積速度との伝達関係式を求める。そして、入力側及び出力側の境界条件のもとで、任意の伝達位置における音圧と体積速度とを計算する。ただし、後述の領域型解析の場合には幾何形状寸法そのものが計算モデルの寸法となるのに対して、1次元解析の場合には、モデルによっては管端補正を施した等価長さにする必要があり、また形状や構造が複雑な場合に1次元理論での事前モデル化が困難なときもある。このような場合に、実機の複雑形状部分の伝達マトリックスを実験的に求め、それ以外の部分の理論で得られた各マトリックスと合成して全体系を解析する方法も研究⁶⁾されてきており、当社では後述のシステムを開発⁷⁾して対処している。

2.2 伝達マトリックス法の適用例

2.2.1 吸音板の音響設計

吸音板の音響設計への適用例⁸⁾を示す。

道路防音用吸音板の中には、中央分離帯に設置される防音壁のように、両面とも吸音処理が必要な場合がある。両面吸音板では、吸音性能と同時に遮音性能が要求され、

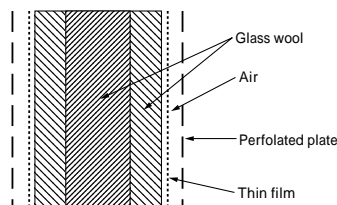


図2 両面吸音板の構成
Fig. 2 Basic structure of double faced sound absorbing panel

通常は吸音板の中央に遮音のための仕切り板を設け、十分な遮音性能を得ていることが多い。しかし、吸音板構造の簡素化のために遮音板を省略した場合には、仕切りの遮音板無しでも遮音性能に問題の無いことを確認しておく必要がある。所要の遮音性能と目標の吸音率性能を満足する両面吸音板の設計のために本法を適用した。その際に得られた計算値と実測値との比較により、以下に本法の有効性を示す。

両面吸音板の構成は図2の通りである。同図に示すように、両面吸音板は、多孔板、空気層、フィルム、吸音材、フィルム、空気層、多孔板で構成される。各構成部の両面の音圧と体積速度とを関連付ける伝達関数を立式し、それらの伝達関数を乗ずることにより、吸音板全体における両面の音圧と体積速度との関係が求まり、そこから入射音と反射音及び透過音のエネルギー比が計算できる。遮音性能の指標である透過損失と吸音率との値はこれから算出する⁸⁾。

空気層 15mm、第1吸音材は嵩比重 32kg/m³で厚み 25mm、第2吸音材は嵩比重 48kg/m³で 50mm、吸音材はフィルムで被覆され、多孔板の開孔率を60%とした場合の本法による計算値と実測値との比較を、図3、図4に示す。測定は、図5に示すスピーカから青島パルス⁹⁾を

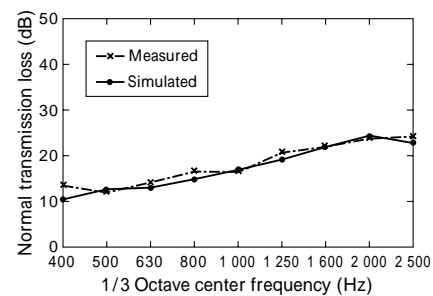


図3 垂直入射透過損失の計算値と実測値との比較

Fig. 3 Comparison between measured and simulated transmission loss of normal incidence

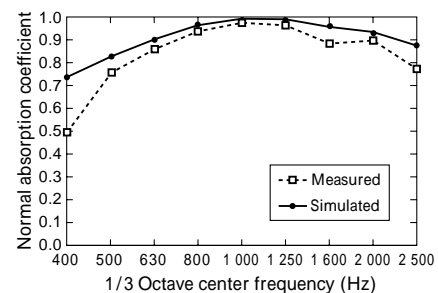


図4 垂直入射吸音率の計算値と実測値との比較

Fig. 4 Comparison between measured and simulated sound absorption coefficient

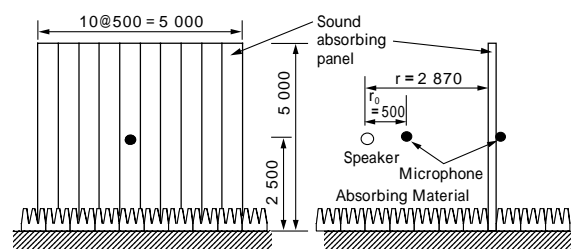


図5 両面吸音板の透過損失と吸音率の測定状況

Fig. 5 View of measurement of transmission loss and absorption coefficient of double faced sound absorbing panel

発射し、時間軸上において供試吸音板への入射音と反射音及び回り込み音到達前の透過音を分離して計測した。計算値と実測値とはほぼ良い一致を示し、複雑な構成の吸音板にも本法で垂直入射吸音率と垂直入射透過損失の計算が可能であることを確認した。本法は、手軽に使い、かつ素早く計算結果が得られるという利点があり、吸音板を構成する各部の諸元を短期間に決定せねばならない場合に有用である。2種類の異なる嵩比重の吸音材料と被覆薄膜、吸音材の上方と下方の空気層及び多孔板から成る裏面吸音板の開発で、大幅な薄肉化を目標にした際にも、本法を用いた最適設計により、厚み93mmで平均斜入射吸音率93%を実現することができた¹⁰⁾。

2.2.2 エンジン吸気配管系の消音設計

エンジンや圧縮機における配管や消音器の設計を行う際には、配管系の共鳴や共振による不具合が生じないように事前にその音響特性を検討しておく必要がある。その場合に伝達マトリックス法による解析が用いられることが多い。しかし配管系を構成する要素の中には、例えばエアクリーナのような形状の複雑さと吸音性を有する伝達要素では、理論的にその伝達マトリックスを決定することが困難なことがある。これに対しては、同マトリックスを3点マイクロホン法の原理を応用して同定する計測システムを開発⁷⁾し、対処している。すなわち、この計測されたマトリックスと理論的に求まるほかの要素の伝達マトリックスとを組み合わせ、配管系全体の伝達マトリックスを求めてシミュレーションを行う。

図6に伝達マトリックスを同定するために開発した計測システム概念図を示す。マイクロホン固定部を共通にし、任意直径の配管要素に対して簡便に計測できるよう断面適合要素H-Iを加えたシステムとなっている。スピーカを設置した配管G-Hと共試体I-Jを含む配管H-Kとで構成され、また、配管H-Kは、前部接続管H-I、後部接続管J-Kとから成っている。マイクロホンは、配管G-Hに2個、後部接続管J-Kの端面中央に1個設け、各点の音圧を電気信号に変換する。これらの信号をデジタルデータに変換した後、計算により伝達マトリックスの4端子定数を算出する。理論解の分かっている配管要素の計測値と理論値との比較により、良好な測定精度であることを確認している⁷⁾。

エンジン吸気配管系における本法の適用例を次に示す⁷⁾。図7に示すエアクリーナを含む吸気配管系(図8)の、図8中のX点とY点との間の音圧伝達関数の計測値と、図6に示すシステムによりエアクリーナ部のみの伝達マトリックスを同定し、残りの配管部のマトリックス

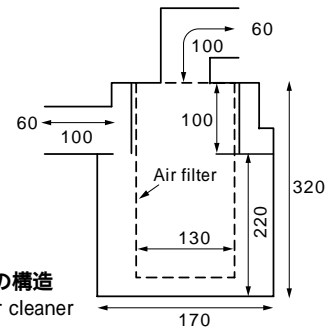


図7 エアクリーナの構造
Fig. 7 Structure of air cleaner

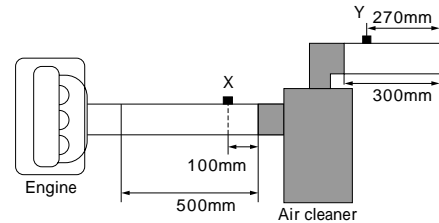


図8 エンジン吸気ダクトのX点とY点の位置
Fig. 8 Point X and point Y on engine intake duct

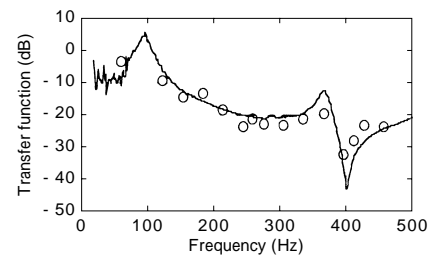


図9 X点とY点間の伝達関数の計算値(線)と実測値(印)との比較
Fig. 9 Comparison between measured () and simulated (line) transfer function at point X and Y

を理論的に求めて伝達マトリックス法により計算したX点とY点との伝達関数との比較を図9に示す。エンジンは4気筒2800ccの自然給気型ディーゼルエンジンで、回転数は1800rpm、60Hz及びその高次成分において顕著な脈動成分が発生する。実線が本システムを用いた伝達マトリックス法による計算値で、印は脈動成分周波数における測定値である。両者は良く一致しており、理論的にモデル化し難い伝達要素に対しては、このようにマトリックスを同定しておけば、伝達マトリックス法の特長である簡便さを損なうことなく、管共鳴に対する事前評価と不具合の回避設計に活用することができる。

3.2 次元と3次元音場の音響シミュレーション

1次元の音波伝搬を仮定できない複雑形状の音場や高周波数領域の場合には2次元あるいは3次元的な取扱いが必要になる。このような音場には、前述のFEMやBEMを用いている。これらは、解析領域の離散化方程式の導出法に汎用性があり、解析解を求めることが困難な複雑な形状に対しても、領域全体にわたる離散化方程式を一般性をもって構築することができる^{5), 11)}。

3.1 FEMによる音響シミュレーションの特徴

FEMでは、解析対象となる音場を多くの小要素に分割し、そのおのおのの分割要素内領域において離散化した音圧と粒子速度についての連立方程式を、全領域にわたって重ね合わせ、音場の解析領域全体系についての連立方程式を構築する。複雑な音場形状でもソフトウェア

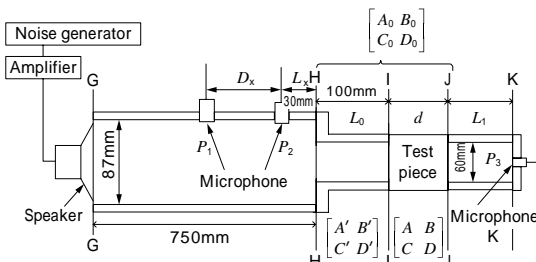


図6 伝達マトリックスの計測システム
Fig. 6 Measuring system for parameters of transfer matrix

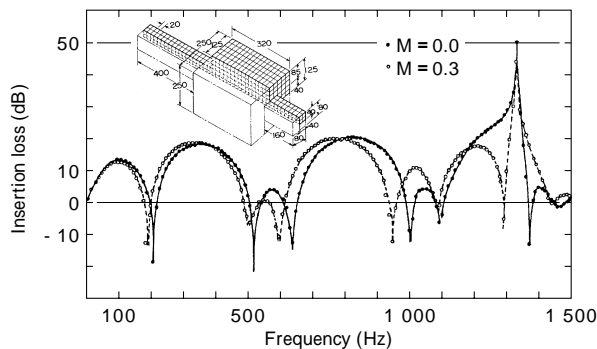


図10 気流を考慮した場合 ($M=0.3$) としない場合 ($M=0.0$) との比較
Fig.10 Comparison between with flow ($M=0.3$) and without flow ($M=0.0$)

プログラムがあれば、形状と境界条件について入力することにより容易にシミュレーションができる。後述のBEMでは音場の媒質は一様であることを前提としているため取扱いが困難な、温度や流速に分布を持つ音場を容易に扱える利点がある。

離散方程式の定式化に、当初は停留条件やポテンシャルエネルギー最小の原理が用いられ、吸音材が存在するような音のエネルギー吸収を伴う音場の場合には、エネルギー湧出を伴う随伴系を加え合わせてその停留条件から定式化された。しかし、ガラーキン法の出現により、これまで困難であった支配方程式の汎関数が不明な場合でも離散方程式を導出できるようになり、当社の場合もこれにより定式化を行っている¹²⁾。

3.2 気流を伴う音場のFEM適用例

3.2.1 消音器の消音性能予測

気流が消音性能に及ぼす要因の一つは、媒質が流れることによる音波の波動への影響であり、もう一つは、消音器内部や管端で発生する気流音による影響である。前者による影響を、膨張型消音器の場合についてシミュレーションした例を図10に示す。入口管部の流速が0.3マッハである気流の媒質移流を考慮すること(同図の $M=0.3$)により、消音性能の指標である挿入損失の周波数特性が低周波側にシフトすることや限界周波数である1300Hz付近での差異が顕著になることなどが明らかになった¹²⁾。本計算では、あらかじめ流れ場を同じ要素を用いてFEMにより求めておき、各要素内で流速は一定であるとして音場を解析している。

3.2.2 ジェット航空機用ハッシュハウスの超低周波音抑止設計

ジェット航空機にエンジンを搭載した状態で地上試運転する際、周囲へ及ぼす大きな騒音を消音するために、図11に示すような防音建屋(ハッシュハウス)が開発された。ジェット音の消音が行われる排気消音ダクト(Exhaust augmentor)部が長いので、ダクトの共鳴が超低周波音の原因になる懸念があり、厳密に周波数を予測して対策を設計段階で折込んだ。その予測のために本技術を用いた。シミュレーションの妥当性を、常温のジェット噴流を用いた模型ハッシュハウス排気ダクトの共鳴周波数の実測値との比較による両者の良好な一致度から確認した。そのシミュレーション例を図12に示す。なお同図の共鳴周波数100Hzは実際の場合の10Hzに対応

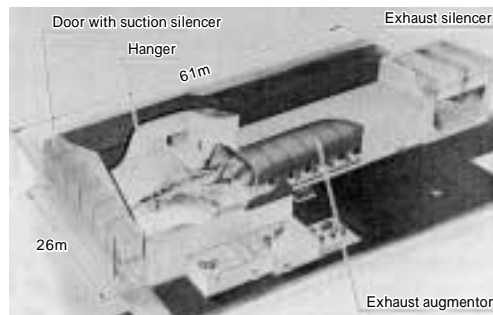


図11 空冷式ハッシュハウス
Fig.11 Air cooled hush house

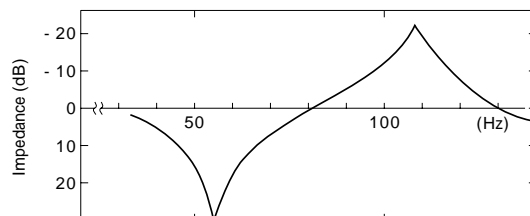


図12 排気ダクト音響インピーダンスのシミュレーション(ピーク周波数が共鳴周波数)
Fig.12 Simulated acoustic impedance of augmentor (Peak frequency shows resonant frequency)

する。対策としては、共鳴周波数付近の流体振動成分を低減させる構造を組込むことにより、問題無いレベルまで超低周波音を抑止している¹³⁾。

3.3 BEMによる音響シミュレーションの特徴

BEMでは、前述のFEMと比較すると、その特徴は、音場領域の問題をそれらの境界上の問題へと変換し、次元を一つ下げて解析することができること、及び音場境界が無窮遠にある場合に未知変数をとること無く厳密に扱える点にある。そのため未知変数の数を大幅に削減でき、入力データ作成時の手間と計算機容量及び計算時間の短縮化が可能となる。さらに並列計算する際のベクトル化率の向上による計算時間の大幅な短縮化と、電子計算機自体の計算容量や演算速度の飛躍的な性能向上により、実際の設計問題に対処できるようになっており、本法や前述のFEMの音場シミュレーションソフトウェアは、広く静音化設計時の必需品となっている。そのため、高性能化への追求が世界的規模で進められている¹¹⁾。

3.4 BEMの適用例

3.4.1 乗用車車室における吸音内装の評価

車室内こもり音は、通常200Hz以下の周波数領域に顕著に現れる。この対策には、空洞共鳴周波数と外力周波数との合致の防止、外力の低減、吸音性材料の配置による吸音力の増強などが考えられ、それらのうちの有効な対策法を設計段階に見極め、採用していくことが必要になる。この課題に対する事前シミュレーション法の有効性を、当時、実験との比較により明らかにした¹⁴⁾。

図13に乗用車車室モデルを示す。シミュレーションに際し、吸音内面は音響インピーダンスの値を境界条件として与える。その値は、別途切出した内装材料をACIMS³⁾により計測して求めておく。図14は、座席材の音響インピーダンスの測定例である。座席、天井、床、ダッシュロア、ドアトリムを吸音内装にした場合の、後席中央における音圧レベルの周波数応答シミュレーション結果を

図13 自動車車室モデル
Fig.13 BEM model of automobile cabin

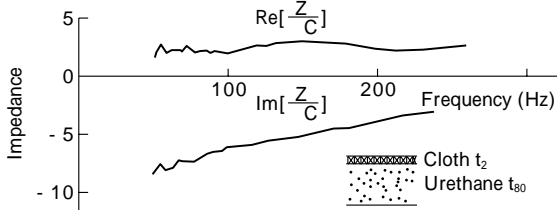
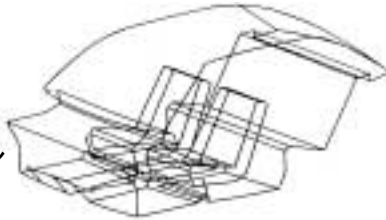


図14 座席材のACIMSによる音響インピーダンス測定値
Fig.14 Acoustic impedance measured by using ACIMS

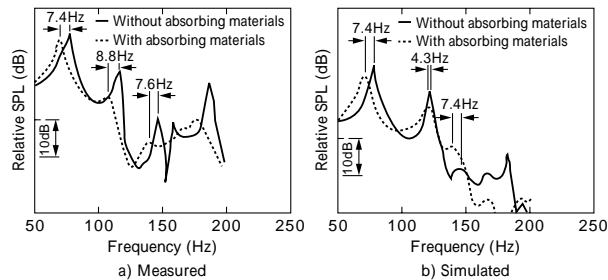


図15 後席中央における音圧レベルのシミュレーション
Fig.15 Simulated sound level at center of rear seat

図15に示す。実験値とほぼ良い一致が得られ、その有用性が確認できた。

3.4.2 振動搬送機からの超低周波音の低減

大型の振動搬送機の振動数は10～20Hzにある場合が多く、周辺地域に超低周波音の問題をもたらすことがある。発生源対策が望ましいが、機械の作業性や操作性を妨げずに解決策を見出すのは容易ではない。超低周波音は、波長が長く振動数が低いので、吸音や遮音による低減は困難であるが、逆に、波長が長いと音波干渉を安定して実現しやすい。この点に注目し、音波干渉による低減について、BEMによる音響シミュレーションにより効果的な方法を見出し、実機に適用して良好な結果を得ることができた¹⁵⁾。

対象の振動搬送機は円筒型で、図16に示すように、加振機により床に対して約45度の角度で振動され、西から東へ搬送物を移動させる。振動による円筒体からの超低周波の放射音響出力を低減するには、搬送力と強い関係にある振動振幅の大きさを低下させずに円筒面法線方向振幅を減少させ、また床面からの反射音波との干渉による低減をはかることが考えられる。そこで、往復振動する円筒の振動方向による音響出力の変化を2次元音場モデルを用いて検討し、その結果を踏まえて改造後の加振方向を決定した。音源を中心に半径50～200mの範囲についての、改造前後の音圧分布のシミュレーション結果を図17に示す。図中の円の直径は、音圧の大きさに比例し、円内の矢印は、位相の相対的角速度を示す。上図が改造前、下図が改造後で、それぞれの筒外面の振動ベクトル分布は、図16に示すとおりである。特に、民家地域があ

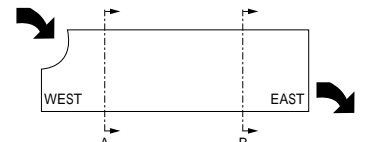


図16 振動搬送機の表面振動と近傍騒音の測定値
Fig.16 Relative value of vibration velocity () and SPL () of conveyor

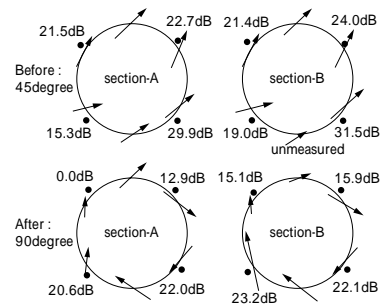


図17 改造前後のシミュレーション音場
Fig.17 Simulated sound field before and after changing direction of vibration

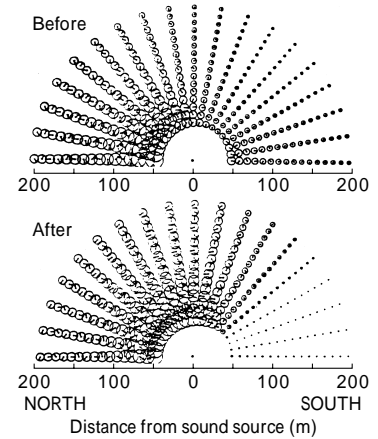


図18 改造前後の12.5Hz 1/3 Oct. 騒音レベル
Fig.18 Noise level before and after changing direction of vibration

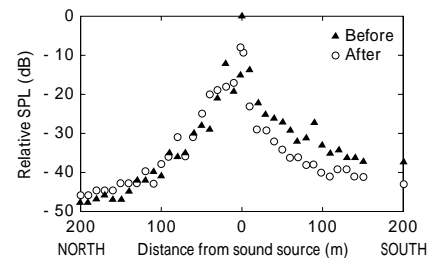


図18 改造前後の12.5Hz 1/3 Oct. 騒音レベル
Fig.18 Noise level before and after changing direction of vibration

る南側での減音効果が大きくなるシミュレーション結果となっている。図18に搬送機改造前後の工場周辺で実測された1/3オクターブバンド相対音圧レベル値を示す。計算結果との傾向は良く一致しており、南側地区で約10dB低下し、前述の超低周波音の低減現象が実際にも起こっていることが確認された。

3.4.3 掘割道路周辺音場の予測

掘割または半地下道路と呼ばれる構造の道路では、図19に示すように自動車騒音が側壁や路面、天井面などで多重反射を繰返した後、上部開口から外部空間へ放射され、特に周辺の高層住宅において騒音問題の原因となる場合がある。この問題を改善するために、道路部を含めた周辺音場について音響シミュレーションを行ない、合理的な対策方法の決定に活用した。

騒音対策方法として内壁面への吸音板設置以外に、開口部の空間に薄い吸音板を設ける方法が考えられた。その効果をシミュレーションにより求めるには、吸音板部の寸法と対象周波数範囲での音波との関係から内部共振などによる数値計算誤差の問題を解決しておく必要があ

図19 掘割道路からの騒音伝播
Fig.19 Traffic noise from trench-shaped road

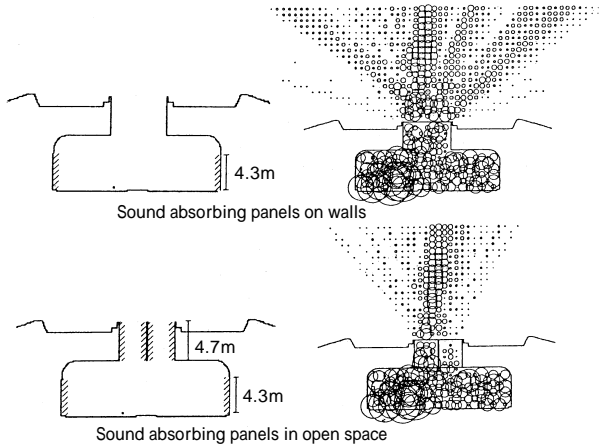
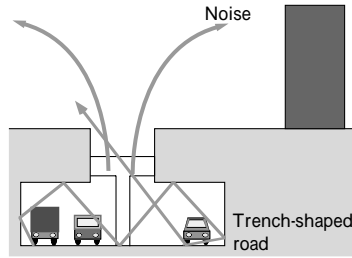


図20 掘割道路周辺音場シミュレーション結果
Fig.20 Simulated sound field near trench-shaped road

った¹⁶⁾。図20に音場シミュレーション結果の一例として、掘割内壁面に吸音板を設置する場合と、同上部開口中央に両面吸音板を設置する場合との周辺音場を示す。前者では、逆三角形形状に騒音の大きな領域が広がり、特に高層階で大きくなる状況が音場の可視化により認識される。一方、吸音板を開口部に設置する場合には、広がり方が大幅に緩和されることが分かる。実際には、最小の吸音面積（すなわち最も低コスト）で最大の効果となる水平吸音板構造をこのシミュレーションにより見出し、実際に施工され、所要の性能の達成が確認されている¹⁰⁾。

3.4.4 伝達マトリクスとの組み合わせ解析

消音器の性能解析のように入口と出口における音圧と粒子速度とが分かれば良い場合には、複数の部分領域をBEMから伝達マトリクス型に変換し、解析的に伝達マトリクスが求まる部分にはこれを用いて両者を結合することにより、未知変数を大幅に削減して計算時間の短縮化や計算容量の低減をはかることができる¹⁷⁾。

プロセスガス圧送用に開発された大型ルーツブロウと吐出脈動低減用消音器配管系において、消音器の最適挿入位置を検討したときの配管系を図21に示す。この場合の音響シミュレーションでは、配管部と消音器内の挿入管部とに1次元伝達マトリクスを用い、その他の領域をBEMでモデル化した。

脈動の低減量の計算値と実測値との比較を図22に示す。両者は良く一致している¹⁷⁾。

むすび=独自開発してきた主要な音響シミュレーション技術の概要と、これらの静音化開発への適用例を述べた。汎用ソフトウェアの無い時代から自社開発に着手し、同技術の実設計問題への適用を今日までの長期にわたり進

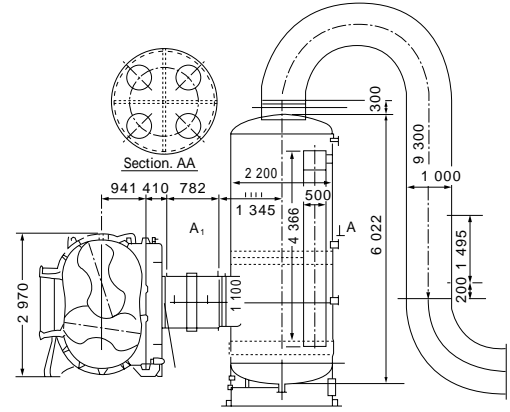


図21 大型ルーツブロウと配管系
Fig.21 Big roots blower and pipe lines

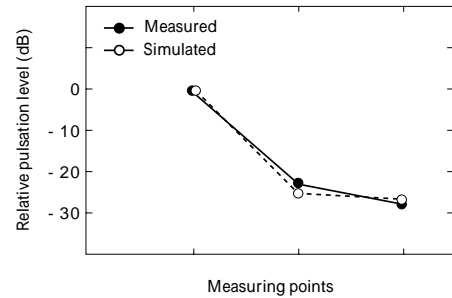


図22 側定点を基準とした脈動の相対レベルのシミュレーションと実測との比較

Fig.22 Comparison between simulated and measured pulsation level based measuring point

める中で、各種の計算上の技術課題に対する解決策をそのつど折込みつつ現在に至っている。本技術を駆使して開発された静音化製品も、本稿で扱った以外に、新幹線用新型防音壁¹⁸⁾、高速道路用裏面吸音板¹⁸⁾など多様にわたり、それぞれにおいて有効性を確認している。

音響シミュレーション技術は今後も発展していくであろう。一層の技術向上に励み、合理的な静音化設計に寄与すべく取り組んで行く所存である。

参考文献

- 1) 田中俊光:日本音響学会誌48巻 6号(1992) p.412.
- 2) 増田輝男ほか:R&D神戸製鋼技報,Vol.27, No.3(1977) p.63.
- 3) H. Utsuno et al.:J. Acoust. Soc. Am. Vol.86(1989) p.637.
- 4) 宇津野秀夫ほか:機械学会論文集C59, 565(1993) p.2914.
- 5) 田中俊光:騒音制御工学ハンドブック第6章(2001) p.268, 技報堂出版.
- 6) 例えばC. W. S. To et al.:J. Sound. Vib.71(1980) p.545.
- 7) Y. Kimura et al. :Proceed. of INTER-NOISE(2001) p.2045.
- 8) 木下伸一ほか:騒音制御工学学会講演論文集(1999) p.117.
- 9) 青島伸治:日本音響学会誌40巻 3号(1984) p.146.
- 10) 田中俊光ほか:R&D神戸製鋼技報,Vol.49, No.2(1999) p.69.
- 11) 田中俊光:日本音響学会誌57巻 8号(2001) p.529.
- 12) 田中俊光ほか:機械学会論文集C,51,464(1985) p.781.
- 13) T. Abe et al. :Proceed. of INTER-NOISE 1984(1984) p.631.
- 14) 宇津野秀夫ほか:機械学会論文集C, 55, 509(1989) p.73.
- 15) 杉本理恵ほか:機械学会講演論文集(1994) p.596.
- 16) 杉本理恵ほか:騒音制御工学学会講演論文集(1999) p.129.
- 17) 田中俊光ほか:機械学会論文集C, 50, 460(1984) p.2356.
- 18) 田中俊光:R&D神戸製鋼技報,Vol.51, No.2(2001) p.46.