

(解説)

油圧ショベルの快音へのアプローチ

An Approach to Improving the Quietness of Hydraulic Excavators



田中俊光* (工博)
Dr. Toshimitsu Tanaka



木村康正*
Yasumasa Kimura



上田員弘**
Kazuhiro Ueda



中島 一**
Hajime Nakajima

Rational design method to reduce loudness levels and sound quality in hydraulic excavator was developed. Reported here is an example of a high insulation engine enclosure design for sound quality improvement that uses a subjective evaluation method to decrease hydraulic pulsation noise and exhaust noise.

まえがき = 建設機械が発する音は、受音者の立場により、騒音として環境悪化の元凶となる場合もあれば、機械の動きの状況を伝える情報音である場合、さらには、心を豊かにする響きとなっている場合さえある。図1に、建設機械の運転者と建設現場の作業員および周辺住民との位置関係を模式的に示す。運転者は、運転室の有無にもよるが、建設機械の周囲音とは異なる音色の音を聞いている場合が多い。周辺の住民にとっては、無音であることが望ましいであろうが、現実には不可能であり、喧騒感や不快感に対する積極的な音の改善設計が必須となる。また、建設機械周囲の作業員にとっては、安全で効率良く作業ができ、疲れにくく健康が損なわれない作業環境が第一であり、そこには、聴力損失をもたらす大騒音の低減と作業員同士のコミュニケーションを妨げない静粛性、および建設機械の接近や稼働状況を知らせる信号音としての必要性などが存する。一方、運転者にとっては、疲労を与えない静粛性ととともに、建設機械の操作の精度を高め、負荷のかかり具合や力の限界の判断を行うための情報源としての重要性を持つ場合も多い。

このような背景の下、単なる騒音の大きさの低減だけでなく、音色や音質をも考慮した音の合理的設計の重要

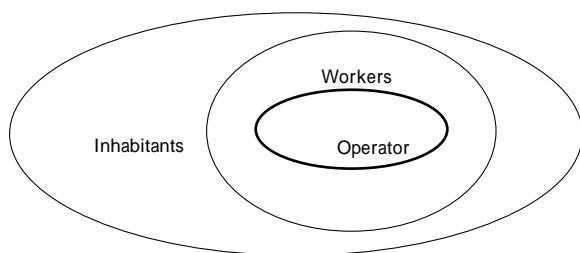


図1 建設機械音に対する異なる立場の受音者
Fig. 1 Different recipient at different situation

性に注目し、その技術開発に取り組んできた^{1)~3)}。

1. 油圧ショベルの主要な音源と特徴

油圧ショベルの主要音源を図2に示す。作業時の主要な音としては、ファン音、エンジン機関音、エンジン吸排気音、油圧ポンプ、コントロール弁など油圧機器音があり、ほかには旋回歯車音、覆帯音、作業時の打撃音とガタ音などが挙げられる。寄与の大きさは、ショベルのクラスや作業状況により異なるが、一例として、図3に

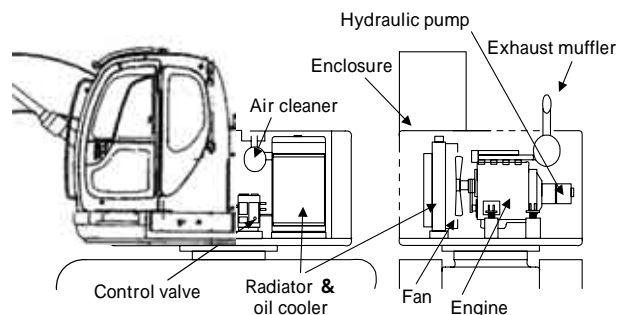


図2 油圧ショベルの主要騒音源
Fig. 2 Main noise sources of hydraulic excavator

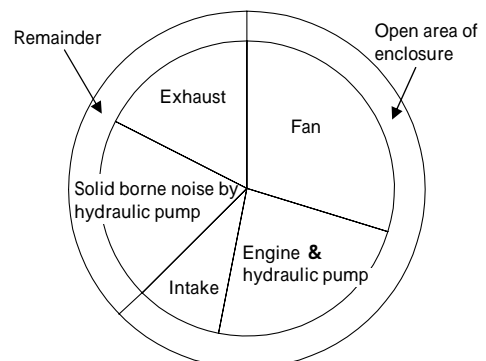


図3 油圧ショベルの音源寄与度 (実験値) の例
Fig. 3 The ratio of measured sound power of main sources

*技術開発本部 機械研究所 **コベルコ建機株式会社 開発生産本部 要素開発部

中型油圧ショベル作業時の例を示す。図中の5種類に分けた音源については、個別遮音により各寄与が求められている。内側の円グラフは各音源寄与度のエネルギー比を示し、外側の円グラフはエンクロージャ開口部とそれ以外からの寄与比率を示す。

自動車と異なり、走行風の無い定置作業の場合が多く、またエンジン負荷率が高いため、冷却ファンを高速回転せざるを得ず、ファンは大きな音源となる。作業時には、当然動力源に負荷がかかり、エンジン機関音と油圧ポンプ本体音の寄与も大きい。油圧音は、機器本体からの放射音だけでなく、油圧脈動による振動が固体伝播したフレームやアタッチメントなどからの固体音の寄与も無視できない。エンジンと油圧ポンプは吸音材を内貼りした囲い(エンクロージャ)の中に収められ吸遮音されるが、冷却風の通路としての開口部からの漏れ音低減とヒートバランス上の通風量確保との二律背反が設計課題となる。

2. 快音化へのアプローチ

喧騒感の改善に大きく寄与する騒音レベルやラウドネスレベルの低減と、同じレベル値でもより不快感の小さな音色や音質の改善を追求する両アプローチとからなる。

2.1 騒音レベルの低減

2.1.1 模擬作業時の音響パワーレベルの計測評価

1997年の「低騒音型建設機械」新規格計測法により、それまでの無負荷ハイアイドル運転時定常音計測から、機体の90度旋回とブームやアームおよびバケットの上下動作で構成される一連の作業サイクルからなる模擬動作時非定常音の等価騒音レベル計測へと変更がなされた。また4方向の騒音レベルの平均値から、半球面上6点の計測音圧から算出する音響パワーレベルへの変更と

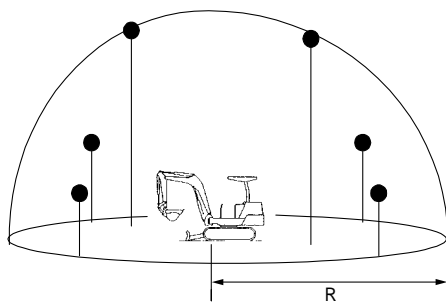


図4 マイクロフォン位置
Fig. 4 Position of microphones



写真1 計測状況
Photo 1 Measurement of sound power

なり、建設機械の音響性能の表示がより実態に近づき、国際的な整合化も図られるようになってきている。図4に同法による計測時のマイクロフォン位置の概略を、また写真1に、計測状況を示す。機械中心から半径16m以内はコンクリート面であり、計測半径の3倍以内には建屋などの反射面が無く、高精度な計測を可能としている。計測は6点の同時計測である。

一方、対策究明や開発の段階では、上記に縛られない多面的な実験が大型無響室や前述の試験場で実施される。

2.1.2 エンジンエンクロージャの防音性能実験方法

前述のとおり、開口部からの漏れ音低減と通風量確保とが二律背反の設計課題である。エンクロージャの防音構造の検討には、数値シミュレーションに加えて実機サイズの実験が有効な場合も多い。改造が容易なモックアップ模型装置の導入により、開発効率を上げている。図5にエンクロージャ模擬実験装置の概略を示す。主音源のファンは、実エンジン駆動ではなく電動駆動させている。エンジン音は、エンジンに近接して超薄型平面スピーカを設置して模擬する。風量は小型プロベラ式風速計をラジエータ面に設置するなどの方法により計測する。

実機エンクロージャと同模擬装置からとの音響パワーレベルの周波数比較を図6に示す。両者はほぼ良い一致を示しており、エンクロージャ防音性能の事前予測手法としての有効性が確認されている。

2.1.3 エンジンエンクロージャの高防音性能構造

エンクロージャの中に吸音ダクトを内蔵することにより、7dB以上の騒音レベルの低減効果を得た試作機実験

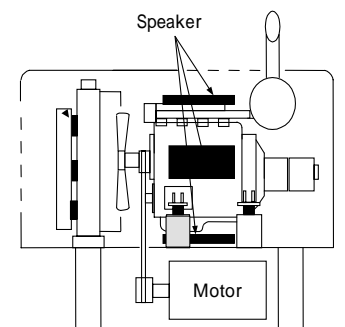


図5 ベンチ模擬試験装置
Fig. 5 Experimental apparatus of mock up model

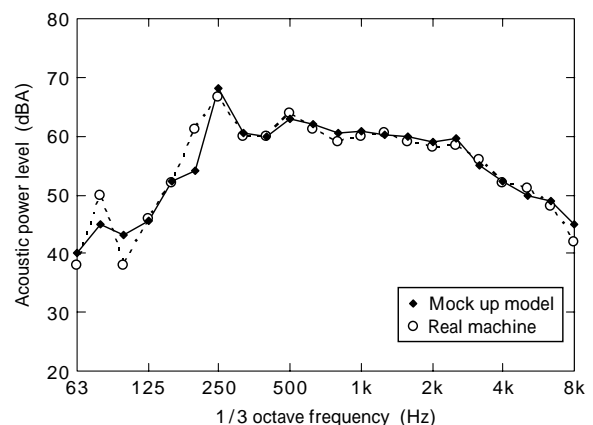


図6 実機とベンチ模擬装置の周波数特性比較
Fig. 6 Comparison of sound power between mock up and real model

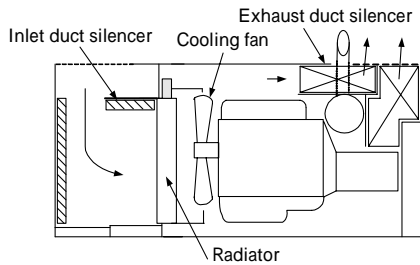


図7 高防音性能エンクロージャの構成
Fig. 7 Constitution of high insulation enclosure

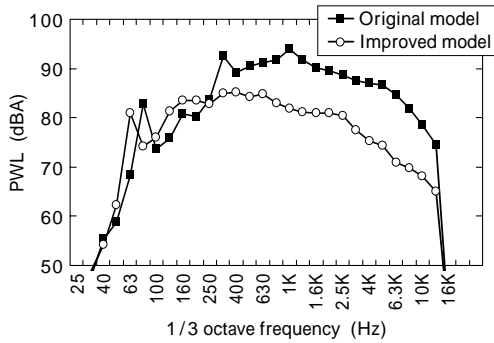


図8 改良前後の音響PWL(実測値)比較
Fig. 8 Comparison of measured PWL between original and improved enclosure

例を図7に示す。開口部からの音放射を吸音ダクトで大幅に低減させ、400Hz以上の周波数域で10dB以上の防音効果量を得、喧騒感の大幅な低減が可能となる。図8に改造前後の音響パワーレベルの周波数特性分析結果を示す。

2.2 音色・音質の改善

騒音レベルの低減を推し進めると、これまで埋もれていた音が耳につきだして新たな喧騒感や耳障り感を感じるという問題が生じることがある。一方、建設機械は作業をする機械であり、その作業や保守の効率性、信頼性、耐久性、経済性などとの整合が取れなければ製品として成立しない。そのため、騒音レベル低減だけでなく、音質や音色が心理に与える官能的影響も考慮した、より合理的な音の設計が必要になる。

2.2.1 音色・音質の改善設計手順

設計手順は、問題音の特定 目標音色の策定 音色改善効果の予測 音質判定了 対策箇所の目標音響特性の設定 設計 試作 評価 量産となる。人により、また同一人でも時と場所により異なる音の主観的評価データから、一般性のある客観的特性を抽出し、設計に反映できる具体的な改造内容へ落とし込む取組みを進めてきた。図9に評価音の加工・合成・音提示システムを示す。前述の手順の中の 評価音の加工・合成・音提示の段階で使われる。感覚量と物理量との対応パラメータとしては、loudness(大きさ)、sharpness(かん高さ)、fluctuation strength(変動感)、roughness(粗さ)、booming index(こもり感)³⁾などが用いられる。

2.2.2 油圧脈動音の対策事例⁵⁾

掘削作業時に油圧音が卓越し、油圧ショベルの音質や音色を決定づけることがある。その音質改善へのアプローチである油圧音低減への取組例を述べる。

1) 音響心理評価に基づく目標音響特性の決定

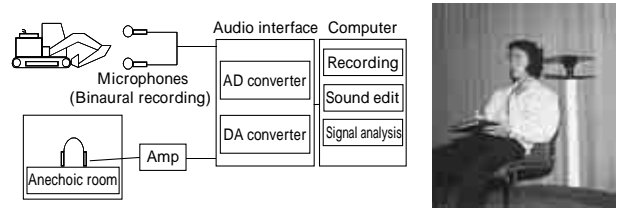
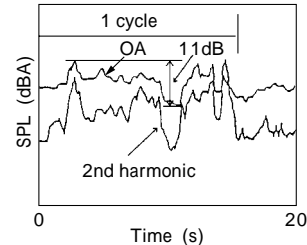
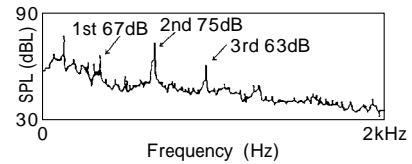


図9 評価音の合成・加工・音提示システム
Fig. 9 Sound simulation system for subjective evaluation test



(a) Time history of noise level



(b) Frequency characteristics of noise

図10 油圧ショベル作業サイクル中の音の変動

Fig.10 Time history and frequency characteristics of noise from hydraulic excavator

油圧ショベルの基本動作である掘削、旋回、放出の一連の作業音を、被験者50名が16個の形容詞対で7段階評価した。SD法による因子分析を行い、因子負荷率の高い5対の形容詞対(静かな-うるさい、澄んだ-濁った、割れた-溶け合った、快い-不快な、かん高い-落ちついた)を評価項目とした。これらの形容詞対を用いて、これまでに高い評価を得ている油圧ショベルと問題ショベルとの一対比較官能試験を行った結果、問題ショベルは、うるささ、不快感、かん高さの点で、評価が特に劣ることが判明した。

対象の油圧ショベル作業音の周波数特性とオーバーオール値の時間変動を図10に示す。かん高さの原因となる500Hzから2kHzの中高周波数域において、油圧ポンプの脈動周波数の2次および3次成分のピークが大きく卓越していた。また、オーバーオール値の変動幅が大きく、油圧2次成分がそれに対応していることが分かる。波形と周波数分析結果から、油圧脈動の卓越性と時間変動が劣化の原因と推定され、現行機音、現行機から脈動2次を-10dB、現行機から脈動2次を-20dB、現行機から脈動2次を-20dB、3次を-10dBの4種類の試験音を作成して聴感評価し、前述の を改善目標の音色・音質とした。

2) 対策と効果

対策法として、2次脈動の低減にはサイドブランチを装着し、パネルやフレームへの脈動振動の固体伝搬の低減には油圧配管の防振支持を行った。特に、クランプ位置は、モーダル解析結果にもとづき設定している。図11に と の対策法を図示する。

これらの対策により、注目位置における油圧脈動2次成分が22dB、3次成分が14dB低減し、目標低減量を超

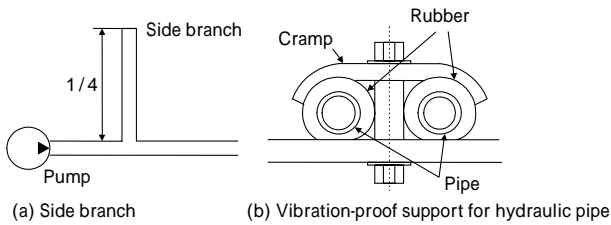


図11 油圧脈動音の対策方法

Fig.11 Countermeasure to reduce sound by hydraulic pulsation

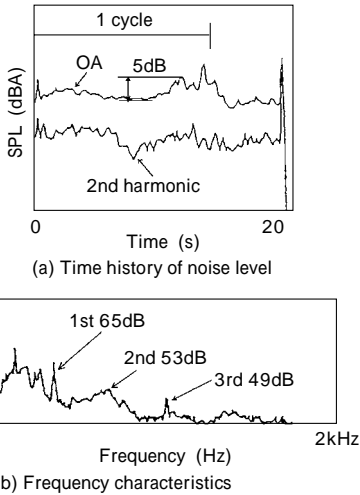


図12 対策後ショベル音の時間変動と周波数特性

Fig.12 Time history and frequency characteristics of noise from hydraulic excavator after countermeasure

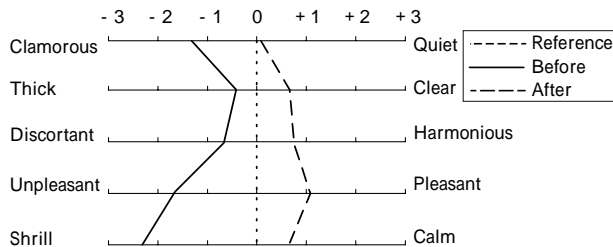


図13 対策前後の音質・音色官能評価試験結果

Fig.13 Results of subjective evaluation of the sound before and after countermeasure

える周波数特性を実現した。図12に対策後の騒音レベルの変動と周波数特性を示す。レベル変動の幅が小さくなり、油圧脈動2次成分の卓越性が低下していることが分かる。

以上の対策を施した油圧ショベル音と前述の高評価を得た油圧ショベル音との一対比較による聴感評価の結果を図13に示す。かん高さと不快感の改善が大きく、高評価の油圧ショベル音を上回る結果が得られ、これらの対策は量産機に採用された。

3) 油圧脈動の発生源対策と効果

前述の脈動伝搬系での対策に加え、脈動の発生源対策として以前から広く行われている方法に、弁板の開閉形状の最適化がある。油圧ポンプ吐出室からシリンダ室への急激な逆流を緩和するように、弁板のノッチ形状を最適化する。図14に、この対策により、油圧ショベルの全体音響PWLの315Hzと630Hzの脈動音成分がリリース時に約5dB低減した計測結果例を示す。

2.2.3 エンジン排気音の対策事例

1) 対策事例1⁶⁾

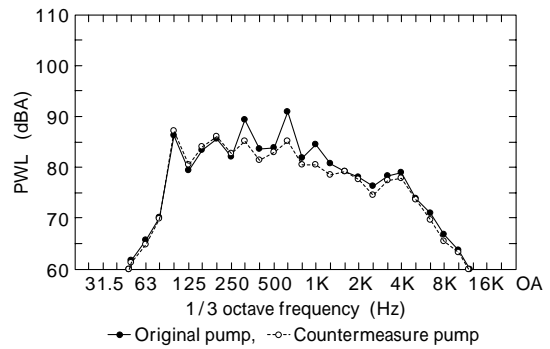


図14 弁板のノッチ形状最適化による低減効果

Fig.14 Reduction of PWL by optimization for notch shape of valve plate

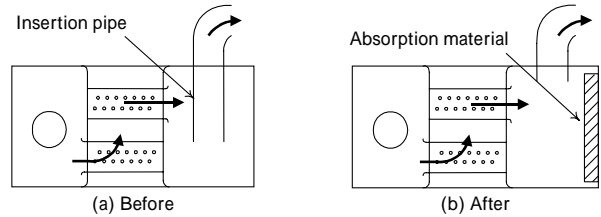
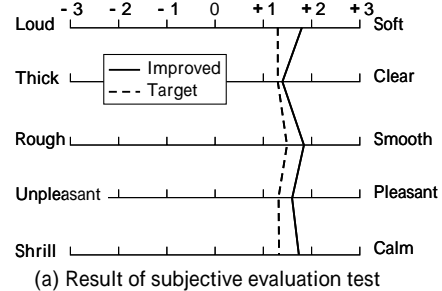
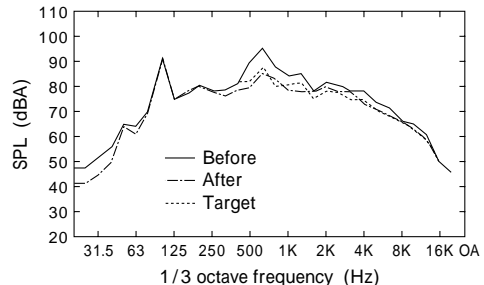


図15 消音器の改造対策例

Fig.15 Constitution of muffler before and after improvement



(a) Result of subjective evaluation test



(b) Frequency characteristics after improvement

図16 改造後の効果

Fig.16 Result after improvement

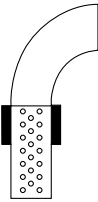
負荷時のエンジン排気マフラ音が、耳障り感を与える場合がある。音色空間の異なる次元軸を代表する形容詞対に対し、加工音の一対比較を実施し、問題周波数の特定と改善目標周波数特性を求めた。気流音実験、スピーカ実験、胴体固有振動数分析により、消音器内部の尾管内挿部が原因と突止め、図15に示す対策を採り、図16に示すとおり目標を上回る聴感評価結果を得た。

2) 対策事例2

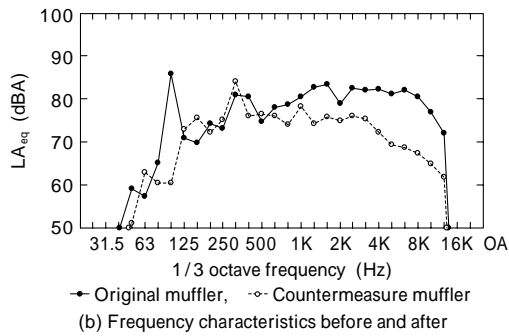
図17に尾管内挿管周囲を吸音処理した場合の消音器出口音の周波数特性変化を示す。改善前と比較し、特に800Hz以上の高周波数帯域の音の大幅な低減が図られている。

2.2.4 対策前後総合音の聴感評価例

図14に示す油圧ポンプの脈動対策と図17に示す排気



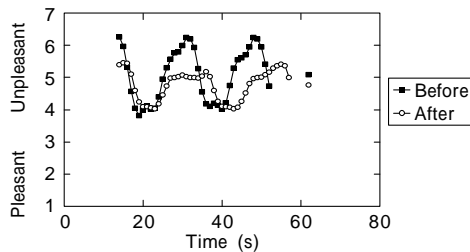
(a) After improvement



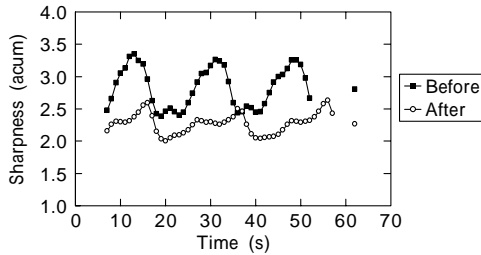
(b) Frequency characteristics before and after

図17 消音器の改造対策例

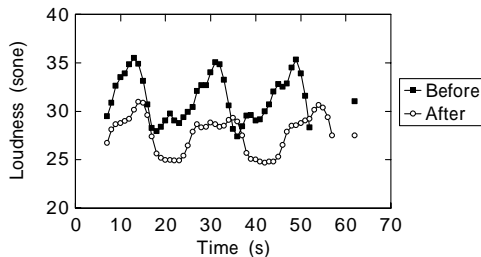
Fig.17 Example of improved muffler



(a) Result of subjective evaluation of pleasant-unpleasant



(b) Calculation result of sharpness



(c) Calculation result of loudness

図18 各感覚尺度の時刻層変化比較

Fig.18 Comparison of sensory scale between before and after

音対策とを同時に施した場合の改善効果について、聴感評価した例を示す。その方法としては、模擬掘削ワークサイクルの時々刻々について⁷⁾聴感評価を行っている。油圧ショベル全体音の聴感評価上の「快 - 不快」の時刻歴変化を、模擬掘削ワークサイクル3回につき図18(a)に示す。また音の大きさおよびかん高さ感とそれぞれ対応が良い物理量である loudness と sharpness の、計算値の時刻層変化を図 18(b), 18(c) に示す。これらの各図において、それぞれ対策前後を比較すると、不快感, sharpness および loudness が低下し、音質が改善したことが分かる。

むすび=油圧ショベルの快音へのアプローチの一端を紹介した。油圧ショベルの音を全くの無音にすることは、現実的には不可能に近い。また、無音がどんな場合でも望まれている訳でもない。発する音は、受手により、また時と場所により、感じ方が大きく異なるのは良く知られているところでもある。油圧ショベル音の設計の立場からは、定量的で汎用性を有する心理音響評価データの抽出と、そこから引出される望ましい音のコンセプトを、合理的に実現する設計技術がますます重要になってくると考えられる。今後も、快音へのアプローチを推し進め、音の点からも広く社会のニーズに適合する油圧ショベルを提供していくべく、音響設計技術の向上と製品への反映に取り組んでいく所存である。

参考文献

- 1) 田中俊光：日本機械学会誌，Vol.98, No.917 (1995) p.295.
- 2) 田中俊光：日本機械学会 2002 年度年次大会講演論文集 () (2002-9) p.332.
- 3) 中島 一：油空圧技術，95.4 (1995) p.42.
- 4) 橋本竹夫ほか：音響技術，No.118/Jun (2002) p.42.
- 5) 木村康正ほか：日本機械学会設計工学・システム講演論文集 (1994) No.940-22, p.222.
- 6) 木村康正ほか：日本機械学会環境工学シンポジウム講演論文集 (1993) No.930-27, p.21.
- 7) S. Hatano et al. : 17th ICA Proceedings Rome Vol. (2001) p.189.