

ルームエアコンの低騒音化技術

Development of Noise Reduction Technique in Room Air Conditioner

技術本部 観音立三*¹ 松田憲児*²
加藤武*²
エアコン製作所 岡田敦*³

ルームエアコン市場では、今後共、省エネルギー性、快適性、環境対応性、低騒音化が推進され、居住空間の一層の向上が図られていくものと思われる。当社では、省エネルギー及びコストを考慮し、低騒音化については、音源から音響放射まで、ルームエアコン全体のシステムとしての騒音発生メカニズムを分析して、一番有効な手法による騒音低減を行っている。本報では、低騒音が商品力となっているスクロール圧縮機を搭載したルームエアコンを対象に、騒音の課題とその低減技術について報告する。さらに、代表的な騒音要因についての解析技術と騒音低減手法の幾つかを述べる。

In Japan, room air conditioners must be quiet, giving high performance with a low volume of clean gas emission. Quietness is one of the main concerns of both manufactures and users. MHI has developed the theoretical and experimental procedures to reduce noise from room air conditioners. This paper presents MHI's original concept for reducing the noise of a room air conditioner which has a scroll compressor. Furthermore, the validity of the analytical method for evaluating the acoustic and vibration characteristics of the air conditioner is also demonstrated.

1. ま え が き

近年、ルームエアコンは、室外機及び室内機共急速に低騒音化が図られてきた。最近の10年間を見ると、約10 dB(A)の低減を行ってきており、低騒音は商品性を左右する主要因の一つになってきている。

通常、低騒音・低振動を訴求するルームエアコンについては、加振力の小さなスクロール圧縮機や2気筒ロータリ圧縮機等が用いられる。しかしながら、ルームエアコンの騒音・振動問題は多岐にわたっていることから、主音源である圧縮機からの放射音だけでなく、多くの騒音・振動要因についての低減が重要とってきている。省エネルギー性、快適性、環境対応性等も商品性を決める重要な要因であるため、実際に研究を行うに当たっては、これらの両立をいかに行っていくかがポイントとなる。

本報では、実際に行った低騒音化研究のうち、比較的最近の研究である以下の4項目について紹介する。

- (1) 圧縮機固体伝搬音の低減
- (2) 室外ファンの空力騒音の低減
- (3) 冷媒流動音の低減
- (4) きしみ音の低減

これらを含めた低騒音化対策を行った結果、騒音面についてはユーザから好評を得ており、ルームエアコンの拡販に大いに貢献することができた。

2. 騒音発生要因と低騒音化

最近のインバータ駆動されるルームエアコンの構造を、図1に示す。

冷房運転の場合、室外機の圧縮機から吐出された冷媒ガスは凝縮器で液化され、その後、膨張弁を経て、二相流状態で室内機の蒸発器に入り、ガス化されて室外機の圧縮機に戻る。

このシステムにおける主な騒音源は、圧縮機、送風機、冷媒流動であり、室外機の場合は図2に示すように分類される(室内機

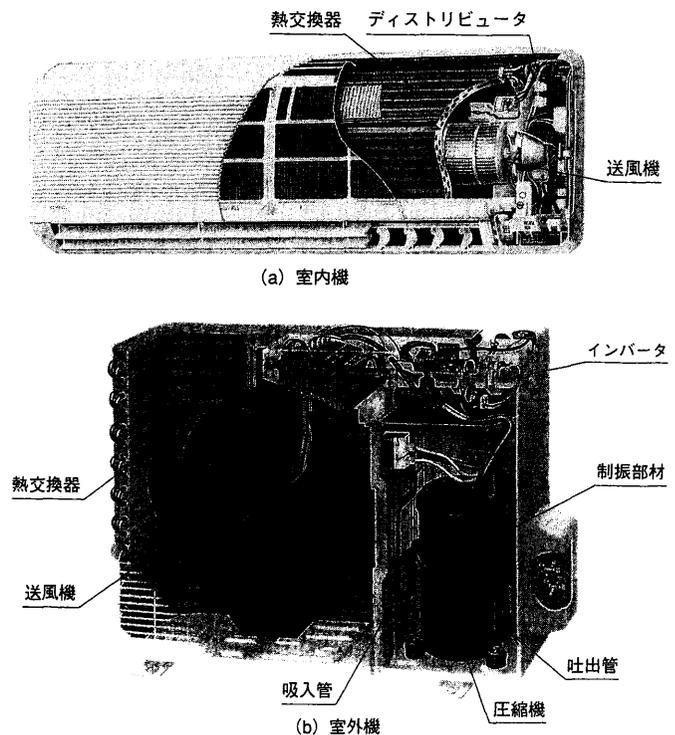


図1 ルームエアコンの構造 室内機と室外機の構造を示す。
Wall mounting type air conditioner

の場合は、圧縮機系騒音がない図となる)。

低騒音化は、これらの騒音に対して行われるが、通常は、圧縮機空気伝搬音が一番大きいため、図1に示すように防音箱構造を採用している。

その結果、実際に問題となるのは、1章で記載した(1)~(4)のような騒音源の場合が多い。以下にそれらの概要を示す。

圧縮機固体伝搬音については、防振支持が十分な効果を発揮するため、防振支持系からの伝搬はあまり問題とならず、配管系の

*1 名古屋研究所機械物理研究室主査

*2 名古屋研究所機械物理研究室

*3 技術部ルームエアコングループ

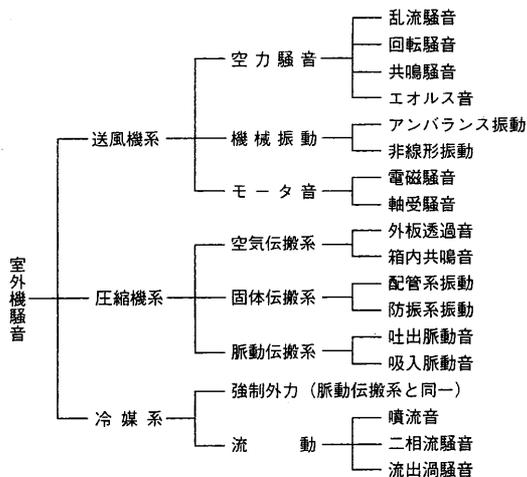


図2 ルームエアコンの騒音要因 室外機的主要な騒音要因は、圧縮機、送風機、冷媒流動によるものである。
Noise sources of outdoor unit

振動による問題が多い。この低減には、通常、配管形状の最適化や制振を行う。

送風系騒音については、ほとんどは空力騒音が原因であり、その中で乱流騒音が支配的であるため、翼形状の改善により翼面での乱流発生を抑える対策が採られる。

冷媒流動音は、分岐や集合部における冷媒流の乱れにより発生する騒音であり、流速を抑える改善や、二相流の場合、気液が交互に流れるスラグ流のようなフローパターンを避ける改善を行う。

今回は、定常時の流動音と過渡的に発生する流動音について言及する。

また、ルームエアコンは過渡的な温度変化が激しいため、それによる騒音発生がある。その代表例として、運転始動時や停止時に発生する室内機のきしみ音とその低減について述べる。

3. 圧縮機固体伝搬音の低減

配管振動の解析や実験は、図3のような手法が一般的である。数値解析の場合、質量・剛性を離散近似するFEM（有限要素法）とエネルギーの流れに着目したSEA（統計的エネルギー手法）との間を埋める必要があり、AMA（漸近的モード解析）を適用し⁽¹⁾⁽²⁾、実用化することにより、解析的に固体伝搬音の低減を行ってきた。

AMAは、モード解析を基本とした解析法である。着目する周波数の幅 $\Delta\omega$ が周波数バンドの中心周波数に比べて十分小さく、 $\Delta\omega$ 内で、振動の減衰比 ζ_r 及び配管に入ってくる入力加速度のパワー

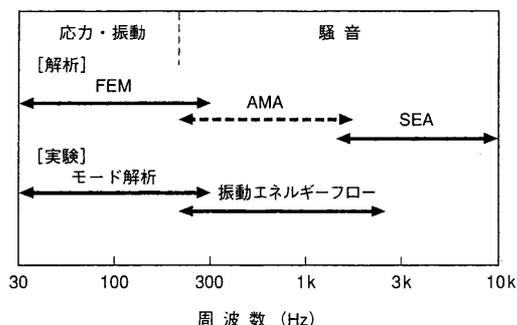


図3 配管振動の解析及び計測技術 低周波はFEM、高周波はSEA法を適用していた。
Analysis and measuring methods for pipe vibration

スペクトル密度がほぼ一定であるとし、次に示す漸近的性質を考慮する手法である。

$$\lim_{\Delta M \rightarrow \infty} \sum_{r=M_{\min}}^{r=M_{\max}} \phi_r^2 = \Delta M \langle \phi_c^2 \rangle \quad (1)$$

こうすることにより、配管における $\Delta\omega$ 内の振動加速度 $\langle a^2 \rangle$ を次式で表すことができる。

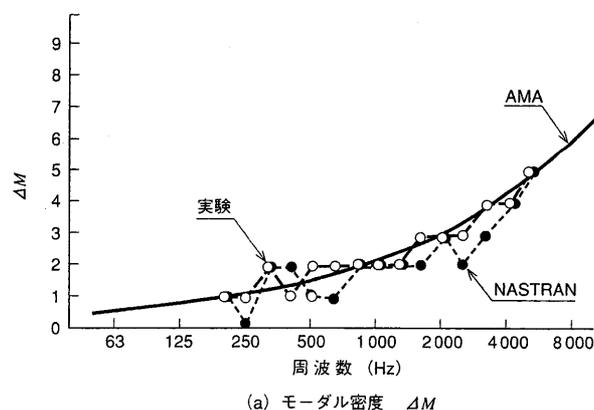
$$\langle a^2 \rangle = \left(\frac{\pi}{4} \cdot \frac{\Delta M}{\Delta\omega} \frac{\eta_r^2 \omega_c}{\zeta_c} + \frac{1}{3} \right) G_w^2 \quad (2)$$

ただし、

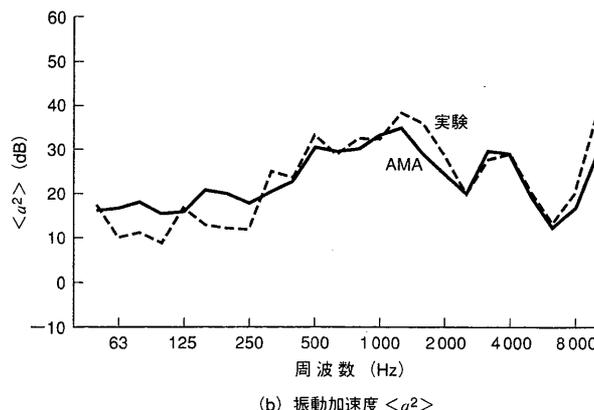
- r : 次数
- ω_c : 中心角周波数
- ΔM : $\Delta\omega$ 内のモーダル密度
- M_{\max} : $\Delta\omega$ 内の最大モードナンバ
- M_{\min} : $\Delta\omega$ 内の最小モードナンバ
- ϕ_i : モード関数 (i は、 r 又は c)
- ζ_i : 減衰比 (i は、 r 又は c)
- η_r : $4/r\pi$ (はりの場合)
- G_w : $\Delta\omega$ 内入力加速度のパワースペクトル

図4は、圧縮機固体伝搬音の主伝搬路である吸入配管に適用したときの予測結果と ΔM を示している。 ΔM はSEA等で用いられているはりの理論式を用いている。

図4から、実際の騒音が問題となる300 Hz~5 kHzでは、実用的な手法であることが分かる。この手法を用いて、配管構造の最適化や制振部材の開発を行った。図5は、吸入配管と吐出配管を損失係数の大きなゴム材を介して接続することにより固体伝搬音の低減をねらった制振部材であり、対象となる周波数の半波長以上の長さにするにより、約7 dB(A)の低減効果を得ている。



(a) モーダル密度 ΔM



(b) 振動加速度 $\langle a^2 \rangle$

図4 AMAによる吸入配管の振動予測 AMAを用いることにより、幅広い周波数領域の振動予測ができる。
Estimation of suction pipe vibration by AMA

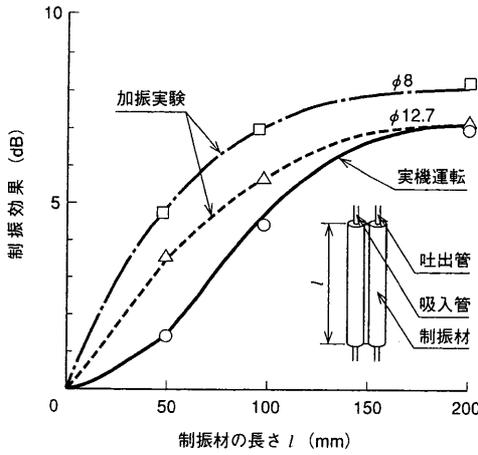


図5 配管制振部材の形状と振動低減効果 振動加速度の低減効果と制振部材長さの関係を示す。
Reduction of pipe vibration by use of damping parts

4. 室外ファンの空力騒音の低減

空気調和機の送風機は、大風量が必要なことから、軸流送風機のプロペラファンが一般的に使用されている。プロペラファンの騒音の主要因である羽根後縁からの渦放出音の低減に関しては、翼弦長を長くして翼負荷の分散と低減を図り、前傾翼にして後縁の境界層の集積を少なくすることで対応している。

騒音低減のための分析には、LDV（レーザドップラー流速計）による翼表面流れの計測から、翼表面の乱れエネルギー分布の調査や、熱線流速計による周期的多点抽出法による羽根車出口流れの三次元流れ計測から、二次流れを分析して流れの改善を行ってきた⁽³⁾。

近年更なる騒音低減の要求に対して、翼表面の乱れの制御を目的に、微小の凹凸を翼表面に加工して翼表面の乱れを低減することで低騒音化を図っている（図6参照）。

さらに、翼表面の圧力変動を流動解析により算出して、圧力こう配の急変している箇所を特定して、翼形状を改良することでも騒音低減を行っている。

5. 冷媒流動音の低減

ルームエアコンにおける冷媒流動音の発生箇所には、以下の二

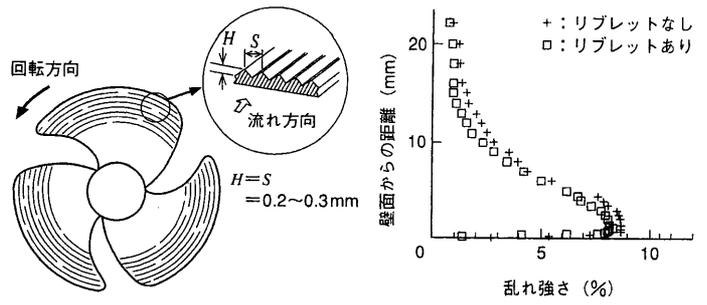


図6 翼表面の乱れ低減構造と効果 回転方向に付けたリブレットの仕様と効果を示す。
Fan surface configuration and its effect on turbulence

つがある。

- (1) 絞り部（膨張弁、キャピラリチューブ）
- (2) 熱交換器出入口の分岐部及び集合部

通常、絞り部の冷媒流は乱流となっているため、絞り後流の急拡大部が騒音源となる。そのため、ディフューザ形状としたり、多段にして拡大率を小さくする方法が採られる。これらについては、参考文献の(4)、(5)等で紹介しているので、ここでは省略する。

分岐部や集合部は、流速が絞り部ほど大きくないため、騒音のレベルは小さいが、25~30 dB(A)の騒音値が要求される室内機については、主要な騒音源となっている。特に、冷媒流がスラグ流のフローパターンとなると、騒音は時間変動し、レベルも増大するため、騒音クレームにまで発展する場合がある。そのため図7(a)のように、室内熱交換器入口のボイド率（気相の割合）を、スラグ流の領域となる0.2~0.5を避けるように設計する。一般に、室内機における冷媒流動音は図7(c)に示すように、インバータ周波数（流量）に対し、 $20 \log(\text{流量})$ の感度となっている。これは、低流速のために、わきだし音（モノポール）に分類される騒音が発生している。このことは、図7(b)に示すディストリビュータ内の二相流動解析結果（乱流発生がない）からも分かる。したがって、乱流音対策と異なる打手が必要となる。研究では、分配に支障のない範囲で分岐部の配管径を大きくして流速を低減した。図7(c)は、分岐部後流の配管振動加速度の比較をしたものであり、8 dB(A)程度の低減を行うことができた。

また、始動時や停止時にも、スラグ流のフローパターンとならないように、膨張弁の開度を制御するシステム化を図った。その

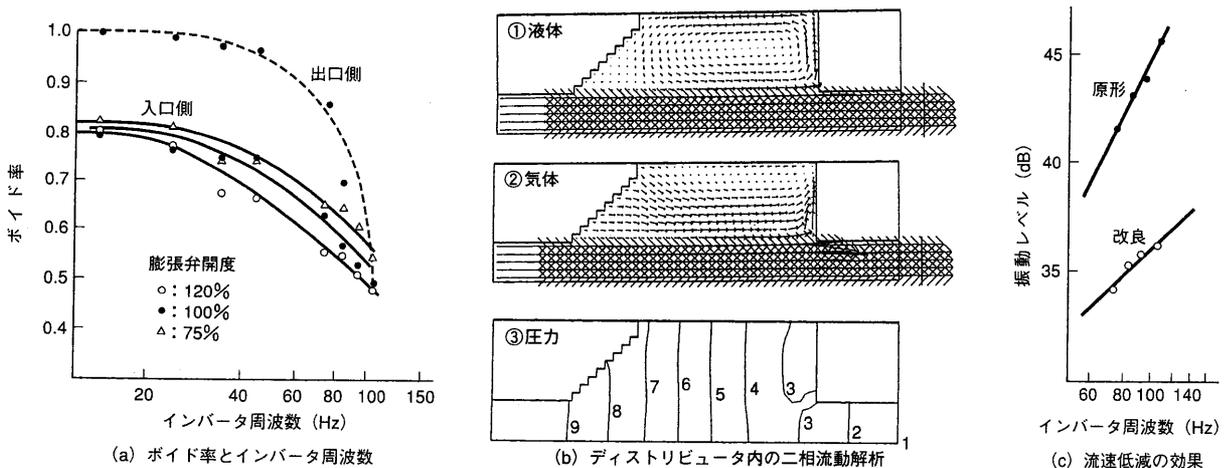


図7 冷媒流動音の分析と低減 ボイド率測定とディストリビュータ内解析により、冷媒流動音の低減策を立案した。
Analysis of two-phase flow noise and its reduction

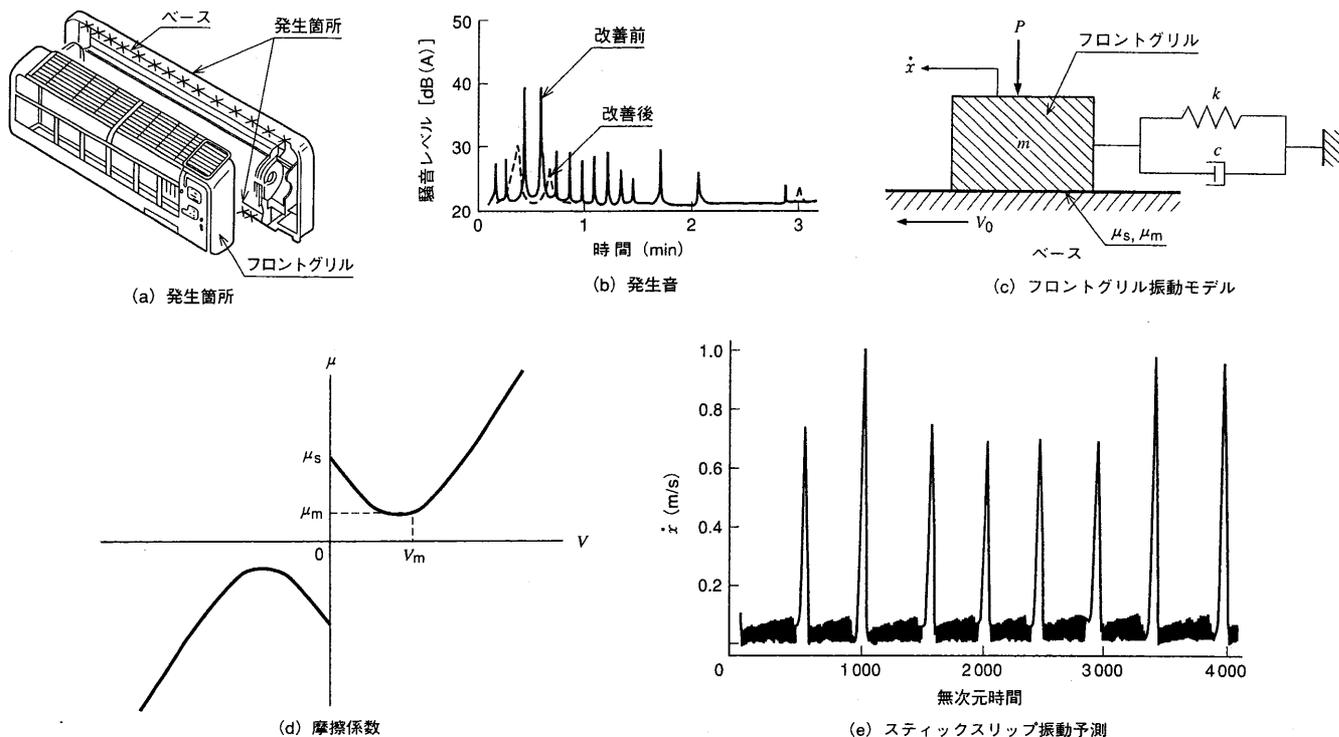


図8 きしみ音の発生とその解析 はめ込み部分のスティックスリップ振動によるパルス状の断続音が発生する。
Measurement and analysis of creaking noise from front panel

結果、あらゆる運転状態でも冷媒流動音を低く抑えることが可能となった。

6. きしみ音の低減

冷房運転や暖房運転等の始動時や停止時は、冷媒温度が急変するため、熱交換器周辺の部品が熱変形する。そのとき、部品の接触面でスティックスリップ振動が発生し、きしみ音が発生する。図8(b)は、室内機のフロントグリルのはめ込み部分で発生したきしみ音の例である。きしみ音低減のため、スティックスリップ振動の予測を行った。図8(c)は、フロントグリルのはめ込み部の振動モデルを示す。

$$m\ddot{x} + P\mu(\dot{x} - V_0) + c\dot{x} + kx = 0 \tag{3}$$

ただし、

m : はめ込み部の等価質量

k : はめ込み部の等価剛性

c : 粘性減衰係数

P : 固定力

$\mu(\dot{x} - V_0)$: 摩擦係数

$\dot{x} - V_0$: ベース部との相対速度

摩擦を考慮した上記振動方程式が成立つか⁽⁶⁾、 $\mu(\dot{x} - V_0)$ は、一般に図8(d)の特性を持つため、リミットサイクルを描く。実際の室内機を用いた予測結果が図8(e)である。 m 、 c 、 k 及び動摩擦係数 μ_m や静摩擦係数 μ_s は加振試験等から求めた。

解析から得られた低減に有効な打手は、①静摩擦係数と動摩擦係数の差を小さくする、②固定力を小さくする、③はめ込み部の等価剛性を大きくする等であり、実際にははめ込み部の構造を工夫することにより、静摩擦係数と動摩擦係数の差を小さくした。その結果、コスト増大することなく、図8(b)に示すように、きしみ音を大幅に改善することができた。

7. ま と め

以上、4つの具体的な低騒音化技術について紹介した。これらにより、当社製品は業界トップレベルの低騒音を維持している。しかしながら、送風音に代表されるように、低騒音化と省エネルギーは表裏の関係にある。

現在、ルームエアコンは省エネルギーが最大の課題であるために、低騒音化のために開発した技術の大部分が省エネルギー対策に用いられている。

一方では、消費者のアンケート等で見ると、ルームエアコンの低騒音化要求は依然大きい。

そのためには、更なる低騒音化技術の開発が必要であり、省エネルギーやコストを意識しながら、各要因に対して必要な技術開発を行っていく予定である。

参 考 文 献

- (1) Kubota, Y. et al., Asymptotic Modal Analysis and Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems, Transactions of the ASME Vol.52 (1985) p.949
- (2) 久保田, 剛体質量を有する梁の高次振動応答, 日本機械学会論文集 C Vol.53 No.486 (1987) p.294
- (3) 近藤ほか, 空調用プロペラファンの騒音低減, ターボ機械 Vol.19 No.6 (1992) p.19
- (4) Okajima, A. et al., Numerical and Experimental Studies on Flows through an Expansion Valve and a Sudden-Expansion Pipe, The Third JSME-KSME Fluids Engineering (1994) p.983
- (5) 観音, 絞りに起因するスラグ流による騒音の実験的研究, 日本機械学会論文集 B Vol.63 No.611 (1997) p.132
- (6) Jung, N. E. et al., 乗用車におけるプラスチックのきしみ, プラスチック Vol.34 No.10 (1983) p.55