

音質研究に取り組んで30年

平成21年5月9日(土)

成蹊大学理工学部  
エレクトロメカニクス学科

心理・物理音響研究室  
特別名誉教授 橋本竹夫

2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫



## 112 曲管部と直管部から成る一端自由-一端固定曲円管の

面内曲が固有振動 -せん断変形を考慮した場合-

正 \*橋本竹夫 (成蹊大-大学院)

正 黒田道雄 (成蹊大-工学部)

1 序論 前回図1に示すような曲管部を含む一端自由-一端固定の境界条件を有する曲円管の面内曲が固有振動の実験結果および、曲管部の扁平化にともなう剛性の低下と微小要素の回転慣性を考慮した固有振動数の計算結果を報告した。今回は微小要素のせん断変形まで考慮した微分方程式を考え、せん断変形だけの考慮およびせん断変形と回転慣性双方の考慮が固有振動数の計算結果に与える影響を考察した。

### 2 運動方程式および固有関数

#### §2.1 せん断変形のみを考慮した場合

直管部③  $y_i = y_{bi} + y_{si} \quad (i=1, 3) \dots\dots (1)$

但し  $y_{bi}, y_{si}$  はそれぞれ曲がおよびせん断変形による変位である。

$y_i(x_i, t) = X_i(x_i) \sin \omega t \quad (i=1, 3) \dots\dots (2)$

なる解を仮定すると運動方程式から次式が導かれる。

$$\frac{d^4 X_i}{dx_i^4} - \frac{ra}{9EI} \omega^2 X_i + \frac{r}{9k^2g} \omega^2 \frac{d^2 X_i}{dx_i^2} = 0 \quad (i=1, 3) \dots\dots (3)$$

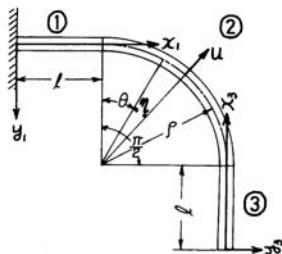


図1 曲円管の座標

但し  $k = 9\pi(r^2+1)/2\{5\pi+13\pi^2+3\pi^3+4\pi^4+P(2\pi^2)\}^{-1/2} \sin^2 P(4\pi^2)$ ,  $P = r/l$ ,  $r, l$  は曲円管断面の内半径および外半径である。固有関数は次式で与えられる。

$$X_i(x_i) = C_1 \cos s_1 x_i + C_2 \sin s_1 x_i + C_3 \cos s_2 x_i + C_4 \sin s_2 x_i \quad (i=1, 3) \text{ 但し } \begin{cases} j=1 & (i=1) \\ j=11 & (i=3) \end{cases} \dots\dots (4)$$

$$X_{si}(x_i) = -\frac{EI}{k^2ga} \frac{d^2 X_i}{dx_i^2} - \frac{IEI}{3(k^2ga)} \omega^2 X_i + D_i \quad (i=1, 3) \dots\dots (5)$$

$$X_{bi}(x_i) = X_i(x_i) - X_{si}(x_i) \quad (i=1, 3) \dots\dots (6)$$

$s_1, s_2$  は次式で与えられる。  $s_1 = \sqrt{\frac{1}{2}(\frac{ra}{9EI} + \sqrt{(\frac{ra}{9EI})^2 + 4\frac{r}{9k^2g}\omega^2})}$ ,  $s_2 = \sqrt{\frac{1}{2}(-\frac{ra}{9EI} + \sqrt{(\frac{ra}{9EI})^2 + 4\frac{r}{9k^2g}\omega^2})}$

曲管部②  $u = u_b + u_s \dots\dots (7)$  但し  $u_b, u_s$  はそれぞれ半径方向の曲がおよびせん断変形による変位で次式で示される形を仮定する。  $u_b = U_b(\theta) \sin \omega t$ ,  $u_s = U_s(\theta) \sin \omega t \dots\dots (8)$

半径方向曲が変位  $U_b(\theta, t)$  と周方向角度変位  $\eta(\theta, t)$  には  $U_b = -\rho \frac{\partial \eta}{\partial \theta} \dots\dots (9)$  なる関係がある。

$$\eta(\theta, t) = \xi(\theta) \sin \omega t \dots\dots (10)$$

なる解を仮定すると断面の扁平化にともなう剛性の低下を考慮した運動方程式から、次式が得られる。

$$\frac{d^4 \xi}{d\theta^4} + 2\frac{d^2 \xi}{d\theta^2} + \frac{d^2 \xi}{d\theta^2} = \omega^2 \frac{I \rho^4}{9EI} (\frac{d^2 \xi}{d\theta^2} - \xi) - \omega^2 \frac{I \rho^2}{9k^2g} (\frac{d^4 \xi}{d\theta^4} + \frac{d^2 \xi}{d\theta^2}) \dots\dots (11)$$

(10)式において  $\xi(\theta) = A e^{n\theta}$  (A:定数) とおくと(11)式から

$$n^6 + (2 + \omega^2/\beta^2) n^4 + (1 - \omega^2/\alpha^2 + \omega^2/\beta^2) n^2 + \omega^2/\alpha^2 = 0, \quad \alpha^2 = 9EI^2/\rho^4 l^2, \quad \beta^2 = 9k^2g/\rho^2 \dots\dots (12)$$

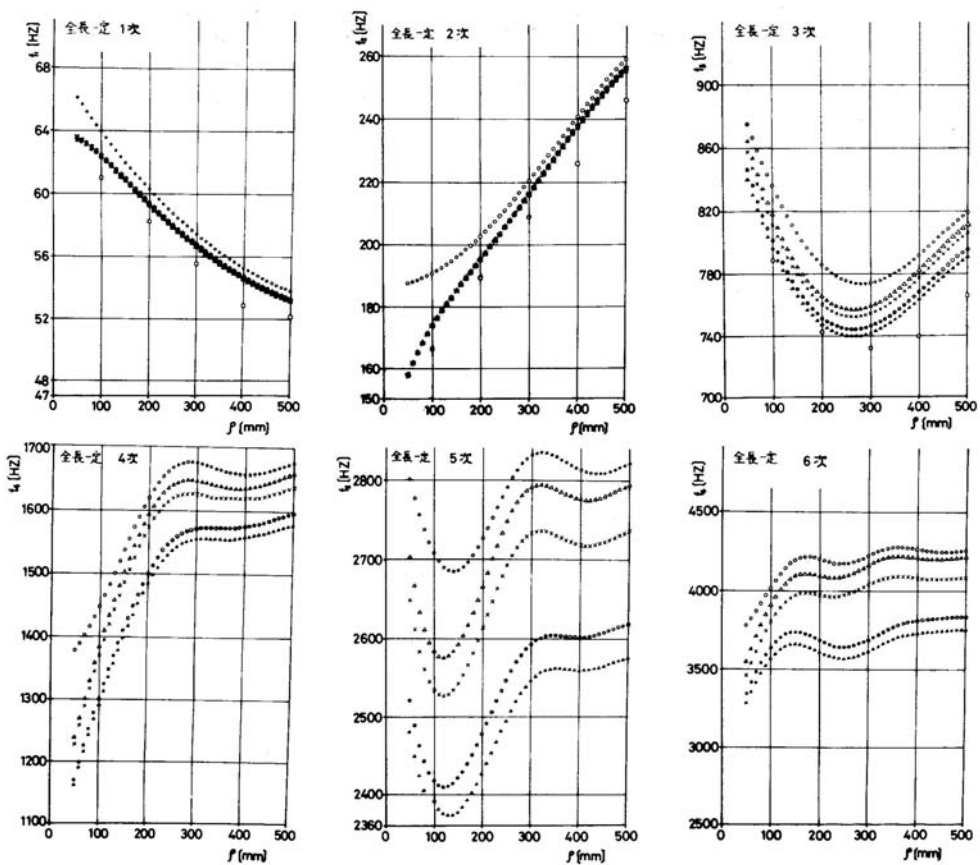


図2 全長一定の場合の計算結果と前回結果の比較

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

一端固定他端自由の円弧状に曲がった細長いすい台の固有振動\*

橋本竹夫\*\*, 黒田道雄\*\*\*

1. ま え が き

真直棒については、一様テーパのついたものや、すい台などの変断面棒に関する曲げ固有振動を解析した報告があるが<sup>(1)-(3)</sup>、円弧状に曲がったすい台に対して厳密に曲げ固有振動を理論解析したものはみあたらない。本報では、一端固定他端自由の円弧状に曲がった細長いすい台の面内曲げ固有振動を、第1種特異点を有する常微分方程式に対するフロベニウスの解法<sup>(4)</sup>を用いて解析した。この方法により、固有値問題を解くべき六階微分方程式の6個の一次独立な解をすっきりした級数解の形で求め、任意の焦点距離と任意の円弧中心角を有する系の振動数方程式を、はん用性のある無次元化された一般的な形で求めることができた。さらに、円弧中心角を  $\pi/2$  に固定した場合について、焦点距離を種々に変化させて固有振動数を数値計算し、実験の結果と比較検討した。それによると計算値と実験値は非常に良く一致しており、本法の実用性もたしかめられた。

2. 主 な 記 号

- $\rho$  : 円弧状すい台の中心線上半径
- $a$  : 断面積  $=a_0x^2$
- $a_0$  : 左端の断面積
- $I_0$  : 左端の断面二次モーメント
- $\theta_0$  : 焦点から左端にいたる中心角
- $\theta$  : 角度の座標
- $g$  : 重力加速度
- $\gamma$  : 比重量
- $E$  : 縦弾性係数
- $u$  : 半径方向変位
- $\eta$  : 周方向角度変位
- $M$  : 曲げモーメント
- $F$  : せん断力

- $T$  : 張力
- $t$  : 時間
- $\omega$  : 円振動数
- $\beta$  : 無次元固有振動数  $= \sqrt{\frac{\gamma a_0}{gEI_0}} \rho^2 \omega$
- $x = \theta/\theta_0$
- $\varphi_1(x)$  : 形式級数
- $\varphi_2(x)$  : 形式級数
- $\varphi_3(x)$  : 形式級数
- $\varphi_4(x)$  : 形式級数
- $\varphi_5(x)$  : 形式級数
- $f(\lambda)$  : 決定方程式の左辺
- $\lambda_1 \sim \lambda_6$  : 特性根
- $\psi_1(x)$  :  $\lambda = \lambda_1$  に応ずる解
- $\psi_2(x)$  :  $\lambda = \lambda_2$  (重根) に応ずる解
- $\psi_3(x)$  :  $\lambda = \lambda_3$  (重根) に応ずる解
- $\psi_4(x)$  :  $\lambda = \lambda_4$  (重根) に応ずる解
- $\psi_5(x)$  :  $\lambda = \lambda_5$  (重根) に応ずる解
- $\psi_6(x)$  :  $\lambda = \lambda_6$  に応ずる解

3. 運 動 方 程 式

図1に示す系のせん断変形、回転慣性を無視した場合の基礎運動方程式は次式で与えられる<sup>(5)</sup>。

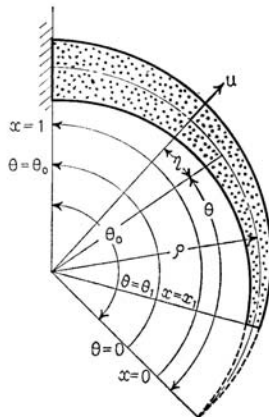


図1 円弧状すい台の座標

3. 運 動 方 程 式

図1に示す系のせん断変形、回転慣性を無視した場合の基礎運動方程式は次式で与えられる<sup>(5)</sup>。

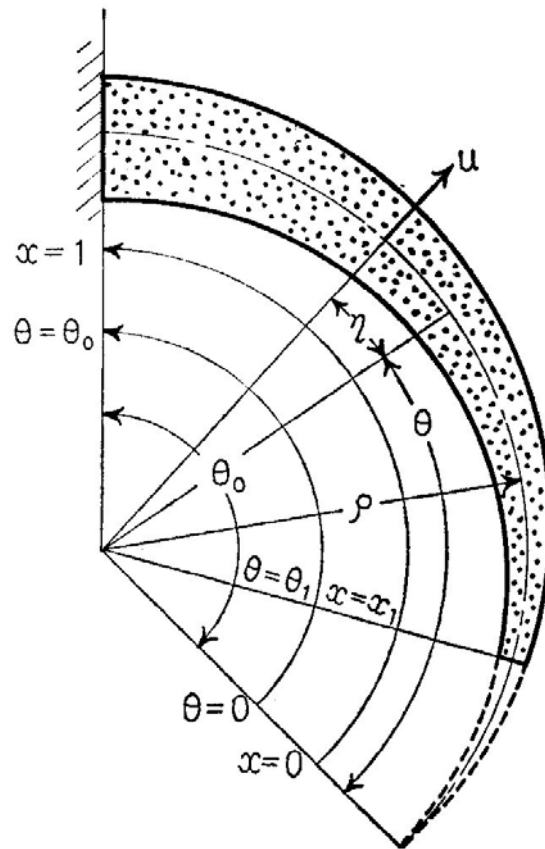


図1 円弧状すい台の座標

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

\* 昭和50年9月4日 第859回講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和50年3月28日。

\*\* 正員、日本自動車研究所(茨城県筑波郡谷田部町町間 2530)。

\*\*\* 正員、成蹊大学工学部。

$$\begin{aligned} \frac{\gamma a_0 \theta_0^2}{gEI_0} \rho^4 \left( \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} - 2\theta^{-1} \frac{\partial^3 \eta}{\partial t^2 \partial \theta} - \frac{\partial^4 \eta}{\partial t^2 \partial \theta^2} \right) &= \theta^2 \frac{\partial^6 \eta}{\partial \theta^6} + 12\theta \frac{\partial^5 \eta}{\partial \theta^5} + (2\theta^2 + 36) \frac{\partial^4 \eta}{\partial \theta^4} \\ &+ \theta^{-1} (16\theta^2 + 24) \frac{\partial^3 \eta}{\partial \theta^3} + (\theta^2 + 36) \frac{\partial^2 \eta}{\partial \theta^2} + \theta^{-1} (4\theta^2 + 24) \frac{\partial \eta}{\partial \theta} \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

式(1)において変数分離の解,

$$\eta(\theta, t) = \xi(\theta) \sin \omega t \dots\dots\dots (2)$$

と仮定すると次式が得られる.

$$\begin{aligned} \frac{d^6 \xi}{d\theta^6} + 12\theta^{-1} \frac{d^5 \xi}{d\theta^5} + \theta^{-2} (36 + 2\theta^2) \frac{d^4 \xi}{d\theta^4} + \theta^{-3} (24 + 16\theta^2) \frac{d^3 \xi}{d\theta^3} + \theta^{-4} \{ (36 - \theta_0^2 \beta^2) \theta^2 + \theta^4 \} \frac{d^2 \xi}{d\theta^2} \\ + \theta^{-5} \{ (24 - 2\theta_0^2 \beta^2) \theta^2 + 4\theta^4 \} \frac{d\xi}{d\theta} + \theta^{-2} \beta^2 \theta_0^2 \xi = 0 \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

さらに独立変数を無次元化すると方程式(3)は次式となる.

$$\begin{aligned} \frac{d^6 \xi}{dx^6} + 12x^{-1} \frac{d^5 \xi}{dx^5} + x^{-2} (36 + 2\theta_0^2 x^2) \frac{d^4 \xi}{dx^4} + x^{-3} (24 + 16\theta_0^2 x^2) \frac{d^3 \xi}{dx^3} + x^{-4} \{ (36 - \theta_0^2 \beta^2) \theta_0^2 x^2 + \theta_0^4 x^4 \} \\ \times \frac{d^2 \xi}{dx^2} + x^{-5} \{ (24 - 2\theta_0^2 \beta^2) \theta_0^2 x^2 + 4\theta_0^4 x^4 \} \frac{d\xi}{dx} + x^{-2} \beta^2 \theta_0^6 \xi = 0 \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$



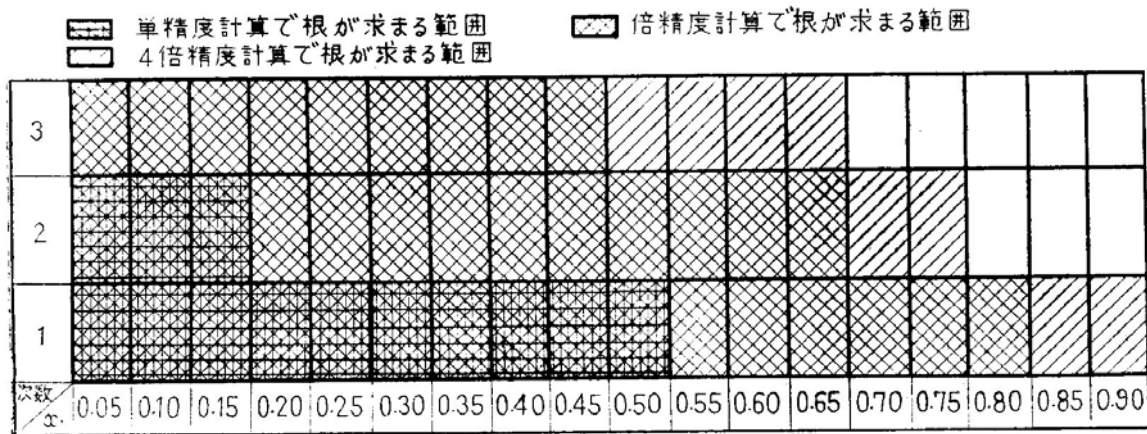


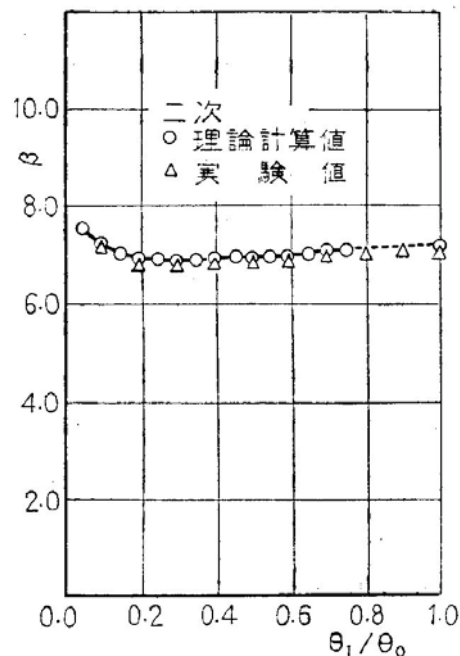
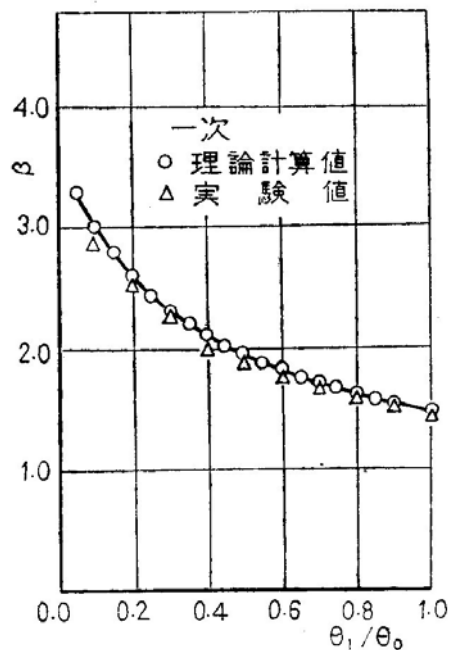
図 2 根を求めることができる範囲

$$\gamma = 7.705 \times 10^{-3} \text{g/mm}^3$$

図3～5を見ると、実験結果と計算結果は非常に良く合っていることがわかる。

### 8. 結 言

今回得られた結果と、今後の課題を列举する



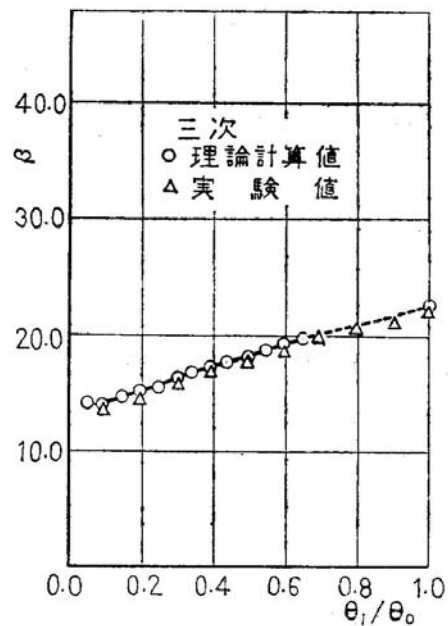


図 5 三次固有振動数の計算結果と実験結果

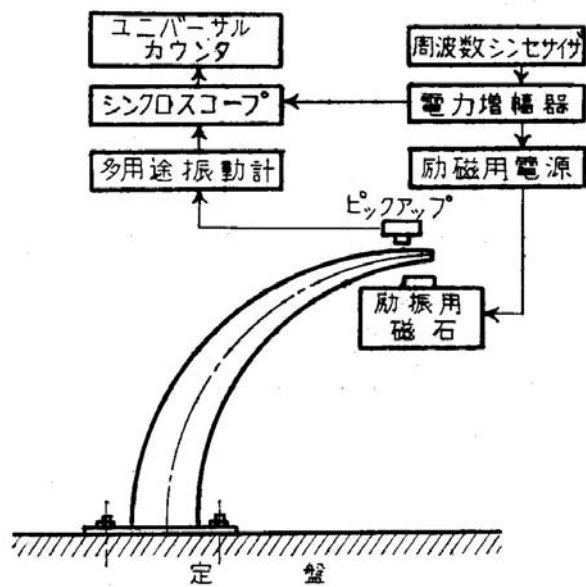


図 6 実験装置

# (財)日本自動車研究所での研究 1975年～1979年

## ③5 ISO R362試験法による観測データの誤差要因分析

正	*橋本竹夫	(日本自動車研究所)
正	岩元貞雄	( " )
正	浅野邦明	( " )
正	安希泰	( " )
正	石山武	( " )

### §1. まえがき

自動車の加速騒音試験法として、ISO R362やJASOの試験法などを含め現在数種類の試験法があるが、これらの試験法によって得られるデータの誤差要因分析と行なった文献は少ない。とくに、乗用車等に関連したものは殆んど見あたらないようである。しかし、これらの要因分析を行なうことは、誤差要因の許容範囲を把握するためにも、またより簡便な試験法等を考えるためにも是非とも必要であると思われる。著者等は前回<sup>2)</sup>、人間の操作特性と考慮される進入速度、加速地点でアクセルを踏み込むタイミンギおよびスロットル全開までの時間等の変動や、マイクの位置がISO加速試験法に与える影響の定量的な解析を行なった。

今回は、これらの結果を考慮に入れ、ISO加速試験法によって得られる騒音データの変動要因の把握を重回帰分析の手法を用いて行なってみた。

# 道路交通騒音に対する社会反応の構造分析と予測モデル(2)\*

—環7大岡山地区—

Research on Structural Analysis and Predictive Model of Community

Response to Road Traffic Noise (Part 2)

—Ohokayama area of Circular Route 7—

岩元 貞雄<sup>1)</sup>    橋本 竹夫<sup>2)</sup>    荒井 紀博<sup>3)</sup>    押野 康夫<sup>4)</sup>  
SADAO IWAMOTO    TAKEO HASHIMOTO    TOSHIHIRO ARAI    YASUO OSHINO

前報(その1)では、道路交通騒音に対する住民の苦情反応を、住民の態度、属性や生活条件などの要因を考慮に入れないで調べた。

本文では、住民の態度や生活条件などの要因を考慮に入れ、数量化理論第3類を用いて苦情反応の構造分析を行なった。さらに数量化理論第2類を用いて、騒音曝露量や住民の属性および生活条件などの要因から、苦情反応や態度の予測モデルを作成した。

In the former paper (Part 1), the annoyance responses of inhabitants to road traffic noise were examined disregarding the factors, such as their attitudes, attributes and living conditions.

The present paper deals with the structural analysis of annoyance responses, through the quantification theory of the 3rd kind, taking into account the factors such as their attitudes and living conditions. In addition, the predictive models of their annoyance responses and attitudes are constructed by the factors of noise exposure, their attributes and living conditions, through the quantification theory of the 2nd kind.



# 道路交通振動による住民被害意識の 構造分析と予測モデル\*

—環7小茂根地域—

Research on Structural Analysis and Predictive Model  
of Community Response to Road Traffic Vibration  
—Komone Area of Circular Route 7—

高野 博夫<sup>1)</sup> 橋本 竹夫<sup>2)</sup> 岩元 貞雄<sup>3)</sup>  
HIROO TAKANO TAKEO HASHIMOTO SADA0 IWAMOTO

道路交通騒音及び振動に対する住民反応を調べるため、昭和52年2月から同年5月にかけて東京環状7号線沿いの小茂根地域一帯でアンケート調査と道路交通騒音及び振動の測定を行った。

本報告は、これらの測定データに解析を加えたもので、まず振動に関する苦情反応についてクラスター分析を行った結果について述べる。更に、数量化理論第2類を用いて振動暴露量、騒音暴露量、住民の属性及び生活条件などの要因から、苦情反応の予測モデルを作成した結果について報告する。

In order to investigate annoyance responses of inhabitants to road traffic noise and vibration, a social survey and measurements of road traffic noise and vibration around Komone area, located along the Circular Route 7 of Tokyo, were carried out from February till May, 1977.

The present paper deals with a structural analysis of annoyance response through a cluster analysis. In addition, the predictive models of their annoyance responses are constructed by factors of noise and vibration exposure, their attributes and living conditions, through the quantification theory of the 2nd kind.



2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

## 成蹊大学における音質研究 1979年～現在

- 音質空間の次元と音質の定量化
- 定量化尺度構成

衝撃音 impulse

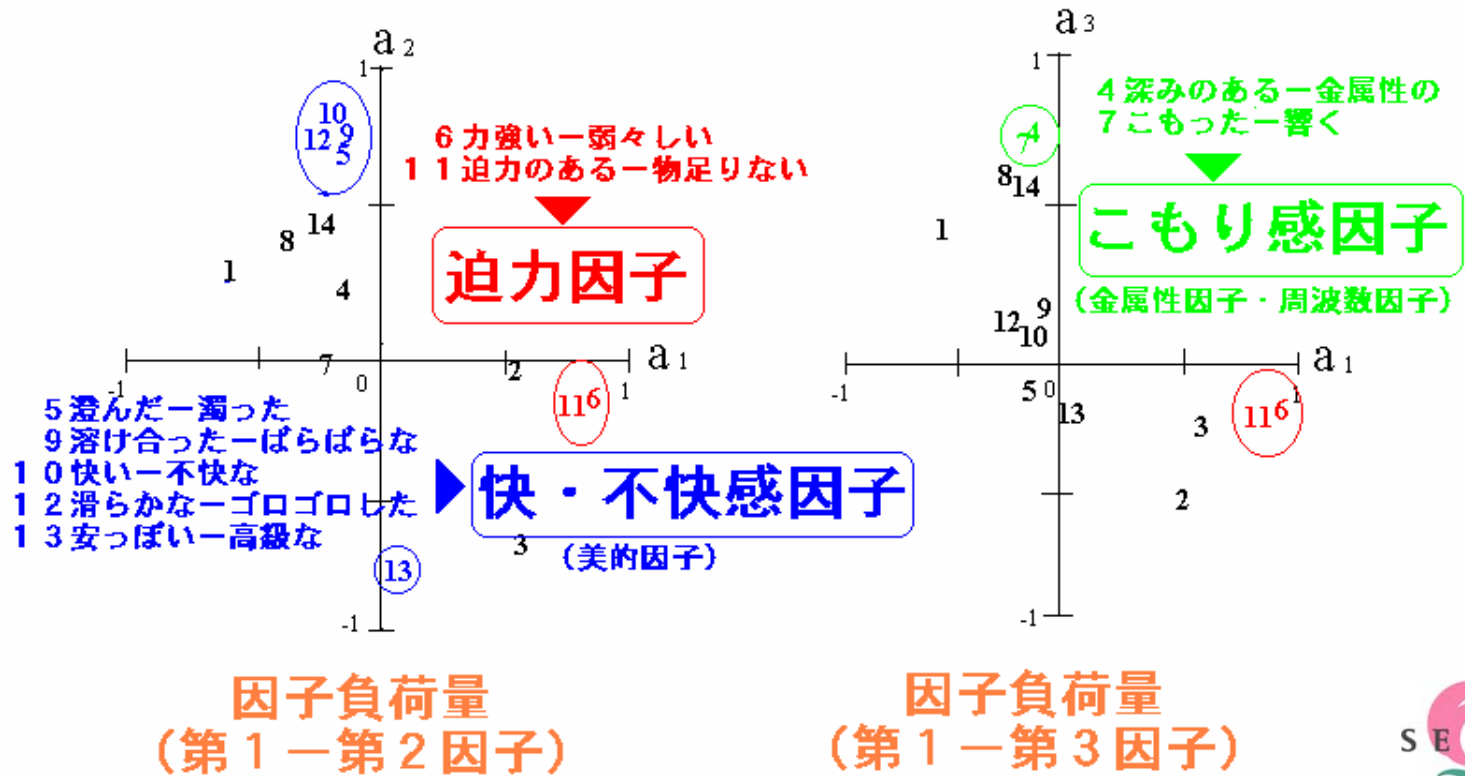
こもり音 booming index

明るさ感(エンジンの吹き上がり)  
bright index

粗さ感 modified roughness level



# 機械騒音の音質評価空間の次元



# 衝撃音の大きさ

## the loudness of impulsive sound

2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

*Journal of Sound and Vibration* (1987) **116**(3), 491–507

## THE LOUDNESS OF DECAYING IMPULSIVE SOUNDS

S. NAMBA

*College of General Education, Osaka University, Toyonakashi, Osaka 560, Japan*

T. HASHIMOTO

*Department of Engineering, Seikei University, Musashinoshi, Tokyo 180, Japan*

AND

C. G. RICE

*Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton,  
Southampton SO9 5NH, England*

*(Received 9 April 1986, and in revised form 14 October 1986)*



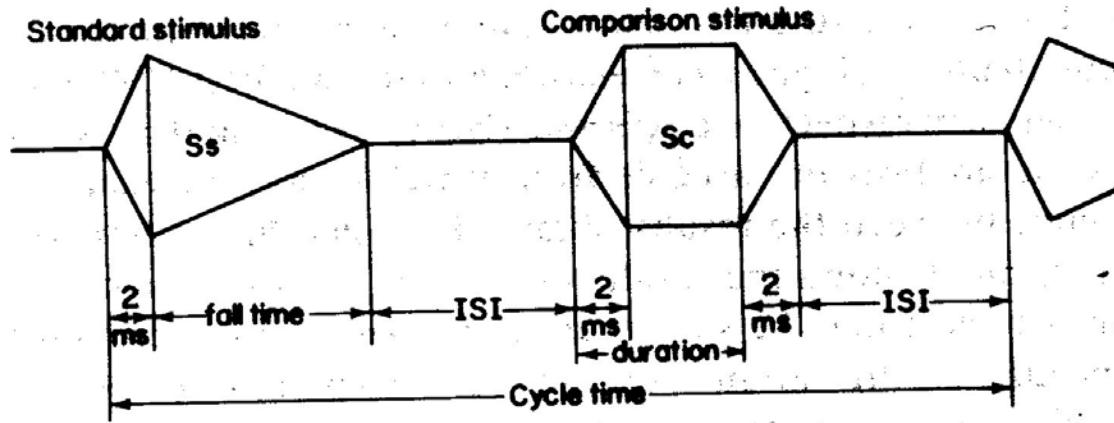
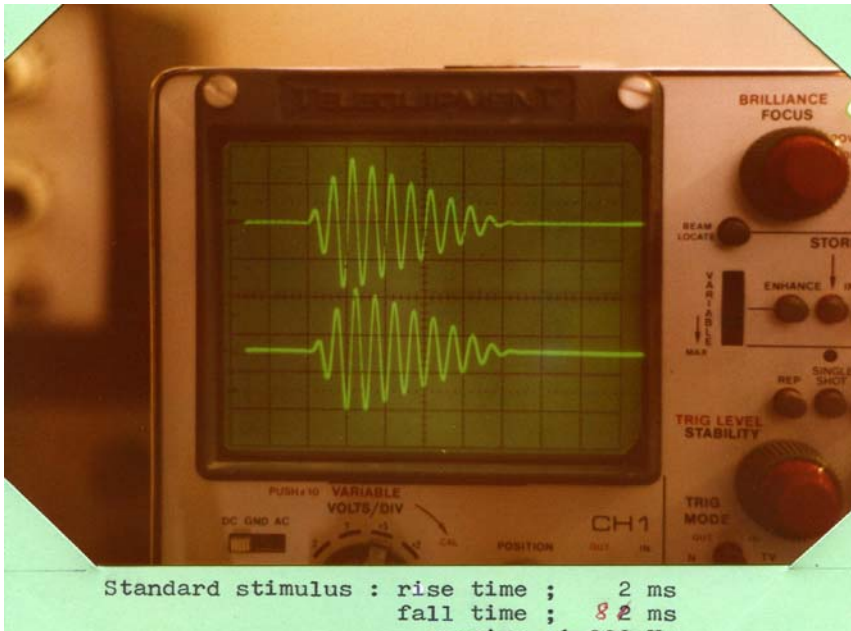
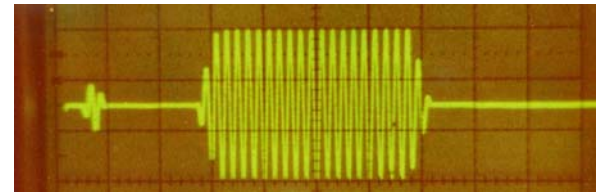


Figure 1. Stimulus patterns used in the experiments. Ss is an impulsive sound with a short rise time and a relatively long decaying time. Sc is a steady state sound with a short rise/fall time.



Standard stimulus : rise time ; 2 ms  
 fall time ; 82 ms



2009/3/10

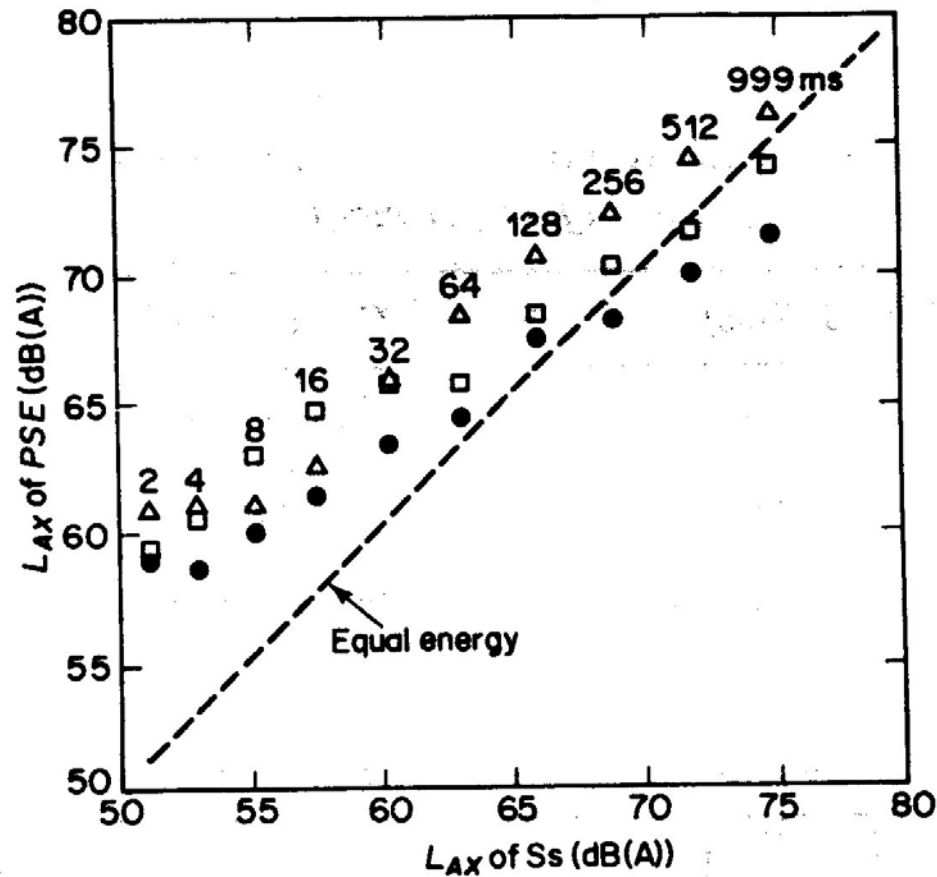


Figure 2. Results of Experiment 1.  $L_{AX}$ 's of PSE show a high correlation with  $L_{AX}$ 's of Ss except for the stimuli of shorter duration, the loudness of which are overestimated compared with  $L_{AX}$ 's of Ss. ●, Sc 20 ms,  $r=0.993$ ,  $RMS=4.04$ ; □, Sc 100 ms,  $r=0.998$ ,  $RMS=5.35$ ; △, Sc 500 ms,  $r=0.989$ ,  $RMS=5.50$ .

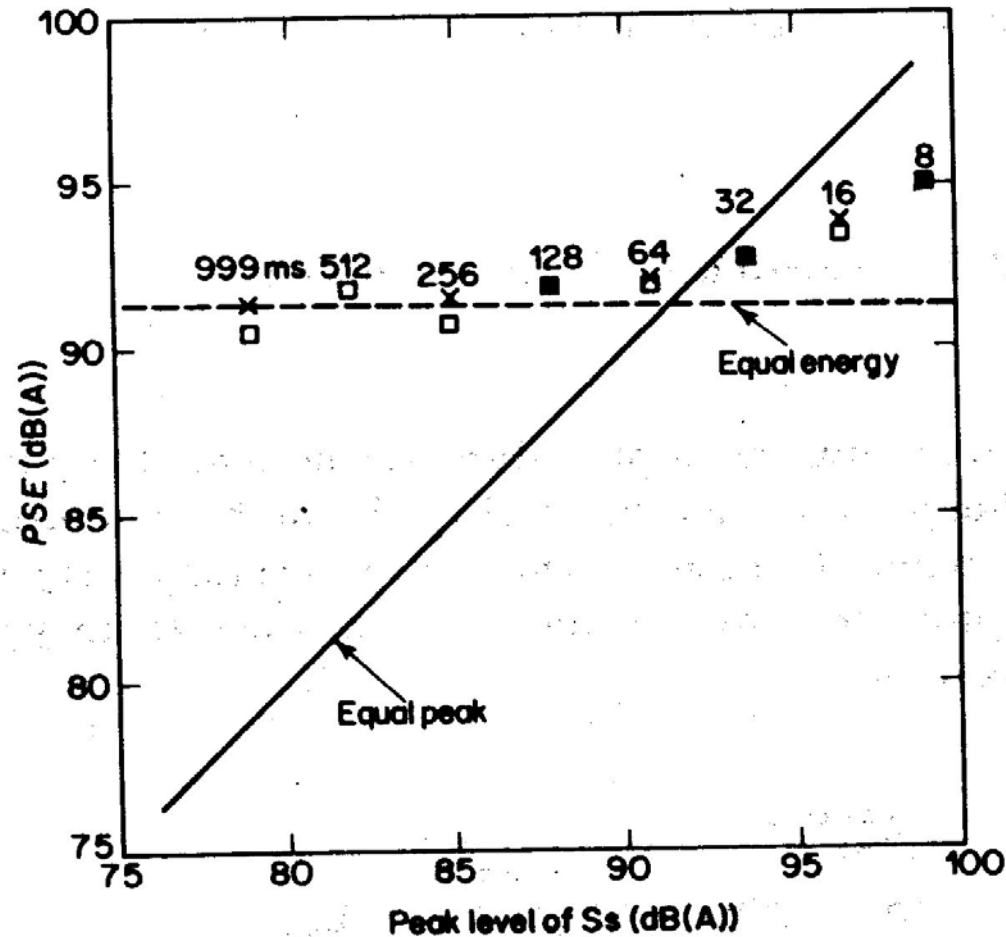
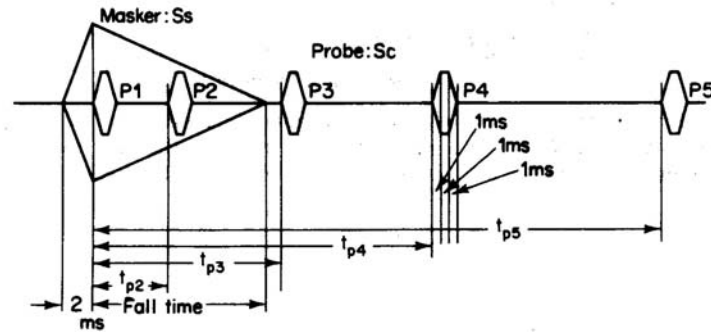


Figure 3. Results of Experiment 2.  $L_{AX}$ 's of  $PSE$  show good agreement with  $L_{AX}$ 's of  $S_s$ , but there is no apparent correspondence between  $PSE$ 's and peak levels.  $\times$  indicates the predicted values by the schematic model. The correlation and the RMS are calculated between  $PSE$ 's and the predicted values.  $\square$ , Experimental results.

2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫





Probe position (ms)

Masker fall time	$t_{p1}$	$t_{p2}$	$t_{p3}$	$t_{p4}$	$t_{p5}$
16	0	8	26	66	116
64	0	32	74	114	164
256	0	128	266	306	356
512	0	256	522	562	612

Figure 5. Probe positions in Experiment 3.

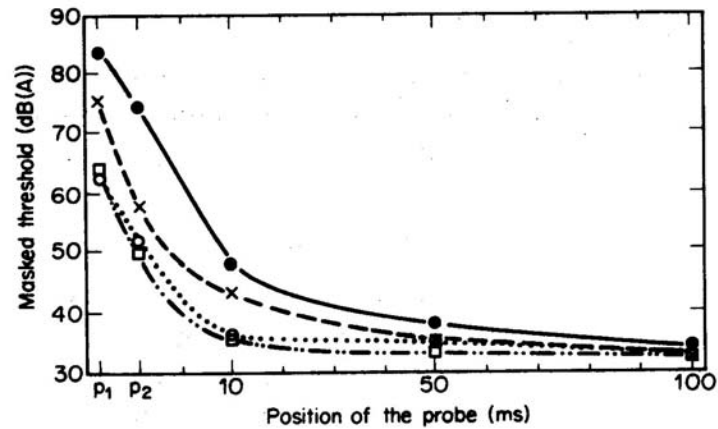
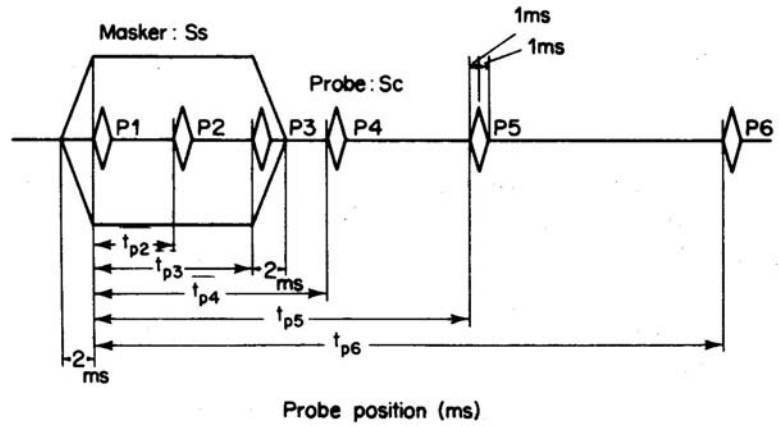


Figure 6. Results of Experiment 3 for Subject A. It is noticeable that there exists an auditory after-effect of the masker when the duration of the masker is short. Masker fall time: ●, 16 ms; ×, 64 ms; ○, 256 ms; □, 512 ms.



Masker duration	$t_{p1}$	$t_{p2}$	$t_{p3}$	$t_{p4}$	$t_{p5}$	$t_{p6}$
20	0	9	16	30	70	120
100	0	49	96	110	150	200

Figure 8. Probe positions in Experiment 4.

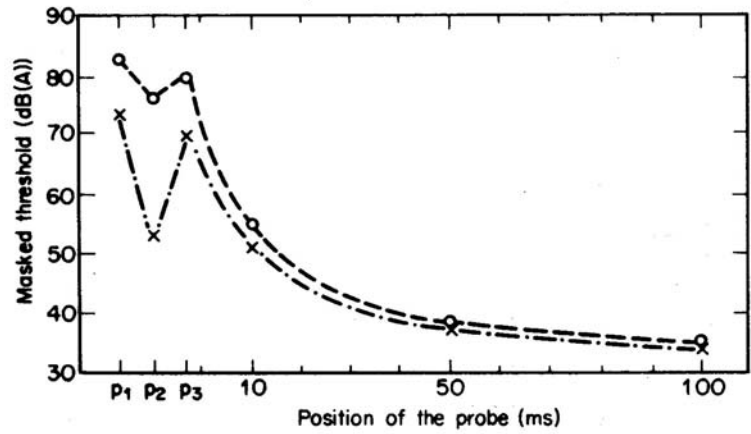


Figure 9. Results of Experiment 4 for Subject A. The overshoot at the onset of the stimulus, the suppression immediately after the onset, and the after-effect beyond the termination of the stimulus are observed, independently of the duration of the masker. ○ --- ○, Masker 20 ms; × - - - ×, masker 100 ms.

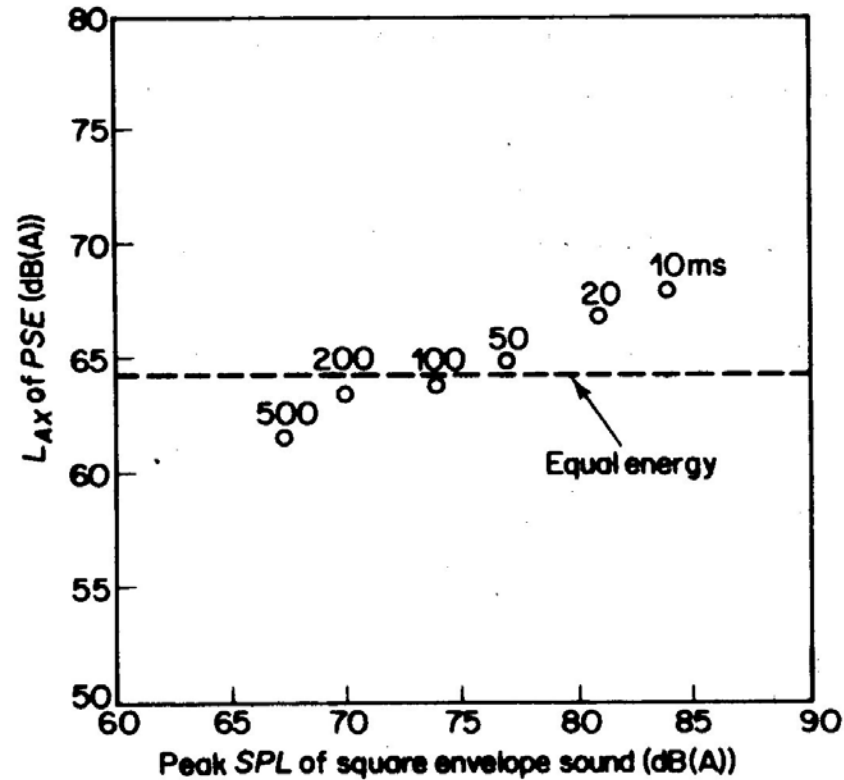
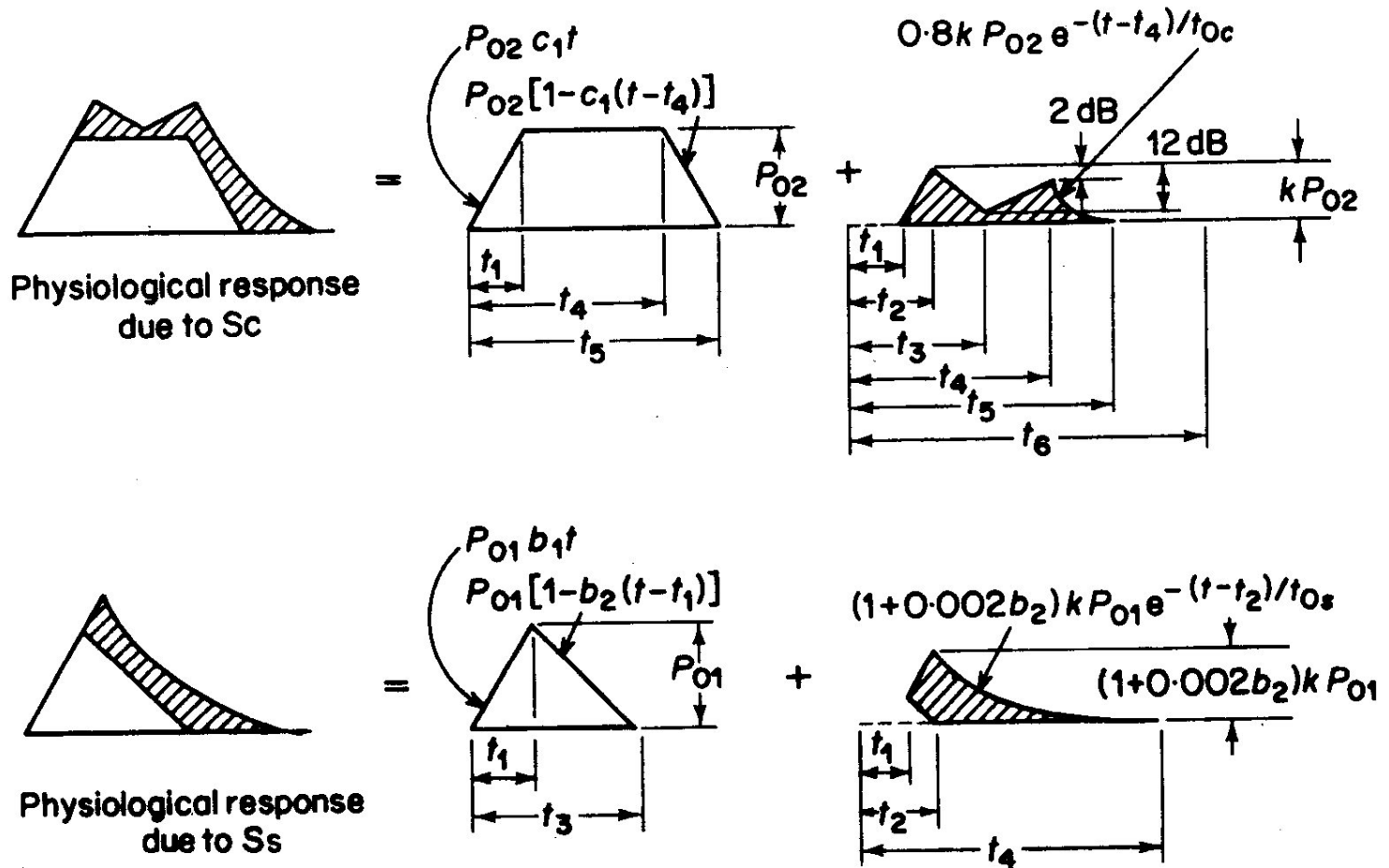


Figure 12. Efficiency of temporal loudness summation (after Ibukuro [22]). The result shows that 20 ms sound is 3 dB louder than 100 ms sound, which is 2.3 dB louder than 500 ms sound.





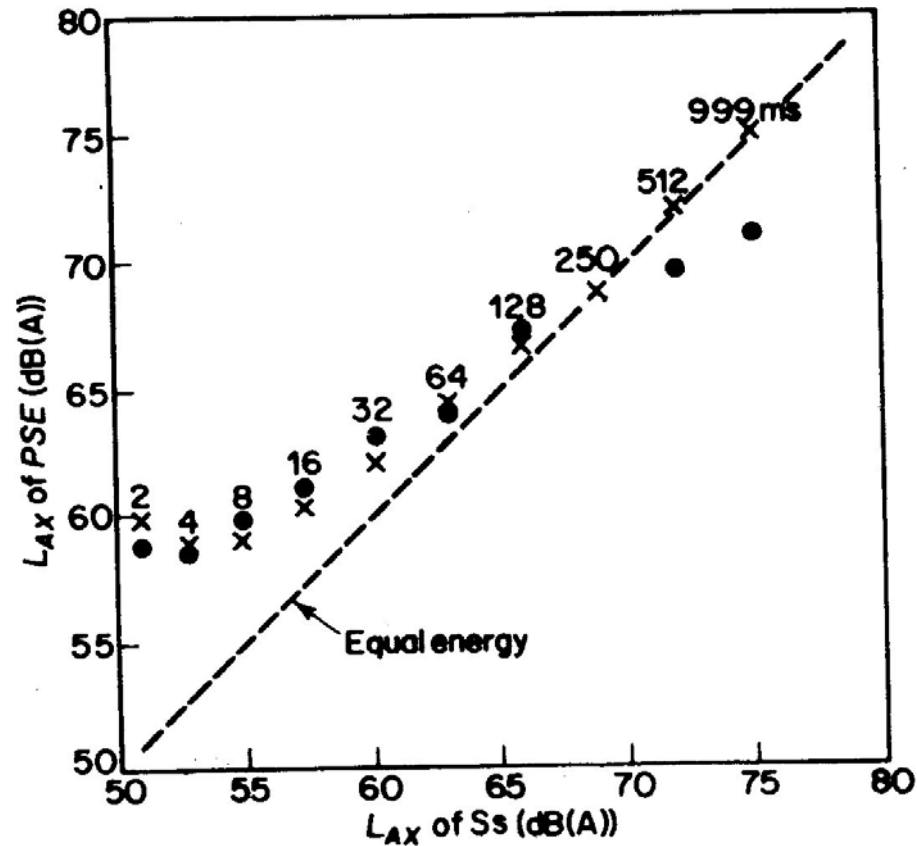


Figure 14. Results of Experiment 1 in case of 20 ms Sc and predicated values by the schematic model. The calculated values are in good agreement with the experimental values. Sc 20 ms;  $r = 0.979$ ;  $RMS = 1.648$ . ●, Experimental results; ×, model.

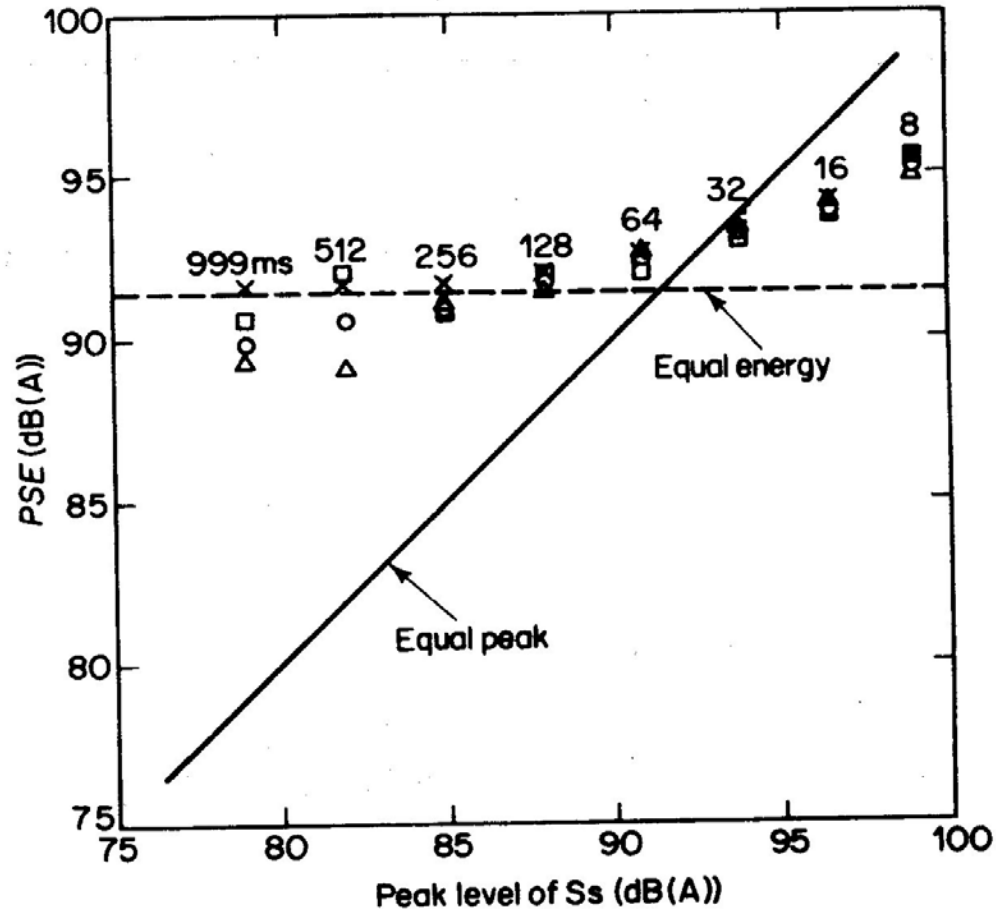
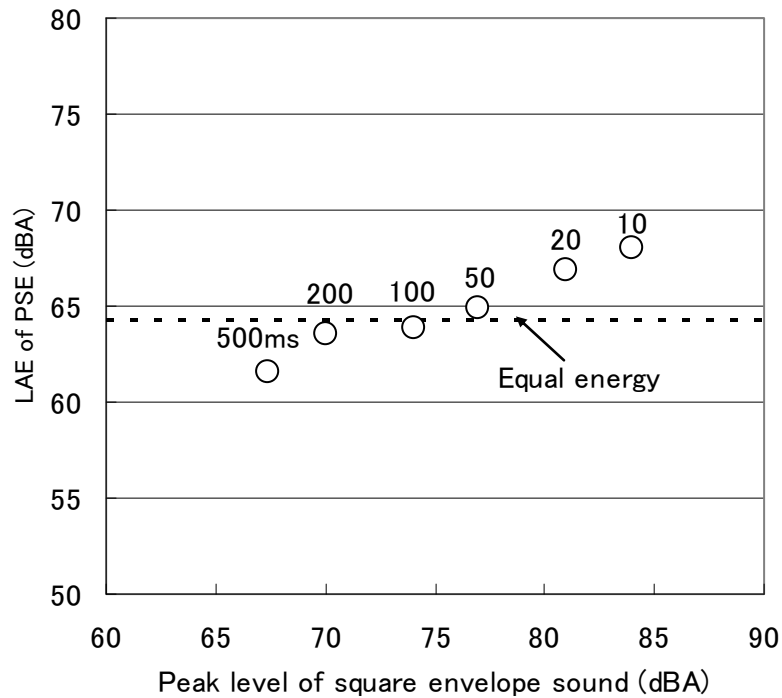


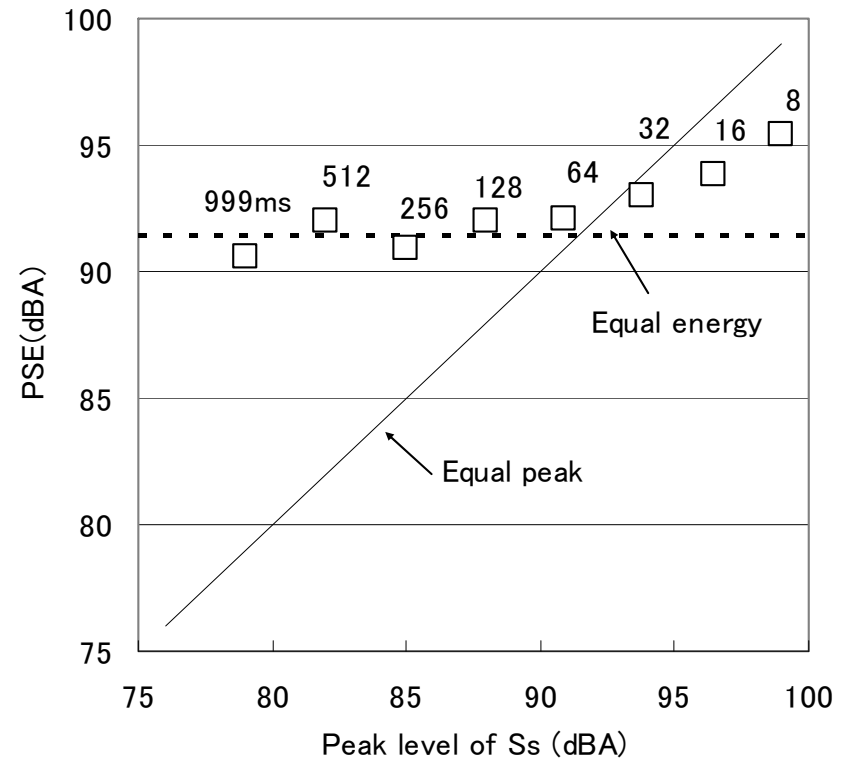
Figure 15. Results of Experiment 2 repeated at Seikei University together with the original results at I.S.V.  $\times$  indicates the predicted values by the schematic model. Slight differences are observed between two results but the differences are not significant.  $\circ$ , Mean between the two sets of results;  $\Delta$ , experimental results at Seil University;  $\square$ , experimental results at I.S.V.R.

# 時間変化音の大きさ

## 矩形短音の大きさ



## 減衰音の大きさ

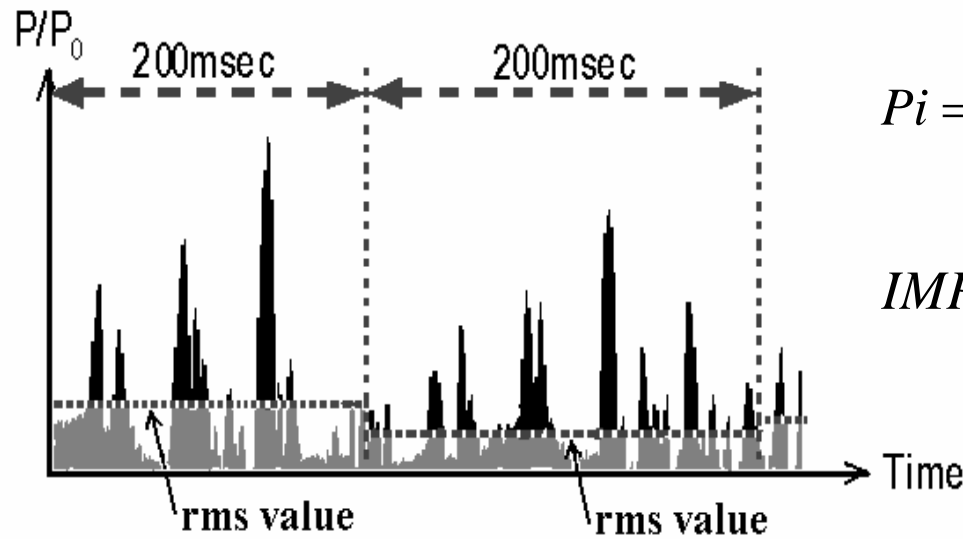


# 衝撃音の評価尺度 impulse

2009/5/18

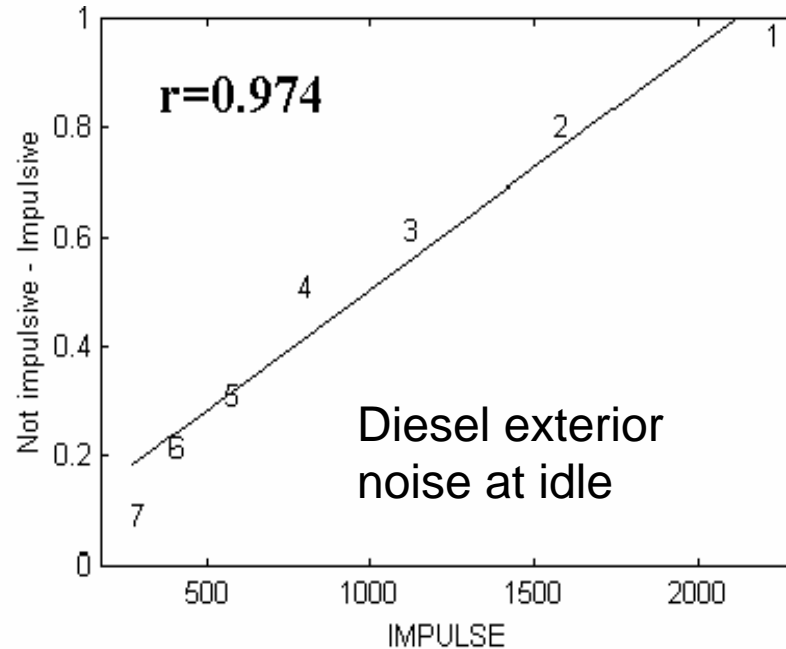
音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫





$$P_i = \frac{\sum_{j: p(j) > rms_i} (p(j) - rms_i)}{n_i} \quad (1)$$

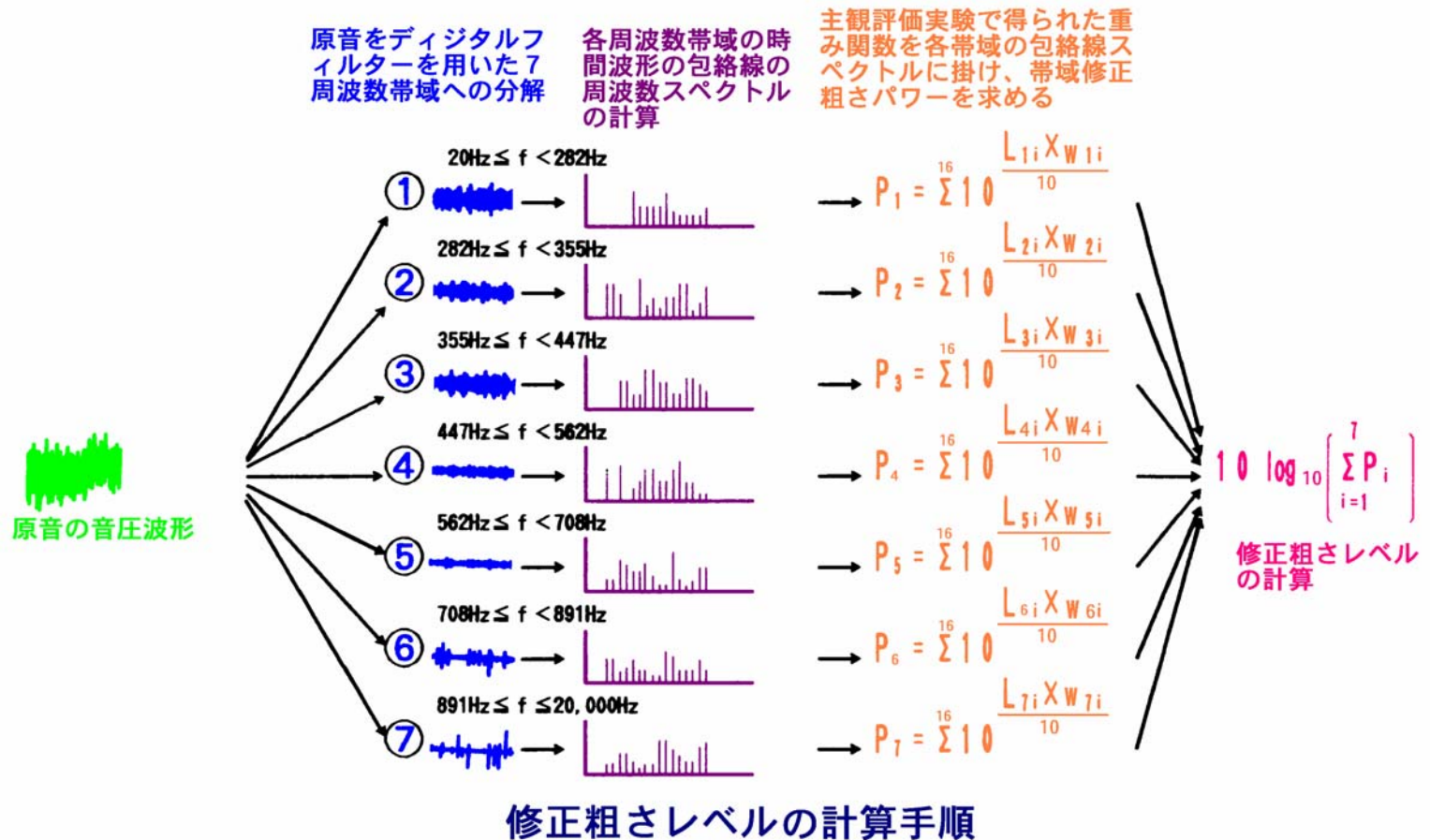
$$IMPULSE = \sum_{i=1}^N P_i / N \quad (2)$$



ディーゼルエンジンの  
快適化には、衝撃音の  
評価が欠かせない。

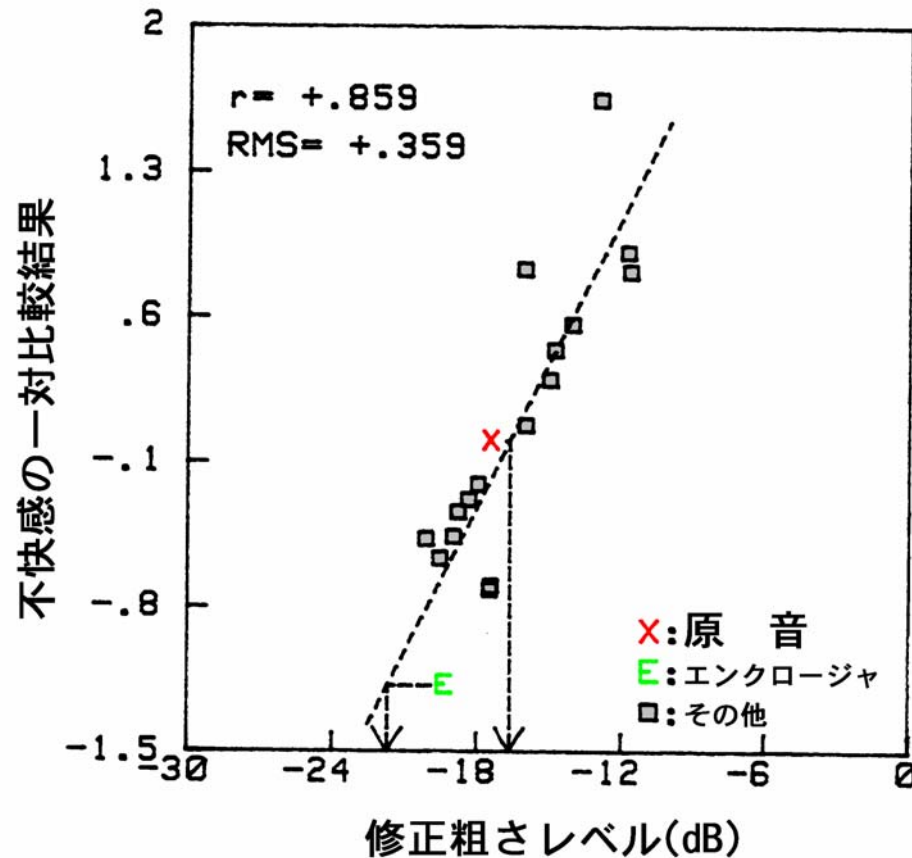
それには、衝撃音の評  
価尺度を如何に上手く  
つくるかが、重要となる。

# 修正粗さレベル





# ディーゼルエンジンのアイドル 車外音の音質改善

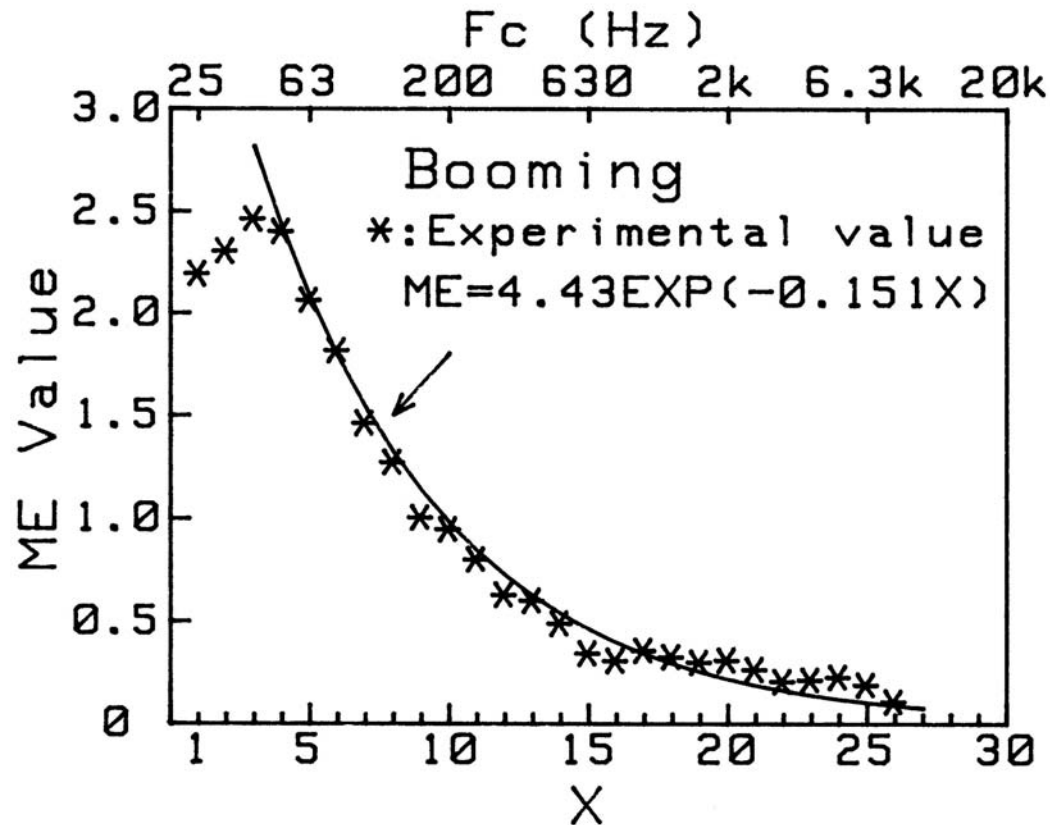




## こもり音評価尺度 booming index

- 自動車室内のように狭い閉空間の中で、ある速度で走行中にエンジンの爆発次数成分音など低周波数音の周波数が室内空間の共鳴周波数に一致して定在波が生じた場合、乗員の耳位置付近にその音圧の腹の部分が生じると鼓膜が圧迫される感覚が強まり不快なものとなる。この感覚をこもり感という。
- その際、どの程度のこもり感であれば対策をする必要があるかを判断するには、こもり感の定量化尺度が必要となる。主観に対応する適当な心理音響尺度が無いため、こもり感を表す定量化尺度として、Booming Indexという新しいこもり感の定量化尺度を提案した。

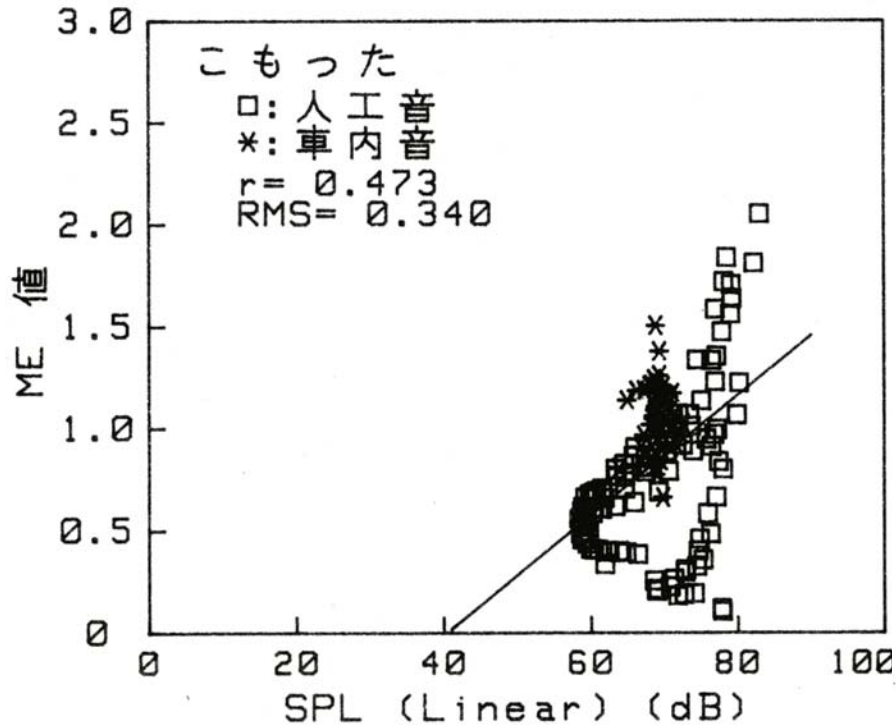
# こもり感に対する感覚的な重み付け



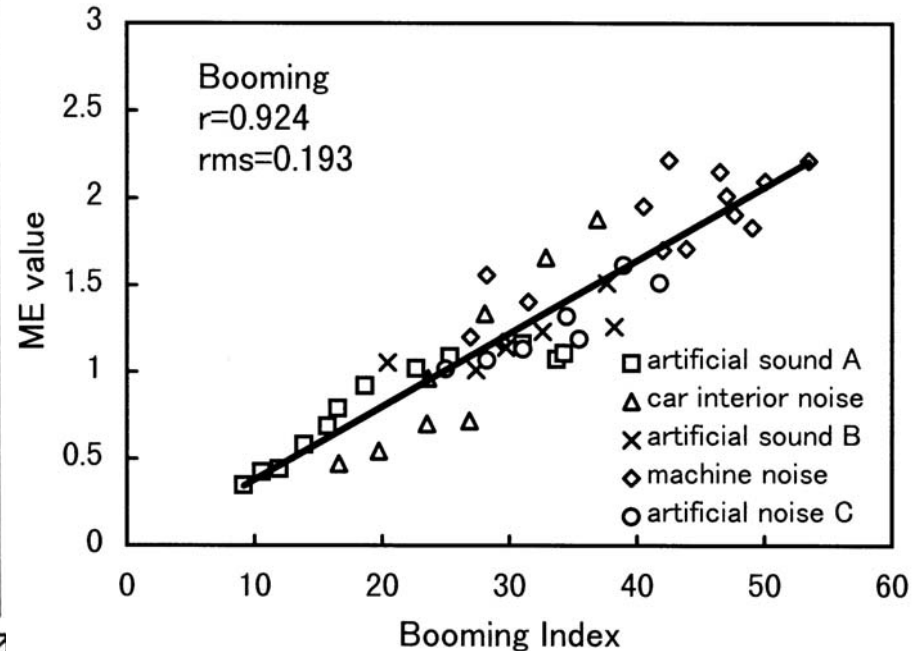
こもり感の重み付け関数

- この尺度の計算方法は、対象となる音を1/3オクターブバンド分析し各帯域音に閾値を差し引いた感覚レベルを求めたのちに、こもり感に対する周波数毎の重み付けを施した後パワー加算するやり方である。
- こもり感は大きさに対する依存性もあるため、試験音の大きさに対するこもり感の修正も行っている。

# こもり感評価結果とbooming index の対応



こもり感評価とdBの対応



こもり感評価とbooming indexの対応

Ref.: R.Weber, T.Hashimoto and S.Hatano: "Objective signal correlates of the booming effect in vehicles, Proc. Sound Quality Symposium 2002, No.27(2002)

## 加速音のこもり感評価

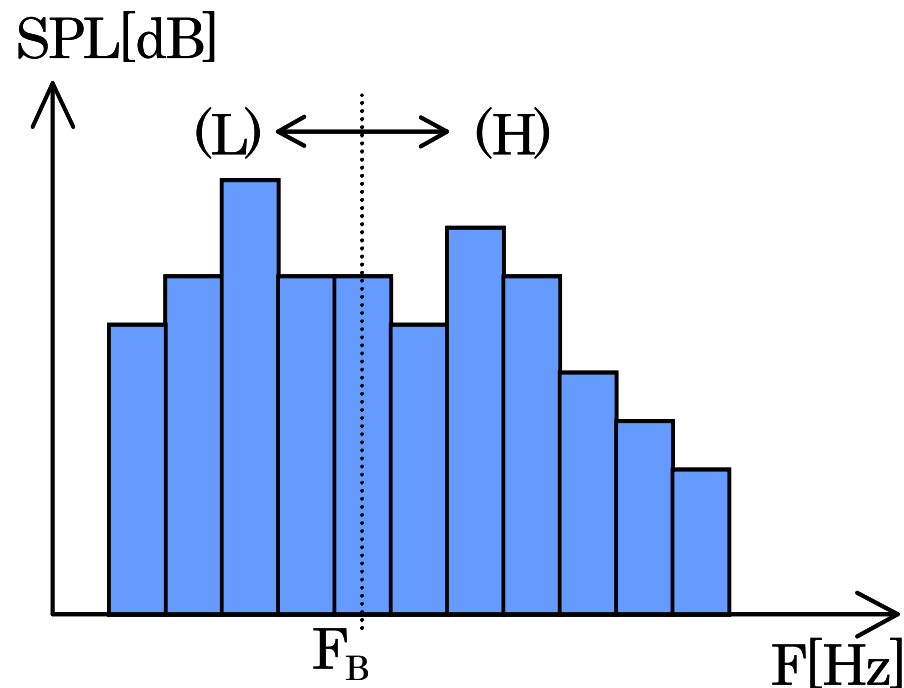
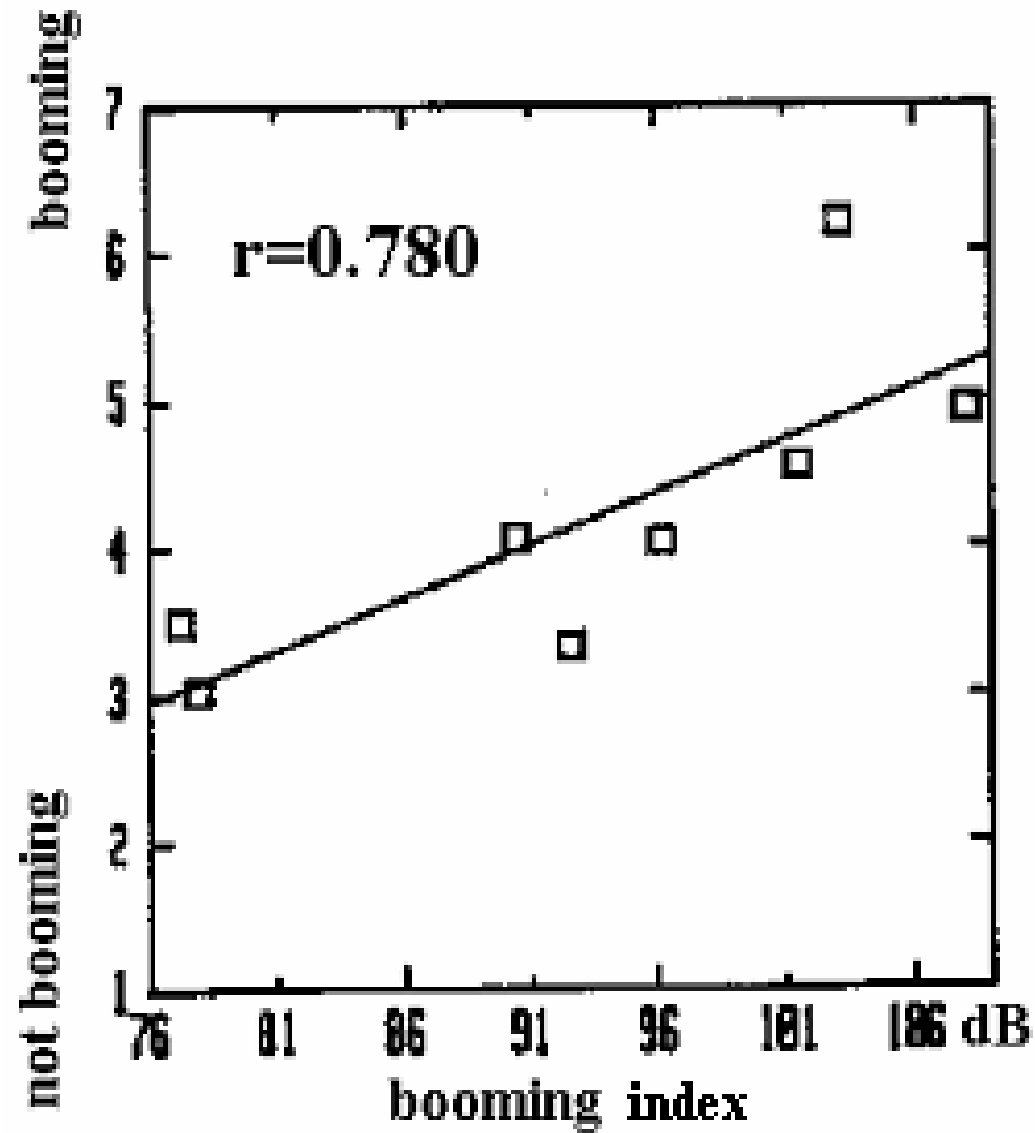


図 部分loudness計算の境界周波数

FB=300Hz

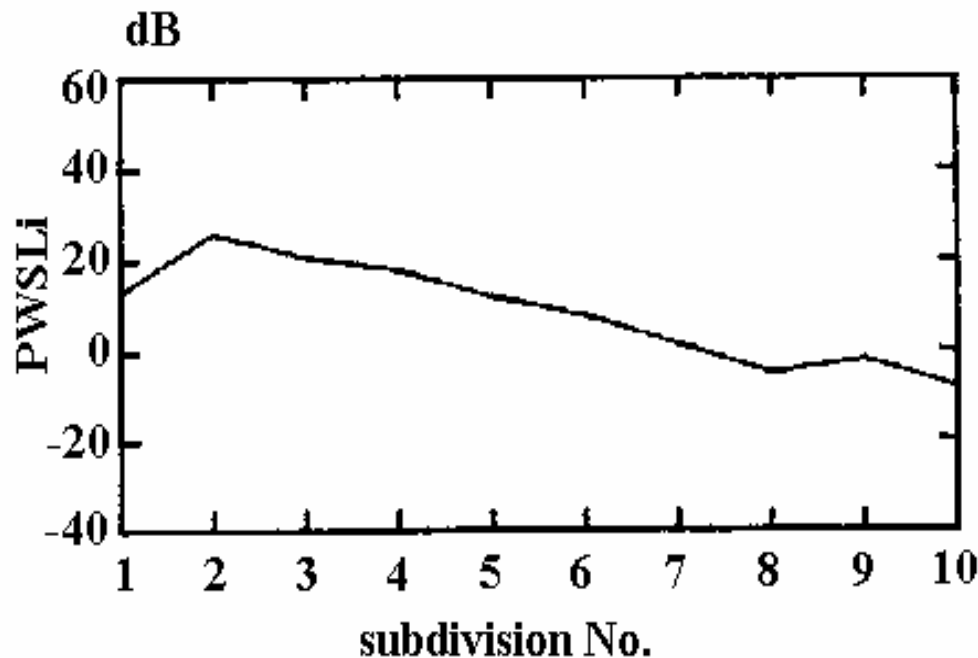




$$PWSLi = [Boo min g Index] \times (L - H) \div (L + H)$$

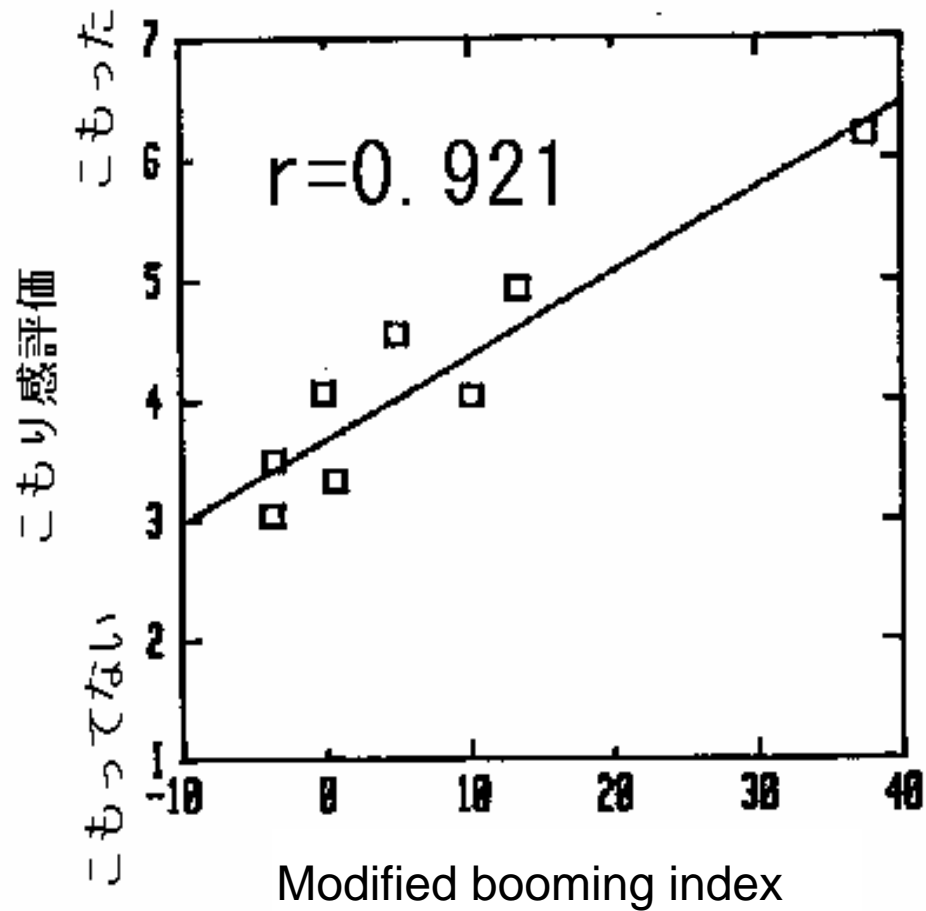
*Modified Booming Index* =

$$10 \log \left( \sum 10^{PWSLi/10} \right) \quad (4)$$



区間を10等分して、各区間のPWSLiを求める。

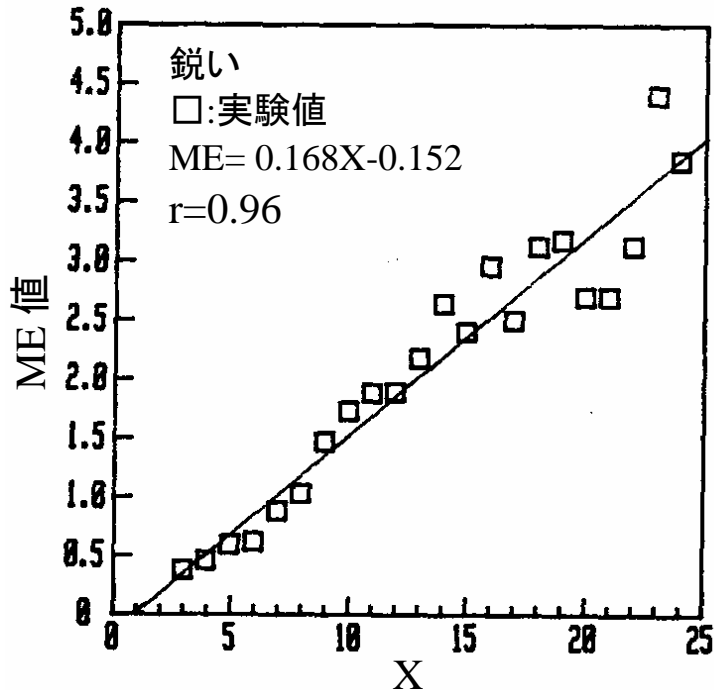
次のPWSLiのパワー加算から修正booming indexを求める。



## 明るさ感評価尺度(エンジンの吹き上がる感覚)

### 明るさの重み付き感覚レベル(Brightness Weighted Sensation Level)

試験音の1/3オクターブバンドスペクトルに、“鋭い”の主観評価に基づいた重みを掛けた**BWSL: Brightness Weighted Sensation Level**をもとめた。



### — BWSLの計算手順 —

- ⌚ 音刺激を1/3オクターブバンド分析
- ⌚ 「各1/3オクターブバンドレベル」－「閾値」  
(感覚レベル)
- ⌚ 「1/3オクターブバンド幅の感覚レベル」×「重み値」  
重み値: 各1/3オクターブバンドに割り当てられた重み関数値 (Fig 2 参照 → x=1:Fc=40Hz、x=25:10kHzに相当)
- ↙ 感覚レベルを全周波数帯域に渡ってパワー加算  
(明るさの重み付き感覚レベル)

図 「明るさ感」に関する重み関数

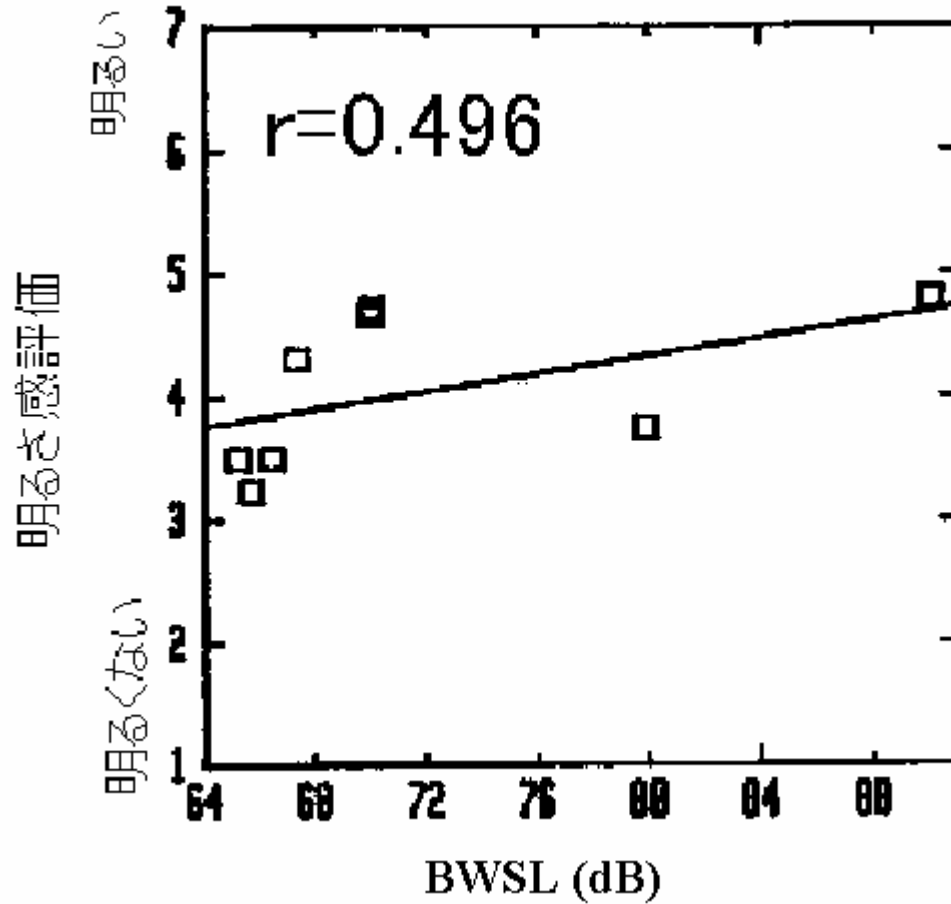


図3 明るさ感の評価結果と BWSL の  
相関 (v8 エンジン車)



## ①周波数スペクトルの時間変化の考慮

試験音を10区間に分け、各区間の1/3オクターブバンドスペクトル上で、境界周波数( $f_B=300\text{Hz}$ )の、低域側ラウドネス、高域側ラウドネス(Fig4中のそれぞれ[L],[H]部)から計算される重みを各区間のBWSLに掛けた(これを**PBWSL:Periodic Brightness Weighted Sensation Level**とする)。

重み:  $(\text{Loudness}[H] - \text{Loudness}[L]) / (\text{Loudness}[L] + \text{Loudness}[H])$

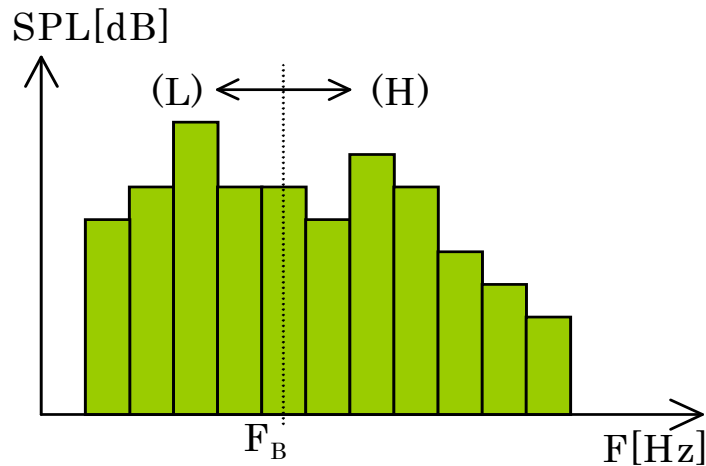


図 1/3 octave band スペクトル

加速と共に変化するPBWSL(図5)から、試験音全体に渡るPBWSLのパワー平均値**BRT**をもとめた。

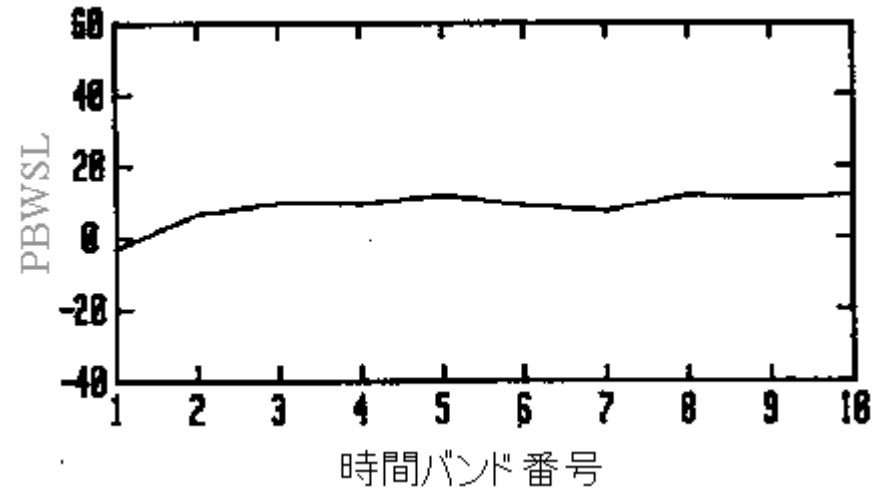


図 PBWSLの時間変化パターン

## ②加速の速さの考慮

加速が速いほど「明るい」の印象が強い。



加速の速さを表わす尺度  
単位時間当たりのラウドネス変化量  
 $\Delta \text{Loudness}[\text{sone} / \text{sec}]$

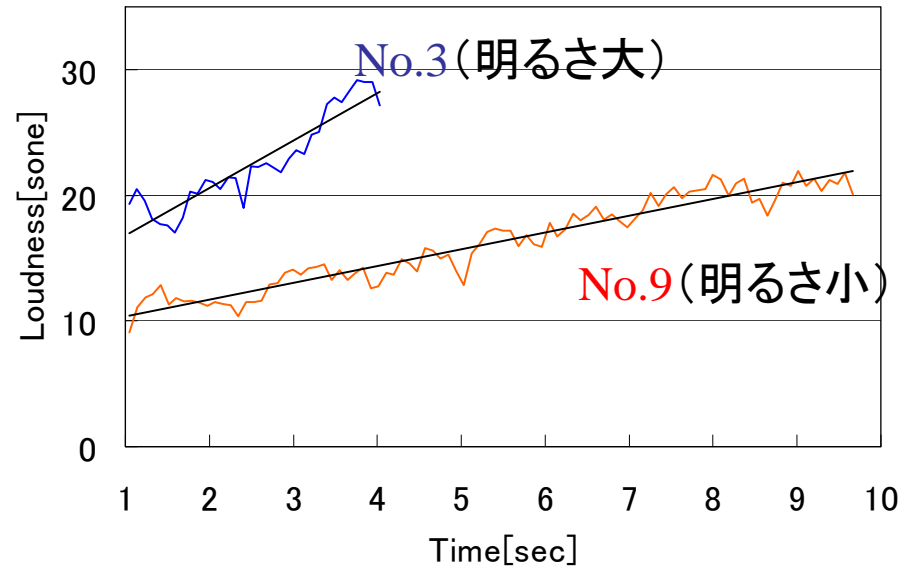


図 大きさの時間変化

## ③回帰分析による明るさ感評価尺度の作成

式<1>で計算されたBRTと $\Delta \text{Loudness}$ を変数とし、乗用車33車種の明るさ感評価結果を重回帰分析した。

### 明るさ感評価モデル

モデル式より明るさ感評価尺度 **Bright index** が算出される。

$$\text{Bright index } x = 0.0171 \times \text{BRT} + 0.4402 \times \Delta L + 3.1269 \quad \dots < 2 >$$

# 明るさ感評価とBright indexの対応

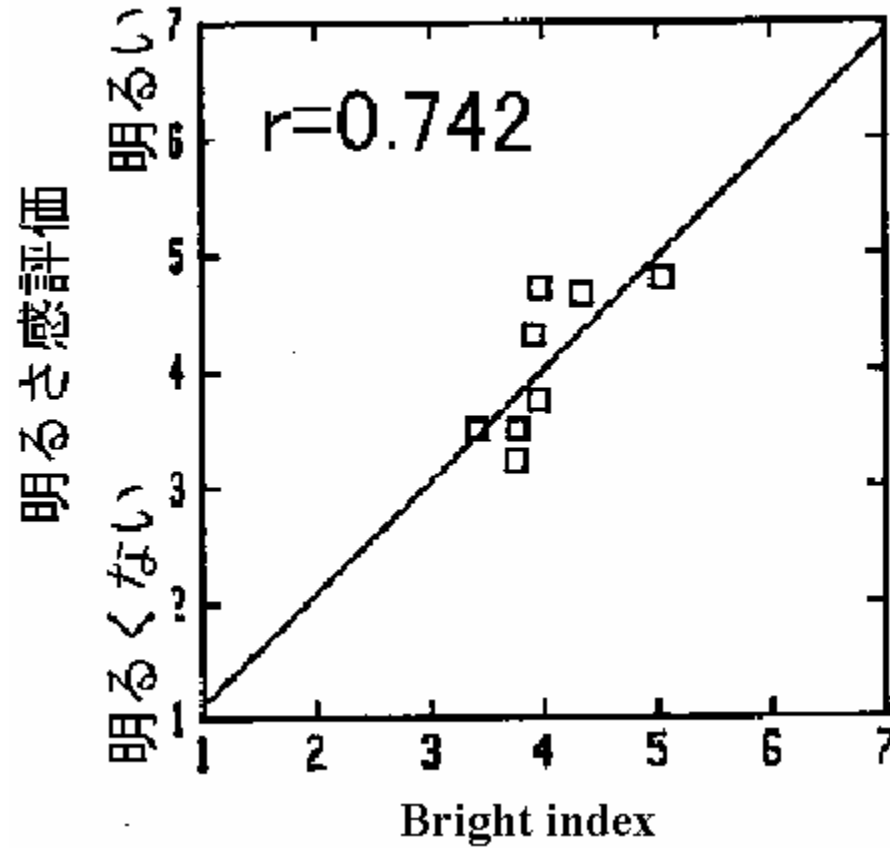
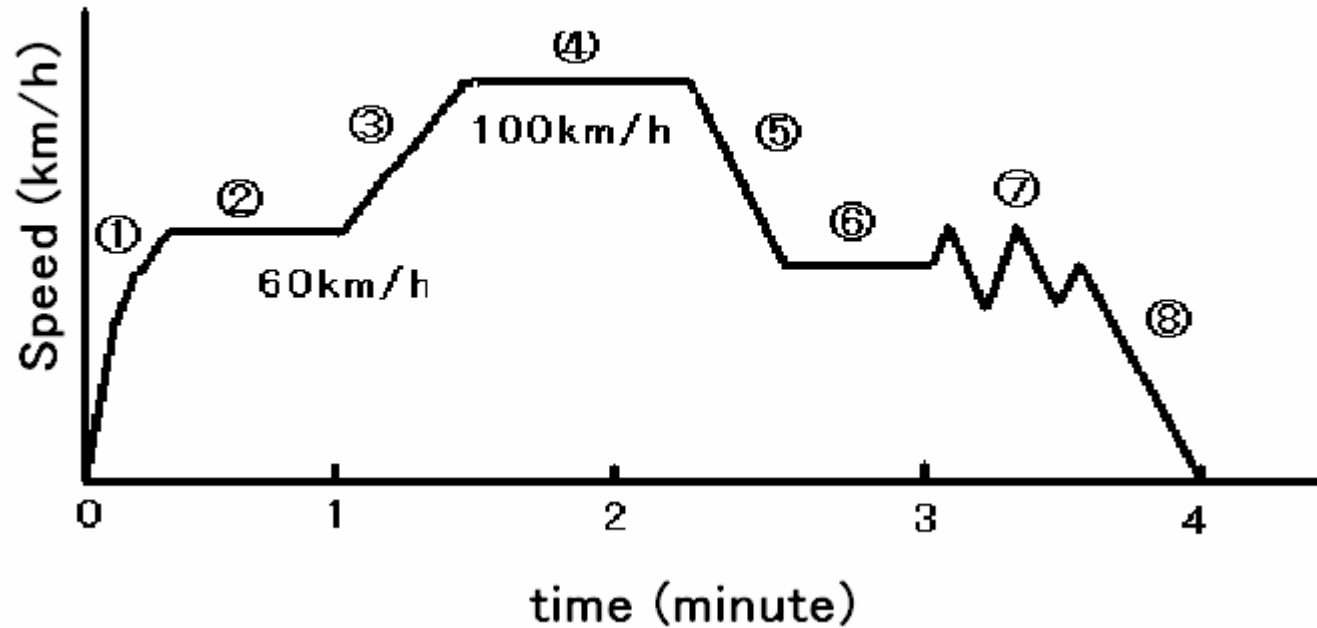


図 明るさ感評価と Bright index  
(v8 エンジン車)

# 映像とシートフロア振動が車内音の音質評価に与える影響について

## Vehicle running mode



17 male Subjects aged from 21 to 57 were participated in this experiment.

# SEAT VIBRATION LEVEL AND BRIGHTNESS OF THE VISUAL SCENERY

- The seat vibration level was set in three steps. The original seat vibration level was nominated as the **middle level** and the **high level** and the **low level** were set  $\pm 3\text{dB}$  from the original.
- The brightness of the visual scenery was also set in three steps as in the following.

High brightness: 151.9 (cd/m<sup>2</sup>)

Middle brightness: 97.72 (cd/m<sup>2</sup>)

Low brightness: 43.54 (cd/m<sup>2</sup>)

where the luminance (cd/m<sup>2</sup>) denotes the luminous intensity received at the unit area.



# EXPERIMENTAL CONDITION OF STIMULUS PRESENTATION

- In cases of the powerfulness and the unpleasantness evaluations, the total variations for the noise alone condition were 9 because the signal presentation level was varied from -1dB to +3dB with 0.5dB step. For the original noise + visual scenery + seat-floor vibration condition, the variations were 9. So, the numbers of the total stimulus conditions were 18.
- For the evaluation of booming sensation in case of noise alone condition, the noise level was varied from -1.5 dB to +2.0 dB with 0.5dB step. So, the total variations in this case were 8. Accordingly, the total stimulus variations for the evaluation of booming sensation were 17.

# 実験装置

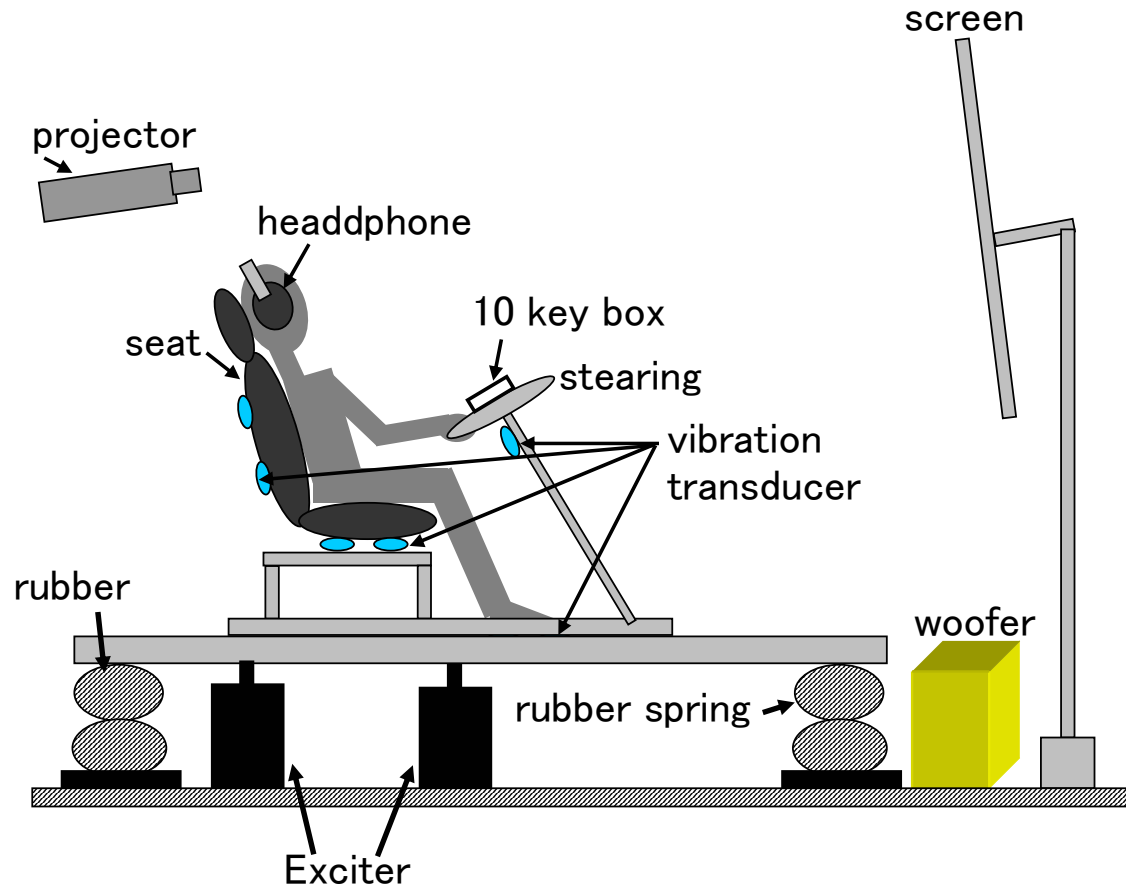


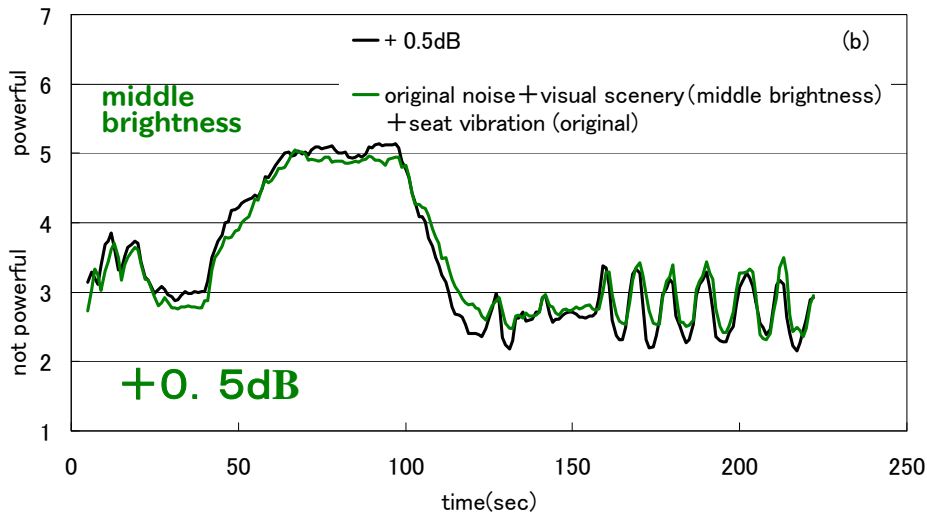
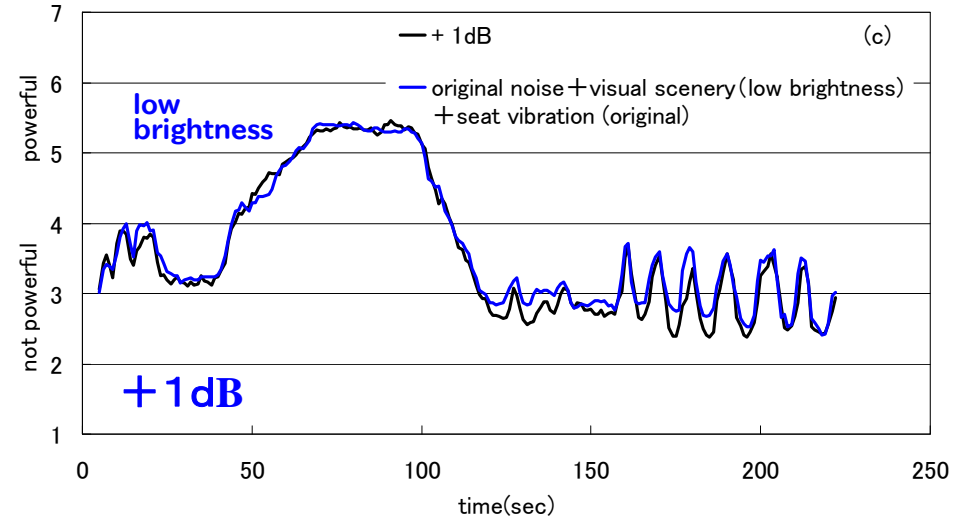
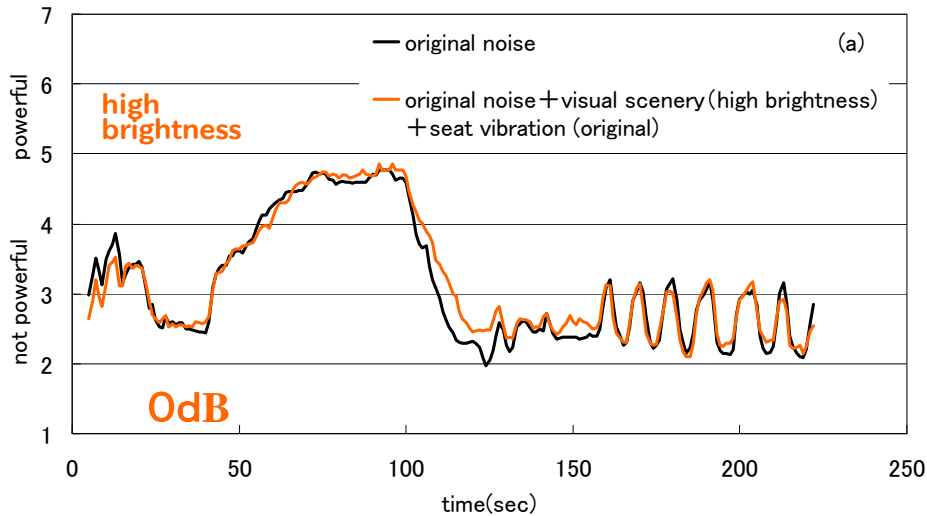
図1 実験装置



2009/5/18

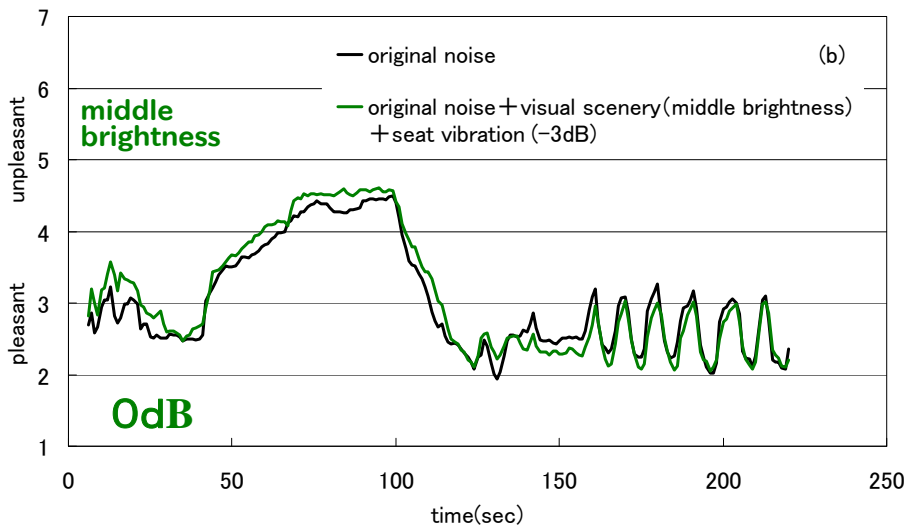
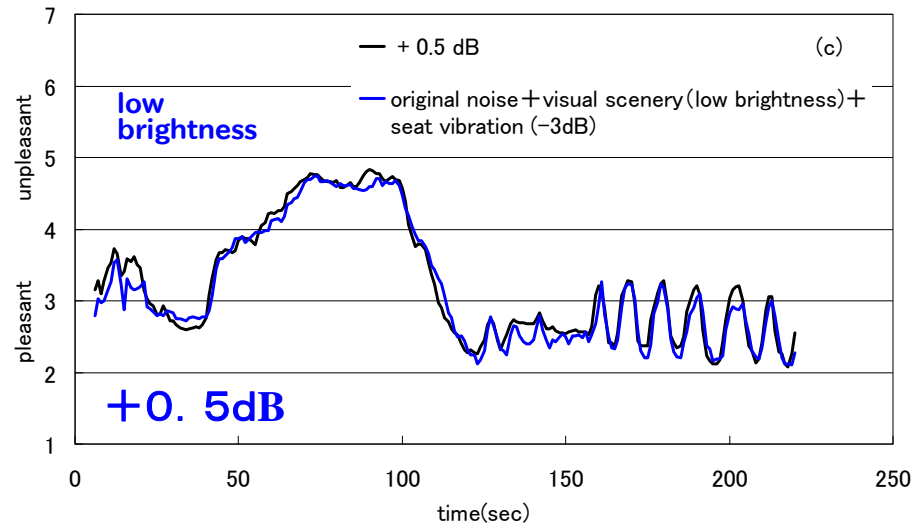
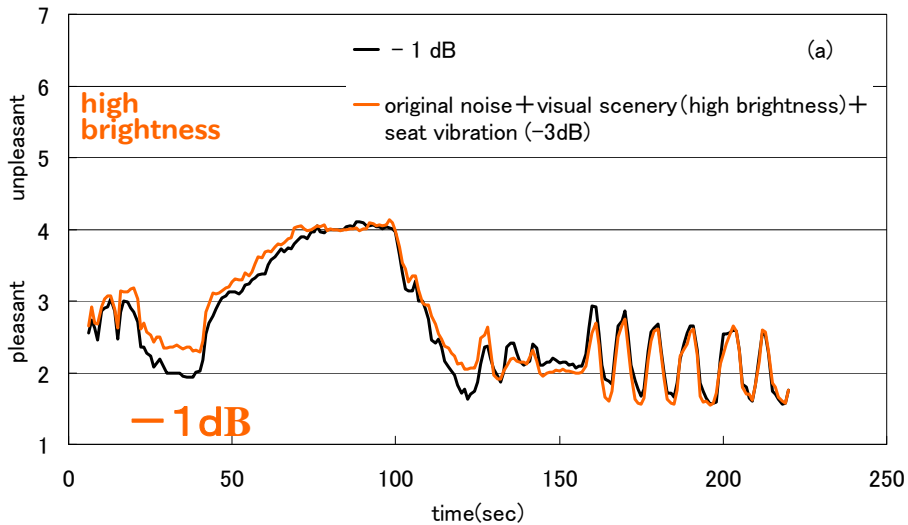
音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

# Evaluation on powerfulness



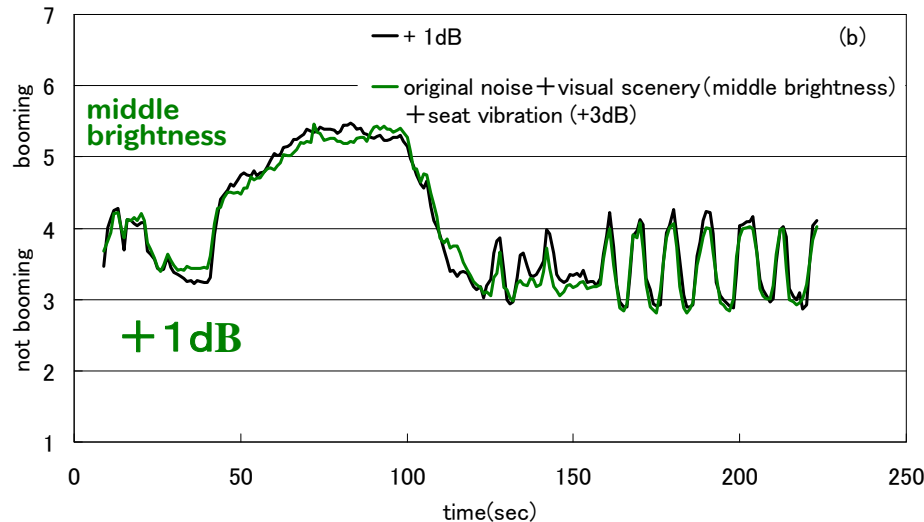
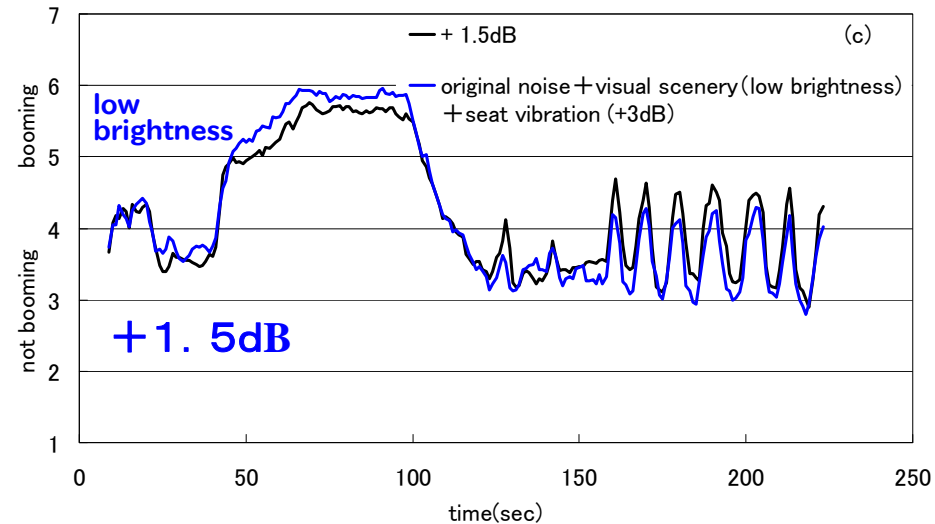
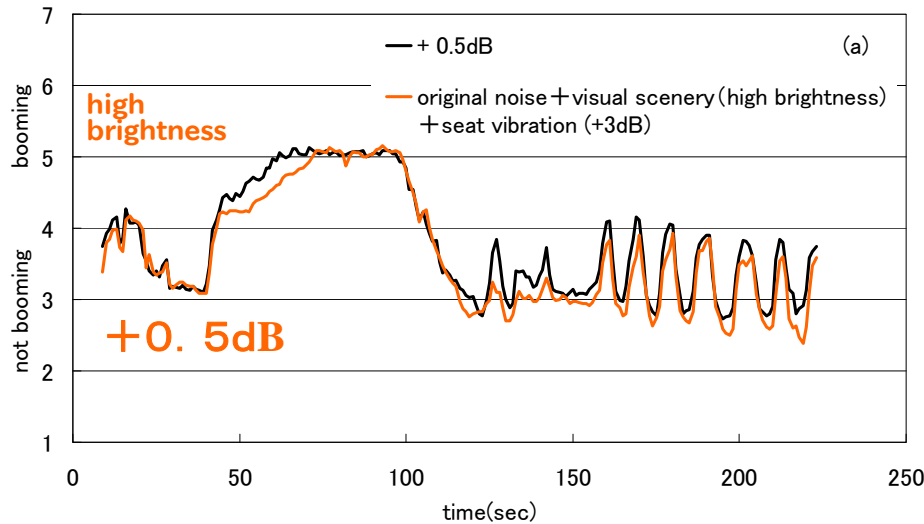
Tradeoff level for the powerfulness with the variation of the brightness increased while the brightness was varied from high to low condition.

# Evaluation on unpleasantness



Tradeoff level for the unpleasantness with the variation of the brightness increased while the brightness was varied from high to low condition as is the same for powerfulness.

# Evaluation on booming sensation 49



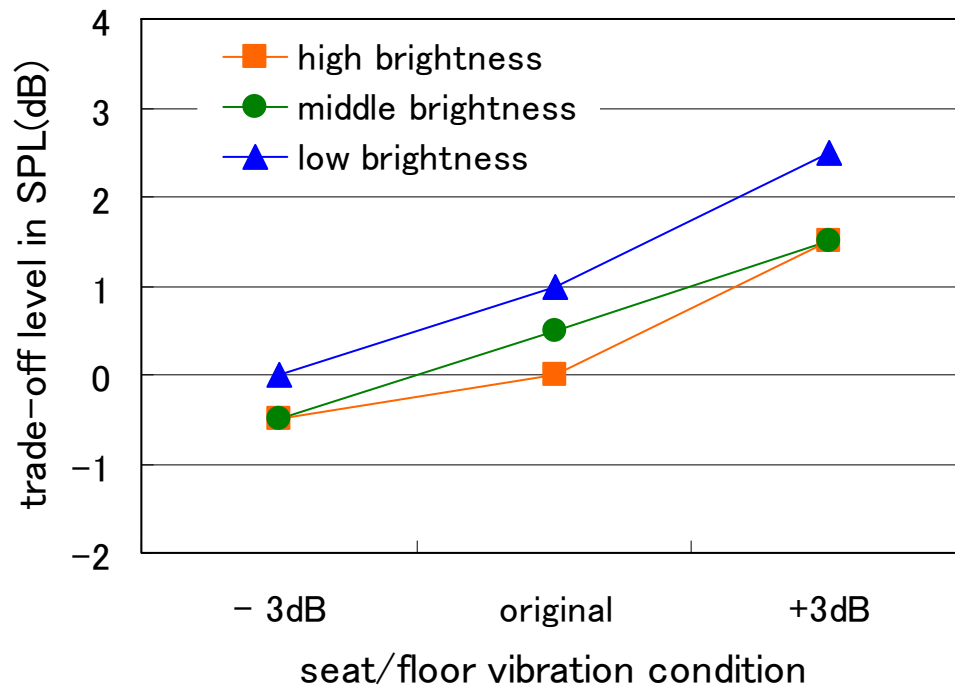
Tradeoff level for the booming sensation with the variation of the brightness increased while the brightness was varied from high to low condition as is the same for powerfulness.

2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫



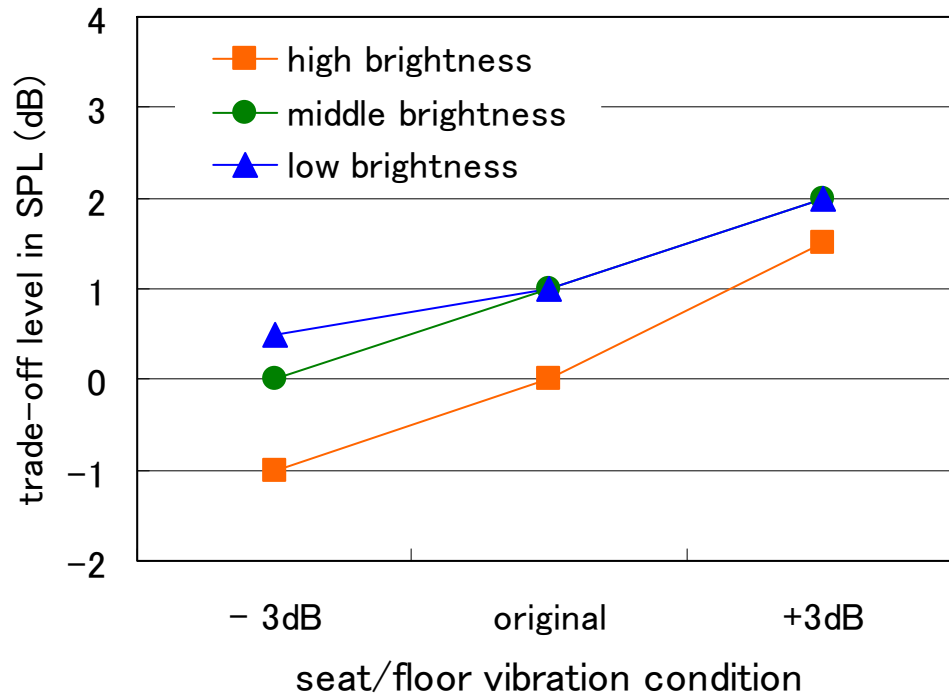
# Effect of vibration level to the perception of 50 Powerfulness under constant brightness



- Tradeoff level increases with the increase of vibration level.
- Tradeoff level has a tendency to increase with the decrease of brightness of the scenery.
- The rate of increase is more when brightness decreases from the middle to low brightness.
- The same sound is more powerful with the lower brightness.

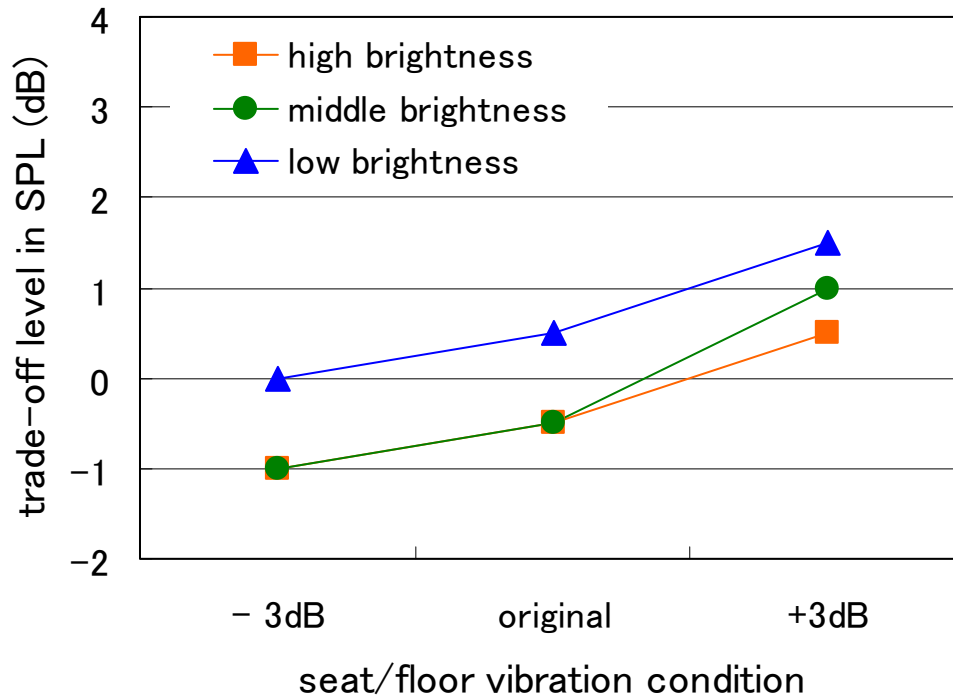
# Effect of vibration level to the perception of unpleasantness under constant brightness

51



- Tradeoff level increases with the increase of vibration level.
- Tradeoff level has a tendency to increase with the decrease of brightness of the scenery.
- The rate of increase is more when brightness decreases from the high to middle brightness.
- The same sound is more pleasant with the higher brightness.

# Effect of vibration level to the perception of booming sensation under constant brightness 52



- Tradeoff level increases with the increase of vibration level.
- Tradeoff level has a tendency to increase with the decrease of brightness of the scenery.
- The rate of increase is more when brightness decreases from the middle to low brightness.
- The same sound is more booming with the lower brightness.

# 健康異常の検知システムの開発

1. 肺音のセンサー開発
2. 独居高齢者の健康異常検知システムの開発



2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

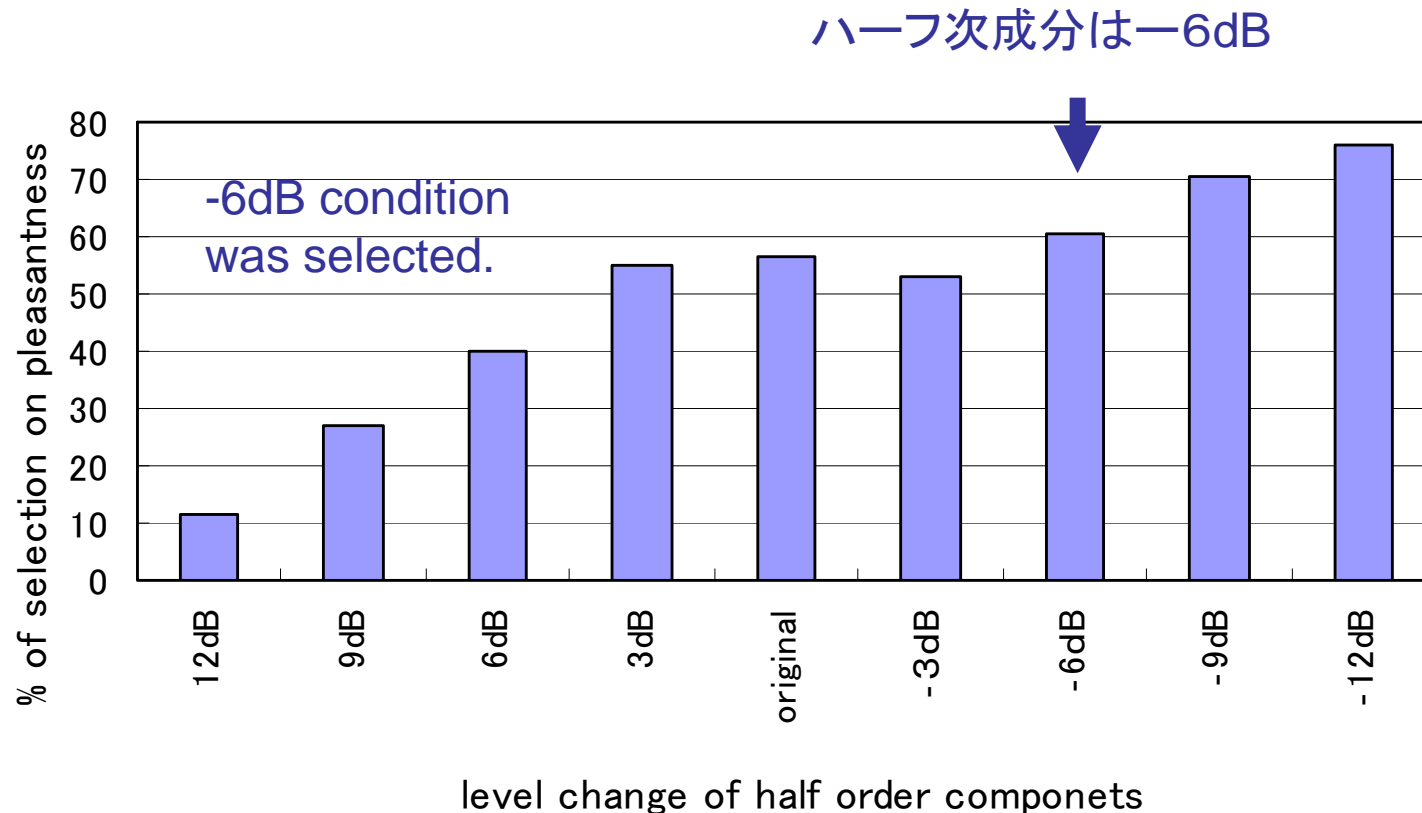
# 車内音の音質改善

- 重要なことは、エンジン音の改善
- 吸気音の改善
- タイヤロードノイズの改善
- エンジンの回転次数成分音のチューニング効果
  - 吸気マニホールドのデザイン
  - 吸気系のチューニング(ポーラスダクトの採用)

## 6 気筒エンジン車について(素性の良いエンジンを選択)

55

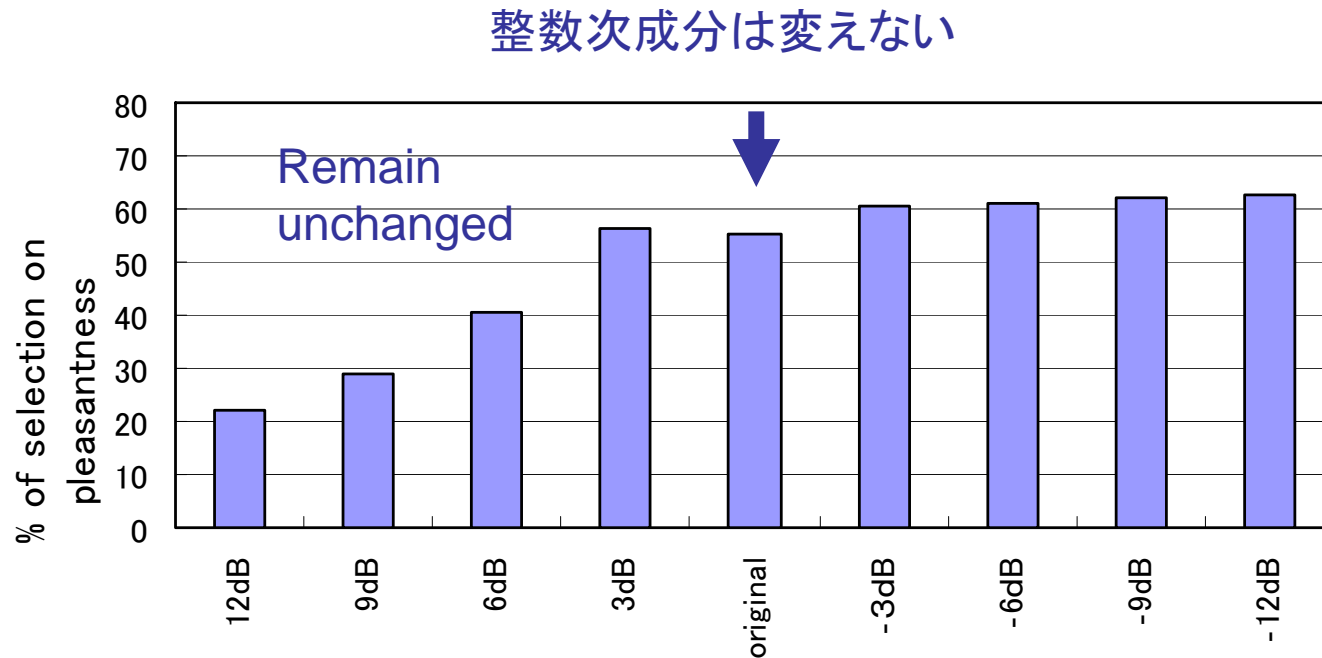
- half order components up to the 15th order component were varied their levels with 3dB step up and down as in the following, i.e.,  $\pm 3$ ,  $\pm 6$ ,  $\pm 9$ ,  $\pm 12$  dB including the original level. So the total numbers of the variations were 9.



2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫

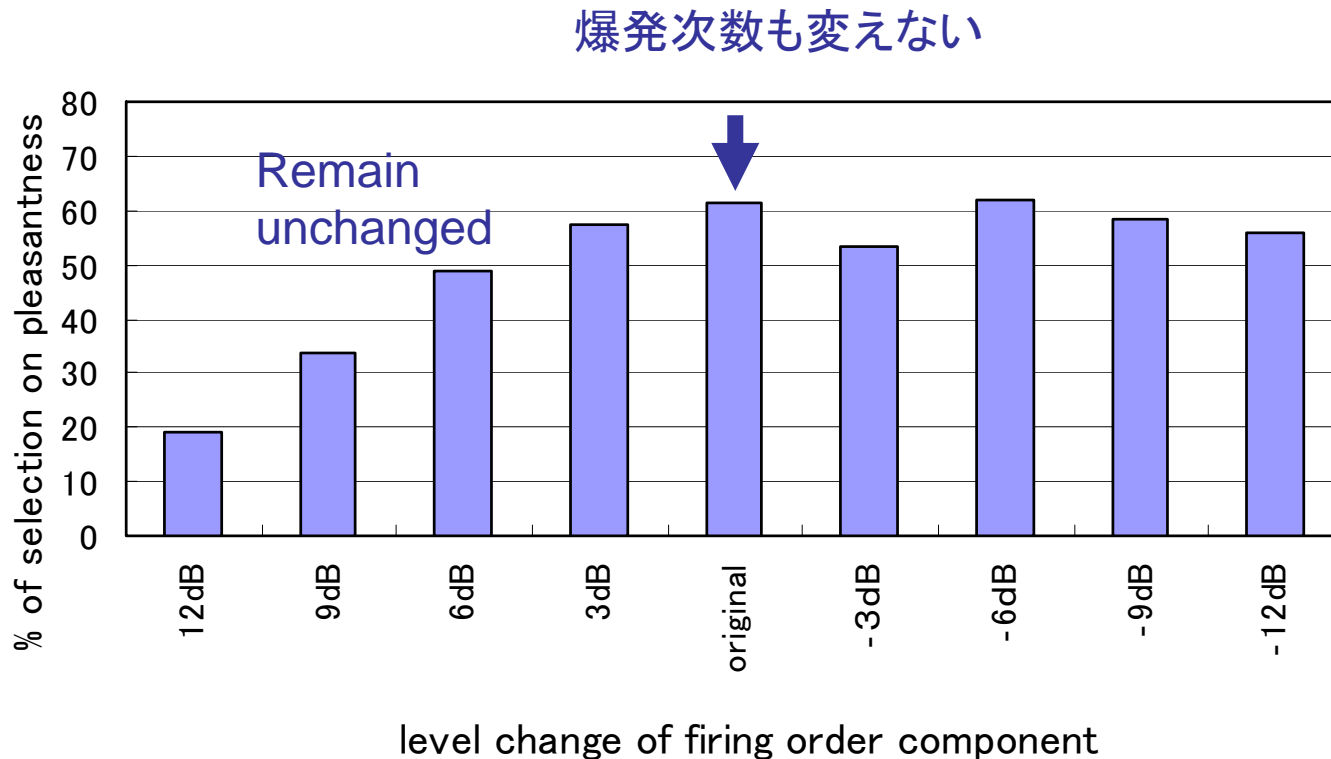
- From the previous experiment, the -6dB condition for the half orders was selected to improve the pleasantness.
- So this condition was preserved.
- Then the integer orders, i.e., 1st, 2nd, 4th, 5th, 7th, 8th, 10th, 11th, 13th and 14th orders were varied as in the same manner as the previous experiment.



level change of integer harmonics order componets

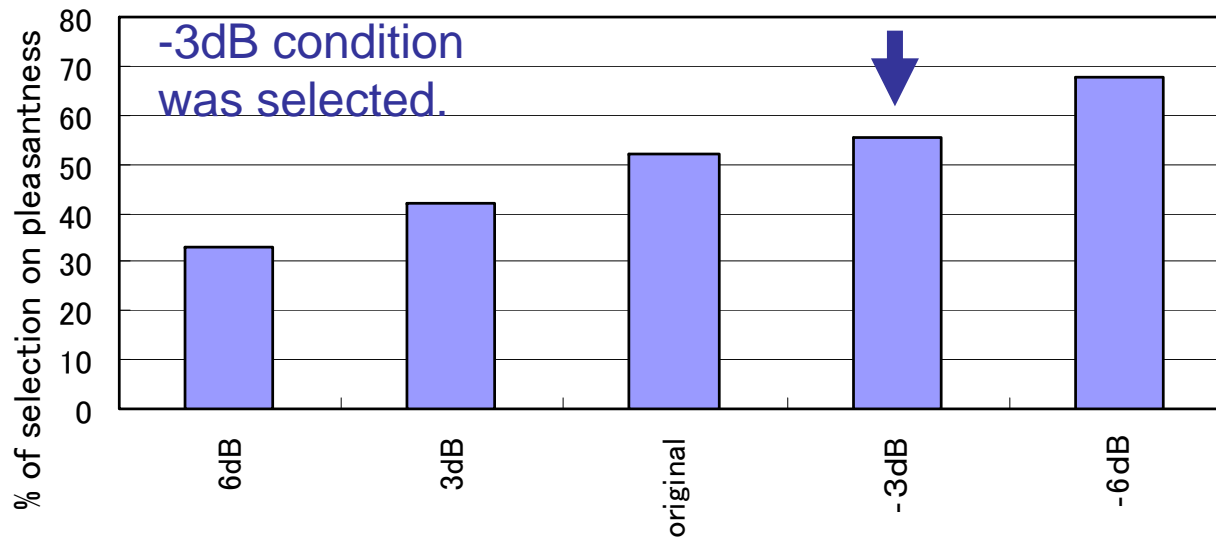


- From the previous two experiments, the -6dB condition for the half orders and no modification for integer orders were selected for the better pleasantness.
- So this conditions were preserved.
- Then the firing order, i.e., the 3<sup>rd</sup> order was varied as in the same manner as the previous experiments.



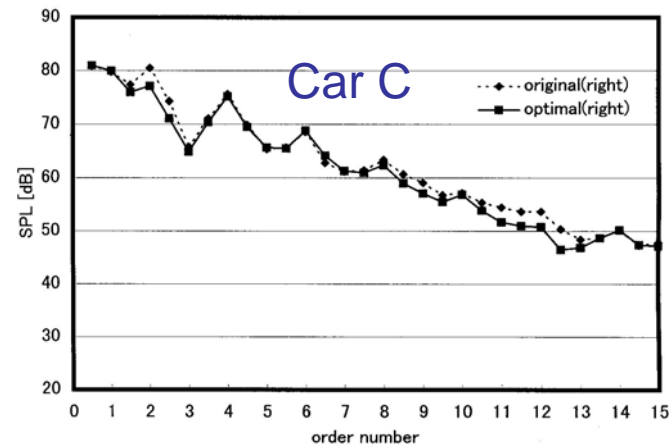
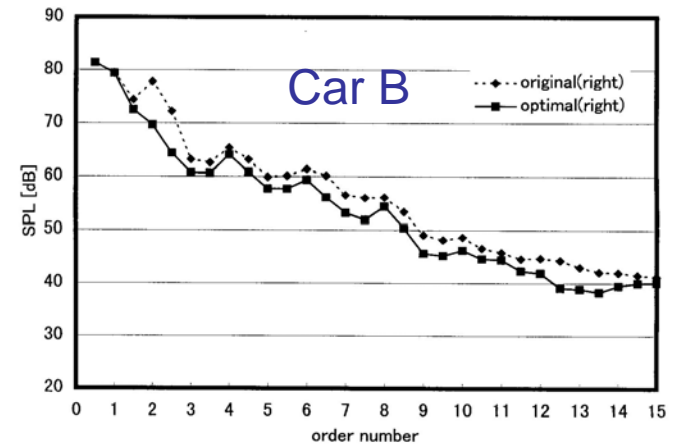
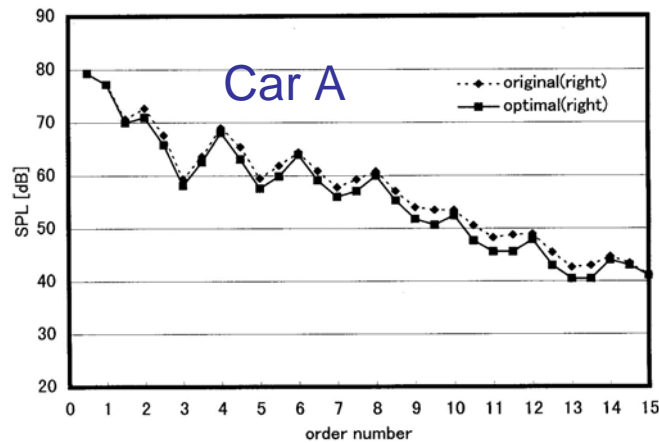
- From the previous three experiments, the -6dB condition for the half orders and no modification for the integer orders and the firing order were selected for the better pleasantness.
- So this conditions were preserved.
- Then the firing harmonics order, i.e., 6<sup>th</sup> , 9<sup>th</sup> , 12<sup>th</sup> and 15<sup>th</sup> orders were varied as in the similar manner as the previous experiments.

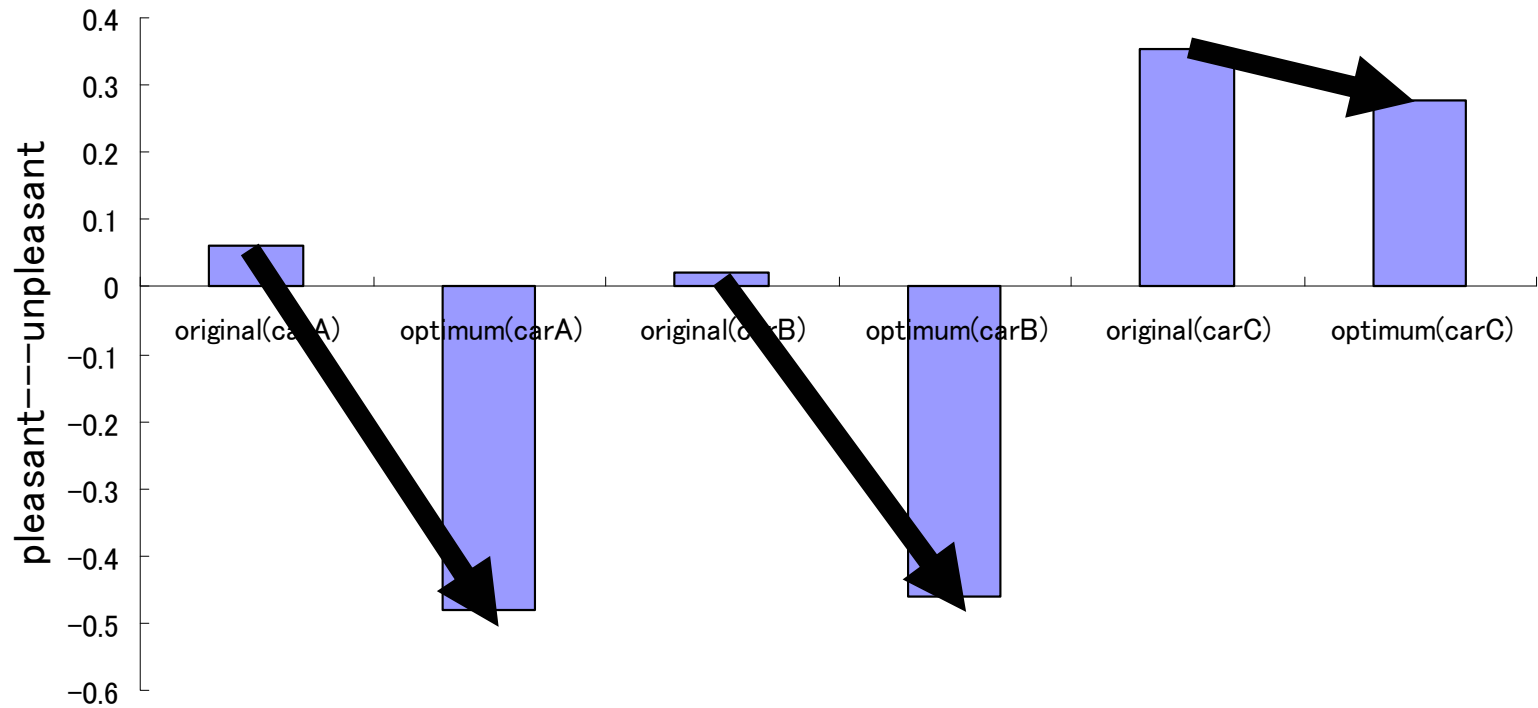
爆発次数の高調波成分は-3dB



level change of firing harmonics order components

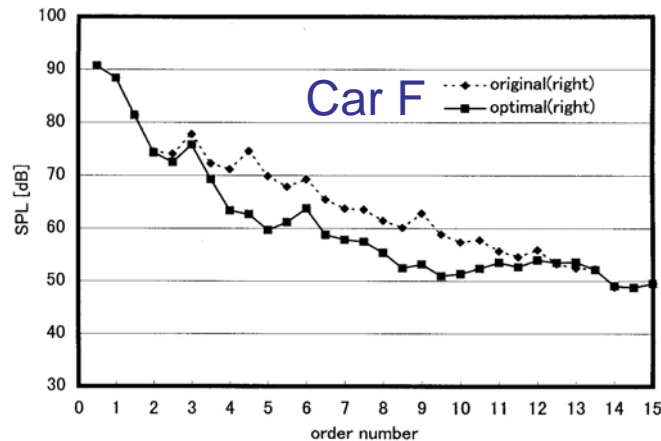
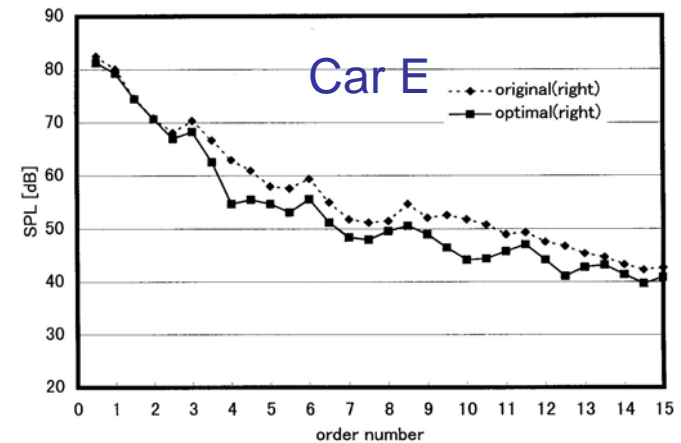
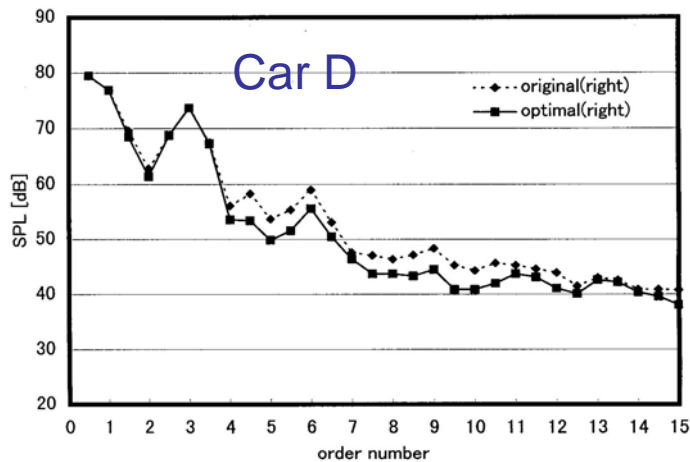
# Verification of Optimum Spectrum Profile for I4 Engine Sound

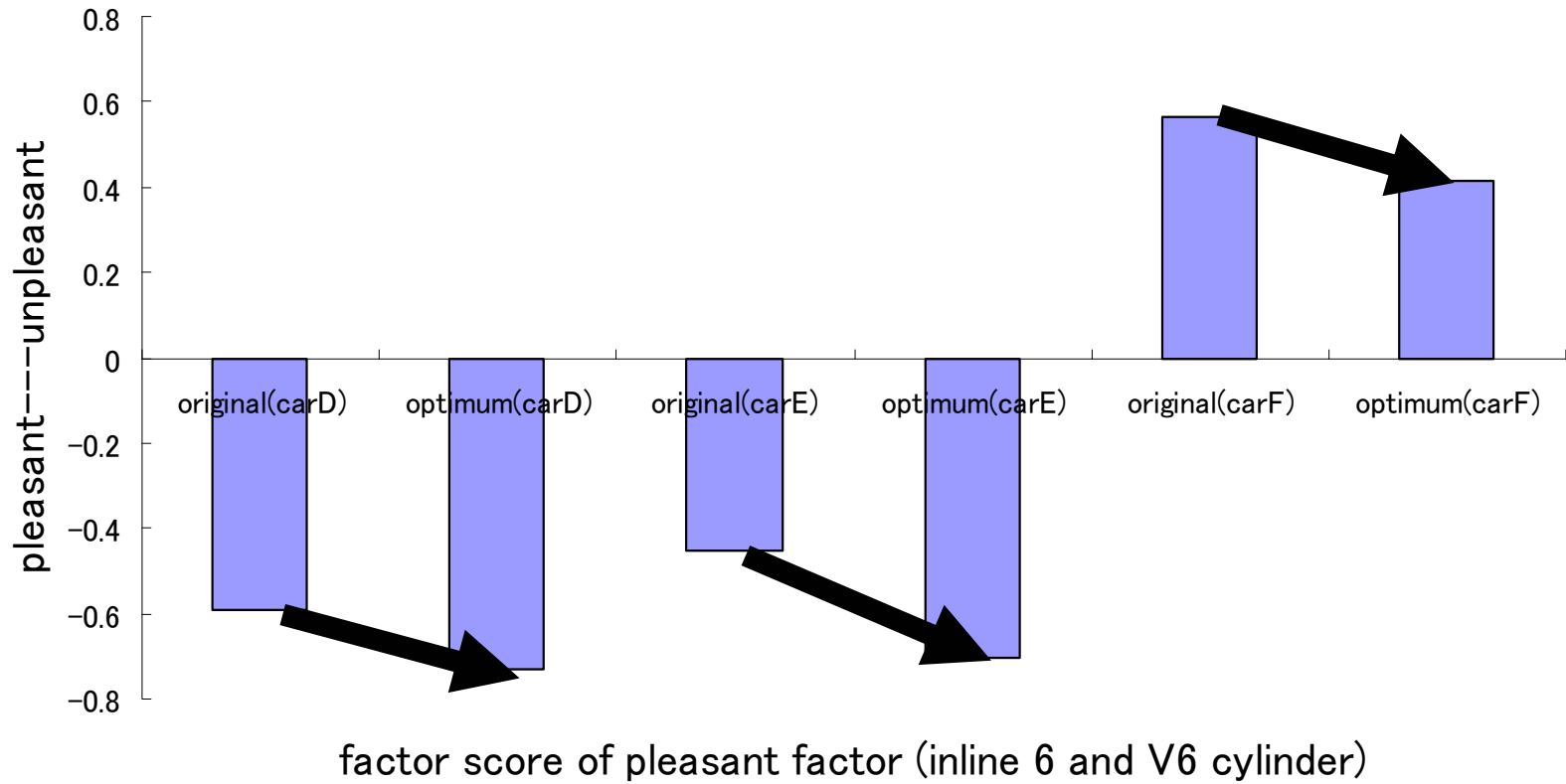




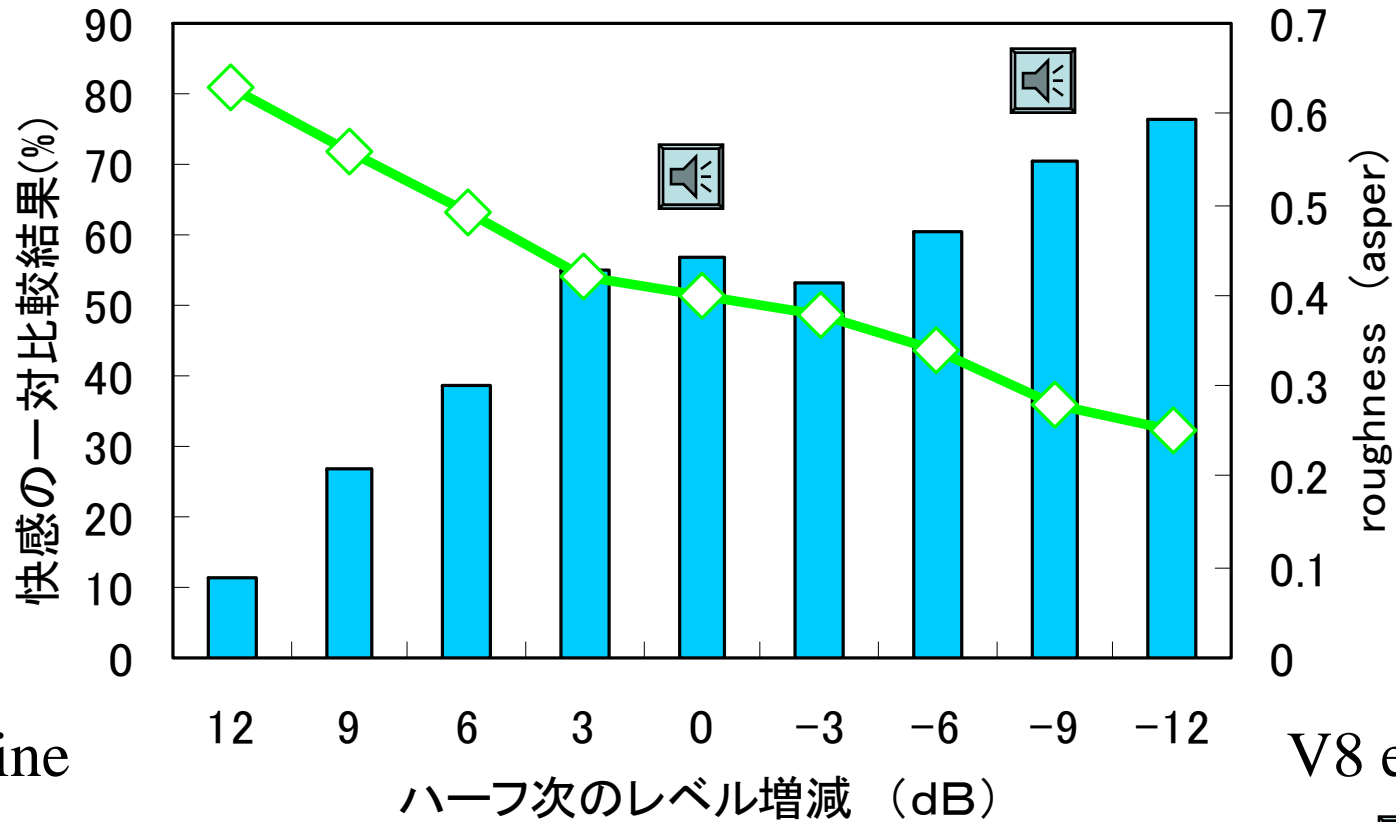
factor score of pleasant factor (inline 4 cylinder)

# Verification of Optimum Spectrum Profile for I6/V6 Engine Sound





ハーフ次のレベルの増減の影響 ( $r=-0.988$ )



I4 engine



V8 engine



pair comparison roughness(modulation)

2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫



# 学位指導

- ① 高尾秀男さん: 乗用車々内音の音質評価 平成2年12月(1990年)
- ② 波多野滋子さん: こもり感因子の定量化 平成7年12月(1995年)
- ③ 高田正幸さん: 自動車車内音・車外音の周波数因子評価とその定量化 平成11年8月(1999年)
- ④ 石山武さん: 道路交通騒音のうるささ評価と音質の関係 平成11年12月(1999年)
- ⑤ 申盛煥さん: Sound Quality Evaluation of Non-stationary Noise and its Application to Vehicle Booming Noise 2004年5月 with Prof. J.G. Ih of KAIST

- 修士学位指導: 35名
- 卒業研究生: 261名
  
- 基本スタンス: 教育が第一 (特に卒研指導)  
教材に対する工夫は毎年実行
- 研究は最新な情報を教育に反映するために必要
- 一人よがりの研究は駄目 (公表の重要性)

# 共同研究(1)

- いすゞ自動車(ディーゼルトラックの車内音・車外音の改善・眠気評価)
- 日産自動車(加速吸気音の評価と改善策)
- スズキ自動車(軽乗用車・オートバイ)
- ジェネラルモーターズ(ガソリン車・ディーゼル車の音質改善)
- 三菱自動車(ディーゼル車の音質評価・カーオーディオの評価法の開発)

## 共同研究(2)

- マルヤス工業株式会社(エンジンマウント・燃料管)
- 株式会社セキソー(吸気音の改善)
- 神戸製鋼所+コベルコ(建機音の評価)
- Canon(コピー機の音質改善)
- Michelin Research Asia(タイヤロードノイズの評価: cross-cultural study, タイヤパターンノイズの評価モデル開発)

# 共同研究(3)

- 本田技研工業(タイヤロードノイズ評価)



2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫





2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫



ご清聴有難うございました。



2009/5/18

音質研究に取り組んで30年 橋本竹夫