

## 乗員の官能評価にもとづく乗り心地評価

武井一剛, 石黒陸雄

## Evaluation of Ride Comfort on the Basis of Subjective Judgement

Kazukata Takei, Michio Ishiguro

## 要 旨

車両の振動乗り心地性能を向上させるためには、乗員の乗り心地感覚から得られた官能評価にもとづく客観的な評価値が必要となる。そこで、本研究では、多変量解析手法のうちの主成分分析法および重回帰分析法を用いて、計測物理量による評価因子の抽出と、その評価因子による乗員の主観的な官能評価を客観的に評価できる乗り心地評価式を求めた。さらに、乗員の乗り心地感覚の重みづけを調べ、前述の評価式を用いて乗り心地性能を向上させるための目標設定範囲を明らかにした。

主な結果は、次のようである。

1)各種路面走行時の官能評価値を分析した結果、定

常的な振動状態における乗り心地評価基準を、3～8Hzのごつごつ感と、0.2～3Hzのふわふわ感により表すことができることを確認した。また、その両方の感覚が官能評価値に起因する割合を調べ、評価基準を作成した。

2)上記のごつごつ感は、シート座面の上下加速度と、車両フロア面の上下加速度により、官能評価値を予測することができた。また、ふわふわ感については、シート座面の上下加速度と、ロールレートにより予測することができた。なお、ハーシュネスについては、シート座面の上下加速度およびシート背面の前後加速度と、耳元音圧により予測することができた。

## Abstract

The evaluation of ride comfort during vehicle running has depended on subjective judgement by passengers for many years. Results of this evaluation are often affected by the individual situation of every evaluator. It is, therefore, necessary to evaluate with objective judgement according to the physical values. There have been many attempts on quantitative investigations for the subjective evaluation, which is not achieved because of the weighting difference of individual feelings.

In this study, dividing the running status into the

stationary and transient states, quantitative evaluation equations are offered by both the principle and the multiple regression analysis with the measured physical values. Ride comfort is divided into flat and busy ride in the stationary state, and transient ride comfort is stated as harshness. These evaluation equations are verified by comparing measured data and offered subjective judgement. The result of these quantitative approaches is induced to clarify the design objective for suspension characteristics.

キーワード

乗り心地性能, 乗り心地感覚, 官能評価, 予測式, 目標範囲設定法, 多変量解析

## 1. はじめに

車両の快適性に関する乗り心地性能の向上には、乗り心地性能の評価値および車両振動特性を設定する目標値が必要である。この評価値および目標値は、乗車している人間の振動や姿勢に対する感受性によって異なるため、従来の目標設定においては、熟練者の官能評価値に依存しているのが現状である。しかし、これらの官能評価値は、乗員の主観的な評価であるため非常に多くの工数を必要とする欠点がある。一方、多種多様のユーザーの要望に対する乗り心地性能の向上開発には、客観的な評価が求められている。

従来より、乗り心地性能の評価には、計測物理量による官能評価値の定量化が行われている<sup>1, 2)</sup>。しかし、実際の車両に乗車している人間には、それぞれの動的な振動感受性、すなわち各個人の乗り心地感覚の重みづけの差や、性別・体型および年齢等による個人差があるため、乗り心地評価基準の定量化が難しいという問題がある。一方、人間の動的な振動感受性については、単軸振動に暴露されたときの人間の振動感受性について数多くの研究がある<sup>3-6)</sup>。また、最近では、複合振動に対する振動感受性を評価した例についても種々の検討がなされている<sup>7-9)</sup>。しかし、これらの研究は、室内実験装置によるものが主であり、実車の乗り心地感覚と結び付けるまでには至っていないとともに、車両開発に必要な客観的な評価法が得られていないのが現状である。

そこで、本研究では多変量解析手法のうちの主成分分析法を用いて、実車走行試験で得られた官能評価値に対する計測物理量の評価因子を抽出した。次に、重回帰分析法を用いて、乗員の主観的な官能評価値を客観的に評価できる乗り心地評価式を得た。さらに、乗員の乗り心地感覚の重みづけを調べ、乗り心地評価式を用いた乗り心地性能の目標設定範囲を明らかにした。また、乗員の性別や年齢といった個人差の解析や、乗員の評価傾向についての分析も試みた。

## 2. 実験方法

### 2.1 走行試験

試験車両として基準車1台と比較車3台を用いて、Table 1に示す4種類の連続不整路面を走行する試験を実施する。ここで我々は、種々の乗り心地感覚の中から、Fig. 1に示すような体感周波数とショックの大きさから代表的な3つの乗り心地感覚を定義し、この感覚を評価できる路面を選定した。まず、Table 1に示したA路面は、ごつごつした振動の中にふわふわした振動が混在する荒れたアスファルト舗装路面である。B路面は、路面が同相および異位相にうねった路面で、車両には同相路面通過時にはピッチを、異位相路面通過時にはロールとピッチをともなうふわふわした振動が発生する。また、C路は、ごつごつした振動が主体となった荒れたコンクリート路面であり、A路と比べふわふわした振動が感じられない。さらにD路は、高速道路の道路継ぎ目を模擬した路面であり、過渡的な

Table 1 Test road.

	Test road	Speed(km/h)	Ride comfort
A	Uneven asphalt	60	Busy and flat ride
B	Wavy asphalt	50	Flat ride
C	Rugged concrete	60	Busy ride
D	Joint	60	Harshness

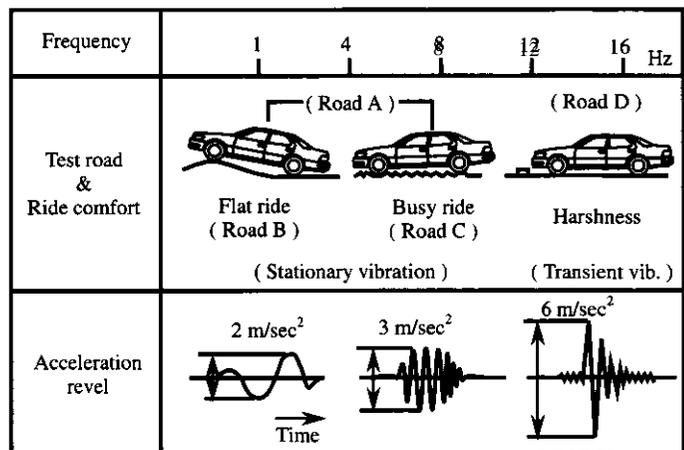


Fig. 1 Ride comfort.

振動，すなわちハーシュネスを対象とする振動を発生させる。また試験車速は，一般路を想定した走行速度として60km/hとするが，B路面ではショックアブソーバの作動領域を超えない50km/hとした。なお比較車は，基準車に比べショックアブソーバの減衰力が大きな車両と小さな車両の各1台と，油圧によるアクティブサスペンションを装備する車両1台を用いた。

ここで，D路の過渡的な振動では，高速道路走行時の車速ではないことや，乗員への振動暴露時間が短いこと等の理由から，Table 1に示す試験のみでは官能評価値の信頼性が低下することが考えられる。

そこで，過渡的な振動を受けた場合の乗り心地評価試験として，Fig. 2に示すような平坦アスファルト舗装路面上に設置したアルミ板突起を乗り越す試験を行う。試験は，基準車1台と官能評価の良いとされる比較車1台を用いて，車速40，80km/hの2条件と突起高さ6，11，15mmの3条件の組み合わせ計6条件を1ユニットとし，3回実施する。さらに，その乗り越し順序については，乱数表により決定し，片寄った順に乗り越すことのないように配慮した。

2.2 官能評価

Table 1に示した試験における官能評価方法は，Fig. 3に示すようなマークシートを用いた5点官能評価法である。また本官能評価法は，基準車に乗車した直後に，比較車に乗車して評価を行う一対比較法を用いた。被験者は，車両走行試験の熟練者4名と一般者12名（うち女性2名）の計16名で，各路面走行ごとに2回づつ助手席での評価を行う。さらに，A～D路ま

でのすべての路面を走行した後に，総合乗り心地評価を同様な官能評価法を用いて実施する。

過渡的な振動を詳細に調べる突起乗り越し試験では，Fig. 4に示すような基準車による2点基準値法のマークシートを用いた5点官能評価法を用いる。この方法は，基準車による車速40km/h，15mm突起乗り越し時の官能評価値を4点，車速40km/h，6mm突起乗り越し時の官能評価値を2点とする基準値を与える方法である。したがって被験者は，基準点に対する官能評価値を記入する。この試験における被験者は，車両走行試験の熟練者4名と一般者17名（うち女性5名）の計21名であり，助手席での評価を行う。

2.3 振動計測

車両の振動計測項目は，Fig. 5に示すような車両の助手席フロア面の上下および前後方向の加速度と，車両の姿勢変動に関するピッチレートおよびロールレート，さらに乗員まわりの計測項目としてシート座面と背面の上下および前後加速度<sup>1)</sup>である。

ここで，乗り心地に関する振動を定量化する状態抽

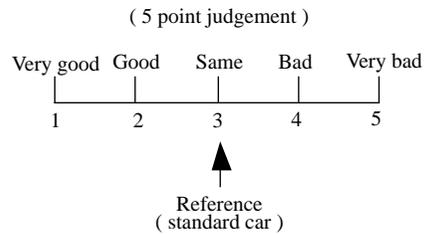


Fig. 3 Subjective judgement(1).

Testing condition	
	Transient vibration
Vehicle	Standard car, comparative car
Judgement persons	21 persons ( female : 5 )
Speed	40, 80 km/h
Plate height	H = 6, 11, 15 mm

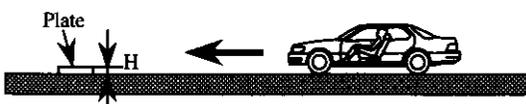


Fig. 2 Transient vibration testing.

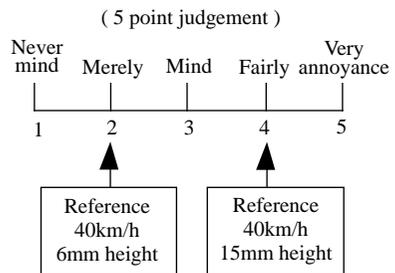


Fig. 4 Subjective judgement(2).

出量として、各加速度とレートを図. 6に示すような3つの代表的な周波数帯域に分け、その帯域のパワースペクトル積分値を抽出する。それぞれの周波数帯域とは、0.2～3Hzのふわふわ感と、3～8Hzのごつごつ感および8～20Hzのばたつき感に相当する。ここで各抽出量は、図. 7に示すように対数変換を行っている。これは、人間の感覚特性が対数則に比例するというFechnerの法則を用いたものである。なお、B路のようなうねり路面走行時の振動減衰にも注目し、図. 8に

定義するようなピッチおよびロールレートの波形減衰比を抽出する。

また過渡振動では、各加速度およびレートのPeak to Peak値と、耳元音圧の30～400Hz帯域積分値を抽出し、それぞれについて対数変換を行っている。

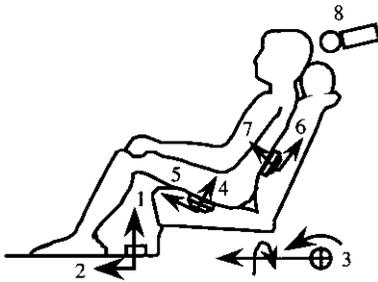
### 3. 実験結果

#### 3.1 乗員の官能評価傾向の分析

ここでは、図. 9に示す主成分分析と重回帰分析を用いて、乗員の官能評価傾向の分析を行う。具体的には、まず官能評価値と計測した状態抽出量との主成分分析および相関分析により、官能評価値へ寄与する要因の絞り込みを行う。次に、寄与する状態抽出量をもとに重回帰分析を行い、官能評価値の定量化を行う。

以下に、分析した結果を報告する。

まず、A～D路面を走行した場合の総合評価値 $H_t$ に対する各試験路面ごとの評価値 $H_a, H_b, H_c, H_d$ の相関関係( $\rho$ : 相関係数)を、図. 10に示す。図より総合評価値 $H_t$ は、A路面やC路面走行時のようなごつごつ



- 1 Floor ver. acceleration
- 2 Floor fore-aft acceleration
- 3 Pitch rate, roll rate
- 4 Seat ver. acceleration
- 5 Seat fore-aft acceleration
- 6 Seat back ver. acceleration
- 7 Seat back fore-aft acceleration
- 8 Noise; 30 ~ 400Hz

Fig. 5 Measuring points.

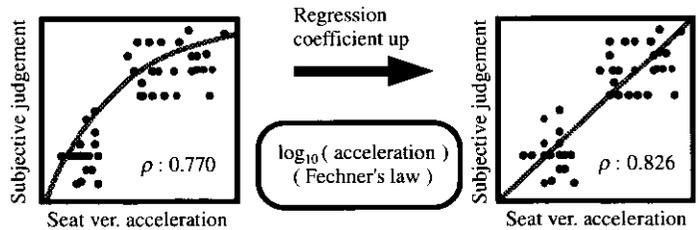


Fig. 7 Logarithmic transformation.

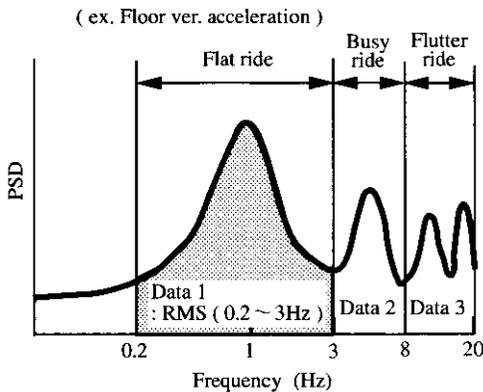


Fig. 6 Evaluated quantities.

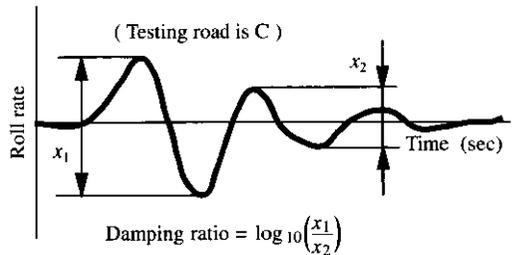


Fig. 8 Definition of damping ratio.

した路面振動による評価 ( $H_a, H_c$ ) が大きく寄与しており、B路面のようなふわふわした路面振動による評価 ( $H_b$ ) との相関が低いことがわかる。また、A路評価値とC路評価値との単相関係数は、0.738となっておりA路で代表される評価値  $H_a$  が総合評価値  $H_t$  に寄与する度合いが大きいことがわかる。

一方、Table 2に示す各路面の評価値による主成分分析の結果から、表に示す固有値がほぼ1以上となる評価因子が2つあることがわかる。すなわち、各路面の評価値は2つの主成分で構成され、因子負荷量の値が高い第一主成分は、A、CあるいはD路評価値であり、第二主成分は、B路評価値に分けられる。この第一主成分が表す現象は、C路およびA路評価値の因子負荷量が高いことから、ごつごつ感を表すと考えられる。また、第二主成分は、B路評価値の因子負荷量が

高いのでふわふわ感を表すと考えられる。さらに、この両成分は、対象とする乗り心地評価の92.7%の寄与率となっている。したがって、被験者が総合評価を行う際には、A路評価値に代表される乗り心地と、B路評価値における乗り心地を用いて判定していると考えられる。

次に、A、B両路面の官能評価傾向を、Fig. 11に示す。両路面の評価値の相関係数は、Fig. 10より -0.029と低く負の相関となっている。これは両者の評価値が、それぞれの異なった乗り心地感覚に対応しているものと考えられる。したがって、Fig. 11の原点に近いほど乗り心地の評価が良く、同心円上に評価基準を考慮することができる。

以上の結果より、被験者はごつごつ成分とふわふわ成分の両者によって評価を行い、両方の評価が良いほ

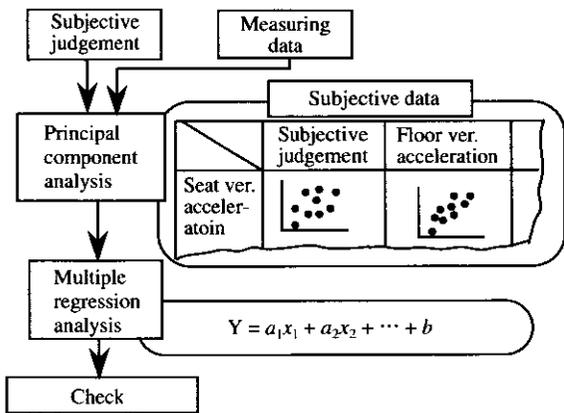


Fig. 9 Analytical process.

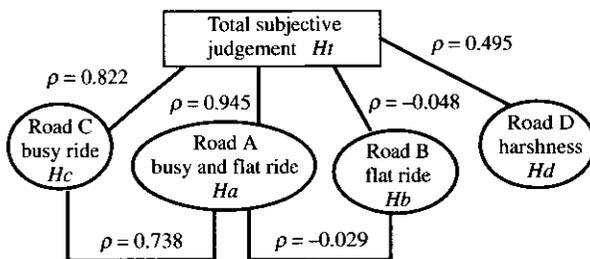


Fig. 10 Correlation coefficient.

Table 2 Principal component analysis.

Subjective judgement	Factor loading		
	1st	2nd	3rd
Road A	0.851	0.470	0.083
Road B	-0.479	0.845	0.165
Road C	0.950	-0.040	-0.239
Road D	0.819	-0.437	0.359
Eigen value	3.297	1.337	-0.068
Accumulated	65.9%	92.7%	97.2%

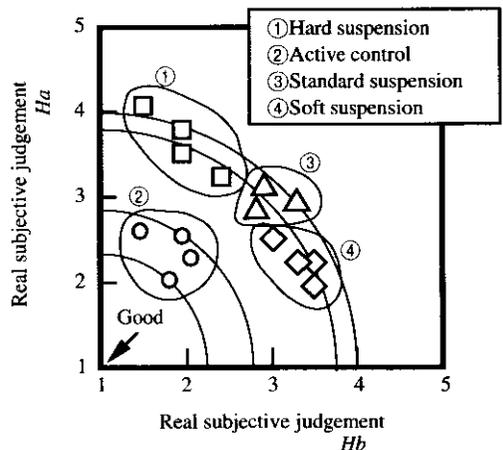


Fig. 11 Comparisons of evaluation.

うが総合評価が良いことになる。ここで、Table 2に示した両者の総合評価値への寄与率を見ると、第一主成分が約66%，第二主成分が約27%で、ほぼ2：1の関係であることがわかる。

一方、Fig. 10の結果から、D路評価値*Hd*が総合評価値に寄与する度合いは低いことがわかる。すなわち被験者は、ハーシュネスのような過渡的の走行時よりも、定常走行時の感覚をもとに評価を下す傾向がある。したがって、ハーシュネス評価については、定常的な振動を暴露されない状態で、過渡的な振動刺激のみを付加する必要がある。

次に、定常的な振動を受けた場合の重回帰分析結果を報告する。総合評価値*Ht*に対する重回帰分析の結果、標準回帰係数により総合評価値の予測式を示すと以下のようなになった。本回帰式の寄与率は、95%であった。

$$Ht = 0.583Ha + 0.138Hb + 0.488Hc \quad (1)$$

さらに、*Ha*と*Hb*のみにより総合評価予測式を求めると、以下のようなになった。本回帰式の寄与率は、84%であった。

$$Ht = 0.919Ha + 0.035Hb \quad (1')$$

したがって、以上の各種路面走行時の定常振動における乗り心地評価基準は、ごつごつ感とふわふわ感によって評価できることがわかった。

### 3.2 振動計測量による官能評価値の定量化

ここでは、多変量解析手法の重回帰分析を用い、計測物理量による人間の乗り心地官能評価点を予測する。なお、前節の結果より、ごつごつ感を評価する路面はA路とC路であることがわかったが、一般路では

A路が多いことからA路を代表路面とする。また、ふわふわ感を評価する路面は、A路とB路の複合路とする。このごつごつ感とふわふわ感について、重回帰分析を行った予測式を以下に示す。ここで、各係数は標準回帰係数を、括弧内の数値は寄与率を示す。なお、回帰係数の信頼性を検定する t 検定の結果、危険率5%で有意である。

ごつごつ感評価予測値*Ja* (試験路A)

$$Ja = 0.639x_1 + 0.638x_2 \quad (74.9\%) \quad (2)$$

$x_1$ : シート座上下Gの3～8Hz帯域積分値

$x_2$ : フロア上下Gの8～20Hz帯域積分値

ふわふわ感評価予測値*Jb* (試験路A+B路)

$$Jb = 0.703x_1 - 0.249x_2 \quad (74.4\%) \quad (3)$$

$x_1$ : シート座上下Gの0.2～3Hz帯域積分値

$x_2$ : ロールレートの0.2～3Hz帯域積分値

Fig. 12に、官能評価値と予測評価値の対応を示す。図から、予測値*Ja*および*Jb*は、官能評価値*Ha*および*Hb*と良く一致し、式(2)および式(3)を用いて官能評価値を予測できることがわかる。

一方、A～D路までの総合評価値において、D路すなわち過渡的な振動の寄与率が低いことを示した。この理由としては、乗員への振動暴露時間が非常に短時間であることが影響していると考えられる。そこで、別途行った試験結果を用いて、過渡的な振動について乗員の官能評価値を予測する。

まず、前述した定量化手法と同様に、過渡的な振動状態における主成分分析の結果をTable 3に示す。表

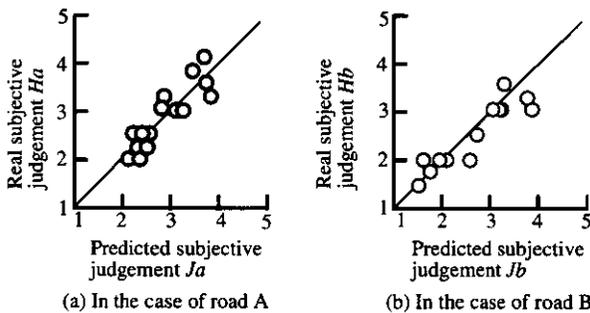


Fig. 12 Comparisons of predicted judgement.

Table 3 Principal component analysis.

Principal component variable	Factor loading		
	1st	2nd	3rd
1. Floor ver. G	0.989	-0.012	0.046
2. Floor fore-aft G	0.987	0.031	0.038
3. Pitch rate	0.738	-0.607	-0.253
4. Seat ver. G	0.951	0.007	0.027
5. Seat fore-aft G	0.799	0.557	-0.043
6. Seat back ver. G	0.951	0.032	-0.035
7. Seat back fore-aft G	0.942	0.155	-0.230
8. Noize : 30 ~ 400Hz	0.875	-0.228	0.415
Eigen value	6.597	0.757	0.297
Accumulated (%)	82.5	91.9	95.6

より、突起乗り越時のような過渡的な振動現象は、3つの主成分で構成されることがわかる。3つの主成分のうち、まず最も寄与率が高い第一主成分は、乗員に対する上下加速度および前後加速度の因子負荷量が高いので、上下および前後の突き上げ感を表すと考えられる。次に第二主成分は、ピッチレートおよびシート座面の前後加速度の因子負荷量が高いので、前後のあたり感を表している。また第三主成分は、耳元音圧の因子負荷量が高いため、突起乗り越時に生じる過渡的な音圧変化であると考えられる。

以上の3つの主成分から、シートまわりの各加速度およびピッチレートと、耳元音圧を説明変数とした場合の重回帰分析を実施する。以下に、官能評価値  $Hh$  の予測式（予測値  $Jh$ ）を示す。本回帰式の寄与率は、85.4%であった。なお、以下に示す予測式は、定常振動と同様に回帰係数の信頼性を検定する  $t$  検定の結果、危険率5%で有意である。

$$Jh = 0.393x_1 + 0.214x_2 + 0.372x_3 \quad (4)$$

$x_1$ : シート座上下GのPeak to Peak値

$x_2$ : シート背前後GのPeak to Peak値

$x_3$ : 耳元音圧の30～400Hz帯域積分値

Fig. 13に、官能評価値と予測評価値の対応を示す。図より、重回帰分析から得られた予測評価値  $Jh$  は、官能評価値  $Hh$  と良く対応していることがわか

る。また、車両の乗り心地評価は、基準車(a)に対し比較車(b)の評価が平均点で1点程度良いことがわかる。

以上の結果から、Fig. 1で定義した3つの代表的な乗り心地感覚について、その評価因子を抽出し、計測物理量によって官能評価値が予測できる予測式を作成することができた。

#### 4. 検討

##### 4.1 定常走行における乗り心地評価法

ここでは、定常的な走行状態に感じるごつごつ感とふわふわ感の乗り心地感覚について、官能評価予測値  $Ja, Jb$  による定量的な試験車両の乗り心地評価法を検討する。すなわち、Fig. 11に示した結果では、ごつごつ感とふわふわ感の両者の評価に対する総合評価値への重みづけを同じとした。しかし、Table 2に示した主成分分析結果によると、第一主成分のごつごつ感の寄与率と第二主成分のふわふわ感の寄与率には、約2:1の重み関係があった。したがって、乗り心地の評価基準としては、Fig. 14に示すような楕円上に評価レベルを表すことができると考えられる。ここで、評価レベルは次式で表される。

$$H_{ot} = \sqrt{\left(\frac{Ja}{2}\right)^2 + \left(\frac{Jb}{2}\right)^2} \quad (5)$$

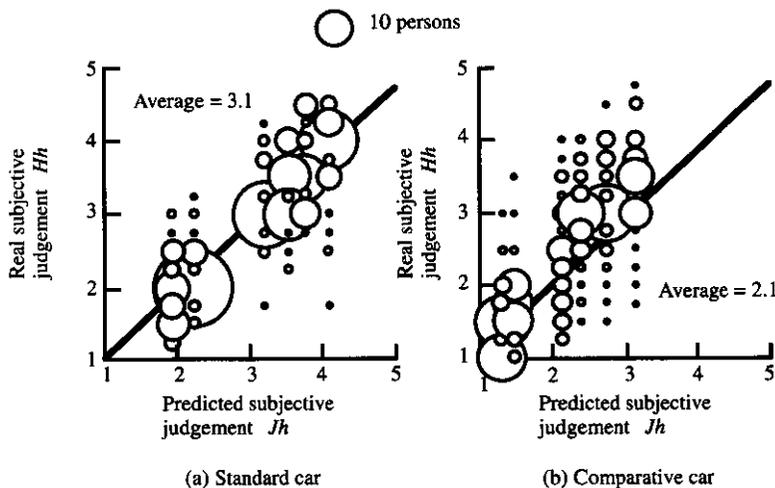


Fig. 13 Comparisons of predicted judgements.

図より、減衰力の大きな車両ではごつごつした硬い乗り心地で、図中の45deg線付近またはごつごつの強い特性範囲に位置する。逆に、減衰力の小さな車両では、ふわふわの強い特性で図の横軸に近い位置に示される。一方、に示す懸架系制御車両では、両者の評価が図の原点に近づき、総合的な乗り心地が良いこと

が示される。

4.2 過渡振動に対する個人差の評価解析

シート着座時における人間への振動刺激を調べるために、シート背面と座面の上下および前後加速度ベクトルを調べ、振動刺激特性の評価を試みた。この結果の一例として、8~9Hzのリサージュ波形をFig. 15に示す。この図から、シート背面の振動刺激方向 $\phi_B$ は、基準車では背中部分から頭の方へ作用するのに対し、比較車では胸の方へ変化していることがわかる。また、シート座面の刺激方向 $\phi_Z$ は、基準車では座面から首の方へ刺激が与えられるのに対し、比較車では背中の方へ刺激をいなししていることがわかる。

次に、乗員の官能評価傾向について調べてみる。Fig. 16に、被験者を(a)性別、(b)体重、(c)年齢ごとに分類し、式(4)のような重回帰式を求め、シート座上下加速度とシート背前後加速度の標準回帰係数をプロットした。その結果、上下加速度に重みをおく群と前後加速度に重みをおく群があるが、プロット点が一定線上に分布し、両者がある比率で評価している傾向が見られる。また、図(a)の全員を示す結果より、基準車に

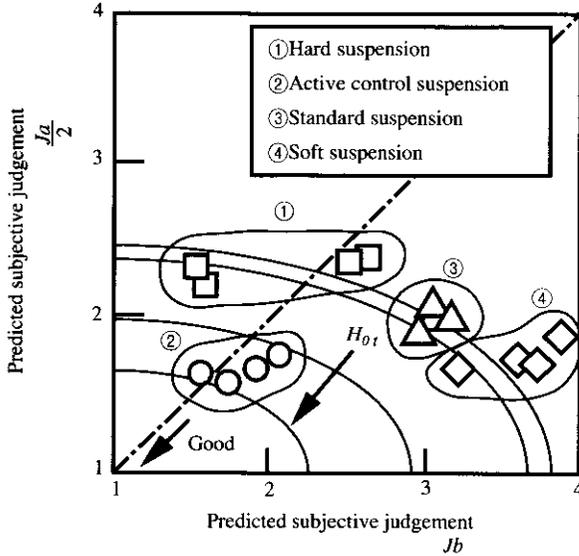


Fig. 14 Comparisons of evaluation.

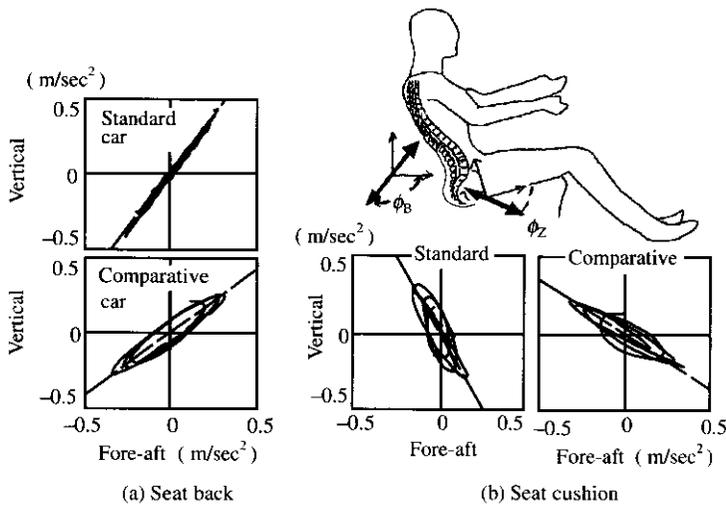


Fig. 15 Acceleration lissajous figures ( 8 ~ 9Hz B.P.F. ).

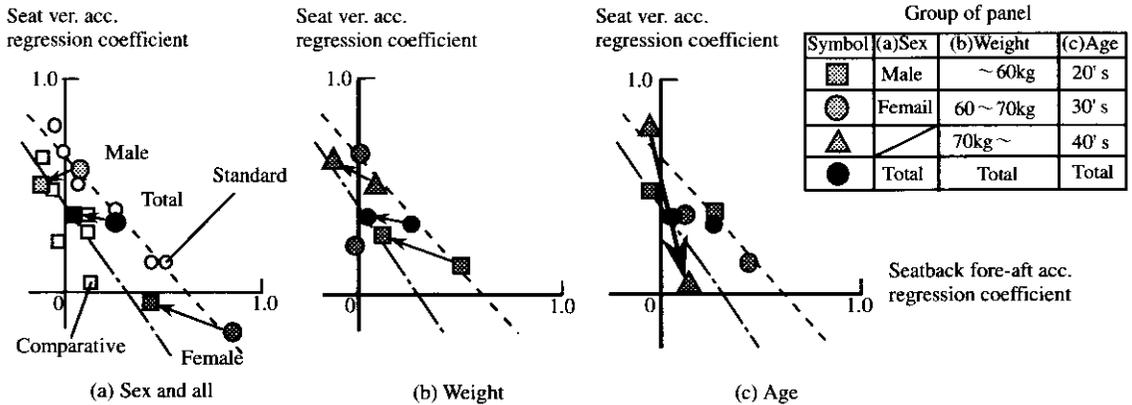


Fig. 16 Distribution of regression coefficient.

比べ官能評価の良い比較車は、シート背前後加速度の割合が低いことがわかる。特に、基準車における女性は、男性と比べてシート背前後加速度の割合が高い。さらに、比較車の評価では、男性と比べてシート背前後加速度の割合が小さくなっている特徴が見られる。

また、年齢ごとの分類による40歳代の被験者において、基準車の場合にはシート座面の上下加速度の割合が高いが、比較車ではその割合がかなり低下する特徴が見られた。

## 5. まとめ

乗り心地性能を向上させるための定量的な目標値設定に資するため、不整路面走行にともなう定常的な振動と過渡的な振動を対象として、官能評価値および振動計測を行った。そこで、走行時の人間の官能評価値と、乗員まわりの計測物理量による乗り心地の定量的評価を試みた結果、以下の結論を得た。

(1)各種路面走行時の官能評価を分析した結果、定常的な振動状態における乗り心地評価基準を、ごつごつ感とふわふわ感により表すことができることを確認した。また、過渡的な振動については、定常的な振動とは別の試験で評価する必要がある、乗り心地感覚としては、ごつごつ感とふわふわ感およびハーシュネスの3つに大別できることがわかった。

(2)乗員まわりの計測物理量の主成分分析と重回帰分析により、評価因子の抽出を行い、人間の官能評

価値を計測物理量により予測可能な評価式を求めた。

(3)乗り心地の総合官能評価値への乗員の重みづけに注目し、計測物理量による予測官能評価値をもとにした乗り心地評価レベルを導入し、車両振動特性設定のための評価法を提案した。

(4)過渡振動における人体への振動刺激として、上下および前後加速度ベクトルの大きさを求め、ベクトルの方向性を検討した。その検討より、官能評価の良い車両ではベクトルの方向が、乗員の頭や首へ作用しない方向であることがわかった。

なお、乗員の官能評価の個人差の解析は、詳細な人間動特性すなわち振動に対する感受性の分類と、官能評価との関連を調べる必要があり、今後の課題である。

最後に、本研究を進めるにあたりご協力、ご指導を頂きました日本電装(株)安全制御技術部の関係各位に感謝いたします。

## 参考文献

- 1) Kozawa, Y., Sugimoto, G. and Suzuki, Y.: "A New Ride Comfort Meter", SAE Tech. Pap. Ser., No.860430, (1986), 8p.
- 2) 北原: "振動乗り心地を定量的に評価する上での問題点", 自動車技術, 32-7(1978), 667
- 3) I.S.O: Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, No. ISO-2631-1978(e)
- 4) Janeway, R. N.: "Human Vibration Tolerance Criteria and Application to Ride Evaluation", SAE Tech. Pap. Ser., No.750166, (1975), 24p.

- 5) Lee, R. A. and Pradko, F. : "Analytical Analysis of Human Vibration", SAE Trans., 77-1(1968), 346
- 6) Miwa, T. and Yonekawa, Y. : "Evaluation Methods for Vibration 1-3", J. Acoust. Soc. Jpn., 27-1(1971)
- 7) Fairley, T. E. and Griffin, M. J. : "Predicting the Discomfort Caused by Simultaneous Vertical and Fore-and-aft Whole-Body Vibration", J. Sound and Vib., 124-1(1988), 141 ~ 156
- 8) Dupuis, H. and Kreuznach, B. : "Zur physiologische Beanspruchung des Menschen durch Mechanische Schwingungen", VDI-Z, 11-7(1969)
- 9) 吉村, 鈴木, 三森, 長谷川 : "人体の動特性に着目したモデル化に関する研究", 日本機械学会講演論文集, No.900-44A(1990), 5 ~ 8

## 著 者 紹 介



武井一剛 Kazukata Takei

生年：1961年。

所属：人間機械系研究室。

分野：車両運動力学の試験，研究。人間-自動車系の評価技術開発。

学会等：自動車技術会会員。



石黒陸雄 Michio Ishiguro

生年：1939年。

所属：人間機械系研究室。

分野：車両運動力学の試験，研究。人間-自動車系の評価技術開発。