車椅子車載システムの乗心地設計支援方法*

(第2報, 乗心地評価予測モデルおよび評価基準の構築)

米川 裕毅^{*1}, 前野 隆司^{*2}, 松岡 由幸^{*2}

Design Support Methods for Comfortability in Riding of the Wheelchair Transporting Apparatus

(2nd Report, Reasoning Model and Criteria of Comfortability in Riding)

Hiroki YONEKAWA, Takashi MAENO and Yoshiyuki MATSUOKA^{*3}

^{*3} Keio University, Dept. of Mechanical Engineering,
3-14-1 Hiyoshi, Kouhoku-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 223-8522 Japan

In the present study, due to improving comfortability in riding of the Wheelchair Transporting Apparatus, we analyzed the relation between vibration and evaluation for the vibration. In the exciting experiment, the vibration on the floor and human body was measured by acceleration sensors, and the evaluation of nine parameters for the vibration was measured by SD method. First, we analyzed the relation using the correlation analysis. It is found that the vibration on upper part of torso, especially in up-down direction, correlates with the evaluation of comfortability. Secondly, we clarified the relation between the vibration and the evaluation by multiple regression analysis. As a result, we obtained reasoning model and criteria of comfortability in riding.

Key Words: Design, Comfortability in Riding, Sensory Evaluation, Vibration, Human Engineering

1. 緒 言

車椅子車載システムは, 車椅子利用者が座位のまま車両へ搭乗することを可能にするシステムであり, 車椅子利用者の広域移動を支援する福祉機器として注目されている。しかし, 既存の車椅子車載システムは, 乗心地に対する設計上の配慮が不十分であるために, 乗心地の悪さが問題となっている。自動車の乗心地に関する研究としては, 自動車用シートを対象とした多くの解析がなされているが, 車椅子車載システムは, 乗員の足がフロアに接地していないこと, 乗員の上体が立っていることなどの自動車用シートとは異なる特徴を有している。そこで著者らは, まず前報⁽¹⁾において人体-車椅子系の振動特性を解析し, 系のモード, 作用する力および加速度などを予測することが可能なシミュレーションモデルを構築した。その結果, 人体各部における加速度や作用する力などの振動特性は,

自動車シートに関する従来研究⁽²⁾の知見と異なることが確認された。この独自の振動特性をもつ車椅子車載システムにおいて, 乗心地を考慮した設計をするためには, 振動が乗心地というヒトの感性に対してどのような影響を及ぼしているのかを明らかにする必要がある。すなわち, 車椅子車載システムにおいて発生する振動(以下, 単に振動と称す)とその振動に対する車椅子利用者の官能評価(以下, 単に評価と称す)の関係を明確にし, 両者の関係を設計に反映させることが可能な方法の確立が望まれている。

本研究では, 振動と評価の関係を明確にするために, まず, 加振実験を行なう。この実験は, 人体-車椅子系に正弦波振動を入力し, 振動およびその振動に対する評価を計測するものである。つぎに, この計測結果を用いて, 振動と評価の関係を定量的に解析し, 両者の関係を設計に反映させる方法の構築を試みる。

2. 加振実験の方法

2・1 振動と評価の計測方法および実験装置

加振台フロアで発生する振動(以下, フロア振動と

* 原稿受付 2000年2月18日。

^{*1} 正員, 慶応義塾大学大学院(〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1)。

^{*2} 正員, 慶応義塾大学理工学部。

E-mail: matsuoka@mech.keio.ac.jp

称す) および人体各部位で発生する振動 (以下, 人体振動と称す) の計測を行なった. その際, 人体振動の計測点は, 前報と同様に頭部, 上胸部, 下胸部, 大腿部, 下腿部の重心位置に最も近い矢状面上の点である. 振動計測点を図 1 に示す. 振動計測における計測項目は, 全身振動の暴露基準を示した国際基準 ISO-2631⁽³⁾ や過去の研究^{(2),(4)}において, 乗心地と関連ある振動成分として周波数と加速度実効値 (以下, 単に加速度と称す) が採用されていることから, 本研究もこれに従った. これらの項目の計測方法には, まず, 加速度ピックアップを用いて加速度を計測し, つぎに FFT アナライザを用いて時系列データを周波数データに変換する方法を用いた.

一方, 振動に対する評価の計測として, 快不快の尺度で評価される感覚を乗心地評価と定義し, この乗心地評価の計測を行なった. また, 過去の関連研究^{(2),(5)-(7)}に頻出する快不快以外の振動に対する感覚 (以下, 振動感覚と称す) 8 項目の計測も行なった. これらの項目の計測には, 5 段階評価による Semantic Differential 法 (SD 法) を用いた. なお, SD 法より得られる評価は間隔尺度として捉えるため, 以後の解析には連続量として用いることが可能である. 計測項目を表 1 に示す.

実験装置として, 車椅子には, 現在普及している車椅子の約 70% を占める折りたたみ式手動車椅子 (日進医療器社製 TY-8) を使用し, 加振機には油圧式加振機 (SUM 電子機械, SV-V-4-100) を使用した.

2・2 実験条件 実験条件は以下の通りである.

- ① 加振方向: 車椅子車載システム搭載車両が一定速度で走行する際に発生する振動は, 上下方向が最も大きかった⁽⁸⁾. このため, 本研究では加振方向を上下方向として計測を行なうこととした.
- ② 入力周波数: ヒトは振動に対して 1~20Hz の全領域で不快感を感じるという知見⁽⁹⁾に基づき, 1~20Hz の官能評価実験を予備実験として行なった結果, 顕著に不快感を感じる振動は 2~12Hz の周波数領域に存在していることがわかった. そこで, 入力周波数は, 2, 4, 6, 8, 10, 12Hz の 6 水準とした.
- ③ 入力加速度: 車椅子車載システム搭載車両の走行時にフロアで発生する加速度の平均値は, 0.41m/s^2 であった⁽⁸⁾. また, ISO-2631 において, 2~12Hz の周波数領域の振動を 1 分間暴露した場合, 快感と不快感の境界にある加速度は, 1.0m/s^2 前後であることが示されている⁽³⁾. 以上のことから, $0.40, 1.0\text{m/s}^2$ をそれぞれ上限, 下限とし, 対数軸上において中間に位置する

Fig. 1 Measured points where acceleration pick-up sensor are placed

Table 1 Measured parameters

	←Level 5	Level 1→
Comfortability in riding	Comfortable / Uncomfortable	
	Heavy / Light	
	Coarse / Fine	
	Strong / Weak	
Sensory vibration	Hard / Soft	
	Violent / Mild	
	Anxious / Secure	
	Unpleasant / Pleasant	
	Nervous / Calm	

0.63 m/s^2 を加えた 3 水準の入力加速度について計測を行なうこととした.

④ 被験者: 被験者は, 20 代男性 7 名とした. 本研究においては, まず第一段階として, 標準的な体格の成人男性を実験の対象とした. 高齢者などの多様な体格については, 今後の研究において考慮していく予定である.

⑤ 計測時間: 振動および評価を十分に計測するために, 計測時間は 2 分とした.

⑥ 被験の条件: 2 分間の被験ののち, 振動暴露の影響を低減するために 15 分間の安静状態で待機し, つぎの被験を行なうこととした.

3. フロア振動と乗心地評価の関係

3・1 計測結果 図 2, 図 3 にフロア振動に対する乗心地評価の計測結果を示す. この計測結果は, 被験者 7 名の平均値である. なお, すべての加振条件において乗心地評価値の標準偏差が 1.00 以下であり, 個人差が小さいことを確認した. また, この結果を自動車シートに関する知見⁽²⁾と比較すると, 周波数全域にわたり評価が低く, 車椅子車載システムにおける乗心地の悪さが理解できる.

図2から、振動に対する乗心地評価は、約6Hzを境に傾向が変化することが判明した。すなわち、2~6Hzではフロア周波数の増加に伴い不快感が増加するのに対し、6~12Hzでは減少する傾向があることが明らかになった。また図3において、フロア周波数に関わらずフロア加速度の増加に伴い不快感は単調増加するが、2~6Hzにおけるフロア加速度の増加による不快感の増分と比較して、6~12Hzにおける不快感の増分は小さいことが認められた。

上記のように、乗心地評価はフロア周波数6Hzを境に異なった傾向を示すことが明らかになった。そこで、以後の解析をフロア周波数に応じて、2~6Hzと6~12Hzに分割して行なうこととした。

3・2 関係解析 前節の実験結果より、2~6Hz、6~12Hzの周波数範囲に分割することで、乗心地評価は、フロア周波数およびフロア加速度に対して単調に増減する性質を持つと考えられる。すなわち、第一次近似的には、フロア振動と乗心地評価の関係を単純な線形関係で表すことが可能と考えられることから、目的変数を乗心地評価値、説明変数をフロア加速度およびフロア周波数として重回帰分析を行なった。この結果、以下のような有意な回帰式が得られた。

$$2 \leq F_{\text{Floor}} \leq 6$$

$$H = 1.93 \times \log(A_{\text{Floor}}) + 1.77 \times \log(F_{\text{Floor}}) + 2.98 \quad (1)$$

[重相関係数 0.95, 有意水準 0.0007]

Fig. 2 Relationship between comfortability and frequency of excitation

Fig. 3 Relationship between comfortability and acceleration of excitation

$$6 \leq F_{\text{Floor}} \leq 12$$

$$H = 1.60 \times \log(A_{\text{Floor}}) - 4.08 \times \log(F_{\text{Floor}}) + 7.53 \quad (2)$$

[重相関係数 0.94, 有意水準 0.0000]

(ただし、 H :乗心地評価値,

A_{Floor} :フロア加速度 [m/s^2],

F_{Floor} :フロア周波数 [Hz])

回帰式(1)、(2)を用いれば、フロア振動に対する乗心地評価値を算出することが可能である。つづいて、これらの回帰式を用いて、フロア振動の等感度曲線を導出することを試みた。等感度曲線とは、感覚的に等価となる振動を規定する曲線である。本来、ヒトの等感度曲線を規定する際は、多次曲線を用いると精度が向上するものと思われる。しかし、工業的な実用性を考慮すると、直線を用いて簡略化することは有効な方法であると考えられる。実際、全身振動の暴露基準を示した国際基準 ISO-2631 においても、振動と評価の関係は多角形近似されて示されており、本研究も ISO-2631 と同様に、多角形近似の方法により等感度曲線を導出する。そこで、回帰式(1)、(2)を用いて導出した乗心地評価値が等しい曲線を図4に示す。ただし、算出される直線が不連続となるため、両直線の交点を求めて連続化した。図4において、レベル1から5は、それぞれ「かなり心地よい」、「やや心地よい」、「どちらでもない」、「やや不快」、「かなり不快」と評価される振動を表している。

この等感度曲線を設計の過程で用いれば、車椅子車載システム搭載車両のフロア振動に対する定量的な乗心地の評価が容易に行なえるので、この等感度曲線は同車両の乗心地評価基準として有効であると考えられる。

Fig. 4 Floor vibration criteria

Fig. 5 Human body vibration

Fig. 6 Diagram of human body vibration and comfortability in riding

4. 人体振動と乗心地評価の関係

4・1 計測結果 図5にフロア振動に対する人体振動の計測結果(平均値)を示す。ただし、車椅子車載システム搭載車両が一定速度で走行する際、人体は主に矢状面上の2次元運動を行なうので、各部位において上下、前後方向の加速度を計測し、これらを合成した振動を用いることとする。

図5より、各部位の加速度は特定のフロア周波数で最大値をとり、また、そのフロア周波数は部位によ

て異なることがわかる。この現象は、前報において報告した人体各部位の共振に起因する現象であると考えられる。また、フロア加速度の増加に伴い、各部位の加速度も一様に増加していることが確認できる。

4・2 相関分析 人体振動の計測結果は、3・1節における乗心地評価の計測結果と共通する特徴を有している。すなわち、両者ともに、特定のフロア周波数に対して極大値をとり、フロア加速度の増加に伴って増加している。そこで、人体振動と乗心地評価の関係の強さを定量的に検討するために、相関図を求め

Fig. 7 Correlation coefficient

た. 2~6Hz, 6~12Hz の各入力周波数帯に対する加速度と乗心地評価の相関図を図6に示す. なお, 相関図には, 部位の加速度により乗心地評価を回帰した直線とその回帰式および t 値を併記した. また, 各部位の加速度と乗心地評価の相関係数を図7に示す.

図6および図7の2~6Hzにおいて, 頭部を除く部位の加速度と乗心地評価の相関係数は0.80~0.89と高い値を示しており, 両者は有為な相関を有しているといえる.

一方, 6~12Hzにおいて, 上胸部および下胸部の加速度と乗心地評価の相関係数は0.79~0.90である. このことから, 両者は有為な相関を有しているといえる. しかし, 他の部位は, 乗心地評価との相関係数が0.48~0.56であることから有為な相関は認められず, これらの部位における振動は乗心地評価に対する関与が小さいことを示している.

以上より, 人体各部位のうち, 入力周波数帯にかかわらず乗心地評価と高い相関を有する部位は, 上胸部と下胸部である. 特に上胸部は, 乗心地評価と高い相関を示している.

上胸部の加速度と乗心地評価の相関が高い理由として, 上胸部振動が及ぼすヒトへの生理学的影響が挙げられる. すなわち上胸部と呼吸器系器官の共振周波数はいずれも4~6Hzの範囲に存在しており⁽⁹⁾, 両者は位置的にも近いことから, 上胸部振動は呼吸器系器官の振動に大きく寄与していると考えられる. また, フロア振動とエネルギー代謝量 R.M.R. (労働代謝と基礎代謝の比) の関係を調査した杉の研究⁽¹⁰⁾によると, 5~6Hzのフロア振動に対して R.M.R.はピークを示すことが指摘されている. これは本研究で計測されたフロア振動に対する上胸部振動の特徴と合致している. これらの知見から, 5~6Hzのフロア振動に対して上胸部が振動することにより呼吸器系器官が振動し, その結果, 酸素消費量が上昇し, R.M.R.が大きくなると考えられる. すなわち, 上胸部振動はヒトに生理的影響に基づく「息苦しさ」を与え, その結果, 不快感を

高めていると考えられる. 以上を踏まえると, 上胸部振動と乗心地評価の相関が高いことは妥当な結果であることが理解できる.

4・3 上胸部振動と乗心地評価の関係解析

前節において上胸部振動と乗心地評価は高い相関関係にあることが確認されたので, 両者の関係を線形近似することにより簡便に表現することが可能である. そこで, 2~6Hz, 6~12Hzにおいて, 目的変数を乗心地評価値, 説明変数を上胸部の加速度および周波数として重回帰分析を行なった. その結果, 以下の有意な回帰式が得られた.

$$2 \leq F_{UPT} \leq 6$$

$$H = 1.50 \times \log(A_{UPT}) + 0.48 \times \log(F_{UPT}) + 3.54 \quad (3)$$

[重相関係数 0.98, 有意水準 0.0012]

$$6 \leq F_{UPT} \leq 12$$

$$H = 1.28 \times \log(A_{UPT}) - 1.86 \times \log(F_{UPT}) + 5.45 \quad (4)$$

[重相関係数 0.95, 有意水準 0.0004]

(ただし, H :乗心地評価値,

A_{UPT} :上胸部の加速度 [m/s^2],

F_{UPT} :上胸部の周波数 [Hz])

回帰式 (3), (4) を用いれば, 上胸部振動から乗心地評価を予測することが可能である.

4・4 上胸部の振動方向 上胸部振動の特徴を抽出するために, 上胸部振動を上下および前後方向に分解して, 両方向の振動の大きさを比較した.

まず, 上胸部振動を上下, 前後方向に分解し, それぞれの方向の加速度を図8に示す.

Fig. 8 Vibration on upper part of torso

Fig. 9 Ratio on each direction vibration on upper part of torso

図8より, 上胸部上下, 前後方向の加速度は, いずれも, フロア周波数の増加に対して, 2~6Hz においては増加傾向, 6~12Hz においては減少傾向を示していることがわかる. また, 両方向の加速度はともに, フロア加速度の増加に伴い, 増加することがわかる.

つぎに, 両方向の加速度の大きさを比較するために, 前後方向の加速度に対する上下方向の加速度の比 R を算出し, その結果を図9に示す.

図9から, 12Hz では上下方向と前後方向の加速度の大きさにはほとんど差が見受けられないものの, 2~10Hz では, 上下方向の加速度は前後方向の1.2倍から4.1倍の大きさを持ち, その差は低周波数のときほど大きいことが確認できる. この2~10Hzは, 先の図2において不快感を顕著に感じる周波数範囲である. すなわち, 上胸部においては不快感を感じやすい2~10Hzの振動に関して, 上下方向の振動が大きい. そこで, 次節では, 前節で示した回帰式において説明変数とした上胸部振動を, さらに上下方向に限定して乗心地評価を説明することを試みる.

4・5 上胸部上下振動と乗心地評価の関係解析

上胸部上下振動と乗心地評価の関係を定量的に示すために重回帰分析を行なった. 重回帰分析は, 2~6Hz, 6~12Hz において, それぞれ目的変数を乗心地評価値, 説明変数を上胸部上下振動の加速度および周波数とした. その結果, 以下の有意な回帰式が得られた.

$$2 \leq F_{UPT} \leq 6$$

$$H = 1.48 \times \log(A_{UPT}) + 0.53 \times \log(F_{UPT}) + 3.55 \quad (5)$$

[重相関係数 0.98, 有意水準 0.0018]

$$6 \leq F_{UPT} \leq 12$$

$$H = 1.24 \times \log(A_{UPT}) - 0.86 \times \log(F_{UPT}) + 4.62 \quad (6)$$

[重相関係数 0.95, 有意水準 0.0002]

(ただし, H : 乗心地評価値,

Fig. 10 Human body vibration criteria

A_{UPT} : 上胸部上下振動の加速度 [m/s^2],

F_{UPT} : 上胸部上下振動の周波数 [Hz])

回帰式 (5), (6) を用いて, 上胸部上下振動に対する乗心地評価値を算出することが可能である. そこで, 3・2 節と同様にこれらの回帰式を用いて, 上胸部上下振動の等感度曲線を導出した (図10).

この等感度曲線を用いることで, 上胸部上下振動に対する定量的な乗心地の評価が容易に行なえることから, 乗員が搭乗している車椅子車載システムの乗心地評価基準として有効であると考えられる. この乗心地評価基準は, 人体振動に対して乗心地評価を導出する基準であるため, 車椅子車載システムの構造変更や新機構追加などにより系が変化した場合でも適用が可能であり, 汎用性の高い基準といえる.

5. 振動感覚と乗心地評価の関係

5・1 計測結果 加振実験では, 快-不快以外の尺度で表される乗心地評価以外の計測項目として, 8種のパラメータを持つ振動感覚の計測を行なった. その結果, いくつかの計測項目に類似した傾向が見受けられた. そこで, 類似傾向を示す項目を抽出するために主成分分析を行なった. 各フロア周波数帯におけるバリマックス回転後の因子負荷量をそれぞれ表2(a), (b)に示す. なお, 解析において振動感覚の評価値は7名の平均値を用いたが, すべての項目において標準偏差は1.00以下であり, 個人差が小さいことが確認されている.

表2より, 2~6Hz および 6~12Hz の各フロア周波数帯にそれぞれ二つの主成分が存在していることがわかる.

表2に示す各計測項目の因子付加量に関して, 2~6Hz, 6~12Hzともに, 第1主成分は「きつい」「強い」「気持ち悪い」などの因子負荷量が高い. このこ

Table 2 Factor loadings of principal component

(a) 2~6Hz

	First principal component (Sensory acceleration)	Second principal component (Sensory frequency)
Strong	0.80	0.22
Violent	0.88	-0.13
Anxious	0.87	0.16
Unpleasant	0.70	0.12
Nervous	0.89	0.02
Hard	0.86	-0.07
Coarse	0.06	0.87
Heavy	0.03	0.87
Ratio of contribution	53.1	19.4

(b) 6~12Hz

	First principal component (Sensory acceleration)	Second principal component (Sensory frequency)
Strong	0.78	0.35
Violent	0.79	0.31
Anxious	0.84	0.21
Unpleasant	0.84	0.02
Nervous	0.86	0.08
Hard	0.73	0.26
Coarse	0.04	0.87
Heavy	-0.08	0.87
Ratio of contribution	56.7	13.3

とから、第1主成分は振動の強度、すなわち加速度に起因する感覚と解釈できる。以下、これを加速度感覚と呼ぶ。一方、第2主成分は「粗い」、「重々しい」の因子負荷量が高い。このことから、第2主成分は振動の細かさ、すなわち周波数に起因する感覚と解釈できる。以下、これを周波数感覚と呼ぶ。

本節で抽出された加速度感覚および周波数感覚の値は、振動の加速度および周波数を感覚的に評価した値である。そこで、加速度感覚および周波数感覚と乗心地評価の関係を定量的に検討するために、目的変数を乗心地評価値、説明変数を加速度感覚および周波数感覚として重回帰分析を行なった。この結果、以下の有意な回帰式が得られた。

$$2 \leq F_{\text{Floor}} \leq 6$$

$$H = 0.73 \times PCS_{\text{ACC}} - 0.09 \times PCS_{\text{FREQ}} + 3.92 \quad (7)$$

[重相関係数 0.95, 有意水準 0.0007]

$$6 \leq F_{\text{Floor}} \leq 12$$

$$H = 0.49 \times PCS_{\text{ACC}} + 0.59 \times PCS_{\text{FREQ}} + 3.50 \quad (8)$$

[重相関係数 0.95, 有意水準 0.0003]

(ただし, H :乗心地評価値,

PCS_{ACC} , PCS_{FREQ}

:加速度感覚, 周波数感覚の主成分得点)

回帰式 (7), (8) は、乗心地評価は振動の加速度および周波数に起因した感覚値を合成することで説明が可能であることを示している。

振動感覚と乗心地評価の関係が回帰式 (7), (8) に示され、また、前項において上胸部上下振動と乗心地

(a) 2~6Hz

(b) 6~12Hz

■ : Acceleration of up-down vibration on upper part of torso
 ▨ : Frequency of up-down vibration on upper part of torso
 □ : Sense of acceleration
 ◻ : Sense of frequency

Fig. 11 Absolute value of standardized partial regression of vibration on upper part of torso and sense of vibration

評価の関係が回帰式 (5), (6) により示されている。

そこで、乗心地評価の説明変数として、上胸部上下振動という物理量を用いた場合と、振動感覚という感覚量を用いた場合で、乗心地評価に対する寄与の相違を調べるために標準偏回帰係数の比較を試みた。各回帰式における説明変数の標準偏回帰係数を図 11 に示す。ただし、図 11 の各標準偏回帰係数は絶対値である。

図 11 をみると、2~6Hz, 6~12Hz において、上胸部上下振動の加速度と加速度感覚、および上胸部上下振動の周波数と周波数感覚は、標準偏回帰係数がほぼ同等である。このことは、上胸部上下振動と振動感覚は、乗心地評価に対する影響の仕方が同様であることを示している。言い替えると、上胸部上下振動は、乗心地に対する影響が感覚量と同等な物理量であるといえる。この結果は、乗心地評価の説明変数として上胸部上下振動を採用したことが適切であったことを示している。

6. モデルの設計への応用

著者らは、前報⁽¹⁾において、車椅子車載システムの乗心地設計に活用することを目的とした人体-車椅子系振動シミュレーションモデルを提案している。このモデルを用いることで、系を構成している人体や車椅子、および入力振動などの各パラメータの値が変化した場合に、系の振動特性に及ぼす影響を予測することが可能である。しかし、振動シミュレーションモデルを用いて系の物理的な変化を明らかにするのみでは、乗心地向上に対する効果が確認できない。すなわち、乗心地向上を図るためには、本研究で明らかにした振動と評価の関係を反映させた解析を行なう必要がある。そこで、上胸部上下振動と乗心地評価の関係を示す回

Fig. 12 Reasoning model

帰式 (7), (8) を用いて, 図 12 のような評価予測モデルを構築した。

図 12 に示す評価予測モデルは, 上胸部上下振動を用いて乗心地評価を予測するモデルである。既存の乗心地評価の予測方法は, 車両もしくはシートで発生する振動を用いているものが多く, 系を構成する各パラメータの値が変化した場合には適用が困難であった。これに対し, 本手法は, 振動シミュレーションモデルを用いて上胸部上下振動を予測し, その振動を乗心地評価の予測に用いることで, 車椅子の重量や人の体格などの変更に対応することが可能である。すなわち, 振動シミュレーションモデルと評価予測モデルの併用により, 系の振動特性変化および乗心地向上に対する効果を予測し, 容易に設計検討を行なうことが可能であることから, 車椅子車載システムの乗心地向上を図るうえで, 有効な設計支援方法であるといえる。

7. 結 論

本研究では, 車椅子車載システムの乗心地向上のために, 振動と評価の関係を定量化した。また, 得られた知見を用いて, 振動に対するヒトの評価特性を乗心地設計に反映させる方法を構築した。本研究の結果を以下にまとめる。

- ① 上胸部上下振動を用いて乗心地評価を予測するモデルを構築した。また, 生理学的検討および振動感覚を用いた検討から, 本モデルの妥当性を確認した。
- ② 乗心地を考慮した設計の指標として, 車椅子車載システム搭載車両のフロア振動および乗員の上胸部上下振動を用いた乗心地評価基準を提示した。双方の乗

心地評価基準を用いることで, 振動に対する定量的な乗心地評価を容易に導出することが可能である。

今後は, 高齢者, 身体障害者などを含めた多様な体格を対象として解析を行ない, 車椅子車載システムの様々なユーザに対応可能な評価予測モデルおよび評価基準を構築していく予定である。また, 本研究および前報の結果を用いて, 乗心地を考慮した車椅子車載システムを設計, 試作していく予定である。

文 献

- (1) 米川・ほか 2 名, 車椅子車載システムにおける乗心地設計支援方法 (第 1 報, 人体-車椅子系振動シミュレーションモデルの構築), 日本機械学会論文集 (C 編), 67-656, (2001)
- (2) 劉, 人体の振動応答に関する基礎的研究, 千葉大学学位論文, (1996)
- (3) ISO-2631, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Wholebody Vibration
- (4) Janeway, R. N., Vehicle Vibration Limit to Fit the Passenger, SAE journal, 48, (1948)
- (5) 神田・難波, セマンティックディファレンシャル法による船体振動感覚の評価, 人間工学, 10-2, (1974), 55-62
- (6) 青木・ほか 2 名, ソフトバイクシートの乗心地と物性値との関係, デザイン学研究, 56, (1986), 25-30
- (7) 岡田, 人間の振動知覚, 自動車技術, 34-5, (1980), 440-450
- (8) Yonekawa, H., Matsuoka, Y., Vibration Analysis and Design Problem of the Transport System by Vehicle with Persons Seated in Wheelchairs, The Third Asia Design Conference, 1, (1998), 169-176
- (9) 岡田・中村, 騒音・振動・衝撃の影響と対策, 人間と技術社, (1970), 276-282
- (10) 杉, 自動車における人間工学の応用例 (エネルギー代謝による人間の生理的負担の評価), 自動車技術, 19-7, (1965), 524-531