能動制御を用いた自動車用シートにおける乗員頭部の振動低減に関する研究*

大田 慎一郎^{*1}, 西山 修二^{*1}Investigation of Vehicle Seat with an Active Control System
to Minimize Vertical Vibrations to the HeadShinichiro OTA^{*1} and Shuji NISHIYAMA^{*1}Faculty of Computer Science and System Engineering, Okayama Prefectural University
111 Kuboki, Soja-shi, Okayama, 719-1197, Japan

This paper describes an active control system intended to minimize the vertical vibrations transferred from the vehicle seat to the head. This system controls mechanical properties effectively such as the spring constants and damping coefficients of the seat cushion by using an optimized algorithm that comprises vibration analysis and an optimization method. To estimate an efficient optimized algorithm, we investigate reduction rates of the vertical vibrations on the head using a vibration analysis based on a model for the seat-occupant system when the mechanical properties are controlled in a part of seat cushion. These results showed relationships between the reduction rates and the mechanical properties of the each seat cushion optimized at frequency band. In conclusion, the effective optimized algorithm using these relationships enable to reduce the vertical vibrations on the head while reducing the number of seat cushion control.

Key Words : Vibration Control, Human Dynamics, Active Control, Seat Ride Comfort, Simulation

1. 緒 論

自動車の快適性に対する要求は年々厳しくなり、快適性向上への取り組みの一つとして、乗員の上下方向の共振点である 4~8Hz の振動を低減させるようにシートの設計が行われてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら、乗員の体形や姿勢による違いから共振点に変化が生じ⁽³⁾、さらに路面からの振動は経時的に変化するため、最適な振動設計が行われているとはいえない。また、We ら⁽⁴⁾や Han ら⁽⁵⁾はシート下に従来のパッシブサスペンションにアクティブサスペンションを追加もしくは置き換え、振動低減を試みている。これらの研究は、シート座面からの振動のみを考慮しているが、振動はシート座面のみならずステアリングホイールやフットレストからも伝達するため、振動低減をさらに向上させるためにはシート各部のクッション特性を制御する必要がある。

そこで、筆者らは、振動低減のためにシート各部位のクッション特性を能動制御するシステムを提案してきた⁽⁶⁾⁽⁷⁾。本システムは、振動の周波数帯毎に乗員が最も振動低減するように、シート各部のクッション特性のライブラリを最適化法により構築する。次に、継続的な振動が人体に影響を及ぼすため⁽⁸⁾、任意の時間、継続的に測定された車体振動の振動数を加速度センサにより検知する。そして、最大の振幅が検知されている周波数帯を対象とし、空気駆動式クッション等によりシートのクッション特性をライブラリに基づき能動制御する⁽⁶⁾。前報⁽⁷⁾では、乗員 シート系の連成振動としてモデル化した振動モデルと最適化法を併用した最適化アルゴリズムを構築し、最適化アルゴリズムの有用性について検証し、乗員 シート系の能動制御の可能性を示した。しかしながら、シートの能動制御において、加速度センサにより検知された振動数に応じてリアルタイムに振動を低減させる必要があるため、クッションの制御箇所を最適化しつつ、効率的に制御することが課題である。

* 原稿受付 2011 年 10 月 18 日

^{*1} 正員, 岡山県立大学情報工学部 (〒719-1197 岡山県総社市窪木 111)

E-mail: ota@ss.oka-pu.ac.jp

したがって、本研究の目的は、人体を保持するシートの各クッションが周波数毎の振動低減に及ぼす影響を調査し、それに基づきシートクッションを制御した場合における振動低減効果を明確化することである。そこで、運転動作に影響を与えると考えられる頭部に着目し、支持点のクッション毎に最適化アルゴリズムを適用させ、各クッションの振動低減率を明確にする。そして、その振動低減率に基づいて制御対象となるクッションを決定させた場合における乗員の上下方向加速度の低減率を理論的に解析する。

2. 最適化アルゴリズム

2.1 振動モデル

乗員 - シート系の振動モデルにより、解析を行う。振動モデルを図 1 に示す。図 1(a) は乗員 - シート系の振動モデル、図 1(b) は座標系をそれぞれ示す。また、図に用いている主な記号の説明を以下に示す。

記 号 説 明

$m_i (i = 1, 2 \cdots 4)$: 頭部と頸部、胴体部、大腿部、下腿部の質量
 $I_i (i = 1, 2 \cdots 4)$: 乗員各部の慣性モーメント
 $\theta_i (i = 1, 2 \cdots 4)$: 乗員各部の回転変位
 θ_0 : シート角度
 β : フットレスト角度
 ξ, ζ : 腰ジョイント点の x, z 方向変位
 $x_i (i = 1, 2 \cdots 4)$: 乗員各部重心の x 座標
 $z_i (i = 1, 2 \cdots 4)$: 乗員各部重心の z 座標
 $k_i (i = 1, 2 \cdots 5)$: 乗員支持点のばね定数
 $c_i (i = 1, 2 \cdots 5)$: 乗員支持点の粘性減衰係数
 $T_i (i = 1, 2, 3)$: 頸部、腰部、膝部関節のフリクションモーメント
 $\delta_i (i = 1, 2 \cdots 5)$: ばね・ダンパの動的たわみ
 $\delta_{i,0} (i = 1, 2 \cdots 5)$: ばね・ダンパの初期たわみ
 $l_i (i = 1, 2 \cdots 7)$: 乗員各部の寸法
 l_k, l_j, l_o, l_p, l_q : シート各部の寸法

本研究で取り扱う乗員 - シート系の振動モデルは、着座姿勢や体格を検討可能とするため、図 1 に示すように頭部と頸部、胴体部、大腿部および下腿部の四つの剛体としてモデル化し、各部の重心に質量と慣性モーメントを考慮する。

ここで、人体各部のセグメント長、セグメント質量、セグメント重心位置、セグメント慣性モーメント等は幾何学的特性が明らかな JM50 ダミー（日本人成人男子の身長、体重などの 50 パーセンタイル値を有する）の値を使用する。また、頸、腰および膝の連結点はピンジョイントとし、その関節部にフリクションモーメントとして、筋肉の緊張をほぐした弛緩状態における乗員を想定し、頸、腰、膝での各関節の相対角速度に比例したダンピング特性を考慮する⁽⁷⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。

乗員 - シート系の支持点のばね定数・粘性減衰定数の値 ($k_5, c_5, k_{1,0} \sim k_{4,0}, c_{1,0} \sim c_{4,0}$) は、図 1 に示す乗員 - シート系のモデルにおいてフロアを上下に正弦波加振し、人体の振動応答特性⁽¹¹⁾⁽¹²⁾を考慮して、同定されている。

シートは、シートクッション、シートバッククッションを考慮する。胴体部はシートバック上部および下部の 2 点で支持するものとし、乗員 - シートの支持点はばねとダンパでモデル化する。乗員 - シートの支持点は密着しているものとし、シートバック角度と乗員胴体角度は初期値が等しいものとする。また、フットレストによる影響も考慮し、フロアと足との接触間をばねとダンパでモデル化する。以上のような、各質量の上下、前後および回転運動からなる 6 自由度のモデルを用いて、乗員 - シート系においてシートバック 2 点とシート座面 2 点のクッション特性を評価する。

乗員 - シート系の諸元を次に示す .

$$\begin{aligned} m_1 &= 5.3214 \text{ kg} & , m_2 &= 26.4894 \text{ kg} & , m_3 &= 18.816 \text{ kg} & , m_4 &= 10.3292 \text{ kg} \\ I_1 &= 0.036652 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & , I_2 &= 0.7938 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & , I_3 &= 0.20384 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & , I_4 &= 0.1911 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ l_1 &= 0.152 \text{ m} & , l_2 &= 0.196 \text{ m} & , l_3 &= 0.278 \text{ m} & , l_4 &= 0.149 \text{ m} \\ l_5 &= 0.278 \text{ m} & , l_6 &= 0.286 \text{ m} & , l_7 &= 0.126 \text{ m} & , l_k &= 0.424 \text{ m} \\ l_j &= 0.350 \text{ m} & , l_o &= 0.799 \text{ m} & , l_p &= 0.050 \text{ m} & , l_q &= 0.163 \text{ m} \\ \theta_0 &= 110.0^\circ & , \beta &= 0.0^\circ & , k_5 &= 30.0 \text{ kN/m} & , c_5 &= 30.0 \text{ N} \cdot \text{s/m} \end{aligned}$$

シート系の初期値を次に示す .

$$\xi_0 = 0.07 \text{ m} \quad , \quad \zeta_0 = 0.11 \text{ m} \quad , \quad \theta_{1,0} = 100.0^\circ \quad , \quad \theta_{2,0} = 110.0^\circ \quad , \quad \theta_{3,0} = 10.0^\circ \quad , \quad \theta_{4,0} = 318.0^\circ$$

シート系のクッション特性の標準値を次に示す .

$$\begin{aligned} k_{1,0} &= 135.0 \text{ kN/m} & , k_{2,0} &= 165.0 \text{ kN/m} & , k_{3,0} &= 36.0 \text{ kN/m} & , k_{4,0} &= 24.0 \text{ kN/m} \\ c_{1,0} &= 675 \text{ N} \cdot \text{s/m} & , c_{2,0} &= 825 \text{ N} \cdot \text{s/m} & , c_{3,0} &= 180 \text{ N} \cdot \text{s/m} & , c_{4,0} &= 120 \text{ N} \cdot \text{s/m} \end{aligned}$$

本報では、これらの標準値から周波数帯域毎に最適なクッション特性 $k_i, c_i (i = 1, 2 \cdots 4)$ を同定する . なお、 k_i と c_i の関係は空気駆動式クッションの特性により決定されるが、簡単のため線形関係と仮定し、 $c_i = k_i / 200 (i = 1, 2 \cdots 4)$ のように設定する . また、その他の変数の初期値は 0 とする .

2.2 振動解析

本解析では、乗員系のフリクションモーメント、支持点の変位、作用力などを計算し、運動方程式を解く⁽⁷⁾ . 系を支配する運動方程式は連立 6 元 2 階常微分方程式の初期値問題である . 変数変換により連立 12 元 1 階常微分方程式として数値計算する . 解法として Runge-Kutta-Gill 法により時間ステップごとの各変数とその微分係数の値を求める . 計算回数と計算きざみ幅をそれぞれ 5000 回、0.001 秒とし、数値計算は倍精度で行う .

シートに発生する振動として、 $t=0$ で変位および変位の時間微分が 0 になるように式 (1) を入力して周波数応答特性を調べる .

$$z(t) = \left(\frac{a}{2} \right) (1 - \cos 2\pi t f_n) \quad (1)$$

ここで、 a : 全振幅、 t : 時間、 f_n : 周波数であり、 $a=0.005 \text{ m}$ とする . また、周波数応答特性の計算にあたり、本研究で扱う振動特性は低周波数域で共振現象が発生し変化が著しく、高周波数では変化が緩慢である . したがって、周波数 f_n は式 (2) で示すアルゴリズムにより決定する .

$$\begin{aligned} f_n &= 10^{ABL} \quad (n = 1, 2 \cdots N_d) \\ ABL &= \log \left(\frac{f_{\max}}{f_{\min}} \right) \cdot \frac{n-1}{N_d-1} \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 N_d は周波数軸の最大離散点数、 $f_{\max}$ 、 $f_{\min}$ は周波数の上限と下限を示し、それぞれ $f_{\max}=20 \text{ Hz}$ 、 $f_{\min}=1 \text{ Hz}$ 、 $N_d=50$ とする . 式 (2) で決定した周波数について計算を実行し、時間ステップごとの加速度の二乗平均平方根 (rms 値) を求め、求めた値をその周波数に対する代表値とする . 本手法により、周波数軸の低周波数域における離散点が多数とれ、低周波数域の振動特性を詳細に把握できる .

図 2 は、初期条件における乗員 - シート系の上下方向振動伝達特性と頭部加速度比の実験結果⁽¹²⁾を示す . 横軸は周波数、縦軸は各帯域の乗員各部の加速度をフロア加速度で除した加速度比を示す . なお、実験は、シート座面およびシートバックの角度が 10.0° 、 110.0° に設定されているシートを振動台の上に設置し、成人男性 (体重 54 kg) をシートに着座させ、加速度変換器が取り付けられたイソプレン系樹脂を頭頂部に装着した状態で測定されている . 入力信号は、振動数 2 ~ 20 Hz、全振幅 0.005 m の正弦波振動とし、対数掃引されている . これより、解析結果において、周波数 4.1 Hz で極大値 2.7 に達し、周波数の増加とともに漸減変曲しつつ減衰している . また、実験結果では、周波数 4.0 Hz で極大値 2.9 を示し、周波数の増加とともに漸減変曲しつつ減衰しており、本解析結果と傾向が一致し、乗員 - シート系のモデル化および解析手法の妥当性がわかる .

2.3 最適化法

本システムにおいて、加速度センサにより測定された振動数に応じてシートのクッション特性を能動制御する。そこで、対象とする周波数帯域において低周波数帯域を詳細に制御するため、式(2)に基づいて周波数の検査帯域(1~20 Hz)を8分割する。表1は、分割した周波数帯域 $FRE_i (i=1, 2, \dots, 8)$ と帯域の代表周波数を示す。

この周波数帯域毎にシートの最適なクッション特性を滑降シンプレックス法により決定する。滑降シンプレックス法は、関数の勾配を用いずに目的関数のみを用いるため、複雑系の最適化に適している。本手法において、式(3)で示す誤差関数に基づき、最適なシートのクッション特性を最適化する。

$$ERROR = \sqrt{\frac{1}{N_a} \int_{f_i^*}^{f_{i+1}^*} \left(\frac{VAR_{cal} - TAR \cdot VAR_{sta}}{TAR \cdot VAR_{sta}} \right)^2 df} \quad (3)$$

VAR_{sta} , VAR_{cal} は標準値と最適化時における解析値を示す。また、 N_a は積算回数であり、対数的に分割しているため周波数帯域により異なる値を示す。式(3)において、目標値である TAR が0の場合、 $ERROR$ は無限大となるため、標準値で解析した VAR_{sta} の10%となる0.1を設定する。 $ERROR$ が小さいほど任意の周波数帯に対して目標値に近く、振動低減されていることを示す。

ここで、アクチュエータ等の性能によりクッション特性の変動範囲の制限が想定されるが、簡単のため標準値を基準としたクッション特性の変動比率を1/2.0~2.0に設定し、その各領域内で $ERROR$ が最小になるようにシートのクッション特性を推定する。なお、滑降シンプレックス法の解析条件は、反射係数を0.8、縮小係数を0.5、拡大係数を2.0、繰り返し計算回数を200とする。また、解析時に反射、縮小、拡大が繰り返される過程で、変動領域外のシートパラメータが検知された場合は、そのシートパラメータは変動領域の境界内に戻され、反射、縮小、拡大が繰り返される。

3. 計算結果および考察

3.1 クッション特性と振動低減率の関係

各部位のクッション特性が周波数毎の振動低減に及ぼす影響を調べるためにクッション毎に単独で最適化した場合の頭部の振動低減率を明らかにする。

図3は、周波数帯 $FRE_i (i=1, 2, \dots, 8)$ に対してシート部位毎に最適化されたシートのクッション特性と基準値の変動比率 $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ を示す。なお、各点の周波数は、表1に示す周波数帯 FRE_i における周波数の平均を代表値とする。図3から $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ は、各振動数に対してそれぞれ固有の最適値を有し、設定した変動比率である領域1/2.0~2.0の範囲内で変化していることがわかる。

図4は、標準条件と最適化時における $FRE_1 \sim FRE_8$ の周波数帯域毎の平均加速度比と標準値からの振動低減率を示す。なお、各点の周波数は、表1に示す周波数帯 FRE_i における周波数の平均を代表値とする。

図4(a)より、平均加速度比は、図2で示す加速度比と同様に4 Hz周辺において極大値に達し、周波数の増加とともに漸減変曲しつつ減衰している。さらに、シートクッションの後部 k_3, c_3 を最適化した場合にすべての周波数帯において、平均加速度比がもっとも低下していることがわかる。これは、図1(a)からわかるようにシートクッションの後部は上下方向の振動に作用し、さらに頭部の鉛直線上の近くに位置し、頭部の振動特性に大きく影響を及ぼしているものと考えられる。

図4(b)より、 k_1, k_2, k_3 を最適化した場合は5.4 Hzにおいて、 k_4 を最適化した場合は7.8 Hzにおいてもっとも高い振動低減率を示し、各シートのクッション特性によって振動低減率のピーク値が異なることがわかる。一方、 $FRE_1 \sim FRE_3$ と $FRE_6 \sim FRE_8$ の周波数帯域では k_3, k_4, k_1, k_2 の順で、 FRE_4 では k_3, k_1, k_4, k_2 の順で、 FRE_5 では k_3, k_2, k_1, k_4 の順で振動低減率が高いことがわかる。

以上より、各シート部位のクッション特性により振動低減率の特性が異なることが明らかとなった。よって、これらを考慮して制御するクッションを選定することにより、効率的な振動低減が可能となるものと考えられる。

3.2 振動低減率を考慮した最適化アルゴリズム

各シート部位のクッション特性により振動低減率の特性が異なることを考慮し、シートのクッションを最適化する。そのため、一箇所から四箇所のクッション制御をそれぞれ最適化 A, B, C, D と設定する。ここで、最適化 A~D で制御するクッションを振動低減率の高い順とし、表 2 に示すように設定する。

図 5 は、周波数帯 FRE_i ($i = 1, 2, \dots, 8$) に対して最適化 A~D におけるシートのクッション特性と基準値の変動比率 $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ を示す。なお、各点の周波数は、表 1 に示す周波数帯 FRE_i における周波数の平均を代表値とする。また、最適化されていないシートクッションのパラメータは、標準値からの変動がないため $k_i/k_{i,0}=1$ の一定値を示す。図 5 から $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ は、各振動数に対してそれぞれ固有の最適値を有し、設定した変動比率である領域 $1/2.0 \sim 2.0$ の範囲内で変化していることがわかる。また、図 5(c) より、 $k_3/k_{3,0}$ は最適化 A~D においてすべて一致していることがわかる。これは、シートクッションの後部がもっとも振動低減率に寄与し、周波数帯毎に他のクッション特性に関係なく最適値を有することを示している。

図 6 は、標準条件と最適化 A~D における $FRE_1 \sim FRE_8$ の周波数帯域毎の平均加速度比と標準値からの振動低減率を示す。図 6(a) より、標準値における平均加速度比に対して、最適化 A, B, C, D と最適化するクッションの数を増やすほど、振動低減の効果が顕著に現れる。また、すべての条件に対して、3.74 Hz において極大値に達し、周波数の増加とともに漸減変曲しつつ減衰している。この傾向は標準値における平均加速度比と一致している。これは、人体の共振点が 4Hz 周辺にあり⁽¹⁰⁾、共振点近傍における振動の増加が要因と考えられる。一方、3.74 Hz の周波数における平均加速度比は最適化 A, B, C, D の条件で、それぞれ 0.75, 0.79, 0.84, 0.90 の加速度比の低減が可能であり、最適化するシートのクッション数を多くすることで、人体の共振点の振動を低下させることが可能となる。

図 6(b) より、最適化 A, B, C, D の条件で、それぞれ最大で 47.2 % (5.4 Hz), 58.7 % (5.4 Hz), 59.8 % (5.4 Hz), 67.5 % (5.4 Hz)、最小で 3.0 % (1.21 Hz), 3.2 % (1.21 Hz), 3.5 % (1.21 Hz), 3.7 % (1.21 Hz) の加速度の振動低減が可能である。さらに、人体がもっとも敏感な範囲を含む 3.74~7.8 Hz において、最適化 A, B, C, D の条件でそれぞれ、最適化 A は 32.8 ~ 47.2%, 最適化 B は 34.7 ~ 58.7%, 最適化 C は 37.0 ~ 59.8%, 最適化 D は 39.4 ~ 67.5% となり、最適化 A~C はすべてのシート部位を制御した最適化 D より低下するが、30 % 以上の振動低減率を有していることが確認できる。

以上のように、各クッション特性が及ぼす振動低減率を考慮したクッション制御ができるため、クッションの制御箇所を最適に制御しつつ、効率的な振動低減の可能性が示された。

4. 結 論

乗員 - シート系の振動モデルを用いて車両床上から乗員頭部に伝達される振動を低減するための理論的な研究を行った。本研究により明らかになった事項をまとめると、次のとおりである。

(1) 各シート部位のクッション特性が振動低減へ及ぼす影響について、振動低減率を用いて明確化した。

(2) クッション毎の振動低減へ及ぼす影響を考慮することで、クッションの制御箇所を制御しつつ、効率的な振動低減の可能性が示された。

本研究で開発した能動制御システムの今後の課題として、シートのクッション特性の変動値はシート制御を実現可能とするアクチュエータ等の性能に依存することから、これを考慮した最適化法を構築する必要がある。さらに、乗り心地をさらに向上させるためには頭部だけでなく、ブレーキやアクセル等のペダル操作に重要となる下腿部、ステアリングホイールの操作で重要となる上腕や前腕の振動低減が課題であり、今後検討していきたい。

Fig. 1 Vibration model of seat-occupant system

Fig. 2 Vibration characteristics with the standard condition

Table 1 Frequency bands and representing frequency

i	Frequency band $f_i^* \leq FRE_i < f_{i+1}^*$ [Hz]	Representing frequency [Hz]
1	$1.00 \leq FRE_1 < 1.45$	1.21
2	$1.45 \leq FRE_2 < 2.11$	1.80
3	$2.11 \leq FRE_3 < 3.08$	2.59
4	$3.08 \leq FRE_4 < 4.47$	3.74
5	$4.47 \leq FRE_5 < 6.50$	5.40
6	$6.50 \leq FRE_6 < 9.46$	7.80
7	$9.46 \leq FRE_7 < 13.75$	11.25
8	$13.75 \leq FRE_8 < 20.00$	16.77

Fig. 3 Mechanical properties at a part of the seat cushions optimized

(a) Average vertical acceleration ratio

(b) Reduction rates of the vertical acceleration

Fig. 4 Vibration characteristics in a part of the seat cushions optimized

Table 2 Seat cushions in each frequency band used by the optimized algorithm

Frequency band	Optimization A	Optimization B	Optimization C	Optimization D
$1.00 \leq FRE_1 < 1.45$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$1.45 \leq FRE_2 < 2.11$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$2.11 \leq FRE_3 < 3.08$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$3.08 \leq FRE_4 < 4.47$	k_3, c_3	k_1, k_3, c_1, c_3	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$4.47 \leq FRE_5 < 6.50$	k_3, c_3	k_2, k_3, c_2, c_3	$k_1 \sim k_3, c_1 \sim c_3$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$6.50 \leq FRE_6 < 9.46$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$9.46 \leq FRE_7 < 13.75$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$
$13.75 \leq FRE_8 < 20.00$	k_3, c_3	k_3, k_4, c_3, c_4	$k_1, k_3, k_4, c_1, c_3, c_4$	$k_1 \sim k_4, c_1 \sim c_4$

Fig. 5 Mechanical properties at the seat cushions optimized

Fig. 6 Vibration characteristics in the optimized seat

文 献

- (1) Griffin, M. J., Handbook of Human Vibration, *Academic Press*, San Diego, CA, USA (1994).
- (2) Makhsoos, M., HenDrix, R., Crowther, Z., Nam, E. and Lin, F., "Reducing whole-body vibration and musculoskeletal injury with a new car seat design", *Ergonomics*, Vol. 48, No. 9 (2005) pp. 1183-1199.
- (3) 西山修二, "車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第2報, 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 568(1993), pp. 3622-3629.
- (4) We, I. and Chen R., "Application of an active controller for reducing small-amplitude vertical vibration in a vehicle seat", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 274(2004), pp. 939-951.
- (5) Han, Y. M., Jung, J. Y., Choi, S. B. and Wereley, N. M., "Ride quality investigation of an electrorheological seat suspension to minimize human body vibrations", Proceeding Institution of Mechanical Engineers Part D, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220(2006) pp. 139-150.
- (6) 西山修二, 大田慎一郎, 角田鎮男, 小泉敏明, "自動車用シートの振動抑制装置", 特願 2010-209724(2010).
- (7) 大田 慎一郎, 西山 修二, "能動制御を用いた自動車用シートの乗り心地向上に関する研究 (第1報, 最適化アルゴリズムの検証)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 779 (2011), pp. 2601-2612.
- (8) Mansfield, Neil. J., Human Response to Vibration, *CRC Press*, Boca Raton, Fla (2005).
- (9) 西山修二, "車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第1報, 理論解析およびシステム検証)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 568(1993), pp. 3613-3621.
- (10) 古庄宏輔, 横家利男, 藤田聡, "追突時の乗員挙動の解析 (第1報) -乗員の動きのシミュレーション-", 自動車技術会, Vol. 23, No. 4(1969), pp. 346-353.
- (11) Dupuis, H., Zerlett, G., 全身振動の生体反応, (1989), 名古屋大学出版会.
- (12) 西山修二, 武田史郎, 竹島透, "着座姿勢が人体各部の振動特性に及ぼす影響 (実験的研究)", 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 590(1995), pp. 3866-3873.