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)

大田 慎一郎^{*1}, 西山 修二^{*1}

Ride Quality Investigation of Seat with an Active Control System to Minimize Vertical Vibrations from Seat to Human Body in a Vehicle (1st Report, Verification of an Optimization Algorithm)

Shinichiro 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 seat to the human body in a vehicle. This system controls mechanical properties such as the spring constants and damping coefficients of each part of the vehicle seat by using an optimization algorithm that comprises vibration analysis and an optimization method. To examine the feasibility of the optimization algorithm, we designed a vibration model for the seat-occupant system and calculated the reduction in vibration due to the algorithm by numerical analysis. The mechanical properties of the back and front side of the seat were controlled with reference to the standard condition in the range of 1/1.5-1.5 times, 1/2-2 times, and 1/4-4 times. These results suggest that the respective rates of vibration reduction for the head in the frequency range of 3.6 – 8.5 Hz are 36 % – 52 %, 40 % – 63 %, and 55 % – 76 % for the seat controlled with reference to the standard condition in the range of 1/1.5-1.5 times, 1/2-2 times, and 1/4-4 times, respectively. In summary, the proposed algorithm successfully reduced vibrations from the seat to the human body in a vehicle.

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. 一方, シートのサスペンションを準能動制御や能動制御により, シートの振動を低減する試みが行われている^{(4)~(6)}. Frechin ら⁽⁴⁾はフットレストが一体化しているシートにアクチュエータを取り付け 4 自由度に動作させ, すべての方向において発生する振動を相殺するように制御している. これは振動低減において有効なシステムであるが, フットレストとシートの一体化によりアクセル・ブレーキ操作ができないことや, さらに大型化や重量の増加が問題となる. We ら⁽⁵⁾や Han ら⁽⁶⁾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, 振動はシート座面だけでなくハンド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を簡易的に制御する必要がある.

そこで, 本研究の目的は, 振動低減のため, 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することである. 本システムは, 継続的な振動が人体に影響を及ぼすため⁽⁷⁾, 任意の時間, 継続的に測定された車体

* 原稿受付 2010 年 12 月 13 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

振動の振動数を加速度センサにより検知する．そして，最適化アルゴリズムに基づき，体形や姿勢および振動数に応じたシート各部の力学パラメータの最適値を推定し，空気駆動式クッションによりシートを能動制御する⁽⁸⁾．

本報では，まず能動制御システムの概要を説明する．そして，乗員 - シート系の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，本アルゴリズムの有用性を検証する．そのため，最適化アルゴリズムに基づき定めたシート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. 能動制御システム

図1に能動制御システムのフローチャートを示す．まず，体形，姿勢，シートの力学パラメータなどの初期条件を用いて振動モデルを構築し，振動解析を行う．そして，解析結果から頭部の上下方向の加速度を計算する．次に，センサにより測定された最大となる加速度の周波数を検知し，振動制御する周波数領域を設定する．さらに，その周波数領域の振動を減少させるように最適化アルゴリズムを用いてシートの力学パラメータを推定し，アクチュエータを用いてシートの力学パラメータを最適値に調節する．このようなシートの力学パラメータの最適化は振動が入力される限り繰り返される．

本報では，体形，姿勢，シートの力学パラメータの初期条件に対して，仮想の上下方向の加速度の周波数を入力した場合における振動低減率を明らかにして，上記の最適化アルゴリズムを検証する．

Fig. 1 Flow chart of active control

3. 最適化アルゴリズム

運転動作に影響を与えと考えられる頭部の上下方向の振動を低減させるため，乗員 - シート系の振動モデルによる振動解析と最適化法を用いた最適化アルゴリズムを構築する．

3.1 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2に示す．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

Fig. 2 Analysis model

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2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を考慮する⁽⁹⁾。頸、腰、膝でのフリクションモーメントは各関節の相対角速度に比例したダンピング特性を考慮し、式(1)で表す。

$$T_i = T_{max,i} \cdot \tanh\left(\frac{2\omega_i}{\omega_{i0}}\right) \quad (1)$$

$$\omega_i = \dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i+1} \quad (i = 1, 2, 3)$$

ここに、 $T_{max,i}$ 、 ω_{i0} の値は次のように定める⁽⁹⁾。

$$T_{max,1} = 3.920 \text{ N}\cdot\text{m}, \quad \omega_{10} = 0.349 \text{ rad/s}$$

$$T_{max,2} = 35.280 \text{ N}\cdot\text{m}, \quad \omega_{20} = 0.349 \text{ rad/s}$$

$$T_{max,3} = 14.112 \text{ N}\cdot\text{m}, \quad \omega_{30} = 0.349 \text{ rad/s}$$

式(1)は古庄の実験値⁽¹⁰⁾と特性がよく一致し、関節特性を表すことが可能である。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2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、同定している。

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点の力学パラメータを評価する。

乗員 - シート系の諸元を次に示す。

$$\begin{aligned} m_1 &= 5.3214 \text{ kg} & , m_2 &= 26.4894 \text{ kg} \\ m_3 &= 18.816 \text{ kg} & , m_4 &= 10.3292 \text{ kg} \\ I_1 &= 0.036652 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & , I_2 &= 0.7938 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ I_3 &= 0.20384 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 & , I_4 &= 0.1911 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\ l_1 &= 0.152 \text{ m} & , l_2 &= 0.196 \text{ m} \\ l_3 &= 0.278 \text{ m} & , l_4 &= 0.149 \text{ m} \\ l_5 &= 0.278 \text{ m} & , l_6 &= 0.286 \text{ m} \\ l_7 &= 0.126 \text{ m} & , l_8 &= 0.424 \text{ m} \\ l_j &= 0.350 \text{ m} & , l_o &= 0.799 \text{ m} \\ l_p &= 0.050 \text{ m} & , l_q &= 0.163 \text{ m} \\ \theta_0 &= 110.0^\circ & , \beta &= 0.0^\circ \\ k_5 &= 19.5 \text{ kN/m} & , c_5 &= 39 \text{ N} \cdot \text{s/m} \end{aligned}$$

シート系の初期値を次に示す。

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

シート系の力学パラメータの標準値を次に示す。

$$\begin{aligned} k_{1,0} &= 120.0 \text{ kN/m} & , k_{2,0} &= 150.0 \text{ kN/m} \\ k_{3,0} &= 30.0 \text{ kN/m} & , k_{4,0} &= 24.0 \text{ kN/m} \\ c_{1,0} &= 240 \text{ N} \cdot \text{s/m} & , c_{2,0} &= 300 \text{ N} \cdot \text{s/m} \\ c_{3,0} &= 60 \text{ N} \cdot \text{s/m} & , c_{4,0} &= 48 \text{ N} \cdot \text{s/m} \end{aligned}$$

本研究では、これらの標準値から周波数帯域毎に最適な力学パラメータ $k_1 \sim k_4$, $c_1 \sim c_4$ を同定する。また、その他の変数の初期値は0とする。

3.1.1 運動方程式

乗員系の運動方程式を導出するにあたり、次式の座標系を導入する。

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \xi + (l_2 + l_3) \cos \theta_2 + (l_1) \cos \theta_1 \\ z_1 &= \zeta + (l_2 + l_3) \sin \theta_2 + (l_1) \sin \theta_1 \\ x_2 &= \xi + l_3 \cos \theta_2 \\ z_2 &= \zeta + l_3 \sin \theta_2 \\ x_3 &= \xi + l_4 \cos \theta_3 \\ z_3 &= \zeta + l_4 \sin \theta_3 \\ x_4 &= \xi + (l_4 + l_5) \cos \theta_3 + l_6 \cos \theta_4 \\ z_4 &= \zeta + (l_4 + l_5) \sin \theta_3 + l_6 \sin \theta_4 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

多自由度の複雑な振動系であるため、系全体の運動エネルギー T , ポテンシャルエネルギー U , 散逸関数 D を求め、これらをラグランジュの方程式に代入することにより運動方程式を求める。各エネルギーはそれぞれ次式となる。

$$\left. \begin{aligned} 2T &= \sum_{i=1}^4 \left(m_i \dot{z}_i^2 + m_i \dot{x}_i^2 + I_i \dot{\theta}_i^2 \right) \\ 2U &= \sum_{i=1}^5 k_i (\delta_i - \delta_{i,0})^2 \\ 2D &= \sum_{i=1}^5 c_i (\dot{\delta}_i - \dot{\delta}_{i,0})^2 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式 (3) を Lagrange's 式 (4)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} = 0 \quad (r = 1, 2 \cdots 6) \quad (4)$$

に代入することにより, 変数 $\xi, \zeta, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4$ に関する 6 個の乗員系の運動方程式を得る.

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 \\ 0 & M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 \\ D_2 & D_3 & M_{10} & D_1 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & M_{11} & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & M_{12} & G_1 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & M_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_5 \\ B_5 \\ D_4 \\ E_4 \\ G_4 \\ H_4 \end{bmatrix} = 0 \quad (5)$$

式 (5) のマトリックスの各要素は次式のようにになる.

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= M_2 \sin \theta_1, A_2 = (M_3 + M_6) \sin \theta_2 \\ A_3 &= (M_4 + M_7) \sin \theta_3, A_4 = M_5 \sin \theta_4 \\ A_5 &= -B_1 \dot{\theta}_1^2 - B_2 \dot{\theta}_2^2 - B_3 \dot{\theta}_3^2 - B_4 \dot{\theta}_4^2 - \Delta(\xi) \\ B_1 &= -M_2 \cos \theta_1, B_2 = -(M_3 + M_6) \cos \theta_2 \\ B_3 &= -(M_4 + M_7) \cos \theta_3, B_4 = -M_5 \cos \theta_4 \\ B_5 &= A_1 \dot{\theta}_1^2 + A_2 \dot{\theta}_2^2 + A_3 \dot{\theta}_3^2 + A_4 \dot{\theta}_4^2 - \Delta(\xi) \\ D_1 &= -M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2), D_2 = A_1, D_3 = B_1 \\ D_4 &= -M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_2^2 - \Delta(\theta_1) - T_1 \\ E_1 &= -M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \theta_1, E_2 = A_2, E_3 = B_2 \\ E_4 &= M_8 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_1 - M_8 \cos(\theta_1 - \theta_2) \theta_1 - \Delta(\theta_2) + T_1 - T_2 \\ G_1 &= -M_9 \sin(\theta_3 - \theta_4) \\ G_2 &= (M_4 - M_7) \sin \theta_3, G_3 = (M_4 - M_7) \cos \theta_3 \\ G_4 &= -M_9 \cos(\theta_3 - \theta_4) \theta_4 - \Delta(\theta_3) + T_2 + T_3 \\ H_1 &= -M_9 \cos(\theta_4 - \theta_3), H_2 = M_9 \cos \theta_4, H_3 = B_4 \\ H_4 &= -M_9 \sin(\theta_4 - \theta_3) \theta_3 + T_3 - \Delta(\theta_4) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

また, そのほかについては次式とする.

$$\left. \begin{aligned} \Delta(q) &= \sum_{i=1}^5 k_i (\delta_i - \delta_{i,0}) \frac{\partial (\delta_i - \delta_{i,0})}{\partial q} + \sum_{i=1}^5 c_i \dot{\delta}_i \frac{\partial \dot{\delta}_i}{\partial \dot{q}} \\ M_1 &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \\ M_2 &= m_1 l_1, M_3 = m_2 l_3 \\ M_4 &= m_3 l_4, M_5 = m_4 l_6, M_6 = m_1 (l_2 + l_3) \\ M_7 &= m_4 (l_4 + l_5), M_8 = m_1 l_1 (l_2 + l_3), M_9 = m_1 l_1 (l_2 + l_3) \\ M_{10} &= I_1 + m_1 l_1 \\ M_{11} &= I_2 + m_1 (l_2 + l_3)^2 + m_2 l_3^2 \\ M_{12} &= I_3 + m_3 l_4^2 + m_4 (l_4 + l_5)^2, M_{13} = l_4 + m_4 l_6^2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

3.1.2 支持点の変位量

乗車系のばね・ダンパでモデル化した支持点での変位は乗員の運動により支持点座標が変化する．各支持点間の x 軸方向および z 軸方向の変位量を DX_i, DZ_i とすると，図 2(c) に示すように支持点間での変位量 δ は次式で表せる．

$$\left. \begin{aligned} \delta_i &= \sqrt{\lambda_i} \\ \lambda_i &= (DX_i)^2 + (DZ_i)^2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

3.1.3 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．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 1000 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 (9) を入力して周波数応答特性を調べる．

$$z(t) = \left(\frac{a}{2}\right) (1 - \cos 2\pi t f_n) \quad (9)$$

ここで， a : 全振幅， t : 時間， f_n : 周波数であり， $a=0.005$ m とする．また，周波数応答特性の計算にあたり，本研究で取り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，高周波数域では変化が緩慢である．したがって，周波数 f_n は式 (10) で示すアルゴリズムにより決定する．

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

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 $f_{max}=20$ Hz， $f_{min}=1$ Hz， $N_d=50$ とする．式 (10) 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から二乗平均平方根 (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．

3.2 最適化法

頭部の振動低減が可能なシートの力学パラメータを滑降シンプレックス法を用いて推定する．この滑降シンプレックス法は，関数の勾配を用いずに最適化が可能であるため，複雑系の最適化に適している．

加速度センサにより測定された振動数に対してシートの力学パラメータを能動制御することを想定し，式 (10) を用いて対数的に 8 分割して特定の周波数帯域を設定する．ここで，3.1 節における強制振動の入力と区別するために式 (10) の記号に * を付加して定義する．よって， $f_{max}^*=20$ Hz， $f_{min}^*=1$ Hz， $N_d^*=9$ ，特定の周波数帯域 FRE_n を $f_n^* \leq FRE_n (n=1, 2, \dots, 8) < f_{n+1}^*$ とし，各帯域毎の最適なシートの力学パラメータを滑降シンプレックス法を用いて決定する．本手法において，式 (11) で示す誤差関数に基づき，各帯域の乗員頭部の加速度をフロア加速度で除した加速度比 (Vertical Acceleration Ratio，以下 VAR と略記する．) の積算値が最小になるように最適なシートの力学パラメータを推定する．式 (11) 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 の 10% となる 0.1 を設定する．

$$ERROR = \sqrt{\frac{1}{N_a} \int_{f_n^*}^{f_{n+1}^*} \left(\frac{VAR_{cal} - TAR \cdot VAR_{sta}}{TAR \cdot VAR_{sta}} \right)^2 df} \quad (11)$$

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． $ERROR$ 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，振動低減を可能とするシートの力学パラメータを最適化法により決定するが，ア

クチュエータ等の性能により力学パラメータの変動範囲の制限が想定される．そこで，標準値を基準としたシートの力学パラメータの変動比率として，領域1； $1/1.5 \sim 1.5$ ，領域2； $1/2.0 \sim 2.0$ ，領域3； $1/4.0 \sim 4.0$ を設定し，その各領域内でシートの力学パラメータの最適値を推定する．なお，滑降シンプレックス法の解析条件は，反射係数を1.0，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を標準値に戻され，反射，縮小，拡大が繰り返される．

4. 計算結果および考察

4.1 振動解析の検証

図3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西山らの頭部加速度比の実験結果⁽¹²⁾を示す．横軸は周波数，縦軸は乗員加速度をフロア加速度で除した加速度比VARであり，加速度比を示す．

なお，西山らの実験は，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ヘルメットを頭部に装着した状態で測定されている．振動は2～20 Hzまでの全振幅0.005 mの正弦波の対数掃引されている．これより，解析結果において，周波数3.8 Hz前後で極大値3.1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ている．以上より，本研究における乗員 - シート系のモデル化および解析手法の妥当性を示すことができる．

Fig. 3 Vibration characteristics with the standard condition

4.2 最適化アルゴリズムの検証

図4は，特定の周波数帯 FRE_n ($n = 1, 2, \dots, 8$) に対して最適化されたシートの力学パラメータと基準値の変動比率 $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ と $c_1/c_{1,0} \sim c_4/c_{4,0}$ を示す．図4から $k_1/k_{1,0} \sim k_4/k_{4,0}$ と $c_1/c_{1,0} \sim c_4/c_{4,0}$ 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，領域2，領域3の範囲内で変化している．これらの結果から，最適化アルゴリズムを用いて各振動数に対するシートの最適な力学パラメータを任意の変動範囲内で推定できることがわかる．

図5は，特定の周波数帯 FRE_n ($n = 1, 2, \dots, 8$) に対する最適化時における頭部の加速度比を示す．図5(a)～(c)は，それぞれ領域1，領域2，領域3でシートの力学パラメータを変化させた場合の結果である．共振点であるVARの最大値に着目すると，図5(a)では3 Hzから5 Hz周辺にあるのに対して，図5(b)では3 Hz周辺と5 Hz周辺に二分化，図5(c)では2 Hz周辺と8 Hz周辺に二分化されていることがわかる．これは，最適化の対象としている周波数帯域である FRE_n において，力学パラメータの変動(図4)が領域1，領域2，領域3のように大きくなり，こ

Fig. 4 Mechanical properties with the optimized seat

の力学パラメータの変動は人体各部と局所的なシート系の固有振動数を変化させ、頭部に伝達される支配的な振動数に影響を及ぼしたと考えられる。これらの結果から最適化時の頭部の加速度比 VAR は、 FRE_1 から FRE_8 の振動数に対して異なる特徴を有しているため、その周波数帯域における VAR が小さくなるような力学パラメータを検出し、シートの能動制御に用いることで振動低減が可能となると考えられる。

図6は、標準値のシートの力学パラメータにおける特定の周波数帯域 FRE_n における VAR の積算値からデータ数で除算した平均値 VAR_{ave} と特定の周波数帯域 $FRE_{1\sim 8}$ で最適化された VAR の積算値からデータ数で除算した平均値 VAR_{ave} を示す。図6より、標準値における VAR_{ave} に対して、シートの力学パラメータの変動比率を領域1より領域2、領域2より領域3と広く設定することにより、振動低減の効果が顕著に現れる。また、領域1、領域2、領域3の条件に対しては、4 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 VAR_{ave} と一致している。これは、人体の共振点が4 Hz周辺にあり⁽¹⁰⁾、共振点近傍の振動を減衰させることが難しいことが要因と考えられる。一方、4 Hzの周波数における VAR_{ave} は領域1、領域2、領域3の条件で、それぞれ0.96、1.07、1.45の加速度比の低減が可能であり、シートの力学パラメータの変動比率の領域を大きくして、人体の共振点の振動を低下させることが可能となる。

図7は、標準値からの振動低減率と周波数の関係を示す。これより、領域1、領域2、領域3の範囲でそれぞれ最大で52%、63%、76%、最小で5.9%、7.6%、10.7%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3.6~8.5 Hzにおいて、領域1は36~52%、領域2は40~63%、領域3は55~76%の振動低減が可能となる。

以上のように、シートの力学パラメータを能動制御することにより、乗員頭部の加速度が低減可能であることが明らかとなり、本研究において適用した最適化アルゴリズムの有用性を示すことができる。

5. 結 論

シートにおける各部位の力学パラメータの能動制御システムを提案し、乗員-シート系の振動モデルを用いて車両床から乗員頭部に伝達される振動の加速度を低減するための理論的な研究を行った。

(1) 乗員-シート系の振動モデルを用いた振動解析による周波数応答は、実測結果の振動特性の傾向がよく対応し、振動モデルおよび解析方法の妥当性が確認できた。

(2) 振動の周波数帯に依りてシートバック2点とシート座面2点の力学パラメータを能動制御することにより、乗員頭部上下の加速度を低減する振動制御を実現する可能性がある。

(3) 各部位におけるシートの力学パラメータを領域1; 1/1.5~1.5倍、領域2; 1/2~2倍、領域3; 1/4~4倍の範囲で決定した結果、人体がもっとも敏感な範囲を含む3.6~8.5 Hzにおいて、領域1、領域2、領域3はそれぞれ36~52%、40~63%、55~76%の乗員頭部加速度比の振動低減が可能であることが示され、最適化アルゴリズムの有用性が確認できた。

本能動制御システムの今後の課題として、シートの力学パラメータの変動値は空気駆動式クッションの力学パラメータ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。また、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、ハンドル操作で重要となる上腕や前腕の振動低減も課題となる。さらに、路面からの振動に対して即座に乗員の振動低減するためには、各クッションの振動低減への寄与率を明確にし、その寄与率に基づき最適化アルゴリズムを高速化させることが重要であり、今後検討していきたい。

(a) AREA 1 ; 1/1.5~1.5

(b) AREA 2 ; 1/2.0~2.0

(c) AREA 3 ; 1/4.0~4.0

Fig. 5 Vibration characteristics with the optimized seat

Fig. 6 Average vertical vibration ratio in the optimized seat

Fig. 7 Reduction rate of the vertical vibration in the optimized seat

文 献

- (1) Griffin, M. J., Handbook of Human Vibration, *Academic Press*, San Diego, CA, USA (1994).
- (2) Makhssous, 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) Frechin, M. M., Arino, S. B. and Fontaine, J., "ACTISEAT: active vehicle seat for acceleration compensation", Proceeding Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218 (2004), pp. 925-933.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Mansfield, Neil. J., Human Response to Vibration, *CRC Press*, Boca Raton, Fla (2005).
- (8) 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).
- (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.