トラックシートのアクティブサスペンション*

下郷 太郎^{*1}, 押野谷 康雄^{*2}, 新庄 弘之^{*3}

Active Suspension of Truck Seat

Taro SHIMOGO, Yasuo OSHINOYA and Hiroyuki SHINJYO

The driver's seat of a heavy duty truck is usually supported by a spring damper assembly on the cab floor. This passive suspension isolates the driver from vibration of the cab floor effectively except for a 2 to 3 Hz vibration, which still leads to an uncomfortable ride for drivers; thus it is desirable to achieve isolation from this low frequency vibration. To improve riding comfort of the driver's seat, we propose a newly designed active suspension system, where an actuator is installed in parallel with the spring damper assembly. The actuator is constructed using a DC servo motor and ball screw mechanism. A dynamic model of the seat is represented by a two degree of freedom system including a cushion, but influences between foot and floor, arm and steering wheel etc. are neglected. The control system is designed using optimal control theory to minimize rms acceleration of a driver's hip point (seat cushion surface). In this system, accelerations of the hip point, the seat frame and the cab floor are measured and integrated to obtain the state variables to be fed back and fed forward. An experimental study was carried out on a shaker realizing vibration of the cab floor of the truck, and the active seat suspension system achieved satisfactory performance for the human body.

Key Words: Riding Comfort, Vibration Control, Optimal Control, Truck, Active Seat Suspension

1. はじめに

排出ガス規制や最大積載量の遵守などが実施されたことによって大形トラックの需要が伸びてきている。また、長距離・長時間輸送、高速道路利用率の増加等も非常に目立ってきており、生活の場としてのトラックキャブ内の居住性・快適性の向上、運転疲労の軽減等の要望が高まっている。運転疲労の原因は、乗り心地、操縦安定性、視界、操作性等多岐にわたるが、特に乗り心地の向上は運転疲労軽減の有効な手段となり長距離走行をするドライバーが悩まされている腰痛等の慢性的問題の解決も期待することができる。

大形トラックはシャシサスペンション、キャブサスペンション、シートサスペンション、シートクッションなどの、トータルなチューニングによってその乗り心地を改善しているが^{(1)~(3)}、パッシブサスペンションではその効果を十分発揮することは容易でなく、シート上で2~3 Hz付近の運転者にとって不快な振動成分を去除することができていない。したがって、トラッ

クの乗り心地をアクティブにコントロールする実用化制御システムの開発が急務となる。乗用車では乗り心地改善のために、アクティブサスペンションが一部導入されているが、大形トラックのシャシサスペンションにアクティブ制御を適用することはエネルギー消費の点で現実的でないため、ダンパの減衰係数を制御するセミアクティブサスペンションの適用が検討されている⁽⁴⁾。一方、キャブサスペンションに関しては、油空圧式アクチュエータによるキャブの上下運動に対する制御効果を実車スケールの実験で検討している報告があるが⁽⁵⁾、キャブを完全に制御するためには、大きな出力のアクチュエータが複数個必要であり実用化において生産コストの問題が生じる可能性がある。

そこで、シートを支持しているサスペンションをコンパクトで低コストの装置によってアクティブ制御できれば、実用上多くのメリットがもたらされる。本研究ではこのような観点から長距離輸送用大形トラックのアクティブシートサスペンションを提案し⁽⁶⁾⁽⁷⁾、乗り心地に関する実車レベルでの実験的考察を行いその実現性を検討する。このようなコンポーネントが開発できれば、振動特性パラメータを変更するだけで機種ごとに容易にチューニングが行え、シートサスペンションを採用している多種のトラックに搭載可能とな

* 原稿受付 1996年1月22日。

^{*1} 正員、神奈川工科大学機械工学科 (〒243 02 厚木市下荻野1030)。^{*2} 正員、東海大学工学部 (〒259 12 平塚市北金目1117)。^{*3} 三菱自動車工業(株) (〒211 川崎市中原区大倉町10)。

る。また、本研究課題は、精密機器輸送時の荷傷防止装置や、病人、けが人等の搬送用寝台などにも応用でき、適用範囲が広く実用性の高い制御システムともなる。

シートサスペンションのアクティブな制御に関する研究は、これまでに数値解析による考察が行われているだけで⁽⁸⁾、実車レベルの実験的検討は行われていない。これはシートサスペンションが大形トラックやバス、一部のRV車両のような乗り心地に対する検討を最優先できない車種にしか使用されていないことや、サスペンション部分のスペースが非常に狭く、アクティブな制御を行うにはアクチュエータの大きさに制約が生じてしまう等の理由からである。トラックでは油圧機構を利用すれば、比較的簡単にコンパクトなアクチュエータを製作できる可能性があるが、車体のフェール時に高圧の油がシート直下に通っているのは危険であり、またキャブサスペンションによってキャビンが浮いているためキャビン内に油圧機構を引き込むことが容易でない。一方、エアサスペンションを利用したセミアクティブ制御の適用も考えられるが、低周波数域での応答性劣化が実用上の問題点となる。そこで提案するアクティブシートサスペンションでは、アクチュエータとしてサーボモータを利用し、その回転力をボールねじによって鉛直方向の力に変換することによって制御力を得る。

制御系では、シートクッション表面、シートフレームの加速度およびキャブ床面の加速度を検出して、これらを積分して得られる速度、変位をフィードバックおよびフィードフォワードし最適制御理論を適用する。本報では実路走行時のキャブ床面加速度を模擬した外乱を入力とした実車スケールの加振実験を行い、従来のシートサスペンションと比較して提案したアクティブシートサスペンションの制御効果を、運転者の絶対加速度のパワースペクトル密度によって検討を行い、その有効性に対する考察を行った。また、乗り心地と操作性は相互に影響し合う性能であり単独で扱うことができないことから、シートサスペンションの相対変位と運転者の絶対加速度のトレードオフ関係に注目した検討を行い、これらを同時に定量的な方法で評価するための基礎的な考察を行った。

2. アクティブシート サスペンションとモデリング

2.1 アクティブシートサスペンション 本研究ではトラックキャブ内の運転席部分をモデル化の対象として扱うことにする。キャブサスとシートサスの共振周波数は比較的接近しているが、キャブに対して運

Fig. 1 Control system

転者を含めたシートの質量比は約10対1であり、運転者が乗車した場合としない場合のキャブの振動特性を実測したところほとんど差が現れなかったため、キャブサスとシートサスの連成振動は無視できるものとした。トラックシートの概略および制御系の流れ図を図1に示す。座席のほか、ハンドルおよびアクセル、ブレーキ、クラッチペダル等が設置されている。シートクッション表面、シートフレーム、キャブ床面に相当する部分の絶対変位、絶対速度を図1のようにそれぞれの加速度ピックアップからの信号をアナログ積分器に通して検出し、A/Dコンバータから制御用コンピュータに入力する。このようにして得られた6個の状態量に、3・4節で示すような離散時間系の最適制御理論に基づいて得られたゲインを乗じて制御電圧を計算し、D/Aコンバータから出力する。これをDCサーボモータのドライバに入力しアクチュエータによって制御力を発生する。なお、積分器を用いる場合のドリフトの補償は制御用コンピュータで行っている。

2.2 運動方程式 トラックシートはキャブ床面からコイルばね、ショックアブソーバを用いたパッシブ形のサスペンションで支持されている。また、シート内にはばね要素としてウレタンが入っていてクッションの役割を果たしている。そこで運転者を含めたシートを図2のように2自由度の力学系としてモデル化した。ここでは背もたれ、足とペダルや床面、腕とハンドル等の接触による影響は考慮していないが、運転者の質量に関しては4・1節のように脚部の質量による補正を行うことにした。図2のモデルの運動方程式は次

Fig. 2 Analysis model

式のようになる。

$$m_1 \ddot{y}_1 = -c_1(\dot{y}_1 - \dot{z}) - k_1(y_1 - z) - c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_2(y_1 - y_2) + u \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = -c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_2(y_2 - y_1) \quad (2)$$

各パラメータは次のとおりである。

m_1 : シートの質量 kg

m_2 : 運転者の質量 kg

k_1 : シートサスペンションのばね定数 N/m

c_1 : シートサスペンションの減衰係数 Ns/m

k_2 : シートクッションのばね定数 N/m

c_2 : シートクッションの減衰係数 Ns/m

z : キャブ床面の絶対変位 m

y_1 : シートフレームの絶対変位 m

y_2 : シートクッション表面の絶対変位 m

x_1 : シートサスペンションの相対変位 m

x_2 : シートクッションの変形量 m

u : 制御力 N

2.3 アクチュエータの構造および特性式

シートを能動的に制御するためのアクチュエータを図1に示したように従来のばね、ダンパと並列に配置し、ハイブリッドサスペンションとした。制御不要場合には従来のサスペンションのみを使用することも想定している。ただしその方法や機構に関しては今後の課題とする。アクチュエータの構造は、キャブ床面に相当する部分に固定したDCサーボモータの回転軸に直結したボールねじ(おねじ部分)の外側に、めねじ部分と一体形の円筒を取付け、これをシートフレーム下部に結合している。サーボモータの軸が回転することによってこの円筒部分が上下にスライドし、シートサスペンションの振動を能動的に制御する機構となっている。なお、アクチュエータの大きさは、直径約70 mm、長さ約340 mmである。

DCサーボモータに付属するドライバは、入力電圧に対してモータの回転速度を制御する方式である。モータの回転角速度 $d\theta/dt$ 、モータのトルク T 、モータへの入力電圧 v は次式のような関係があるものとする。ただし、 a 、 b はボールねじ部分の構造上の特性(摩

Fig. 3 Power spectral density of floor acceleration

擦等)を含めて実験的に同定し決定するパラメータである。

$$\dot{\theta} = av - bT \quad (3)$$

ボールねじのリードを a とすると、次式のように回転角速度はサスペンションの相対速度に比例し、モータのトルクはアクチュエータがサスペンションに及ぼす制御力に比例する。

$$\dot{y}_1 - \dot{z} = a\dot{\theta}, \quad T = au \quad (4)$$

上式を式(3)に代入し整理すると次式のような制御力を与える関係式を得る。

$$u = -(\dot{y}_1 - \dot{z})/ba^2 + (a/ba)v \quad (5)$$

なお、サーボモータの初期位置は、図1のように差動トランスタイプのギャップセンサが検出するシートサスペンションの相対変位が零(平衡位置)になるように、モータドライバが制御している。

2.4 キャブ床面外乱の特性式 本研究ではトラックが高速道路や自動車専用道路のような比較的安定した路面を一定速度で長時間走行する場合の平均的な乗り心地改善を目的としている。この場合シートサスペンションに入力されるキャブ床面振動はシャシならびにキャブサスペンションの固有振動数が支配的となるため、その特性を表すことが可能である。したがって、本研究ではキャブ床面振動の特性を仮定して、その影響を考慮したフィードフォワード補償を行う。

そこで実際的高速道路を実車(前二軸大形トラック: 70 km/h)で走行した場合のキャブ床面振動の実測データを、式(6)に示すような伝達特性を有する成形フィルタで二次系近似し、図3に示すようなパワースペクトル密度を有する加速度外乱を作成した。ただし、 ζ_f 、 ω_f は実測値のデータに適合するように定める。

$$G_f(s) = s^2 / (s^2 + 2\zeta_f\omega_f s + \omega_f^2) \quad (6)$$

3. 制御系設計

3.1 サスペンション制御システム 式(1)、(2)、(5)の方程式において、状態変数としてシートフレームの絶対変位と絶対速度、シートクッション表面の絶対変位と絶対速度を選び整理すると、システム

の状態方程式は次式ようになる。ただし、 v はモータへの入力電圧、 z_f は3・2節で定義するキャブ床面の外乱に相当する。

$$\dot{y}_s = A_s y_s + B_s v + D_s z_f \quad \cdots \cdots (7)$$

$$y_s = [y_1 \quad y_2 \quad \dot{y}_1 \quad \dot{y}_2]^T$$

$$A_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -(k_1 + k_2)/m_1 & k_2/m_1 & a_{33} & c_2/m_1 \\ k_2/m_2 & -k_2/m_2 & c_2/m_2 & -c_2/m_2 \end{bmatrix}$$

$$B_s = [0 \quad 0 \quad a/bam_1 \quad 0]^T$$

$$D_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 & k_1/m_1 & 0 \\ 0 & 0 & d_{23} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$a_{33} = -\{1 + ba^2(c_1 + c_2)\}/ba^2m_1$$

$$d_{23} = \{1 + ba^2c_1\}/ba^2m_1$$

3・2 キャブ床面外乱生成システム 式(6)で表された成形フィルタにおいて、状態変数としてキャブ床面の絶対変位と絶対速度を選ぶと、状態方程式は次式ようになる。ただし、 w は平均値零の正規性白色雑音である。

$$\dot{z}_f = A_f z_f + D_f w \quad \cdots \cdots (8)$$

$$z_f = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad A_f = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_f^2 & -2\zeta_f\omega_f \end{bmatrix}, \quad D_f = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

3・3 拡大システムの状態方程式 フィードフォワードを併合した制御系を設計するために、キャブ床面外乱生成システムにシートのモデルを含めた拡大システムを導入すると、その状態方程式は次のようになる。

$$\dot{y} = Ay + Bv + Dw \quad \cdots \cdots (9)$$

$$y = [y_s \quad z_f]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} A_s & D_s \\ 0 & A_f \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_s \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ D_f \end{bmatrix}$$

3・4 評価関数の設定と最適制御電圧の決定 本研究では人間の乗り心地改善を目的としているが、操作性やアクチュエータのストローク等実際の運転席の構造上の制約やサーボモータへの入力電圧が過大にならない要求も考慮に入れ、次式のような二次形式評価関数を設定する。ここで Q^* は各変数に対応した重み係数を対角要素として持つ重み行列であり、 r はサーボモータの制御電圧に対する重み係数、 E は数学的期待値を表す。

$$J = E[q_1 x_1^2 + q_2 x_2^2 + q_3 y_1^2 + q_4 y_2^2 + q_5 \dot{y}_1^2 + q_6 \dot{y}_2^2 + rv^2] = E[y^T Q y + rv^2] \quad \cdots \cdots (10)$$

$$Q = C^T Q^* C,$$

Fig. 4 Block diagram of the controller

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

上式の評価関数を最小にする最適制御電圧は次式で表される。制御系全体のブロック線図を図4に示す。

$$v = -Fy = -[F_b \quad F_f] \begin{bmatrix} y_s \\ z_f \end{bmatrix} \quad \cdots \cdots (11)$$

$$F = r^{-1} B^T P$$

$$PA + A^T P - r^{-1} P B B^T P + Q = 0$$

ここで、制御実験で用いる離散形の最適ゲインは、MATLAB CONTROL SYSTEM TOOLBOX の lqrd を利用して算出した。

4. 実車スケールにおける制御実験

4・1 実験装置諸元 実験では運転者として、大腿部以下を取除いてある 60 kg のダミー人形を用いる。シート表面上に加わる運転者の体重は、足がペダル等に接触していることによってその約 80~90% となることから、体重が約 70 kg の運転者を想定している。

シートサスペンションにはコイルばね、ショックアブソーバと並列に図1のように X リンク機構が設置されている。このリンクの滑りによる摩擦が作用するためにサスペンションのばね特性に履歴現象を生ずるが、制御時の変位振幅を ± 5 mm に想定して線形化近似を行った。また、ショックアブソーバも非線形性をもつが、速度振幅 0.3 m/s における平均減衰係数を用いて線形化した。さらにシートクッションの特性は単体に対して振動実験を行うことによって同定した。実験装置の諸元を以下に示す。

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 15 \text{ kg}, \quad m_2 = 60 \text{ kg} \\
 k_1 &= 1.96 \times 10^4 \text{ N/m}, \quad c_1 = 2.16 \times 10^3 \text{ Ns/m} \\
 k_2 &= 6.91 \times 10^4 \text{ N/m}, \quad c_2 = 7.25 \times 10^2 \text{ Ns/m} \\
 \omega_f &= 13.8 \text{ rad/s}, \quad \zeta_f = 0.15 \\
 a &= 2.19 \times 10^3 \text{ rad/sV}, \quad b = 5.00 \text{ rad/sNm} \\
 \alpha &= 4.00 \times 10^{-3} \text{ m} \\
 T_s &= 2000 \text{ Hz (サンプリング周波数)}
 \end{aligned}$$

評価関数の重み係数は数値シミュレーションを繰返し試行することによって以下のように決定した。

$$\begin{aligned}
 q_1 &= 10^5, \quad q_2 = 0, \quad q_3 = 10^6, \\
 q_4 &= 10^3, \quad q_5 = 10^2, \quad q_6 = 10^2, \\
 r &= 10^{-0.5} \sim 10^{3.5}
 \end{aligned}$$

4.2 結果と考察

供試用トラックシートを油圧加振装置の振動台に乗せ、図1に示したシステムを構成して図3の特性を有する加速度加振を行った。乗り心地を評価する指標としてクッション表面の絶対加速度(本研究ではこれを運転者の体感加速度に相当させる)およびシートフレームの絶対加速度を選び、操作性を評価する指標としてキャブ床面とシートフレームの相対変位を選ぶ。

4.2.1 乗り心地と操作性のトレードオフ まず、乗り心地と操作性の関係を検討するために制御力に対する重み係数を変化させて実験を行い、絶対加速度、相対変位、制御電圧などの時刻歴のRoot Mean Square(rms)を計測した(約3分間の平均値)。これらのデータを図5に示すように、制御電圧に対する絶対加速度ならびに相対変位のトレードオフとして整理した。図5中の実線はプロット点に対する最小二乗近似直線である。また、破線はパッシブサスペンション(現在実車に使用されているシートサスペンション)における数値を示す。絶対加速度の最小二乗近似直線が制御電圧零のとき、パッシブの値(破線)と一致せず上回っている。これは制御電圧が零でもサーボモータの主電源がオンであると、モータを平衡位置に保持しようとするための負荷がモータドライバによって発生することがおもな原因である。

さて、操作性がよいとは、ハンドル、ペダル等の操作が容易で、計器類や前方等に対する視界が良好であることを意味する。床面とシートフレームの相対変位が小さければ基本的に操作性はよくなるが、操作性と乗り心地は相反する因子であることから、相対変位はパッシブサスペンションの値と同等またはそれ以下で、かつ運転者の絶対加速度がパッシブサスペンションの値より小さくなるのが、アクティブ制御する場合の一つの定量的な評価基準となる。本実験においてこれを実現できているのは図5(b)におけるハッチン

(a) Control voltage vs. seat frame acceleration

(b) Control voltage vs. dummy body acceleration

(c) Control voltage vs. relative displacement of seat suspension

Fig. 5 Trade off curve

グ部分である。

また同図(c)において相対変位がパッシブとアクティブで等しいとき、シートクッション表面の絶対加速度のrmsは制御を行うことによってパッシブサスペンションの値の約60%に抑えることが可能になっている。もしISO 2631の上下加速度についても約60%レベルが落ちるとすれば、対応する暴露時間はおおよそ2分の1になる。したがって、上述のアクティブ制御の結果を対応させて考えると、快適性保持可能な作業時間は約2倍以上改善することができる。絶対加速度、相対変位、制御電圧、制御力(ロードセルを用いて測定)の時刻歴の一例を図6(パッシブ)、図7(アクティブ)に示した。これらからも、絶対加速度の抑制効果が十分現れていることが明らかである。なお、シートサスペンションの振動を制御することによるキャブの振

Fig. 6 Time histories without actuator

Fig. 7 Time histories with actuator

Fig. 8 Power spectral densities without actuator

Fig. 9 Power spectral densities with actuator

動への影響を検討するため、制御時と未制御時のキャブ床面加速度の比較を行ったところ、その影響がほとんどないことを実験的に確認した。

4・2・2 乗り心地に関する検討 図8にパッシブサスペンション、図9にアクティブサスペンションの加速度パワースペクトル密度の一例を示す。アクチュエータを装着しないときのシートフレームとクッション表面のパワースペクトル密度は2～3 Hz付近においてピークをもつが、シートサスペンションのアクティブ制御を行うことにより十分低下させることが可能となっている。また、シートクッション表面のパワースペクトル密度はシートフレームのそれと比較しておよそ10 Hz以上の範囲で低下が見られる。これはシートクッションが座り心地とのバランスから共振周波数を低く設定しているため、高周波振動の吸収が行われていることに起因する。

Fig. 10 Power spectral densities with actuator

以上の結果はすべてダミー人形を用いた場合の実験結果であるが、本制御系において実際に人間が着座した場合の制御性能について検討するため、体重約70

kgの人間が乗った場合に対して同様の実験を実施した。図10は図9と同じ条件で実験を行った場合の結果のパワースペクトル密度である。両図を比較するとシートフレームの加速度は大差ないが、シートクッション表面の加速度は人間を着座させた場合のほうが10 Hz以上で上昇している。これは、ハンドルやペダル等から直接人体に入力された振動がこの周波数域を励起したためと考えられる。また、ダミー人形を着座させていた場合に見られた6 Hz付近のスペクトルの上昇は人間の着座時には低下している。これはダミー人形がシートクッション上で一定の姿勢を保てず若干はね上がる傾向があり、これがシートクッションの共振周波数である約6 Hz付近のパワースペクトル密度を上昇させたと考えられる。さらに、人間の臓器などが6 Hz付近の振動を吸収したことも原因の一つと考えられる。

5. ま と め

本研究はトラックシートサスペンションをアクティブに制御し乗り心地を改善することによって、長距離輸送用大形トラックの運転疲労軽減の要求を満足させるための制御システムの提案を行った。実車スケールの加振実験を実施し、その実現性について検討を行った結果、以下のような結論を得た。

(1) キャブ床面振動を効果的に絶縁でき、2～3 Hzの共振点での振動伝達率を下げ、低周波数域での人体に対する振動エネルギーを減らすことが可能となった。

(2) 操作性を劣化させることなく、鉛直方向振動で人体の感受性が最も敏感な4～8 Hzの振動レベルを下げられることが確認できた。

(3) 提案したアクティブシートサスペンションを適用することによって、機種バリエーションの多様な

大形トラックに対して、その仕様によらず乗り心地特性を容易に最適化させることができる。

トラックシートのアクティブサスペンションでは、小形で耐久性の高いことが要求される。本報で述べたシステムはそのまま実用化できるものではないが、本研究で提案した制御システムは大形トラックにおける乗り心地改善対策の有力な手段として位置づけられることが確認でき、その基礎的な資料を得ることができた。

今後の検討課題としては、アクティブシートサスペンションに長時間着座した場合の乗り心地と操作性、ならびに疲労低減の度合を被験者によるアンケート方式で評価することや、運転者の体重変化などのパラメータ変動に対する制御性能の検討等がある。

文 献

- (1) 新庄弘之・山口伸二・中井英雄, 大型トラックの過渡的振動乗り心地について, 自動車技術, 43-12(1989), 11-17.
- (2) 相田守・丸山芳彦・酒井哲也, 大型トラックの乗り心地最適設計, 自動車技術, 44-4(1990), 22-28.
- (3) 山口伸二・新庄弘之, 大型セミトレーラ・トラクタの乗り心地向上について, 自動車技術会学術講演会前刷集, (1993), 185-188.
- (4) 川邊武俊・磯邊修・ほか3名, セミアクティブサスペンションのSliding Mode制御, 第38回自動制御連合講演会前刷, (1995), 247-248.
- (5) 松尾芳樹・稲葉毅・廣松敏士, トラック用アクティブキャブサスペンションの制御, 計測自動制御学会論文集, 30-1(1994), 54-63.
- (6) 下郷太郎・福喜多輝・押野谷康雄・新庄弘之, トラックシートのアクティブサスペンション, 日本機械学会第70期通常総会, III(1993), 116-118.
- (7) 下郷太郎・押野谷康雄・大野貴明・新庄弘之, トラックシートのアクティブサスペンション(続報), 日本機械学会第71期通常総会, III(1994), 581-583.
- (8) 竹原伸・則次俊郎, シート制御による車両の乗り心地改善の研究(周波数成形最適制御の応用), 機論, 61-589, C(1995), 3601-3606.