発泡ウレタンを封入した新規エアセルを用いた力学特性制御に関する研究
(測定実験による力学特性の同定)大田 慎一郎^{*1}, 宇野 晃二^{*2}, 森本 圭介^{*3}, 岡 政秀^{*3}Control of mechanical properties by a new cushion using a urethan within an air cell
(Identification of mechanical properties by measurements)Shinichiro OTA^{*1}, Koji UNO^{*2}, Keisuke MORIMOTO^{*3} and Masahide OKA^{*3}^{*1} Faculty of Computer Science and System Engineering, Okayama Prefectural University

111 Kuboki, Soja-shi, Okayama 719-1197, Japan

^{*2} Honda R&D Co., Ltd.

4630 Oaza Shimo-Takanezawa, Haga-machi, Haga-gun, Tochigi 321-3393, Japan

^{*3} Namba Press Works Co., Ltd.

8-3-8 Kojima-ogawa, Kurashiki-shi, Okayama 711-8688, Japan

Received 8 July 2015

Abstract

This paper describes a new cushion using a urethan within an air cell (UA cell). In order to reduce vibrations of occupants, we propose the UA cell enable to control mechanical properties by an air pressure in the vehicle seat. It is necessary to clear mechanical properties of UA cell for the reduction of vibration. The purpose of this paper is to clarify the mechanical properties of the UA cell when the air pressure of the UA cell changes. In this study, the UA cell consisted of a liner polyethylene and the urethan is designed. Relationships between the air pressure and the mechanical properties of UA cell are examined by a measurement using a vibration exciter. From these results, frequency response functions are changed by controlling the air pressure. A spring constant and a viscous damping coefficient are estimated from the frequency response functions. Relationships between the air pressure and mechanical properties are approximated by a 7th degree function. In addition, the variation range of the UA cell is wider than that of the air cell in the mechanical properties when the thickness of the UA cell and the air cell are changed within the same range. Therefore, it was shown that the UA cell could be used as an actuator to control the mechanical properties.

Key words : Vibration characteristics, Air cell, Urethan, Seat cushion, Vehicle seat

1. 緒 論

自動車における振動乗り心地を向上させるため、自動車用シートを改良する取り組みが行われている。藤田ら(藤田他, 1998), We ら(We and Chen, 2004)や Han ら(Han et al., 2006)はシート下にサスペンションを追加もしくは置き換え、動的に振動低減を試みている。これらの研究は、シートとフロアの設置箇所から伝達される振動を考慮しているが、振動は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、振動伝達経路を考慮してシート各部のクッション特性を制御することで振動低減効果を向上すると考えられる。また、乗員の体形や姿勢による違いから共振点に変化が生じるため(西山, 1993)(Nishiyama et al., 2000), これらを考慮し、シート各部

のクッション特性を最適化することが重要である．一方，Hong ら（Hong et al., 2003）は，エアクッション内の空気圧の異なるエアセルを用いたシートを複数用意し，振動低減効果を検討している．これは制御機構を有していないため，走行速度，路面状況，乗員の体格や姿勢に応じてクッションを制御することは難しい．

そこで，筆者らはエア含むクッション（以下，エアセルと略す．）を用いて，空気の圧力を変化させることで，エアセルの硬さを制御し，振動を低減させる試みを行ってきた（西山他, 2010）（大田, 西山, 2011, 2012, 2014）．このエアセルは，圧力を制御することで共振点を変化させることが可能であるが，発泡ウレタンよりも比較的減衰効果が小さく，共振点付近では高い共振倍率を示す．一方，発泡ウレタンは，減衰効果が高く，共振点付近で振動低減効果が見込めるが，共振点を動的に制御することが難しい．

このようにエアセルと発泡ウレタンは異なる力学特性を有しているため，これを組み合わせることで，シートの力学特性をさらにダイナミックに制御でき，振動低減へ利用可能と考えられる．

そこで，本研究の目的は，発泡ウレタンを封入した新規エアセル（以下，UA セルと略す．）を提案し，セル内の圧力を変化させた場合における力学特性を明らかにすることである．そのため，UA セルを試作し，加振機を用いた振動測定実験を実施し，UA セルの共振振動数と空気圧，減衰比と空気圧の関係を調査し，力学特性としてはばね定数と粘性減衰係数を同定する．

2. 測定実験

2.1 発泡ウレタンを封入したエアセルの作製

図 1 は，作製したエアセル，発泡ウレタン，UA セルを示す．エアセルはリニアポリエチレン製（福助工業株式会社）で内寸 150 mm × 150 mm，厚さ 0.075 mm であり，加熱溶着されている．空気の流入口は内径 3.6 mm のポリアセタール樹脂の弁（日東工器株式会社）がシリルウレタン樹脂の接着剤（コニシ株式会社）を用いて取り付けられている．発泡ウレタン（難波プレス工業株式会社）は自動車用シート用であり，寸法は 100 mm × 110 mm，厚み 30mm である．このエアセルに発泡ウレタンを封入し，加熱溶着とシリルウレタン樹脂の接着剤を用いて密封する．

Fig. 1 The pictures show the air cell, urethan and UA cell. A material of the air cell is a liner polyethylene. The thickness of the liner polyethylene is 0.075 mm. The inside dimension of the air cell is 150 mm × 150 mm. The dimension of the urethan is 100 mm × 110 mm × 30 mm. UA cell is made by using the air cell and the urethan.

2.2 測定装置

UA セルの力学特性を解明するため，任意の周波数帯域で上下加振可能な振動測定システムを構築する．図 2 は振動測定システムを示す．振動測定システムは定盤，加振台，加圧板，リニアブッシュ，加速度センサ，レーザー変位計，圧力センサ，ポンプ，AD 変換器とコンピュータで構成される．加速度，変位と圧力信号は AD 変換器

(Analog-to-digital converter) を介してコンピュータに収集される。

Fig. 2 The vibration measurement system is consisted of a surface plate, a vibrator base, a loading plate, linear bushes, acceleration sensors, laser displacements, a pressure sensor, a pump, an AD converter and a computer. The signals of the accelerations, displacements and a pressure are measured to the computer through the analog-to-digital converter.

2.3 実験条件

本実験では成人男性 (JM50 ダミー相当) が自動車用シートに着座するときシート座面に約 50 kg 程度、シートバックに 24kg 程度の荷重が生じる。そこで、本研究においてシート座面は 6 つ、シートバックは 4 つのセルを挿入することを想定し、周波数応答実験の負荷荷重は 8 kg と 6 kg とする。振動は 0.1 ~ 22 Hz まで全振幅 1mm の正弦波を低周波から高周波まで 120 秒間線形掃引する。サンプリング間隔は 0.001 s である。

エアセルと UA セルの厚みの変動範囲を同一にするため、セル内の圧力は表 1 の範囲で変化させる。セルの厚みの変動範囲は負荷荷重 8 kg で 23 mm~38 mm、負荷荷重 6 kg で 28 mm~44 mm である。

Table 1 Variation ranges of the pressure in the air cell and UA cell.

Load	UA cell		Air cell	
	Lower limit	Upper limit	Lower limit	Upper limit
8 kg	0 kPa	10 kPa	5 kPa	10 kPa
6 kg	0 kPa	9 kPa	5 kPa	9 kPa

2.4 解析方法

図 3 はレーザー変位計で測定した加振台と加圧板の変位波形の一例を示す。横軸は時間 [s]、縦軸は加速度 $[m/s^2]$ を示す。図 3(a) から加振台は約 1 mm の全振幅で加振されていることがわかる。図 3(b) から約 70 秒過ぎた時間帯で変位が著しく増加しており、共振現象が確認できる。測定した加速度信号にフーリエ解析を適用し、周波数応答関数として加圧板の加速度を加振台の加速度で除した加速度比を算出する。この周波数応答関数から減衰が共振振動数へ与える影響は小さいと仮定し、共振点から共振振動数 F_n を同定する。この共振振動数 F_n と負荷荷重 m からばね定数 ($k = (2\pi F_n)^2 m$) を算出する。半値幅法を用いて減衰比 ζ を同定し、減衰比を用いて粘性減衰係数 ($c = 2\zeta\sqrt{mk}$) を算出する。

なお、セルの厚みはレーザー変位計による変位信号から算出する。セルの厚みと圧力の代表値は、加振前後の 2

点を平均値とする。

Fig. 3 The graphs are examples of the accelerations on a vibration table and loading plate. The vertical and horizontal axes are the time [s] and accelerations [m/s^2], respectively. From the Figure 3(a), the amplitude of the vibration base is 1 mm, approximately. From the Figure 3(b), a resonance phenomenon such as the acceleration increases at about 70 s is confirmed.

3. 結果 , 及び考察

図 4 は , 圧力を変化させた場合におけるセルの厚みを示す . 縦軸はセルの厚み [mm] , 横軸は圧力 [kPa] を示す . 図 4(a) の負荷荷重 8 kg において , エアセルの厚みは圧力が増加すると , 線形的に増加することがわかる . UA セルの厚みは 0 kPa から圧力が増加すると , 変曲しつつ増加する . さらに , 厚みは 30 mm 周辺を越えると線形的に増加し , エアセルと同様の傾向を示すことがわかる .

図 4(b) の負荷荷重 6 kg において , 負荷荷重 8 kg の場合と同様にエアセルの厚みは圧力が増加すると , 線形的に増加する . UA セルの厚みは 0 kPa から圧力が増加にともない , 変曲しつつ増加する . さらに , 厚みは 30 mm 周辺を越えるとエアと同様に線形的に増加する . この結果から厚みが 30 mm より小さい領域は発泡ウレタンとエアの両方の特性 , 30 mm より大きい領域ではエアの特性が支配的であることが推察される . これは無負荷状態の発泡ウレタンの厚みが 30 mm であることから , 妥当な結果であることがわかる .

3.1 エアセルの力学特性

3.1.1 弾性特性

図 5 と 6 は , 負荷荷重 8 kg と 6 kg の場合における 1 kPa 刻みの周波数応答特性を示す . 縦軸は加速度比 [-] , 横軸は周波数 [Hz] を示す . 図 5(a) , 6(a) において , 圧力が変化すると周波数応答曲線における共振点の加速度比と共振振動数が変化していることがわかる .

図 7 と 8 は共振振動数とセルの厚み , 減衰比とセルの厚みの関係を示す . 縦軸は共振振動数 [Hz] と減衰比 [-] , 横軸はセルの厚み [mm] を示す . エアセルの共振振動数に着目すると , 図 7(a) と 8(a) に示すように厚みが増加すると , それにともない共振振動数が低下していることがわかる . Hong らのエアセルを用いた測定結果 (Hong et al., 2003) においても圧力の低下に応じて共振振動数が低下するため , 傾向が一致している .

空気のもれがない場合の空気ばねはピストン-シリンダ系の理論モデルを用いて解析することができる (日本機械学会編, 1998) . 空気ばねのばね定数 k_a を式 (1) に示す .

$$k_a = \frac{\gamma A_0 P_0}{h_0} \quad (1)$$

ここで , A_0 は負荷荷重の断面積 , P_0 は初期圧力 , h_0 は初期の厚みを示す . さらに , エアセルの圧力 P_0 と断面

Fig. 4 The graphs show relationships between the thickness and the air pressure in the cells. The vertical and horizontal axes are the thickness [mm] and pressure [kPa], respectively. The thickness of the air cell are increased linearly when the pressure increases. The thickness of the UA cell are increased during inflecting when the pressure increases under the thickness 30 mm. The thickness of the UA cell are increased during linearly when the pressure increases over the thickness 30 mm.

Fig. 5 The graphs show examples of the frequency response in the condition of the load 8kg. The vertical and horizontal axes are the acceleration ratio [-] and frequency [Hz], respectively. From the results, the acceleration ratio and frequency change at the resonance point with the changing the pressure.

積 A_0 の積が負荷応力と釣り合うことから、 A_0 の断面積は負荷荷重 m を用いると $A_0 = mg/P_0$ で推定する．これを式 (1) に代入し、等温変化 $\gamma = 1.0$ と仮定すると、式 (2) が導出される．

$$k_a = \frac{mg}{h_0} \quad (2)$$

図 9 は、空気ばねのばね定数 k_a とエアセルの実験値 k と比較した結果を示す．縦軸はエアセルの実験値 k [N/m]、横軸は空気ばねの理論式から算出したばね定数 k_a [N/m] を示す．この結果より、負荷荷重 8 kg と 6 kg で k と k_a はそれぞれ $R^2 = 0.99, 1.00$ で高い線形性を示しているが、 k は k_a より約 10 倍程度、高い値を示している．これは、空気ばねのばね定数 k_a において剛体に封入されたエアの特性を示すが、エアセルの素材はリニアポリエチレンであり、エアの封入時には加圧時にエアの特性に加え、リニアポリエチレン素材の弾性特性が影響し、ばね定数が大きくなったと考えられる．

図 10 と 11 はばね定数、粘性減衰係数とエアセルの圧力の関係を示す．縦軸はばね定数 [N/m] と粘性減衰係数

Fig. 6 The graphs show examples of the frequency response in the condition of the load 6kg. The vertical and horizontal axes are the acceleration ratio [-] and frequency [Hz], respectively. From the results, the acceleration ratio and frequency change at the resonance point with the changing the pressure.

Fig. 7 The graphs show relationship vibration characteristics and thickness of cells in the condition of the load 8 kg. The vertical axes are the resonance frequency [Hz] and damping ratio [-] in the Figure7(a) and (b), respectively. The horizontal axis is the thickness [mm] of cells. The results indicate that the resonance frequency and damping ratio depend on the thickness of the cells.

[Ns/m], 横軸はエアセルの圧力 [kPa] を示す。なお、乗員-シート系の理論解析に力学特性を利用するため、エアセルのばね定数と圧力、粘性減衰係数と圧力の関係は多項式関数の一例として 5 次多項式を用いて最小二乗近似している。

図 10(a) と 11(a) に示すエアセルのばね定数と圧力の関係において、圧力の増加にともないばね定数が低下していることがわかる。この要因として、圧力とエアセルの厚みの関係は図 4 に示すとおり、圧力が増加するとエアセルの厚みが増加し、空気ばねの理論式 (2) に示すように厚みが増加すると、ばね定数が低下する傾向が一致するため、妥当と考えられる。また、5 次関数で最小二乗近似を実施した結果、負荷荷重 8 kg と 6 kg 共に決定係数 $R^2=0.99$ でばね定数と圧力の関係を表現可能であることがわかる。

3.1.2 減衰特性

図 7(b) と 8(b) はエアセルの減衰比と厚みの関係を示している。負荷荷重 8 kg の場合、厚みを変化させると、減衰比は 0.01~0.04 の範囲で変動している。また、負荷荷重 6 kg の場合、0.05 以下の範囲で変動している。一方、発泡ウレタンの特性が支配的な空気圧 0 kPa における UA セルにおいて、0.08 を示し、エアセルよりも比較的、減

Fig. 8 The graphs show relationship vibration characteristics and thickness of cells in the condition of the load 6 kg. The vertical axes are the resonance frequency [Hz] and damping ratio [-] in the Figure 8(a) and (b), respectively. The horizontal axis is the thickness [mm] of cells. The results indicate that the resonance frequency and damping ratio depend on the thickness of the cells.

Fig. 9 The graphs show relationships of the spring constant between the air cell and a model of a piston-cylinder system. The vertical and horizontal axes are the spring constant of the air cell [N/m] and that of the piston-cylinder system [N/m], respectively. Relationships of the spring constant between the air cell and the model of the piston-cylinder system have linearity of $R^2=0.99$ and 1.00 in the condition of load 8kg and 6kg, respectively.

衰比が大きいことがわかる。これは発泡ウレタンにおいて空気の摩擦、ウレタン素材の摩擦、リニアポリエチレンの粘弾性特性に起因して減衰が生じるのに対して、エアセルは空気の摩擦とリニアポリエチレンの粘弾性特性に起因して減衰が生じるため、エアセルの減衰特性が小さくなるものと考えられる。

図 10(b) と 11(b) はエアセルの粘性減衰係数と圧力の関係を示している。図 10(b) において、負荷荷重 8 kg の場合、粘性減衰係数 c は 26 Ns/m 以下、負荷荷重 6 kg の場合、粘性減衰係数 c は 32 Ns/m 以下の値を示している。

5 次関数で最小二乗近似を実施した結果、負荷荷重 8 kg と 6 kg は決定係数 $R^2=0.10, 0.51$ で粘性減衰係数と圧力の関係で相関性が低いことがわかる。これは空気の粘性減衰係数が小さく、空気圧とエアセルの厚みに影響されにくいことを示している。

Fig. 10 The graphs show relationship mechanical characteristics and the pressure in the condition of the load 8 kg. The vertical axes are the spring constant [N/m] and viscous damping coefficient [Ns/m] in the Figure10(a) and (b), respectively. The horizontal axis is the pressure [kPa] of cells. The results show the mechanical properties and fitted curves between the mechanical properties and the pressure of the cells.

Fig. 11 The graphs show relationship mechanical characteristics and the pressure in the condition of the load 6 kg. The vertical axes are the spring constant [N/m] and viscous damping coefficient [Ns/m] in the Figure11(a) and (b), respectively. The horizontal axis is the pressure [kPa] of cells. The results show the mechanical properties and fitted curves between the mechanical properties and the pressure of the cells.

3.2 発泡ウレタンを封入したエアセルの力学特性

3.2.1 弾性特性

図 5(b), 6(b) において, 圧力が変化すると周波数応答曲線における共振点の加速度比と共振振動数が変化していることがわかる。エアセルの共振振動数に着目すると, 図 7(a) の負荷荷重 8 kg において厚みが増加すると, 厚みが 29 mm 付近まで共振振動数が増加していることがわかる。この要因として, 圧力が 0 kPa で厚み 23 mm の場合は発泡ウレタンのみの弾性特性を示すが, セルの圧力が増加すると, 発泡ウレタンと空気により加圧板が並列支持されることで, ばね定数が増加し, 共振振動数が増加したものと考えられる。また, 29 mm で最大値を示している。ここで, 発泡ウレタンの厚みが 30 mm に対して共振振動数の最大値となる厚みが 1 mm 程度小さいことがわかる。これは厚み 30 mm を中心に上下振動が生じる場合は 30 mm より上方の場合は空気のみ, 30 mm 以下の場合はウレタンと空気が影響する。したがって, 30 mm より厚みが小さく, 空気とウレタンの両方が作用する 29 mm 周辺で, ばね定数が大きくなり, 共振振動数が大きくなったものと考えられる。その後, 共振振動数は漸

減変曲しつつ低下していることがわかる．これは発泡ウレタンの初期厚みが約 30 mm であり，UA セルの厚みが発泡ウレタンの厚み 30 mm を超えると，発泡ウレタンと空気の両特性から空気のみ特性へ変化し，エアセルの共振振動数の変化と同様にセルの厚みが増加すると共振振動数は低下することが要因である．

図 8(a) の負荷荷重 6 kg においても厚みが増加すると，厚みが 29 mm 付近まで共振振動数が増加する．さらに，最大値の 29 mm 付近を過ぎると，共振振動数は漸減変曲しつつ低下し，負荷荷重 8 kg の場合と同様な傾向を示していることがわかる．

図 10(a) と 11(a) に示す UA セルのばね定数と圧力の関係において，圧力とばね定数の関係は上に凸の放物線状の曲線を示していることがわかる．図 10(a) の負荷荷重 8 kg において，圧力が 8 kPa 以上の領域ではエアセルと UA セルのばね定数が一致している．これは UA セルにおいて圧力の増加にともない厚みが増加し，発泡ウレタンの影響はなくなり，空気のみ特性へ変化することが要因である．

図 11(a) の負荷荷重 6 kg において，圧力が 6 kPa 以上の領域ではエアセルと UA セルのばね定数が一致している．これは負荷荷重 8 kg と同様に UA セルにおいて圧力が増加し，空気のみ特性へ変化することが要因である．

図 10(a) と 11(a) に示す UA セルのばね定数と圧力，粘性減衰係数と圧力の関係は多項式関数の一例として 7 次多項式を用いて最小二乗近似している．7 次関数で最小二乗近似を実施した結果，負荷荷重 8 kg と 6 kg 共に決定係数 $R^2=1.00$ でばね定数と圧力の関係を表現可能であることがわかる．

表 2 は，圧力を変化させた場合におけるばね定数の変動範囲の上限と下限を示している．UA セルとエアセルのばね定数の変動範囲を比較すると，負荷荷重 8 kg と 6 kg で UA セルは共に 37 kN/m，エアセルはそれぞれ 32 kN/m と 27 kN/m である．これより，UA セルのばね定数の変動範囲はエアセルより比較的広く，ばね定数を変動させることが可能であることがわかる．

Table 2 Variation ranges of the spring constant in the air cell and the UA cell.

Load	UA cell			Air cell		
	Lower limit	Upper limit	Variation range	Lower limit	Upper limit	Variation range
8 kg	16 kN/m	53 kN/m	37 kN/m	16 kN/m	48 kN/m	32 kN/m
6 kg	10 kN/m	47 kN/m	37 kN/m	10 kN/m	34 kN/m	24 kN/m

3.2.2 減衰特性

UA セルの減衰比に着目すると，図 7(b) の負荷荷重 8 kg において厚みが小さい 23 mm～25 mm で 0.08 を示し，高い減衰特性を示していることがわかる．これは発泡ウレタンの特性が顕著に顕れていることが要因である．厚みが増加すると，29 mm で減衰比が 0.01 まで低下する．これは厚みが増加することで，エアの影響が大きくなり，減衰比が低下したことが要因である．その後，一度上昇し，35 mm 以上でエアセルに近い減衰特性を示すことがわかる．この厚み 29 mm を過ぎた領域での減衰比の上昇は，UA セルのリニアポリエチレン上部内面が振動した際に発泡ウレタンと接触と非接触が断続的に生じたことが推測され，それが減衰比に影響していると考えられる．

図 8(b) の負荷荷重 6 kg において厚みが小さい 28 mm 周辺で 0.08 を示し，高い減衰特性を示していることがわかる．厚みが増加すると，29 mm で減衰特性が 0.01 まで低下する．その後，一度上昇し，37 mm 以上でエアセルに近い減衰特性を示すことがわかる．この厚みの変化に伴う減衰比の変化は，負荷荷重 8 kg の傾向とほぼ一致していることがわかる．

図 10(b) と 11(b) に示す UA セルの粘性減衰係数と圧力の関係において，圧力が変化すると粘性減衰係数が上下変動をし，極小点と極大点を有することがわかる．図 10(b) の負荷荷重 8 kg において圧力が 8 kPa，図 11(b) の負荷荷重 6 kg において圧力が 6 kPa 以上の領域で，エアセルと UA セルの粘性減衰係数が一致している．これはばね定数の場合と同様で，UA セルにおいて圧力の増加にともない厚みが増加し，発泡ウレタンの影響はなくなり，空気のみ特性のみが生じていることが要因である．

7 次関数で最小二乗近似を実施した結果，負荷荷重 8 kg と 6 kg は共に決定係数 $R^2=0.95$ でばね定数と圧力の関係より決定係数は小さいものの，粘性減衰係数と圧力の関係で相関性を有していることがわかる．

表 3 は，圧力を変化させた場合における粘性減衰係数の変動範囲の上限と下限を示している．これより UA セルとエアセルの粘性減衰係数の変動範囲を比較すると，負荷荷重 8 kg で約 4 倍，負荷荷重 6 kg で 2 倍以上で UA

セルの方がエアセルより広範囲に変動させることが可能である．

Table 3 Variation ranges of the viscous damping coefficient in the air cell and the UA cell.

Load	UA cell			Air cell		
	Lower limit	Upper limit	Variation range	Lower limit	Upper limit	Variation range
8 kg	13 Ns/m	72 Ns/m	59 Ns/m	12 Ns/m	26 Ns/m	14 Ns/m
6 kg	12 Ns/m	77 Ns/m	65 Ns/m	6 Ns/m	32 Ns/m	26 Ns/m

以上の検討より，UA セルにおいて，セル内の圧力を変化させた場合における力学特性を明確化した．さらに，UA セルの力学特性と空気圧の関係は 7 次関数を用いて近似可能であり，乗員-シート系における理論モデルで振動低減効果を検証する上で，有用なパラメータとして利用可能と考えられる．さらに，UA セルとエアセルを同一のセル厚みの範囲内で変化させた結果，ばね定数と粘性減衰係数共にエアセルより UA セルの方が広範囲に変化させることが可能であり，振動制御のためのアクチュエータとして新規 UA セルの有用性を示された．

4. 結 論

発泡ウレタンをエアセル封入した新規エアセル (UA セル) を提案し，セル内の圧力を変化させた場合の UA セルの力学特性を測定実験により調査した．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. リニアポリエチレン素材のエアセルに発泡ウレタンを封入した UA セルを試作し，セルの厚みと圧力の関係を示した．
2. 加振機を用いた測定実験により，UA セルは圧力を変化させることで周波数応答特性を変化可能である．
3. UA セルの力学特性としてばね定数と粘性減衰係数を算出し，多項式関数で圧力とばね定数，圧力と粘性減衰係数の関係を近似できる．
4. UA セルとエアセルを同一のセル厚みの範囲内で変化させた場合，ばね定数と粘性減衰係数は共にエアセルより UA セルの方が広範囲で変化させることが可能である．

今後，UA セルのばね定数と粘性減衰係数の同定結果を，乗員-シート系の理論モデルのクッションの力学特性として用いることで，乗員の振動低減効果を検証する予定である．

課題として，UA セルと封入した発泡ウレタンの厚みがほぼ一致している場合，UA セルの減衰比が増加する現象が生じているため，この現象の明確化が挙げられる．一方，本論文では，JM50 相当の成人男性を想定し，シート座面とシートバックに負荷される荷重に対して測定実験とパラメータ同定を行ったが，年齢等により負荷荷重が異なることが考えられる．また，発泡ウレタンはポリオールとイソシアネートの混合割合や発泡倍率等で力学特性が変化する．さらに，高速道路を想定して全振幅 1 mm に設定したが，悪路では振幅が大きくなる可能性があり，発泡ウレタンの振動特性は振幅依存性を有しているため，力学特性に影響を及ぼす可能性がある．したがって，これらを踏まえて異なる負荷荷重，加振条件や発泡ウレタンの特性を網羅したデータベースの構築が重要と考えられる．以上の内容について，今後検討していきたい．

文 献

- 藤田悦則, 中川紀壽, 中平宏, 小倉由美, 小島重行, 磁気バネを利用したパーティカルサスペンションの振動特性, 日本機械学会〔No.98-8〕機械力学・計測制御講演論文集 CD-ROM, No.311(1998).
- 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.
- Hong, K. T., Hwang, S. H. and Hong, K. S., Automotive ride-comfort improvement with an air cushion seat, Proceedings of SICE Annual Conference in Fukui, August 4-6, 2003 Fukui University, Japan (2003), pp.2043–2048.
- 日本機械学会編, 振動のダンピング技術 (1998), pp.156–157.
- 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.
- Nishiyama, S., Uesugi, N., Takeshima, T., Kano, Y. and Togii, H., Research on vibration characteristics between human body and seat, steering wheel, and pedals : Effects of seat position on ride comfort, Journal of Sound and Vibration, Vol.236, No.1 (2000), pp.1–21.
- 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).
- 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.
- 大田慎一郎, 西山修二, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.791 (2012), pp.2396–2404.
- 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 2 報, 乗員 - シート - ステアリングホイール - ペダル系の場合), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.812 (2014), DOI : 10.1299/transjsme.2014trans0062.
- 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.

References

- Fujita, E., Nakahira, H., Ogura, F. and Kojima, S., Vibration characteristics of the vertical suspensions using Magneto-Spring, Japan Society of Mechanical Engineers〔No.98-8〕Dynamics and Design Conference CD-ROM, No.311(1998)(in Japanese).
- 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.
- Hong, K. T., Hwang, S. H. and Hong, K. S., Automotive ride-comfort improvement with an air cushion seat, Proceedings of SICE Annual Conference in Fukui, August 4-6, 2003 Fukui University, Japan (2003), pp.2043–2048.
- Japan Society of Mechanical Engineers, Dumping technique of vibration(1998), pp.156–157 (in Japanese).
- Nishiyama, S., Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (2nd report, influence of sitting posture on human comfort), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.59, No.568 (1993), pp.3622–3629 (in Japanese).
- Nishiyama, S., Uesugi, N., Takeshima, T., Kano, Y. and Togii, H., Research on vibration characteristics between human body and seat, steering wheel, and pedals : Effects of seat position on ride comfort, Journal of Sound and Vibration, Vol.236, No.1 (2000), pp.1–21.
- Nishiyama, S., Ota, S., Sumita, S. and Koizumi, T., Vibration suppression control device of the automotive seat, Japanese patent disclosure 2010-209724 (2010)(in Japanese).
- Ota, S. and Nishiyama, S., 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), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.77, No.779 (2011), pp.2601–2612 (in Japanese).

- Ota, S. and Nishiyama, S., Ride quality investigation of seat with an active control system to minimize vertical vibrations from seat to human body in a vehicle (2nd report, in the case of occupant–seat–steering wheel–pedals system), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.78, No.791 (2012), pp.2396–2404 (in Japanese).
- Ota, S. and Nishiyama, S., Investigation of vehicle seat with an active control system to minimize vertical vibrations to the head, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.80 , No.812 (2014), DOI : 10.1299/transjsme.2014trans0062.
- 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.