

# CFA/VISHNO 2016

## Caractérisation expérimentale du comportement dynamique d'un siège automobile

R. Barbeau<sup>a,b</sup>, T. Weisser<sup>a</sup>, R. Dupuis<sup>a</sup>, E. Aubry<sup>a</sup> et S. Baudu<sup>b</sup>

<sup>a</sup>Laboratoire MIPS, Université de Haute Alsace, 12 rue des frères Lumière, F-68093  
Mulhouse Cedex, France

<sup>b</sup>Faurecia Automotive Seating, ZI Brieres les Scellés BP 89, 91152 Etampes Cedex,  
France

romain.barbeau@uha.fr



LE MANS

Le siège automobile est développé avant tout pour garantir la sécurité de l'occupant et lui fournir un confort de conduite optimal. Lors de la conception du siège, le confort dynamique est pris en compte après que le confort postural soit obtenu en proposant à l'occupant une position de conduite adéquate. Actuellement dans l'industrie automobile, le confort dynamique est caractérisé par une mesure de transmissibilité de l'assise en direction verticale utilisant une masse mobile de 50 kg, appelée « mesure cul de plomb ». Le but de cette étude est de présenter cette caractérisation expérimentale afin de comprendre les avantages et les limitations de ce moyen d'essai par rapport à une caractérisation avec sujet humain. Le second objectif de l'étude est de qualifier l'impact de certains sous-composants du siège (coiffe, mousse et nappe de suspension) sur cette réponse dynamique pour donner la possibilité à l'industriel d'optimiser le comportement dynamique du siège automobile. Un modèle « masses-ressorts-amortisseurs » est développé prenant en compte l'interaction entre le sujet humain et l'assise du siège afin de discuter de la pertinence de ce type de caractérisation et d'investiguer de nouveaux paramètres de confort.

## 1 Contexte

Dans le but de proposer des produits de plus en plus confortables, Faurecia met en œuvre des recherches appliquées dans le domaine du confort, basées selon quatre axes définis par Bubb et al. [1] : le confort postural, le confort thermique, le confort acoustique et dynamique. L'auteur montre également que certains axes sont prépondérants par rapport à d'autres et qu'il est par exemple nécessaire de traiter en premier lieu le confort postural pour obtenir une prestation de confort optimal. Le but du confort postural est de proposer un maintien statique permettant de réduire la fatigue de l'occupant et certaines douleurs lombaires tout en tenant compte de la diversité des morphologies des occupants et également des exigences de sécurité. Le confort dynamique tend à atteindre ces mêmes objectifs tout en tenant compte des remontées vibratoires pendant le temps de conduite tels que l'interaction mécanique entre les pneumatiques et la chaussée, le comportement du châssis du véhicule et ses suspensions et aussi, les vibrations provenant du moteur thermique.

Dans ce contexte, Faurecia a développé dans les années 2000, deux méthodes de caractérisation du confort dynamique du siège automobile, présentées dans le prochain paragraphe. Afin de poursuivre ces travaux, Faurecia s'appuie sur les compétences du laboratoire MIPS, spécialisé dans la caractérisation quasi-statique et dynamique des matériaux poreux.

## 2 Méthodes de caractérisation

La principale grandeur caractérisant les performances dynamiques d'un siège est la transmissibilité en accélération  $T_{siège}^{exp}(\omega)$  définie comme la fonction de transfert entre les vibrations perçues à la surface du siège  $\gamma_0(\omega)$  et les vibrations provenant de la base du siège  $\gamma_b(\omega)$  :

$$T_{siège}^{exp}(\omega) = \frac{\gamma_0(\omega)}{\gamma_b(\omega)} \quad (1)$$

Elle permet ainsi de quantifier la capacité du siège à filtrer les vibrations. Les principales méthodes de mesure de transmissibilité sont l'utilisation de mannequin [2], de masse rigide mobile appelée « cul de plomb » [3] ou encore de sujet humain [4].

### 2.1 Mesure cul de plomb

La méthode communément utilisée dans l'industrie automobile est la mesure cul de plomb car elle a pour

avantage d'être plus répétable qu'une mesure avec sujet humain. En effet, la masse appliquée sur l'assise du siège est calibrée et contrôlée contrairement à un sujet humain dont le poids peut varier d'une série d'essais à l'autre. Cette masse de 50 kg représente le poids vu par l'assise d'un sujet humain dit « moyen » ; environ 73 % de sa masse totale selon la norme ISO 5982 [5]. Par contre, en utilisant une masse de 50 kg, l'interaction entre le sujet humain et le siège n'est pas prise en compte. Cette méthode ne permet donc pas de mesurer le comportement réel en véhicule mais plutôt de valider la conception de l'assise du siège par rapport à une référence connue.

Le moyen d'essai, illustré figure 1 comporte une masse de 54,8 kg (et non 50 kg) en forme de fessier posée sur l'assise du siège avec un angle de 18°. Le point H (Hip point : point de référence) du fessier est en coïncidence avec le point H du siège afin de garantir une répartition de pression réaliste sur l'assise. Le siège est monté sur un bâti considéré comme rigide sur la bande de fréquence 2 - 20 Hz. L'angle entre les glissières du siège et la table vibrante est de 5°. Le siège avec son bâti sont fixés rigidement sur la table vibrante. Le siège et la masse mobile sont excités avec un signal de type bruit blanc de 1 m/s<sup>2</sup> RMS sur la bande de fréquence étudiée pendant huit minutes. Ce type de signal est considéré représentatif des signaux mesurés en véhicule sur des chaussées endommagées [6, 7]. La transmissibilité dans la direction verticale entre la base du siège et la surface de l'assise est mesurée sur les six dernières minutes avec deux accéléromètres mono-axiaux. Il est considéré dans cette étude que le comportement stationnaire de la mousse d'assise est atteint au bout de deux minutes.

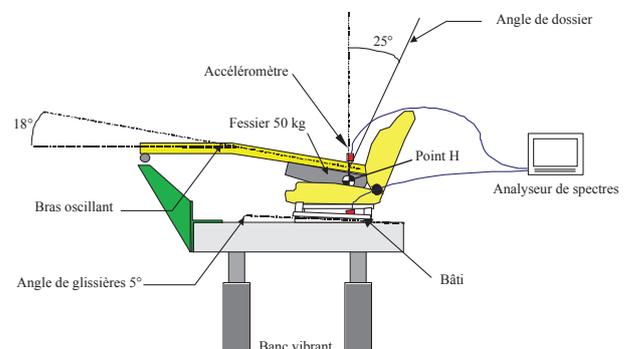


FIGURE 1 – Moyen d'essai pour la mesure cul de plomb

## 2.2 Mesure de transmissibilité avec sujet humain

La seconde méthode est la caractérisation de la transmissibilité par mesure avec sujet humain. Dans cette étude, un sujet pesant 79 kg est assis sur le siège (soit 11,2 % d'écart avec le poids d'un sujet moyen). La posture de l'occupant est définie avec un angle de cuisse de 15 ° et un angle de tibias à 45 ° par rapport à l'horizontale. Un accéléromètre est placé en surface de l'assise à -35 mm du point H dans la direction longitudinale et centré dans la direction latérale. Le deuxième accéléromètre est placé sur la table vibrante. Comme pour la mesure cul de plomb, le siège avec son sujet assis est excité avec un signal de type bruit blanc de 1  $m/s^2$  RMS entre 2 et 20 Hz et la transmissibilité est mesurée sur les six dernières minutes.

Une campagne d'essais utilisant ces deux méthodes est réalisée et présentée dans les paragraphes suivants. Les objectifs de cette campagne sont de quantifier les écarts entre ces deux méthodes et de quantifier l'impact des sous-composants du siège sur la transmissibilité de l'assise.

## 3 Campagne expérimentale

### 3.1 Comparaison des deux méthodes

La figure 2 montre deux courbes de transmissibilité suivant les protocoles de mesure décrits précédemment. Pour un gain supérieur à 1, le siège amplifie les vibrations provenant de la base du siège. Pour un gain inférieur à 1, le siège filtre ces vibrations.

Une première résonance, notée  $f_r$ , à 4,75 Hz pour la mesure avec sujet humain est observée alors que cette résonance est mesurée à 6,8 Hz avec la masse mobile ; la zone de filtration débute à 7,75 Hz, notée  $f_c$ , pour la mesure avec sujet humain et à 10,0 Hz avec la masse mobile. Concernant l'amplitude à la résonance, notée  $G_r$  ; celle avec la masse mobile est de 4,7 contre 2,7 avec le sujet humain. Bien que les écarts de masse entre la masse mobile et la masse théorique et entre le poids du sujet choisi et le sujet moyen atteignent respectivement 9,6 % et 11,2 %, ces écarts n'expliquent pas le comportement différent mesuré entre la masse mobile et le sujet. Le corps humain ne se comporte pas comme une simple masse.

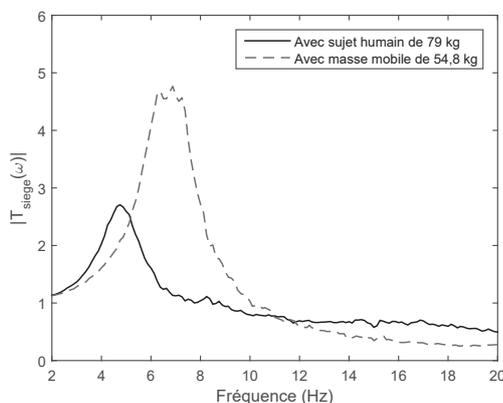


FIGURE 2 – Comparaison des transmissibilités mesurées avec masse mobile et sujet humain

Cette première comparaison montre un comportement modal différent entre la transmissibilité avec sujet humain et celle avec masse mobile. Il semble donc nécessaire d'investiguer un modèle humain pour comprendre comment le corps humain interagit sur cette réponse vibratoire. Un modèle théorique équivalent est proposé paragraphe 4.

### 3.2 Caractérisation des sous-composants du siège

En parallèle, trois sous-composants du siège sont caractérisés avec le protocole de mesure cul de plomb afin de quantifier sur la transmissibilité du siège l'impact de :

- la coiffe ;
- la nappe de suspension ;
- la mousse polyuréthane.

La coiffe constitue l'interface entre la mousse polyuréthane et l'occupant et permet de maintenir cette mousse sur la structure métallique du siège. Ce maintien est défini par la tension de garnissage qui comme illustré figure 3 est un paramètre impactant la transmissibilité du siège. Il existe essentiellement deux types de coiffe :

- les coiffes textiles, constituées d'une fine couche de mousse polyuréthane (entre 2 et 10 mm d'épaisseur) et d'une charmeuse (masse surfacique comprise entre 20 et 80  $g/m^2$ ), utilisées pour des raisons de style ;
- les coiffes cuir, utilisées principalement pour les segments hauts de gamme.

Les trois transmissibilités tracées figure 3 permettent de quantifier l'impact de la coiffe. Celle-ci amortit et raidit le système, avec un gain à la résonance diminuant de 6,1 à 4,8 et avec une fréquence de résonance augmentant de 5,9 à 6,9 Hz. Quelle que soit la coiffe utilisée, la transmissibilité mesurée est similaire. Ce premier résultat tend à montrer que les propriétés mécaniques de la coiffe ont un impact négligeable face à la tension de garnissage. En effet celle-ci devrait être identique entre les deux essais puisque la géométrie des deux coiffes est semblable. Cette hypothèse reste à être confirmée par des essais complémentaires.

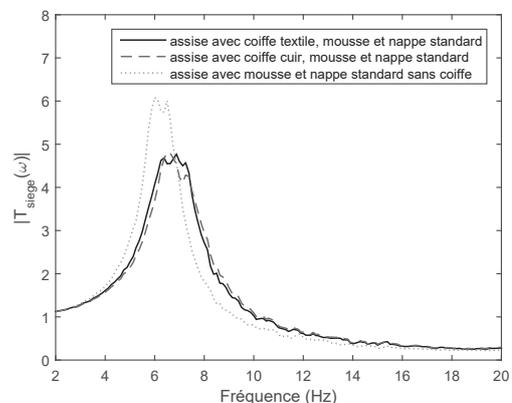


FIGURE 3 – Impact de la coiffe sur la transmissibilité de l'assise

Une seconde comparaison est présentée figure 4 afin de quantifier l'impact de la nappe de suspension. Pour cela,

une nappe rigide (sur la bande de fréquence étudiée) a été prototypée avec un premier mode de flexion de plaque mesuré à 180 Hz donc loin de la gamme de fréquence étudiée. Il est observé que la fréquence de résonance de la transmissibilité mesurée à 7,25 Hz n'évolue pas quelle que soit la nappe utilisée. La fréquence de coupure est similaire pour les deux nappes : 10,8 et 10,4 Hz. Par contre, le gain à la résonance est réduit de 10,5 % en utilisant une nappe rigide.

La nappe de suspension sert essentiellement à l'ajustement du confort statique de l'occupant [8] mais dégraderait donc légèrement les performances dynamiques de l'assise. A titre d'exemple, la majorité des sièges pour le marché allemand est conçue sans nappe de suspension (siège baquet). L'ajustement statique est alors réalisé seulement avec la mousse d'assise (à épaisseur plus importante dans ce cas là) et des tests subjectifs ont montré que le confort dynamique ne semble pas impacté.

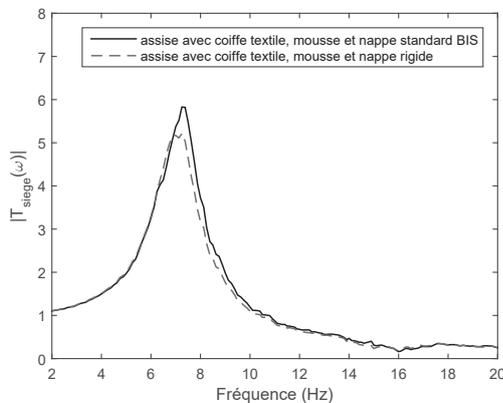


FIGURE 4 – Impact de la nappe sur la transmissibilité de l'assise

Une dernière comparaison est réalisée figure 5 pour quantifier l'impact de la mousse sur la transmissibilité de l'assise. Pour caractériser l'assise du siège sans la mousse polyuréthane en conditions dynamiques, un nouvel indenteur est conçu, épousant la surface flexible de la nappe. Trois masses sont ajoutées sur l'indenteur pour obtenir la même charge que celle appliquée par le fessier, utilisée lors des mesures cul de plomb.

La transmissibilité mesurée avec la nappe de suspension seule montre un gain à la résonance de 4,27 à une fréquence de résonance de 6,88 Hz et une fréquence de coupure à 11,37 Hz. Ce dernier résultat est plutôt surprenant car il suggère que l'assise avec nappe standard seule aurait une meilleure capacité de filtration que la configuration avec la mousse. Il était attendu que la configuration avec mousse et nappe standard assouplisse le système et donc que la transmissibilité mesurée ait une fréquence de résonance plus basse mais avec un gain plus faible que la configuration avec nappe de suspension standard seule. Ce comportement inattendu pourrait s'expliquer par le protocole choisi. En effet, il aurait été plus judicieux de comparer les deux transmissibilités à effort équivalent au niveau du contact entre l'indenteur et le sous-composant testé plutôt qu'à masse équivalente où l'effort de contact est différent dû à la contre réaction différente des deux sous-composants.

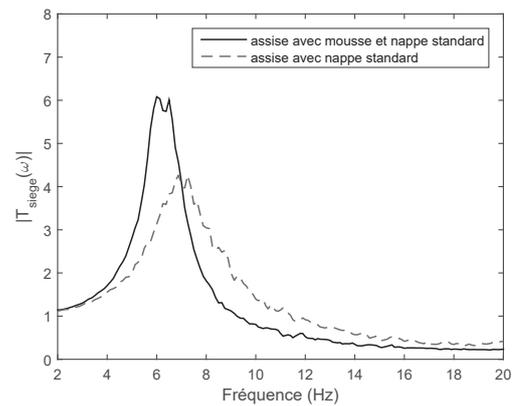


FIGURE 5 – Impact de la mousse sur la transmissibilité de l'assise

Le tableau 1, résume les paramètres dynamiques identifiés sur les différentes mesures de transmissibilités. Cette campagne d'essais est composée de deux lots de mesures ce qui permet de quantifier les incertitudes de mesure sur la transmissibilité de l'assise avec coiffe textile. Il est à noter qu'un temps de repos identique entre chaque mesure pour un même lot a été conservé afin de garantir un même état initial de la mousse polyuréthane. Les écarts mesurés atteignent 5,4 % pour la mesure de la fréquence de résonance, 22,2 % pour le gain à la résonance et 8,0 % pour la fréquence de coupure.

Configurations	$f_r$ (Hz)	$G_r$	$f_c$ (Hz)
Coiffe textile	6,88	4,77	10,00
Coiffe cuir	6,50	4,80	10,37
Sans coiffe	5,88	6,08	9,13
Nappe seule	6,88	4,27	11,37
Coiffe textile BIS	7,25	5,83	10,80
Nappe rigide	7,25	5,22	10,40

TABLEAU 1 – Paramètres dynamiques des mesures de transmissibilités

Au vu de ces écarts de mesure, on peut considérer que l'impact de la nappe de suspension n'est pas significatif sur la mesure de transmissibilité de l'assise. Il semble donc que la mousse ait un rôle majeur sur cette réponse vibratoire et que la coiffe, par sa tension de garnissage, vienne contraindre la mousse dans des conditions qu'il reste à définir.

Le paragraphe suivant présente le modèle équivalent évoqué précédemment afin d'identifier l'impact du corps humain sur la transmissibilité du siège.

## 4 Modèle homme-siège équivalent

Un modèle « masses-ressorts-amortisseurs » à quatre degrés de liberté est proposé, figure 6, afin de prendre en compte l'interaction entre le siège et le corps humain. L'objectif est de comparer la réponse simulée de ce modèle à la mesure de transmissibilité réalisée avec sujet humain.

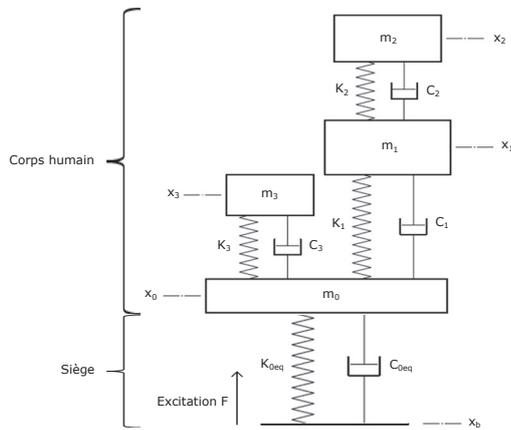


FIGURE 6 – Modèle masses-ressorts-amortisseurs à quatre degrés de liberté

#### 4.1 Détermination des paramètres du modèle

La raideur et l'amortissement équivalents de l'assise  $K_{0eq}$  et  $C_{0eq}$  sont déterminés par méthode graphique à partir de la mesure cul de plomb sur assise complète avec coiffe textile, présentée précédemment.

Les paramètres du corps humain sont eux issus de l'étude de Boileau et al. [9]. Les auteurs ont développé un modèle discret à trois degrés de liberté simulant la réponse vibratoire du corps humain en posture automobile. Le modèle est corrélé à des mesures expérimentales réalisées sur siège rigide pour trois groupes de sujets :

- poids inférieur à 60 kg où  $\sum_{i=0}^3 m_i = 41,7$  kg ;
- poids moyen de 71,2 kg où  $\sum_{i=0}^3 m_i = 53,8$  kg ;
- poids supérieur à 80 kg où  $\sum_{i=0}^3 m_i = 69,6$  kg.

Pour choisir le bon jeu de paramètres mécaniques en fonction du groupe de sujets, la masse vue par l'assise avec le sujet humain de 79 kg est vérifiée par mesures de distribution de pression. Une nappe de pression est placée entre le fessier du sujet humain et la surface de l'assise. Après trois minutes de stabilisation, l'effort estimé est mesuré à 532 N. Une seconde mesure de pression est réalisée, en guise de référence avec la masse mobile utilisée pour la mesure cul de plomb. La même nappe de pression est placée entre la masse mobile et la surface d'assise ; l'effort estimé est mesuré à 414 N. En faisant l'hypothèse que la loi entre l'effort estimé et la masse vue par l'assise est proportionnelle, la masse vue par l'assise avec le sujet humain serait alors de 70,7 kg et non de 57 kg comme calculée avec la norme ISO 5982 [5]. Les paramètres du corps humain pour le groupe de sujets où  $\sum_{i=0}^3 m_i = 69,6$  kg sont donc choisis. On note un écart de 1,6 % entre la masse utilisée pour la simulation et celle de la mesure. Les paramètres du modèle complet sont résumés tableau 2.

$m_i$ (kg)	$C_i$ (Ns/m)	$K_i$ (N/m)
$m_0=2$	$C_{0eq}=430$	$K_{0eq}=117670$
$m_1=20$	$C_1=2122$	$K_1=126600$
$m_2=17,2$	$C_2=899$	$K_2=600300$
$m_3=30,4$	$C_3=594$	$K_3=61300$

TABLEAU 2 – Paramètres du modèle masses-ressorts-amortisseurs

#### 4.2 Comparaison des transmissibilités

Les équations de mouvement associés au système sont écrites sous forme matricielle et la réponse fréquentielle du système est obtenue par calcul direct :

$$X = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} Z_{0eq} x_b \quad (2)$$

où  $X = \{x_0, x_1, x_2, x_3\}^T$ ,  $Z_{0eq} = \{j\omega C_{0eq} + K_{0eq}, 0, 0, 0\}^T$  et  $M$ ,  $C$ ,  $K$  sont, respectivement, les matrices de masse, d'amortissement et de raideur du système. Pour un déplacement unitaire appliqué à la base du siège  $x_b = 1$ , la transmissibilité  $T_{siège}^{mod}(\omega) = \frac{x_0(\omega)}{x_b(\omega)}$  est calculée. La figure 7 illustre la comparaison entre les réponses simulée et mesurée.

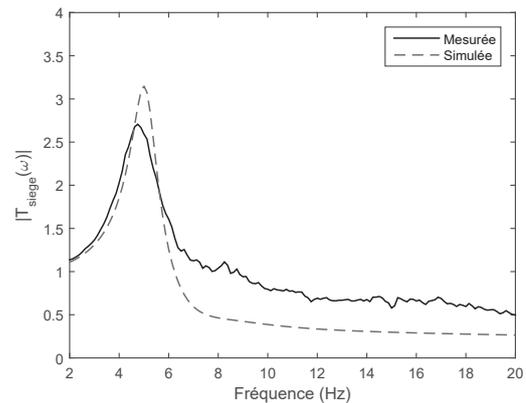


FIGURE 7 – Comparaison entre les transmissibilités mesurée et simulée avec sujet humain

Cette comparaison montre que la fréquence de résonance est estimée à 5,0 % et le gain à 14,1 % comme récapitulé dans le tableau 3. Ce modèle reste limité car la zone de filtration n'est pas corrélée. Cet écart peut s'expliquer soit par la dispersion potentielle de la transmissibilité mesurée soit par une mauvaise approximation de l'interaction entre le siège et le sujet humain. En effet, concernant la première hypothèse, Toward et Griffin ont montré que la transmissibilité mesurée avec sujets humains varie de 20 à 30 % en fonction des caractéristiques anthropométriques des sujets [10]. Si l'objectif était de valider ce modèle, il aurait été nécessaire de réaliser une campagne d'essais avec un nombre suffisant de sujets afin de définir un gabarit de transmissibilité et ainsi vérifier si la réponse simulée s'inscrit dans ce gabarit. Ce modèle permet toutefois de vérifier que le corps humain ne se comporte pas comme un système à un seul degré de liberté comme supposé par la mesure cul de plomb et de montrer que cette approche de modélisation n'est pas suffisante pour simuler l'évolution fréquentielle de la transmissibilité du siège automobile.

Configuration	$f_r$ (Hz)	$G_r$	$f_c$ (Hz)
Mesurée	4,75	2,707	7,75
Simulée	5,00	3,150	6,25
Ecart (%)	5,0	14,1	19,4

TABLEAU 3 – Comparaison des paramètres dynamiques mesurés et simulés

## 5 Conclusion

Cette étude présente deux méthodes de caractérisation expérimentale : la mesure cul de plomb et la mesure de transmissibilité avec sujet humain. La première méthode est un outil de comparaison afin de valider la conception du siège automobile mais fait abstraction de l'impact du corps humain sur la mesure de transmissibilité.

L'étude des sous-composants du siège avec cette méthode d'essai montre que la mousse est le principal composant impactant la transmissibilité du siège. La coiffe, par sa tension de garnissage, viendrait modifier les conditions limites de la mousse en la raidissant. Cette hypothèse reste à être confirmée. Enfin, il a été observé que la nappe de suspension n'a pas d'impact significatif sur la réponse vibratoire mesurée.

Un modèle masses-ressorts-amortisseurs a été proposé afin de simuler la transmissibilité du système homme-siège dans l'objectif de quantifier l'impact du corps humain sur cette réponse vibratoire. Au vu des limitations de ce modèle, il serait intéressant d'investiguer de nouvelles méthodes de modélisation telles que les modèles multi-corps à deux directions, comme proposés par Liang & Chiang [11] par exemple. Ce type de modélisation permettrait de prendre en compte la géométrie du corps humain, les mouvements longitudinaux et également la contribution du dossier dans le but d'améliorer la prédiction de la transmissibilité du siège automobile.

## Références

- [1] H. Bubb, H. Strasser, K. Kluth & H. Rausch, Quality of Work and Products in Enterprise of the Future, *Proceedings of the Annual Spring Conference of the GfA on the Occasion of the 50th Anniversary of the Foundation of the Gesellschaft für Arbeitswissenschaft e.V. and the XVII Annual Conference of the International Society for Occupational Ergonomics & Safety*, ergonomia Verlag oHG, (2003).
- [2] ISO7096, International Organization for Standardization, Earth-moving machinery - Laboratory evaluation of operator seat vibration, *The Organization*, (2000).
- [3] GRPSRDT1005, Estimation of the dynamic response of a seat cushion, *Document technique Faurecia*, (2002).
- [4] GRPSRDT1151, Mesure du confort vibratoire d'un siège avec sujets humains, *Document technique Faurecia*, (2000).
- [5] ISO5982, International Organization for Standardization, Mechanical vibration and shock - Range of idealized values to characterize seated body biodynamic response under vertical vibration, *The Organization*, (2001).
- [6] M. J. Griffin, The evaluation of vehicle vibration and seats, *Applied Ergonomics*, 9.1, 15-21, (1978).
- [7] T. Kim, Y. Cho & Y. Yoon, Dynamic Ride Quality Investigation and DB of Ride Values for Passenger and RV cars, *SAE Technical Paper 2001-01-0384*, (2001).
- [8] A. Ould Eyih, Contribution à l'étude du comportement en grandes déformations des mousses : modèle de simulation numérique de chargement d'un siège par un mannequin, *Thèse Ecole Centrale de Lyon*, (1993).
- [9] P. -E. Boileau, S. Rakheja, & X. Wu, A body mass dependent mechanical impedance model for applications in vibration seat testing, *Journal of sound and vibration*, 253(1), 243-264, (2002).
- [10] M. GR. Toward & M. J. Griffin, The transmission of vertical vibration through seats : Influence of the characteristics of the human body, *Journal of Sound and Vibration*, 330.26, 6526-6543, (2011).
- [11] C.-C. Liang & C.-F. Chiang, Modeling of a Seated Human Body Exposed to Vertical Vibrations in Various Automotive Postures, *Industrial Health*, 46, 125-137, (2008).