

Simulation du confort vibratoire d'un siège d'automobile par éléments finis.

C. BLANCHARD^{a,b}, T. WEISSER^a, R. BARBEAU^b,
L. GUÉRIN^b, E. AUBRY^a, A.-I. MALLET-DA COSTA^b

a. IRIMAS - Université de Haute-Alsace (EA7499) Mulhouse - France - corentin.blanchard@uha.fr

b. Faurecia Sièges Automobile S.A. - Brières-les-Scellés - France - corentin.blanchard@faurecia.com

Résumé :

Cette étude s'intéresse au confort vibratoire des sièges d'automobile. Celui-ci est communément caractérisé par la transmissibilité du siège, qui est obtenue en faisant le rapport de l'accélération à la surface du siège et de l'accélération à sa base. Cette courbe, observée dans le domaine fréquentiel, permet de connaître la performance de filtration des vibrations du siège. L'objectif de cette étude est de simuler de manière prédictive cette transmissibilité par éléments finis. Dans un premier temps, le modèle de siège fourni est présenté. Celui a été initialement développé pour des calculs en dynamique rapide, et contient donc des choix de modélisation des liaisons qui ont été changés pour adapter le modèle à des calculs en basses fréquences (de 0 à 20Hz). La comparaison des fréquences et déformées propres montre que cette modification n'altère pas le comportement modal du siège. Celui-ci peut alors être utilisé pour un calcul de transmissibilité. La démarche de calcul est présentée avec l'exemple d'un échantillon de mousse. Une première phase de prédéformation est effectuée en utilisant des essais de compression-décompression comme données d'entrée. Une fois cette étape validée, le calcul dynamique est réalisé. Deux modèles matériaux sont comparés et montrent les limites de la modélisation actuelle.

Abstract :

This study concerns the vibratory comfort of automotive seats. It is commonly characterized by the seat transmissibility, obtained by computing the ratio of the acceleration at the seat surface and at the seat base. This curve, observed in the frequency domain, depicts the seat performance in terms of vibrations filtration. The goal of this study is to perform predictive simulations of this transmissibility curve using the finite element method. First, the seat model provided for the study is presented. It was initially developed for rapid dynamics simulations, and contains modeling choices regarding the joints which have been changed in order to adapt the model for low frequency simulations (from 0 to 20Hz). The comparison of the eigenfrequencies and mode shapes shows that this modification doesn't change the modal behavior of the seat. It can then be used for a transmissibility computation. The computation process is presented using a foam sample. A first prestrain phase is done by using experimental data from compression-decompression tests as input. Once that this step is validated, the dynamic computation is presented. Two different material models are compared and show the limits of the current modeling.

Mots clefs : Dynamique des structures, éléments finis, viscoélasticité, analyse modale, confort vibratoire

1 Introduction

Le secteur automobile traverse de nombreuses mutations, liées notamment à l'arrivée des véhicules partiellement voire totalement autonomes. Ces mutations permettent de nouvelles réflexions sur les manières dont un occupant s'installe dans le véhicule. Cela mène les constructeurs et sous-traitants à envisager différentes postures d'assises. La posture de conduite, où l'occupant est assis en tenant le volant, reste la plus courante. Cependant, d'autres postures sont étudiées. La posture dite de travail, où l'occupant ne tient plus le volant avec un dossier légèrement incliné vers l'arrière, ou la posture dite de détente, où l'occupant est presque allongé, en sont quelques exemples.

Face à ces réflexions, la conception du siège reste soumise à différentes contraintes, qu'elles soient externes (réglementations, normes) ou internes (choix de l'entreprise de proposer certaines fonctionnalités). Il est ici question du confort vibratoire, qui fait partie des contraintes internes. Le confort vibratoire d'un siège est observé en mesurant sa transmissibilité. Celle-ci est obtenue en faisant le rapport de l'accélération en surface du siège et l'accélération à la base du siège. La transmissibilité traduit ainsi la performance de filtration des vibrations par le siège. La mesure doit être faite lorsque le siège est dit chargé, c'est-à-dire en présence d'un occupant. Parmi les occupants, il faut distinguer les sujets humains qui permettent d'avoir des résultats proches de la réalité, et les mannequins ou les masses rigides qui permettent d'avoir une meilleure répétabilité.

Les mesures faites par Barbeau [6] avec une masse rigide permettent d'observer l'influence de chaque sous-composant de l'assise sur la courbe de transmissibilité. Les conclusions de l'étude montrent que le coussin en mousse polyuréthane a une influence majeure sur les courbes de transmissibilité obtenues. La mousse fait partie des matériaux viscoélastiques dont les propriétés dynamiques varient fortement selon les conditions d'utilisation. Parmi celles-ci figure la prédéformation apportée lors de l'assise de l'occupant, qui apporte une modification de l'état de contrainte dans la mousse. L'étude des liens entre la précontrainte et les propriétés dynamiques des matériaux viscoélastiques l'objet d'études spécifiques, menée par exemple par Martinez-Agirre [2] et Lee et Kim [5]. Cependant, il s'agit de méthodes analytiques, aucune intégration dans une simulation par éléments finis n'est proposée, et les systèmes étudiés sont des composants locaux (films ou plots) et non globaux comme l'est la mousse du siège.

Le but de cette étude est de construire un modèle éléments finis d'un siège d'automobile qui tient compte de la prédéformation de la mousse. Cette méthode a déjà été utilisée par Siefert [3] pour calculer les réponses statiques et dynamiques d'un siège sous l'effet d'un occupant avec le solveur ABAQUS. Une démarche similaire a été effectuée par Zhang [4] avec LS-DYNA, le solveur également retenu pour cette étude. Cependant, peu de précisions sont faites concernant la prise en compte des précontraintes à l'issue du calcul statique. Une étude similaire a été effectuée par Krishan [7], mais celle-ci se limite à des calculs statiques pour guider la conception du siège.

Cette étude sera divisée en deux parties. La première concerne la modélisation du siège seul. La seconde présente une démarche permettant d'observer la prise en compte de la précontrainte sur le comportement dynamique de la mousse à travers l'exemple d'un échantillon.

2 Modélisation du siège seul

La modélisation se fait en deux parties : la modélisation de la structure et la modélisation du siège complet.

2.1 Modélisation de la structure

Le modèle de structure seule est issu de la base de données interne à Faurecia. Celui-ci est prévu à l'origine pour les simulations en dynamique rapide (crash). Il peut être divisé en 4 sous-groupes principaux : la structure, la nappe de suspension, la mousse et la coiffe. L'ensemble est représenté sur la figure 1 et est détaillé ci-dessous.



FIGURE 1 – Modèle éléments finis utilisé : Structure (bleu foncé), nappes de suspension (rouge), mousse (beige), coiffe (beige quadrillé, en coupe), appui-tête (bleu clair).

La structure est composée de deux cadres métalliques, un pour l'assise et un pour le dossier. Les cadres sont constitués de plaques métalliques modélisées par des éléments 2D et assemblées par des éléments représentant les soudures et les vis. Ce cadre métallique est relié à deux glissières montées sur quatre supports considérés rigides. La nappe de suspension est un dispositif modélisé par des éléments 1D et 2D qui permet de garantir le positionnement statique de l'occupant. Celle-ci est fixée à la structure du siège par des éléments "corps rigides" ou des algorithmes de contact selon la zone considérée. Le sous-groupe des éléments en mousse est séparé en trois pièces : le coussin d'assise, le coussin pour le dossier et l'appui-tête. Dans les trois cas, la mousse est modélisée par des éléments 3D. Enfin, la coiffe représente l'ensemble des éléments 2D en maillage coïncident avec les surfaces externes des parties en mousse.

2.2 Travail sur les liaisons

Une partie importante de la modélisation du siège concerne les liaisons entre les composants. Trois catégories de liaisons peuvent être distinguées : les liaisons par soudure, les liaisons par contact, et les liaisons par vis. Ces liaisons sont représentées sur la figure 2.

Les liaisons par soudure (figure 2 (a)) concernent principalement les pièces des cadres entre elles ainsi que les pièces servant à relier le siège aux glissières. Pour ce type de liaison, qui concerne principalement

des pièces modélisées par des éléments 2D, les propriétés des éléments au voisinage de la liaison sont modifiées. La liaison est modélisée par des éléments 3D dont les sommets de la partie supérieure sont reliés à la première pièce, et les sommets de la liaison inférieure sont reliés à la seconde, liant ainsi les deux pièces.

Les liaisons par contact permettent de représenter dans le modèle des pièces qui sont simplement posées les unes sur les autres dans la réalité. Il s'agit par exemple de la mousse qui est posée sur le cadre du siège ou encore de certaines parties des nappes de suspension. Pour chaque contact, un couple de surfaces maîtresse et esclave est défini, indiquant que si la pièce maîtresse se déplace, la pièce esclave suivra le même mouvement. Cette modélisation est utile pour relier deux pièces dont les maillages ne sont pas coïncidents, contrairement au cas des soudures.

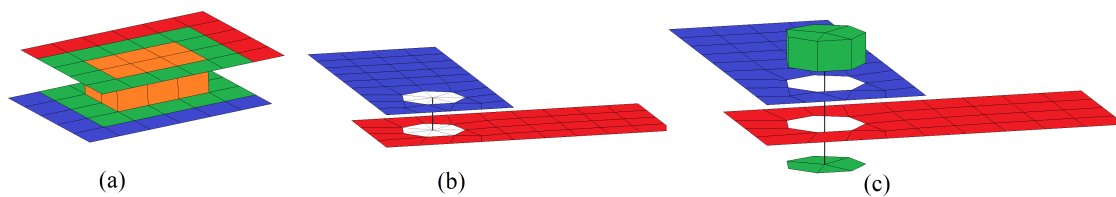


FIGURE 2 – Schémas de principe des différentes liaisons utilisées : (a) Soudures, (b) Vis “simple”, (c) Vis “complexe”.

La dernière catégorie de liaison est constituée des vis. Les vis sont utilisées pour assembler certaines pièces du cadre principalement. Deux choix de modélisation ont été faits sur le modèle fourni. Dans un premier temps, une modélisation dite “simple” (figure 2 (b)) consiste à relier les nœuds au voisinage de chaque perçage avec un élément de corps rigide, ce qui permet aux degrés de liberté de chaque perçage d’avoir les mêmes valeurs que le degré de liberté du centre de l’élément de corps rigide. Puis, entre deux perçages, un élément 1D est défini pour relier les nœuds centraux concernés. Cet élément 1D a les dimensions et les propriétés matériaux de la vis associée sur le siège réel.

La seconde catégorie est plus complexe et permet de représenter plus finement la liaison (figure 2 (c)). Les deux extrémités de la vis sont représentées par des éléments 2D. Ces deux pièces sont reliées par une tige d’éléments 1D, dont les propriétés varient selon la partie de la vis modélisée. Enfin, les nœuds des perçages de chaque pièce traversée par la vis sont reliés par des éléments 1D, puis les degrés de liberté associés sont reliés à ceux de l’extrémité qui est la plus proche.

Cette seconde modélisation est particulièrement adaptée à la dynamique rapide. En effet, lors d’un impact, certaines zones du siège sont susceptibles de subir de grandes déformations. Les perçages habituellement ronds se déforment pour obtenir un phénomène d’ovalisation, qui peut mener à la formation de fissures et de dommages irréversibles. Or, pour cette étude, le siège est modélisé pour représenter des petites déformations. Ce choix de modélisation apparaît alors trop complexe au regard des phénomènes mis en jeu. Ainsi, pour cette étude, les vis du siège ont toutes été modélisées selon la première méthode présentée ci-dessus. Cependant, une fois cette opération effectuée, il apparaît important de vérifier que la modélisation reste valide. Ce sujet sera traité dans la sous-section suivante.

2.3 Validation du modèle

La validation se fait en comparant les résultats de l’analyse modale numérique avec ceux obtenus par analyse modale expérimentale (effectuée par un sous-traitant). Les critères de validation portent sur les

fréquences propres (l'écart relatif doit être inférieur à 5%) et le Modal Assurance Criterion (MAC) pour les déformées associées (il doit être supérieur à 0,80).

Comme pour la modélisation, la validation se fait d'abord sur la structure seule avant de valider le siège complet. Puisque les liaisons de la structure originale ont été modifiées, il convient de vérifier la validité du nouveau modèle. Pour cela, une comparaison entre le modèle élément finis original et le modèle élément finis modifié est effectuée. L'analyse est effectuée sur les trois premiers modes de la structure puisqu'ils sont ceux susceptibles de s'exprimer le plus dans la plage de fréquences d'étude de la transmissibilité (de 0 à 20 Hz).

Les fréquences propres de référence sont celles du siège réel. Celles-ci proviennent d'une analyse modale expérimentale effectuée au marteau d'impact avec 18 points de mesure répartis sur la structure. Les fréquences propres des modèles original et modifié sont présentées dans le tableau 1 et comparées aux fréquences du siège réel. Pour chaque cas, les écarts relatifs aux fréquences expérimentales sont ajoutés.

TABLE 1 – Écarts de fréquence entre les modèles éléments finis avant et après modification des liaisons par rapport aux fréquences propres expérimentales pour la structure du siège.

| Description du mode | Fréquence expérimentale (Hz) | Fréquence numérique initiale (Hz) | Fréquence numérique finale (Hz) |
|----------------------------------|------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| Flexion latérale du dossier | 24,9 | 24,6 (-1,40%) | 25,2 (+1,23%) |
| Flexion longitudinale du dossier | 38,6 | 34,6 (-10,38%) | 35,4 (-8,35%) |
| Torsion du dossier | 49,1 | 48,3 (-1,56%) | 49,6 (+1,06%) |

Les résultats montrent que la modification des liaisons a tendance à rigidifier le modèle puisque les fréquences des trois premiers modes sont plus élevées après modification des liaisons. Pour les modes de flexion latérale et de torsion, cette variation reste dans l'intervalle acceptable. Concernant le mode de flexion longitudinale, même si l'écart relatif est plus faible après modification des liaisons, il reste supérieur au critère défini ci-dessus.

La seconde validation porte sur les déformées modales et a été effectuée avec le critère de MAC. Puisque l'objectif est de voir si la modification des liaisons altère le modèle numérique, les comparaisons ont été faites entre les deux modèles. Pour chaque mode, un vecteur comprenant les 3 degrés de liberté en translation pour 87 nœuds a été réalisé. Les nœuds ont été choisis de manière à avoir en moyenne 3 nœuds par sous-composant du siège. Comme pour les fréquences propres, les trois premiers modes sont observés et la matrice MAC est représentée en figure 3 (a).

Ces résultats montrent que les modifications n'altèrent pas le modèle numérique fourni. Malgré l'écart important sur la fréquence propre du second mode, le modèle est considéré bon pour que les composants suivants puissent être ajoutés. Il n'a pas été nécessaire de recalibrer plus finement les paramètres des liaisons. En effet, dans la bande de fréquence étudiée, leur impact est relativement mineur, comme le montre le tableau 1 (les fréquences propres augmentent de 1 Hz). Cependant, pour une étude sur une bande de fréquence plus large, une procédure de recalage serait nécessaire.

Dans un second temps, les nappes de suspension, les coussins en mousse (avec les coiffes en maillage coïncident) ainsi que l'appui-tête ont été ajoutés. L'ajout de ces composants entraîne une augmentation du nombre de modes ainsi que l'apparition de modes locaux numériques. Ces derniers ne seront pas considérés ici, seuls les trois modes présentés précédemment seront repris.

Une analyse modale expérimentale a été effectuée sur le siège complet par un sous-traitant, mais la configuration était différente, donc les fréquences et déformées obtenues ne peuvent pas être incluses dans la comparaison. Les résultats sont présentés dans le tableau 2, et ne concernent donc que les résultats obtenus avant et après modification des liaisons. Dans cette configuration, l'écart entre les fréquences

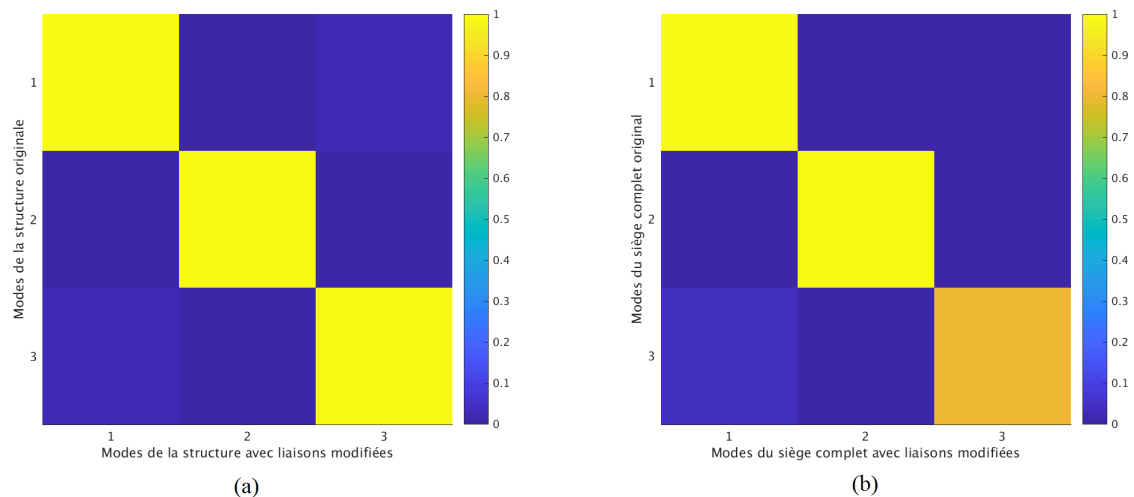


FIGURE 3 – Comparaison des modes propres avant et après modifications pour la structure et le siège complet : (a) structure seule et (b) siège complet.

propres des deux modèles est réduit, ce qui s'explique par la présence de la mousse qui, par son poids et son inertie, vient réduire l'impact du changement des liaisons, et donc permet d'obtenir un écart relatif acceptable pour le mode de flexion longitudinale.

TABLE 2 – Écarts de fréquence entre les modèles éléments finis avant et après modification des liaisons par rapport aux fréquences propres expérimentales pour le siège complet.

| Description du mode | Fréquence numérique initiale (Hz) | Fréquence numérique finale (Hz) |
|----------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| Flexion latérale du dossier | 16,9 | 16,8 (-0,52%) |
| Flexion longitudinale du dossier | 22,1 | 21,0 (-4,71%) |
| Torsion du dossier | 45,2 | 43,8(-3,17%) |

Enfin, les déformées modales associées sont comparées sur la figure 3 (b). Pour chaque mode, les 3 degrés de liberté en translation pour 132 nœuds sont utilisés. Les 132 nœuds sont répartis en 50 nœuds de la structure, 28 nœuds des nappes de suspension, 39 nœuds des coussins et 15 nœuds de l'appui-tête. Les résultats montrent un bon appariage des modes de flexion. L'appariage du mode de torsion est moins important mais reste acceptable. Ces résultats montrent que le modèle de siège modifié à partir du modèle utilisé en dynamique rapide est adapté pour un calcul dynamique en basses fréquences. Il peut alors être utilisé pour calculer une transmissibilité sous l'effet d'un chargement, ce qui sera présenté dans la section suivante.

3 Calcul de la transmissibilité

Comme indiqué dans l'introduction, le calcul de transmissibilité s'effectue lorsque le siège est chargé. Cette phase de chargement, correspondant à l'assise d'un occupant, vient modifier l'état de contrainte dans les coussins du siège. Il est donc important de pouvoir dans un premier temps obtenir l'état final du système une fois chargé, puis de tenir compte de cet état pour la simulation dynamique. Pour cette étude, la démarche sera appliquée à un échantillon de mousse. En effet, cette structure permet d'observer les mêmes problématiques en utilisant une structure académique. La suite de cette étude portera donc sur un cube de mousse chargé par une masse rigide.

3.1 Mesure et simulation de la prédéformation appliquée à l'échantillon

Dans un premier temps, des essais de compression-décompression ont été effectués sur l'échantillon de mousse considéré. Ces essais ont pour but d'obtenir des paramètres d'entrée qui seront fournis au solveur pour le calcul de la position d'équilibre statique de l'échantillon soumis au poids de la masse rigide.

L'échantillon étudié est un pavé de mousse mesurant $100 \times 100 \times 40\text{mm}$. La surface inférieure est encastrée et le chargement est appliqué à la surface supérieure. Un premier essai de compression-décompression est réalisé afin d'obtenir la courbe de contrainte-déformation de l'échantillon [6]. Cinq cycles de compression-décompression sont appliqués à l'échantillon. La déformation est imposée à vitesse constante jusqu'à atteindre de 80% (i.e. 32mm) de compression. La courbe expérimentale obtenue est représentée sur la figure 4 (a).

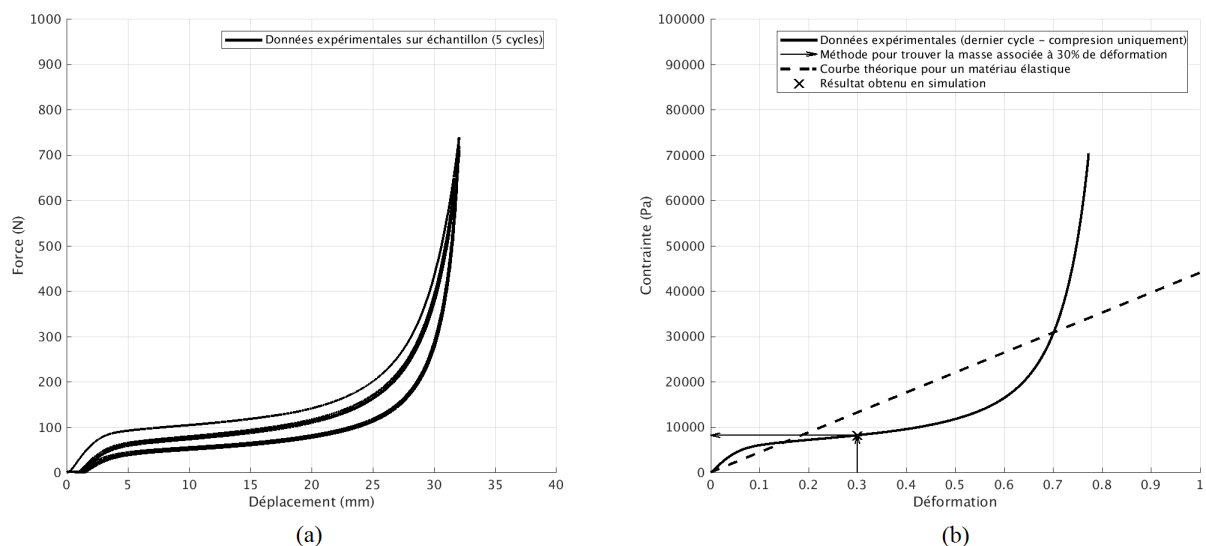


FIGURE 4 – Caractérisation et modélisation du matériau : (a) courbe d'essai quasi-statique [6] et (b) courbe utilisée pour la modélisation éléments finis.

Le comportement typique d'une mousse est alors visible : une zone dite linéaire-élastique comprise entre 0% et 10% de déformation, une zone de plateau entre 10% et 60% de compression et une zone dite de densification entre 60% et 80% de compression. Ces essais permettent également d'observer que la courbe de chargement et de déchargement ne suivent pas le même chemin, formant ainsi un cycle d'hystérésis. De plus, la courbe de compression varie au cours des cycles avant de suivre un chemin unique, alors que la courbe de décompression suit systématiquement le même chemin. Enfin, l'effet Mullins peut être observé à travers le fait que la courbe de décompression ne revient pas à l'origine à la fin d'un cycle [1].

L'objectif est donc d'inclure ce comportement dans le modèle éléments finis. Pour cela, seul le dernier cycle de compression/décompression est utilisé. Le solveur choisi pour cette étude est LS-DYNA et dispose d'un modèle matériau appelé "Low Density Foam", déjà utilisé par Krishan [7]. Celui-ci est défini notamment par trois paramètres. Le premier est la masse volumique, le second est un module d'Young et le dernier correspond aux valeurs tabulées de la courbe de compression-décompression [8].

Pour ce modèle matériau, LS-DYNA n'a besoin que de la courbe de compression, représentée sur la figure 4 (b). Il est important de noter que le module d'Young indiqué dans le modèle matériau n'a pas de sens physique et ne sera pas utilisé pour le calcul de la prédéformation. Il s'agit en réalité d'un paramètre numérique servant pour la définition du pas temporel de calcul.

D'après le savoir-faire Faurecia, le point de fonctionnement de la mousse est situé à 30% de déformation. En utilisant cette valeur et la courbe contrainte-déformation, on trouve une contrainte associée $\sigma_{\varepsilon=30\%} = 8168 Pa$. On peut alors trouver la masse avec $m = \frac{\sigma_{\varepsilon=30\%} S}{g}$ avec S la surface de l'échantillon et g l'accélération de la pesanteur. Pour cette étude, $m = 8,326 kg$.

L'échantillon est encasté à sa base et la liaison avec la masse rigide est faite par maillage coïncident. Le chargement est effectué en appliquant la gravité g au modèle. La résolution du problème se fait avec un algorithme explicite dynamique. L'équation à résoudre est alors :

$$[M] \{\ddot{x}\} = (\{F_e\} - \{F_i\}), \quad (1)$$

avec $[M]$ la matrice de masse, $\{\ddot{x}\}$ le vecteur d'accélération, $\{F_e\}$ le vecteur des chargements extérieurs et $\{F_i\}$ le vecteur des efforts internes. Dans le but de faire converger la simulation, un effort dissipatif est inclus dans $\{F_i\}$. Le résultat de la simulation est représenté par une croix sur la figure 4 (b). La hauteur finale obtenue est de $28,05 mm$, soit une déformation de $29,9\%$. Les résultats sont cohérents avec la courbe contrainte-déformation. La loi matériau utilisée est alors validée pour des simulations d'enfoncement statique. L'étape suivante est de faire une analyse dynamique de cet échantillon précontraint.

3.2 Mesure et simulation de la transmissibilité

3.2.1 Mesure de la transmissibilité sur échantillon chargé

La mesure de transmissibilité a été réalisée sur échantillon précontraint issu du même bloc que l'échantillon de mousse utilisé pour les essais statiques [6]. Conformément au calcul précédent, une masse de $8,3 kg$ est appliquée à l'échantillon pour le déformer de 30%. L'excitation imposée est un déplacement en sinus glissant allant de $3 Hz$ à $19 Hz$ avec une amplitude de $\pm 0,5 mm$.

La transmissibilité obtenue est représentée sur la figure 5. Trois indicateurs peuvent en être extraits :

- la fréquence de résonance f_r , qui est la fréquence pour laquelle l'amplitude du module de la transmissibilité est maximale ;
- le gain à la résonance G_r , qui correspond à l'amplitude de la transmissibilité à la résonance ;
- la fréquence de coupure f_c , à partir de laquelle la transmissibilité est inférieure à 1, indiquant ainsi le début de la plage de filtration.

Pour la transmissibilité mesurée, les indicateurs qui en sont extraits sont donnés dans le tableau 3. L'objectif est donc de retrouver la courbe de transmissibilité expérimentale par éléments finis, ce qui sera détaillé dans les sous-sections suivantes.

3.2.2 Modélisation avec matériau "Low Density Foam"

À l'issue de la simulation statique, le solveur éléments finis permet d'exporter l'état final du modèle. Le fichier de sortie contient les nouvelles coordonnées des nœuds, la matrice de connectivité (qui décrit

les nœuds utilisés pour définir un élément) et les cartes supplémentaires permettant de définir l'état de contrainte dans l'élément. Ce fichier de sortie ne contient pas d'information sur les matériaux des pièces. La suite de cette étude concerne alors la comparaison entre deux modèles matériaux et leur influence sur la transmissibilité obtenue.

Le solveur utilisé pour cette étude calcule les grandeurs dynamiques dans le domaine fréquentiel par superposition modale. Cependant, puisque ce calcul fait suite au calcul statique, c'est la matrice de raideur $[K_{tan}]$ qui est utilisée, définie comme :

$$[K_{tan}] = [K_{geo}] + [K_{lin}] + [K_{def}], \quad (2)$$

avec $[K_{geo}]$ la matrice de raideur géométrique, $[K_{lin}]$ la matrice de raideur linéaire et $[K_{def}]$, la matrice de raideur liée à la déformation. Dans un premier temps, la modélisation avec le matériau "Low Density Foam" est conservée. Puisque le calcul de transmissibilité doit tenir compte des résultats de la simulation statique, deux critères sont considérés : l'état de contrainte dans les éléments ($[K_{lin}] + [K_{def}]$) et la raideur géométrique $[K_{geo}]$.

La raideur géométrique doit être prise en compte. En effet, si elle ne l'est pas, la simulation reviendrait à calculer une transmissibilité avec un cube dont l'épaisseur est plus faible. Or, cette épaisseur est en effet plus faible, mais cela est dû à la simulation statique précédente. Concernant l'état de contrainte, les courbes sont montrées sur figure 5 (a). Si les précontraintes ne sont pas prises en compte, les trois indicateurs sont fortement surestimés. À l'inverse, lorsqu'elles sont prises en compte, le pic de transmissibilité est fortement décalé vers les basses fréquences. Les valeurs des indicateurs pour les deux configurations sont indiquées dans le tableau 3.

Pour mieux comprendre ces résultats, il faut reprendre la courbe de contrainte-déformation sur la figure 4 (b). Pour une analyse modale utilisant cette loi de comportement, le solveur linéarise la courbe contrainte-déformation autour d'un point de fonctionnement. Si les précontraintes ne sont pas données, ce point correspond à la pente initiale de la courbe [8]. En tenant compte des précontraintes, ce point de fonctionnement (correspondant à la croix sur la courbe 4) se situe dans la zone de plateau. La pente locale est donc plus faible, ce qui se traduit par une fréquence de résonance plus faible.

Ces résultats permettent de conclure que le calcul dynamique ne peut pas être réalisé avec la loi matériau utilisée pour le calcul statique. Dans la suite de cette étude, une modélisation avec un matériau linéaire élastique sera présentée.

TABLE 3 – Indicateurs extraits des courbes de transmissibilité pour les différentes configurations testées.

| | Précontrainte | Fréquence de résonance (Hz) | Gain à la résonance | Fréquence de coupure (Hz) |
|----------------------------------|---------------|-----------------------------|---------------------|---------------------------|
| Données expérimentales | Avec | 5,81 | 5,05 | 8,95 |
| Modèle Low Density Foam | Sans | 9,01 | 6,35 | 12,80 |
| Modèle Low Density Foam | Avec | 1,38 | 6,35 | 1,96 |
| Modèle linéaire élastique | Sans | 6,91 | 6,35 | 9,83 |
| Modèle linéaire élastique | Avec | 6,22 | 6,35 | 8,88 |

3.2.3 Modélisation avec matériau élastique

Dans un second temps, la simulation est reprise en utilisant un matériau élastique au lieu du matériau "Low Density Foam". En effet, même si le calcul de prédéformation est non-linéaire, le calcul vibratoire peut être fait en faisant l'hypothèse des petites déformations, ce qui permet d'utiliser un matériau

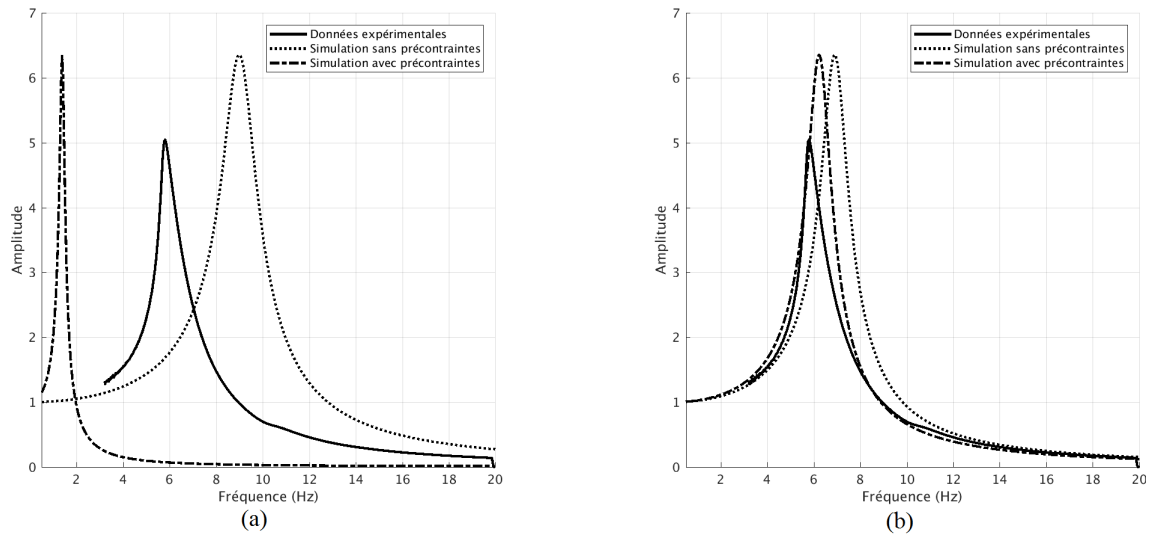


FIGURE 5 – Comparaison des transmissibilités numériques avec la transmissibilité expérimentale pour deux modèles matériaux : (a) “Low Density Foam” et (b) Linéaire élastique.

élastique. Il faut alors déterminer la valeur du module d’Young à considérer dans le modèle. Pour cela, il faut utiliser la courbe expérimentale. Celle-ci peut être approximée avec un modèle 1DDL masse-ressort-amortisseur. La transmissibilité analytique s’exprime alors sous la forme :

$$T(\omega) = \frac{k + j\omega c}{-m\omega^2 + j\omega c + k}. \quad (3)$$

Les coefficients équivalents sont alors la masse m , le coefficient d’amortissement c et la raideur k . La masse m étant connue, il est possible de retrouver la raideur k avec $k \approx m(2\pi f_r)^2$. Pour trouver c , la méthode graphique de largeur de bande à $-3dB$ est utilisée. Les valeurs identifiées ici sont $c = 47,1 Nm^{-1}s$ et $k = 11000 Nm^{-1}$. La raideur du matériau élastique équivalent peut alors être estimée à partir de la raideur identifiée en utilisant le système 1DDL équivalent avec la formule $k = \frac{ES}{l}$ avec S la surface de l’échantillon sur laquelle est appliquée et l sa hauteur initiale. La valeur obtenue ici est $E = 44000 Pa$. Il est important de noter que cette valeur est différente de la pente de la courbe contrainte-déformation dans la zone linéaire-élastique en figure 4 (a).

Les transmissibilités obtenues avec et sans prise en compte des précontraintes sont représentées en figure 5 (b). L’utilisation du modèle linéaire élastique permet de trouver une courbe de transmissibilité plus proche de la courbe expérimentale. La fréquence de coupure numérique a un écart de $-0,81\%$ par rapport à la fréquence expérimentale. Cependant, la fréquence de résonance et le gain à la résonance restent surestimés. L’ensemble des résultats est disponible dans le tableau 3. Cela montre les limitations des modèles matériaux utilisés pour représenter fidèlement le comportement mécanique dynamique d’un système viscoélastique précontraint.

4 Conclusions

La première partie de cette étude concerne la modélisation par éléments finis d’un siège d’automobile. Celui-ci a été repris à partir du modèle utilisé en dynamique rapide déjà existant, et dont les liaisons ont été modifiées. Les résultats des analyses modales sur structure seule et siège complet montrent que

cette modification ne dégrade pas le modèle et permet de le considérer comme valide pour un calcul dynamique de transmissibilité.

La seconde partie de cette étude concerne le calcul de la transmissibilité sur un bloc de mousse pré-contraint. Le calcul de précontrainte est effectué en utilisant la courbe de compression-décompression obtenue expérimentalement, et permet de retrouver la valeur d'enfoncement expérimentale souhaitée. Cependant, les calculs dynamiques autour de cet état d'équilibre statique montrent que la transmissibilité obtenue numériquement ne correspond pas à la transmissibilité expérimentale.

Ces résultats montrent les limitations de la modélisation avec la courbe contrainte-déformation ou avec un module d'Young élastique équivalent. Cela suggère que la raideur du matériau en régime dynamique n'est pas reliée de manière simple au comportement du matériau en régime statique. Pour contrer ces limitations, d'autres modélisations peuvent être envisagées pour le comportement dynamique de la mousse. Il est également possible de mener d'autres types d'essais pour obtenir des propriétés mécaniques dynamiques de la mousse qui peuvent être injectées dans le solveur. Enfin, il serait également intéressant de tenir compte des éventuelles autres facteurs ayant une influence sur le comportement dynamique de la mousse, comme la fréquence d'excitation par exemple.

Références

- [1] L. Mullins, Effect of stretching on the properties of rubber, *Rubber Chemistry and Technology*, 21(2) (1948) 281–300.
- [2] M. Martinez-Agirre, S. Illescas, M. J. Elejabarrieta, Characterisation and modelling of prestrained viscoelastic films, *International Journal of Adhesion & Adhesives*, 50 (2014) 183–190.
- [3] A. Siefert, S. Pankoke, H.-P. Wölfel, Virtual optimisation of car passenger seats : Simulation of static and dynamic effects on drivers' seating comfort, *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38 (2008) 410–424.
- [4] X. Zhang, Y. Qiu, M. Griffin, Developing a simplified finite element model of a car seat with occupant for predicting vibration transmissibility in the vertical direction, *Ergonomics*, 58 (2015) 1–12.
- [5] J.-H. Lee, K.-J. Kim Characterization of Complex Modulus of Viscoelastic Materials Subject to Static Compression, *Mechanics of Time-Dependent Materials*, 5 (2001) 255–271.
- [6] R. Barbeau, Characterization and modeling of automotive seat dynamics : toward the robust optimization of vibrational comfort. Thèse, Université de Haute-Alsace, 2018.
- [7] K. Krishan, Occupant-Seat Contact Pressure Characteristics of Polyurethane Foam Seats Using Explicit Finite-Element Analyses. Master's Thesis, Concordia University, 2017.
- [8] LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual, Volumes I-III En ligne, accédé le 16 avril 2019, Livermore, 2014.