

**Étude des mécanismes
de conception visant à limiter
l'importance des impacts
occasionnés par le talonnement
des sièges à suspension**

Paul-Émile Boileau
Subhash Rakheja
Z. Wang

**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

R-368

RAPPORT





Solidement implanté au Québec depuis 1980, l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) est un organisme de recherche scientifique reconnu internationalement pour la qualité de ses travaux.

NOS RECHERCHES *travaillent pour vous !*

MISSION

- Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes.
- Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.
- Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSST est financé par la Commission de la santé et de la sécurité du travail.

POUR EN SAVOIR PLUS...

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour. De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement.
www.irsst.qc.ca

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par l'Institut et la CSST.

Abonnement : 1-877-221-7046

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1551
Télécopieur : (514) 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca

© Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
juin 2004

Étude des mécanismes de conception visant à limiter l'importance des impacts occasionnés par le talonnement des sièges à suspension

Paul-Émile Boileau, Sécurité-ingénierie, IRSST
Subhash Rakheja et Z. Wang, Département de génie mécanique, Université Concordia

ÉTUDES ET
RECHERCHES

RAPPORT

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca



Cette publication est disponible
en version PDF
sur le site Web de l'IRSST.

Cette étude a été financée par l'IRSST. Les conclusions et recommandations sont celles des auteurs.

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSST

**Les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document
ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.**

SOMMAIRE

Dans le but de prévenir l'incidence et de réduire la sévérité des impacts provoqués lorsque les déplacements verticaux des sièges à suspension atteignent les extrémités de leur course, des butées de formes variées, principalement faites de caoutchouc, sont généralement utilisées pour délimiter la course. Comme les butées sont généralement constituées de caoutchouc rigide, les impacts provoqués peuvent être d'amplitude importante et contribuer à accroître de façon substantielle la dose vibratoire subie par les occupants du siège. Parmi les solutions destinées à réduire l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées, figurent la révision de la conception du siège et des butées elles-mêmes, ou encore l'intégration à la suspension d'un mécanisme semi-actif permettant de varier les caractéristiques d'amortissement en fonction des déplacements provoqués sous l'influence des vibrations. Dans cette étude, la pertinence de mettre en application certaines de ces solutions est investiguée, d'abord sur la base de modèles analytiques développés pour représenter le comportement dynamique de trois différents sièges à suspension, puis en déterminant en laboratoire, l'efficacité d'un amortisseur magnéto-rhéologique pour réduire l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées comparativement à un amortisseur conventionnel. Les modèles sont développés pour chacun des trois sièges sur la base des mesures effectuées pour déterminer les caractéristiques de raideur et d'amortissement de leurs composantes incluant le coussin, la suspension, l'amortisseur et les butées. Le modèle correspondant à chaque siège est validé en comparant l'efficacité d'atténuation des vibrations calculée à partir du modèle aux résultats des mesures réalisées en laboratoire en soumettant les sièges à différents types d'excitation vibratoire, certaines engendrant des impacts contre les butées. Une étude paramétrique du modèle est ensuite réalisée pour chacun des trois sièges afin d'identifier les caractéristiques d'amortissement de la suspension et la raideur des butées nécessaires pour procurer une réduction accrue de l'exposition vibratoire dans des conditions favorisant des impacts contre les butées. Ces résultats démontrent que pour réduire au maximum les doses vibratoires dans de telles conditions, la raideur des butées actuelles sous de faibles déflexions doit être réduite de façon substantielle (i.e 4 fois) et l'amortissement de la suspension doit être augmentée; ce qui permet dans certains cas d'éliminer tout impact contre les butées. Par ailleurs, compte tenu des différences importantes des caractéristiques nominales des suspensions et des butées des différents sièges, les réductions anticipées des doses vibratoires résultant des modifications apportées aux paramètres de conception sont hautement variables d'un siège à l'autre, de sorte que dans certains cas, seuls des gains marginaux sont à prévoir. Quant à l'utilisation d'un amortisseur à accroissement progressif en fonction du déplacement, les résultats des essais réalisés avec un amortisseur magnéto-rhéologique incorporé à la suspension d'un siège ont révélé une diminution importante du niveau d'exposition vibratoire et de la dose vibratoire dans des conditions qui autrement auraient favorisé des impacts importants avec les butées pour un siège muni d'un amortisseur conventionnel.

TABLE DES MATIÈRES

SOMMAIRE	i
TABLE DES MATIÈRES	iii
1. INTRODUCTION	1
2. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE	3
3. CARACTÉRISATION DES SIÈGES À L'ÉTUDE.....	5
3.1 Description générale	5
3.2 Méthodes d'évaluation des caractéristiques statiques et dynamiques des composantes des sièges	10
3.2.1 Conditions des essais des coussins	10
3.2.2 Conditions des essais des mécanismes de suspension	11
3.2.3 Conditions des essais des amortisseurs.....	12
3.2.4 Conditions des essais des butées de fin de course	12
3.3 Caractérisation des différentes composantes des sièges	12
3.3.1 Caractéristiques de raideur et d'amortissement des coussins.....	13
3.3.2 Caractéristiques de raideur des suspensions	16
3.3.3 Caractéristiques des amortisseurs	17
3.3.4 Caractéristiques des butées	20
4. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE GÉNÉRIQUE DE SIÈGE ET VALIDATION	21
4.1 Description générale du modèle	21
4.2 Description de l'approche utilisée pour valider les modèles	22
4.3 Validation des modèles	23
5. ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DES MODÈLES DE SIÈGE	30
6. ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE D'UN AMORTISSEUR À ACCROISSEMENT PROGRESSIF	43
6.1 Description du siège	43
6.2 Protocole expérimental	43
6.3 Résultats des essais en régime transitoire	44
6.4 Résultats des essais en régime aléatoire	44
7. CONCLUSION.....	49
8. BIBLIOGRAPHIE.....	51

1. INTRODUCTION

Jusqu'à tout récemment, la problématique entourant la conception des butées de fin de course pour sièges à suspension n'avait pas fait l'objet de préoccupations majeures si l'on considère que les quelques études portant sur le sujet ne sont apparues dans la littérature qu'au cours de la dernière décennie [1,2,3]. En règle générale, les fabricants de sièges admettent que la pratique consistant à installer des blocs de matériau élastique de faible dimension à une ou aux deux extrémités de la course a été principalement motivée par le besoin de limiter les déplacements excessifs pouvant nuire à la conduite des véhicules (course maximale de 100 mm dans plusieurs cas) et pour retarder au maximum l'instant de contact entre le siège et les butées. Or, très peu de considérations ont été accordées à la nécessité de concevoir des butées qui, tout en délimitant le débattement vertical, éviteraient de transmettre aux conducteurs des chocs trop importants en cas d'impacts. La reconnaissance de l'influence que de tels impacts sont susceptibles d'avoir sur l'accentuation de la dose vibratoire pour les conducteurs et sur la détérioration de la performance apparente des sièges a suscité un vif intérêt pour repenser la conception même des butées d'une part [3], et pour définir une méthode d'essai de performance des sièges dans des conditions favorisant des impacts contre les butées [1].

Dans une étude réalisée sur les sièges de tracteurs agricoles en situations réelles de travail [4], il a été démontré qu'un pourcentage élevé de ces sièges pouvaient accentuer les niveaux d'exposition aux vibrations des conducteurs, ce qui a été attribué aux impacts répétés contre les butées de ces sièges lors de déplacements des véhicules sur des terrains irréguliers. Actuellement, des codes d'essais spécifiques (ISO 5007[5], 7096[6] et 10326-1[7]) existent pour évaluer en laboratoire l'aptitude des sièges à réduire les vibrations dans certaines catégories de véhicules, mais ceux-ci sont applicables seulement dans les conditions où le débattement de la suspension se maintient à l'intérieur des limites de la course. Plus récemment, une méthode d'essai vient d'être proposée à l'issue du travail d'un consortium européen sur un projet appelé « TESTOPS » [8] et reprise par un comité de normalisation européen (CEN/TC 231/WG9 [8]) visant à permettre l'évaluation de la capacité des sièges à limiter l'exposition aux vibrations globales du corps dans des conditions favorisant des impacts contre les butées.

Au fil des années, plusieurs modèles numériques pour représenter les sièges à suspension ont été développés dans le but d'évaluer leur comportement sous différents types d'excitation vibratoire et pour définir les critères de conception des sièges devant amener une réduction optimale des niveaux d'exposition vibratoire pour les conducteurs [9,10,11]. Plusieurs types de modèles ont été proposés au fil des années, plusieurs représentant les diverses composantes des sièges (i.e. coussin, suspension, amortisseur, butées) par des éléments linéaires, ce qui pourrait être justifié lorsque l'excitation vibratoire n'est pas excessive, mais difficile à maintenir sous de fortes excitations suscitant des impacts contre les butées. D'ailleurs des études récentes suggèrent un comportement non linéaire des coussins, suspensions et butées des sièges sous de fortes excitations vibratoires ainsi que des propriétés non linéaires et asymétriques des amortisseurs en compression et en extension [12,13].

Dans le but de prévenir et/ou d'atténuer les impacts contre les butées des sièges à suspension soumis à de fortes sollicitations, il apparaît raisonnable de repenser la conception même des butées, et peut-être même des autres composantes incluant le coussin, la suspension et les amortisseurs. Des études ont suggéré que les butées devraient idéalement être de faible raideur

2 IRSST - Mécanismes de conception pour limiter le talonnement des sièges à suspension

sous de petites déformations causées lors de l'impact initial puis présenter une raideur augmentant rapidement en fonction de la déflexion pour des déformations plus importantes[11,14]. L'intégration d'amortissement variable au sein de la suspension constitue une autre avenue intéressante, ce qui permettrait un accroissement progressif de l'amortissement en fonction du déplacement, tout en devenant particulièrement important à proximité des limites de la course [15]. La première approche est axée sur une réduction de l'intensité des chocs transmis au conducteur, tandis que la deuxième offre en plus la possibilité d'éliminer tout risque d'impact.

Cette étude vise à rechercher les moyens techniques à considérer pour limiter l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées installées aux extrémités de la course de trois différents types de sièges à suspension couramment utilisés dans des véhicules routiers et tout-terrain. Plus spécifiquement, l'étude repose sur le développement d'un modèle générique représentant chacun des trois sièges et pour lesquels les caractéristiques statiques et dynamiques de chacune des composantes sont mesurées sous différentes conditions d'excitation vibratoire et de charges. Les modèles représentant chacun des trois sièges sont ensuite validés expérimentalement sous différentes conditions d'excitations vibratoires, incluant des impacts contre les butées. Une étude paramétrique est ensuite effectuée dans le but d'identifier les caractéristiques optimales de raideur des butées et d'amortissement de la suspension des trois types de siège qui permettraient de réduire la dose vibratoire subie par les personnes prenant place sur les sièges lors des conditions favorisant la production d'impacts contre les butées. Comme deuxième avenue de solution visant à réduire la sévérité des impacts contre les butées, l'étude présente les résultats d'évaluation d'une suspension de siège semi-active comportant un amortisseur magnéto-rhéologique dont le degré d'amortissement varie selon l'ampleur des déplacements relatifs de la suspension.

2. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

Cette étude vise à identifier les moyens techniques devant permettre de limiter l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées installées aux extrémités de la course des sièges à suspension. L'étude porte sur la caractérisation des composantes de trois différents sièges à suspension présentement disponibles sur le marché et sur le développement de modèles analytiques représentant leur comportement dynamique respectif. Parmi les sièges sélectionnés, on retrouve un modèle de siège à suspension mécanique destiné à être utilisé dans des véhicules industriels tels que les chariots élévateurs (siège A) et deux modèles à suspension pneumatique (sièges B et C) destinés aux véhicules routiers tels que les autobus, camion-remorques, etc. Sur la base des modèles, les caractéristiques optimales de conception des butées et des autres composantes des sièges sont définies dans le but de limiter l'incidence et la sévérité des impacts occasionnés par le talonnement des sièges lorsque les conditions favorisent des déplacements excessifs de la suspension.

De façon plus spécifique, les objectifs de l'étude consistent à :

- Déterminer en laboratoire les caractéristiques statiques et dynamiques des composantes de trois différents types de sièges à suspension couramment rencontrés sur le marché et munis de butées de fin de course aux extrémités inférieures et supérieures;
- Développer des modèles analytiques représentant le comportement mesuré pour les butées, le coussin, la suspension et l'amortisseur de chacun des trois sièges;
- Développer un modèle générique de siège combinant les modèles de chacune des composantes, incluant les butées, le coussin, la suspension et l'amortisseur;
- Valider le modèle de chacun des trois sièges en comparant la réponse issue de ces modèles à celle mesurée sous différents types d'excitations vibratoires impliquant des impacts contre les butées;
- Réaliser une étude paramétrique des modèles dans le but d'identifier les caractéristiques de conception ayant le plus d'influence sur l'importance de la dose vibratoire anticipée dans des conditions favorisant des impacts contre les butées;
- Définir les caractéristiques optimales des butées et des autres composantes des sièges qui permettraient de minimiser la dose vibratoire dans les conditions favorisant des impacts contre les butées pour les sièges étudiés;
- Évaluer la performance d'un amortisseur à accroissement progressif en fonction du déplacement dans ses capacités à limiter la sévérité des impacts provoqués contre les butées lorsqu'intégré à la suspension d'un siège.

3. CARACTÉRISATION DES SIÈGES À L'ÉTUDE

3.1 Description générale

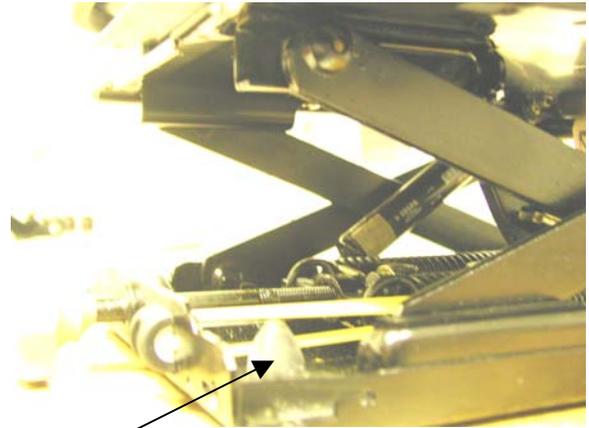
Les caractéristiques globales des trois sièges à suspension ainsi que des butées apparaissent dans le tableau 1. Une représentation de ces sièges incluant leurs butées apparaît aussi dans les figures 1a à 1c. Le siège A se distingue des deux autres puisqu'il comporte une suspension mécanique dont la raideur peut être ajustée selon le poids des conducteurs à l'aide d'un cadran indicateur. La course maximale de la suspension de ce siège est de 143 mm et l'ajustement en hauteur peut être effectuée en 3 pas sur une plage de 60 mm (positions 120, 143 et 184 mm), par l'entremise d'une came qui bloque le siège à la position désirée. Il s'agit d'un siège dont le coussin et le dossier sont monocoques et relativement rigides. Ce siège est destiné à une utilisation dans les véhicules industriels (e.g. chariots élévateurs) et tout-terrains. La suspension comporte une cinématique à croisillon, un ressort hélicoïdal installé à l'horizontale et un amortisseur incliné à gaz comprimé. Des butées en caoutchouc de forme conique limitent la course verticale en compression (extrémité inférieure) et en extension (extrémité supérieure).

Les sièges B et C sont à suspension pneumatique et sont destinés à être utilisés dans les véhicules routiers. Le siège B (figure 1b) possède une course importante de 140 mm et son ajustement en hauteur est directement lié à la quantité et à la pression d'air comprimé comprise à l'intérieur du ballon ou ressort pneumatique. Ainsi, les caractéristiques de raideur de la suspension de ce siège sont directement dépendantes de la charge reposant sur le siège et du réglage de l'ajustement en hauteur. La suspension du siège B comporte une cinématique à croisillon, ainsi qu'un amortisseur hydraulique et un ballon pneumatique inclinés. Deux butées en caoutchouc à nez plat limitent la course à l'extrémité inférieure du siège tandis que des butées en caoutchouc dont l'extrémité est en forme de pointe sont insérées dans la glissière à la partie supérieure de la suspension pour limiter la course. Selon la position des butées supérieures dans cette glissière, des modifications à la course totale du siège peuvent être apportées.

Le siège C (figure 1c) comporte une suspension pneumatique dont l'ajustement en hauteur est complètement indépendant des composantes de la suspension. Ainsi, le siège dont la course est de 89 mm s'ajuste automatiquement à mi-course lorsqu'une charge est appliquée sur le siège. La suspension du siège C comporte une cinématique à croisillons, un amortisseur hydraulique et un ressort pneumatique inclinés. À l'extrémité inférieure, la course est limitée par une fixture métallique installée sur le croisillon et un arrêt métallique intégré dans la glissière. Des butées coniques en caoutchouc sont également positionnées à la base du siège. À l'extrémité supérieure, une roulette circulaire en plastique rigide est fixée au croisillon pour limiter la course, le tout comportant aussi un arrêt métallique dans la glissière supérieure.

TABLEAU 1 : Caractéristiques des sièges et des butées

SIÈGE	TYPE DE SUSPENSION	COURSE (mm)	RÉGLAGE POIDS	SUSPENSION	BUTÉES	
					Inférieures	Supérieures
A Grammer DS 85H (modifié)	Mécanique	143	50-130 kg (cadran)	Cinématique croisillon; Ressort hélicoïdal horizontal Amortisseur à gaz incliné	2 butées coniques en caoutchouc	1 butée conique en caoutchouc
B Knoedler 9800	Pneumatique	140	Aucun: lié au réglage en hauteur	Cinématique croisillon Ressort pneumatique incliné Amortisseur hydraulique incliné	2 butées nez plat en caoutchouc	2 butées à extrémité en forme de pointe insérées dans les glissières
C Recaro AM-31 (nouvelle génération)	Pneumatique	89	Automatique à mi-course	Cinématique croisillon Ressort pneumatique incliné Amortisseur hydraulique incliné	Fixture métallique sur croisillon et butée caoutchouc	Roulette circulaire en plastique fixée au croisillon



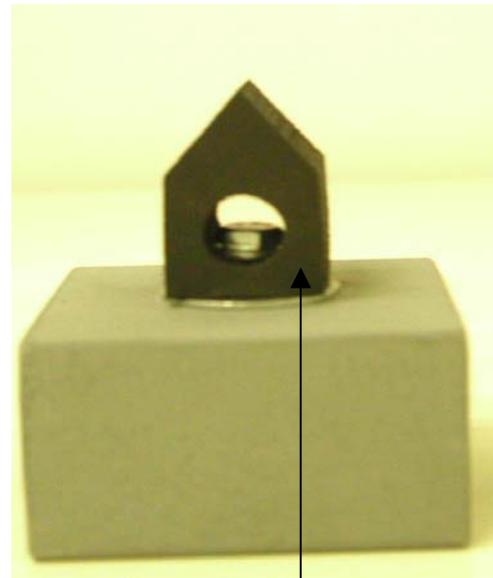
Butée inférieure



Réglage du poids

Figure 1a : Représentation du siège A.

8 IRSST - Mécanismes de conception pour limiter le talonnement des sièges à suspension



Butée supérieure



Butée inférieure



Figure 1b : Représentation du siège B.



Figure 1c : Représentation du siège C.

3.2 Méthodes d'évaluation des caractéristiques statiques et dynamiques des composantes des sièges

Les caractéristiques statiques et dynamiques des coussins, des suspensions, des amortisseurs et des butées sont évaluées expérimentalement en utilisant un banc d'essai tel que représenté dans la figure 2. Celui-ci permet de déterminer les caractéristiques de déplacement et de vitesse des différentes composantes sous différentes charges appliquées de même que pour différentes amplitudes et fréquences vibratoires lors des évaluations dynamiques. Pour la réalisation des essais, la composante à évaluer (coussin, suspension, amortisseur, butée) est insérée entre la plate-forme d'un vérin hydraulique et un capteur de force fixé à une structure rigide. Les caractéristiques des diverses composantes sont évaluées en termes de force, déplacement et vitesse en utilisant les capteurs de force, ainsi que des capteurs de déplacement (LVDT) et de vitesse (LVT) insérés entre la structure rigide et la plate-forme du vérin. Le traitement des données consiste à tracer les courbes de réponse des composantes exprimant les relations force-déflexion, force-vélocité, force-temps et déflexion-temps.

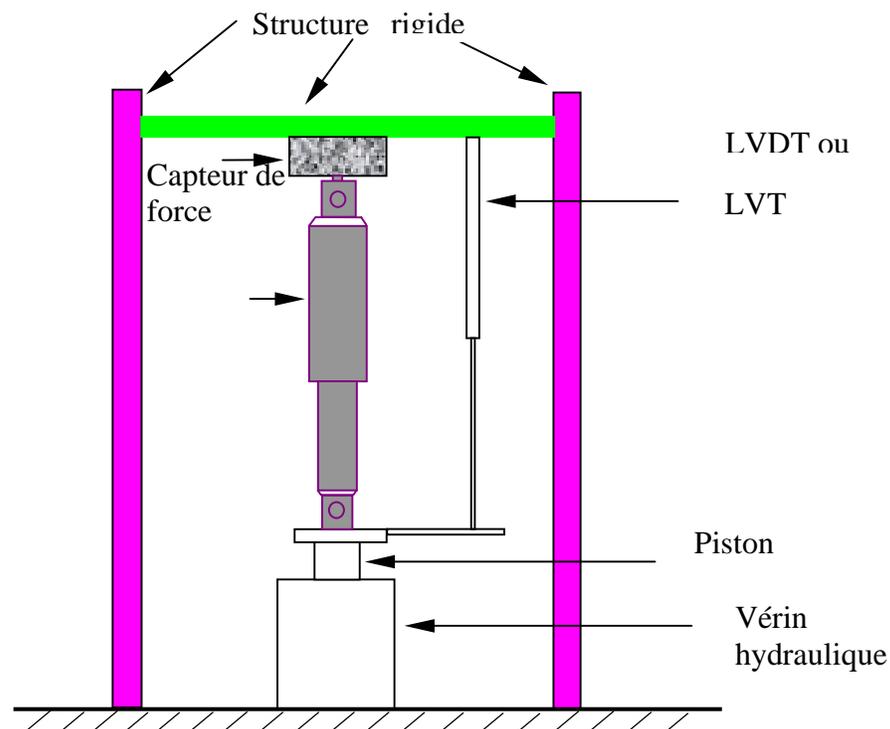


Figure 2 : Banc d'essai pour évaluer les différentes composantes.

3.2.1 Conditions des essais des coussins

Les mesures statiques sont réalisées en fixant la fréquence d'excitation du vérin à 0.1 Hz, tandis que les mesures dynamiques sont effectuées à des fréquences discrètes variant entre 0.5 et 10 Hz pour représenter la plage des fréquences dominantes des vibrations dans les véhicules. Les charges à appliquer lors des essais sont sélectionnées selon les composantes à évaluer : pour les coussins il s'agit de représenter des charges typiques associées à différents percentiles de poids de populations des conducteurs pour lesquels les masses moyennes sont établies à 55, 75 et

90 kg. En retenant que la proportion de poids reposant sur le siège est d'environ 73%, les masses choisies pour évaluer les coussins sont fixées à 40, 55 et 66 kg, respectivement. De plus pour les essais effectués en dynamique, les amplitudes vibratoires des déplacements aux différentes fréquences sont fixées à 3.175, 6.35 et 12.7 mm.

Pour la réalisation des essais, les coussins sont installés sur une plaque d'aluminium dont les dimensions sont de 500 mm x 500 mm, laquelle est montée sur le vérin. Un applicateur de charge de forme cylindrique comportant un disque rigide dont le diamètre est de 200 mm est installé entre le coussin et la structure rigide sur laquelle est fixé un capteur de force suivant les recommandations de la norme SAE J1051[16]. Ce système permet donc d'appliquer et de mesurer les forces sur les coussins jusqu'à concurrence d'une force maximale fixée à 900 N pour minimiser les risques de rupture des coussins. Les déplacements correspondant aux différentes charges et amplitudes vibratoires sont alors mesurés. En statique, les relations entre la force et la déflexion en compression et en extension permettent la détermination des coefficients de rigidité pour les différentes charges appliquées. En dynamique, les relations force-déflexion permettent d'établir les propriétés élastiques et l'énergie dissipée à différentes fréquences pour les différentes charges appliquées.

3.2.2 Conditions des essais des mécanismes de suspension

Les différentes suspensions des sièges sont insérées entre le capteur de force et la plate-forme de support sur le vérin après avoir retiré le coussin et l'amortisseur. Pour chacune des suspensions, les relations force-déflexion sont déterminées en compression et en extension lorsque l'ajustement est à mi-course et pour différentes valeurs de charge appliquée, ces dernières étant sélectionnées selon les modèles de siège. Pour le siège A, le réglage en hauteur a été fixé à 143 mm, et les valeurs de charge appliquées ont été établies à 531, 595, 679 et 751 N correspondant aux ajustements de raideur de la suspension requis pour assurer un positionnement à mi-course de la suspension. Pour l'évaluation de la raideur des suspensions, les forces sont appliquées en compression et en extension jusqu'à ce que de part et d'autre les déplacements atteignent les limites de la course délimitée par les butées. Les différences observées des caractéristiques force-déflexion en compression et en extension décrivent les forces de frottement et l'hystérésis pouvant être présents entre les différentes composantes.

Pour le siège B à suspension pneumatique, des variations dans la pression d'alimentation introduisent des variations dans les caractéristiques de raideur de la suspension. Pour différentes pressions d'alimentation fixées à 61.2, 66.1, 71.6, 76 et 81.4 psi, les charges à appliquer pour assurer un positionnement à mi-course sont de 789, 858, 955, 1025 et 1112 N, respectivement. Ces valeurs ont donc été retenues pour caractériser les relations force-déflexion pour ce siège et constituent les valeurs moyennes déterminées en compression et en extension. Pour le siège C dont l'ajustement à mi-course est automatique, des variations de la pression d'alimentation ont permis de fixer les valeurs de charge à 392, 540, 648 et 838 N, respectivement.

3.2.3 Conditions des essais des amortisseurs

Les amortisseurs de chacun des sièges sont insérés dans le banc d'essai représenté dans la figure 2 où la partie inférieure de l'amortisseur est fixée au piston du vérin tandis que la partie supérieure est reliée à la structure rigide et au capteur de force. Pour l'évaluation des caractéristiques statiques, les amortisseurs sont soumis à une excitation à la fréquence de 0.1 Hz et une amplitude de 12.7 mm, sauf pour l'amortisseur du siège B pour lequel l'amplitude est fixée à 1.27 mm. Pour l'évaluation des caractéristiques dynamiques, la fréquence de l'excitation est fixée à 2 Hz avec amplitude réglée à 25.4 mm pour les amortisseurs A et C, et à 15.2 mm pour l'amortisseur B. Les essais des amortisseurs sont réalisés à la température de la pièce et un contrôle à l'aide d'un thermocouple fixé à leur surface est exercé pour assurer que les mesures soient prises à une température se situant dans la plage optimale établie à $60 \pm 10^\circ\text{C}$. Les essais statiques (force-déflexion) sont réalisés pour déterminer les caractéristiques de frottement et d'élasticité des amortisseurs à très basses vitesses où les effets de viscosité sont négligeables. Les essais dynamiques permettent d'établir les relations force-vélocité dans des conditions de course maximale des amortisseurs. Pour ce faire un capteur de vitesse (LVT) est installé en parallèle entre les extrémités des amortisseurs, permettant ainsi de mesurer la vitesse relative.

3.2.4 Conditions des essais des butées de fin de course

Les caractéristiques de raideur et d'hystérésis des butées de fin de course sont déterminées en introduisant chacune de celles-ci dans l'appareillage représenté dans la figure 2 entre le capteur de force et la plate-forme à l'extrémité du vérin. Une fréquence d'excitation de 0.1 Hz est sélectionnée et l'amplitude est ajustée selon l'épaisseur et la rigidité des différents types de butée (12.7 et 19 mm). Dans certains cas, les butées sont aussi évaluées à la fréquence de 1.25 Hz pour déterminer l'influence de la fréquence sur la force mesurée. Pour les besoins des essais, un capteur de déplacement (LVDT) est inséré de part et d'autre des butées.

3.3 Caractérisation des différentes composantes des sièges

Les résultats des essais réalisés en laboratoire pour chacune des composantes des trois sièges se retrouvent de façon détaillée dans une publication des auteurs [17], laquelle peut être consultée. Celle-ci propose des modèles pour représenter les caractéristiques de raideur et d'amortissement des sièges, en fonction des différentes variables incluant la fréquence, l'amplitude des vibrations, la charge appliquée, la vitesse relative. Ces modèles sont de plus validés en comparant les résultats de leurs prévisions aux résultats des essais obtenus en laboratoire. Comme les modèles synthétisent généralement bien les comportements mesurés pour chacune des composantes, les sections qui suivent se limitent à présenter leurs caractéristiques telles que décrites par ces différents modèles.

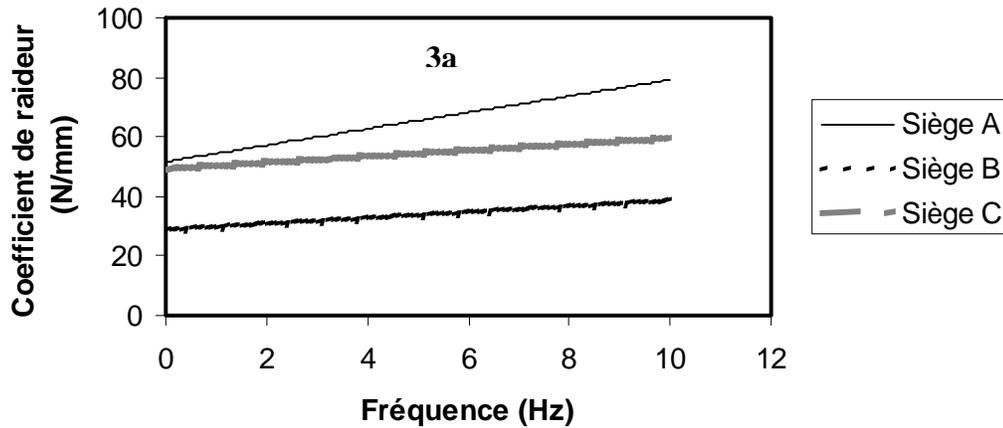
3.3.1 Caractéristiques de raideur et d'amortissement des coussins

Les caractéristiques de raideur et d'amortissement des coussins sont établies à partir des mesures reliant la force à la déflexion pour différentes valeurs de fréquences et déplacements vibratoires ainsi que de charges appliquées. Ces courbes présentent généralement une forme d'hystérésis où les caractéristiques de raideur en compression apparaissent généralement comme étant moins importantes qu'en extension à cause des forces de frottement qui empêchent les matériaux de revenir à leur position initiale lors du relâchement des forces appliquées. En général, les coussins démontrent des caractéristiques de raideur augmentant avec un accroissement de la charge appliquée. La courbe moyenne obtenue au cours d'un cycle complet comportant une compression suivie d'une extension est utilisée pour déterminer les caractéristiques de raideur pour différentes valeurs de charge appliquée en statique, tandis qu'en dynamique, le coefficient de raideur, k_c , est évalué à proximité de la position mi-course des coussins sur la courbe moyenne pour chaque cycle de compression-extension évalué à chaque fréquence et pour chaque valeur de déplacement vibratoire. Le coefficient d'amortissement, C_{eq} , est quant à lui déterminé en mesurant l'énergie totale dissipée au cours d'un cycle complet de compression-extension et en associant cette énergie à celle qui aurait été dissipée dans un amortisseur de type visqueux.

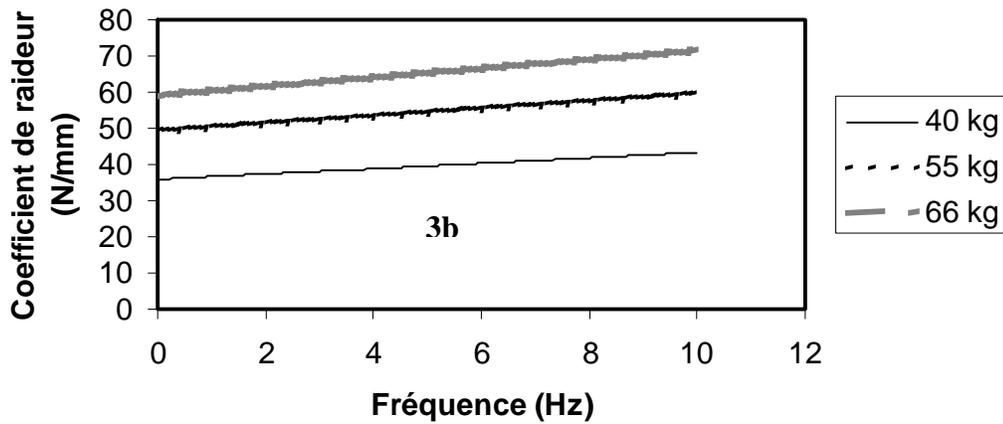
Les caractéristiques de raideur dynamique des coussins des trois sièges à l'étude apparaissent dans la figure 3a pour le cas impliquant une charge appliquée de 55 kg (équivalent à une personne dont la masse est de 75 kg) et un déplacement vibratoire de 6.35 mm. Ces résultats démontrent que le coussin du siège A est le plus rigide et que son coefficient de raideur augmente progressivement avec la fréquence des vibrations. Par ailleurs, le coussin du siège C est le moins rigide des trois sièges et son coefficient de raideur varie peu avec la fréquence des vibrations, tout comme c'est le cas pour le siège B. L'augmentation de la charge a pour effet d'accroître le coefficient de raideur des coussins comme le démontrent les résultats présentés dans la figure 3b pour le siège C lorsque soumis à un déplacement vibratoire de 6.35 mm. Ce comportement est aussi rapporté comme étant similaire pour les deux autres sièges, le modèle suggérant d'ailleurs que le coefficient de raideur des coussins est directement proportionnel à la charge appliquée. Enfin, l'amplitude du déplacement vibratoire a aussi une influence sur le coefficient de raideur des coussins comme démontré dans la figure 3c qui suggère une diminution de la raideur des coussins sous des déplacements vibratoires plus importants. Il en résulte donc que le coefficient de raideur des coussins est directement proportionnel à la charge appliquée, tout en ayant tendance à diminuer en augmentant l'amplitude de l'excitation vibratoire et à accroître en fonction de la fréquence des vibrations. Même si des différences importantes apparaissent entre les caractéristiques de raideur des coussins des trois sièges, le même comportement général est observé quant à l'influence de la charge, de la fréquence et de l'amplitude des déplacements vibratoires sur leur coefficient de raideur.

Les caractéristiques d'amortissement des coussins des trois sièges telles que déterminées à partir des courbes de force-déflexion produites au cours des cycles de compression-extension à chaque fréquence et amplitude vibratoire apparaissent dans la figure 4a. Ces résultats démontrent

Coussin des différents sièges: $m=55\text{ kg}$, $y=6.35\text{ mm}$



Siège C, 6.35 mm, effet de la masse



Siège C, 55 kg, effet de l'amplitude

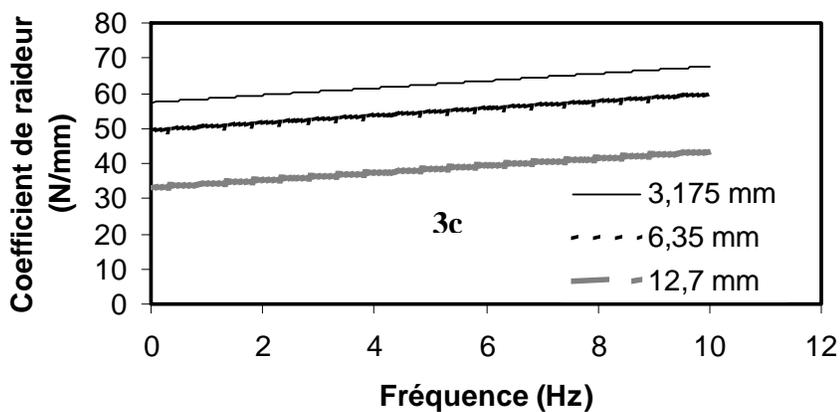
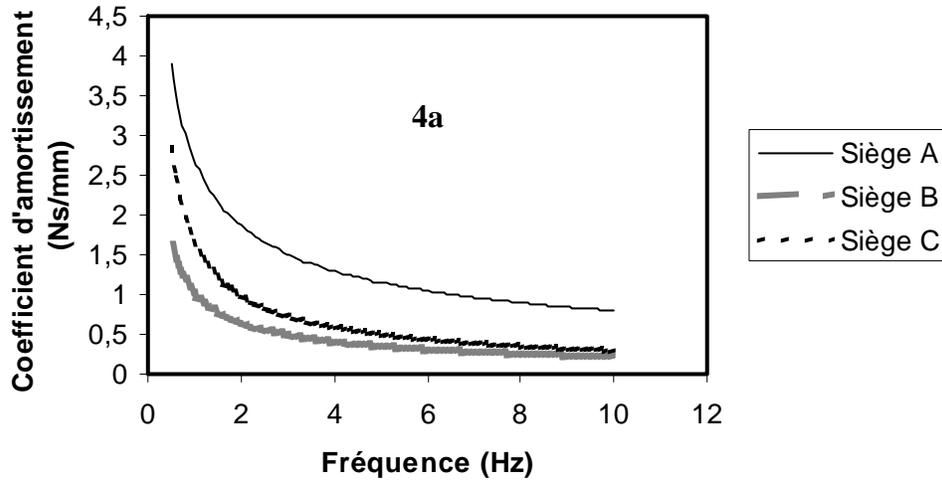


Figure 3 : Caractéristiques de raideur des coussins et influence de la charge et de l'amplitude de l'excitation vibratoire.

Comparaison: coussins de sièges, m=55 kg



Influence de la masse, siège C

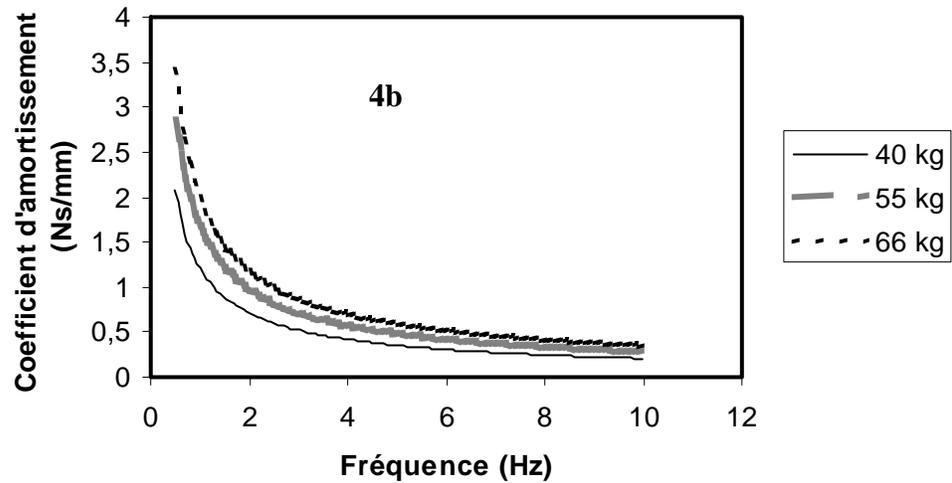


Figure 4 : Caractéristiques d'amortissement des coussins et influence de la charge appliquée.

16 IRSST - Mécanismes de conception pour limiter le talonnement des sièges à suspension

que le coefficient d'amortissement des coussins diminue de façon importante lorsque la fréquence augmente et que l'amortissement fourni par le coussin du siège A est le plus important, suivi de celui du siège C et enfin du siège B. Pour l'ensemble des sièges, l'amortissement fourni par les coussins est le plus important à des fréquences inférieures à 4 Hz où l'énergie vibratoire est généralement dominante pour une majorité de véhicules. Par ailleurs, l'influence de la charge sur le degré d'amortissement des coussins apparaît comme étant faible, bien que le coefficient d'amortissement ait tendance à augmenter en fonction de la charge appliquée comme représenté dans la figure 4b. Enfin, l'amplitude du déplacement vibratoire a un effet négligeable sur le coefficient d'amortissement des coussins, de sorte qu'il n'est pas pris en compte dans l'élaboration du modèle portant sur l'amortissement des coussins.

En résumé, les modèles [17] décrivant le comportement des coussins tel que présenté dans cette section suggèrent que :

1) Le coefficient de raideur des coussins

- Augmente en fonction de la charge appliquée;
- Diminue en fonction de l'amplitude de l'excitation vibratoire;
- A tendance à augmenter en fonction de la fréquence (variations selon les coussins).

2) Le coefficient d'amortissement des coussins

- Augmente en fonction de la charge appliquée mais l'influence est faible;
- Diminue en fonction de la fréquence des vibrations;
- Ne varie pas en fonction de l'amplitude de l'excitation vibratoire.
-

Évidemment l'importance des variations de la charge, la fréquence et l'amplitude vibratoire sur les caractéristiques de raideur et d'amortissement des coussins varient selon le type de siège. Le coussin du siège A est le plus rigide et procure le degré d'amortissement le plus élevé. Le coussin du siège C est le moins rigide et procure un degré d'amortissement intermédiaire entre celui des sièges A et B.

3.3.2 Caractéristiques de raideur des suspensions

Les caractéristiques de raideur et les forces de frottement liées aux déplacements des suspensions sont évaluées à partir des courbes de force-déflexion évaluées au cours d'un cycle complet de compression-extension dans les conditions définies dans la section 3.2.2. Le coefficient de

raideur associé aux différentes suspensions est établi à partir de la moyenne des courbes de force-déflexion obtenues au cours d'un cycle de compression et d'extension. Par ailleurs, les forces de frottement sont calculées à partir de la différence moyenne des courbes de force-déflexion en compression et en extension telles que mesurées au cours d'un cycle complet.

La figure 5a présente les caractéristiques de raideur (i.e force vs déflexion) des suspensions des différents sièges tels que mesurés sur toute la plage des déplacements décrivant leur course totale respective lorsque la charge appliquée est maintenue constante. La raideur de la suspension du siège B est relativement constante sur toute la plage des déplacements libres de la suspension et est la plus faible des trois sièges. Par ailleurs, les sièges A et C démontrent des caractéristiques de raideur augmentant progressivement en fonction des déplacements, ce comportement étant davantage accentué avec le siège C qui présente les caractéristiques de raideur les plus importantes. L'augmentation de la force de rappel avec la déflexion n'est pas linéaire pour ces sièges, mais présente plutôt une progression suivant une relation polynomiale de troisième ordre. De plus, les résultats présentés dans la figure 5b démontrent qu'une augmentation de la charge appliquée provoque un accroissement de la raideur des suspensions, les modèles suggérant d'ailleurs que la force de rappel augmente de façon proportionnelle à la charge appliquée pour chacun des trois sièges.

Les variations des forces de frottement des suspensions en fonction de la déflexion pour chacun des sièges apparaissent dans la figure 5c. Ces résultats démontrent des caractéristiques très différentes pour les trois sièges, la suspension du siège A engendrant les forces de frottement les plus faibles, et le siège B les plus élevées. Par ailleurs, le siège C présente un comportement totalement opposé à celui des deux autres en procurant des forces de frottement augmentant progressivement en fonction de la déflexion jusqu'à ce qu'un maximum soit atteint à proximité de la mi-course, après quoi il y a une décroissance. Pour les deux autres sièges, un minimum dans la force de frottement est atteint pour une déflexion correspondant à la mi-course. Bien que non illustrés, les résultats ont pu démontrer que les forces de frottement des suspensions augmentent en fonction de la charge appliquée et en fonction des déplacements, selon un modèle basé sur une relation polynomiale de troisième ordre, et dont les détails apparaissent dans une publication des auteurs [17].

3.3.3 *Caractéristiques des amortisseurs*

Les forces d'amortissement combinent généralement les forces de frottement originant du joint d'étanchéité des amortisseurs, des forces élastiques produites par les gaz qu'ils renferment et des

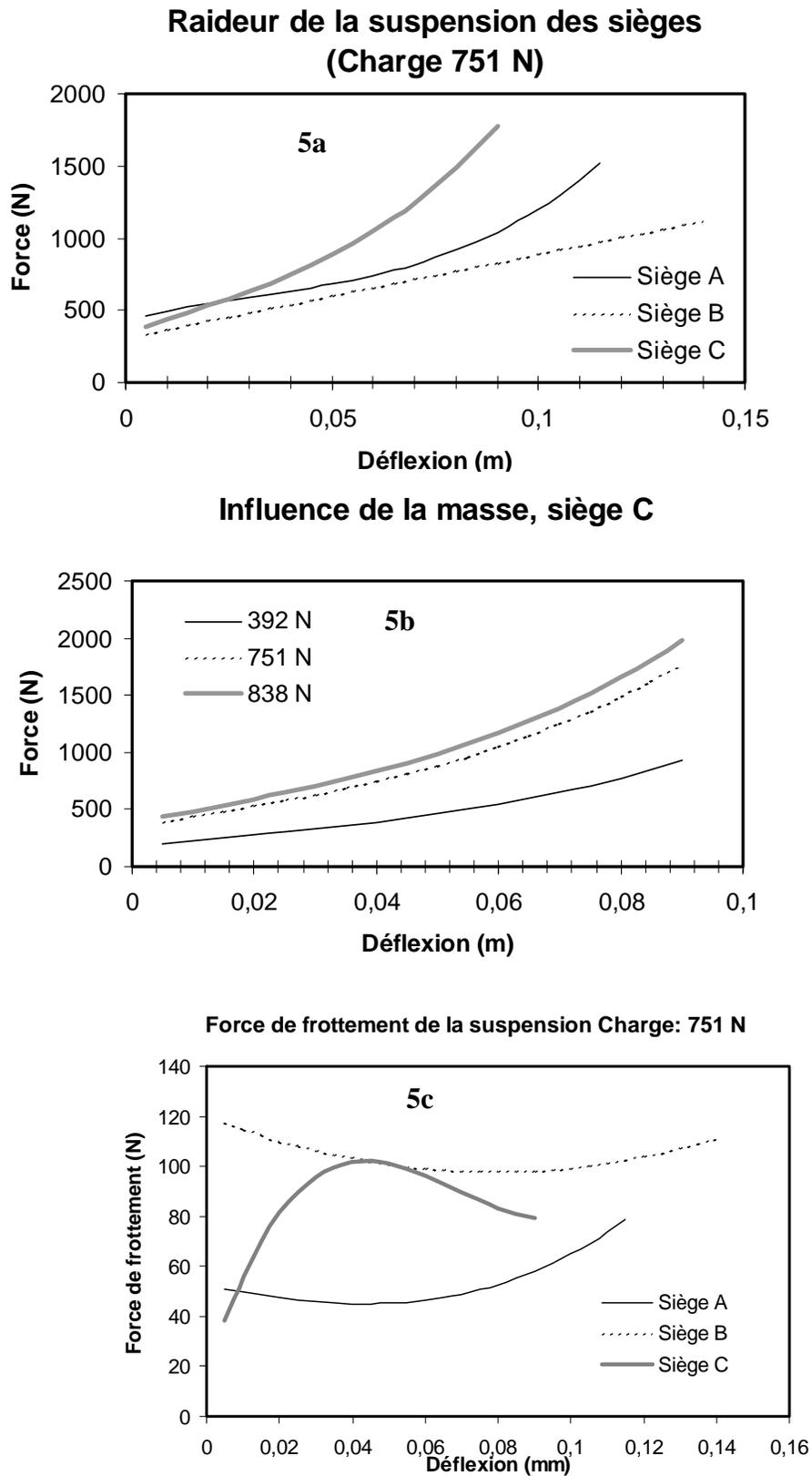


Figure 5 : Caractéristiques de raideur et forces de frottement des suspensions des sièges et influence de la charge appliquée.

forces hydrauliques liées à la viscosité des fluides. Les caractéristiques d'amortissement sont généralement déterminées à partir des relations force-déflexion et force-vélocité mesurées au cours d'un cycle complet de compression-extension des amortisseurs. Les relations force-déflexion permettent l'évaluation des forces de frottement et des forces élastiques des gaz en utilisant une vitesse d'excitation très petite (i.e. 0.25 cm à 0.1 Hz) afin de minimiser les forces d'amortissement visqueux. Les forces élastiques des gaz peuvent ainsi être estimées à partir de la courbe moyenne de force-déflexion au cours d'un cycle complet de compression-extension tandis que les forces de frottement sont établies en considérant la différence des forces en extension et en compression. Bien que les forces de frottement soient présentes dans les différents types d'amortisseurs, seuls les amortisseurs à gaz, comme celui du siège A, présentent des forces élastiques des gaz qui peuvent être élevées.

Les caractéristiques dynamiques des amortisseurs sont établies à partir des relations force-vélocité établies au cours d'un cycle complet de compression-extension. Ces relations procurent l'information la plus pertinente relative aux caractéristiques d'amortissement visqueux, lesquelles sont exprimées par les coefficients d'amortissement. De façon générale, ces caractéristiques sont mesurées en utilisant une fréquence d'excitation correspondant le plus près possible de la fréquence de résonance des sièges (à proximité de 2 Hz pour le cas présent) et une amplitude qui procure un déplacement correspondant à la course maximale des amortisseurs. Les caractéristiques moyennes de force-vélocité des amortisseurs sont généralement représentées par des coefficients d'amortissement qui diffèrent selon que l'amortisseur agisse en compression ou en extension, et selon la plage des vitesses dans laquelle ils opèrent (i.e. coefficient d'amortissement plus important à basses vitesses, moins important à vitesses plus grandes).

Les caractéristiques d'amortissement des amortisseurs utilisés dans les différents sièges sont présentées graphiquement dans la figure 6 en termes de relations force-vélocité, où les vitesses relatives positives représentent les mouvements en compression, tandis que les vitesses négatives correspondent aux mouvements d'extension. Le comportement de ces amortisseurs tel que représenté dans la figure 6 est aussi exprimé par les modèles dont les équations apparaissent dans la référence [17]. Les résultats présentés dans la figure 6 démontrent que l'amortisseur du siège A procure un coefficient d'amortissement identique en compression et en extension, tout en étant uniforme sur toute la plage des vitesses relatives dans laquelle il opère. Il s'agit du seul amortisseur parmi ceux des trois sièges à comporter un gaz comprimé, et les forces d'amortissement qu'il procure sont les plus faibles, ce qui est aussi le cas pour les forces de frottement. L'amortisseur hydraulique du siège B présente quant à lui des caractéristiques asymétriques en compression et en extension, les forces d'amortissement étant plus importantes en compression qu'en extension. De plus, l'amortissement que procure cet amortisseur en compression s'effectue en deux niveaux : pour les vitesses relatives inférieures à 115 mm/s, le coefficient d'amortissement est plus élevé qu'à des vitesses supérieures. En extension, le coefficient d'amortissement est le même sur toute la plage des vitesses relatives bien qu'inférieur à celui mesuré en compression. L'amortissement que procure l'amortisseur du siège B est généralement à un niveau intermédiaire entre celui du siège A et du siège C.

L'amortisseur hydraulique du siège C présente des caractéristiques asymétriques en compression et en extension et l'amortissement s'effectue en deux niveaux autant en compression qu'en extension. Les coefficients d'amortissement sont les plus élevés à vitesses relatives élevées pour les déplacements en compression et en extension. À basses vitesses, l'amortissement est relativement faible et se situe à un degré similaire à celui du siège B. Par ailleurs, l'amortisseur du siège C est de loin celui qui procure le degré d'amortissement le plus élevé pour les vitesses relatives élevées. La transition du degré d'amortissement s'effectue à une vitesse relative passablement moins élevée en compression qu'en extension. Par ailleurs, les forces de frottement se sont avérés similaires pour les amortisseurs B et C.

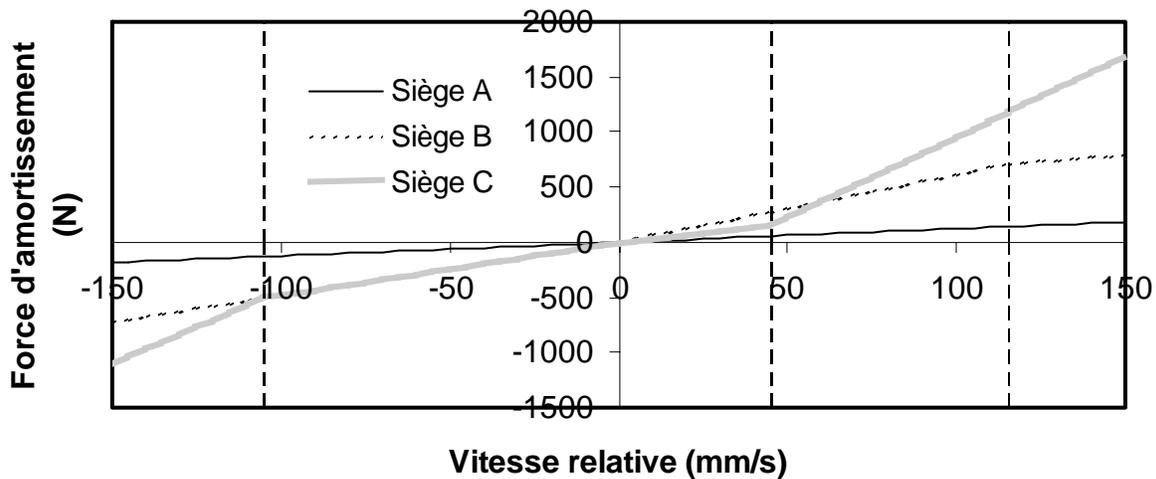


Figure 6 : Caractéristiques d'amortissement des différents sièges.

3.3.4 Caractéristiques des butées

Les caractéristiques de raideur des butées sont évaluées à partir des courbes de force-déflexion mesurées en utilisant une excitation sinusoïdale de 0.1 Hz et en ajustant l'amplitude selon l'épaisseur des butées. De façon générale, les butées démontrent très peu d'hystérésis au cours d'un cycle complet de compression-extension. De plus, les caractéristiques de raideur se présentent souvent en deux niveaux : raideur faible pour de petites déflexions, et transition à une raideur beaucoup plus importante au-delà d'un certain déplacement. Les courbes présentées dans la figure 7 illustrent les caractéristiques de raideur des butées des différents sièges pour les butées inférieures (déflexion positive) et supérieures (déflexion négative). Pour de petites déformations, les butées coniques en caoutchouc du siège A procurent des caractéristiques de raideur similaires aux extrémités inférieures et supérieures de la course. Cependant, au-delà d'une certaine déflexion, la raideur des butées à l'extrémité inférieure devient soudainement extrêmement importante comme illustré dans la figure 7. Les butées du siège C quant à elles présentent des caractéristiques relativement similaires aux extrémités inférieures et supérieures. Par ailleurs, les caractéristiques des butées du siège B se présentent en deux niveaux autant aux

extrémités inférieures que supérieures. Pour de faibles déformations, le coefficient de raideur des butées de ce siège est le plus faible des trois sièges mais devient beaucoup plus important au-delà d'une certaine déflexion. Les déformations maximales pouvant être atteintes pour chacune des butées correspondent aux valeurs maximales de déflexion pour lesquelles des forces de raideur sont définies dans la figure 7. Ainsi, les butées des sièges B et C sont celles qui permettraient les plus grandes déformations.

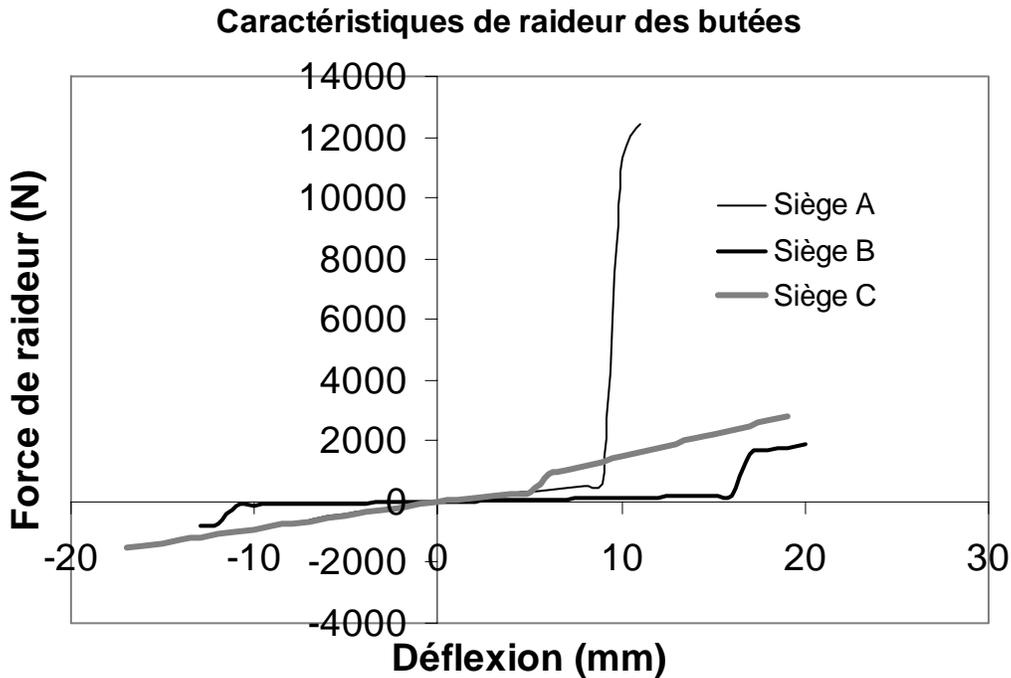


Figure 7 : Caractéristiques de raideur des butées utilisées dans les différents sièges.

4. DÉVELOPPEMENT D'UN MODÈLE GÉNÉRIQUE DE SIÈGE ET VALIDATION

4.1 Description générale du modèle

Un modèle générique tel que représenté dans la figure 8 est proposé pour représenter les différents sièges pour lesquels les caractéristiques de raideur et d'amortissement des coussins, de la suspension et des butées sont représentées par les modèles dont les réponses ont été décrites dans les sections précédentes. Le modèle représente le coussin par une combinaison parallèle de ressort et d'amortisseur présentant des caractéristiques linéaires. La masse m_0 représente la charge reposant sur le siège tandis que la masse globale des éléments de la suspension est représentée par m_s . La raideur de la suspension est représentée par un ressort tandis que l'amortissement est fournie par un amortisseur dont l'angle initial d'inclinaison par rapport à l'horizontale est α_0 . Les butées inférieures et supérieures sont représentées par des combinaisons parallèles de ressort et d'amortisseur, lesquelles sont situées respectivement à une distance d_e et

d_c de la position mi-course pour les butées supérieure et inférieure. Les déplacements verticaux de la base, de la suspension et de la charge sur le siège sont représentés respectivement par x_b , x_s et x_o . La solution des équations différentielles du mouvement définies pour ce modèle permet l'évaluation du mouvement de la masse m_0 sous différents types d'excitations vibratoires.

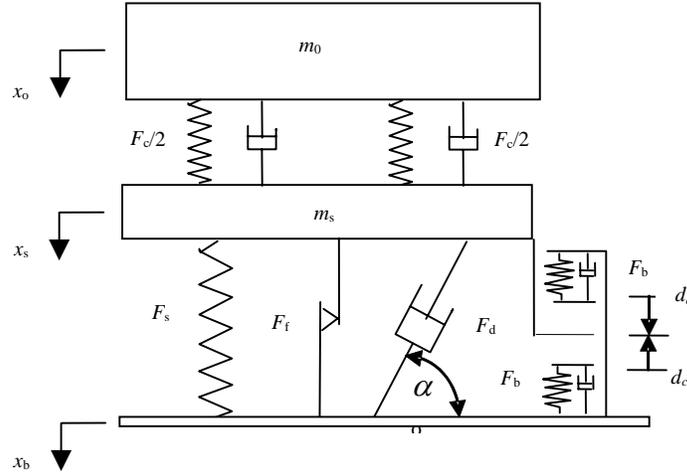


Figure 8 : Modèle générique représentant les différents sièges.

4.2 Description de l'approche utilisée pour valider les modèles

La validation des modèles applicables aux différents sièges est réalisée en comparant la réponse calculée à partir de ces modèles pour le mouvement de la masse m_0 aux résultats des mesures réalisées lorsque les différents sièges sont soumis en laboratoire à des excitations vibratoires sur un simulateur de vibrations globales du corps. Les validations sont effectuées pour une charge unique fixée à 77 kg et pour un ajustement des sièges à leur position mi-course. Au cours des essais, les signaux accélérométriques sont mesurés en direction verticale à l'interface entre le coussin et la charge (sacs de billes de plomb) et à la base des sièges. Selon le type d'excitation vibratoire utilisée, la validation des modèles est effectuée en comparant les valeurs calculées et mesurées, soit de la fonction de transmissibilité des sièges (i.e ratio des spectres en fréquence de l'accélération siège à celle de la base), ou de la densité spectrale de puissance (DSP) des accélérations ou du signal accélérométrique temporel représentant les vibrations transmises à la masse m_0 .

Les excitations vibratoires utilisées pour valider les modèles sont sélectionnées dans le but d'inclure des conditions favorisant la mise en butée ainsi que des déplacements se situant à l'intérieur de la course permise. Comme les trois sièges à l'étude ont une fréquence naturelle inférieure à 1.5 Hz, les classes d'excitation vibratoire ont été sélectionnées afin de présenter une composante vibratoire importante à des fréquences se situant à proximité de 1.5 Hz. Ainsi, la classe spectrale EM1 définie dans la norme ISO 7096 [6] a été retenue présentant une composante dominante à 2 Hz, ainsi qu'une autre classe spectrale définie pour les autobus

urbains [18] (« BUS »), laquelle procure une fréquence dominante d'excitation à 1.5 Hz. Une augmentation de l'intensité vibratoire de ces deux classes d'excitation vibratoire aléatoire a aussi été considérée en amplifiant de 150% leur intensité nominale (EM1A et BUSA). À ces classes d'excitation aléatoire, une autre excitation a été ajoutée, représentant le signal de déplacement enregistré au plancher d'un autobus lors de son passage sur un « nid de poule » (excitation transitoire). Enfin, une excitation représentant un balayage sinusoïdal entre 0.625 et 10 Hz a aussi été utilisée dans le but de valider les modèles. Les caractéristiques détaillées de ces excitations apparaissent comme suit :

- Balayage sinusoïdal à un taux de 1 octave par minute entre 0.625 et 10 Hz. Ce signal procure un déplacement constant fixé à 25 mm entre 0.625 et 2 Hz, suivi d'une accélération constante fixée à 3.95 ms^{-2} entre 2 et 10 Hz;
- Excitation aléatoire EM1 présentant une composante dominante à 2 Hz et une accélération efficace pondérée de 1.25 ms^{-2} ;
- Excitation aléatoire BUS présentant une composante dominante à 1.5 Hz et une accélération efficace pondérée de 0.65 ms^{-2} ;
- Excitation aléatoire EM1 amplifiée de 150% (EM1A) présentant une composante dominante à 2 Hz et une accélération efficace pondérée de 1.90 ms^{-2} ;
- Excitation aléatoire BUS amplifiée de 150% (BUSA) présentant une composante dominante à 1.5 Hz et une accélération efficace pondérée de 0.98 ms^{-2} ;
- Excitation vibratoire transitoire représentant le signal de déplacement vertical au plancher d'un autobus urbain passant sur un « nid de poule ». Le signal est calculé à partir du signal accélérométrique enregistré au plancher d'un véhicule. En faisant varier la fréquence d'échantillonnage du signal, la fréquence dominante d'excitation est modifiée de façon à coïncider avec la fréquence naturelle des différents sièges à l'étude.

La figure 9 procure une représentation graphique des excitations aléatoires et transitoire. La validation des modèles des différents sièges est effectuée sur la base de leur fonction de transmissibilité lorsque l'excitation est sinusoïdale, des spectres en fréquence de la DSP des accélérations au siège sous les excitations aléatoires et de l'évolution du signal temporel des accélérations au siège lorsque l'excitation est transitoire.

4.3 Validation des modèles

Les figures 10 à 14 présentent une comparaison entre les prévisions des modèles pour les différents sièges et les résultats des mesures réalisées avec une charge de 77 kg et un ajustement à mi-course. Sous excitations sinusoïdales, les courbes de transmissibilité des sièges (figure 10) démontrent généralement un bon accord entre les prévisions des modèles et les mesures.

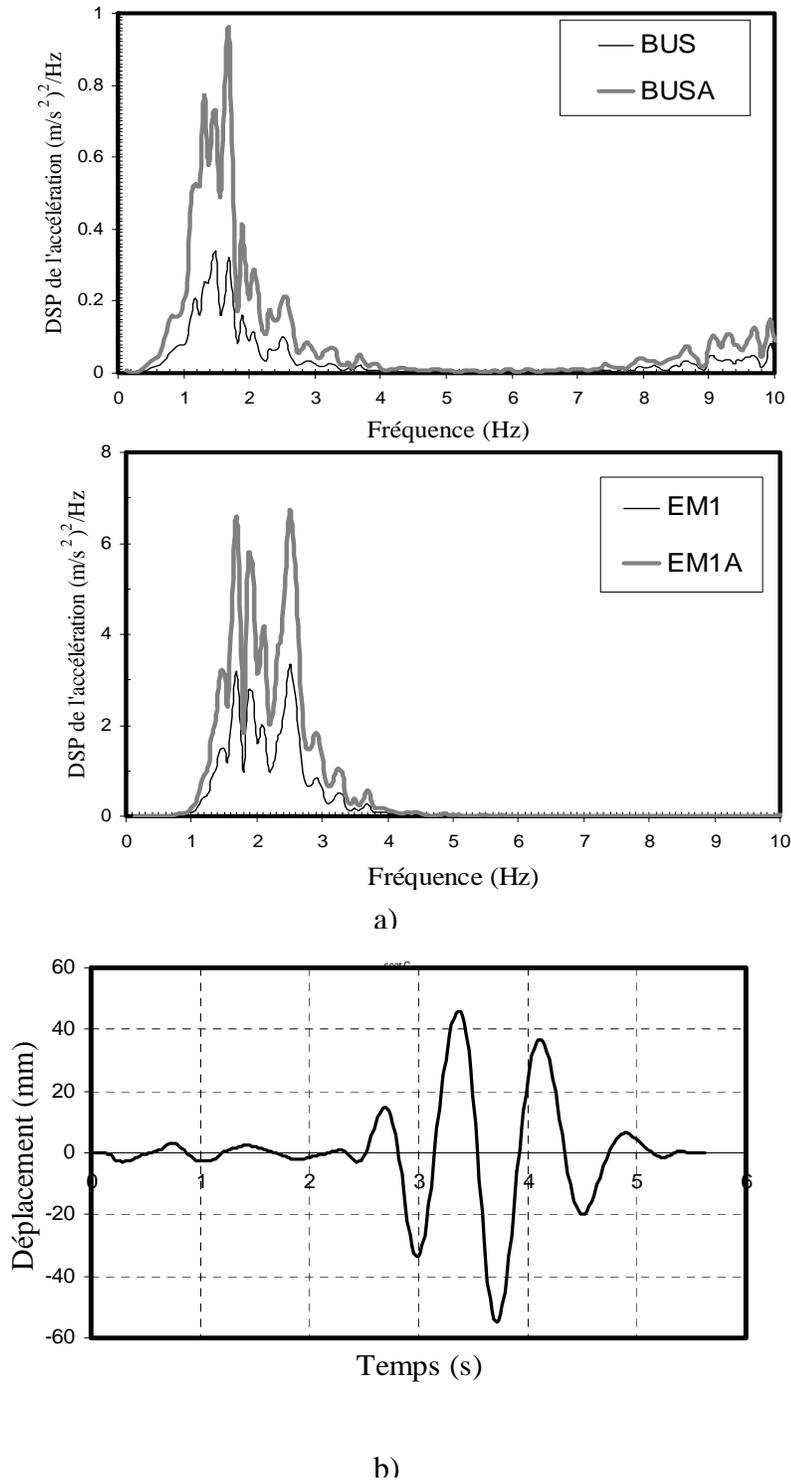


Figure 9 : Excitations vibratoires utilisées pour valider les modèles des sièges : a) densité spectrale de puissance (DSP) des vibrations aléatoires; b) spectre temporel de l'excitation transitoire.

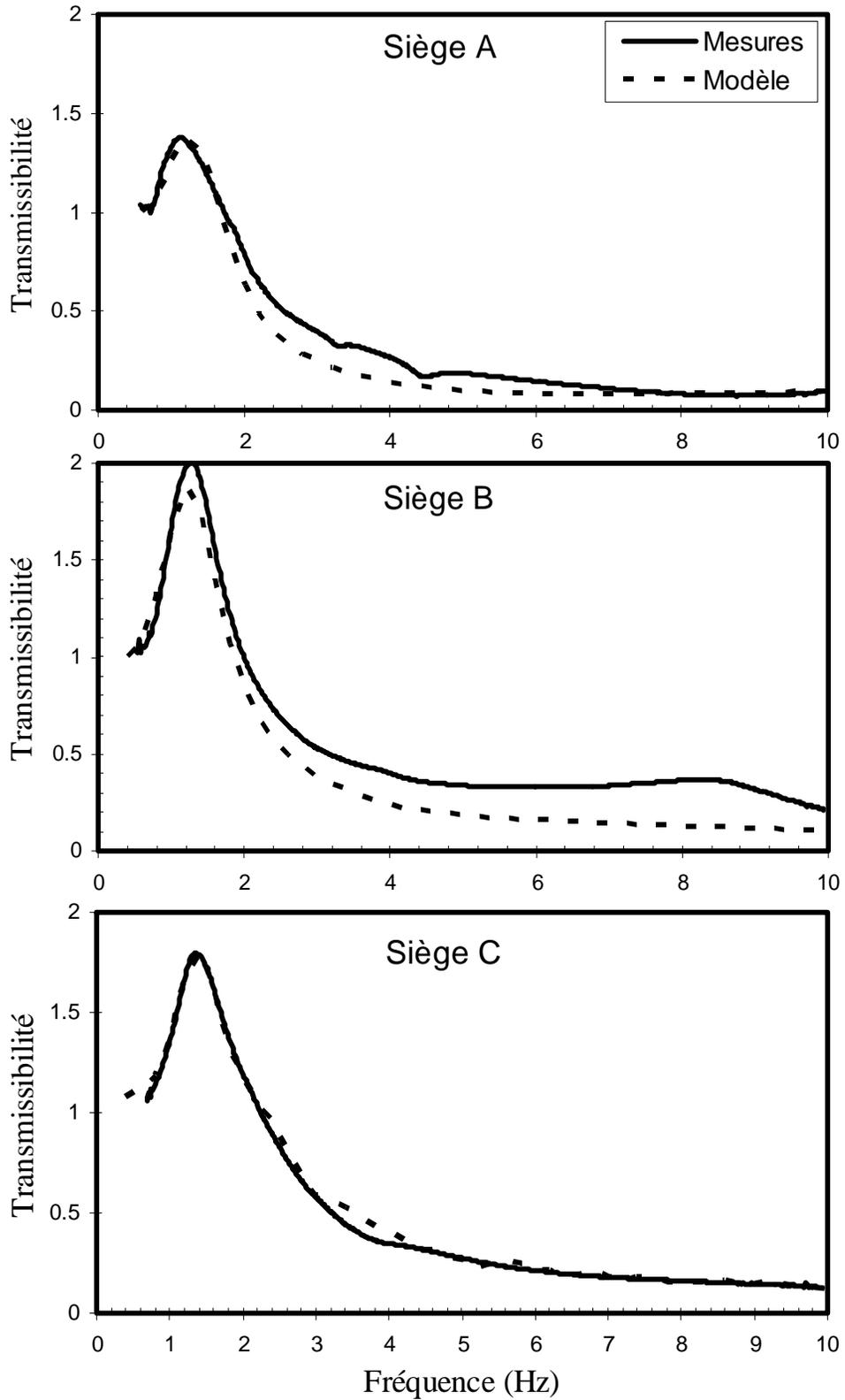


Figure 10 : Comparaison des courbes de transmissibilité mesurées et calculées pour les différents sièges sous excitation sinusoïdale (masse rigide de 77 kg sur les sièges).

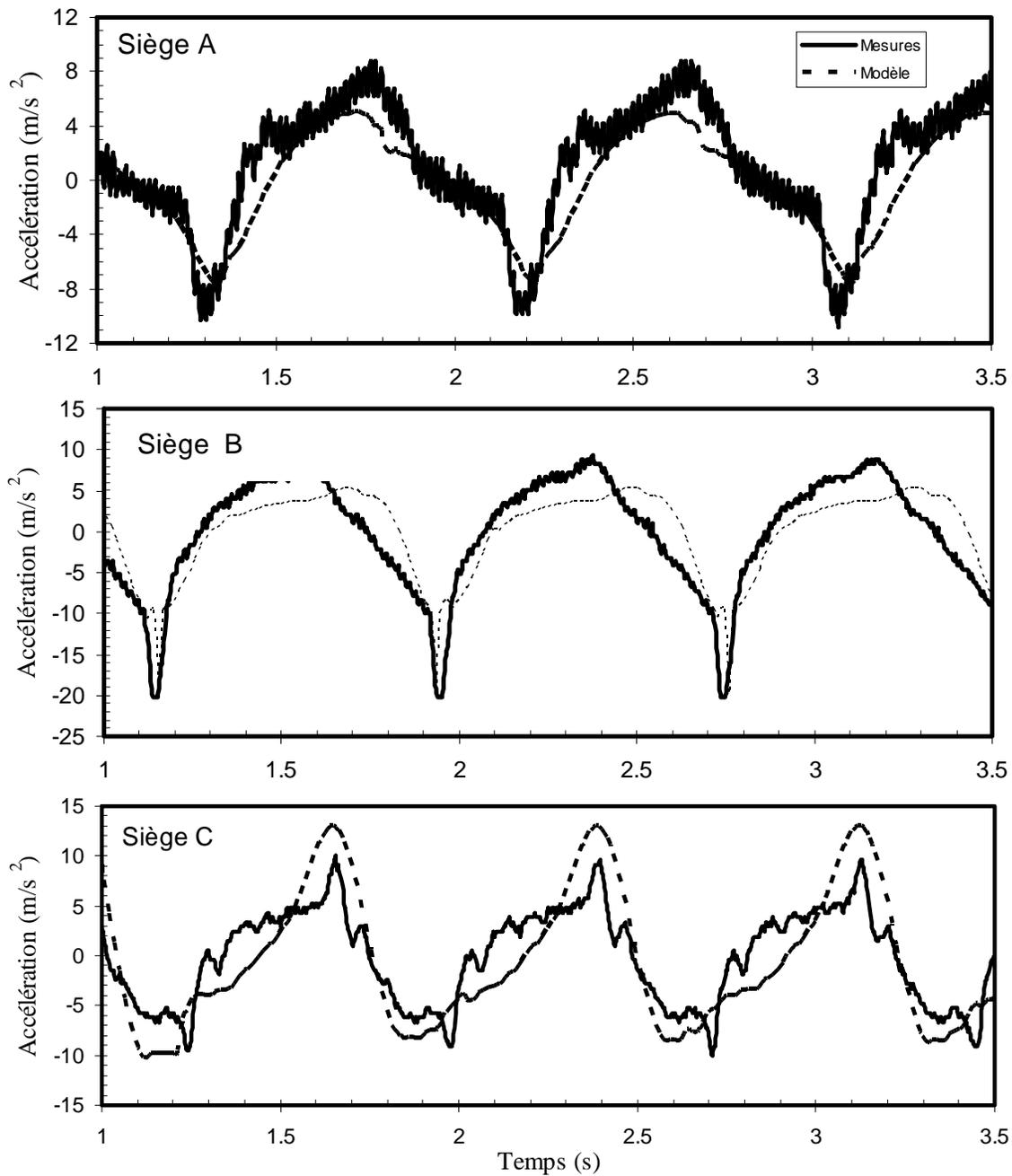


Figure 11 : Comparaison des spectres temporels d'accélération mesurés et calculés pour les différents sièges dans des conditions favorisant des impacts contre les butées (excitation sinusoïdale à la fréquence naturelle des sièges, position mi-course et masse rigide de 77 kg sur les sièges).

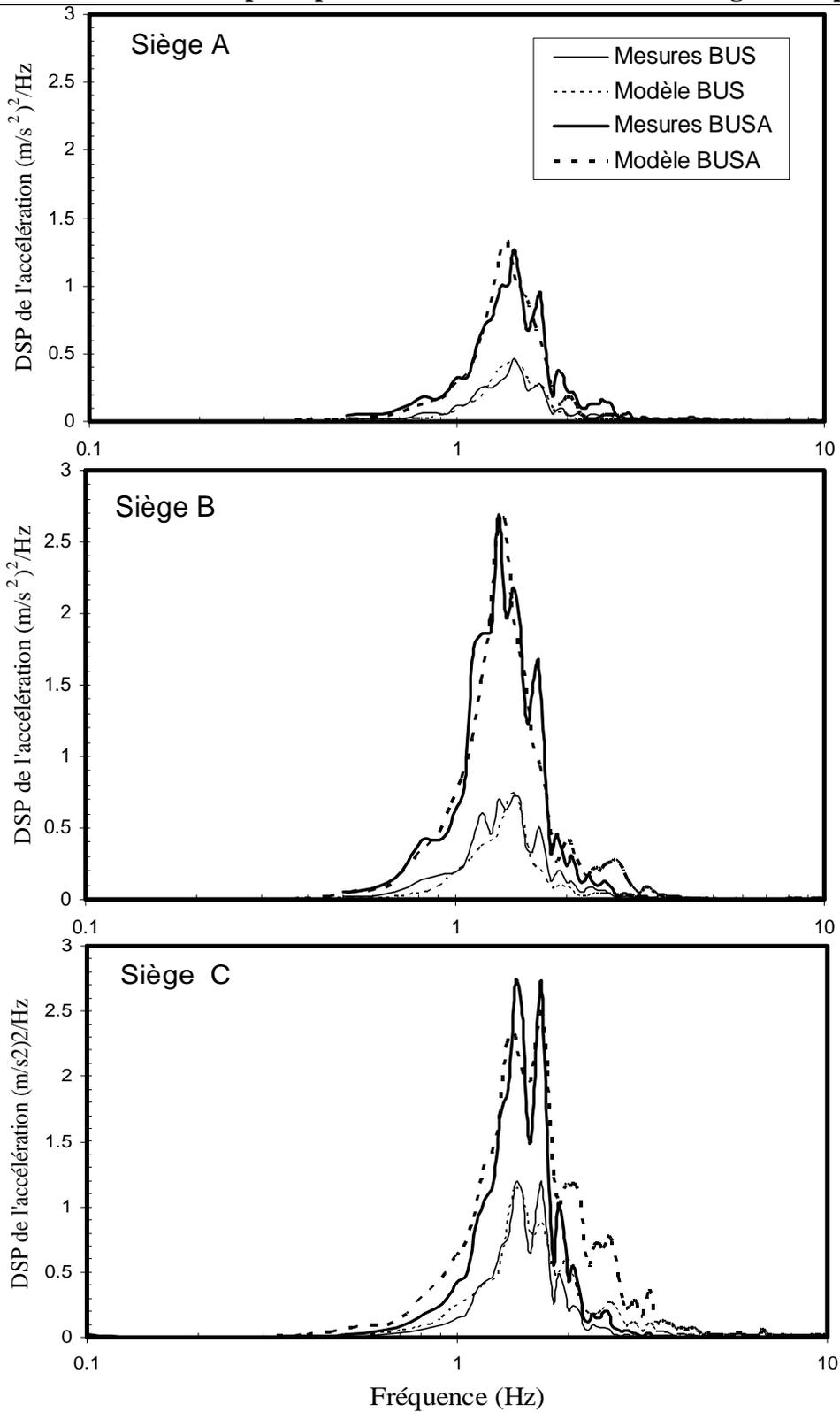


Figure 12 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les différents sièges sous les spectres d'excitation aléatoire BUS et BUSA (position mi-course, masse rigide de 77 kg sur les sièges).

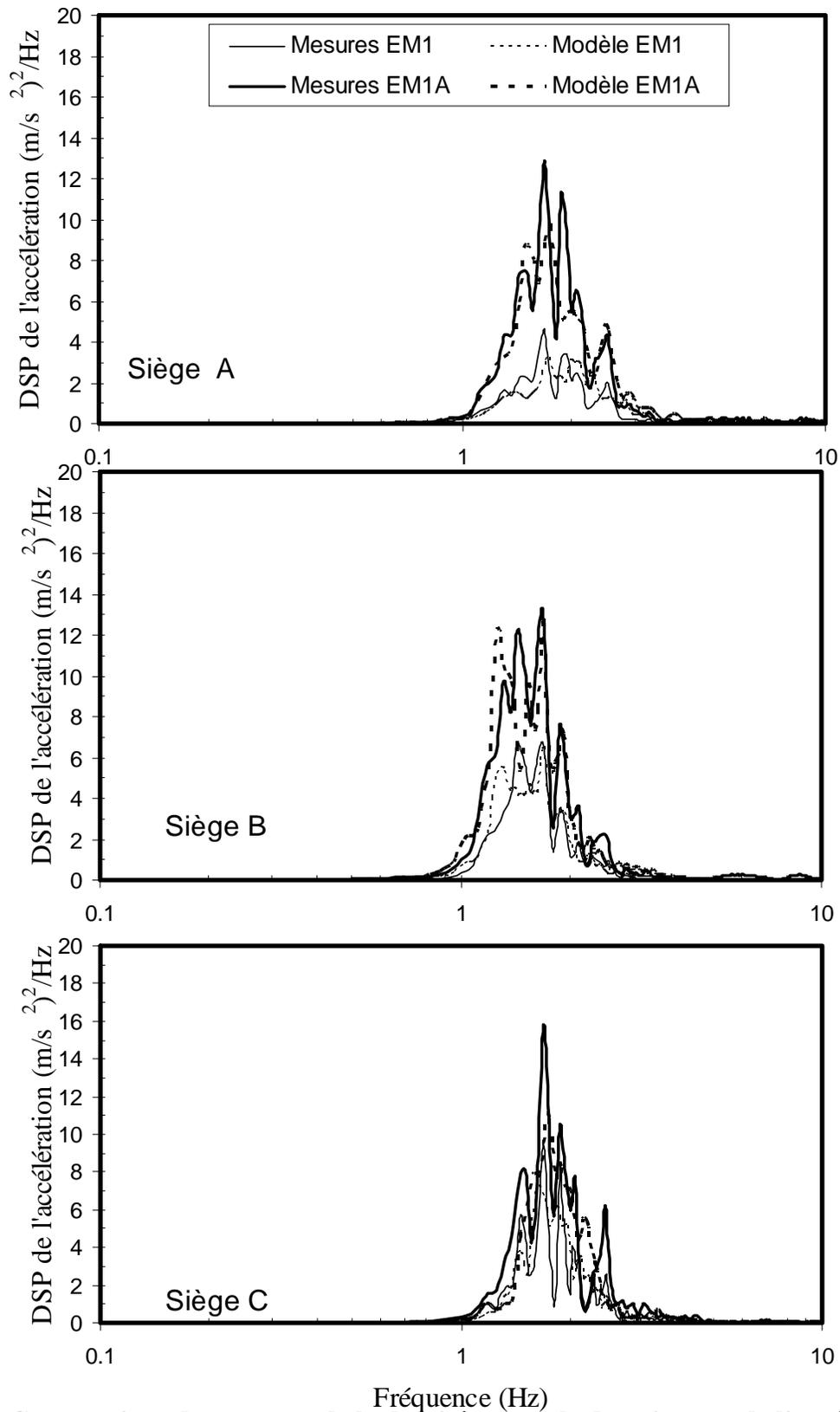


Figure 13 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les différents sièges sous les spectres d'excitation aléatoire EM1 et EM1A (position mi-course, masse rigide de 77 kg sur les sièges).

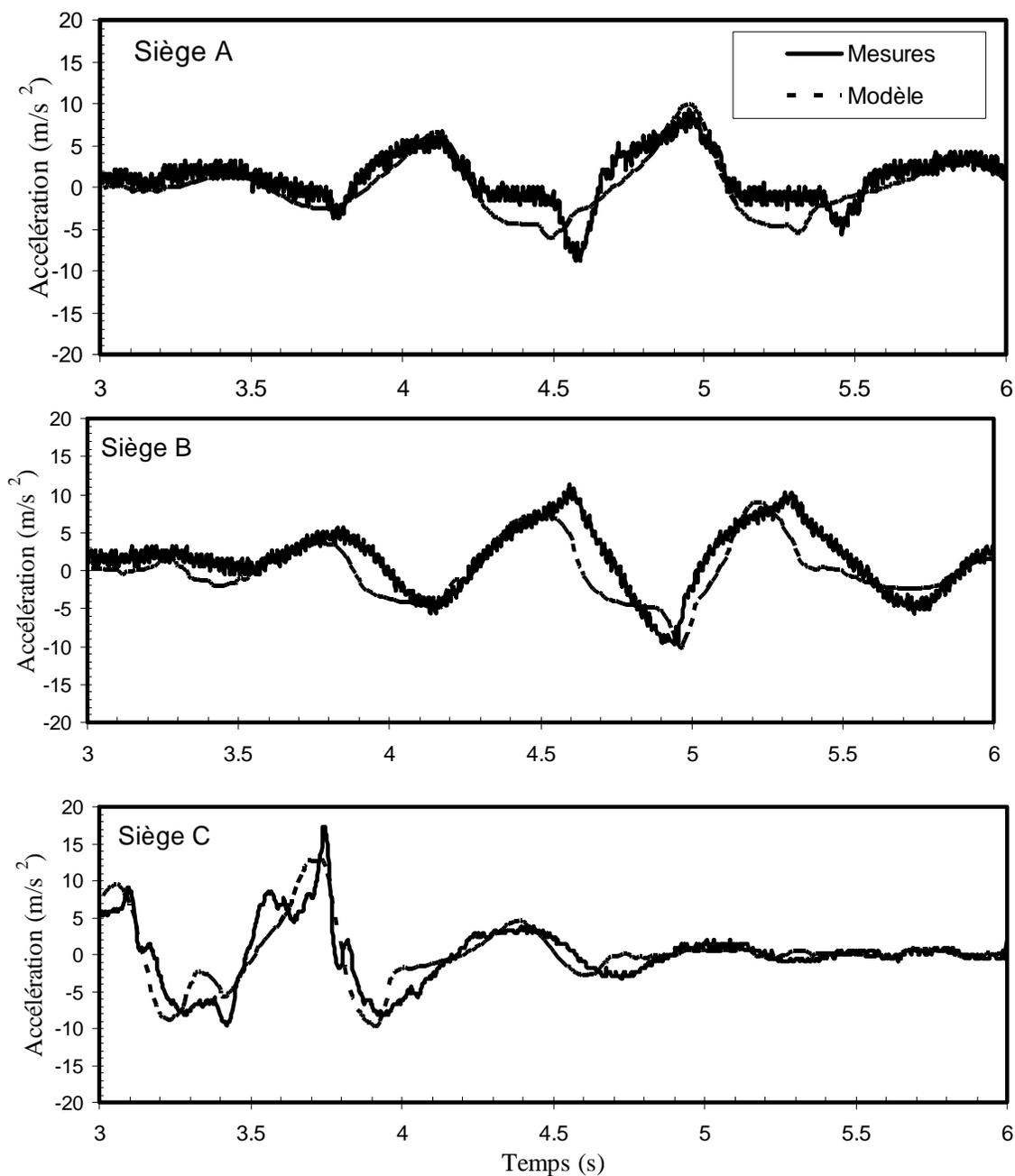


Figure 14 : Comparaison des spectres temporels de l'accélération mesurés et calculés pour les différents sièges sous excitation transitoire dont la fréquence dominante est ajustée à la fréquence naturelle des sièges (position mi-course, masse rigide de 77 kg sur les sièges).

La fréquence naturelle des sièges à laquelle la transmissibilité est maximale apparaît comme étant 1.13, 1.25 et 1.36 Hz respectivement pour les sièges A, B et C. Dans les conditions de mesure impliquant un balayage sinusoïdal, les déplacements verticaux se sont généralement maintenus à l'intérieur de la plage définissant la course des différents sièges, sans impliquer d'impacts contre les butées. Afin de permettre la validation des modèles dans des conditions impliquant des impacts contre les butées, des essais additionnels ont été réalisés consistant à appliquer une excitation sinusoïdale à une fréquence correspondant à la fréquence naturelle de chaque siège et à varier l'amplitude jusqu'à ce que des impacts soient créés. Ainsi, l'amplitude d'excitation requise pour générer des impacts pour chaque siège a été de 74 mm à 1.13 Hz pour le siège A, 55 mm à 1.25 Hz pour le siège B et 55 mm à 1.36 Hz pour le siège C. Dans de telles conditions, la figure 11 démontre un excellent accord entre les prévisions des modèles et les résultats des mesures, suggérant que les modèles sont aussi applicables dans des conditions d'impacts contre les butées. Dans cette figure, les impacts contre les butées inférieures (accélérations négatives) et les butées supérieures (accélérations positives) sont clairement représentés par les pics distincts pour les différents cycles de compression-extension. Des résultats similaires apparaissent dans la figure 14 pour le cas impliquant des transitoires générés à la fréquence naturelle des différents sièges.

Sous excitations aléatoires, les résultats présentés dans les figures 12 (spectres BUS et BUSA) et 13 (spectres EM1 et EM1A) démontrent également un bon accord entre les prévisions des modèles et les mesures. Dans ces conditions, les impacts contre les butées apparaissent comme étant plus fréquents et de plus grande importance sous les spectres d'excitation amplifiés (BUSA et EM1A), et de façon prédominante sous les spectres EM1 et EM1A qui présentent les plus grandes amplitudes vibratoires.

5. ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DES MODÈLES DE SIÈGE

Dans cette partie de l'étude, les modèles de sièges développés et validés, comme démontrés dans la section précédente, sont utilisés pour identifier les paramètres de conception de ces sièges qui ont le plus d'influence sur les niveaux d'exposition vibratoire dans des conditions favorisant des impacts contre les butées. De plus, ces modèles sont utilisés pour définir les caractéristiques optimales des butées et des amortisseurs des sièges pour minimiser la dose vibratoire dans les conditions favorisant des impacts contre les butées. Les détails relatifs à cette partie de l'étude se retrouvent dans une publication distincte [19] des auteurs.

L'étude des modèles dans des conditions susceptibles de favoriser des impacts contre les butées est d'abord réalisée en faisant varier la masse sur les sièges de façon à représenter des masses couramment utilisées dans l'évaluation des sièges, dont notamment 44 et 77 kg. De plus, des variations sont introduites au niveau de l'ajustement des sièges, en considérant la position mi-course mais aussi ± 25 mm de la position mi-course pour introduire des conditions favorisant davantage des impacts contre les butées. Pour ces différentes conditions, l'étude des modèles est réalisée sous les mêmes excitations vibratoires que celles utilisées précédemment, à savoir un balayage sinusoïdal entre 0.625 et 10 Hz, les excitations aléatoires BUS, BUSA, EM1, EM1A et une excitation transitoire représentant le passage d'un autobus sur un « nid de poule ».

Les résultats présentés dans les figures 15 à 19 démontrent que les prévisions des modèles et les mesures sont en bon accord même lorsque les conditions d'excitation vibratoire, de charge sur les sièges et de positionnement en hauteur par rapport à la position mi-course favorisent des impacts contre les butées. Par ailleurs, l'influence de la charge sur les sièges ajustés à la position mi-course est illustrée dans la figure 20 sous une excitation vibratoire aléatoire (BUS) ne favorisant pas d'impact contre les butées et sous des excitations transitoires sous lesquelles des impacts sont produits. Les résultats démontrent une diminution de la performance d'atténuation des sièges avec une augmentation de la charge, la performance étant la meilleure avec le siège B pour lequel le degré d'amortissement de la suspension est le plus élevé et la raideur des butées la plus faible. En régime aléatoire, en l'absence d'impacts contre les butées, chacun des trois sièges procure une atténuation des vibrations (SEAT et ratio de VDV inférieurs à 1.0). Par ailleurs, lorsque des impacts contre les butées sont provoqués en régime transitoire, il se produit une nette amplification des vibrations par les sièges. Enfin, les résultats présentés dans la figure 21 démontrent une détérioration de la performance d'atténuation des vibrations par les sièges lorsque l'ajustement en hauteur est réglée à ± 25 mm par rapport à la position mi-course, lesquelles favorisent la production d'impacts contre les butées.

L'étude paramétrique des modèles développés pour chaque siège est réalisée sous l'excitation vibratoire EM1A en faisant varier les valeurs décrivant les caractéristiques de certaines des composantes des sièges et en évaluant leur influence sur certains métriques (i.e. SEAT, rapport de VDV, accélérations crêtes, accélérations efficaces et forces de réaction des butées) associés à l'évaluation de la performance des sièges [19]. Pour assurer la production d'impacts contre les butées sous l'excitation vibratoire EM1A, la position mi-course est sélectionnée pour le siège A (impacts contre les butées inférieures et supérieures) et le siège C (impacts contre les butées inférieures seulement), tandis que le siège B doit être ajustée 25 mm au-dessus de la position mi-course pour favoriser des impacts contre les butées inférieures et supérieures. Le tableau 2 présente la liste des paramètres de conception considérés pour l'étude paramétrique et définit la plage des valeurs retenue pour chacune des variables par rapport à la valeur nominale.

Les résultats de l'étude paramétrique sont présentés dans les tableaux 3 à 5, respectivement pour les sièges A, B et C. Pour le siège A, une augmentation de C_{c1} , p et γ_c procure une meilleure atténuation des vibrations, tandis que l'influence de γ_c est faible. Au niveau des butées, les valeurs les plus faibles de k_{c1} , k_{e1} et κ procurent les performances d'atténuation optimales. De tous les paramètres, c'est le coefficient de raideur des butées en extension qui a le plus d'influence sur les performances d'atténuation du siège A. Ces observations sont aussi valables pour les sièges B et C, bien que les gains acquis en modifiant ces paramètres sont beaucoup moindres que pour le siège A. En général, les résultats présentés dans les tableaux 3 à 5 démontrent qu'une augmentation des caractéristiques d'amortissement des sièges et une diminution de la raideur des butées favorisent une performance accrue des sièges dans des conditions favorisant des impacts contre les butées. L'impact est le plus marqué pour le siège A puisqu'au départ il s'agit d'un siège dont les caractéristiques d'amortissement de la suspension sont les plus faibles tandis que la raideur des butées est la plus élevée. Dans certains cas, des modifications apportées aux caractéristiques d'amortissement des suspensions et de la raideur des butées parviennent à éliminer complètement tout impact contre les butées, ce qui se traduit par des force de réaction des butées égales à 0.

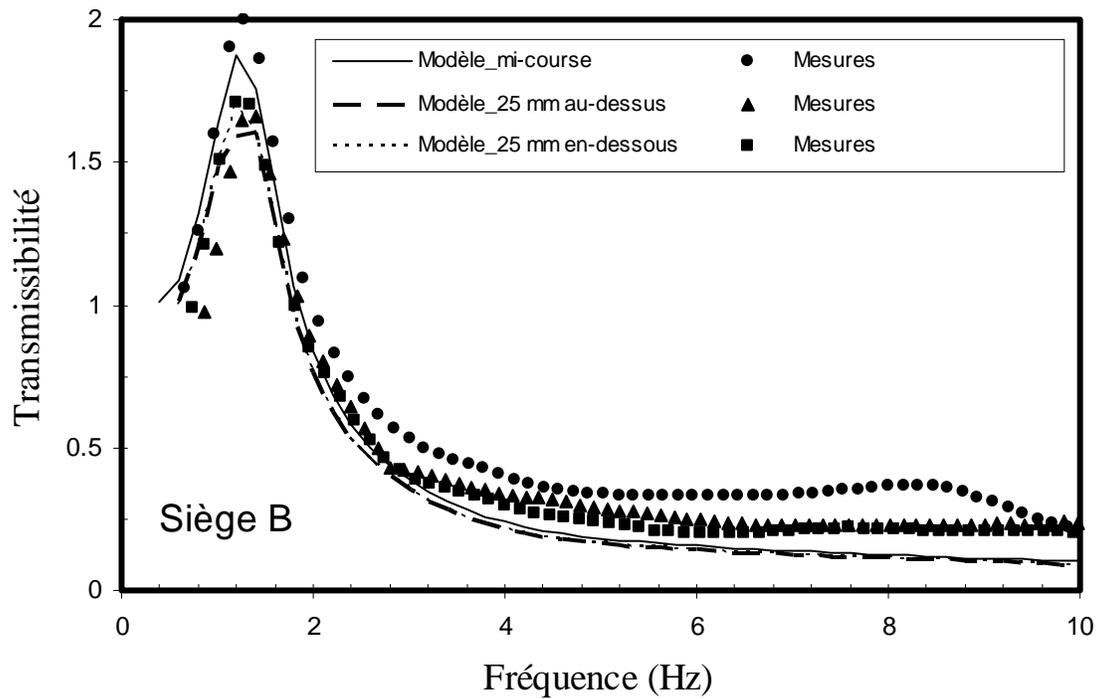


Figure 15 : Comparaison des courbes de transmissibilité mesurées et calculées pour le siège B sous excitation sinusoïdale et pour différents ajustements de la position en hauteur (masse rigide de 77 kg sur le siège).

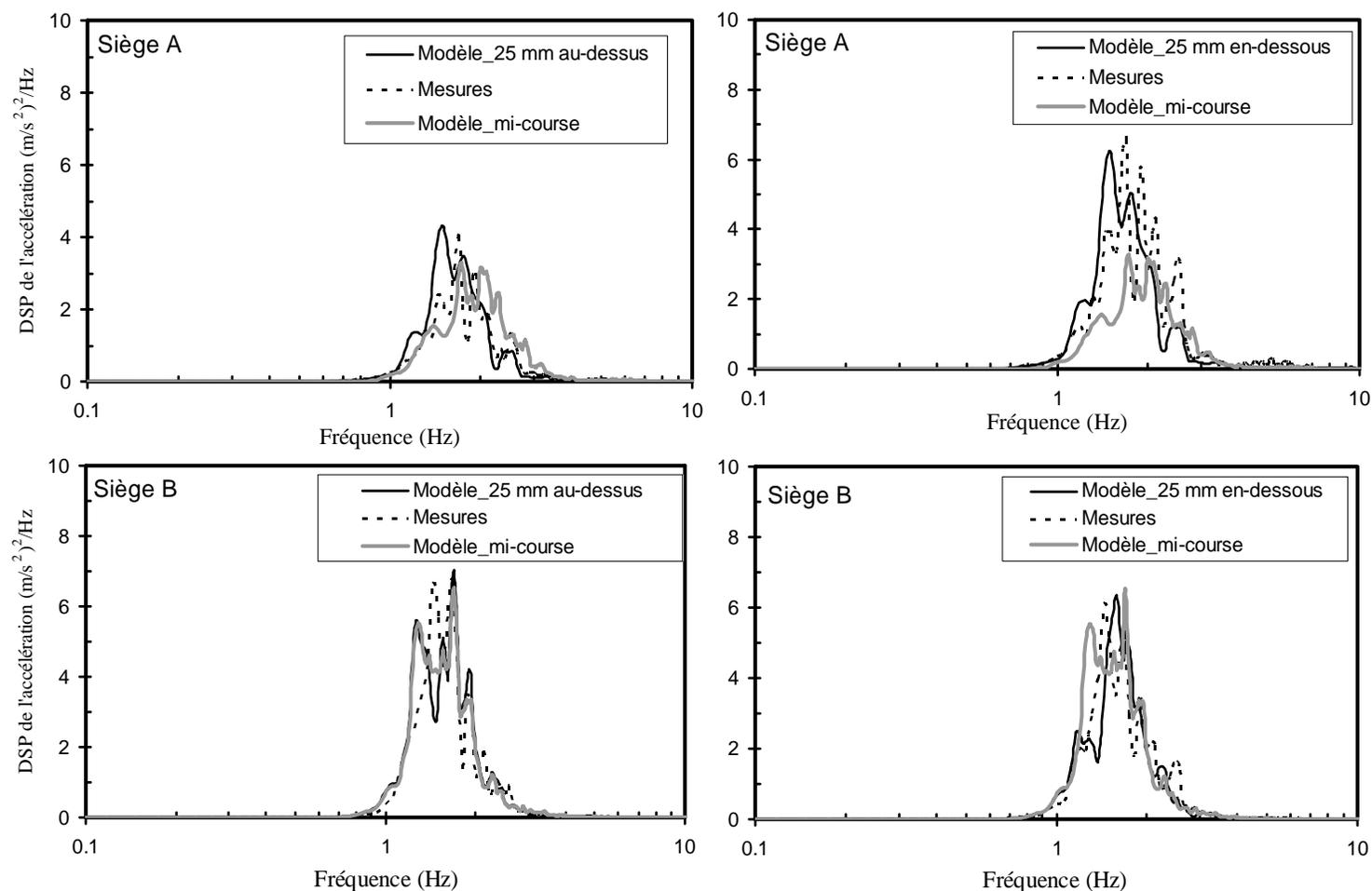


Figure 16 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les sièges A et B ajustés 25 mm au dessus et à mi-course sous excitation EM1 (masse rigide de 77 kg sur les sièges).

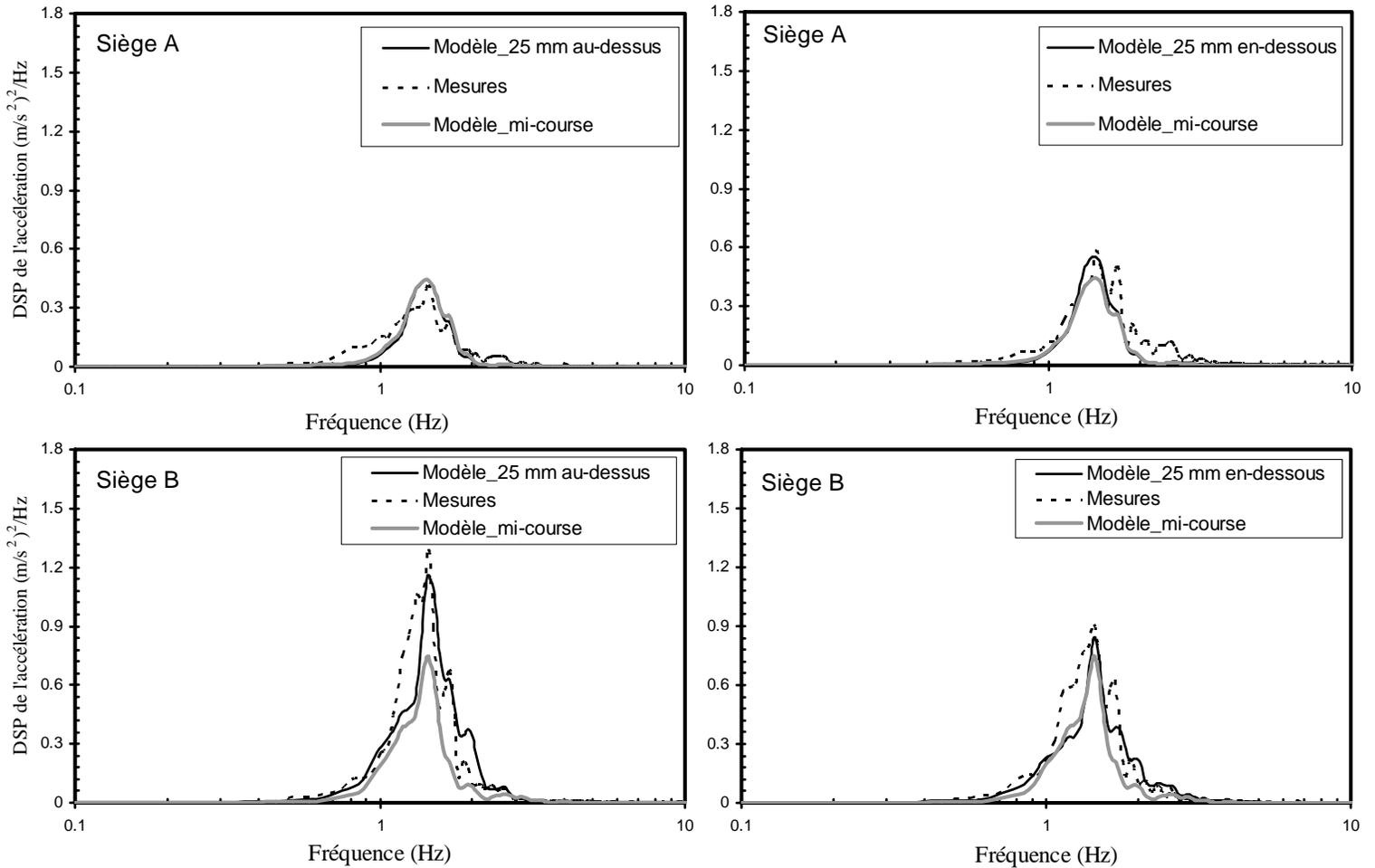


Figure 17 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les sièges A et B ajustés 25 mm au dessus et à mi-course sous excitation BUS (masse rigide de 77 kg sur les sièges).

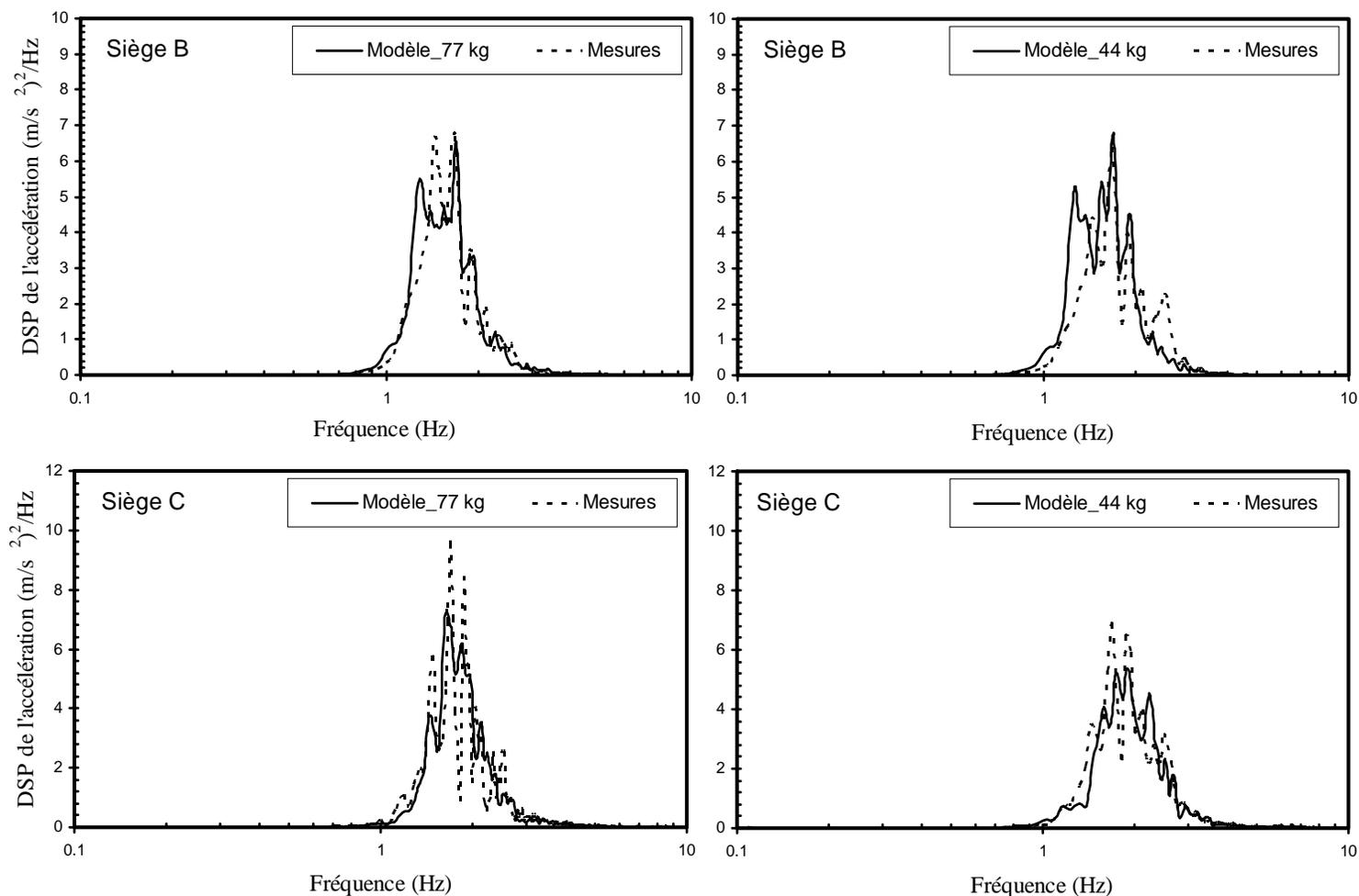


Figure 18 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les sièges B et C ajustés à mi-course sous excitation EM1 pour différentes masses sur les sièges.

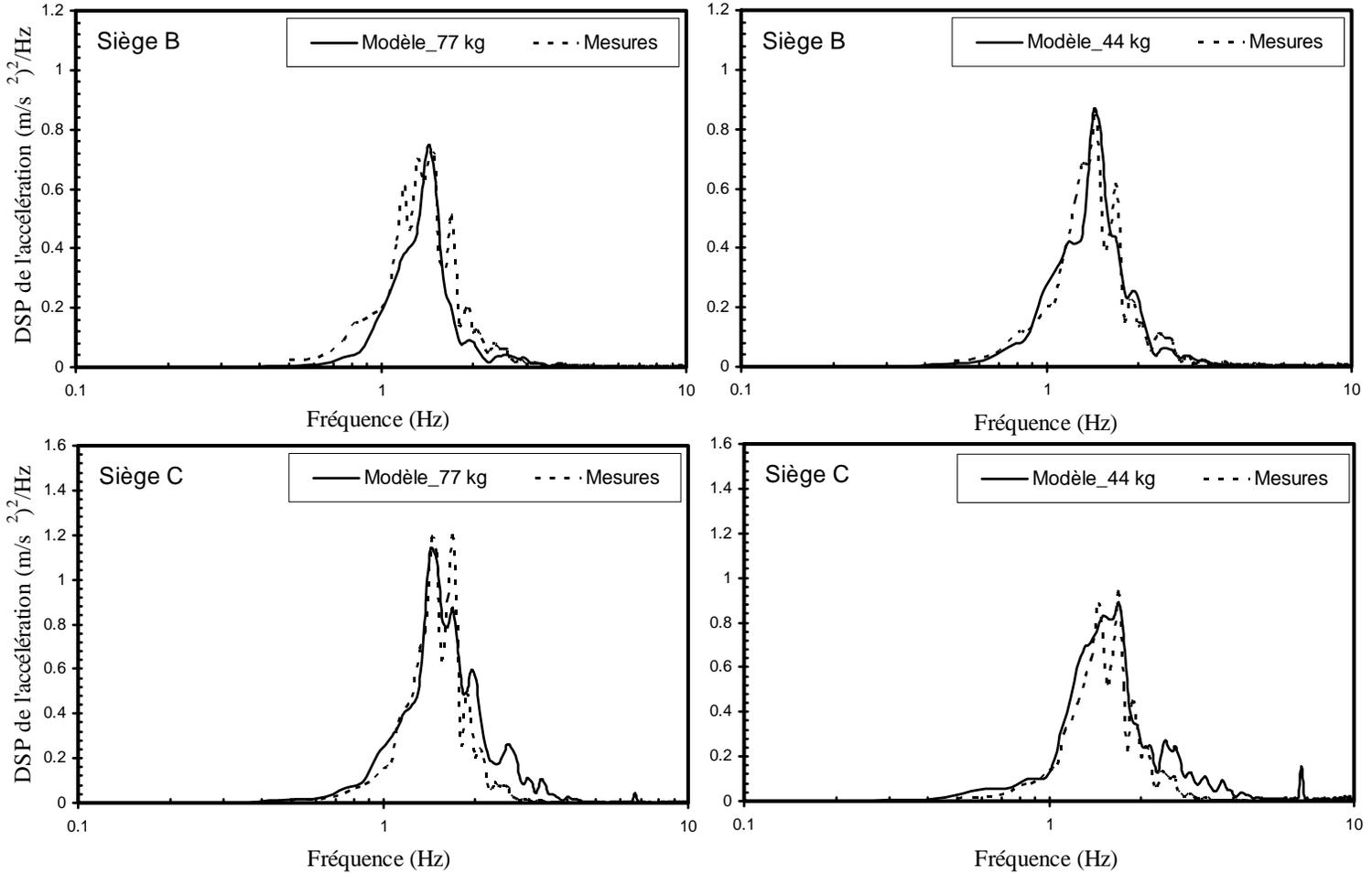


Figure 19 : Comparaison des spectres de la densité spectrale de puissance de l'accélération mesurés et calculés pour les sièges B et C ajustés à mi-course sous excitation BUS pour différentes masses sur les sièges.

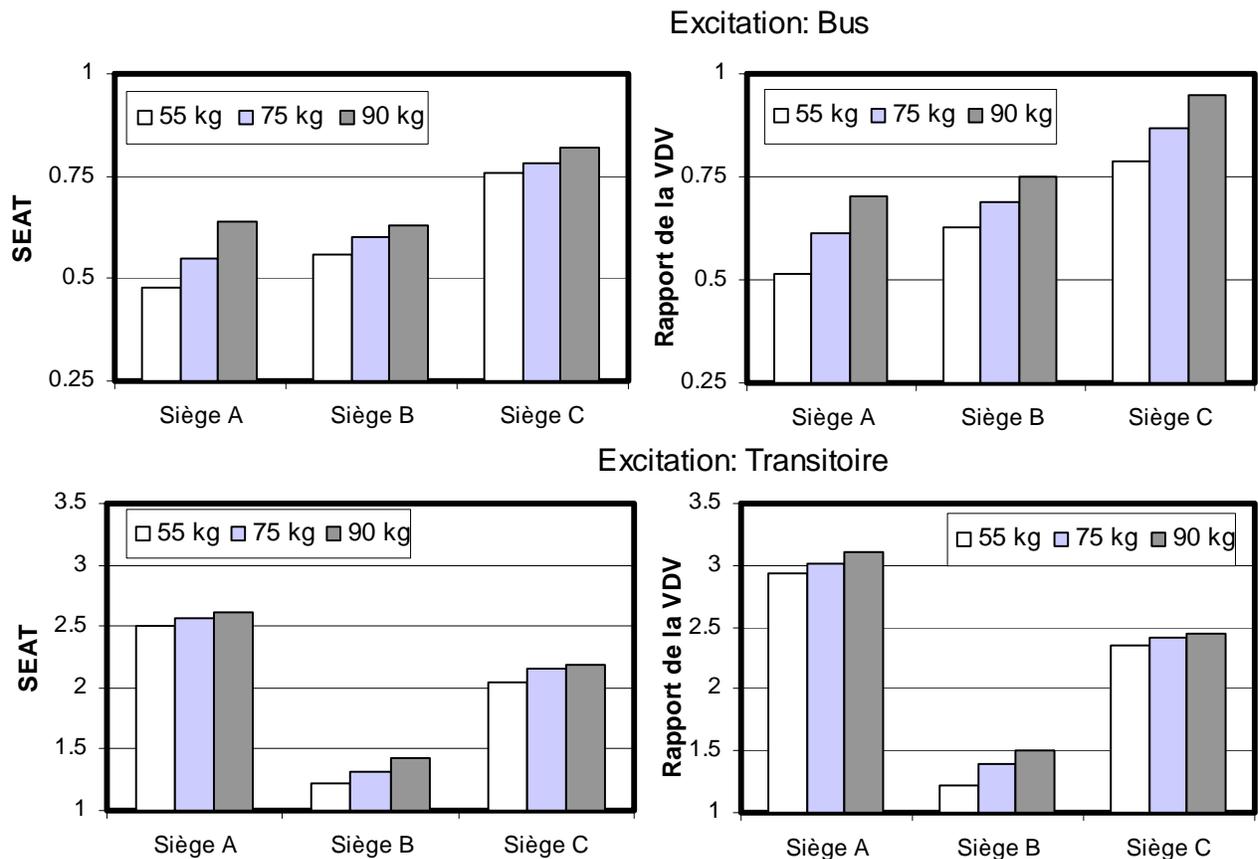


Figure 20 : Estimation de l'influence de la masse sur les sièges sur le facteur SEAT et le rapport de la VDV sous les excitations aléatoire BUS et transitoire (ajustement des sièges à mi-course).

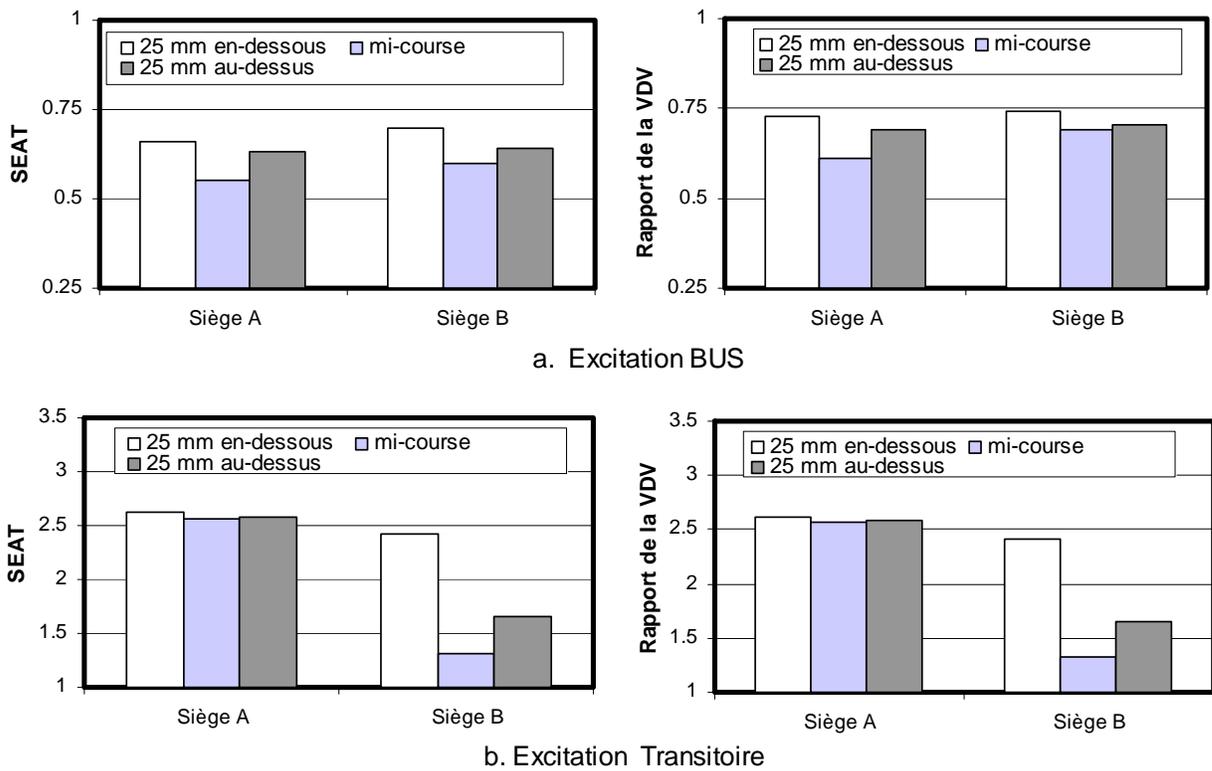


Figure 21 : Estimation de l'influence de la position en hauteur des sièges sur le facteur SEAT et le rapport de la VDV sous les excitations aléatoires BUS et transitoire (masse sur les sièges de 77 kg).

TABLEAU 2 : Paramètres de conception des sièges retenus pour l'étude paramétrique.

PARAMÈTRE	DÉFINITION	PLAGE DES VALEURS
C_{c1}	Coefficient d'amortissement de la suspension en compression à basses vitesses	$\pm 25\%$ de la valeur nominale
p	Facteur d'asymétrie de l'amortisseur en extension et compression : $p = C_{e1} / C_{c1}$	$\pm 50\%$ de la valeur nominale
γ_c, γ_e	Facteurs de réduction des amortisseurs en compression (γ_c) et en extension (γ_e) : $\gamma_c = C_{c2} / C_{c1}$; $\gamma_e = C_{e2} / C_{e1}$	$\pm 25\%$ de la valeur nominale
k_{c1}, k_{e1}	Coefficient de raideur des butées en compression (k_{c1}) et en extension (k_{e1}) à faibles déflexions	25%, 50% et 200% de la valeur nominale
κ	Facteur d'accroissement de la rigidité des butées en compression ($\kappa = k_{c2} / k_{c1}$)	$\pm 25\%$ de la valeur nominale

En retenant pour chaque siège les valeurs optimales pour l'ensemble des paramètres considérés dans les tableaux 3 à 5, les gains en performance les plus favorables estimés sur la base des modèles apparaissent dans les deux dernières lignes de ces tableaux. Ces résultats démontrent que dans les conditions les plus favorables, une réduction du SEAT de 19.2% et du rapport de VDV de 33% est possible pour le siège A, tandis que les impacts contre les butées inférieures sont éliminées et réduites en quasi-totalité pour les butées supérieures. Pour les sièges B et C, les gains en performance sont beaucoup plus modestes (inférieurs à 11.4%), bien que les forces de réaction des butées soient aussi réduites de façon substantielle. Ces résultats confirment que pour réduire au maximum les doses vibratoires dans des conditions favorisant des impacts contre les butées, la raideur des butées actuelles sous de faibles déflexions doit être réduite de façon substantielle (i.e 4 fois) et l'amortissement de la suspension doit être augmenté; ce qui permet dans certains cas d'éliminer tout impact contre les butées. Par ailleurs, compte tenu des différences importantes des caractéristiques nominales des suspensions et des butées des différents sièges, les réductions anticipées des doses vibratoires résultant des modifications apportées aux paramètres de conception sont hautement variables d'un siège à l'autre, de sorte que dans certains cas, seuls des gains marginaux sont à prévoir.

TABLEAU 3 : Influence des caractéristiques d'amortissement de la suspension et de la raideur des butées sur les performances d'atténuation des vibrations pour le siège A (position mi-course, excitation EM1A)

$$a_b=2.587 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_b= 10.141 \text{ m/s}^{1.75}; a_{bw} = 1.521 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_{bw}= 5.991 \text{ m/s}^{1.75}.$$

VALEURS NOMINALES: $C_{cl} = 1220 \text{ kg/s}$; $p = 1.$; $\gamma_c = 1.$; $\gamma_e = 1.$; $k_{cl} = 66.7 \text{ N/mm}$; $k_{c2}/k_{cl} = 16.9$; $k_{el}=81.7 \text{ N/mm}$

Paramètre	Valeur	Accélération efficace		SEAT	Valeur de dose vibratoire			Accélération crête		Forces sur butées	
		a_s	a_{sw}		VDV_s	VDV_{sw}	VDV_{ratio}	a_{ps}	a_{psw}	F_b^b (kN)	F_b^t (kN)
Nominale		3.17	1.89	1.25	13.95	9.42	1.57	30.16	12.22	2.14	1.18
C_{cl} (kg/s)	915	3.56	2.17	1.42	16.17	10.60	1.77	35.30	13.46	2.88	1.30
	1525*	2.84	1.68	1.11	12.18	8.38	1.40	26.07	10.88	0.55	1.11
p	0.50	3.47	2.13	1.40	16.01	10.49	1.75	35.01	12.46	2.36	1.33
	1.50*	2.97	1.77	1.16	12.63	8.71	1.45	24.28	10.02	1.44	1.05
γ_c	0.75	3.23	1.94	1.28	14.44	9.74	1.63	31.44	12.80	2.58	1.18
	1.25*	3.12	1.86	1.23	13.65	9.22	1.54	27.68	11.46	1.54	1.18
γ_e	0.75	3.42	2.08	1.37	15.63	10.22	1.71	32.79	12.26	2.26	1.26
	1.25*	3.00	1.79	1.18	12.77	8.79	1.47	25.39	11.81	1.64	1.07
k_{cl} (N/mm)	16.67*	2.82	1.67	1.10	12.05	8.26	1.38	21.22	10.44	0.63	1.18
	33.3	2.82	1.68	1.10	12.09	8.30	1.39	27.06	11.22	0.85	1.18
	133.4	3.18	1.91	1.26	14.16	9.66	1.61	30.17	13.37	2.17	1.18
k_{el} (N/mm)	20.42*	2.77	1.64	1.08	11.67	8.03	1.34	22.61	10.82	0.57	0.47
	40.85	2.83	1.68	1.11	12.08	8.40	1.40	23.23	11.02	0.59	0.72
	163.4	3.20	1.92	1.26	14.00	9.67	1.61	34.59	12.79	2.18	1.83
k_{c2}/k_{cl}	12.67	3.10	1.85	1.22	13.68	9.21	1.54	26.68	11.97	1.63	1.18
	21.13	3.20	1.92	1.26	14.16	9.47	1.58	30.91	12.28	2.54	1.18
<i>Plus favorables*</i>		2.58	1.53	1.01	9.99	6.31	1.05	12.31	7.11	0.00	0.19
<i>Diminution (%)</i>		18.6	19.1	19.2	28.4	33.0	33.0	59.2	41.8	100.0	83.9

TABLEAU 4 : Influence des caractéristiques d’amortissement de la suspension et de la raideur des butées sur les performances d’atténuation des vibrations pour le siège B (position mi-course, excitation EM1A)

$$a_b = 2.587 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_b = 10.141 \text{ m/s}^{1.75}; a_{bw} = 1.521 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_{bw} = 5.991 \text{ m/s}^{1.75}.$$

 VALEURS NOMINALES: $C_{cl} = 6130 \text{ kg/s}$; $p = 0.788$; $\gamma_c = 0.399$; $\gamma_e = 1.$; $k_{cl} = 12.5 \text{ N/mm}$; $k_{c2} = 93.8 \text{ N/mm}$; $k_{e1} = 10.8 \text{ N/mm}$; $k_{e2} = 60.0 \text{ N/mm}$

Paramètre	Valeur	Accélération efficace		SEAT	Valeur de dose vibratoire			Accélération crête		Forces sur les butées	
		a_s	a_{sw}		VDV_s	VDV_{sw}	VDV_{ratio}	a_{ps}	a_{psw}	F_b^b (kN)	F_b^t (kN)
Nominale		3.08	1.83	1.20	11.63	7.59	1.27	15.94	10.78	0.28	0.66
C_{cl} (kg/s)	4597	3.28	1.95	1.28	13.77	8.71	1.45	21.25	12.24	0.82	0.80
	7662*	3.06	1.82	1.20	11.23	7.24	1.21	12.96	9.29	0.00	0.53
p	0.39	3.23	1.96	1.29	13.54	9.12	1.52	22.03	13.43	0.71	0.85
	1.18*	3.05	1.81	1.19	11.53	7.27	1.21	13.26	8.43	0.11	0.38
γ_c	0.29	3.10	1.84	1.21	11.73	7.60	1.27	15.96	10.79	0.47	0.66
	0.50*	3.07	1.82	1.20	11.58	7.19	1.20	13.20	10.71	0.12	0.66
γ_e	0.75	3.14	1.88	1.23	12.73	8.50	1.42	19.22	12.49	0.64	0.80
	1.25*	2.93	1.80	1.18	11.60	7.41	1.24	13.51	9.00	0.11	0.09
k_{cl} (N/mm)	3.12*	3.07	1.82	1.20	11.60	7.58	1.26	15.94	10.76	0.11	0.66
	6.25	3.07	1.83	1.20	11.61	7.58	1.27	15.94	10.76	0.19	0.66
	25.00	3.08	1.83	1.20	11.67	7.60	1.27	15.94	10.78	0.29	0.66
k_{e1} (N/mm)	2.7*	3.00	1.78	1.17	11.18	7.22	1.21	13.17	10.82	0.04	0.24
	5.4	3.04	1.80	1.18	11.37	7.41	1.24	14.49	11.02	0.10	0.41
	21.6	3.13	1.86	1.22	12.00	7.72	1.29	16.59	12.79	0.49	1.08
<i>Plus favorables*</i>		2.80	1.69	1.11	10.66	6.91	1.15	10.60	8.43	0.005	0.09
<i>Diminution (%)</i>		9.1	7.6	7.5	8.3	8.9	9.4	33.5	21.8	98.2	74.0

TABLEAU 5 : Influence des caractéristiques d'amortissement de la suspension et de la raideur des butées sur les performances d'atténuation des vibrations pour le siège C (position mi-course, excitation EM1A)

$$a_b = 2.587 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_b = 10.141 \text{ m/s}^{1.75}; a_{bw} = 1.521 \text{ m/s}^2; \text{VDV}_{bw} = 5.991 \text{ m/s}^{1.75}$$

VALEURS NOMINALES: $C_{cl} = 3357 \text{ kg/s}$; $p = 1.412$; $\gamma_c = 4.375$; $\gamma_e = 2.83$; $k_{cl} = 60 \text{ N/mm}$; $k_{c2} = 147 \text{ N/mm}$; $k_{e1} = 90 \text{ N/mm}$

Paramètre	Valeur	Accélération efficace		SEAT	Valeur de dose vibratoire			Accélération crête		Forces sur les butées	
		a_s	a_{sw}		VDV_s	VDV_{sw}	VDV_{ratio}	a_{ps}	a_{psw}	F_b^b (kN)	F_b^l (kN)
Nominale:		3.30	1.97	1.30	12.62	7.82	1.31	27.06	8.97	0.25	0.00
C_{cl} (kg/s)	2517	3.36	1.99	1.31	12.86	7.89	1.32	27.75	9.62	0.26	0.61
	4196*	3.25	1.96	1.29	12.42	7.80	1.30	23.15	7.44	0.23	0.00
p	0.71*	3.19	1.88	1.24	11.83	7.24	1.21	25.60	8.27	0.22	0.20
	2.12	3.30	1.98	1.30	12.67	7.93	1.32	27.93	9.05	0.26	0.00
γ_c	3.28	3.33	2.00	1.31	12.84	7.93	1.32	31.82	8.43	0.25	0.00
	5.47*	3.26	1.96	1.29	12.43	7.21	1.29	24.92	7.54	0.23	0.00
γ_e	2.12*	3.28	1.94	1.27	12.39	7.60	1.27	26.33	8.45	0.28	0.78
	3.54	3.37	1.98	1.30	12.99	7.91	1.32	27.40	9.03	0.33	0.00
k_{cl} (N/mm)	15.0*	3.16	1.89	1.24	12.08	7.49	1.25	26.92	8.38	0.06	0.00
	30.0	3.20	1.92	1.26	12.26	7.60	1.27	27.01	8.53	0.13	0.00
	120.0	3.52	2.12	1.39	13.54	8.38	1.40	29.67	9.81	0.50	0.00
<i>Plus favorables*</i>		3.10	1.82	1.20	11.40	6.95	1.16	17.48	6.78	0.05	0.11
<i>Diminution (%)</i>		6.1	7.6	7.6	17.6	11.1	11.4	35.4	24.4	80.0	-

6. ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE D'UN AMORTISSEUR À ACCROISSEMENT PROGRESSIF

Dans cette partie de l'étude, l'efficacité d'un amortisseur à accroissement progressif est évaluée quant à sa capacité à réduire l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées. Pour ce faire, un amortisseur magnéto-rhéologique de type semi-actif est intégré à la suspension d'un siège dont la fréquence naturelle est basse (environ 1.5 Hz) et l'efficacité du siège sous différents types d'excitations vibratoires est mesurée et comparée à celle obtenue lorsque l'amortisseur magnéto-rhéologique est remplacé par un amortisseur de type conventionnel. L'amortisseur magnéto-rhéologique, dont une description détaillée apparaît dans la référence [20], procure un degré d'amortissement augmentant progressivement (selon un algorithme défini) à mesure que la position de la masse suspendue s'éloigne de la position mi-course. Dans ce type d'amortisseur, la viscosité apparente du fluide magnéto-rhéologique comportant des particules métalliques est modifiée selon le niveau de courant circulant dans les bobines incorporées au piston, faisant ainsi varier le champ magnétique selon l'amplitude des déplacements de la suspension. De plus, un contrôle externe à trois positions permet de sélectionner le niveau de fermeté de l'amortisseur entre souple, moyen et ferme.

6.1 Description du siège

Le siège à suspension pneumatique utilisé dans cette partie de l'étude est de marque National et possède une course très importante de 165 mm. De base, ce siège comporte un amortisseur hydraulique conventionnel incliné, lequel est remplacé par un amortisseur magnéto-rhéologique pour les besoins de cette étude. Les essais sont réalisés en appliquant une charge de 67 kg sur l'assise, laquelle est constituée de sacs de billes de plomb et de plaques de métal. À la position mi-course, la fréquence naturelle du siège a été évaluée comme étant 1.48 Hz lorsque muni de l'amortisseur conventionnel, et 1.37 et 1.49 Hz avec l'amortisseur magnéto-rhéologique lorsque réglé aux positions moyenne et ferme, respectivement.

6.2 Protocole expérimental

Les essais ont été réalisés en laboratoire sur simulateur de vibrations pour trois configurations du siège : i) avec amortisseur conventionnel, ii) avec amortisseur magnéto-rhéologique réglé à la position moyenne, iii) avec amortisseur magnéto-rhéologique réglé à la position ferme. Pour chaque configuration, cinq positions en hauteur ont été considérées : position mi-course, ± 25 mm et ± 50 mm par rapport à la position mi-course. Dans le but de comparer le comportement des différentes configurations du siège dans des conditions susceptibles d'engendrer des impacts contre les butées, trois types d'excitations vibratoires préalablement décrites dans la section 4.2 ont été utilisées : classes aléatoires EM1 et EM1A ainsi que l'excitation transitoire représentant le passage d'un autobus sur un « nid de poule ». Avec l'excitation transitoire, les essais consistaient à déterminer l'amplitude de l'excitation requise pour provoquer un contact avec les butées pour chaque configuration de siège et de réglage en hauteur. Sous les excitations aléatoires, les essais consistaient à évaluer l'efficacité d'atténuation des vibrations pour les différentes configurations de siège, notamment en retenant le facteur SEAT, le rapport de VDV et le facteur de crête, pour lesquels les définitions apparaissent en [20].

6.3 Résultats des essais en régime transitoire

Les résultats des essais en régime transitoire sont représentés dans la figure 22, laquelle présente pour chaque configuration de siège et de position en hauteur, l'amplitude de l'excitation transitoire devant être appliquée à la base du siège pour provoquer des impacts contre les butées. L'amplitude est calculée sur la base de deux quantités : i) l'accélération efficace pondérée, $a_{w,base}$, mesurée entre 0.5 et 80 Hz et mettant en application la pondération W_k définie dans la norme ISO 2631-1 :1997; et ii) la valeur de dose vibratoire pondérée, VDV_{base} évaluée sur une durée de 64s, représentant la durée totale d'application du signal transitoire.

Les résultats démontrent que davantage d'énergie vibratoire est requise pour provoquer des impacts contre les butées pour le siège muni de l'amortisseur magnéto-rhéologique que pour celui incluant un amortisseur conventionnel. La différence est beaucoup marquée pour les positions en hauteur s'éloignant de la mi-course, les positions inférieures favorisant des impacts contre les butées inférieures et à l'opposé, les positions supérieures accentuant les impacts contre les butées supérieures. Dans les conditions d'essai considérées, l'ajustement de l'amortisseur magnéto-rhéologique à la position « ferme » semble être plus favorable pour réduire l'incidence et la sévérité des impacts que la position « moyenne ». La VDV semble accentuer davantage les différences entre les amortisseurs conventionnel et MR que l'accélération efficace, particulièrement aux extrémités de la course, ce qui s'explique du fait que des impacts sont impliqués. Sur la base de ces résultats, il est permis de conclure qu'à des niveaux d'excitation vibratoire qui favoriseraient l'apparition d'impacts contre les butées d'un siège muni d'un amortisseur conventionnel, l'utilisation d'un amortisseur MR pourrait permettre d'éviter l'apparition de tels impacts, limitant ainsi les risques liés à l'exposition aux vibrations pour les opérateurs.

6.4 Résultats des essais en régime aléatoire

Sous les excitations EM1 et EM1A, les différences relatives aux amortisseurs sont établies en comparant la performance d'atténuation des vibrations obtenue pour le siège muni des différents amortisseurs. La comparaison est effectuée sur la base du facteur SEAT, du rapport de la VDV et du facteur de crête du signal vibratoire enregistré au siège sous les deux types d'excitation et pour les différents réglages en hauteur du siège. Les résultats de ces essais sont présentés dans les figures 23 et 24. Sous l'excitation EM1, les résultats apparaissant dans la figure 23 démontrent que peu d'impacts sont produits contre les butées, sauf pour des positionnements en hauteur de ± 50 mm. En l'absence d'impacts, peu de différences sont notées entre l'utilisation des amortisseurs conventionnel et MR. En présence d'impacts, le siège muni d'un amortisseur conventionnel procure des valeurs SEAT, de rapport de VDV et de facteur de crête plus élevées que pour un amortisseur MR, indiquant une moins bonne performance du siège. Dans de tels cas, les différences sont nettement plus importantes sur la base du rapport de la VDV et du facteur de crête que du facteur SEAT.

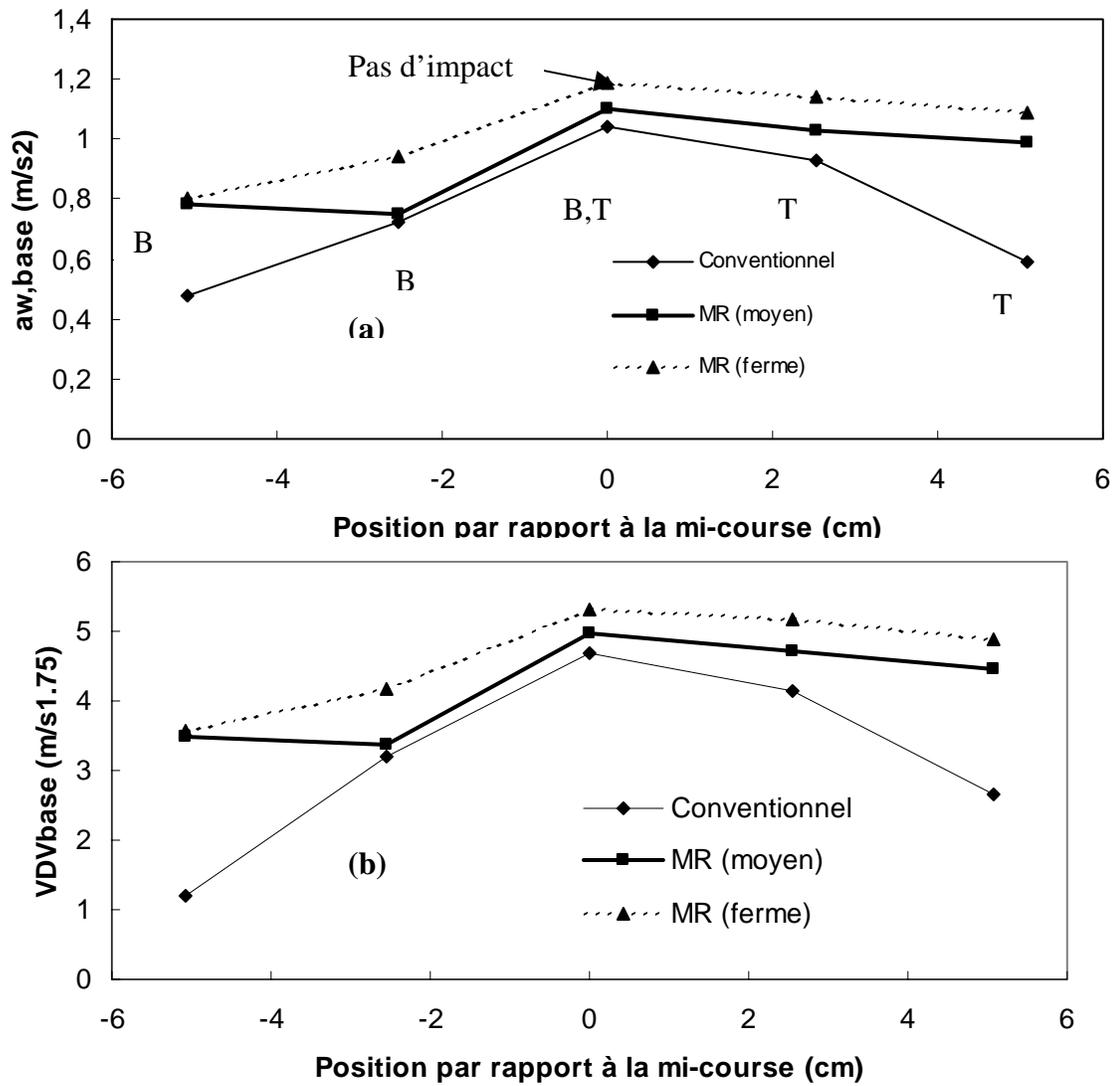


Figure 22 : Amplitude de l'énergie vibratoire transitoire requise à la base du siège pour susciter des impacts contre les butées : a) accélération efficace pondérée; b) valeur de dose vibratoire (B : impact avec butée inférieure; T : impact avec butée supérieure).

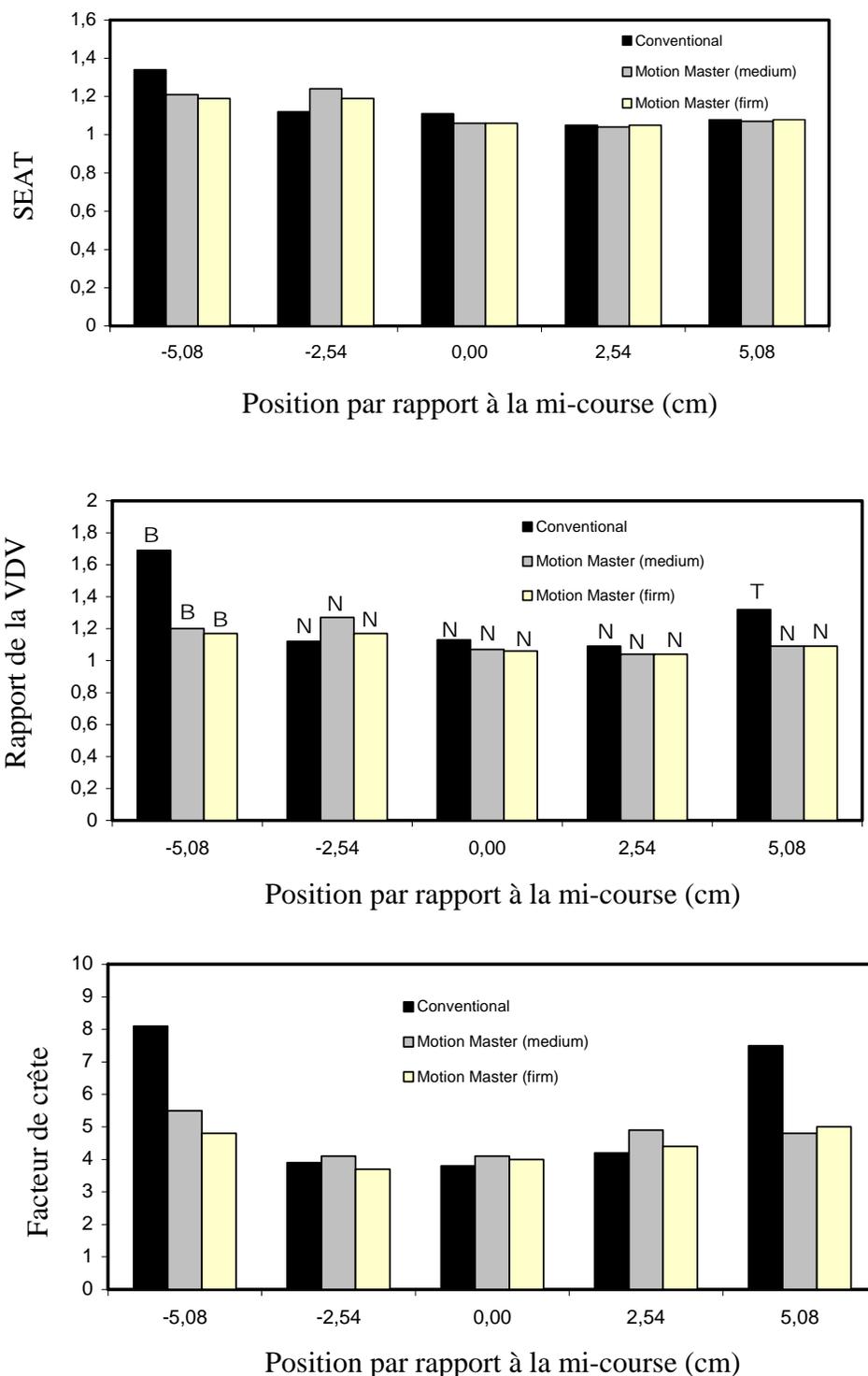


Figure 23 : Influence de la variation de la position en hauteur par rapport à la mi-course sur le facteur SEAT, le rapport de la VDV et le facteur de crête sous excitation EM1 avec les différents types d'amortisseur (B : impact avec butée inférieure; T : impact avec butée supérieure; N : aucun impact).

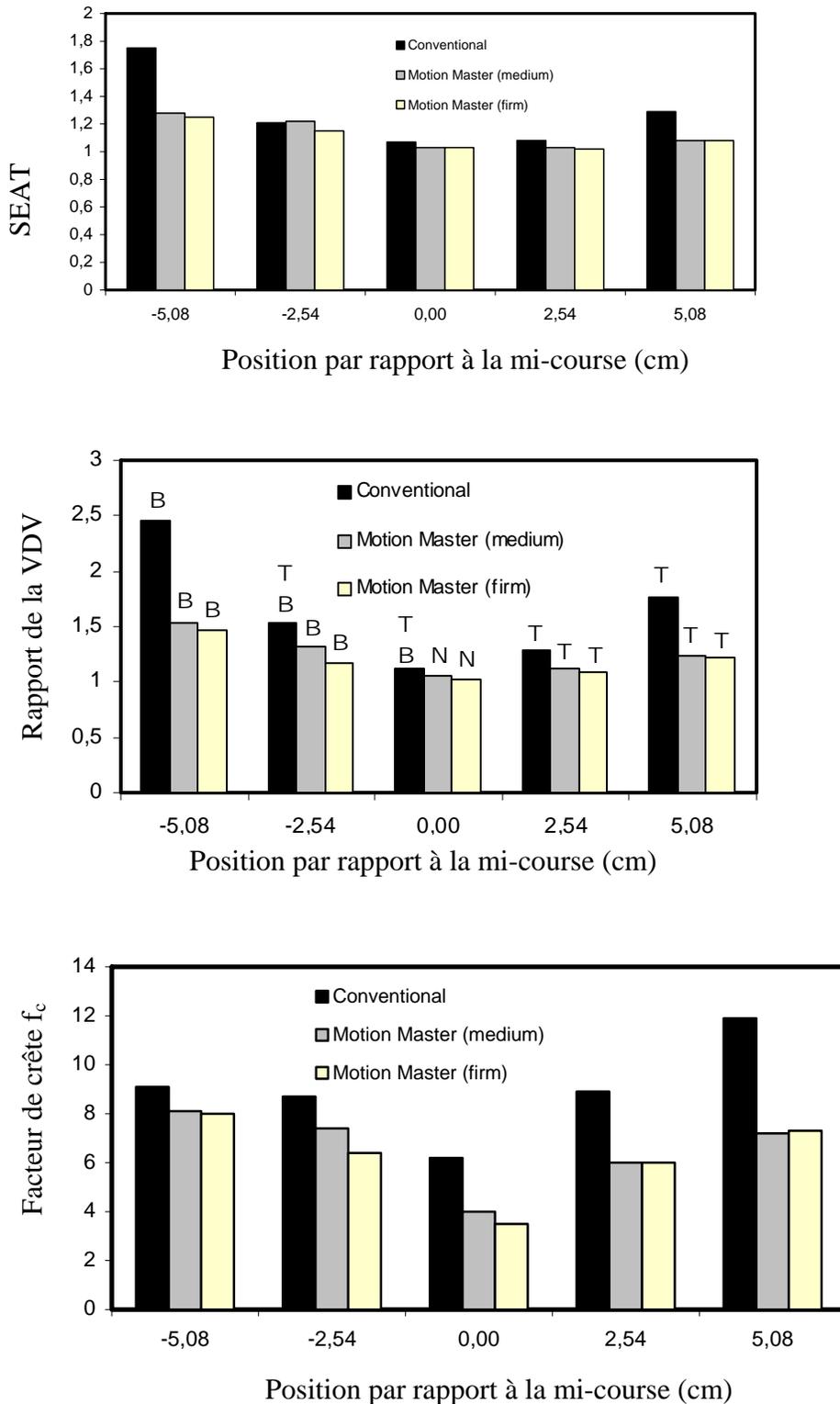


Figure 24 : Influence de la variation de la position en hauteur par rapport à la mi-course sur le facteur SEAT, le rapport de la VDV et le facteur de crête excitation EM1A avec les différents types d'amortisseur (B : impact avec butée inférieure; T : impact avec butée supérieure; N : aucun impact).

Lorsque l'amplitude de l'excitation vibratoire est amplifiée par un facteur de 1.5 (i.e. EM1A), les résultats présentés dans la figure 24 démontrent que le taux d'incidence d'apparition d'impacts contre les butées inférieures (symbole **B**) et supérieures (symbole **T**) est beaucoup plus élevé que sous l'excitation EM1. Seule la position mi-course pour le siège muni de l'amortisseur MR permet d'éviter la création d'impacts contre les butées. Pour les autres conditions impliquant des impacts contre les butées, les résultats démontrent que le rapport de la VDV, le facteur de crête et le facteur SEAT sont généralement plus élevés pour le siège muni de l'amortisseur conventionnel que lorsque le même siège est muni de l'amortisseur MR. De plus, la position « ferme » de l'amortisseur apparaît comme étant plus favorable pour réduire la sévérité des impacts.

La figure 25 présente le pourcentage de réduction de l'accélération efficace pondérée (a_w), de la VDV et de l'accélération pondérée crête ($a_{w, \max}$) que l'utilisation de l'amortisseur MR réglé à la position ferme a permis d'obtenir sous l'excitation EM1A. Ces résultats démontrent que les bénéfices sur les niveaux d'exposition vibratoire (a_w et VDV) sont accrus pour les positions qui s'éloignent le plus de la mi-course. Ainsi, une réduction de la VDV de l'ordre de 40% est possible avec l'utilisation d'un amortisseur MR. Par ailleurs, les accélérations crêtes sont réduites de façon substantielle à toutes les positions, incluant la mi-course, ce qui s'explique du fait que l'amortisseur MR permet d'éliminer les impacts contre les butées à cette position. Ces résultats suggèrent donc que l'utilisation d'un amortisseur à accroissement progressif de type MR peut être favorable pour réduire l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées, en autant que l'algorithme de contrôle soit bien adapté aux particularités du siège et de sa course, et que les conditions d'excitation vibratoire du siège soient telles que des impacts seraient favorisés du fait d'une forte excitation à proximité de la fréquence naturelle du siège.

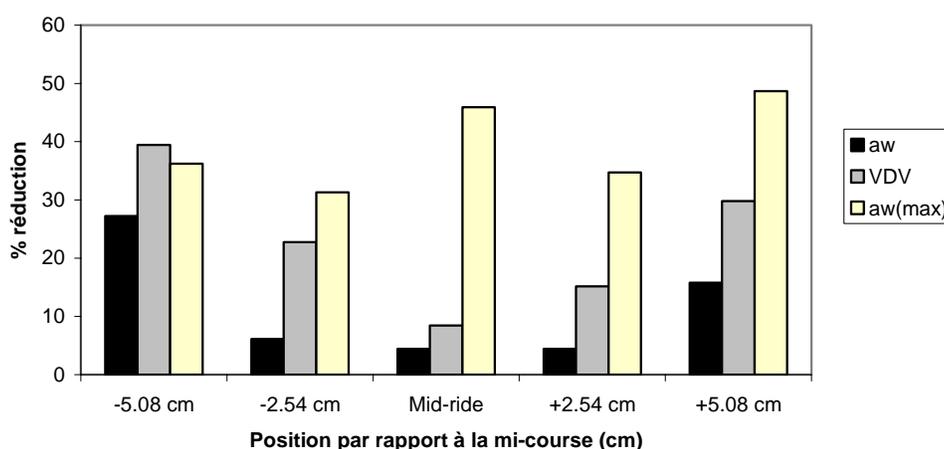


Figure 25 : Réduction de l'exposition vibratoire liée à l'utilisation d'un amortisseur MR sous réglage ferme et excitation EM1A.

7. CONCLUSION

Parmi les solutions destinées à réduire l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées pour les sièges munis d'une suspension, cette étude a évalué l'impact de modifier les paramètres de conception des amortisseurs conventionnels et des butées de trois différents sièges utilisés dans des véhicules industriels et de transport routier, de même que l'utilisation d'un amortisseur à accroissement progressif de type magnéto-rhéologique. L'étude des paramètres de conception a permis de mettre en application un modèle analytique générique pour décrire le comportement dynamique de trois sièges et d'utiliser ce modèle pour identifier les paramètres de conception procurant une protection optimale contre les impacts dans des conditions d'excitation vibratoire représentatives de celles rencontrées dans certaines catégories de véhicules tout-terrain et d'autobus. Pour chacun des sièges étudiés, des modèles ont été développés pour décrire les caractéristiques de raideur et d'amortissement du coussin, de la suspension, de l'amortisseur et des butées, lesquels ont été intégrés au modèle générique. Sur la base des résultats d'essais impliquant l'excitation de chacun des sièges sous différents régimes vibratoires contrôlés sur banc d'essais, les modèles applicables aux différents sièges ont pu être validés dans des conditions impliquant des impacts ou non contre les butées. L'excellent accord obtenu entre les prévisions des modèles et les résultats des mesures a permis d'étendre l'applicabilité de l'approche analytique d'étude des sièges à des conditions impliquant des déplacements verticaux excédant les limites de la course des sièges.

L'étude paramétrique des modèles applicables aux trois sièges a permis d'identifier les paramètres de conception ayant le plus d'influence pour limiter l'incidence et la sévérité des impacts contre les butées et d'estimer les gains possibles en termes de réduction des niveaux d'exposition vibratoire que procureraient des modifications apportées au niveau de la conception. Parmi les paramètres de conception qui se sont révélés avoir le plus d'influence, figurent en ordre de priorité, le coefficient de raideur des butées en extension sous de faibles déflexions, celui en compression, également sous de faibles déflexions, et le coefficient d'amortissement de la suspension en compression à basses vitesses. Généralement des caractéristiques de raideur des butées moins importantes sous de faibles déflexions et d'amortissement de la suspension plus élevées que les valeurs nominales sont favorables à une augmentation accrue de la performance d'atténuation des sièges dans des conditions favorisant des impacts contre les butées. En raison des différences des caractéristiques de base des différents sièges, des variations importantes sont relevées entre les sièges sur les gains pouvant être réalisés en modifiant leurs paramètres de conception. Ces gains peuvent être estimés sur la base des modèles développés dans cette étude, lesquels sont basés sur la mesure de leurs caractéristiques nominales de raideur et d'amortissement du coussin, de la suspension, de l'amortisseur et des butées.

L'étude portant sur l'amortisseur magnéto-rhéologique a permis de démontrer que son intégration à la suspension d'un siège permet des réductions substantielles de l'exposition et des doses vibratoires subies dans des conditions qui autrement favoriseraient des impacts contre les butées. Bien que son utilisation n'élimine pas nécessairement complètement la création d'impacts contre les butées, les résultats de cette étude ont clairement démontré que leur sévérité peut être considérablement réduite (i.e réduction de l'accélération efficace pondérée, de la VDV et de l'accélération pondérée crête au siège) lorsque leur présence n'est pas complètement éliminée. Dans certaines conditions retenues dans cette étude, une réduction de la VDV de

l'ordre de 40% a été rendue possible par l'utilisation d'un amortisseur magnéto-rhéologique plutôt que d'un amortisseur conventionnel dans des circonstances où autrement des impacts auraient été imminents. Par ailleurs, l'utilisation d'un tel amortisseur ne procure aucun bénéfice important par rapport à un amortisseur conventionnel lorsque utilisé dans des conditions où les déplacements se situent à l'intérieur de la course délimitée par les butées. Il appert enfin que pour maximiser son efficacité, l'algorithme de contrôle de l'amortisseur MR doit être bien adapté aux caractéristiques du siège incluant la course et de l'excitation vibratoire sous laquelle il doit opérer.

8. BIBLIOGRAPHIE

- 1) X. Wu, M.J. Griffin « Towards the standardization of a testing method for the end-stop impacts of suspension seats », *J. Sound and Vibration*, 192(1), 1996, 307-319.
- 2) X. Wu, M.J. Griffin « The influence of end-stop buffer characteristics on the severity of suspension seat end-stop impacts », *J. Sound and Vibration*, 215(4), 1998, 989-996.
- 3) X. Wu, M.J. Griffin « Simulation study of factors influencing the severity of suspension seat end-stop impacts », UK Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, Silsoe Research Institute, Silsoe, 18-20 septembre 1995, 14p.
- 4) M.A. Stiles, J.A. Lines, R.T. Whyte « A farmer's daily dose Part II: result of the tractor ride vibration survey », Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, INM, Gosport, UK, 19-21 septembre 1994.
- 5) Norme internationale ISO 5007:1990 Tracteurs agricoles à roues-Sièges du conducteur-Mesurage en laboratoire des vibrations transmises.
- 6) Norme internationale ISO 7096 :2000 Engins de terrassement-Évaluation en laboratoire des vibrations transmises à l'opérateur par le siège.
- 7) Norme internationale ISO 10326-1 :1992 Vibrations mécaniques-Méthode en laboratoire pour l'évaluation des vibrations du siège de véhicule Partie 1 : Exigences de base.
- 8) Rapport produit par EC Standards Measurements and Testing Programme (Projet no. SMT4 CT97 2161) « TESTOPS – Testing Suspension Seats for End-stop Impacts », Rapport final, Novembre 2000, 149 p.
- 9) S. Rakheja, Y. Afework, S. Sankar « An analytical and experimental investigation of the driver-seat suspension system », *Vehicle Systems Dynamics*, 23(7), 1994, 501-524.
- 10) P.-É. Boileau, S. Rakheja, P.J. Liu « A combined seat suspension-vehicle driver model for estimating the exposure to whole-body vehicular vibration and shock », *Int J of Vehicle Design, Heavy Vehicle Systems*, 4(2-4), 1997, 244-265.
- 11) J. Rebelle « Development of a numerical model of seat suspensions to optimize the end-stop buffers », UK Conference on Human Responses to Vibration, University of Southampton, 13-15 septembre 2000, 221-238.
- 12) X. Wu, S. Rakheja, P.-É. Boileau « Study of human-seat interface pressure distribution under vertical vibration », *Int. J. Industrial Ergonomics*, 21(6), 1998, 433-450.
- 13) T.P. Gunston « An investigation of suspension seat damping using a theoretical model », UK Conference on Human Responses to Vibration, University of Southampton, 13-15 septembre 2000, 207-219.
- 14) J. Rebelle « Improvement of suspension seat performance under shock excitation: Optimisation of bottom end-stop buffers », Plaquette d'information, INRS.

- 15) X. Wu, M.J. Griffin « A semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of end-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper », *J. Sound and Vibration*, 203(5), 1997, 781-793.
- 16) Society of Automotive Engineers SAE J1051. Force deflection measurements of cushioned components of seats for off-road work machines.
- 17) S. Rakheja, P.-É. Boileau, Z. Wang, H. Politis « Performance analysis of suspension seats under high magnitude vibration excitations : Part 1 : Model development and validation », *J. Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* (Accepté pour publication en décembre 2003).
- 18) P.-É. Boileau, S. Rakheja « Characterization of the vibration environment of urban buses », UK Conference on Human Responses to Vibration, University of Southampton, 11-15 septembre 2000, 305-316.
- 19) S. Rakheja, P.-É. Boileau, Z. Wang « Performance analysis of suspension seats under high magnitude vibration excitations : Part 2 : Design parameter study », *J. Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* (Accepté pour publication en décembre 2003).
- 20) S.J. McManus, K.A. StClair, P.-É. Boileau, J. Boutin, S. Rakheja « Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper », *J. Sound and Vibration*, 253(1), 2002, 313-327.