

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Théorie d'isolation des vibrations.....	3
1.2 Normes.....	4
1.3 Systèmes d'isolation	5
1.3.1 Sable.....	5
1.3.1.1 Sable sec.....	6
1.3.1.2 Mélange de sable et de caoutchouc.....	6
1.3.1.3 Mélange de sable et de matériaux visqueux	7
1.3.2 Laminés de caoutchouc et métal.....	7
1.3.3 Isolateurs pneumatiques à chambre à air double	8
1.3.4 Isolateurs solide-liquide à deux chambres	10
1.3.5 Amortisseurs magnéto rhéologiques.....	11
1.3.6 Ressorts à câble métallique.....	11
CHAPITRE 2 ESSAIS EXPÉRIMENTAUX	13
2.1 Essais vibratoires	13
2.1.1 Prise de mesures.....	13
2.1.2 Équipements de mesure	14
2.1.3 Position des capteurs.....	14
2.1.4 Acquisition des données	15
2.1.5 Méthodologie	15
2.1.5.1 Mesures dans les directions latérales	15
2.1.5.2 Effet du poids des utilisateurs.....	17
2.1.5.3 Effet du type d'excitation.....	17
2.1.5.4 Effet du type de plancher	18
2.1.5.5 Plan d'expériences	18
2.1.6 Résultats.....	19
2.1.6.1 Excitation harmonique.....	19
2.1.6.2 Trame de film.....	23
2.1.7 Systèmes d'isolation	26
2.1.7.1 Sable sous les vérins	28
2.1.7.2 Sable sur le côté	31
2.1.7.3 Laminés de caoutchouc et métal.....	33
2.1.7.4 Masses de métal	36
2.1.8 Synthèse des essais vibratoires	39
2.2 Essais modaux.....	42
2.2.1 Prise de mesures.....	42
2.2.2 Équipements de mesure	43
2.2.3 Position des capteurs.....	43

2.2.4	Acquisition des données	43
2.2.5	Méthodologie	44
2.2.6	Résultats	44
2.2.6.1	Plateforme de bois.....	44
2.2.6.2	Fauteuil	46
CHAPITRE 3	SIMULATION DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTÈME PAR ÉLÉMENTS FINIS.....	49
3.1	Recalage du modèle	49
3.1.1	Fauteuil	49
3.1.2	Plateforme de bois.....	52
3.1.3	Fauteuil sur plateforme de bois.....	53
3.1.4	Sacs de sable	55
3.2	Conditions réelles d'un plancher de bois	58
3.3	Sacs de sable sous les vérins.....	62
3.4	Ressorts à câble métallique.....	64
3.5	Effet de la masse et de la rigidité du plancher	67
3.6	Plateforme lourde.....	69
3.7	Rigidification du plancher.....	71
3.8	Effet de la position du fauteuil.....	76
3.9	Fauteuil décentré latéralement et vers l'arrière.....	80
3.9.1	Rigidification du plancher par solives d'acier de profilé S130x22.0.....	80
3.9.2	Plateforme lourde.....	82
3.10	Synthèse des simulations par éléments finis.....	80
CHAPITRE 4	SYNTHÈSE DES RÉSULTATS.....	89
CONCLUSION	93
RECOMMANDATIONS	97
ANNEXE I	FACTEURS MULTIPLICATIFS DE L'AMPLITUDE DES VIBRATIONS (ISO 10137).....	99
ANNEXE II	SOUSSION DE BILZ VIBRATION TECHNOLOGY, INC.....	101
ANNEXE III	PRÉCISION FRÉQUENTIELLE.....	103
ANNEXE IV	MODÈLES ÉLÉMENTS FINIS.....	105
ANNEXE V	ITT ENIDINE INC. HR16-600	109
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	111

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Paramètres de l'expérimentation18
Tableau 2.2	Paramètres de l'expérimentation des systèmes d'isolation19
Tableau 2.3	Niveau efficace des divers essais vibratoires42
Tableau 2.4	Résonances de la plateforme de bois45
Tableau 2.5	Résonances du fauteuil.....47
Tableau 3.1	Calibration du modèle éléments finis de la plateforme de bois53
Tableau 4.1	Synthèse des résultats des simulations par éléments finis des planchers encastrés84
Tableau 4.2	Synthèse des résultats des simulations par éléments finis de la modification de la position du fauteuil sur le plancher84
Tableau 4.3	Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 8'x8'85
Tableau 4.4	Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 12'x12'86
Tableau 4.5	Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 16'x16'86
Tableau 4.6	Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 20'x20'86
Tableau 4.7	Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 24'x24'87

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1.1	Module de transmissibilité des forces Tiré de Thomas & Laville (2007, p.222)	3
Figure 1.2	Courbe de base des vibrations d'un bâtiment selon a) l'axe z (des pieds vers la tête) et b) les axes x et y (de côté et du dos vers la poitrine) Tiré de International Organization for Standardization (2007).....	5
Figure 1.3	Modélisation de laminé caoutchouc-métal Tiré de Salim, Putra, Thompson, Ahmad & Abdullah (2013).....	8
Figure 1.4	Courbe de transmissibilité d'un isolateur à chambre à air double en fonction des paramètres Tiré de Zhang, C., Zhang, J., Feng, Yu & Wu (2013)	9
Figure 1.5	Isolateur solide-liquide à deux chambres Tiré de Li, Chen & Zhou (2016)	10
Figure 1.6	Amortisseurs à câble métallique Tiré de ITT Enidine Inc.....	12
Figure 2.1	Banc d'essai	13
Figure 2.2	Dessous du fauteuil	14
Figure 2.3	Système d'axes du plancher.....	16
Figure 2.4	Vibration triaxiale de la plateforme de bois avec une masse de 100lb lors de a) Balayage et b) Film	16
Figure 2.5	Disposition des plaques d'entraînement sur le fauteuil pour 100 lb et 200 lb	17
Figure 2.6	Transmissibilité des vibrations lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	20
Figure 2.7	Vibrations du sol lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	21
Figure 2.8	Vibrations du fauteuil lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	22

Figure 2.9	Accélération efficace du plancher lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	23
Figure 2.10	Transmissibilité des vibrations lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	24
Figure 2.11	Vibrations du sol lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	24
Figure 2.12	Vibrations du fauteuil lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	25
Figure 2.13	Accélération efficace du plancher lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois.....	26
Figure 2.14	Sac de sable a) Sous les vérins b) À côté des vérins.....	27
Figure 2.15	Laminés de caoutchouc et métal a) Sous les vérins, b) Disposition avant et c) Disposition arrière	27
Figure 2.16	Transmissibilité des vibrations avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film.....	28
Figure 2.17	Vibrations du sol avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film.....	29
Figure 2.18	Accélération efficace du plancher avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film.....	30
Figure 2.19	Vibrations du fauteuil avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film.....	30
Figure 2.20	Transmissibilité des vibrations avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film.....	31
Figure 2.21	Vibrations du sol avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film.....	32
Figure 2.22	Accélération efficace du plancher avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film.....	32
Figure 2.23	Vibrations du fauteuil avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film.....	33
Figure 2.24	Transmissibilité des vibrations avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film	34

Figure 2.25	Vibrations du sol avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film	34
Figure 2.26	Accélération efficace du plancher avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film	35
Figure 2.27	Vibrations du fauteuil avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film	36
Figure 2.28	Transmissibilité des vibrations avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film	37
Figure 2.29	Vibrations du sol avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film	37
Figure 2.30	Accélération efficace du plancher avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film	38
Figure 2.31	Vibrations du fauteuil avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film	38
Figure 2.32	Accélération temporelle du plancher lors du film pour a) Béton, b) Bois, c) Sable sous les vérins, d) Sable sur le côté, e) Laminé caoutchouc/métal et f) Masse de métal	41
Figure 2.33	Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur la plateforme de bois	45
Figure 2.34	Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur le fauteuil (capteur sous le fauteuil)	46
Figure 2.35	Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur le fauteuil (capteur sur les masses).....	47
Figure 3.1	CAO du fauteuil	49
Figure 3.2	Modèle EF du fauteuil.....	50
Figure 3.3	Recalage du modèle par éléments finis du fauteuil.....	51
Figure 3.4	Comparaison du modèle du fauteuil contrôlé en force et en déplacement.....	51
Figure 3.5	Modèle de la plateforme de bois	52
Figure 3.6	Vérin excité par une force	53

XVIII

Figure 3.7	Recalage du modèle éléments finis du fauteuil sur plateforme de bois	54
Figure 3.8	Modèle éléments finis des sacs de sable sous les vérins	55
Figure 3.9	Disque de contact	57
Figure 3.10	Disque de compression	57
Figure 3.11	Recalage du modèle par éléments finis du fauteuil avec sacs de sable sous les vérins	58
Figure 3.12	Longueurs supportées d'un plancher	59
Figure 3.13	Vitesses maximales de planchers encastrés	60
Figure 3.14	Accélération efficace des différentes tailles de plancher	61
Figure 3.15	Modes du plancher de bois de 16'x16' a) 1 ^{er} mode (30,54Hz), b) 2 ^e mode (36,54Hz), c) 3 ^e mode (48,62Hz), d) 4 ^e mode (65,17Hz), e) 5 ^e mode (79,78Hz) et f) 6 ^e mode (81,38Hz)	62
Figure 3.16	Vibration du plancher a) sans et b) avec sacs de sable sous les vérins	63
Figure 3.17	Accélération efficace des planchers avec sacs de sable sous les vérins	64
Figure 3.18	ITT Enidine Inc. HERM	65
Figure 3.19	Vibration du plancher a) sans et b) avec l'ajout de ressorts à câble métallique	65
Figure 3.20	Accélération efficace des planchers avec ressorts à câble métallique	66
Figure 3.21	Vibrations du fauteuil avec et sans ressorts à câble métallique pour un plancher de 16'x16'	67
Figure 3.22	Schéma du système à un degré de liberté	68
Figure 3.23	Effet sur la vitesse maximale du plancher de 16'x16' de la a) rigidité et b) masse	69
Figure 3.24	Plateforme lourde	70

Figure 3.25	Vibration du plancher a) sans et b) avec l'ajout de la plateforme lourde	70
Figure 3.26	Accélération efficace des planchers avec plateforme lourde	71
Figure 3.27	Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives de bois de 38,1 mm x 88,9 mm	73
Figure 3.28	Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives de bois de 38,1 mm x 139,7 mm	73
Figure 3.29	Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives d'acier S130x22.0.....	74
Figure 3.30	Accélération efficace des planchers avec un faux plancher de solives de a) 2"x4" en bois, b) 2"x6" en bois et c) profilé S130x22.0 en acier	75
Figure 3.31	Décentrage du fauteuil vers l'avant et l'arrière lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière	76
Figure 3.32	Décentrage du fauteuil sur le côté lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière.....	77
Figure 3.33	Comparaison des vibrations du plancher du fauteuil centré en fonction du sens des solives	78
Figure 3.34	Décentrage du fauteuil vers l'avant et l'arrière lorsque les solives sont de gauche à droite	78
Figure 3.35	Décentrage du fauteuil sur le côté lorsque les solives sont de gauche à droite.....	79
Figure 3.36	Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives d'acier et fauteuil décentré vers l'arrière et le côté	80
Figure 3.37	Accélération efficace des planchers avec rigidification par solives d'acier et fauteuil décentré sur le côté et vers l'arrière	81
Figure 3.38	Vibration du plancher a) sans et b) avec plateforme lourde et fauteuil décentré vers l'arrière et le côté	82
Figure 3.39	Accélération efficace des planchers avec plateforme lourde et fauteuil décentré sur le côté et vers l'arrière	83

Figure 4.1	Combinaison de la rigidification par solives d'acier, plateforme lourde et ressorts à câble métallique en position décentrée pour un plancher de 16'x16'	83
------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

FFT	Fast Fourier Transform (Transformée de Fourier rapide)
RMS	Root mean square (Moyenne quadratique)
CAO	Conception assistée par ordinateur
SCHL	Société canadienne d'hypothèques et de logement

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Longueur

m	mètre
cm	centimètre
mm	millimètre
'	pie
"	pouce

Vitesse

m/s	mètre par seconde
mm/s	millimètre par seconde

Accélération

m/s ²	mètre par seconde carrée
mm/s ²	millimètre par seconde carrée
g	gravité (= 9,81 m/s ²)

Fréquence

Hz	Hertz
----	-------

Pression, contrainte ou élasticité

kPa	kilopascal
MPa	mégapascal
GPa	gigapascal

Masse

lb	livre
kg	kilogramme

<u>Symbole</u>	<u>Unité</u>	<u>Description</u>
r	-	Rapport en la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle
F _T	N	Force transmise
F _O	N	Force appliquée
C _u	-	Coefficient d'uniformité du sable
ρ	-	Régularité du sable
e	-	Taux de vide du sable
p'	kPa	Pression de confinement isotrope du sable
p _a	kPa	Pression atmosphérique
E _{max}	MPa	Module d'élasticité maximal
v	-	Coefficient de poisson

INTRODUCTION

0.1 Problématique

Les systèmes de simulation de mouvement destinés au marché du divertissement sont de plus en plus populaires dans les centres récréatifs, comme les salles de cinéma. La technologie utilise des effets de mouvement programmés selon le contenu visuel, qui sont envoyés à un système d'actuateurs électromécaniques intégré dans une plateforme ou un siège. Toutefois, des vibrations nuisibles apparaissent dans l'environnement à cause de leur transmissibilité au plancher. Ceci est particulièrement préjudiciable dans une volonté potentielle d'intégrer cette technologie dans le marché résidentiel, avec des fauteuils vibrants qui devraient être adaptables à différents planchers. Il devient alors nécessaire de contrôler les vibrations transmises au plancher, tout en conservant les vibrations transmises au spectateur, sans en affecter la qualité. La problématique est donc d'étudier l'effet des vibrations sur les systèmes connexes excités par la transmission des vibrations. Le système doit être efficace et adaptable dans plusieurs situations. En effet, les vibrations générées peuvent varier en fonction de l'excitation (harmonique, aléatoire, impact, etc...), de la masse de l'utilisateur et du type de plancher.

0.2 Objectifs

L'objectif de cette recherche est d'étudier la faisabilité de concevoir une plateforme d'isolation des vibrations adaptable à n'importe quel plancher, à n'importe quelle masse et à n'importe quel type d'excitation.

Cette plateforme doit être en mesure de réduire au maximum la transmissibilité des forces, à moindre coût.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Théorie d'isolation des vibrations

La méthode utilisée pour isoler les vibrations dépend de la zone fréquentielle d'utilisation de la machine. Ceci est démontré à la Figure 1.1, représentant la transmissibilité des forces, soit la force transmise sur la force appliquée, en fonction de r , le rapport entre la fréquence de l'excitation et la fréquence naturelle du système. De plus, plusieurs courbes sont tracées en fonction du coefficient d'amortissement du système.

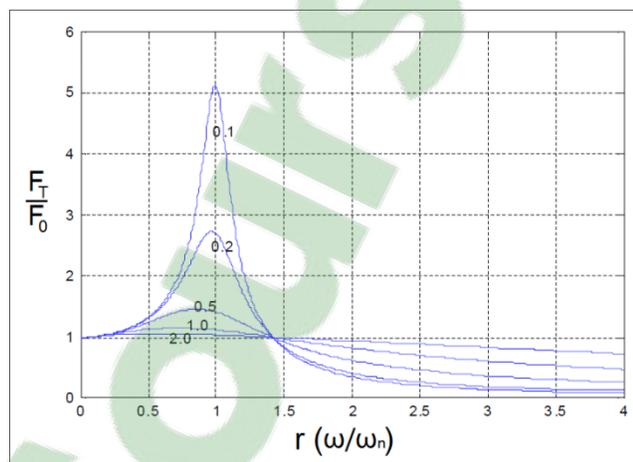


Figure 1.1 : Module de transmissibilité des forces
Tiré de Thomas & Laville (2007, p.222)

Pour un système linéaire à un degré de liberté, fonctionnant dans la zone d'amplification ($0,3 < r < 1,4$), soit autour de la résonance, il est avantageux d'avoir un fort amortissement afin de réduire la transmissibilité des forces. Par contre, il est beaucoup plus avantageux de travailler dans la zone d'isolation ($r > 1,4$), puisque comme montré dans la Figure 1.1, c'est dans cette zone que la transmissibilité est inférieure à un. Par contre, dans cette zone, l'amortissement a un effet négatif, car il augmente la transmissibilité.

Si on travaille dans la zone d'isolation, il faut donc soit augmenter la fréquence d'excitation, ce qui n'est pas possible dans ce cas-ci, ou réduire la fréquence naturelle. Si on travaille dans la zone résonante, il faut augmenter l'amortissement. La fréquence naturelle, dans un système à un degré de liberté, est la racine carrée de la rigidité sur la masse du système. On peut donc la réduire en réduisant la rigidité ou en augmentant la masse.

1.2 Normes

Il n'y a pas vraiment de normes pour l'application envisagée. La norme la plus proche serait la norme ISO 10137 qui donne des recommandations concernant la vibration dans les bâtiments, que la source soit intérieure ou extérieure, afin de protéger l'humain qui la subit au point de vue confort, fatigue et sécurité. Ce n'est donc pas la même application, mais cela peut servir de repère. Dans le cas des sources intérieures, les excitations humaines, la machinerie et les activités de construction ou de démolition sont prises en compte. De plus, deux classes de problèmes vibratoires peuvent être rencontrés, soit la classe A où la source de vibration change en temps et lieu et la classe B, où la source change en temps, mais est stationnaire en lieu. Pour la mesure des vibrations de la machinerie, le capteur devrait se situer à l'endroit où les vibrations les plus intenses devraient apparaître, soit sur la plateforme ou la structure de support. Pour mesurer l'effet des vibrations sur les personnes dans les bâtiments, celles-ci devraient être mesurées à un endroit où les gens sont susceptibles de les ressentir et dans la direction qui les affecte le plus. Les critères pour les occupants humains sont divisés en trois catégories, l'occupation sensible, comme les salles d'opération, l'occupation régulière, regroupant les bureaux et le domaine résidentiel et l'occupation active, comme les milieux industriels. De plus, les vibrations affectant l'humain peuvent être catégorisées en plusieurs classes :

- Classe a : influence sous le seuil de perception humain
- Classe b : effets de seuil de base
- Classe c : l'intrusion, l'alarme et la peur (ce qui peut être associé à une série de commentaires défavorables)
- Classe d : interférence avec les activités
- Classe e : possibilité de blessures ou de problèmes de santé

La Figure 1.2 représente les courbes de base des vibrations acceptables dans les bâtiments pour les équipements sensibles, dépendamment de la direction des vibrations. Ces courbes représentent l'amplitude d'accélération efficace (m/s^2) en fonction de la fréquence (Hz).

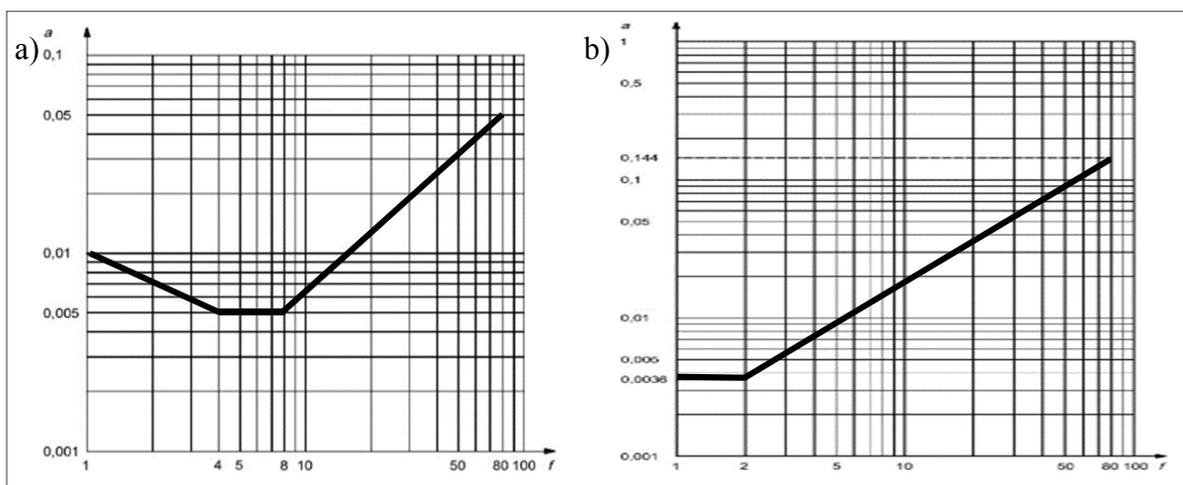


Figure 1.2 : Courbe de base des vibrations d'un bâtiment selon a) l'axe z (des pieds vers la tête) et b) les axes x et y (de côté et du dos vers la poitrine)
Tiré de International Organization for Standardization (2007)

Dans le cas de l'occupation humaine dans un domaine résidentiel, pour des vibrations continues et intermittentes, il est suggéré d'appliquer un facteur de 2 à 4 à ces courbes pour le jour, et de 1,4 pour la nuit. Pour des vibrations impulsives avec plusieurs occurrences par jour, les facteurs recommandés sont 30 à 90 pour le jour et 1,4 à 20 pour la nuit (voir ANNEXE II).

1.3 Systèmes d'isolation

Une étude de divers systèmes d'isolation pouvant potentiellement être utilisés dans ce projet a été effectuée.

1.3.1 Sable

Une première solution potentiellement prometteuse est l'ajout de sacs de sable ou d'un bac à sable sous le fauteuil, soit entre les vérins et le sol. Selon Xiang-Jun & Chong-Zheng

(2014), le sable possède un bon pouvoir amortissant dû à l'impact et la friction entre les particules et avec les parois. De plus, cette solution a pour avantage d'être très peu coûteuse. De plus, l'ajout de sable a comme avantage d'augmenter la masse du système et donc de déplacer fréquence naturelle pour travailler dans la zone d'isolation.

1.3.1.1 Sable sec

Xiang-Jun & Chong-Zheng (2014) ont étudié l'effet de plusieurs caractéristiques du sable sur son amortissement. Pour ce faire, ils ont étudié le comportement vibratoire d'une pompe sur un bac à sable. Il a été démontré que le taux amortissement augmente en fonction de l'importance de la masse du sable sur la masse du système, jusqu'à une certaine limite d'environ 60%. Donc, l'amortissement diminue en fonction de la pression de confinement du sable. De plus, le taux d'amortissement augmente lorsque la taille des grains de sable diminue, jusqu'à environ 1,5 mm, où la réduction de la taille ne semble plus avoir d'effet.

1.3.1.2 Mélange de sable et de caoutchouc

Anbazhagan & Manohar (2016) ont étudié l'effet de l'ajout de particules caoutchouc dans la matrice de sable sur ces caractéristiques en cisaillement. Pour ce faire, ils ont utilisé des particules de caoutchouc provenant de pneus usés. Un test de colonne résonnante a été effectué pour les faibles déformations et un test cyclique triaxial, pour les grandes déformations. Les résultats démontrent que l'amortissement augmente en fonction du pourcentage de caoutchouc, tandis que c'est l'effet inverse pour la rigidité (en cisaillement). De plus, tous comme dans le sable sec, l'amortissement diminue et la rigidité augmente en fonction de la pression de confinement. Il a aussi été démontré que l'amortissement et la rigidité varient en fonction de la déformation du mélange. L'augmentation de la déformation a un effet positif sur l'amortissement et un effet négatif sur la rigidité.

Manohar, Anbazhagan, Neaz Sheikh & Hing-Ho (2014) ont étudié l'effet de la taille des particules de caoutchouc provenant de pneus usés. Ils ont démontré que l'énergie absorbée et la rigidité en cisaillement sont optimales, dans leur application, pour des particules de caoutchouc de 9,50 à 12,50 mm.

1.3.1.3 Mélange de sable et de matériaux visqueux

Khan, El-emam, Cascante & El Naggar (2013) ont étudié l'effet de l'ajout d'un matériau de haute viscosité dans la matrice de sable sur le rapport d'amortissement et la force en cisaillement. Ils ont donc testé plusieurs rapports de mélanges de sable et de bentonite-glycérine. Il a été démontré que, comme dans le cas du mélange de sable et caoutchouc, l'amortissement augmente en fonction de l'ajout du matériau et de la déformation en cisaillement. De plus, elle diminue en fonction de la pression de confinement. Pour ce qui est de la rigidité en cisaillement, elle augmente en fonction de la pression de confinement et diminue en fonction de la déformation. Par contre, dans ce cas-ci, l'ajout de matériau visqueux a très peu d'effet sur la rigidité.

1.3.2 Laminés de caoutchouc et métal

Salim, Putra, Thompson, Ahmad & Abdullah (2013) ont exécuté une étude préliminaire de laminés de caoutchouc et métal. Pour ce faire, ils ont discrétisé le système en systèmes masse-ressort, en modélisant le caoutchouc sans masse, avec une rigidité et un amortissement constants, et le métal, comme une masse rigide sans amortissement.

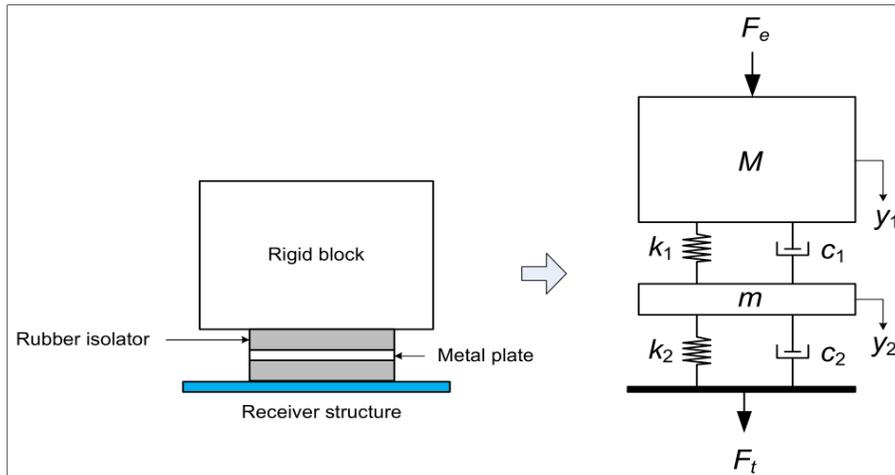


Figure 1.3 : Modélisation de laminé caoutchouc-métal
Tiré de Salim, Putra, Thompson, Ahmad & Abdullah (2013)

Selon ce modèle, augmenter le nombre de plaques de métal augmente le nombre de degrés de liberté, et donc de résonances. Les vibrations à très faible fréquence en sont augmentées. Par contre, cela a pour avantage de diminuer le début de la zone d'isolation.

1.3.3 Isolateurs pneumatiques à chambre à air double

Ce type d'isolateur possède plusieurs avantages, dont celui d'avoir une fréquence naturelle basse, une hauteur stable et un amortissement contrôlable (Zhang, C., Zhang, J., Feng, Yu & Wu, 2013). Il est composé d'une chambre à air, avec paroi en caoutchouc, connectée, à l'aide d'un tube, à une chambre auxiliaire rigide. L'air passant dans ce tube perd son énergie, augmentant ainsi l'amortissement du système.

Zhang, C., Zhang, J., Feng, Yu & Wu (2013) ont développé une équation décrivant ce type d'isolateur. Ils ont, par la suite, conçu un modèle numérique permettant d'optimiser les paramètres, tels que le diamètre du tube et le rapport de volume entre les deux chambres. Les résultats théoriques ont aussi été confirmés par des essais en laboratoire. Il a été démontré que la rigidité et l'amortissement varient grandement en fonction de ces paramètres. La Figure 1.4 présente la courbe de transmissibilité en fonction de ces paramètres.

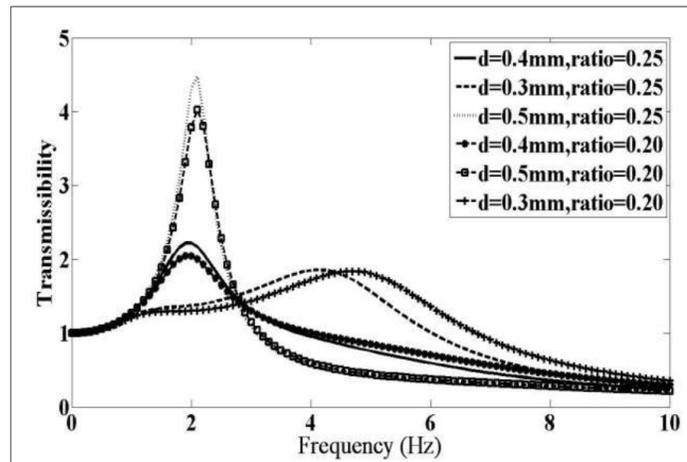


Figure 1.4 : Courbe de transmissibilité d'un isolateur à chambre à air double en fonction des paramètres
Tiré de Zhang, C., Zhang, J., Feng, Yu & Wu (2013)

Il a été démontré que la transmissibilité est réduite en optimisant les paramètres. De plus, il est possible de réduire la transmissibilité à la résonance tout en gardant une faible transmissibilité dans la zone d'isolation. Ceci est dû au fait que la rigidité et l'amortissement de l'isolateur ne sont pas linéaires.

La compagnie Bilz Vibration Technology AG possède deux modèles de ce type d'isolateur. Le BiAir est constitué d'un corps en aluminium contenant deux chambres séparées. Un diaphragme permet la compression de l'air de la première chambre, qui est reliée à la seconde par un tube et d'une valve contrôlant l'amortissement. Ce système doit aussi être équipé d'un contrôle de niveau afin d'en faire un système actif. Il se détaille 414 USD par isolateur, plus l'ajout du système de contrôle de 1939 USD, pour un total de 3181 USD. Le FAEBI-HD est un isolateur de caoutchouc séparé en deux chambres, reliées par un tuyau externe. Ce modèle est relativement compact en hauteur et possède une valve permettant d'ajuster l'amortissement. Ce type d'isolateur s'applique à des systèmes très lourds. Le FAEBI est un système à une seule chambre qui se détaille 187 USD par isolateur et peut être actif en ajoutant le contrôle à 1939 USD, ce qui en fait un système passif à 561 USD et un système actif à 2500 USD.

La compagnie Kinetic Systems, Inc. offre un modèle comparable à ce dernier, le Vibraplane. Cependant, un orifice interne, et non un tube, est utilisé afin de générer l'amortissement. Cet

amortisseur s'applique aussi à des systèmes très lourds et peut se détailler entre 2000 et 5000 USD.

1.3.4 Isolateurs solide-liquide à deux chambres

Les isolateurs solide-liquide à deux chambres fonctionnent avec le même principe que les isolateurs pneumatiques à chambre à air double. Cependant, le fluide est un liquide visqueux, comme de l'huile, auquel on y ajoute des éléments élastiques, afin de réduire la rigidité. Ce système a pour avantage, comparativement à celui avec de l'air, de ne pas avoir de fuite et d'avoir une longue vie en fatigue. Il est donc constitué d'un compartiment compressible, d'un tube et d'une chambre auxiliaire. Il est même possible d'ajouter une valve passive ou active afin de contrôler l'amortissement et la rigidité (Li, Chen & Zhou, 2016).

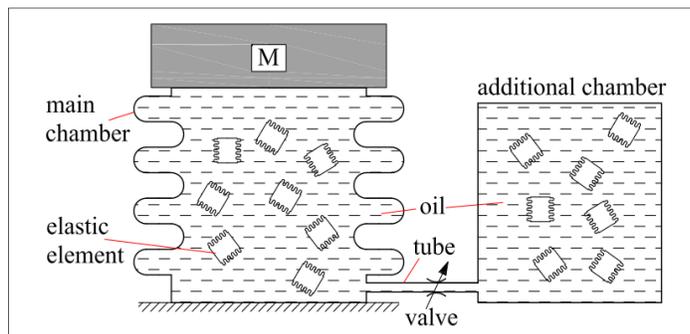


Figure 1.5 : Isolateur solide-liquide à deux chambres
Tiré de Li, Chen & Zhou (2016)

Li, Chen & Zhou (2016) ont conçu un modèle numérique de ce type d'isolateur et l'ont confirmé à l'aide d'un modèle expérimental. Il a été démontré que l'isolateur se comporte similairement à l'isolateur pneumatique.

Ce type d'isolateur ne semble pas être manufacturé pour l'instant. Il est construit à partir de soufflets en alliage multicouches et les éléments élastiques sont des soufflets en alliage en forme de U (Gao, Chen & Teng, 2012). Le prix devrait être plus élevé que les soufflets de caoutchouc dû aux matériaux et à la fabrication multicouches.

1.3.5 Amortisseurs magnéto rhéologiques

Ce type d'isolateur permet de modifier l'amortissement du système en modifiant la viscosité du fluide. Des particules micrométriques magnétiquement polarisables sont dispersées dans un milieu porteur, comme de l'huile minérale. Sous l'effet d'un champ magnétique, il y a formation de chaînes de particules, donc le fluide devient semi-solide avec des propriétés viscoplastiques. Pour être optimal, ce système nécessite d'être semi-actif. Donc un contrôle externe est appliqué, permettant de modifier l'amortissement dans le temps. L'avantage est que presque aucune énergie n'est ajoutée au système, évitant les pertes de contrôle (Liao & Lai 2002).

La compagnie Lord Corporation distribue des amortisseurs magnéto-rhéologiques. Le modèle RD-8040-1 MR Damper, disponible en longue et courte course, est un amortisseur linéaire qui pourrait convenir à ce type de système. L'amortisseur seul se vend aux alentours de 400 USD, sans le système d'asservissement.

1.3.6 Ressorts à câble métallique

Les ressorts à câble métallique, tels que présentés ci-dessous, possèdent une grande rigidité et un amortissement interne causé par la friction dans les brins du câble. Ces valeurs varient en fonction du diamètre et de la structure du câble, du matériau, du diamètre de la bobine, du nombre de spires et de l'orientation (Gerges & Vickery, 2005).



Figure 1.6 : Amortisseurs à câble métallique
Tiré de ITT Enidine Inc.

Par contre, la rigidité et l'amortissement ne varient pas en fonction de la fréquence d'excitation, mais seulement en fonction du déplacement.

Plusieurs compagnies distribuent ce type d'isolateur en une multitude de configurations. Vibrostop, ITT Enidine Inc. et Advances Antivibration Components en sont des exemples. Selon ce dernier, ce type d'amortisseur, qui contient une grandeur de câble inférieure à 3/8 de pouces (9,53 mm), se détaille entre 80 et 200 USD.

CHAPITRE 2

ESSAIS EXPÉRIMENTAUX

2.1 Essais vibratoires

2.1.1 Prise de mesures

Les données ont été prises sur le banc d'essai d'une compagnie fabriquant ce type de fauteuil. Ce banc d'essai est composé d'un fauteuil vibrant positionné sur une plateforme de bois reposant sur quatre blocs de béton, afin de la surélever du sol. Ces blocs reposent sur le plancher de béton du bâtiment.

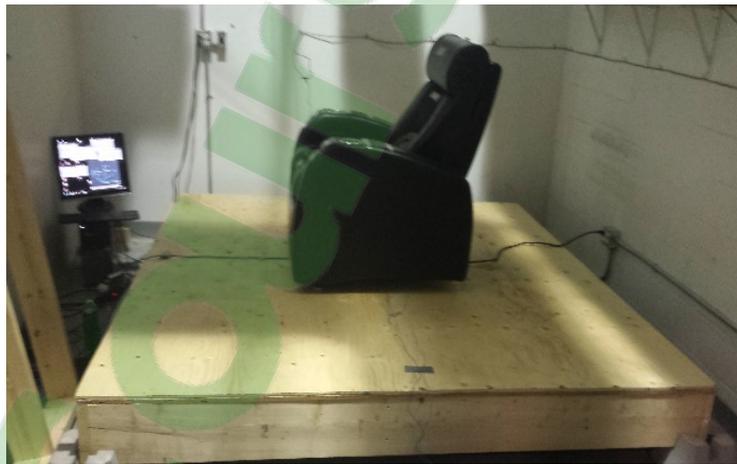


Figure 2.1 : Banc d'essai

Cette plateforme de bois de 8 pieds par 8 pieds (2,44 m x 2,44 m) est confectionnée dans le but de représenter le mieux possible une structure de plancher de bois résidentiel. Elle est donc constituée de deux panneaux de contreplaqué d'un demi-pouce (12,7 mm) d'épaisseur et d'une structure de poutres de bois et de travers de 2 pouces (50,8 mm) par 8 pouces (203,76 mm) disposés aux 16 pouces (406,4 mm).

2.1.2 Équipements de mesure

Pour l'acquisition des données, le matériel suivant a été utilisé :

- Système d'acquisition BETAVIB THOR PRO Analyzer DT9837-13310
 - Fréquence d'acquisition : 48 kHz
 - Logiciel THOR Off Route Module
- Accéléromètre triaxial PCB Piezotronics 356B21
 - Sensibilité: ($\pm 10\%$) 10 mV/g (1.02 mV/(m/s²))
 - Gamme de mesures: ± 500 g pk (± 4905 m/s² pk)
 - Résolution large bande: 0.004 g rms (0.04 m/s² rms)
 - Gamme de fréquences: ($\pm 5\%$) 2 to 10000 Hz
- Accéléromètre uni axial PCB Piezotronics 352C34
 - Sensibilité: ($\pm 10\%$) 100 mV/g (10.2 mV/(m/s²))
 - Gamme de mesures: ± 50 g pk (± 490 m/s² pk)
 - Résolution large bande: 0.00015 g rms (0.0015 m/s² rms)
 - Gamme de fréquences: ($\pm 5\%$) 0.5 to 10000 Hz

2.1.3 Position des capteurs

Pour la plupart des essais, l'accéléromètre uniaxial sera utilisé pour capter les vibrations du sol. Puisqu'il est souhaité de capter les vibrations ressenties par l'utilisateur du fauteuil, le capteur triaxial a été placé directement sous l'assise du siège, tel que montré à la Figure 2.2.



Figure 2.2 : Dessous du fauteuil

2.1.4 Acquisition des données

Les données sont récoltées, par le logiciel en format WAV. Elles sont transférées à l'aide de Matlab en fichier MAT. Tel que conseillé par National Instruments (2012), des fenêtres Hanning sont utilisées. Celles-ci sont d'une longueur de 2 secondes afin d'obtenir une précision fréquentielle de 0,5 Hz. De plus, un chevauchement de 62,5% est utilisé, valeur optimale pour ce type de fenêtre selon Trethewey (2000). Par la suite, une transformée discrète de Fourier est effectuée à l'aide de la fonction FFT (Fast Fourier Transform) de Matlab. La valeur maximale à chaque fréquence est gardée afin d'obtenir le spectre fréquentiel de type '*Peak-Hold*'.

La gamme de fréquences étudiée dans le cadre de cette étude est de 0 à 100 Hz. Selon Thomas (2002), le descripteur le plus sensible couvrant la majorité de cette gamme est la vitesse. Par contre, puisque la norme étudiée est en accélération, ces deux descripteurs sont étudiés.

La transmissibilité des vibrations entre le sol et le plancher est calculée sur la moyenne de tous les essais.

2.1.5 Méthodologie

2.1.5.1 Mesures dans les directions latérales

Puisque les vérins du fauteuil sont verticaux, les forces exercées sur le sol devraient être presque parfaitement verticales. Les déplacements du sol devraient donc être unidirectionnels. Afin de s'en assurer, un test préliminaire a été effectué, où les vibrations du sol de bois ont été recueillies selon les trois axes, qui sont représentés à la figure suivante. L'accéléromètre triaxial a été placé au centre de la plateforme, qui correspond aussi approximativement au centre du fauteuil, où la plateforme est très rigide, soit l'origine du système d'axe (Figure 2.3).

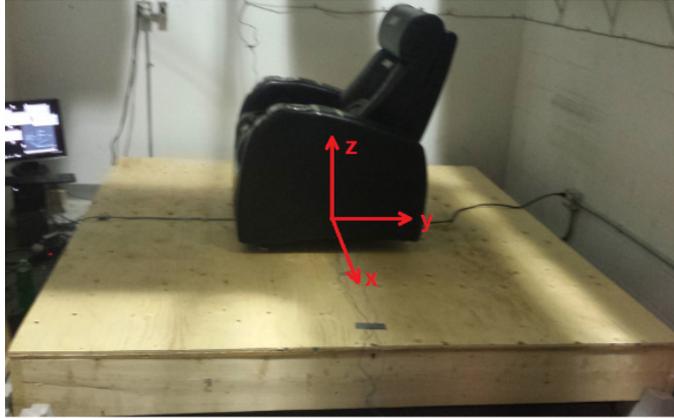


Figure 2.3 : Système d'axes du plancher

Les réponses fréquentielles en vitesse du sol, tel qu'expliqué à la section suivante, pour l'excitation mixte (film) et l'excitation harmonique (balayage) sont présentées à la Figure 2.4. L'essai a été effectué avec une masse de 100 lb sur le fauteuil.

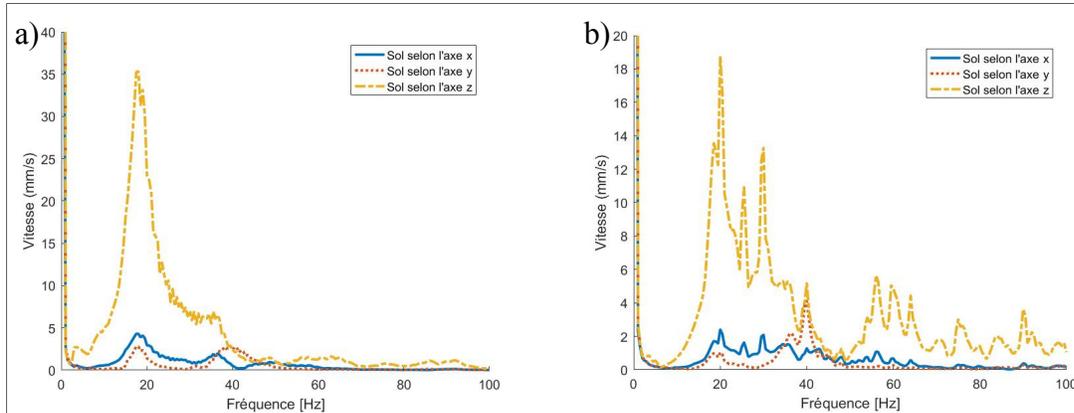


Figure 2.4 : Vibration triaxiale de la plateforme de bois avec une masse de 100lb lors de a) Balayage et b) Film

Dans les deux cas, pour l'ensemble du spectre vibratoire étudié, les vibrations selon les axes x et y sont négligeables par rapport à l'axe z sauf à plus haute fréquence (> 40 Hz) où les vibrations sont similaires de celles en z pour l'excitation harmonique, tout en restant faibles. De plus, sur un plancher de bois résidentiel, il est probable que la rigidité du sol selon les axes x et y soit beaucoup plus élevée que celle de notre banc d'essai, dû à son ancrage dans les

fondations. L'hypothèse que les vibrations du sol sont majoritairement verticales est donc soutenue.

2.1.5.2 Effet du poids des utilisateurs

Des masses ont été déposées sur le siège du fauteuil afin de simuler le poids d'un utilisateur. Trois masses ont été utilisées afin de bien représenter une vaste gamme d'utilisateurs, soit 100 lb, 150 lb et 200 lb. Des plaques d'entraînement en fonte de 25 lb ont été utilisées à cette fin, telles que montrées à la Figure 2.5.



Figure 2.5 : Disposition des plaques d'entraînement sur le fauteuil pour 100 lb et 200 lb

2.1.5.3 Effet du type d'excitation

Deux types d'excitations ont été utilisés lors de cette expérimentation, soit une excitation harmonique et une excitation mixte reflétant une trame sonore (mélange d'excitations harmoniques et d'impacts).

L'excitation harmonique utilisée est un balayage logarithmique de fréquences allant de 3 à 100 Hz, soit les fréquences d'utilisation habituelle du fauteuil. Pour ce qui est de l'excitation mixte, un extrait de trame vibratoire de film utilisé par les bancs vibrants a été utilisé. Pour ces deux excitations, le signal est envoyé au fauteuil par le logiciel maison de la compagnie affiliée et les trois vérins du siège sont excités simultanément.

2.1.5.4 Effet du type de plancher

Afin de représenter plusieurs cas d'un contexte résidentiel, des essais ont été effectués sur une plateforme de bois, mais aussi sur le sol de béton de l'entrepôt, reposant sur le roc. Dans les deux cas, l'accéléromètre uni axial est placé sur le plancher, sous le fauteuil.

2.1.5.5 Plan d'expériences

Les différents paramètres contrôlés lors des tests sont résumés dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 : Paramètres de l'expérimentation

Masse	100 lb
	150 lb
	200 lb
Plancher	Béton
	Bois (surélevé)
Excitation	Harmonique
	Mixte
Siège	Fauteuil vibrant (actuateur linéaire)
Répétitions	1
	2
Série de mesures	1
	2

L'expérimentation a été effectuée avec 3 masses, 2 planchers, 2 excitations ainsi qu'un siège, pour un total de 12 essais. Chaque test est effectué deux fois afin de s'assurer d'obtenir

des résultats valides, 24 essais sont donc effectués. Pour chaque essai, deux séries de mesures sont prises, pour un total de 48 séries de mesure.

Certains systèmes d'isolations ont aussi été testés sur le plancher de bois. Les paramètres sont présentés dans le Tableau 2.2 suivant :

Tableau 2.2 : Paramètres de l'expérimentation des systèmes d'isolation

Masse	100 lb
	150 lb
	200 lb
Plancher	Bois (surélevé)
Excitation	Harmonique
	Mixte
Siège	Fauteuil vibrant (actuateur linéaire)
Isolation	Sacs de sable sous les vérins
	Sacs de sable sur le côté des vérins
	Laminés de caoutchouc et métal
	Masses de métal

L'expérimentation a été effectuée avec 3 masses, 1 plancher, 2 excitations, 4 systèmes d'isolation ainsi qu'un siège, pour un total de 24 essais.

2.1.6 Résultats

Les résultats fréquentiels des essais sur plancher de bois et plancher de béton sont présentés dans cette section. Pour chaque type de plancher, deux types d'excitation ont été utilisés, soit un balayage et une trame de film.

2.1.6.1 Excitation harmonique

En premier lieu, la transmissibilité des vibrations de l'excitation harmonique sera étudiée, soit le rapport entre les vibrations du sol et du fauteuil selon l'axe z. Les valeurs

moyennées des quatre essais sont présentées à la Figure 2.6 pour les trois masses étudiées et les deux types de planchers.

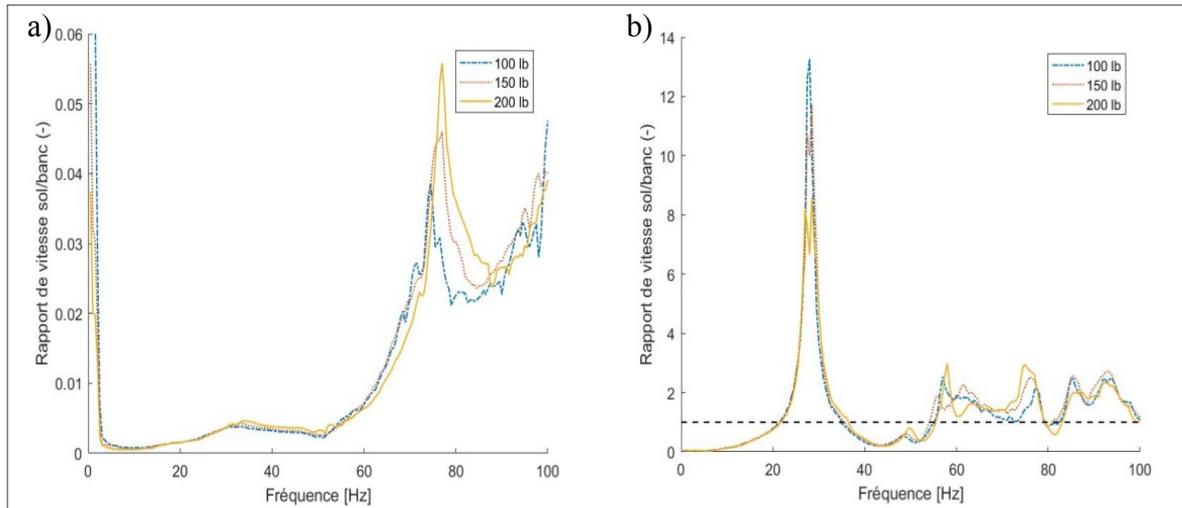


Figure 2.6 : Transmissibilité des vibrations lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Pour le plancher de béton, la transmissibilité est très faible. La transmissibilité la plus élevée est apparente autour de 80 Hz et de 100 Hz (résonances), mais la valeur de la transmissibilité reste dans la zone d'isolation. Pour la plateforme de bois, un important pic apparaît autour de 28 Hz ce qui représente la résonance du plancher avec une amplification de 14. La transmissibilité reste forte pour des fréquences supérieures à 55 Hz, où elle se situe entre 2 et 3, ce qui est aussi problématique.

Sur le plancher de béton, contrairement à la plateforme de bois, l'ajout de masse sur le fauteuil a un effet négatif à la résonance (80 Hz). Ceci est principalement dû au fait que les vérins sont contrôlés en déplacement. Pour obtenir le même déplacement dans un laps de temps d'une masse supérieure, une accélération et une force supérieures sont nécessaires. En observant la Figure 2.8a, on remarque que pour le plancher de béton, dans la zone 80-100 Hz, les vibrations du fauteuil sont très faibles, la force induite affecte plus le plancher et donc la transmissibilité.

Au niveau du plancher de bois, l'ajout de masse a bizarrement peu d'effet sur la résonance, mais permet de réduire légèrement l'amplitude maximale.

Les vibrations du sol en vitesse, pour toutes les masses et les quatre séries de données enregistrées, sont présentées à la Figure 2.7.

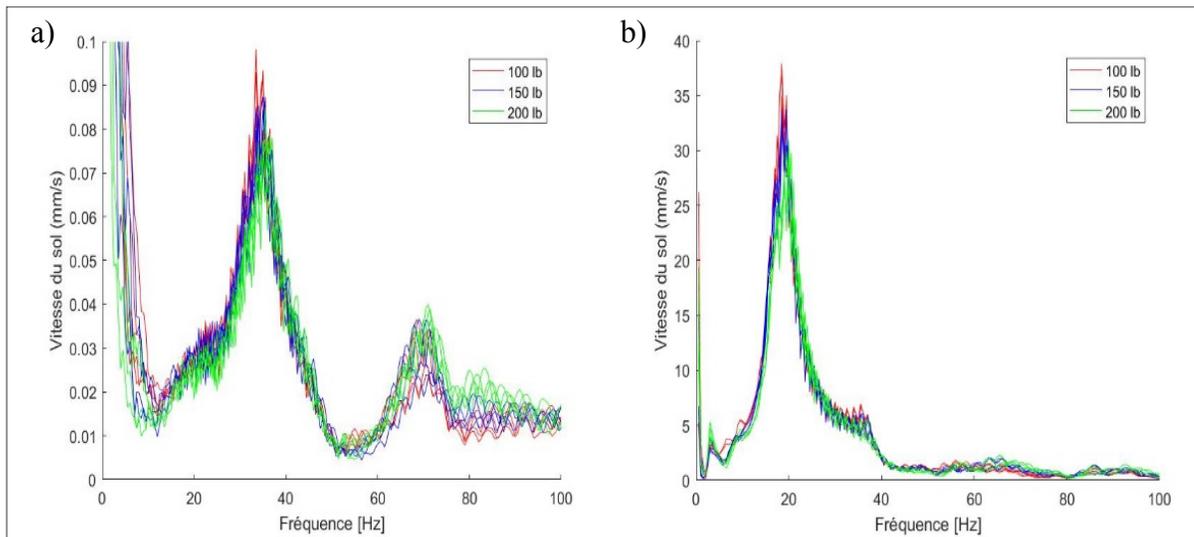


Figure 2.7 : Vibrations du sol lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Au niveau du plancher de béton, deux pics majeurs apparaissent, soit à 35 et 70 Hz (Figure 2.7a). Ces pics correspondent avec les résonances du fauteuil trouvées précédemment, mais les amplitudes sont très faibles. Pour la plateforme de bois (Figure 2.7b), il y a présence d'une forte vibration autour de 20 Hz, ce qui correspond à la résonance de la plateforme. Les vibrations du fauteuil sont présentées à la Figure 2.8.

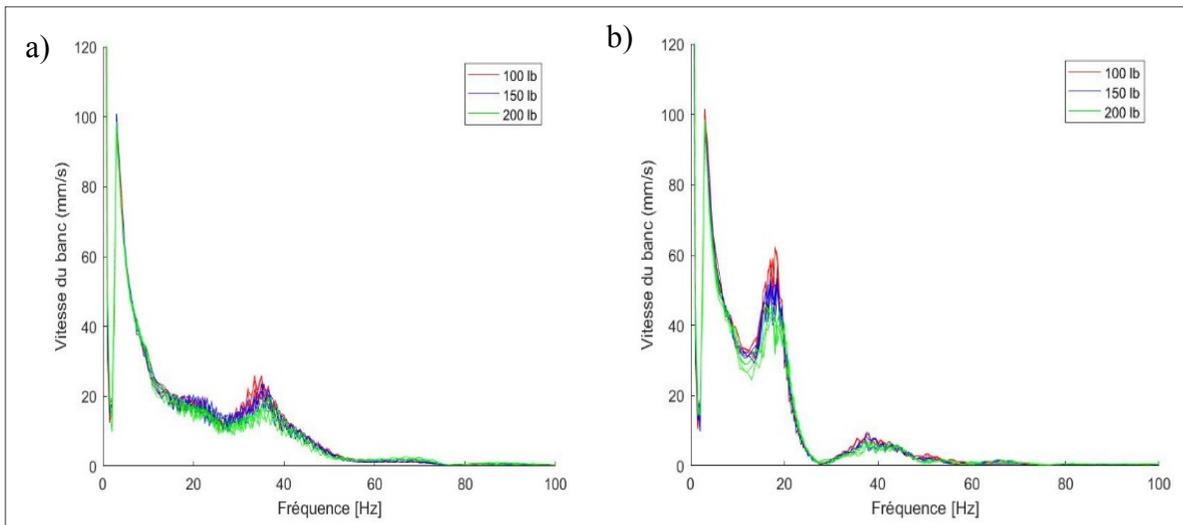


Figure 2.8 : Vibrations du fauteuil lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Sur les deux planchers, on remarque un pic considérable à 3 Hz. Cependant, ce pic commence de façon très abrupte, ce qui pourrait être dû au fait que le balayage exécuté commence à 3 Hz. Il est aussi possible qu'une résonance soit présente à très faible fréquence, dû à la masse ajoutée sur le fauteuil.

Pour le fauteuil sur le plancher de béton, il y a une résonance autour de 35 Hz (Figure 2.8a). Dans ce cas-ci, pour la résonance principale, la masse a un effet légèrement bénéfique sur les vibrations. Puisque les vibrations du sol sont très faibles, ces valeurs peuvent servir à caractériser le fauteuil.

Au niveau des vibrations du fauteuil sur la plateforme bois, on remarque la forte vibration autour de 20 Hz (Figure 2.8b), aperçue précédemment sur le plancher. Il est donc évident que le type de plancher peut changer l'expérience de l'utilisateur. De plus, il y a un décalage de quelques Hertz entre le pic du plancher et celui du fauteuil, ce qui cause la forte transmissibilité. Ce pic s'explique par la proximité de la résonance de la plateforme de bois et du fauteuil.

La Figure 2.9 représente l'accélération efficace des planchers de béton et bois. Les valeurs de la norme ISO 10137 sont tracées en noir. Chaque courbe de la norme représente les facteurs 2 et 4 sur la courbe de base, soit des vibrations de jour dans le domaine résidentiel.

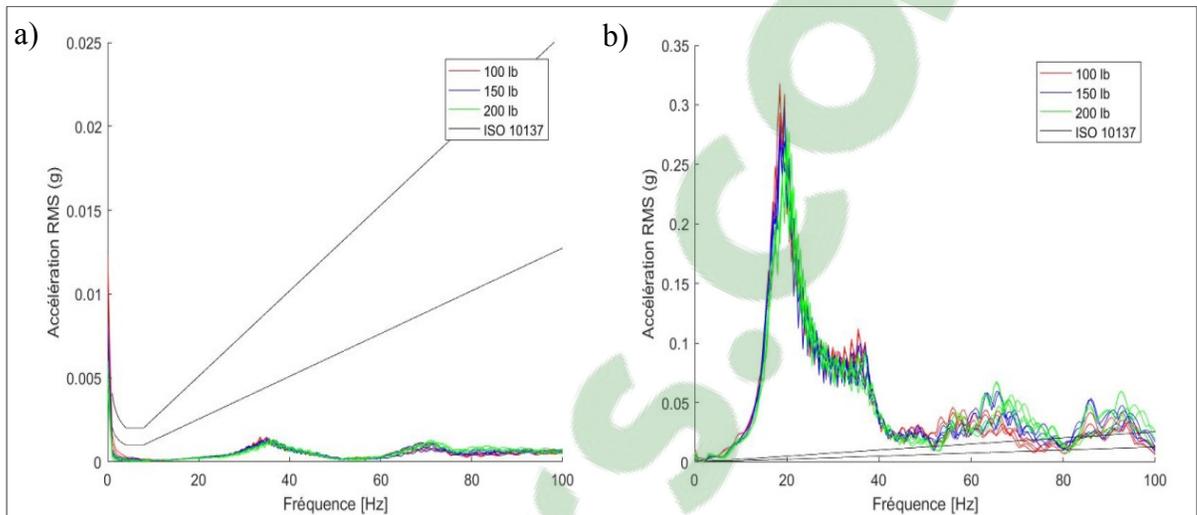


Figure 2.9 : Accélération efficace du plancher lors du balayage pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Les vibrations en accélération transmises au plancher de béton sont de loin sous la norme ISO 10137 (Figure 2.9a). Contrairement, pour ce qui est de la plateforme de bois, les vibrations, sur presque tout le spectre, sont bien au-dessus de la norme ISO 10137.

2.1.6.2 Trame de film

La transmissibilité des vibrations pour l'extrait de film est présentée à la Figure 2.10, pour les trois masses étudiées et les deux planchers.

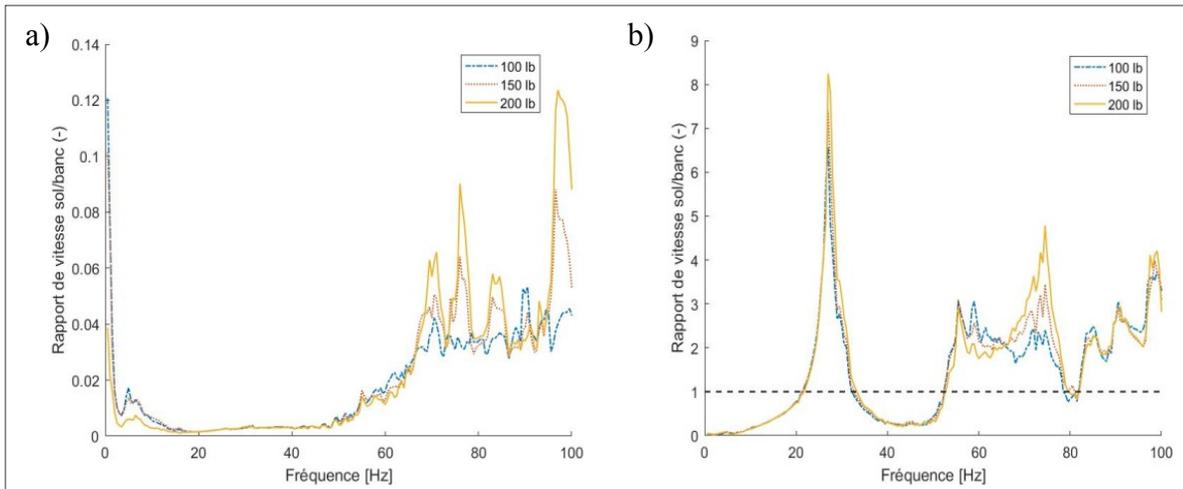


Figure 2.10 : Transmissibilité des vibrations lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Tout comme au niveau du balayage, la transmissibilité du plancher de béton est très faible à basse fréquence et devient plus élevée à haute fréquence, soit de 70 Hz à 100 Hz. Par contre, les valeurs restent très faibles, sous la valeur unitaire.

Pour la plateforme de bois, la transmissibilité pour le film ressemble beaucoup à celle du balayage avec un pic autour de 28 Hz et une forte transmissibilité à partir de 55 Hz.

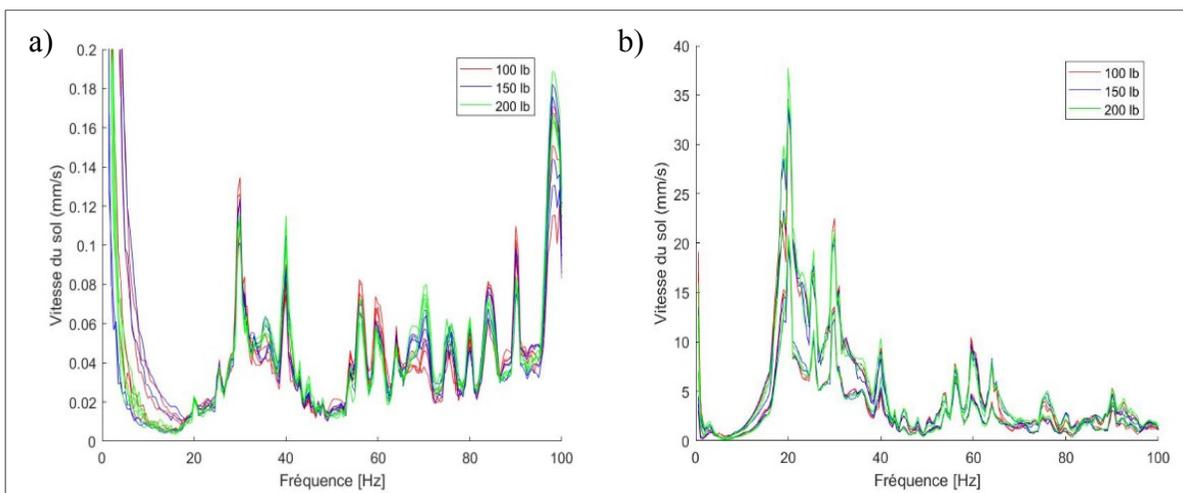


Figure 2.11 : Vibrations du sol lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Au niveau du plancher de béton, on peut apercevoir un grand nombre de pics, puisque l'amplitude des vibrations dépend de la trame du film. On remarque tout de même deux pics autour de 30 et 40 Hz qui correspondent avec ceux trouvés lors du balayage.

Pour la plateforme de bois, les vibrations du sol sont maximales autour de 20 Hz, soit à la résonance décelée lors du balayage.

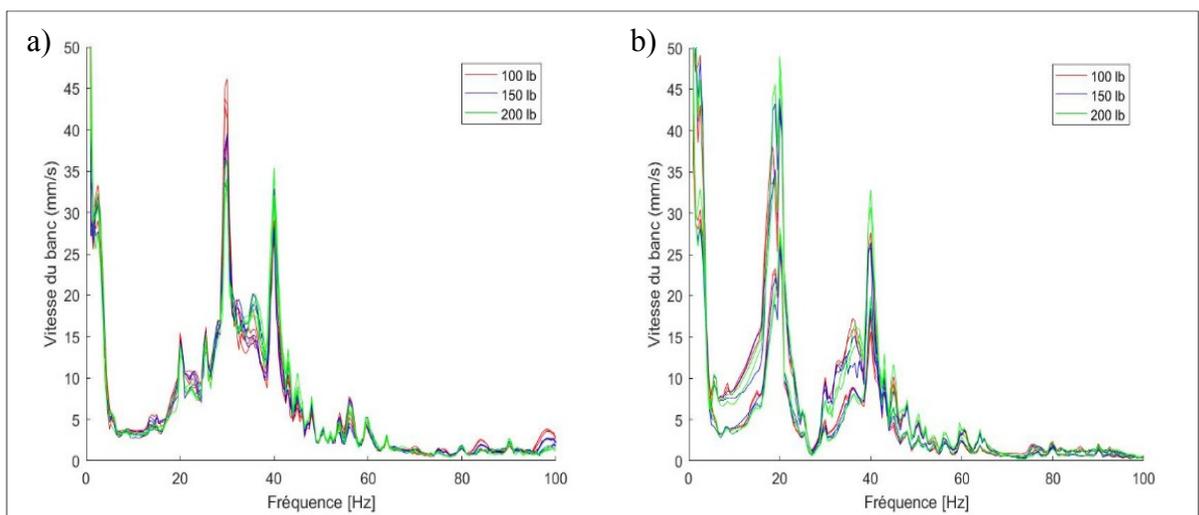


Figure 2.12 : Vibrations du fauteuil lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Pour le fauteuil sur le plancher de béton, on constate les deux mêmes pics que sur le plancher, soit proches de 30 et 40 Hz, mais avec une amplitude plus importante.

Sur la plateforme de bois, les vibrations du fauteuil sont maximales à 20 Hz, et très élevées autour de 40 Hz, soit près de la résonance du fauteuil. On remarque aussi que, pour chaque masse, il y a deux niveaux d'amplitude différents, dus aux variations d'amplitude du film.

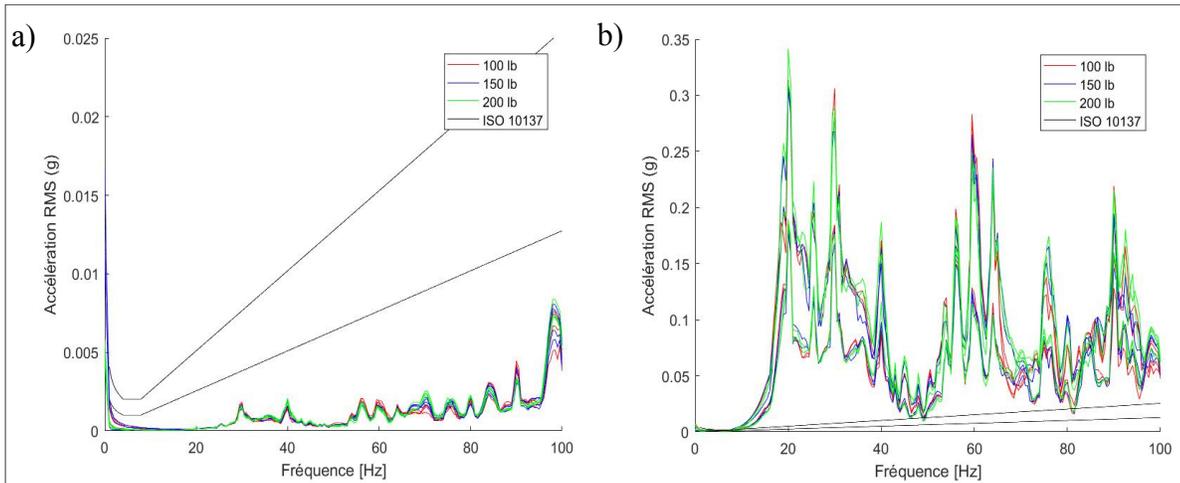


Figure 2.13 : Accélération efficace du plancher lors du film pour a) Plancher de béton et b) Plateforme de bois

Tout comme lors du balayage, les vibrations du plancher de béton respectent toujours la norme ISO 10137 (Figure 2.13a) et les vibrations de la plateforme de bois sont bien au-delà de cette norme (Figure 2.13b).

2.1.7 Systèmes d'isolation

Des essais ont été effectués sur la plateforme de bois avec deux des systèmes d'isolation mentionnés précédemment, soit l'ajout de sable et les laminés de caoutchouc et métal. Pour le sable, deux techniques ont été utilisées, soit les sacs de sable directement sous les vérins du fauteuil et ces sacs sur le plancher, très près des vérins, tel que démontré à la Figure 2.14. Pour les tests avec le sable sous les vérins, une plaque d'acier a été ajoutée sur les sacs, évitant de les perforer. Pour le test avec le sable sur les côtés, les plaques d'acier ont été gardées, afin de ne pas altérer la masse étudiée. Chaque sac de sable pèse 30 kg et chaque plaque d'acier, 8,7 kg, pour un total de 107,4 kg (236,3 lb).

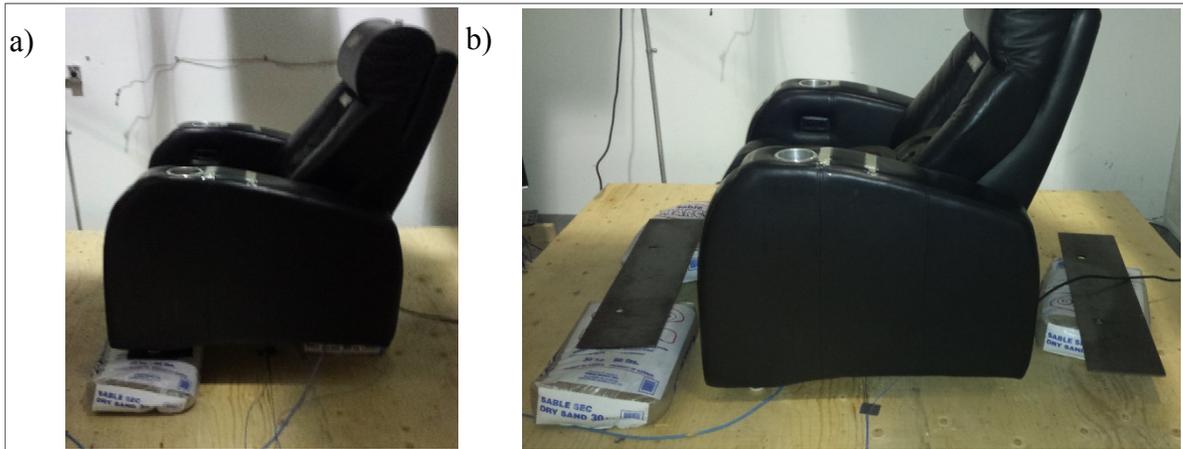


Figure 2.14 : Sac de sable a) Sous les vérins b) À côté des vérins

Pour le test de laminés de caoutchouc et métal, des rondelles de caoutchouc assez rigides ont été utilisées et disposées entre deux plaques d'acier. Celles-ci ont été disposées de façon à soutenir les endroits où les vérins reposent, tel que démontré à la Figure 2.15. Chaque plaque d'acier pèse 8,7 kg, pour un ajout de masse de 34,8 kg (76,6 lb).



Figure 2.15 : Laminés de caoutchouc et métal a) Sous les vérins, b) Disposition avant et c) Disposition arrière

De plus, afin de dissocier l'effet de masse de l'acier de celui du caoutchouc, des essais ont été effectués avec seulement deux plaques d'acier sous les vérins.

2.1.7.1 Sable sous les vérins

La Figure 2.16 présente les courbes de transmissibilité moyennées des essais avec sable sous les vérins. De plus, les courbes des essais standards sur plancher de bois, tels que présentés précédemment, ont été ajoutées à des fins de comparaison.

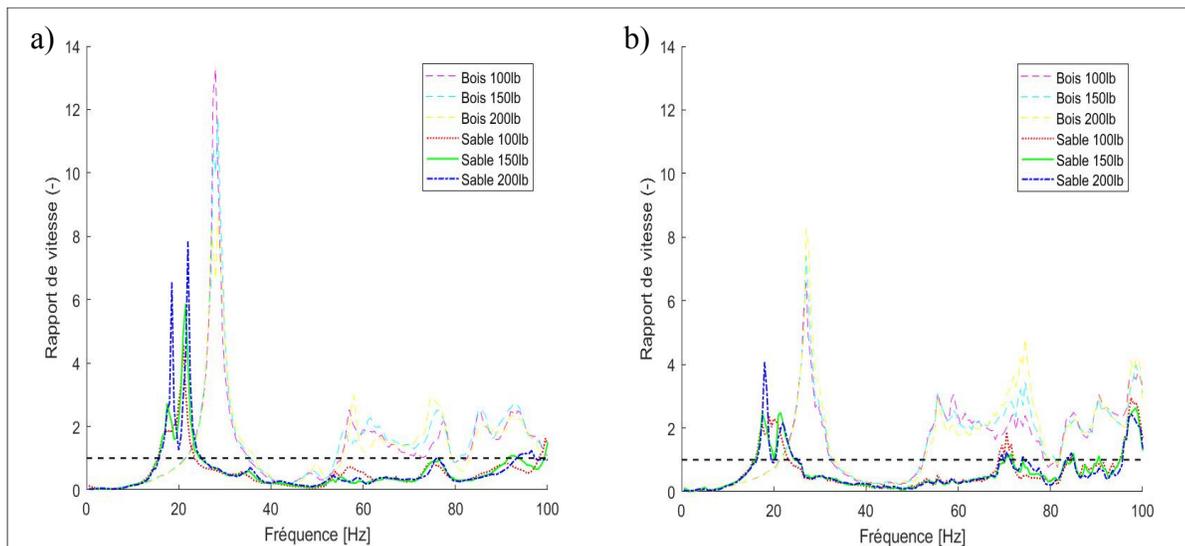


Figure 2.16 : Transmissibilité des vibrations avec sable sous les vérins lors de
a) Balayage et b) Film

Que ce soit selon le balayage ou le film, le sable sous les vérins a réduit la transmissibilité sur tout le spectre observé. En effet, au niveau du premier pic, on observe une diminution de la transmissibilité de 65% pour les masses de 100 et 150 lb et 50% pour la masse de 200 lb. On remarque aussi une baisse de la fréquence de la première résonance, principalement due au fort ajout de masse. À plus haute fréquence, la transmissibilité a baissé sous la valeur unitaire, sauf autour de 70 et 100 Hz, mais où elle est tout de même beaucoup plus faible qu'originellement.

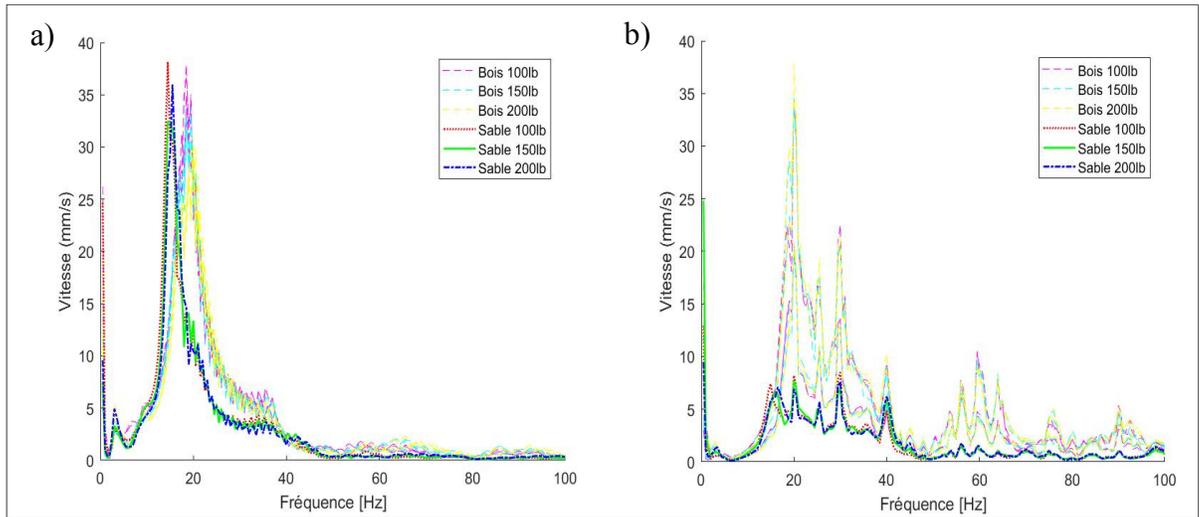


Figure 2.17 : Vibrations du sol avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film

Au niveau du balayage, on remarque une diminution de la fréquence de résonance, principalement due à l'ajout de masse. Les vibrations à haute fréquence semblent plus faibles, mais la vitesse maximale reste sensiblement la même. Selon le film, les vibrations du plancher sont réduites sur presque tout le spectre étudié, on observe une diminution des vibrations de 60 à 70% de la valeur maximale, basée sur la deuxième série d'essais standards, soit la plus faible. Il semble donc que l'énergie dissipée est maximale lors du film, principalement composé d'impacts, et minimale lors d'une excitation harmonique. Les variations brusques de force causées par les impacts excitent les grains de sable, augmentant le mouvement et le frottement de ceux-ci.

Les accélérations du sol, en valeur efficace, pour le balayage et le film, sont présentées à la Figure 2.18, avec la norme ISO 10137.

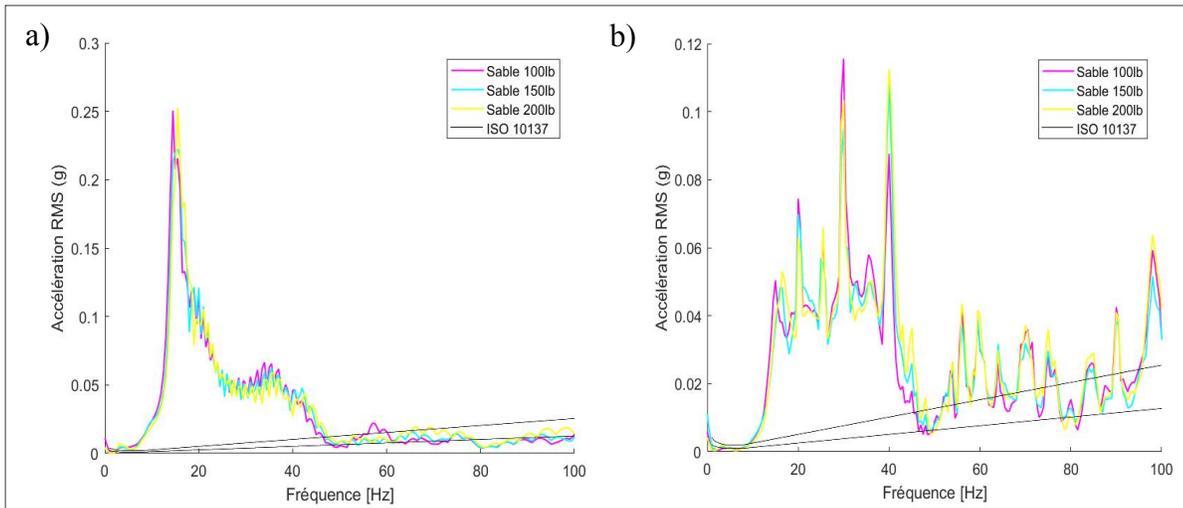


Figure 2.18 : Accélération efficace du plancher avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film

Pour le balayage, les vibrations de 50 à 100 Hz répondent presque totalement à la norme. Pour le reste du spectre, les vibrations transmises sont encore plus élevées que celle-ci. Pour le film, les accélérations sont beaucoup plus faibles, mais encore plus élevées que la norme.

Les spectres fréquentiels du fauteuil, pour le balayage et le film, sont présentés à la Figure 2.19.

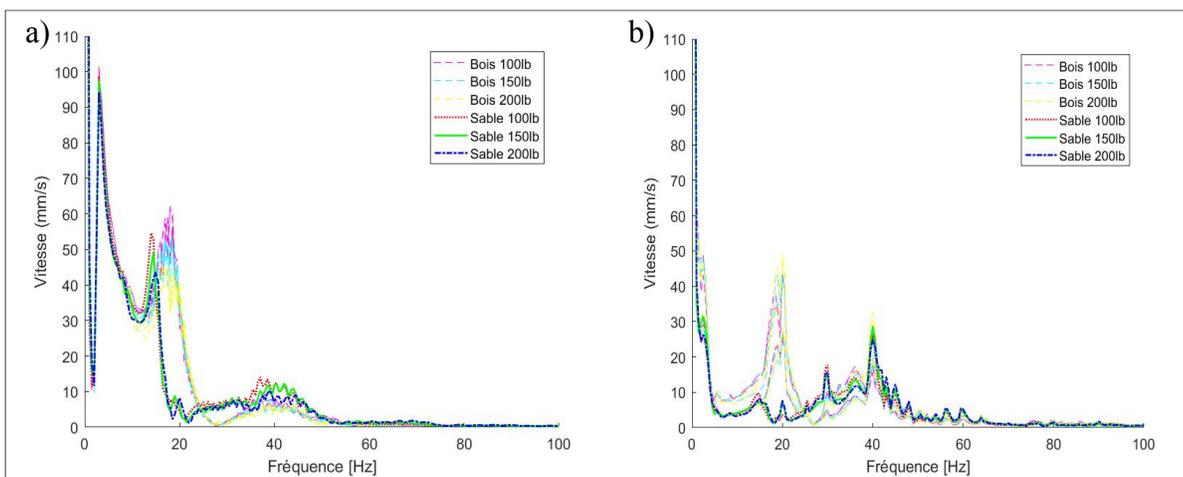


Figure 2.19 : Vibrations du fauteuil avec sable sous les vérins lors de a) Balayage et b) Film

Selon le balayage, l'ajout de sacs de sable sous les vérins déplace la première résonance du fauteuil (20 Hz) vers les basses fréquences, tandis qu'elle augmente les vibrations de la seconde résonance (40 Hz). Il semble donc que le comportement du fauteuil avec sacs de sable s'approche de celui sur le plancher de béton.

2.1.7.2 Sable sur le côté

Les courbes de transmissibilité pour le balayage et le film avec sacs de sable disposés sur le côté des vérins sont présentées à la Figure 2.20.

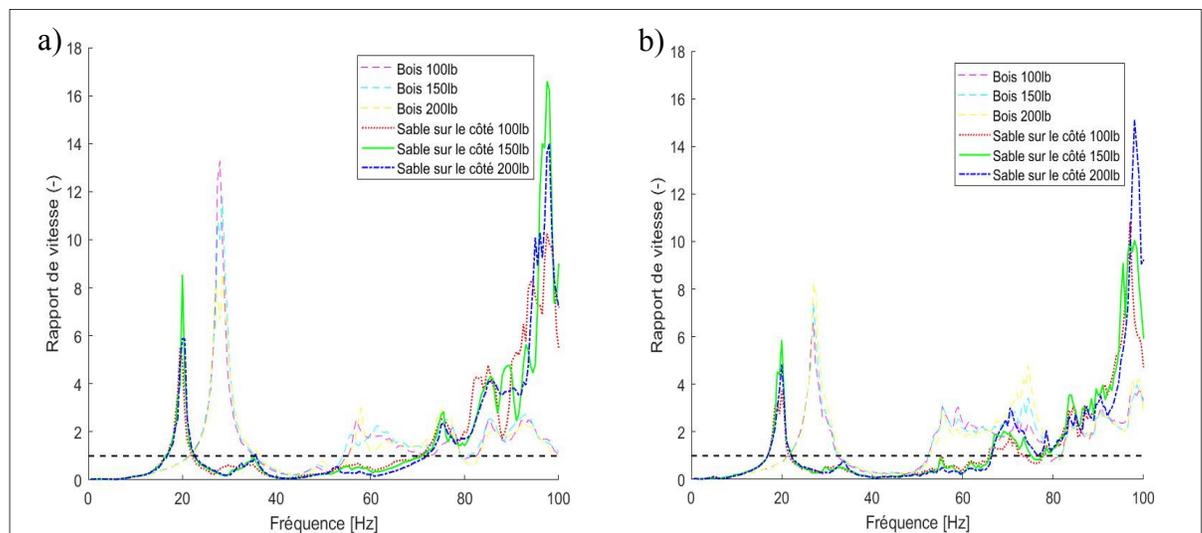


Figure 2.20 : Transmissibilité des vibrations avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film

Les sacs de sable sur le côté réduisent la transmissibilité jusqu'à 80 Hz. Au niveau du premier pic lors du film, la diminution de la transmissibilité est de 45% pour la masse de 100 lb, 20% pour la masse de 150 lb et 40% pour la masse de 200 lb. Par contre, de 80 à 100 Hz, une forte augmentation de la transmissibilité est observée, allant jusqu'à 250% pour le film avec la masse de 200 lb. Un déplacement de la première résonance vers la gauche est aussi observé.

La Figure 2.21 présente les vibrations du plancher, pour le balayage et le film.

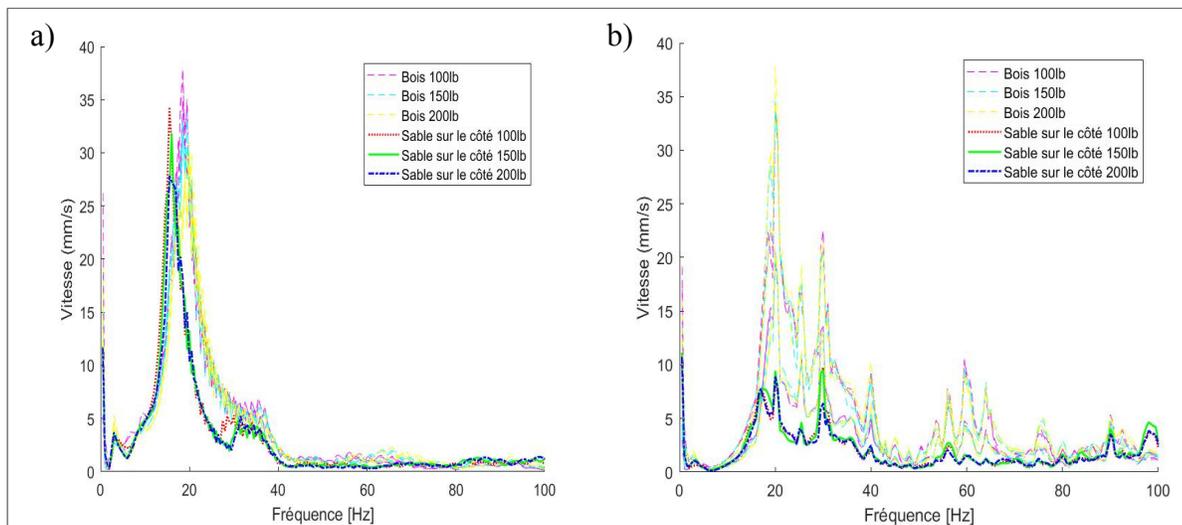


Figure 2.21 : Vibrations du sol avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film

Les vibrations du plancher ont diminué de 0 à 80 Hz. On observe une diminution de 55 à 60% au premier pic lors du film.

Les accélérations du sol, en valeur efficace, pour le balayage et le film, sont présentées dans la Figure 2.22, avec la norme ISO 10137.

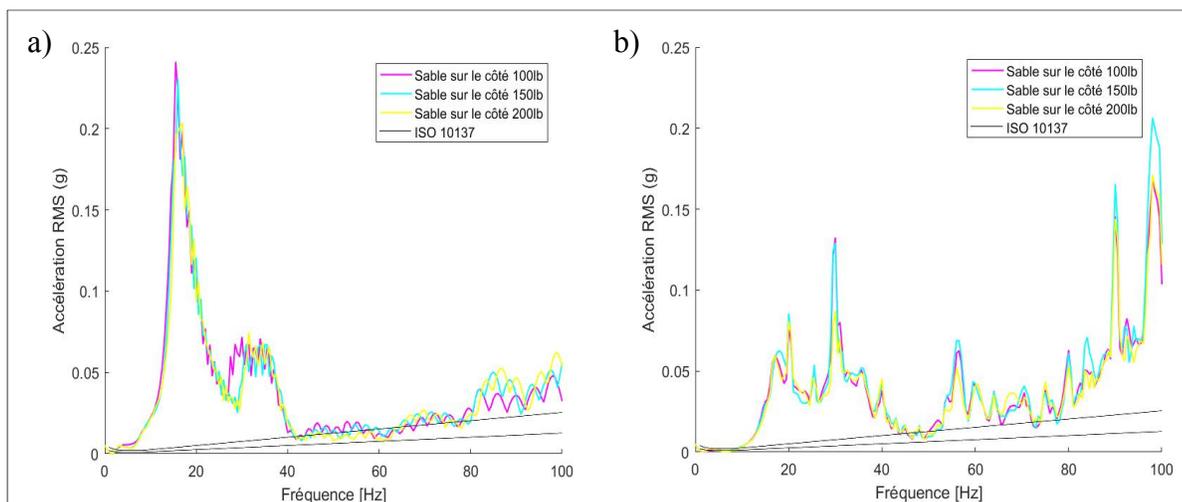


Figure 2.22 : Accélération efficace du plancher avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film

Selon le balayage, les vibrations du plancher s'approchent de la norme de 40 à 80 Hz. Pour le reste du spectre, elles sont encore beaucoup plus élevées que celle-ci. Au niveau du film, les vibrations sont plus élevées sur presque tout le spectre.

Les vibrations du fauteuil sont présentées à la Figure 2.23.

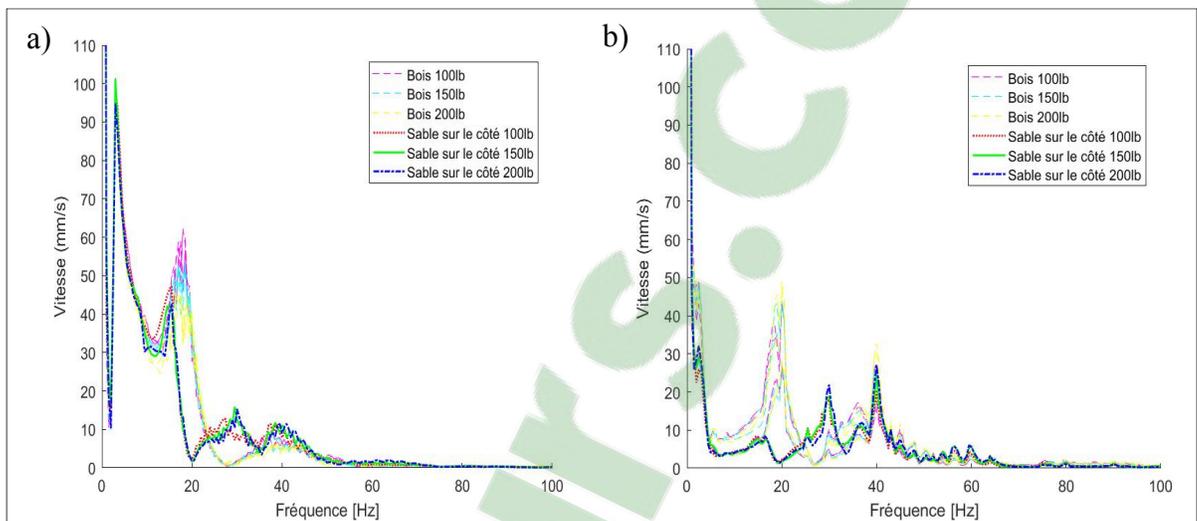


Figure 2.23 : Vibrations du fauteuil avec sable sur le côté lors de a) Balayage et b) Film

Le comportement du fauteuil ressemble à celui avec des sacs de sable sous les vérins. La première résonance du fauteuil s'est déplacée vers la gauche et les vibrations augmentent à la seconde résonance (40 Hz). Par contre, on remarque qu'un pic apparaît à 30 Hz.

2.1.7.3 Laminés de caoutchouc et métal

Les transmissibilités pour le balayage et le film avec laminées de caoutchouc et métal sous les vérins sont présentées à la Figure 2.24.

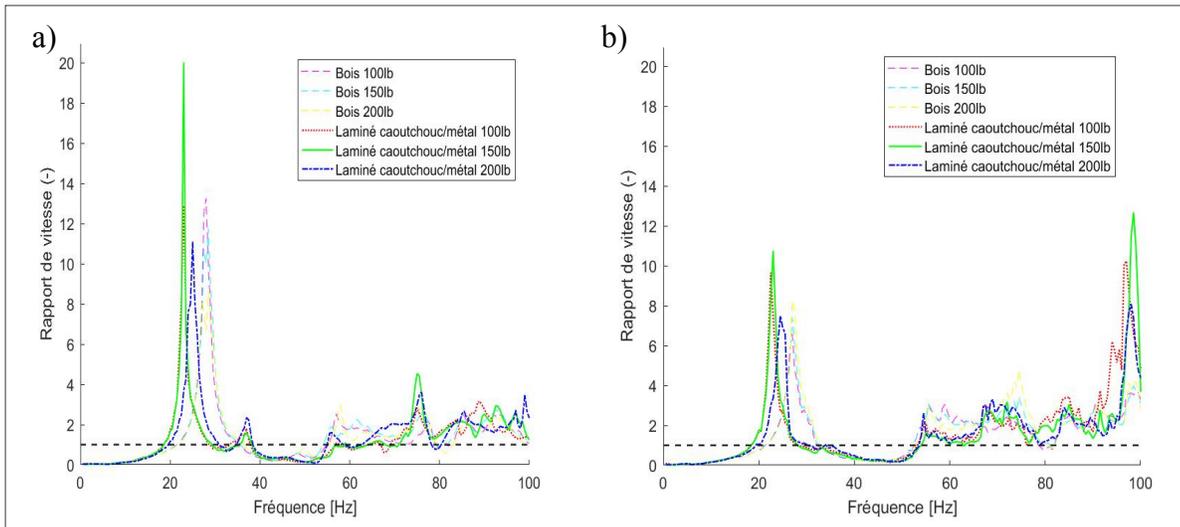


Figure 2.24 : Transmissibilité des vibrations avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film

L'effet de masse et la rigidité du caoutchouc ont déplacé la première résonance vers la gauche. Par contre, la transmissibilité a augmenté de 45% pour les masses de 100 et 150 lb. Une légère diminution, soit 10%, est observée pour la masse de 200 lb. On observe aussi une augmentation allant jusqu'à 220% de la transmissibilité, autour de 100 Hz, pour la masse de 150 lb.

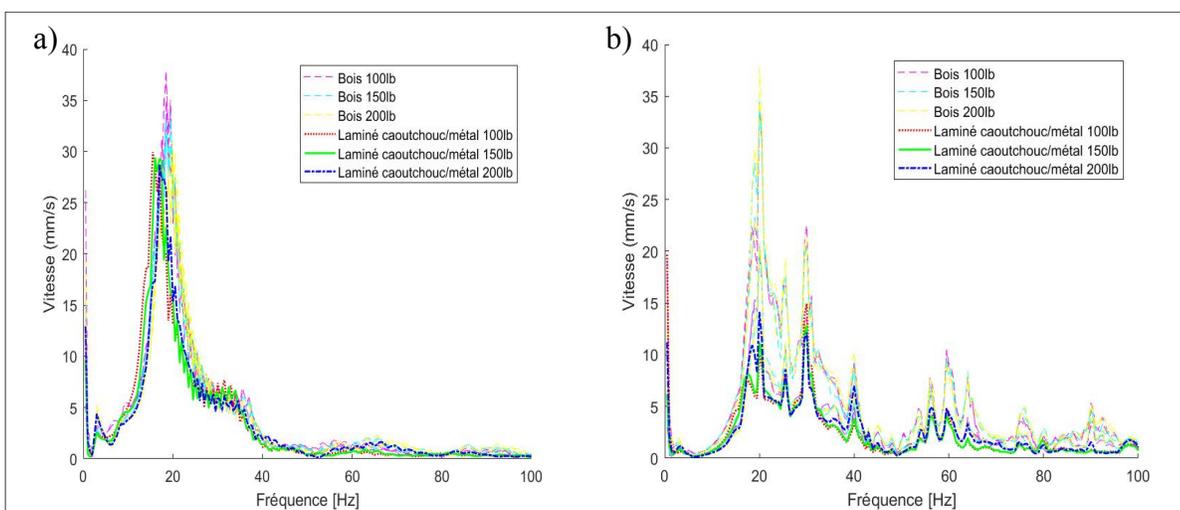


Figure 2.25 : Vibrations du sol avec laminés de caoutchouc et métal lors de a) Balayage et b) Film

Les vibrations du sol sont plus faibles sur presque tout le spectre, que ce soit lors du balayage ou du film. L'amortissement du caoutchouc a donc réduit les vibrations à la résonance, tandis que le déplacement de la résonance a déplacé la zone d'isolation. Au niveau du pic à 20 Hz, une diminution des vibrations de 30 à 50% est observée lors du film.

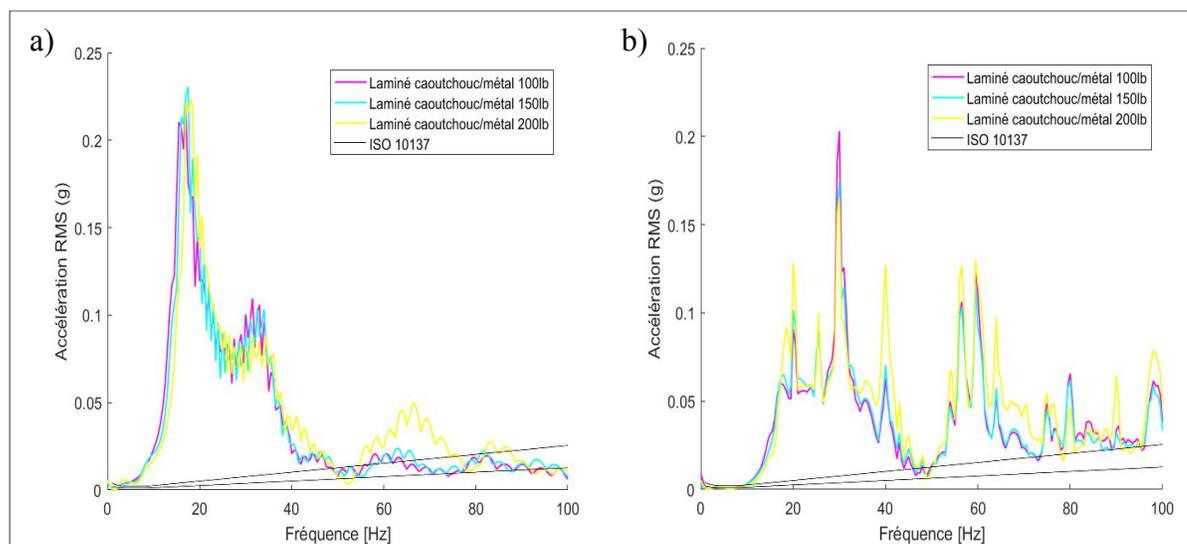


Figure 2.26 : Accélération efficace du plancher avec laminés de caoutchouc et métal lors de
a) Balayage et b) Film

Au niveau du balayage, les vibrations du plancher respectent la norme de 50 à 100 Hz, pour les masses de 100 et 150 lb. Pour la masse de 200 lb, les vibrations sont plus élevées, dues à la plus grande force des vérins. En observant les résultats du film, on remarque que les vibrations sont encore supérieures à la norme.

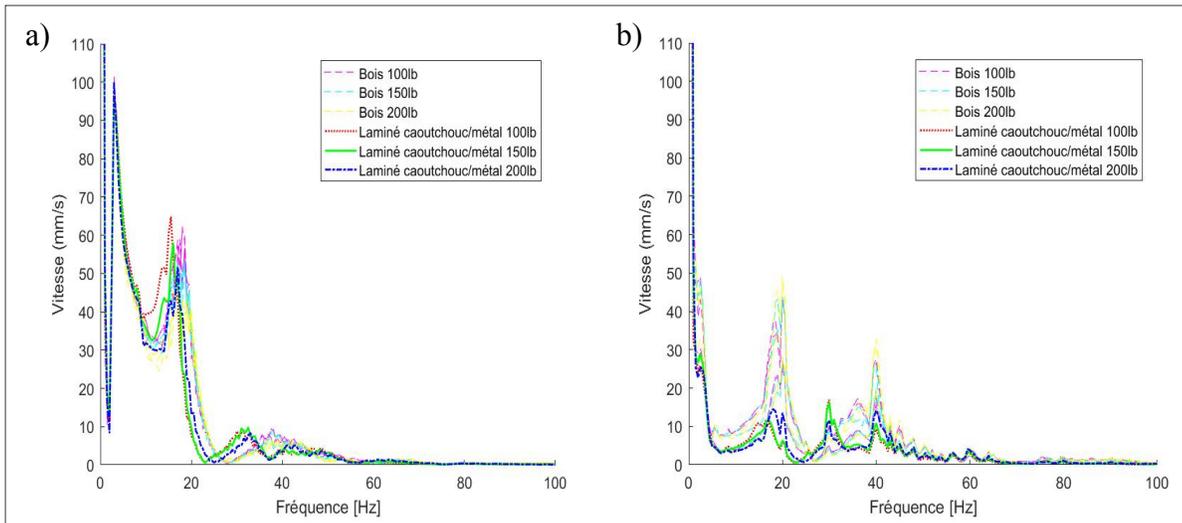


Figure 2.27 : Vibrations du fauteuil avec laminés de caoutchouc et métal lors de
a) Balayage et b) Film

En observant les vibrations du fauteuil, il semble que l'augmentation de la transmissibilité soit due au déplacement de la première résonance du fauteuil, ainsi qu'à la diminution des vibrations de celui-ci à haute fréquence.

2.1.7.4 Masses de métal

La Figure 2.28 présente la transmissibilité pour le balayage et le film avec ajout de masses d'acier sous les vérins.

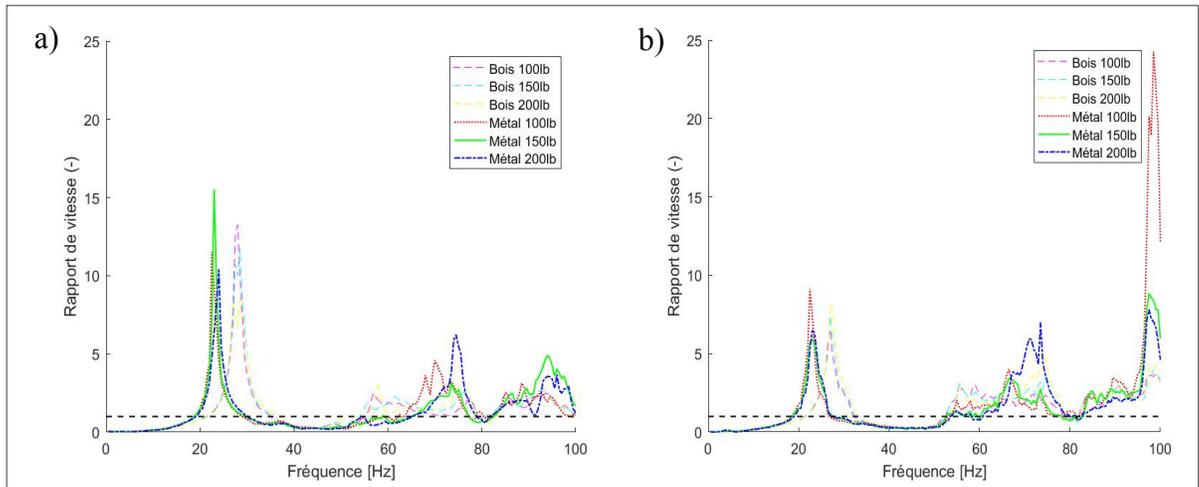


Figure 2.28 : Transmissibilité des vibrations avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film

Ce système a augmenté la transmissibilité à la première résonance pour la masse de 100 lb, soit une augmentation de 40% au niveau du film. Pour ce qui est des deux autres masses, une diminution de 20% est observée. De plus, une forte augmentation de 550% apparaît à 100 Hz pour la masse de 100 lb, et de 85% et 120% pour les masses de 150 lb et 200 lb.

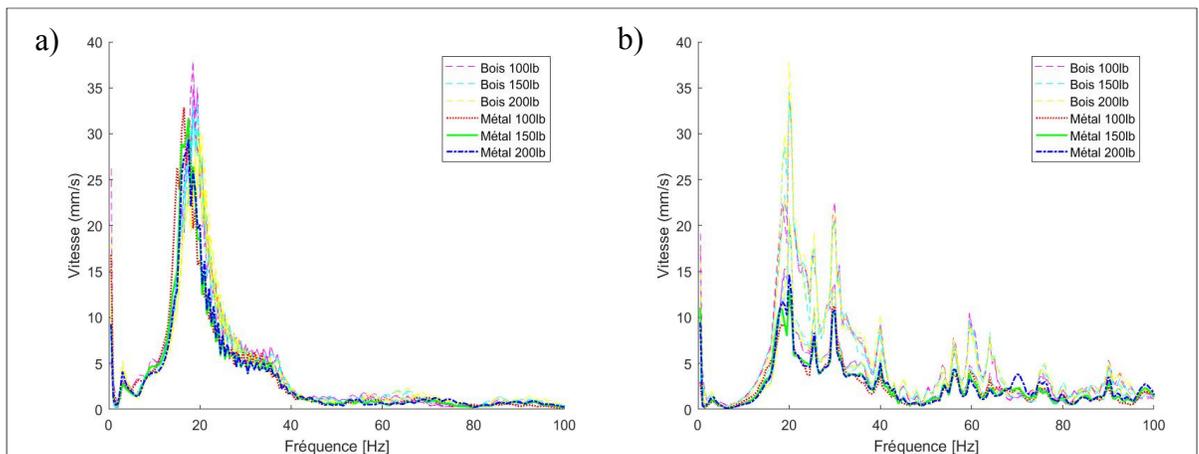


Figure 2.29 : Vibrations du sol avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film

Selon le balayage (Figure 2.29a) et le film (Figure 2.29b), les vibrations du plancher à la première résonance sont un peu plus faibles avec l'ajout de métal sous les vérins, probablement dû à l'amortissement interne de l'acier et au déplacement de la résonance dû à l'ajout de masse. En effet, une baisse de 30 à 40% est observée. Pour le reste du spectre, les

vibrations sont semblables. On remarque aussi cette similarité sur tout le spectre au niveau du film.

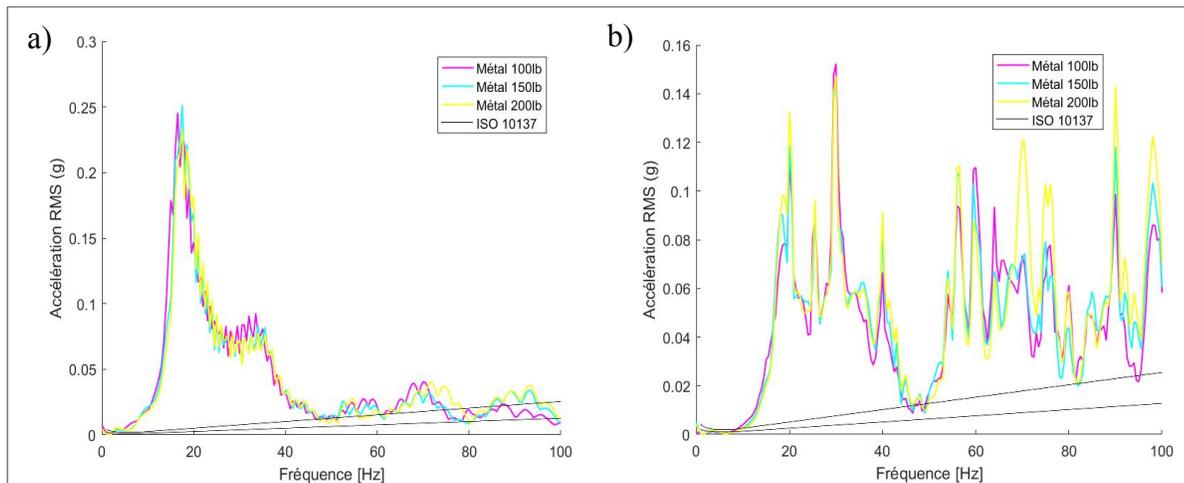


Figure 2.30 : Accélération efficace du plancher avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film

Selon le balayage, les vibrations sont beaucoup plus élevées que la norme à basse fréquence, soit jusqu'à 50 Hz, et un peu plus élevées par la suite. Au niveau du film, les vibrations du plancher sont encore supérieures sur tout le spectre. Les vibrations du fauteuil, pour le balayage et le film, sont présentées à la Figure 2.31.

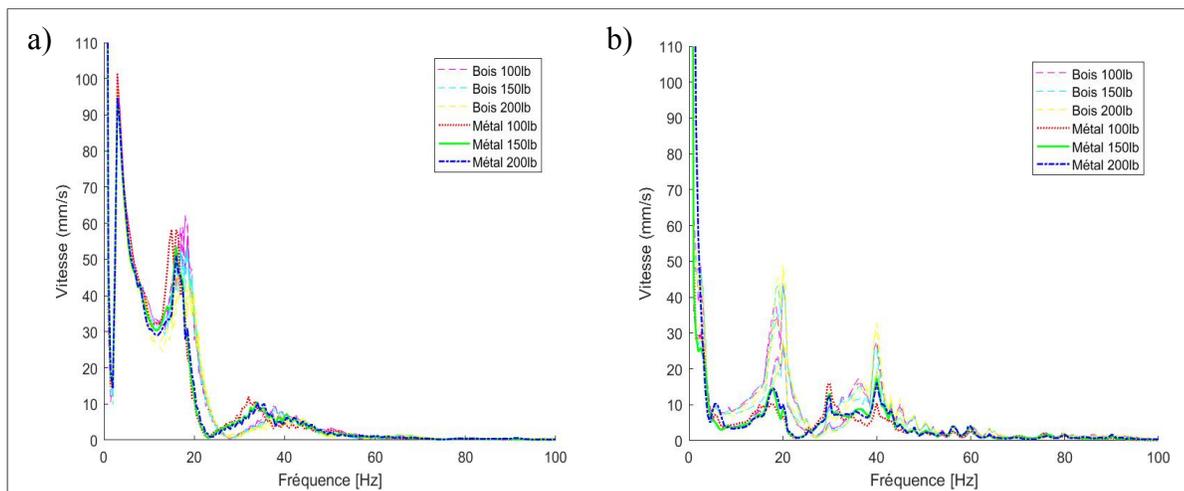


Figure 2.31 : Vibrations du fauteuil avec masse de métal lors de a) Balayage et b) Film

La hausse de la transmissibilité s'explique donc encore avec le déplacement de la première résonance du fauteuil et la diminution des vibrations du fauteuil à haute fréquence

2.1.8 Synthèse des essais vibratoires

Les expérimentations effectuées ont démontré que les vibrations induites dans le plancher de béton répondent à la norme de vibration ISO 10137. Les résultats obtenus pourront donc être utilisés afin de caractériser le fauteuil et créer des modèles numériques. Une résonance est retrouvée autour de 35 Hz et une résonance apparente est retrouvée à très basse fréquence. De plus, deux autres pics sont retrouvés à 20 et 70 Hz.

Pour ce qui est de la plateforme de bois, les vibrations du plancher sont plus élevées que la norme sur tout le spectre. Il est donc probable qu'un système d'isolation soit nécessaire. Un nouveau pic important apparaît au niveau du plancher à 20 Hz, où la transmissibilité présente une amplification de 14 pour la masse de 100 lb. De plus, la transmissibilité est au-dessus de un à haute fréquence, soit de 60 à 100 Hz. Il est, par contre, possible que cette plateforme ne représente pas exactement le comportement d'un vrai plancher de bois résidentiel.

L'ajout de sacs de sable sous les vérins a réduit la transmissibilité sur tout le spectre observé. Au niveau du premier pic, une baisse de la transmissibilité de 50 à 65% est observée. De plus, les vibrations du plancher ont aussi été réduites de 60 à 70% à la première résonance lors du film, mais elles sont encore plus élevées que la norme. Au niveau du balayage, une diminution de la fréquence de résonance est observée, dû à l'ajout de masse, mais l'effet sur la vitesse maximale est négligeable. Une diminution des vibrations à haute fréquence est toutefois présente. L'énergie dissipée est maximale dû aux impacts, soit aux variations brusques de force qui excitent les grains, augmentant le mouvement et le frottement de ceux-ci. Pour ce qui est du fauteuil, la résonance de 20 Hz propre au plancher de bois est réduite, s'approchant du comportement sur le plancher de béton.

Les sacs de sable sur le côté réduisent la transmissibilité et les vibrations du sol jusqu'à 80 Hz. Une baisse de 20 à 45% de la transmissibilité et de 55 à 60% des vibrations du plancher a été observée au premier pic. Par la suite, elles augmentent, probablement dû à l'ajout d'un degré de liberté. L'efficacité moindre qu'avec les sacs de sable sous les vérins, en plus des vibrations trop élevées à haute fréquence, en font une solution moins intéressante que la précédente.

L'ajout de laminés de caoutchouc et métal a augmenté la transmissibilité à la résonance (20 Hz) de 45% pour les masses de 100 et 150 lb, et l'a légèrement réduite, 10%, pour la masse de 200 lb. De plus, une forte augmentation, allant jusqu'à 220%, apparaît à haute fréquence, soit entre 80 et 100 Hz. Par contre, les vibrations du sol sont réduites sur presque tout le spectre. À la première résonance, cette diminution se situe entre 30% et 50%.

Au niveau des plaques d'acier, la transmissibilité est plus élevée de 40% à la résonance de 20 Hz pour la masse de 100 lb et plus faible de 20% pour les deux autres masses. De plus, une forte augmentation, atteignant 550%, apparaît autour de 70 et de 100 Hz. Les vibrations du sol, quant à elles, sont plus faibles de 30 à 40% à la première résonance, et semblables sur le reste du spectre. Il sera possible d'évaluer l'effet de la masse ajoutée.

Un autre moyen de comparaison est le niveau efficace (ou RMS) des courbes temporelles, calculé par rapport à la moyenne selon la formule :

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \bar{x})^2} \quad (2.1)$$

Les courbes temporelles du sol, lors d'une excitation provenant d'un film (la ligne horizontale représentant le niveau efficace), sont présentées à la Figure 2.32, pour le plancher de bois, le plancher de béton, et toutes les solutions préliminaires utilisées. La masse de 150 lb, représentant le poids moyen de l'utilisateur, est utilisée.

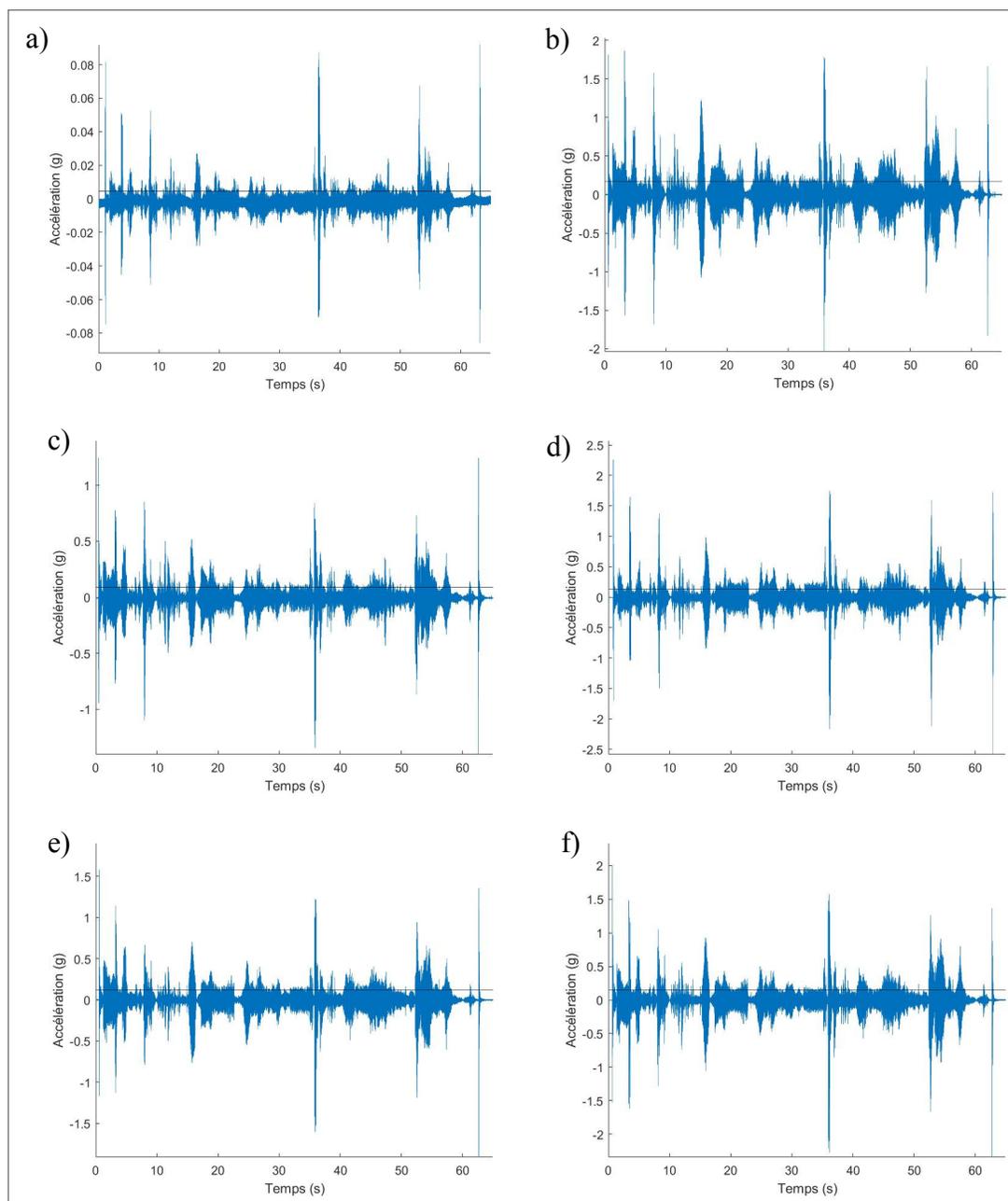


Figure 2.32 : Accélération temporelle du plancher lors du film pour a) Béton, b) Bois, c) Sable sous les vérins, d) Sable sur le côté, e) Laminé caoutchouc/métal et f) Masse de métal

Les niveaux efficaces, calculés à l'aide de la formule suivante, sont répertoriés pour chaque cas par ordre d'efficacité dans le Tableau 2.3.

Tableau 2.3 : Niveau efficace des divers essais vibratoires

Essai	Niveau efficace (g)	Efficacité/bois
Béton sur roc	0.0045	-
Sable sous les vérins	0.0917	45.3 %
Laminé de caoutchouc et métal	0.1252	25.4 %
Sable sur le côté	0.1396	16.8 %
Masse de métal	0.1467	12.6 %
Plateforme de bois	0.1679	0 %

Comme attendu, le niveau efficace, au niveau du plancher de béton, est le plus faible, et de loin. La méthode diminuant le plus le niveau efficace sur la plateforme de bois est le sable sous les vérins, montrant une réduction des vibrations de 45%. Par la suite, les laminés de caoutchouc et métal présentent une amélioration de 25%, le sable sur le côté, une amélioration de 17% et les plaques de métal, une amélioration de 13%.

2.2 Essais modaux

Les tests précédents permettent de quantifier la réaction vibratoire des systèmes, mais permettent très difficilement d'isoler le comportement des différents éléments de celui-ci. Ces pourquoi des essais modaux, soit des tests d'impacts, ont été effectués indépendamment sur le fauteuil et la plateforme. Ces essais permettent d'obtenir la fonction de transfert entre la vitesse et la force d'impact, obtenant donc plus précisément les modes des éléments.

2.2.1 Prise de mesures

Les données ont été prises sur le même banc d'essai que lors des essais vibratoires, soit un fauteuil vibrant et une plateforme de bois confectionnée dans le but de représenter le mieux possible une structure de plancher de bois résidentiel.

2.2.2 Équipements de mesure

Pour l'acquisition des données, le matériel suivant a été utilisé :

- Système d'acquisition LMS SCADAS III 8 canaux
- Accéléromètre uni axial PCB Piezotronics 352C34
 - Sensibilité: ($\pm 10\%$) 100 mV/g (10.2 mV/(m/s²))
 - Gamme de mesures: ± 50 g pk (± 490 m/s² pk)
 - Résolution large bande: 0.00015 g rms (0.0015 m/s² rms)
 - Gamme de fréquence: ($\pm 5\%$) 0.5 to 10000 Hz
- Marteau d'impact PCB 086D50
 - Sensibilité: ($\pm 15\%$) 1 mV/lbf (0.23 mV/N)
 - Gamme de mesures: ± 5000 lbf pk (± 22240 N pk)
 - Masse du marteau: 12.1 lb (5.5 kg)

2.2.3 Position des capteurs

Lors du test d'impact sur le fauteuil, deux capteurs unis axiaux seront utilisés. Le premier se retrouvant sous le fauteuil, soit au même endroit que lors des essais vibratoires précédents. Le second sera positionné sur les masses servant à simuler le poids de l'utilisateur.

Lors du test d'impact sur la plateforme, le capteur uniaxial utilisé est positionné au centre de celle-ci.

2.2.4 Acquisition des données

Le logiciel LMS utilisé donne directement les résultats modaux fréquentiels. Les valeurs obtenues représentent donc la fonction de transfert entre la vitesse et la force d'impact, dans le spectre fréquentiel. Les données, par la suite, sont transférées dans le logiciel Matlab.

2.2.5 Méthodologie

Ces essais ne servant qu'à analyser les modes des deux éléments du système, soit le fauteuil et la plateforme de bois, la méthodologie est assez simple.

Un essai d'impact est effectué sur le fauteuil, reposant sur le plancher de béton. Puisque le but est de caractériser seulement le fauteuil, ce type de plancher représente bien une masse infinie et a donc peu d'effet sur les propriétés vibratoires du fauteuil. Seule une masse de 150 livres est apposée sur le fauteuil, de la même façon que dans les essais vibratoires précédents. L'effet du poids de l'utilisateur n'est pas recherché, et les tests précédents ont démontré que, sur le béton, le poids sur le siège a une très faible incidence. Par la suite, la plateforme de bois, sans fauteuil, subit le test d'impact.

2.2.6 Résultats

2.2.6.1 Plateforme de bois

La fonction de transfert de la plateforme de bois est présentée à la Figure 2.33, dans le spectre fréquentiel, en amplitude et en phase. De plus, la cohérence du signal des 10 essais est affichée.

Plusieurs modes peuvent être identifiés à partir de ces courbes. En effet, les résonances sont représentées par de fortes amplitudes, soit un pic, et une phase de $\pm 90^\circ$. On remarque que pour chaque résonance identifiée, la cohérence est proche de un. Les résultats sont donc valides.

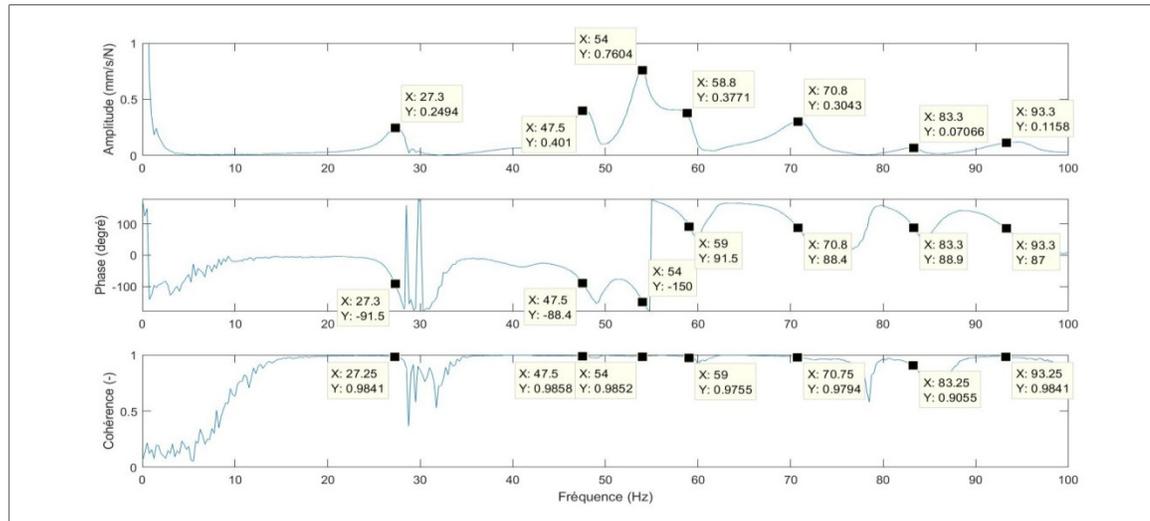


Figure 2.33 : Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur la plateforme de bois

Tableau 2.4 : Résonances de la plateforme de bois

Mode	Fréquence (Hz)	Amplitude (mm/s/N)	Phase (degrés)
1	27,3	0,25	-91,5
2	47,5	0,40	-88,4
3	54,0	0,76	-150
4	58,8	0,38	91,5
5	70,8	0,30	88,4
6	83,3	0,07	88,9
7	93,3	0,12	87

Le quatrième mode, soit celui dont l'amplitude est la plus grande, possède une phase de -150° . La phase de -90° se situe à 1,5 Hz avant cette résonance, mais l'amplitude monte clairement que la résonance est bien à 54 Hz.

Les deux derniers modes, soit le 6 et le 7, sont très faibles en amplitudes et donc négligeables par rapport aux autres. Le premier mode n'est pas le plus élevé, mais reste très important dans le cas de cette étude, due à sa proximité avec la résonance du fauteuil, tel que démontré lors des essais vibratoires.

2.2.6.2 Fauteuil

Les résultats du fauteuil, soit pour le capteur sous celui-ci et pour le capteur sur les masses représentant l'utilisateur, sont respectivement présentés à la Figure 2.34 et à la Figure 2.35.

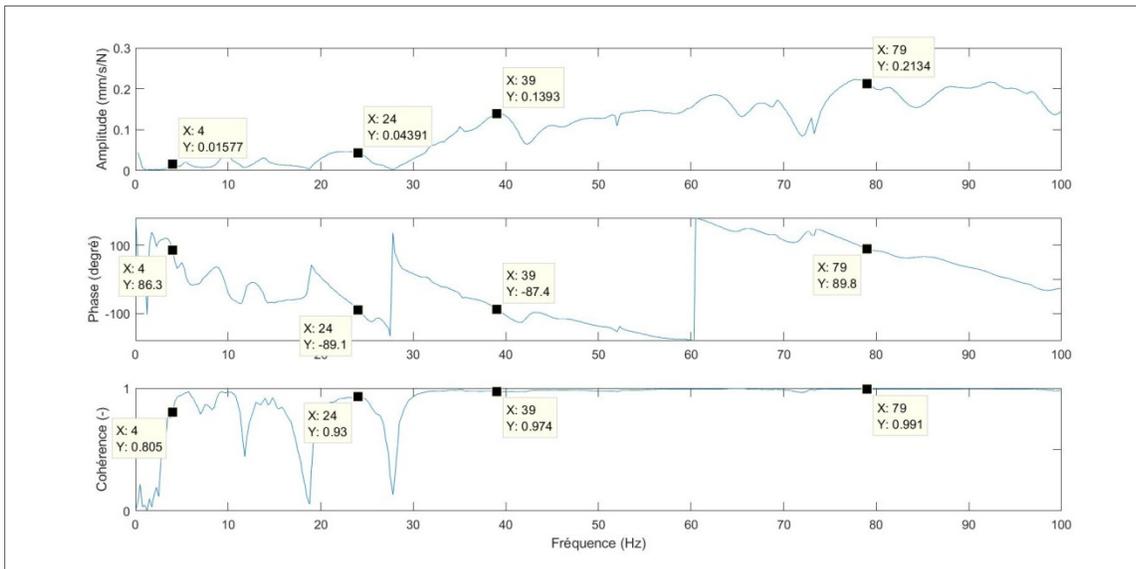


Figure 2.34 : Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur le fauteuil (capteur sous le fauteuil)

Pour le fauteuil, soit en se fiant au capteur sous celui-ci, la résonance la plus importante se situe à 79 Hz, mais elle n'a pas été excitée lors des essais vibratoires, où les amplitudes étaient très faibles. Par la suite, les autres modes concordent avec ceux trouvés lors des essais vibratoires, soit une forte résonance à 39 Hz et une plus faible à 24 Hz.

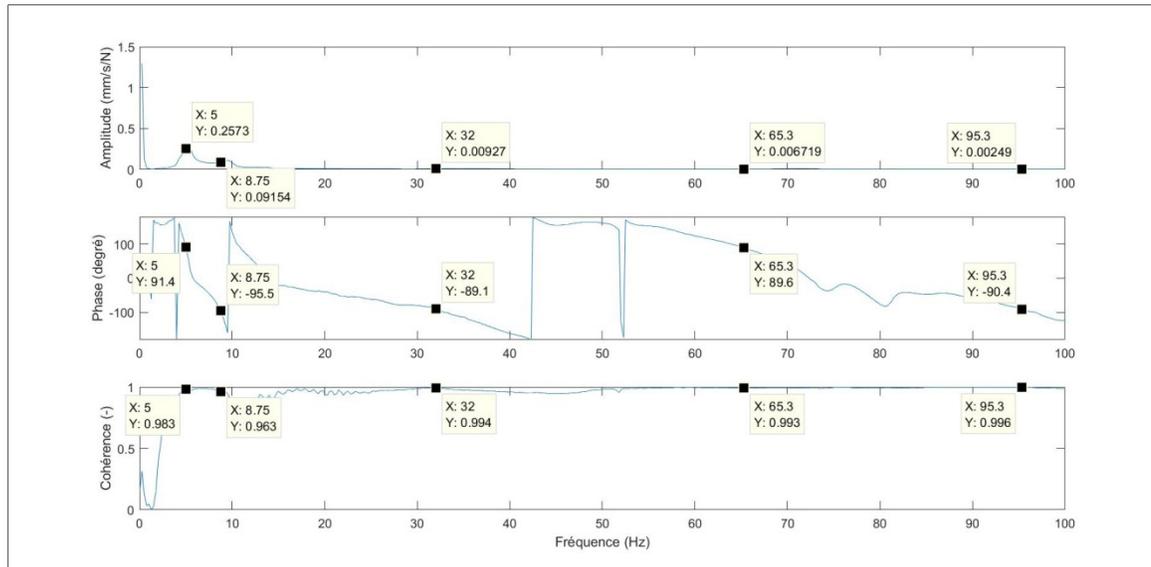


Figure 2.35 : Amplitude, phase et cohérence de l'essai modal sur le fauteuil (capteur sur les masses)

Tableau 2.5 : Résonances du fauteuil

Mode	Sous le fauteuil			Sur les masses		
	Fréquence (Hz)	Amplitude (mm/s/N)	Phase (degrés)	Fréquence (Hz)	Amplitude (mm/s/N)	Phase (degrés)
1	4,0	0,02	86,3	5	0,257	91,4
2	24,0	0,04	-89,1	8,75	0,092	-95,5
3	39,0	0,14	-87,4	32	0,009	-89,1
4	79,0	0,21	89,8	65,3	0,007	89,6
5	-	-	-	95,3	0,002	-90,4

Pour les masses représentant l'utilisateur, la plus forte résonance est trouvée à 5 Hz, une plus faible à 8,75 Hz et trois autres négligeables à plus haute fréquence.

CHAPITRE 3

SIMULATION DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE DU SYSTÈME PAR ÉLÉMENTS FINIS

3.1 Recalage du modèle

3.1.1 Fauteuil

Un dessin de type CAO (Conception assistée par ordinateur), fourni par la compagnie associée, a été utilisé et transféré dans le logiciel ANSYS Workbench. Ce dessin représente le corps du fauteuil; il n'inclut donc ni la bourrure ni le cuir qui la recouvre.

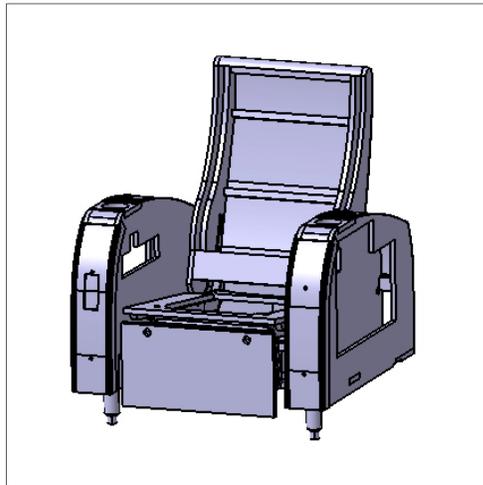


Figure 3.1 : CAO du fauteuil

Quelques modifications ont par la suite été effectuées sur le modèle, soit l'ajout de goujons pour relier les pièces mobiles ainsi que le remplissage de certains trous afin de faciliter le maillage. La majorité du corps du fauteuil est en bois. Des propriétés isotropes ont été appliquées, soit un module d'élasticité de 20 GPa, une masse volumique de 650 kg/m^3 et un coefficient de poisson de 0,3. Pour les autres pièces, l'acier standard a été utilisé. La poutre retenant le vérin du système d'appuis pieds a aussi été épaissie afin de rigidifier le système. La masse totale du modèle est de 77 kg, ce qui correspond avec la masse réelle du fauteuil. Une

masse d'acier de 150 lb, représentant le poids de l'utilisateur, a aussi été ajoutée sur le fauteuil. Des ressorts de faibles raideurs font la connexion entre la masse et l'assise ainsi qu'entre la masse et le dossier du fauteuil, représentant la bourrure de ce dernier. Des ressorts ont aussi été rajoutés entre l'assise et la palette pour les pieds et sous le fauteuil, afin de rigidifier le système.

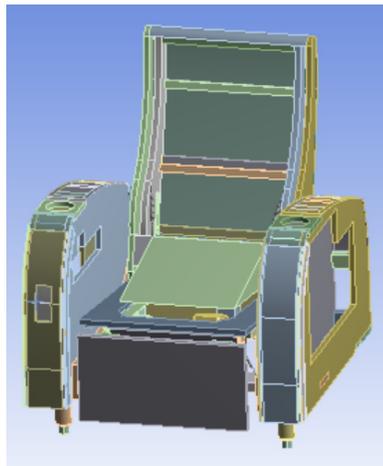


Figure 3.2 : Modèle EF du fauteuil

Le modèle par éléments finis du fauteuil a été recalé en fonction des essais vibratoires sur le plancher de béton ainsi que des essais modaux. Une accélération de $1,594 \text{ mm/s}^2$ a été appliquée à l'intérieur des vérins afin de simuler le mouvement de ceux-ci. Les vibrations du fauteuil sont présentées à la Figure 3.3.

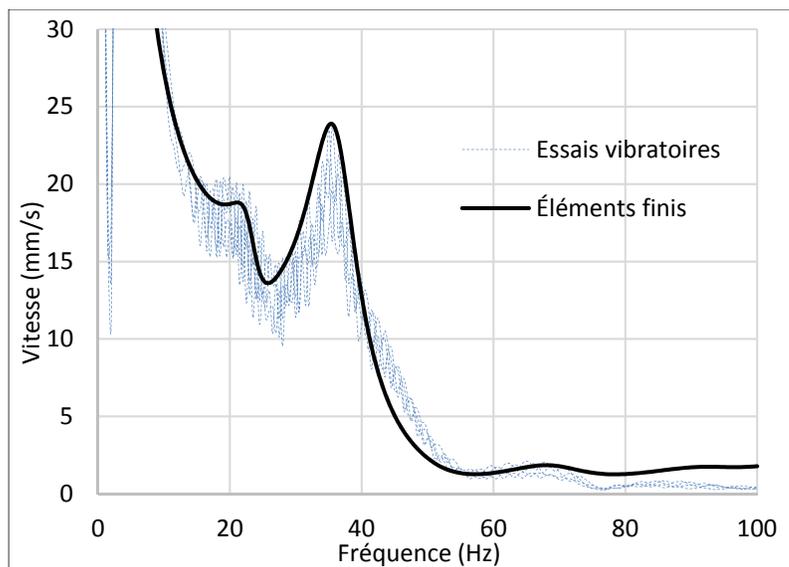


Figure 3.3 : Recalage du modèle par éléments finis du fauteuil

Dans le modèle du fauteuil sur la plateforme de bois, des forces devront être appliquées, et non des déplacements. Les forces de réaction ont donc été appliquées au fauteuil, avec un facteur de 1,568, afin que les données concordent avec le modèle expérimental. Le déplacement du fauteuil est présenté à la Figure 3.4.

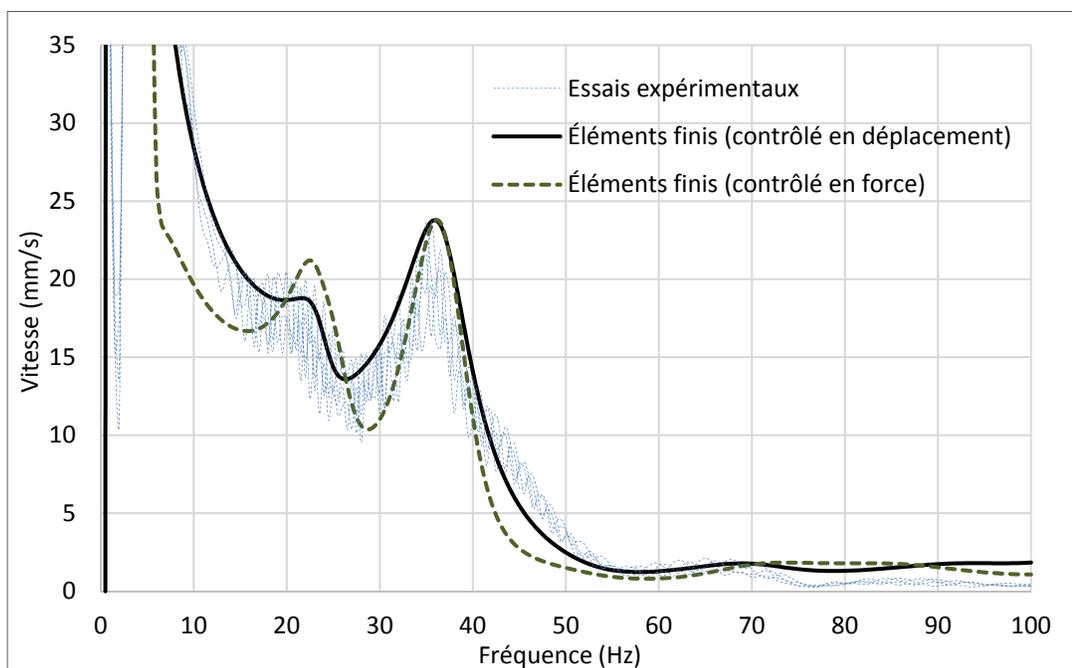


Figure 3.4 : Comparaison du modèle du fauteuil contrôlé en force et en déplacement

Le modèle contrôlé en force épouse moins bien les valeurs expérimentales, mais est tout de même bien représentatif.

3.1.2 Plateforme de bois

La plateforme a été dessinée directement sur le logiciel d'éléments finis Ansys Workbench. Elle est composée, tout comme la vraie plateforme, de poutres et de travers de 2 pouces (50,8 mm) par 8 pouces (203,2 mm) et de deux panneaux de contreplaqué d'un demi-pouce (12,7 mm) d'épaisseur.

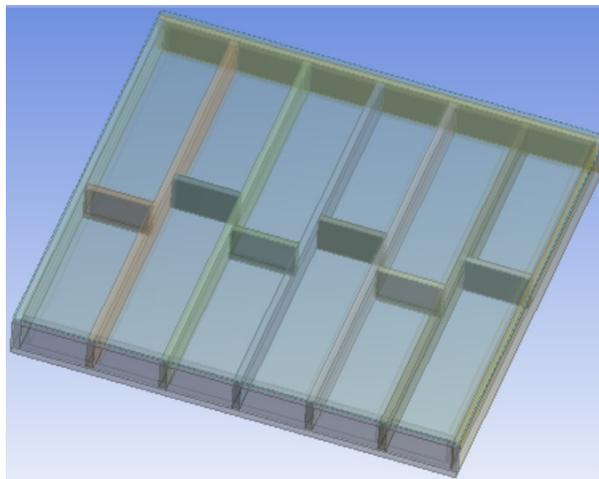


Figure 3.5 : Modèle de la plateforme de bois

Les propriétés du contreplaqué proviennent du Canadian Plywood Association. Les propriétés utilisées sont celles du contreplaqué de 12,5 mm d'épaisseur, non sablé et composé de bois mou. Le module d'élasticité en tension et compression est de 4940 MPa dans le sens du grain et de 4780 MPa parallèle au grain. La masse volumique utilisée est de 600 kg/m³. Pour les poutres et les travers, une masse volumique de 650 kg/m³ et un module d'élasticité de 12000 MPa sont utilisés. Ces valeurs ont été trouvées en calibrant le modèle par rapport aux tests modaux.

Tableau 3.1 : Calibration du modèle éléments finis de la plateforme de bois

Mode	Fréquences naturelles (Hz)	
	Essais modaux	Éléments finis
1	27,3	27,7
2	47,5	47,9
3	54,0	52,6
4	58,8	64,3

Les quatre premiers modes, soit les plus importants, concordent avec les essais modaux. La plateforme modélisée concorde donc bien avec la plateforme réelle.

3.1.3 Fauteuil sur plateforme de bois

Une fois les modèles du fauteuil et de la plateforme de bois recalés, ces derniers peuvent être couplés. La difficulté de ce modèle réside dans le fait que les vérins sont contrôlés en déplacement. Il devient alors très ardu d'imposer les conditions représentant parfaitement ce cas. En effet, le déplacement du vérin représente le déplacement entre le fauteuil et la plateforme de bois, soit un déplacement relatif et non absolu comme précédemment.

L'utilisation d'une force constante de part et d'autre du vérin, tel que présenté à la Figure 3.6, est problématique.

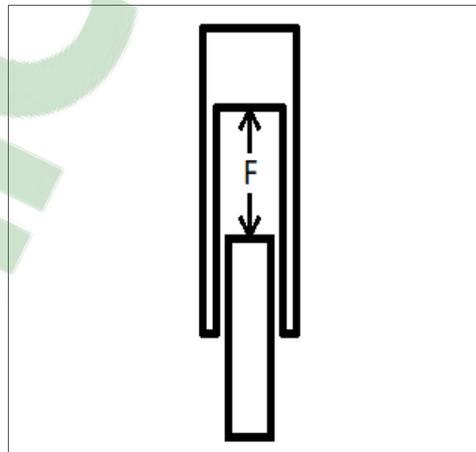


Figure 3.6 : Vérin excité par une force

En effet, la force dans le vérin n'est pas constante, puisque la transmissibilité des forces dépend de la fréquence d'excitation. De plus, aucun lien n'existe entre les deux pièces, donc le déplacement de chacune est absolu. L'ajout d'un ressort ou d'un amortissement entre les deux parties permettrait un lien entre la force et le mouvement, mais ces techniques n'ont pas été concluantes.

Les forces de réactions du modèle du fauteuil contrôlé en déplacement par la base ont donc été utilisées, avec le facteur de 1,568, tel que présenté précédemment. De plus, les deux parties du vérin ont été connectées ensemble, négligeant le mouvement relatif entre le fauteuil et la plateforme de bois. Le mouvement du fauteuil ne pourra donc pas être étudié avec ce modèle. Les vibrations du centre du plancher, expérimentales et du modèle éléments finis, sont présentées à la Figure 3.7.

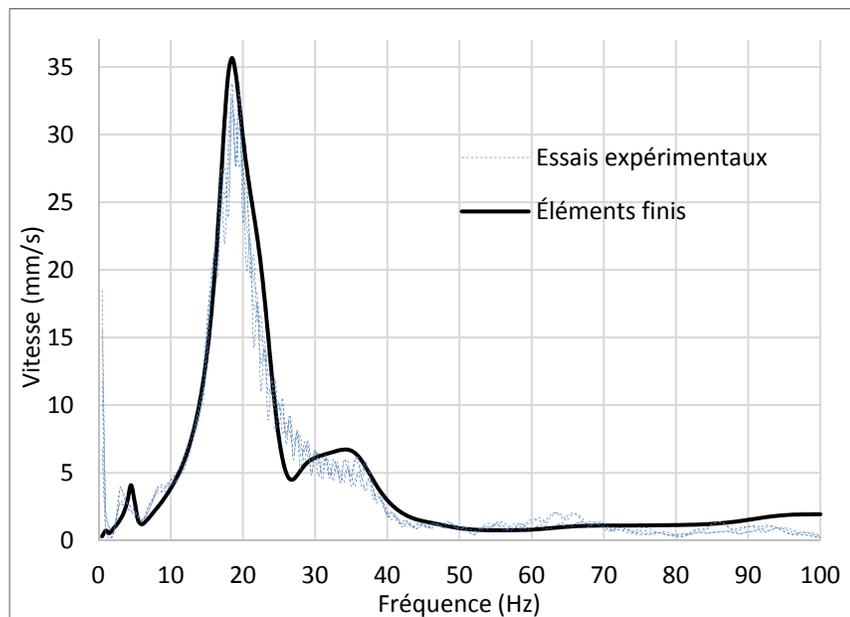


Figure 3.7 : Recalage du modèle éléments finis du fauteuil sur plateforme de bois

Les données du modèle concordent très bien avec les données expérimentales. Ce modèle sera donc utilisé dans les études suivantes.

3.1.4 Sacs de sable

À l'aide du modèle précédent, le système d'isolation testé le plus prometteur, soit les sacs de sable sous les vérins, peut être modélisé sur le logiciel ANSYS. Par hypothèse, les sacs de sable ont été considérés comme des blocs de matériaux uniformes, tel que présenté à la Figure 3.8, représentant le modèle complet. Les dimensions du sac de sable ont été mesurées et sont approximativement de 14 pouces (355,6mm) x 19 pouces (482,6mm) x 4 ¾ pouces (120,65mm).

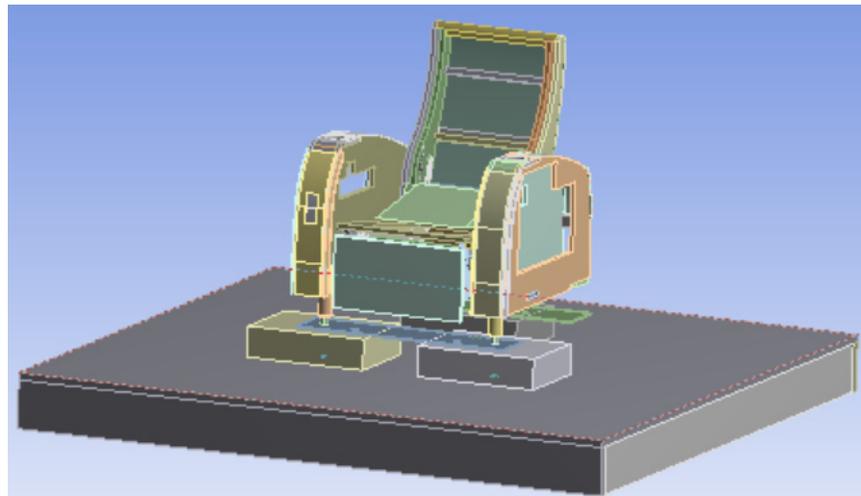


Figure 3.8 : Modèle éléments finis des sacs de sable sous les vérins

Afin que le modèle soit valable, les propriétés mécaniques des sacs doivent préalablement être trouvées. Payan, Senetakis, Khoshghalb & Khalili (2017) ont développé de nouvelles équations permettant de calculer le module d'élasticité et le coefficient de poisson du sable lors de petites déformations. Ces équations sont en fonction du coefficient d'uniformité (C_u), de la régularité (ρ), qui est la moyenne arithmétique de la rondeur et de la sphéricité, du taux de vide (e), de la pression de confinement isotrope (p') et de la pression atmosphérique (p_a).

$$E_{max} = (245 C_u^{-0.09} \rho^{0.82}) \times e^{-1.32} \times \left(\frac{p'}{p_a}\right)^{(C_u^{0.11})(-0.44\rho+0.66)} \quad (3.1)$$

$$v = (0.47 C_u^{0.19} \rho^{0.56}) \times \left(\frac{p'}{p_a}\right)^{(0.1 C_u^{0.1})(3.14 - 9.15 \rho)} \quad (3.2)$$

Selon le manufacturier, le coefficient d'uniformité sable sec utilisé est de 2,46. De plus, Il a été mentionné que ce type de sable se rapproche de très près d'un sable de rivière. Selon Payan et al. (2017), la régularité du sable de rivière est de 0,66. De plus, des taux de vide entre 0,75 et 0,85 sont utilisés dans cette étude, donc un taux moyen de 0,80 sera utilisé dans ce cas-ci.

Il est aussi possible d'approximer la pression de confinement en considérant la masse des plaques d'acier (2 x 8,7 kg), du fauteuil (77 kg) et de l'utilisateur (68,2 kg), soit un poids total de 162,58 kg et une force induite de 1595 N. De plus, on ajoute à ces valeurs la force maximale de chaque vérin, ce qui donne un total de 2094 N. En mesurant sur le modèle l'aire totale des plaques d'acier reposant sur les sacs, soit 227 096 mm², on peut calculer une pression de 9,22 kPa, soit 110,52 kPa en considérant la pression atmosphérique.

Le module d'élasticité et le coefficient de poisson calculés à l'aide de ces valeurs sont donc respectivement de 223,55 MPa et 0,430. Pour ce qui est de la masse volumique, elle a été calculée à l'aide de la masse d'un sac, soit 30 kg, et des dimensions mentionnées précédemment. La masse volumique calculée est donc de 1448,92 kg/m³. De plus, aucun amortissement interne ne sera ajouté aux sacs de sable puisque, dans les essais avec balayage, l'ajout de ce type d'isolateur n'a pas diminué la valeur maximale.

Les sacs de sable ne peuvent être considérés comme isotropes puisque le comportement mécanique est différent en compression et en flexion. En effet, ces sacs sont très facilement pliables, ce qui suggère une faible rigidité en flexion. Appliquer un module d'élasticité de 223,55 MPa en flexion rigidifierait grandement le plancher, ce qui n'est pas représentatif. Un matériau orthotrope pourrait être utilisé, mais le logiciel ANSYS ne permet pas une faible rigidité latérale, puisque la matrice de contrainte-déformation devient négative.

Donc, à fin de contrer la rigidification du plancher, des disques d'une faible hauteur de 0,5mm, ont été ajoutés entre les sacs et le plancher, surélevant les sacs et réduisant grandement la zone de contact entre ces deux éléments.

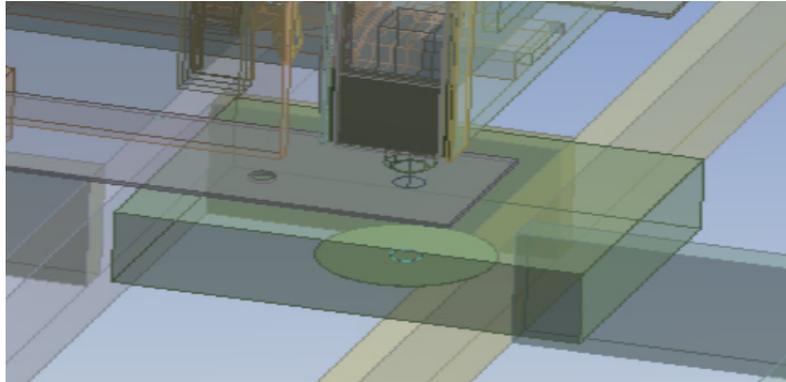


Figure 3.9 : Disque de contact

Selon G. Budynas, R., & Keith Nisbett J. (2015), le cylindre de compression d'un boulon est considéré comme deux cônes, où l'angle est d'environ 30° . En appliquant cette théorie à la pression des pattes du fauteuil, il est possible de calculer le diamètre de pression sur la plateforme, soit le diamètre du disque de contact, de 178,37 mm.

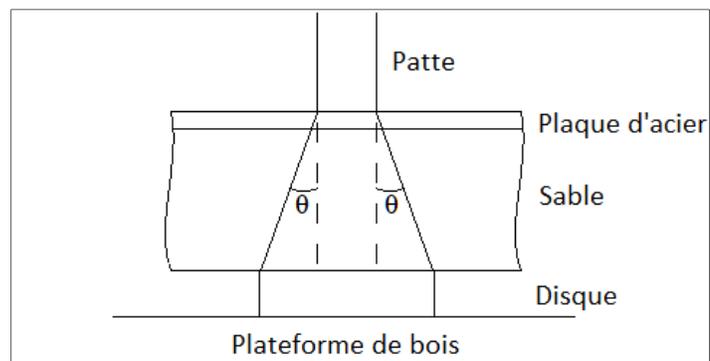


Figure 3.10 : Disque de compression

La vitesse du sol du modèle par éléments finis lors du balayage est présentée à la Figure 3.11. Deux précisions fréquentielles ont été utilisées, soit 0,5 Hz et 0,25 Hz, afin d'observer l'effet du pas de calcul sur l'amplitude. Les résultats de l'essai expérimental sont aussi présentés à des fins de comparaison.

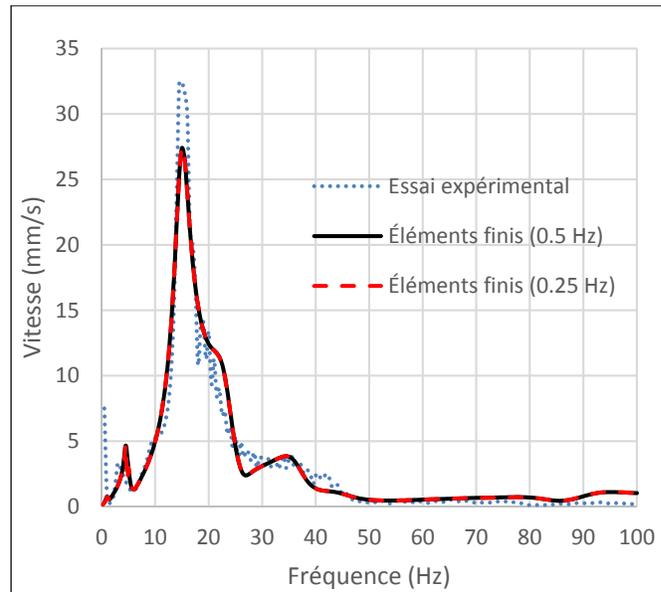


Figure 3.11 : Recalage du modèle par éléments finis du fauteuil avec sacs de sable sous les vérins

On remarque que le modèle par éléments finis a un comportement comparable aux données expérimentales. Par contre, la valeur maximale de ce premier est un peu plus faible que lors de l'expérimentation. Dans ce cas-ci, la précision fréquentielle n'a aucun effet sur l'amplitude des vibrations.

3.2 Conditions réelles d'un plancher de bois

La plateforme de bois utilisée lors des essais précédents pourrait ne pas représenter parfaitement le comportement réel d'un plancher de bois résidentiel. Selon la SCHL (Société canadienne d'hypothèques et de logement, 2014), les solives du plancher sont clouées à une lisse d'assise boulonnée aux murs de fondations, au rez-de-chaussée, et à des sablières, aux autres étages. De plus, des poutres ou des murs porteurs servent de supports intermédiaires au plancher. Les longueurs supportées d'un plancher de bois, soit la longueur de solive et la portée de la poutre, tel que démontré à la Figure 3.12, dépendent directement de la dimension des poutres, du type de bois et du nombre de planchers supportés.

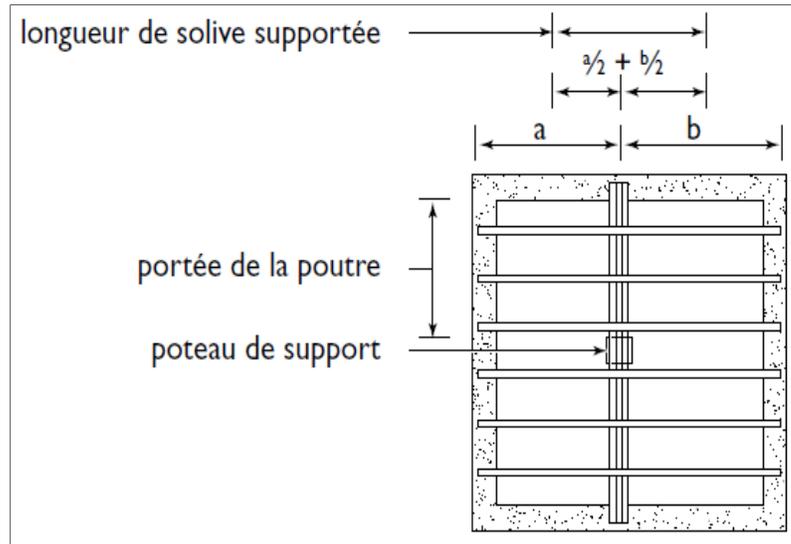


Figure 3.12 : Longueurs supportées d'un plancher
Tiré de SCHL (2014)

Afin de vérifier un comportement plus réaliste d'un plancher de bois, les conditions aux limites du modèle du fauteuil sur plancher de bois ont été modifiées. Les quatre solives extérieures ont été encastrées, simulant l'encastrement dans les murs de fondation et l'appui sur les poutres. De plus, plusieurs dimensions de plateformes ont été utilisées, le fauteuil étant toujours centré sur celles-ci. Ces dimensions, soit 8'x8' (2,44m x 2,44m), 12'x12' (3,66m x 3,66m), 16'x16' (4,88m x 4,88m), 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24'x24' (7,32m x 7,32m), couvrent la majorité des grandeurs de planchers de bois résidentiel, toujours selon la SCHL. La Figure 3.13 représente les vibrations maximales des divers modèles étudiés. Les valeurs maximales du modèle de la plateforme non encastrée sont aussi présentées, à des fins de comparaison.

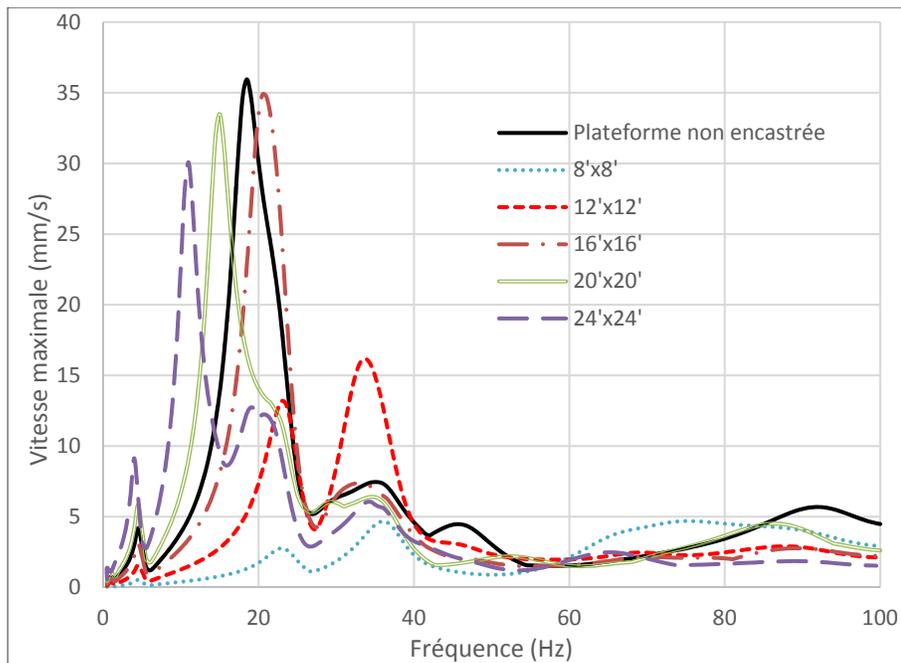


Figure 3.13 : Vitesses maximales de planchers encastrés

On remarque que la fréquence de résonance principale est inversement proportionnelle à la dimension du plancher. En effet, plus le plancher est grand, moins il est rigide, diminuant ainsi la fréquence naturelle.

Le plancher de 16'x16' (4,88m x 4,88m) représente bien les vibrations du plancher non encastré, avec une fréquence de résonance un peu plus élevée. Les planchers plus grands possèdent des vitesses maximales un peu plus faibles, mais tout de même très élevées. Pour ce qui est des planchers plus petits et plus rigides, les fréquences de résonance principales du plancher augmentent, se découplant de celle du fauteuil. Les amplitudes maximales sont donc beaucoup plus faibles.

À plus haute fréquence, tous les planchers possèdent des vitesses inférieures à la plateforme non encastrée, sauf pour le plus petit plancher, qui, entre 60 et 80 Hz, possède des vitesses un peu supérieures. Ceci est dû à sa grande rigidité et donc à sa fréquence de résonance plus élevée.

Il est aussi possible de comparer la vibration de ces planchers par rapport à la norme ISO 10137. Chaque courbe de la norme est tracée en noir et représente les facteurs 2 et 4 sur la courbe de base, soit des vibrations de jour dans le domaine résidentiel.

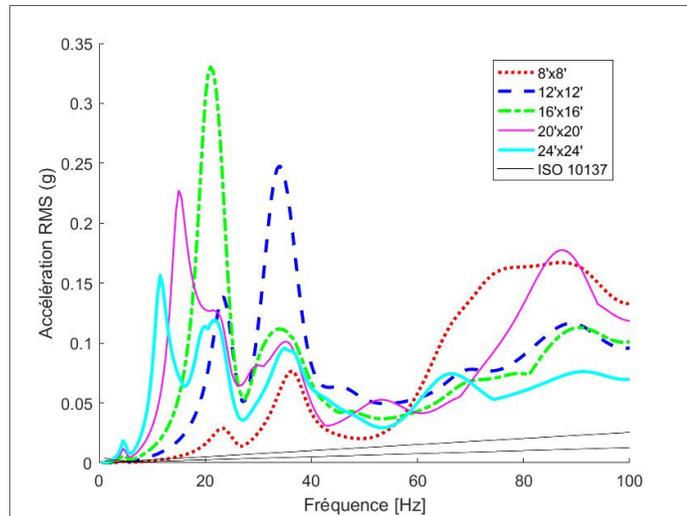


Figure 3.14 : Accélération efficace des différentes tailles de plancher

Même si les vibrations sont plus faibles que celles de la plateforme utilisée lors des tests, elles sont toujours supérieures à la norme ISO 10137.

Les six premiers modes du plancher de 16'x16' (4,88m x 4,88m) sont présentés à la Figure 3.15.

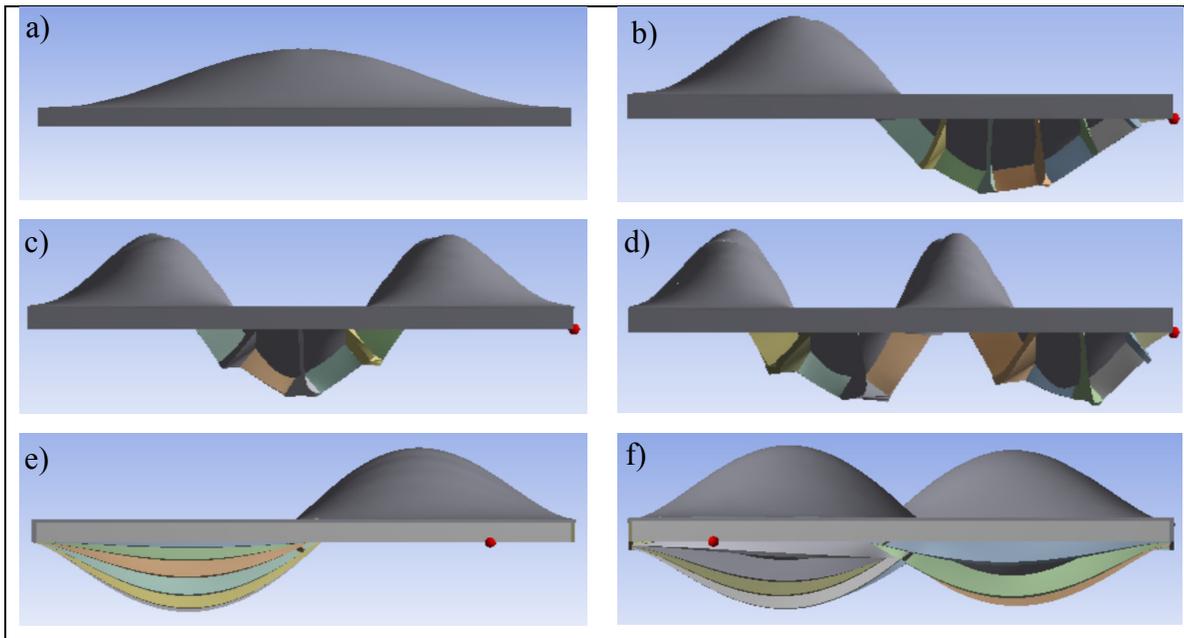


Figure 3.15 : Modes du plancher de bois de 16'x16' a) 1^{er} mode (30,54Hz), b) 2^e mode (36,54Hz), c) 3^e mode (48,62Hz), d) 4^e mode (65,17Hz), e) 5^e mode (79,78Hz) et f) 6^e mode (81,38Hz)

Pour les quatre premiers modes, le numéro du mode représente le nombre de ventres, dans la direction la plus souple du plancher, soit contraire aux solives. Le cinquième mode possède deux ventres dans le sens des solives et le sixième mode, deux ventres dans chaque direction.

3.3 Sacs de sable sous les vérins

Des simulations du fauteuil avec sacs de sable sous les vérins ont été effectuées sur les différents planchers encastrés. Tout comme précédemment, des planchers de 8'x8' (2,44m x 2,44m), 12'x12' (3,66m x 3,66m), 16'x16' (4,88m x 4,88m), 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24'x24' (7,32m x 7,32m) ont été testés. Les vitesses maximales des planchers, en fonction de la fréquence d'excitation, se retrouvent à la Figure 3.16.

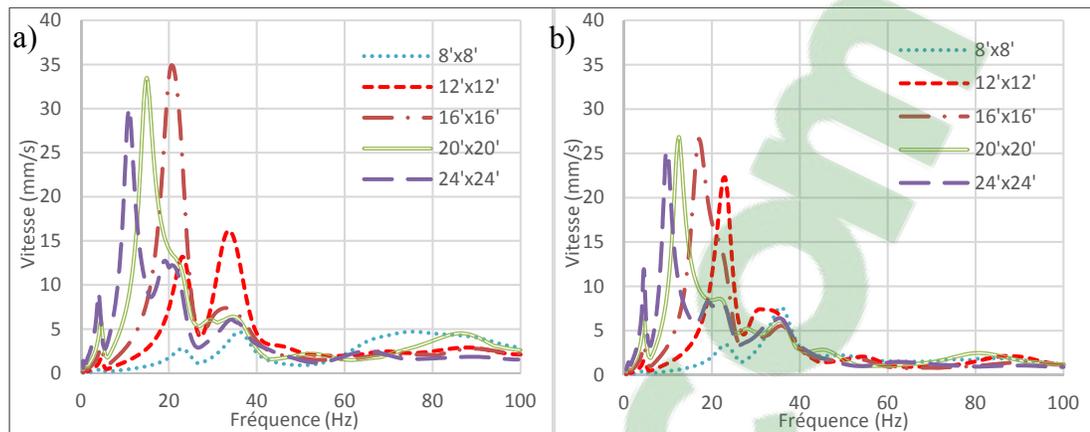


Figure 3.16 : Vibration du plancher a) sans et b) avec sacs de sable sous les vérins

Tout comme vu précédemment, plus le plancher est grand, plus la résonance principale est petite. L'ajout de sacs de sable sous les vérins a diminué les fréquences de résonances de tous les planchers, par son ajout de masse. Ceci a donc augmenté de 62,3% et de 38,0% les vitesses maximales des planchers de 8'x8' (2,44m x 2,44m) et de 12'x12' (3,66m x 3,66m), puisque leur première résonance s'approche de celle du fauteuil. Pour les planchers plus souples, soit les planchers de 16'x16' (4,88m x 4,88m), 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24'x24' (7,32m x 7,32m), l'ajout de cette masse a été bénéfique, réduisant respectivement les vitesses maximales de 23,7%, 19,9% et 16,25%.

La masse d'un sac de sable par vérin s'avère peu bénéfique, et même négative pour les planchers rigides. Par contre, tel que vu lors des essais, l'énergie dissipée par le mouvement des particules, majoritairement causée par les impacts, diminue grandement les vibrations lors d'un film.

Les vibrations des planchers avec sacs de sable peuvent être comparées à la norme ISO 10137. Chaque courbe de la norme est tracée en noir et représente les facteurs 2 et 4 sur la courbe de base, soit des vibrations de jour dans le domaine résidentiel.

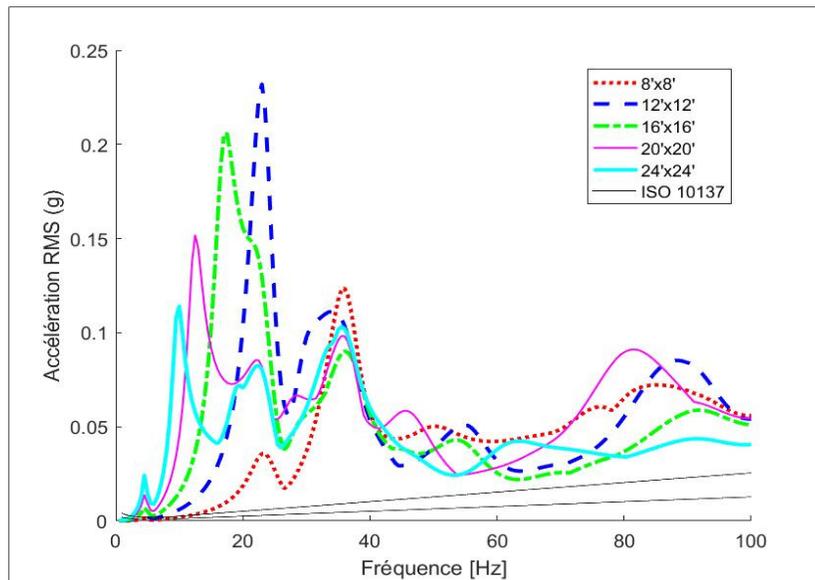


Figure 3.17 : Accélération efficace des planchers avec sacs de sable sous les vérins

Les vibrations sont toujours au-delà de la norme. Il est aussi possible qu'à haute fréquence, l'énergie dissipée par le mouvement des grains diminue l'amplitude des vibrations. En effet, lors des essais, les vibrations de 50 à 100 Hz répondaient à la norme, ce qui n'est pas le cas pour le plancher de 16'x16' (4,88m x 4,88m) encastré, qui a un comportement très semblable à la plateforme non encastrée.

3.4 Ressorts à câble métallique

L'effet d'ajout de ressorts câble métallique, une solution peu dispendieuse, a été testé. Pour ce faire, le modèle HERM de ITT Enidine Inc. a été utilisé. Ce modèle est un isolateur à câble métallique standard, auquel un élastomère a été ajouté afin d'augmenter l'amortissement qui se situe entre 15 et 25%. Le modèle HR16-600, soit le modèle le plus rigide des modèles de moins de 25cm de long, pèse 4,8 kg et possède une rigidité en compression de 389 kN/m (voir ANNEXE V).



Figure 3.18 : ITT Enidine Inc. HERM

L'isolateur a été modélisé selon les dimensions du manufacturier. Les parties du dessus et du dessous sont en acier et le reste, un matériau uniforme de masse volumique de $1244,4 \text{ kg/m}^3$, respectant la masse totale de $4,8 \text{ kg}$. Afin de trouver le module d'élasticité de ce matériau, une analyse statique a été effectuée. Un module d'élasticité de $51,2 \text{ MPa}$ et un coefficient de poisson de $0,3$ amène un déplacement de $0,002572 \text{ mm}$ pour une force de 1 N et un déplacement de $0,12861 \text{ mm}$ pour une force de 50 N , donnant une rigidité d'environ 389 kN/m , respectant ainsi les données du manufacturier. À ce matériau a été appliqué un amortissement de 20% . Les résultats, ainsi que ceux pour des planchers sans isolations, sont présentés à la Figure 3.19.

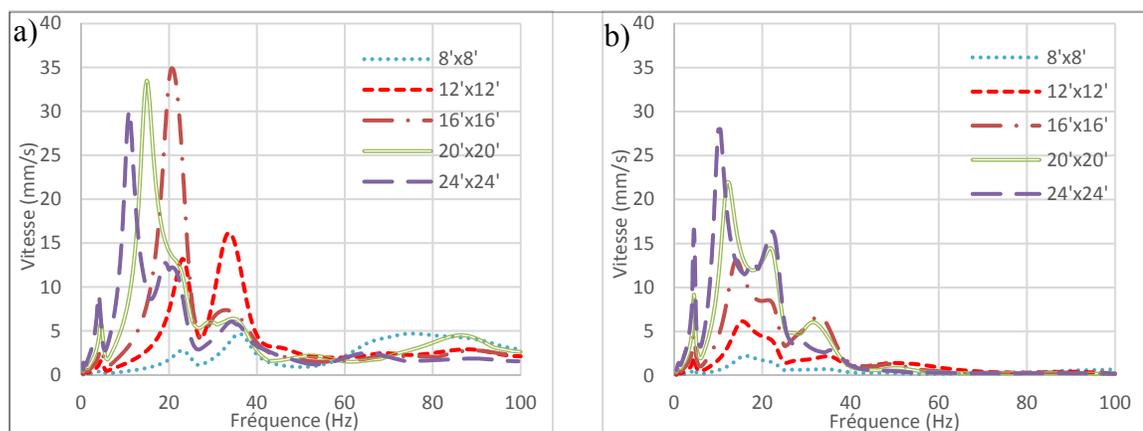


Figure 3.19 : Vibration du plancher a) sans et b) avec l'ajout de ressorts à câble métallique

L'ajout de ce type d'isolateur a été très bénéfique pour les planchers de 8'x8' (2,44m x 2,44m), 12'x12' (3,66m x 3,66m) et 16'x16' (4,88m x 4,88m), des diminutions des amplitudes maximales de 52,6%, 61,9% et 62,5% sont aperçues. Le plancher de 20'x20' (6,10m x 6,10m) a subi une diminution de 34,5% et le plancher de 24'x24' (7,32m x 7,32m), une faible diminution de 7,1%. Il semble donc que, pour les planchers possédant une première fréquence de résonance plus élevée que celle du fauteuil, l'ajout de ce type d'isolateur est très bénéfique et pour les autres, plus le plancher est grand, moins l'impact semble important. Une comparaison avec la norme ISO 10137, en accélération, est présentée à la Figure 3.20.

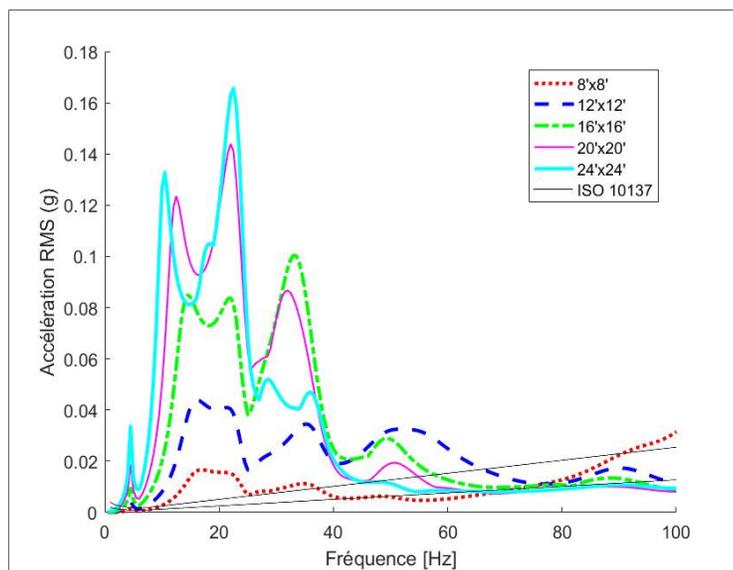


Figure 3.20 : Accélération efficace des planchers avec ressorts à câble métallique

Les vibrations, jusqu'à 60 Hz, sont encore plus élevées que la norme de référence. Cependant, de 60 à 100 Hz, les vibrations induites se retrouvent dans l'intervalle de la norme, pour la majorité des planchers.

Cet isolateur rajoute de la souplesse au système. Il est donc important d'étudier son effet sur les vibrations du fauteuil, soit les vibrations ressenties par l'utilisateur. La Figure 3.21 présente les vibrations du fauteuil sur un plancher de 16'x16' (4,88m x 4,88m), avec et sans isolateurs à câble métallique.

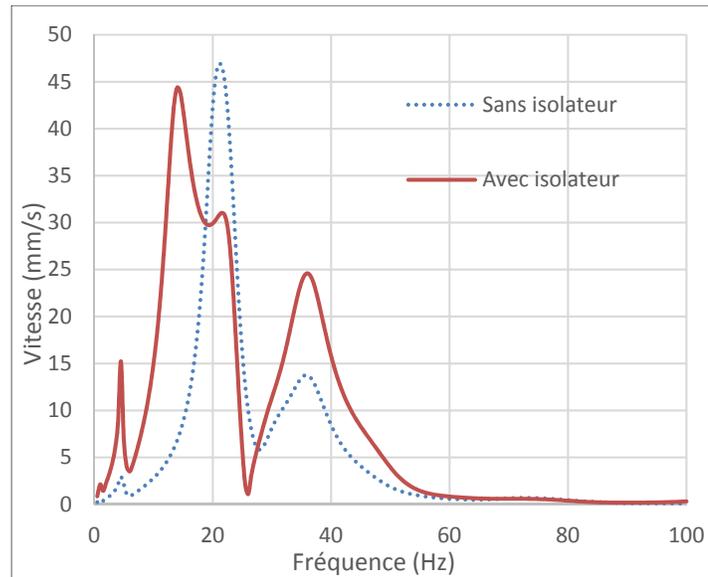


Figure 3.21 : Vibrations du fauteuil avec et sans ressorts à câble métallique pour un plancher de 16'x16'

L'ajout d'isolateurs à câble métallique a modifié le comportement du fauteuil. Il y a apparition d'une résonance à 14 Hz, ce qui augmente l'amplitude à basse fréquence. De plus, il y a augmentation de l'amplitude de la seconde fréquence de résonance. Ce type d'isolateur peut donc modifier de façon non négligeable l'expérience de l'utilisateur.

3.5 Effet de la masse et de la rigidité du plancher

Afin de mieux comprendre l'effet de la rigidité et de la masse du plancher, le système, tel que modélisé, peut être simplifié et discrétisé en un système à un seul degré de liberté, comme présenté à la Figure 3.22.

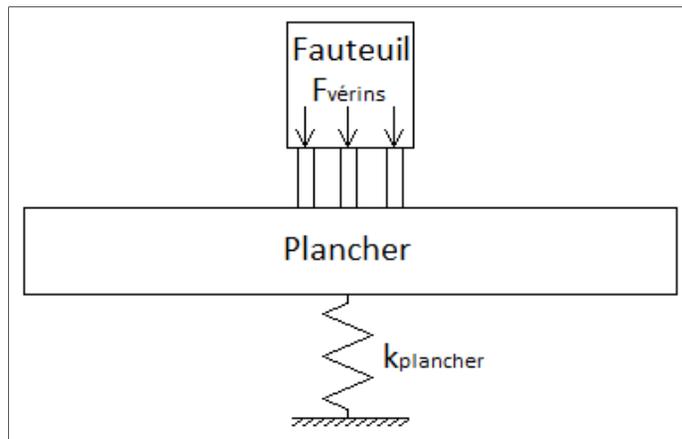


Figure 3.22 : Schéma du système à un degré de liberté

Dans ce système, la force transmise, telle que présentée à la section 1.1, est la force d'excitation du ressort. Donc, dans le cas où le plancher est solidement rigidifié, la fréquence naturelle de celui-ci augmente, se retrouvant dans la zone rigide. Certes, dans cette zone, la force transmise, et donc la force appliquée au ressort, est égale à la force appliquée. Par contre, la force d'excitation du ressort étant le produit de la rigidité par le déplacement, pour une grande rigidité, le déplacement est très faible. Dans le cas où c'est la masse du plancher qui est grandement augmentée, la fréquence naturelle de celui-ci diminue, se retrouvant dans la zone d'isolation. La force transmise est donc plus faible, ce qui, pour une rigidité inchangée, diminue le déplacement.

La difficulté de rigidifier le plancher vient du fait qu'il est impossible de le faire sans ajouter de poids et donc de contrer un peu l'effet sur la fréquence naturelle. De la même façon, il est très difficile d'augmenter la masse du plancher sans le rigidifier. De plus, la quantité de masse ajoutée est restreinte à la capacité du plancher.

L'effet de ces deux paramètres est présenté à la Figure 3.23. Pour la rigidité, les modules d'élasticité du contreplaqué ont été modifiés, par de facteurs de 10, 100 et 1000. Pour ce qui est de la masse, la masse volumique a été multipliée par ces mêmes facteurs.

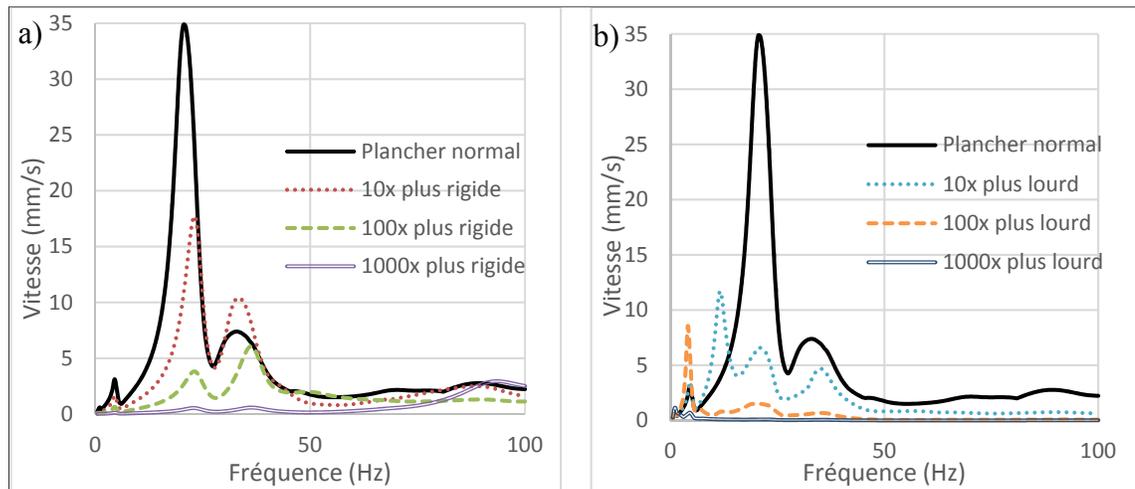


Figure 3.23 : Effet sur la vitesse maximale du plancher de 16'x16' de la a) rigidité et b) masse

Dans les deux cas, pour les valeurs extrêmes de rigidité et de masses, la vibration est très faible sur presque tout le spectre. Un contreplaqué 1000 fois plus rigide augmente les vibrations de 80 à 100 Hz dû à l'augmentation de la résonance, tandis qu'un contreplaqué 1000 fois plus lourd augmente les vibrations à très faible fréquence, due à la diminution de la résonance.

3.6 Plateforme lourde

Selon le Code national du bâtiment (Conseil national de recherches du Canada, 2010), les aires résidentielles sont conçues de façon à supporter au moins 1,9 kPa de surcharges réparties uniformément sur le plancher. En se basant sur cette valeur, un poids d'environ 194 kg est permis par mètre carré de plancher. Puisque le fauteuil possède une masse de 77 kg, pour un utilisateur de 150 lb (68 kg), il reste 49 kg pour créer une plateforme de 1 mètre carré. Par contre, la plateforme doit être conçue pour des utilisateurs plus pesants, donc pour un utilisateur de 250 lb (114 kg), il reste seulement 3 kg utiles pour la plateforme de 1 mètre carré. Celle-ci doit donc être d'une superficie supérieure. Pour une plateforme de 2 mètres carrés, soit de 1,41m de côté, la masse utilisable pour la plateforme est de 197 kg.

Une plateforme carrée flexible de deux mètres carrés et d'une masse de 190 kg a donc été testée entre le fauteuil et le plancher. Celle-ci est composée d'un contreplaqué de 0,5 pouce (12,7 mm), soit plus flexible que celui du plancher, et de 324 billes d'acier de 50,8 mm de diamètre, qui y sont attachées. Les billes peuvent donc glisser librement sur le plancher, ne rigidifiant pas celui-ci.

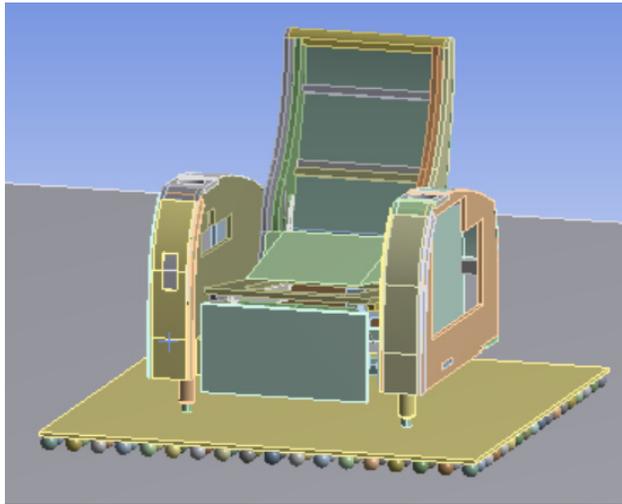


Figure 3.24 : Plateforme lourde

La Figure 3.25 présente les vibrations du plancher avec et sans cette plateforme

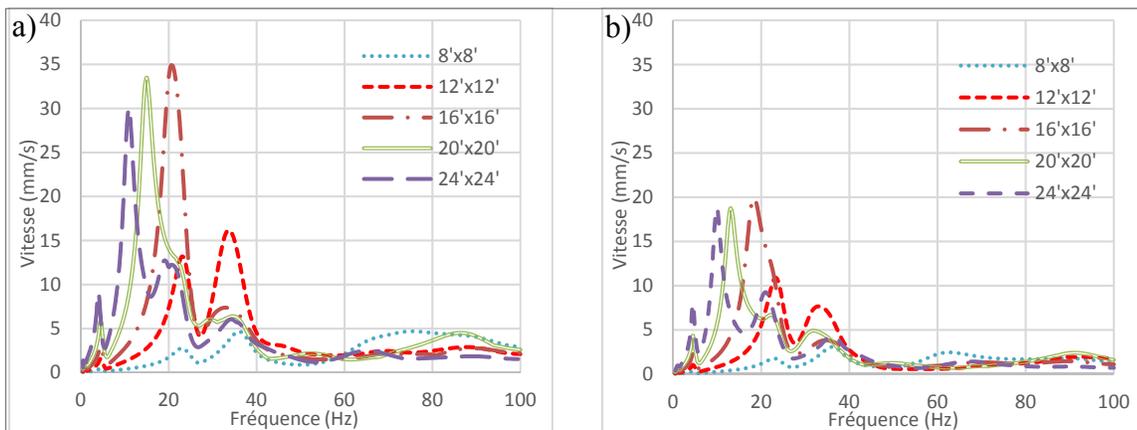


Figure 3.25 : Vibration du plancher a) sans et b) avec l'ajout de la plateforme lourde

L'ajout de la plateforme a diminué à près de 20 mm/s la vitesse maximale des planchers de 16'x16' (4,88m x 4,88m), 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24'x24' (7,32m x 7,32m), soit des diminutions respectives de 42,7%, 44,09% et 37,5%. Pour le plancher de 12'x12' (3,66m x 3,66m), l'ajout de la plateforme a diminué la vitesse maximale de 32,9% et de 34,6% pour le plancher de 8'x8' (2,44m x 2,44m).

À des fins de comparaison avec la norme ISO 10137, les vibrations en accélération des planchers sont présentées à la Figure 3.26.

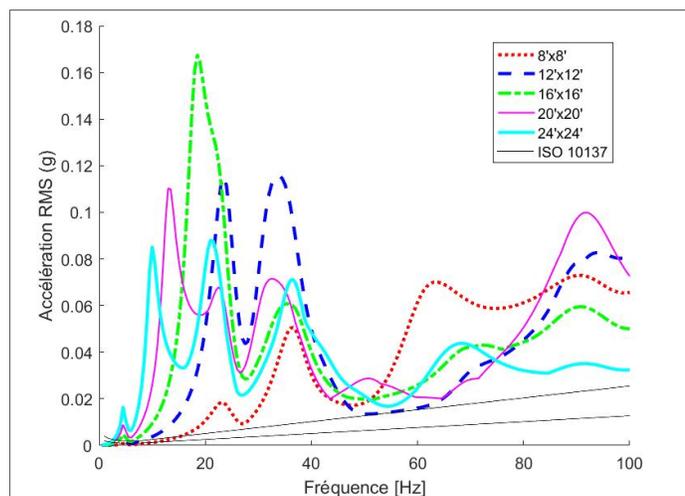


Figure 3.26 : Accélération efficace des planchers avec plateforme lourde

Même avec l'ajout de la plateforme lourde, les vibrations des planchers de bois sont au-dessus de la norme étudiée, sur la majorité du spectre. Dans ce cas-ci, il est possible d'apercevoir, pour les trois plus grands planchers, apparition d'une résonance sous le seuil des 20 Hz. Celle-ci est due à la masse, découplant la résonance du plancher de celle du fauteuil.

3.7 Rigidification du plancher

Les modes de déformation du plancher à la Figure 3.15 ont démontré que les modes qui avaient été identifiés comme les plus dommageables, soit les quatre premiers, sont des

ventres dans le sens contraire aux solives. Donc rigidifier la plateforme dans ce sens permettrait de déplacer les premières à plus haute fréquence et donc de les découpler de celles du fauteuil. Puisqu'il peut être difficile, même impossible dans certains cas, de rigidifier la structure du plancher, une rigidification par le dessus sera étudiée.

La rigidification par une petite plateforme au centre du plancher aura peu d'effet, donc la solution étudiée sera l'ajout d'un faux plancher par-dessus celui existant. La surface supérieure du faux plancher doit être en contreplaqué afin que le client puisse le recouvrir à son goût. De plus, sa hauteur ne doit pas être trop élevée, afin de ne pas trop réduire la hauteur de la pièce. Une hauteur maximale de 6 pouces (15,2 cm) est donc posée comme maximale.

La première option est de construire le faux plancher avec une structure de bois. Les solives sont disposées à intervalle de 16 pouces (406,4mm) avec des entretoises. Deux structures sont étudiées, soit avec des solives de 2 pouces x 4 pouces (soit 1,5 pouces x 3,5 pouces réel ou 38,1 mm x 88,9 mm) et avec des solives de 2 pouces x 6 pouces (soit 1,5 pouces x 5,5 pouces réel ou 38,1 mm x 139,7 mm). Un contreplaqué de 12,7 mm est par la suite utilisé comme revêtement. Le poids surfacique ajouté pour les solives de 38,1 mm x 88,9 mm est d'environ 15 kg/m² et pour les solives de 38,1 mm x 139,7 mm, 18 kg/m². Les vibrations des planchers sans et avec rigidification par solives de 38,1 mm x 88,9 mm sont démontrées à la Figure 3.27.

La rigidification a grandement réduit les vibrations maximales des planchers de 8'x8' (2,44m x 2,44m), 12'x12' (3,66m x 3,66m) et 16'x16' (4,88m x 4,88m), soit une diminution respective de 65,6%, 65,8% et 66,8%. Puisque ces planchers possédaient, à la base, une première résonance à plus haute fréquence que le fauteuil, la rigidification a augmenté la fréquence de résonance, la découplant davantage de celle du fauteuil. Les planchers de 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24x24' (7,32m x 7,32m) ont subi des diminutions de 36,1% et 47,23%. La rigidification du plancher a un effet très positif, mais a tout de même rapproché la première fréquence de résonance de celle du fauteuil.

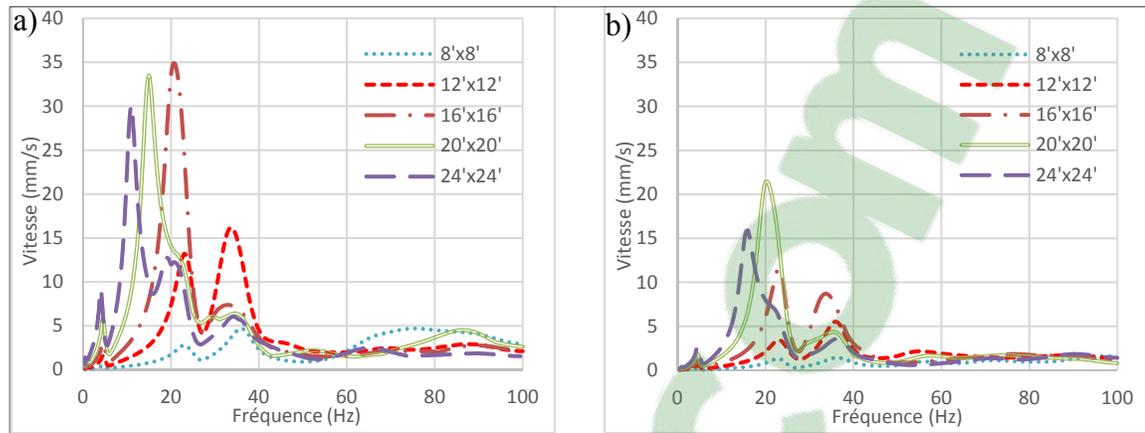


Figure 3.27 : Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives de bois de 38,1 mm x 88,9 mm

Les vibrations des planchers sans et avec rigidification par solives de 38,1 mm x 139,7 mm sont démontrées à la Figure 3.28.

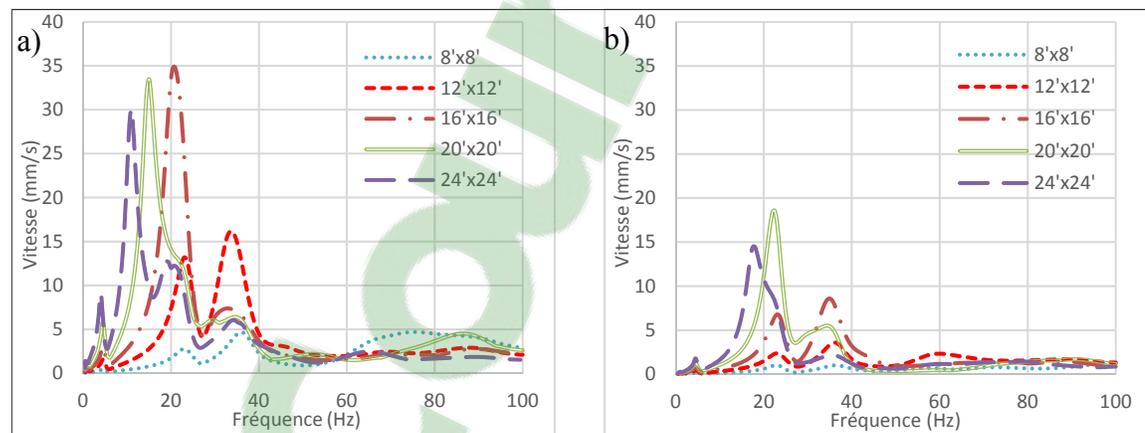


Figure 3.28 : Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives de bois de 38,1 mm x 139,7 mm

Cette rigidification a permis une baisse des vibrations maximales de 75,5%, 77,9% et 75,3% des planchers les plus rigides, soit les planchers de 8'x8' (2,44m x 2,44m), 12'x12' (3,66m x 3,66m) et 16'x16' (4,88m x 4,88m). Pour ce qui est des planchers de 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 24x24' (7,32m x 7,32m), la baisse des vibrations maximales est respectivement de 44,6% et 51,9%.

La seconde option est de construire le faux plancher avec des solives d'acier. Des profilés en 'I' sont utilisés, puisqu'ils possèdent un grand rapport inertie/poids. Le profilé utilisé est le S130x22.0, soit un profilé de 130 mm de hauteur, possédant une inertie de $6,33 \times 10^6 \text{ mm}^4$ et une masse linéique de 22 kg/m. Ces solives sont aussi disposées à intervalle de 16 pouces (406,4mm) et un contreplaqué de 12,7 mm est utilisé comme revêtement. Une telle structure rajoute une masse surfacique de 69 kg/m^2 . Les résultats sont présentés à la Figure 3.29.

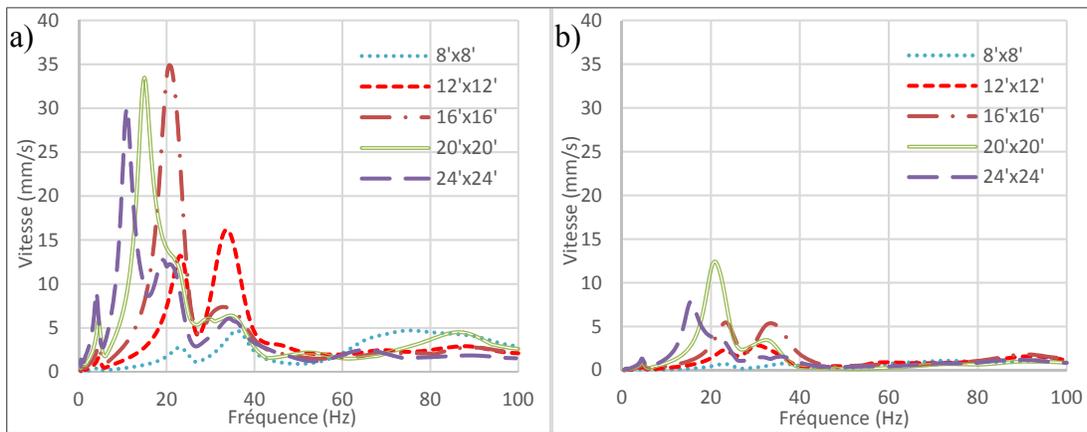


Figure 3.29 : Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives d'acier S130x22.0

La rigidification par solives d'acier a donné un résultat supérieur aux rigidifications par solives de bois testées. En effet, toutes les vibrations maximales sont diminuées d'au moins 60%, soit de 71,3% pour le plancher de 8'x8' (2,44m x 2,44m), de 82,3% pour le plancher de 12'x12' (3,66m x 3,66m), de 84,4% pour celui de 16'x16' (4,88m x 4,88m), de 63,0% pour le plancher de 20'x20' (6,10m x 6,10m) et 73,8% pour celui de 24x24' (7,32m x 7,32m).

Les vibrations en accélération des planchers sont présentées et comparées à la norme ISO 10137 à la Figure 3.30.

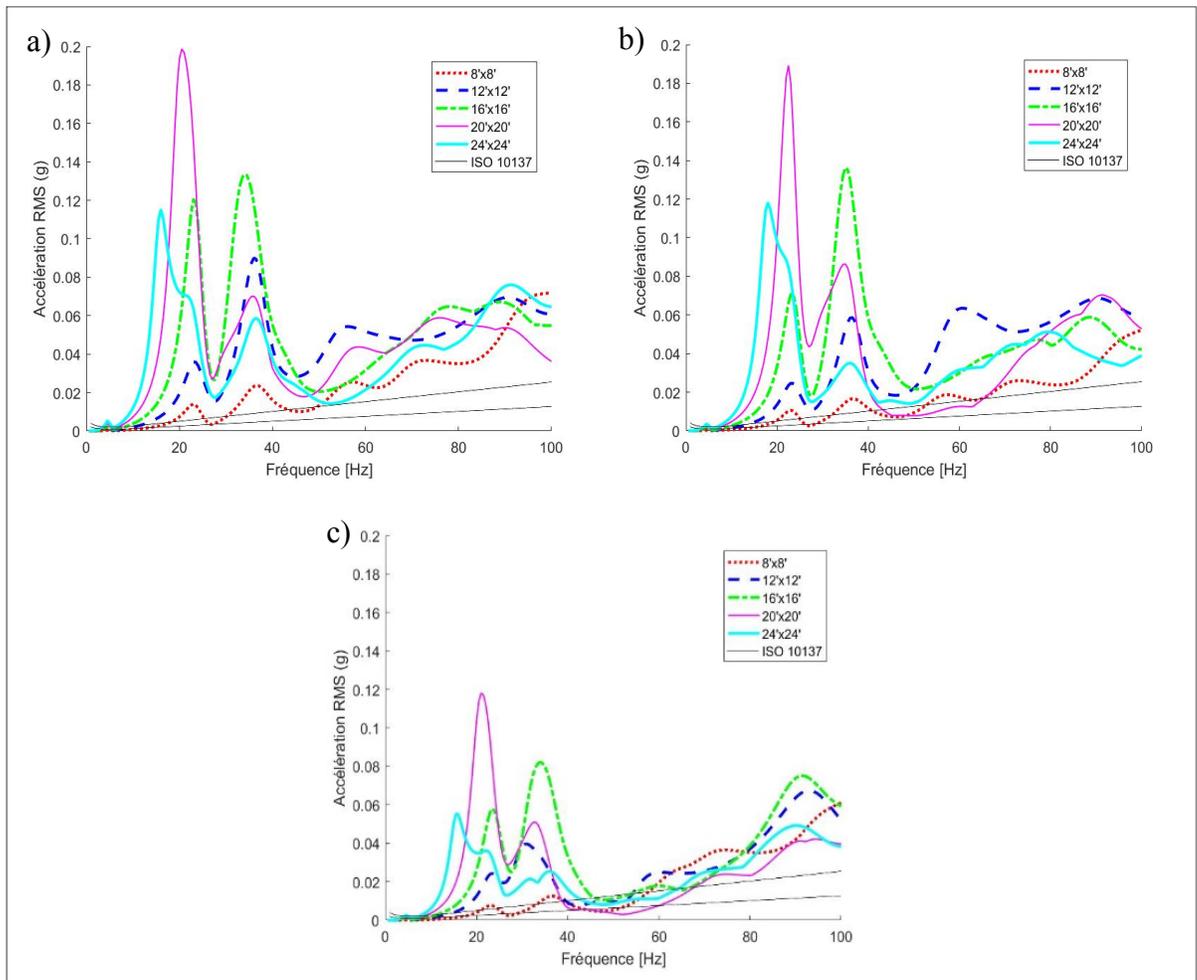


Figure 3.30 : Accélération efficace des planchers avec un faux plancher de solives de a) 2"x4" en bois, b) 2"x6" en bois et c) profilé S130x22.0 en acier

Au-dessus de 20 Hz, la rigidification avec solives de 2 pouces x 4 pouces n'a pas permis de diminuer les vibrations sous la norme ISO 10137. Pour ce qui est de la rigidification par solives de 2 pouces x 6 pouces, les vibrations du plancher sont plus faibles que la précédente, mais toujours plus élevées. Les solives d'acier ont permis de réduire les amplitudes à l'intérieur de l'intervalle de la norme entre 40 et 60 Hz pour la majorité des planchers, mais elles sont toujours supérieures sur le reste du spectre.

3.8 Effet de la position du fauteuil

Il est aussi intéressant de vérifier l'effet de la position du fauteuil sur le plancher. En effet, jusqu'à présent, seule la position centrale a été étudiée, avec les solives allant de l'avant vers l'arrière du plancher. Une fois décentrée, l'excitation du premier mode du plancher, soit le ventre central, pourrait être diminuée, mais d'autres modes pourraient être excités. De plus, puisque l'avant et l'arrière du fauteuil ne sont pas symétriques, le sens des solives pourrait jouer sur les vibrations du plancher.

Plusieurs positions de fauteuil seront donc étudiées sur le plancher de 16'x16'. Le fauteuil sera déplacé au quart du plancher sur le côté et au quart du plancher vers l'avant et vers l'arrière. De plus, tous les essais sont effectués avec les solives dans les deux sens mentionnés.

La Figure 3.31 montre l'effet du décentrage du fauteuil d'un quart du plancher de l'avant et de l'arrière, lorsque celui-ci est centré latéralement avec les solives telles qu'étudiées lors des essais précédents, soit de l'avant vers l'arrière.

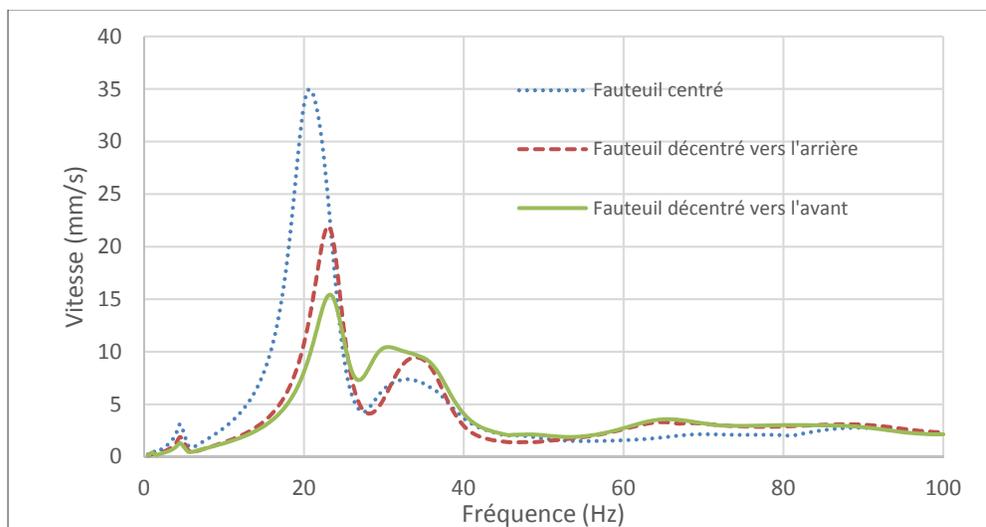


Figure 3.31 : Décentrage du fauteuil vers l'avant et l'arrière lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière

Dans les deux cas, le décentrage du fauteuil vers l'avant et vers l'arrière a un effet positif sur l'amplitude de la première résonance. En effet, il y a diminution de 56,0% et de 37,0% de cette valeur. Par contre, dans les deux cas, il y a augmentation de l'amplitude de la transmissibilité de la deuxième résonance du fauteuil, concordant avec le deuxième ou le troisième mode du plancher. Il y a aussi faible augmentation des vibrations entre 50 et 90 Hz.

L'effet du décentrage d'un quart du plancher du fauteuil sur le côté est démontré à la Figure 3.32. Les vibrations du plancher lorsque le fauteuil est décentré vers l'avant et vers l'arrière sont aussi présentes.

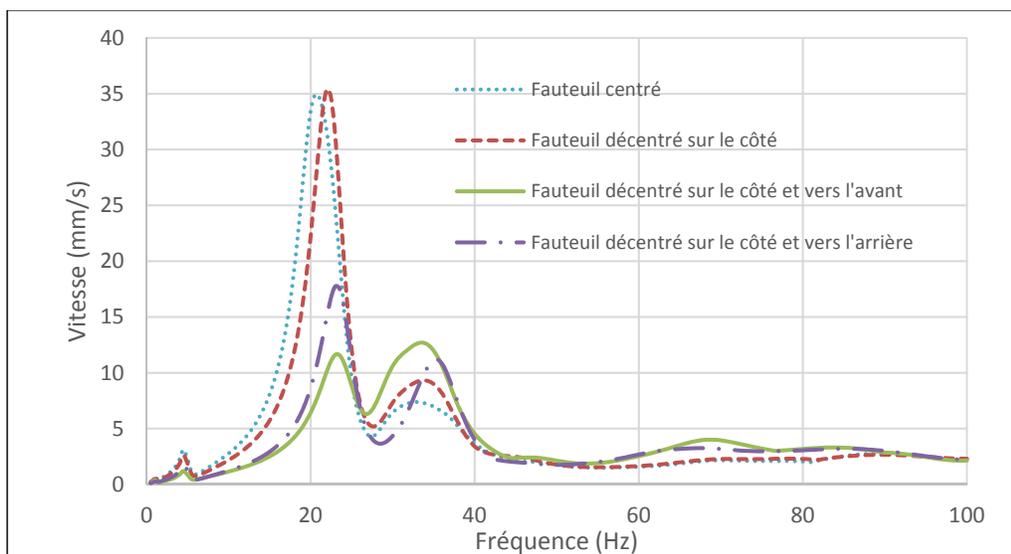


Figure 3.32 : Décentrage du fauteuil sur le côté lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière

Décentré le fauteuil au quart du plancher sur le côté augmente faiblement (1,6%) l'amplitude à la première résonance, et augmente aussi celle de la seconde résonance du fauteuil. En plus du décentrage sur le côté, le décentrage vers l'avant et vers l'arrière ont des effets bénéfiques sur la première résonance, soit une diminution de l'amplitude de 63,6% et de 49,1%.

L'influence du sens du fauteuil par rapport au sens des solives, lorsque le plancher est centré par rapport au plancher, se retrouve à la Figure 3.33.

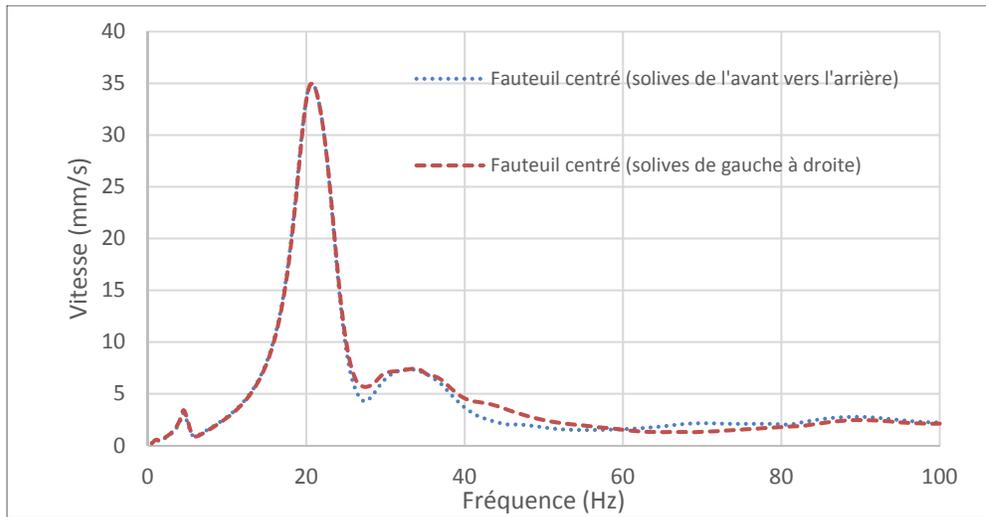


Figure 3.33 : Comparaison des vibrations du plancher du fauteuil centré en fonction du sens des solives

Lorsque le fauteuil est centré, le sens de la structure du plancher n'a pratiquement pas d'incidence. Les amplitudes de la première et de la seconde résonance sont les mêmes, seules les vibrations entre 40 et 90 Hz varient de peu.

La Figure 3.34 montre les vibrations du plancher lorsque le fauteuil est décentré vers l'avant et vers l'arrière et que les solives sont en sens contraire, soit de gauche à droite.

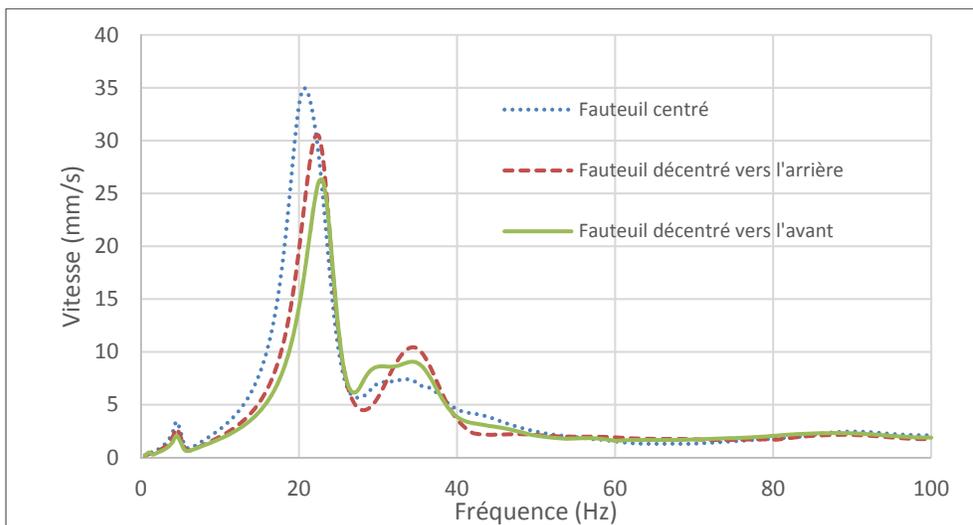


Figure 3.34 : Décentrage du fauteuil vers l'avant et l'arrière lorsque les solives sont de gauche à droite

L'effet du décentrage du fauteuil vers l'avant et vers l'arrière est la même lorsque le sens des solives est modifié, soit une diminution de la première résonance et une augmentation de la seconde. Par contre, lorsque les solives sont de gauche à droite, la diminution de l'amplitude est beaucoup moindre, soit de 24,8% lorsque le fauteuil est avancé et 12,7% lorsque le fauteuil est reculé.

L'impact du décentrage du fauteuil sur le côté, avec les solives de gauche à droite, est démontré à la Figure 3.35.

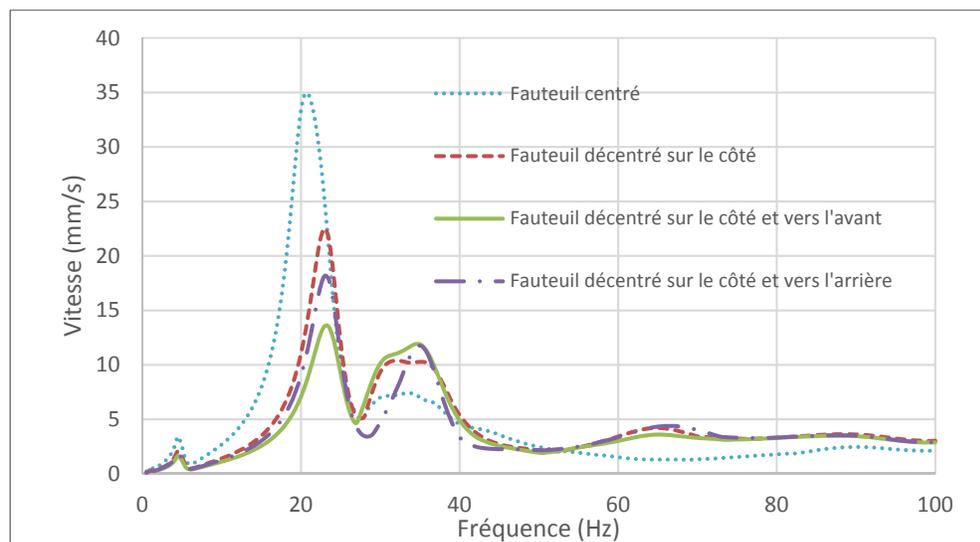


Figure 3.35 : Décentrage du fauteuil sur le côté lorsque les solives sont de gauche à droite

Contrairement à ce que démontré précédemment, décentré le fauteuil sur le côté, dans ce cas-ci, a un effet positif sur l'amplitude de la première résonance, soit une diminution de 35,4%. Pour ce qui est du fait de décentré le fauteuil latéralement, et de l'avancer ou le reculer, l'impact sur la première résonance est environ la même que précédemment, soit des diminutions de l'amplitude respective de 61,1% et de 47,9% (versus 63,6% et 49,1% pour le plancher avec les solives de l'avant vers l'arrière). Par contre, le décentrage sur le côté amène une augmentation des vibrations du plancher entre 50 et 100 Hz.

Peu importe le sens des solives par rapport au fauteuil, les vibrations du plancher lorsque le fauteuil est centré et lorsqu'il est décentré sur le côté vers l'avant et l'arrière sont environ les mêmes. Par contre, le décentrer seulement latéralement a un effet faiblement négatif lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière et positif lorsque les solives sont dans l'autre sens. Dans les deux cas, décentrer le fauteuil seulement vers l'avant ou l'arrière diminue l'amplitude de la première résonance, mais l'effet est hautement plus marqué lorsque les solives sont de l'avant vers l'arrière.

3.9 Fauteuil décentré latéralement et vers l'arrière

3.9.1 Rigidification du plancher par solives d'acier de profilé S130x22.0

Afin de minimiser les vibrations au plancher, le système d'isolation le plus efficace, soit la rigidification par poutrelles en acier de profilé S130x22.0, est couplé à la position du fauteuil la plus efficace, soit un fauteuil décentré d'un quart de la dimension du plancher vers l'arrière et vers le côté.

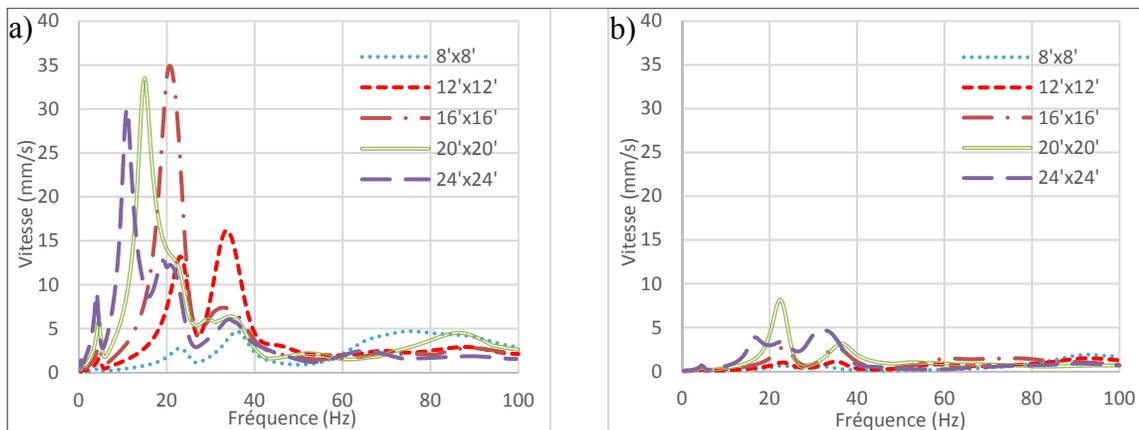


Figure 3.36 : Vibration du plancher a) sans et b) avec rigidification de solives d'acier et fauteuil décentré vers l'arrière et le côté

Tous les planchers, sauf le plus petit, ont permis une diminution de l'amplitude maximale par rapport au modèle avec solives d'acier et fauteuil centré. En effet, les planchers

avec 12' (3,66m), 16' (4,88m), 20' (6,10 m) et 24' (7,32 m) de côté ont permis une diminution additionnelle de la valeur maximale de 8,5%, 7,8%, 12,7% et 10,6%. L'amplitude maximale a donc été diminuée respectivement de 90,8%, 92,1%, 75,6% et 84,4% par rapport au modèle avec fauteuil centré sans méthode d'isolation. Pour le plancher de 8' (2,44m) de côté, l'amplitude maximale a augmenté de 11,5% par rapport au modèle avec solives d'acier et fauteuil centré, mais a tout de même diminuée de 59,8% par rapport au modèle standard. Les valeurs d'accélération du plancher ainsi que de la norme ISO 10137 sont présentées à la Figure 3.37

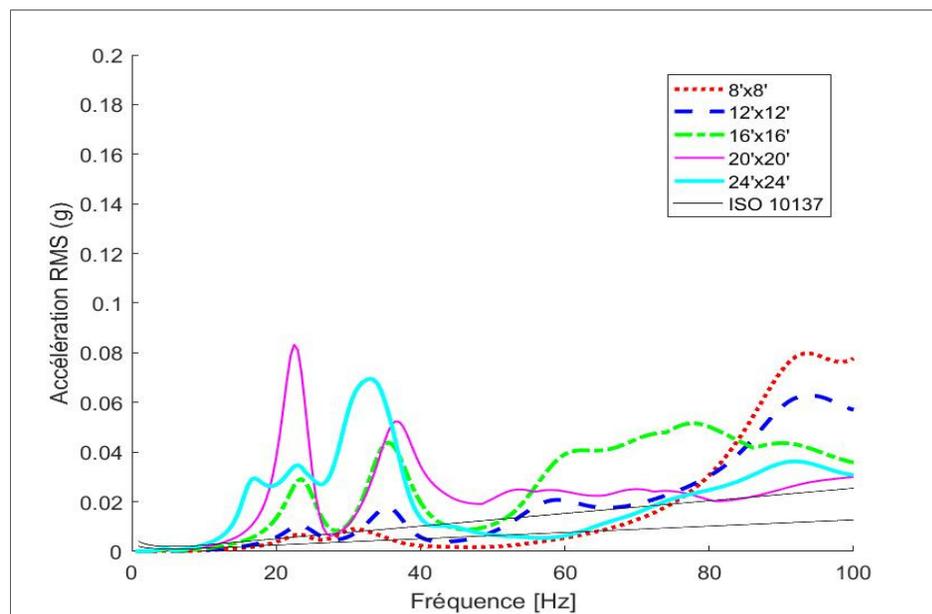


Figure 3.37 : Accélération efficace des planchers avec rigidification par solives d'acier et fauteuil décentré sur le côté et vers l'arrière

La combinaison de la position et de la rigidification ne permet pas de diminuer tout le spectre sous le seuil de la norme étudiée. Pour le plancher de 8' (2,44m) de côté, la zone à haute fréquence se trouvant sous la norme a passé de 39 à 58Hz à 32 à 75Hz. Pour le plancher de 12' de côté, une certaine partie de la zone de 40 à 54 Hz a monté au-dessus de la norme, soit 32 à 37 Hz. Les zones hautes fréquences des planchers de 16' et 20' de côté (64 à 67 Hz et 39 à 68 Hz) ne sont plus dans la norme. Cependant, pour ce dernier, les amplitudes de 80 à

85 Hz ont diminué sous celle-ci. Pour le plancher de 24', la zone hautes fréquences (43 à 64 Hz) a augmenté jusqu'à 72 Hz.

3.9.2 Plateforme lourde

Puisqu'il n'est pas toujours possible, surtout dans le cas d'un locataire, de modifier la structure de plancher, il est aussi intéressant d'étudier la combinaison de la position reculée et décentrée vers la gauche du fauteuil avec la plateforme lourde, qui seule, a donné des résultats très positifs.

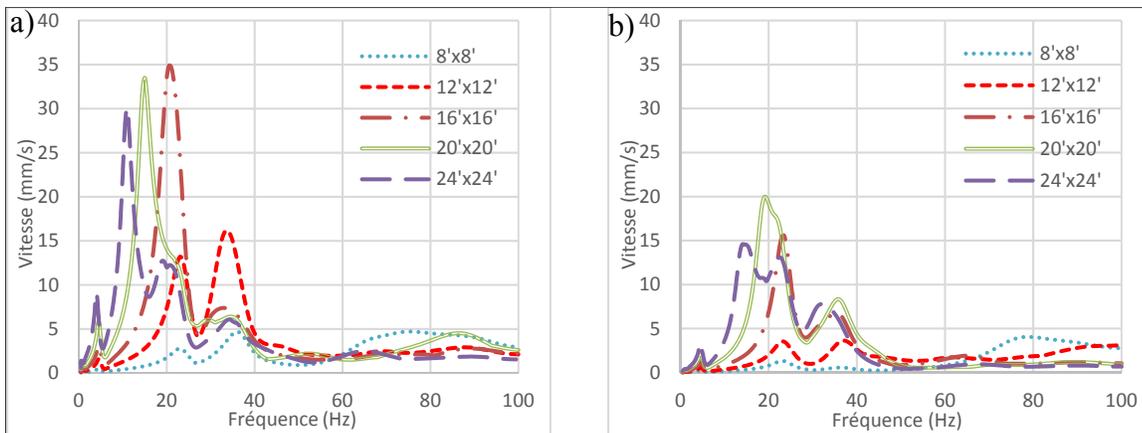


Figure 3.38 : Vibration du plancher a) sans et b) avec plateforme lourde et fauteuil décentré vers l'arrière et le côté

Deux planchers ont obtenu des amplitudes maximales plus élevées que le modèle avec plateforme lourde et fauteuil centré, soit les planchers de 8' (2,44m) et 20' (6,10 m) de côté. Les augmentations respectives sont de 20,9% et 3,6%, pour une diminution des vibrations maximales de 13,7% et 40,5% par rapport au modèle centré sans système d'isolation. Pour les planchers de 12' (3,66m), 16' (4,88m) et 24' (7,32 m) de côté, les diminutions additionnelles des amplitudes maximales sont de 44,6%, 12,7% et 12,2%, pour des diminutions totales de 77,5%, 55,4% et 51,6%. Les valeurs d'accélération du plancher ainsi que de la norme ISO 10137 sont présentées à la Figure 3.39.

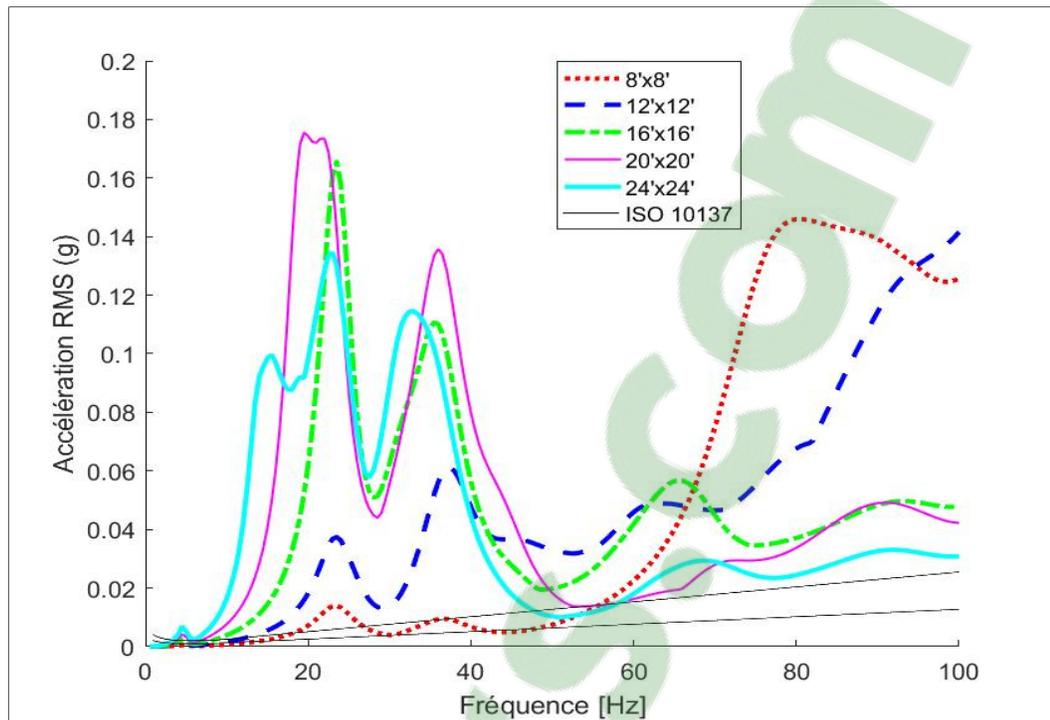


Figure 3.39 : Accélération efficace des planchers avec plateforme lourde et fauteuil décentré sur le côté et vers l'arrière

Le déplacement du fauteuil n'a pas permis de diminuer l'entièreté des vibrations des planchers sous la norme étudiée. Pour le plancher de 8' de côté, une nouvelle plage se retrouve sous la norme, soit 27 à 55 Hz, et pour le plancher de 24' de côté, 48 à 58 Hz. Pour les autres planchers, seules les plages de faibles fréquences ont faiblement augmenté.

3.10 Synthèse des simulations par éléments finis

Le modèle d'éléments finis a été recalé avec l'expérimentation, ce qui a permis de prédire le comportement de plusieurs solutions. Des conditions représentant mieux un vrai plancher résidentiel ont pu être affectées au modèle, soit un encastrement aux quatre solives extérieures. L'effet sur l'amplitude maximale, par rapport à la plateforme non encastree, est présenté dans le Tableau 3.2.

Tableau 3.2 : Synthèse des résultats des simulations par éléments finis des planchers encastrés

	Amplitude maximale (mm/s)	Diminution/plateforme (-)
Plateforme non encastrée	35.95	-
8' x 8' encastré	4.70	86.9%
12' x 12' encastré	16.16	55.1%
16' x 16' encastré	34.86	3.0%
20' x 20' encastré	33.49	6.8%
24' x 24' encastré	30.07	16.3%

La plateforme de bois utilisée représente le comportement d'un plancher carré se situant entre 16' (4,68m) et 20' (6,10m) de côté. Les planchers les plus rigides, soit les plus petits, ont les amplitudes maximales les plus faibles. Tous les planchers de bois ont des amplitudes maximales inférieures à la plateforme non encastrée. Les vibrations sont au-dessus de la norme ISO 10137.

De plus, puisque tous les essais effectués précédemment ont été effectués avec le fauteuil centré par rapport au plancher et les solives allant de l'avant vers l'arrière du fauteuil, l'effet de la position du fauteuil et de la direction des solives ont été étudiés sur le plancher de 16'x16'. Les résultats sont présentés dans le Tableau 3.3.

Tableau 3.3 : Synthèse des résultats des simulations par éléments finis de la modification de la position du fauteuil sur le plancher

Direction des solives	Position latérale	Position opposée	Effet sur l'amplitude maximale
Avant-arrière	Centré	Centré	-
		¼ en avant	↓56.0%
		¼ en arrière	↓37.0%
	¼ gauche	Centré	↑1.6%
		¼ en avant	↓63.6%
		¼ en arrière	↓49.1%
Gauche-droite	Centré	Centré	0%
		¼ en avant	↓24.8%
		¼ en arrière	↓12.7%
	¼ gauche	Centré	↓35.4%
		¼ en avant	↓61.1%
		¼ en arrière	↓47.9%

Puisque l'avancement du fauteuil a pour désavantage d'approcher grandement l'utilisateur de l'écran diffusant le contenu visuel, reculer le fauteuil est plus viable pour l'expérience de l'utilisateur. La position la plus avantageuse est donc lorsque le fauteuil est décentré latéralement et vers l'arrière, les solives de l'avant vers l'arrière.

Plusieurs techniques d'isolation ont été testées à l'aide de ce modèle, soit l'ajout de sacs de sable sous les vérins, de ressorts câble métallique a fort amortissement (HR16-600 de ITT Enidine Inc.), d'une plateforme lourde et d'un faux plancher rigide. De plus, l'ajout d'une plateforme lourde ainsi que d'un faux plancher en poutrelles d'acier a été combiné avec la position du fauteuil la plus efficace. Afin de comparer les résultats, l'amplitude maximale, en vitesse, ainsi que le niveau efficace (ou RMS), en accélération, calculé à l'aide de la formule suivante, seront utilisés.

$$x_{rms} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\sum_{i=1}^N (X(i))^2} \quad (3.3)$$

Ces résultats, pour chaque taille de plancher, se retrouvent dans les tableaux suivants.

Tableau 3.4 : Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 8'x8'

	Niveau efficace		Amplitude maximale	
	Valeur (g)	Efficacité	Valeur (mm/s)	Effet
Ressorts à câble métallique	0.1811	86.5%	2.23	↓52.6%
2"x6" en bois	0.2958	78.0%	1.15	↓75.5%
S130x22.0 en acier	0.3640	72.9%	1.35	↓71.3%
2"x4" en bois	0.4310	68.0%	1.62	↓65.6%
S130x22.0 en acier (décentré)	0.4353	67.6%	1.89	↓59.8%
Plateforme lourde	0.6465	51.9%	3.08	↓34.6%
Sacs de sable sous les vérins	0.7388	45.1%	7.63	↑62.3%
Plateforme lourde (décentrée)	1.0507	21.9%	4.06	↓13.7%
Plancher de 8'x8'	1.3448	0.0%	4.70	0.0%

Tableau 3.5 : Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 12'x12'

	Niveau efficace		Amplitude maximale	
	Valeur (g)	Efficacité	Valeur (mm/s)	Effet
Ressorts à câble métallique	0.3269	74.9%	6.16	↓61.9%
S130x22.0 en acier (décentré)	0.3772	71.1%	1.48	↓90.8%
S130x22.0 en acier	0.4464	65.8%	2.86	↓82.3%
2"x6" en bois	0.6190	52.6%	3.58	↓77.9%
2"x4" en bois	0.6586	49.5%	5.52	↓65.8%
Plateforme lourde	0.7624	41.6%	10.8	↓32.9%
Plateforme lourde (décentrée)	0.8509	34.8%	3.64	↓77.5%
Sacs de sable sous les vérins	0.9677	25.8%	22.3	↑37.9%
Plancher de 12'x12'	1.3049	0.0%	16.2	0.0%

Tableau 3.6 : Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 16'x16'

	Niveau efficace		Amplitude maximale	
	Valeur (g)	Efficacité	Valeur (mm/s)	Effet
S130x22.0 en acier (décentré)	0.4472	67.7%	2.74	↓92.1%
S130x22.0 en acier	0.5651	59.2%	5.45	↓84.4%
Ressorts à câble métallique	0.5691	58.9%	13.1	↓62.5%
2"x6" en bois	0.6737	51.3%	8.60	↓75.3%
Plateforme lourde	0.7635	44.8%	20.0	↓42.7%
Plateforme lourde (décentrée)	0.7689	44.4%	15.56	↓55.4%
2"x4" en bois	0.7987	42.3%	11.6	↓66.8%
Sacs de sable sous les vérins	0.9141	33.9%	26.6	↓23.7%
Plancher de 16'x16'	1.3836	0.0%	34.9	0.0%

Tableau 3.7 : Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 20'x20'

	Niveau efficace		Amplitude maximale	
	Valeur (g)	Efficacité	Valeur (mm/s)	Effet
S130x22.0 en acier (décentré)	0.3833	73.0%	8.18	↓75.6%
S130x22.0 en acier	0.4828	66.0%	12.4	↓62.9%
Ressorts à câble métallique	0.7031	50.5%	21.9	↓34.5%
Plateforme lourde	0.7570	46.7%	18.7	↓44.1%
2"x6" en bois	0.7594	46.5%	18.6	↓44.6%
2"x4" en bois	0.8393	40.9%	21.4	↓36.1%
Plateforme lourde (décentrée)	0.8981	36.8%	19.94	↓40.5%
Sacs de sable sous les vérins	0.9026	36.5%	26.8	↓19.9%
Plancher de 20'x20'	1.4207	0.0%	33.5	0.0%

Tableau 3.8 : Synthèse des résultats par éléments finis du plancher de 24'x24'

	Niveau efficace		Amplitude maximale	
	Valeur (g)	Efficacité	Valeur (mm/s)	Effet
S130x22.0 en acier (décentré)	0.3800	60.1%	4.70	↓84.4%
S130x22.0 en acier	0.3885	59.2%	7.88	↓73.8%
Plateforme lourde	0.5594	41.3%	18.8	↓37.5%
2"x6" en bois	0.5797	39.1%	14.5	↓51.9%
2"x4" en bois	0.6716	29.5%	15.9	↓47.2%
Ressorts à câble métallique	0.7020	26.3%	28.0	↓7.1%
Sacs de sable sous les vérins	0.7135	25.1%	25.2	↓16.3%
Plateforme lourde (décentrée)	0.7618	20.0%	14.6	↓51.6%
Plancher de 24'x24'	0.9523	0.0%	30.1	0.0%

Au niveau de la valeur efficace, tous les systèmes testés ont donné des résultats positifs. L'ajout de ressorts à câble métallique est la méthode qui a le plus diminué cette valeur pour les deux plus petits planchers, la troisième pour les planchers de 16' et 20' et la sixième pour le plancher de 24'. Par contre, cette méthode n'est jamais celle qui diminue le plus l'amplitude maximale. Pour tous les planchers, sauf le plus petit, la combinaison de la position décentrée et reculée ainsi que des poutrelles d'acier a diminué le plus l'amplitude maximale. Pour les trois plus grands planchers, cette méthode a aussi été la meilleure au niveau de la valeur efficace. Cette même méthode, avec le fauteuil centré, a donné le second ou le troisième meilleur résultat, pour tous les planchers.

Un seul système a donné des résultats négatifs au niveau de l'amplitude maximale, soit l'ajout d'un sac de sable par vérin, pour les planchers de 8' (2,44m) et de 12' (3,66m) de côté, augmentant l'amplitude maximale. L'ajout de poids a diminué la fréquence de résonance du plancher, la rapprochant de celle du fauteuil. Aucun système d'isolation n'a permis de diminuer les vibrations sous le seuil de la norme ISO 10137.

CHAPITRE 4

SYNTHÈSE DES RÉSULTATS

Les résultats expérimentaux ont démontré que les vibrations transmises au plancher de béton reposant sur le roc, pour toutes les masses et les excitations, respectaient la norme ISO 10137, pour une utilisation de jour dans un bâtiment résidentiel. Dans ces conditions, aucun système d'isolation n'est nécessaire lors de l'utilisation d'un fauteuil vibrant tel qu'étudié.

Au niveau des essais sur la plateforme de bois, utilisée afin de représenter un plancher de bois résidentiel, les vibrations induites sont plus élevées que la norme ISO 10137 sur tout le spectre observé. De plus, l'amplification lors d'une excitation harmonique de 20 Hz atteint un facteur de 14 et est au-dessus de 1 entre 60 Hz et 100 Hz. Les vibrations transmises à un plancher résidentiel de bois pourraient donc être trop élevées.

La solution testée expérimentalement la plus efficace est l'ajout de sacs de sable de 30 kg sous les vérins, qui a démontré des résultats positifs, principalement lors du film. Les impacts excitent les grains de sable, créant une perte d'énergie par mouvement et frottement. Une baisse de la transmissibilité de 50 à 65% et une baisse d'amplitude de 60 à 70% sont observées au niveau du premier pic du plancher. Par contre, les simulations par éléments finis, ne prenant pas en compte cette perte d'énergie, ont démontré que, pour une excitation harmonique à basse fréquence, l'effet de l'ajout de masse des sacs de sable peut être néfaste pour les petits planchers rigides. Cette solution est tout de même une avenue intéressante et très peu dispendieuse. La calibration de certains paramètres, telle la quantité de sable, et donc la masse, et l'amortissement interne, pourrait être très avantageuse.

D'autres systèmes d'isolation ont été testés expérimentalement, mais avec une efficacité moindre. Le tableau 2.3 résume bien l'efficacité de chaque solution envisagée expérimentalement.

Les diverses simulations par éléments finis ont démontré que la rigidification du plancher par le dessus est la solution testée la plus efficace. De plus, pour la majorité des dimensions de plancher, les solives d'acier de profilé S130x22.0 donnent les meilleurs résultats, soit une diminution de 63 à 84% de l'amplitude maximale et de 59 à 73% du niveau efficace. Le déplacement du fauteuil d'un quart de la plateforme vers l'arrière et latéralement permet même une diminution additionnelle de 8 à 13% de l'amplitude maximale pour les planchers de 12 à 24 pieds de côté. La rigidification du plancher par solives d'acier est donc la méthode d'isolation conseillée suite à cette étude. Dans le cas où il est complexe, voire impossible, d'utiliser ce type de solives, l'utilisation des poutrelles de bois de 2 par 6 pouces est la meilleure alternative.

Dans certains cas, l'utilisation d'un faux plancher n'est pas possible. L'application d'une plateforme lourde, tel que démontré à la section 3.6, est conseillée. Ce système permet une diminution de l'amplitude maximale de 33 à 44% et de 41 à 52% du niveau efficace.

Le couplage de la rigidification par solives d'acier, de la plateforme lourde et de la position décentrée latéralement et vers l'arrière, permet d'obtenir un système encore plus efficace. Les meilleurs résultats ont cependant été obtenus en ajoutant à cette combinaison les ressorts à câble métallique. Par contre, l'ajout de sacs de sable n'a eu aucun effet supplémentaire sur les amplitudes vibratoires. Le spectre fréquentiel du plancher de 16'x16' avec ces méthodes est présenté à la Figure 4.1. Les résultats obtenus avec la rigidification par solives d'acier combinée à la position la plus efficace y sont aussi présentés.

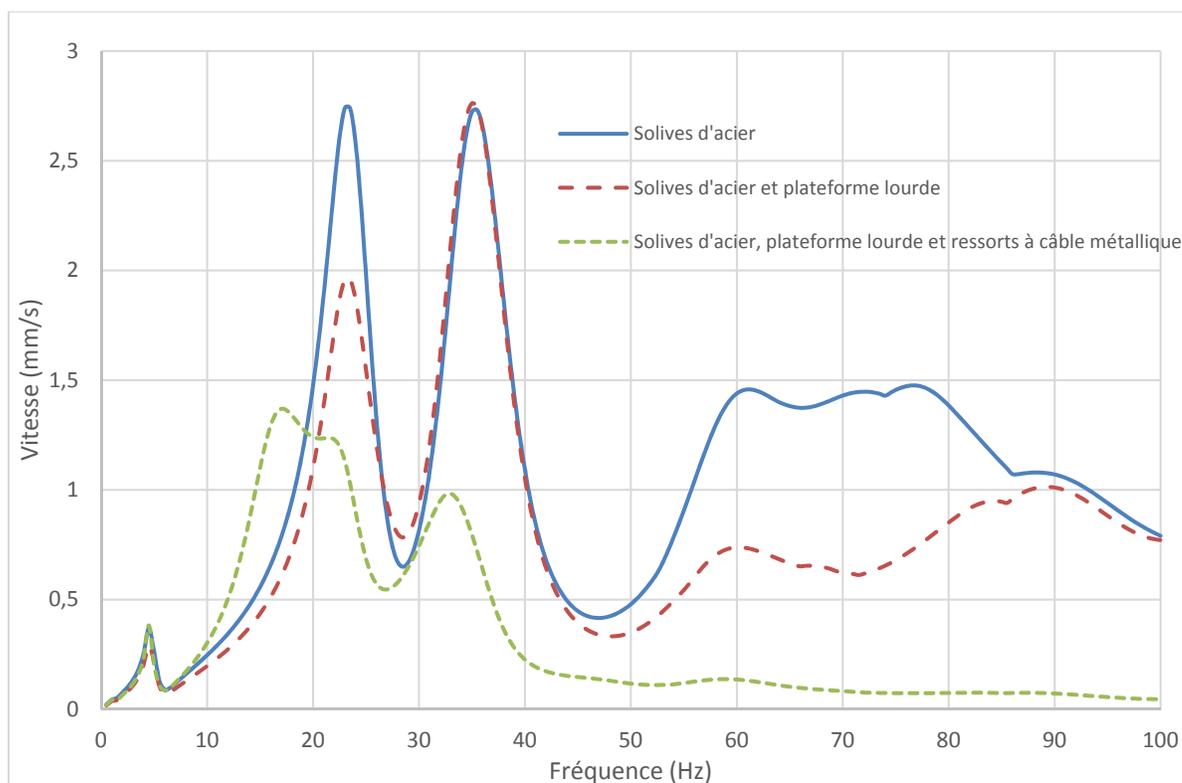


Figure 4.1 : Combinaison de la rigidification par solives d'acier, plateforme lourde et ressorts à câble métallique en position décentrée pour un plancher de 16'x16'

La combinaison de solives d'acier et de la plateforme lourde n'a eu aucune incidence sur l'amplitude maximale, soit à 35 Hz, par rapport aux solives d'acier seules. Par contre, les amplitudes sur le reste du spectre ont été grandement diminuées, ce qui se fait ressentir dans le niveau efficace qui subit une diminution de 26,4% (de 0,4472 à 0,3293 g) par rapport au système le plus efficace testé précédemment. Dans le meilleur des cas, cette combinaison est donc la méthode à privilégier.

L'ajout de ressorts à câble métallique à cette combinaison a permis une diminution de 50% de l'amplitude maximale et de 82,0% du niveau efficace (0,08 g). Par contre, comme mentionnée précédemment, cette technique risque de modifier l'expérience de l'utilisateur. Cette solution idéale devrait toutefois être testée expérimentalement à des fins de vérification.

CONCLUSION

Cette étude a permis d'étudier la faisabilité de conception d'une plateforme d'isolation de la transmissibilité des vibrations pour fauteuil vibrant destiné au marché du divertissement résidentiel, sans nuire à l'expérience de l'utilisateur. La revue de la littérature n'a pas permis de déceler des seuils à respecter sauf pour la norme ISO 10137, qui donne des recommandations concernant la transmission des vibrations à l'humain dans les bâtiments. Dans le cas de cette étude, le seuil minimal pris en compte concerne l'occupation humaine de jour dans un domaine résidentiel. La norme suggère d'évaluer les vibrations à un endroit où les gens sont susceptibles de les ressentir. Plusieurs systèmes d'isolation ont préalablement été étudiés et certains ont été appliqués lors d'essais expérimentaux et/ou en analyse par éléments finis.

Des essais expérimentaux ont été effectués sur un banc d'essais comportant un fauteuil vibrant équipé de vérins linéaires. Des masses en fonte de 100lb, 150lb et 200lb, représentant le comportement de l'utilisateur ont été utilisées pour tenter de représenter l'effet du spectateur. Au niveau de l'excitation, un balayage harmonique et une trame vibratoire de film ont été appliqués. Deux types de sol représentant des planchers résidentiels ont été étudiés, soit un sol de béton et un plancher de bois. Tous les résultats sur le sol de béton reposant sur le roc se retrouvent sous le niveau de la norme étudiée, suggérant que ce type de plancher ne nécessite aucun système d'isolation. Au contraire, tous les résultats des essais effectués directement sur la plateforme de bois, simulant le comportement d'un plancher de bois résidentiel, se retrouvent bien au-delà de la norme, avec des vibrations induites élevées et une transmissibilité maximale de 14. Plusieurs systèmes d'isolation ont donc été testés.

- L'ajout de sac de sable sous les vérins est la solution qui a obtenu les meilleurs résultats lors de la trame de film, où l'énergie dissipée par les grains est maximale dû aux impacts. La transmissibilité de la première résonance a été diminuée de 50% à 65%, les vibrations du sol, de 60% à 70% et les vibrations temporelles RMS, de 45%. Lors du balayage, seule la masse du sable a un effet, diminuant la fréquence de résonance du sol et les vibrations à haute fréquence, mais ayant peu d'effet sur l'amplitude maximale.

- L'ajout de sacs de sable sur le plancher, à côté des vérins, a été bénéfique à la première résonance, la transmissibilité a été réduite de 20% à 45% et les vibrations du sol, de 55% à 60%. Par contre, la transmissibilité et les vibrations du sol ont augmenté à haute fréquence, ce qui en fait une solution moins intéressante. Les vibrations temporelles RMS sont réduites de 17 %.
- Les laminés de caoutchouc et métal et l'ajout de plaque de métal ont permis une diminution des vibrations sur tout le spectre, atteignant 30% à 50% à la première résonance, même si la transmissibilité est parfois plus élevée. Les vibrations temporelles RMS ont été réduites de 25% et 13 %, respectivement.

Un modèle d'analyse par éléments finis a été recalé à partir des essais sur le plancher de béton et des essais modaux. Afin de mieux représenter le comportement d'un plancher résidentiel en bois, la plateforme a été encastrée aux solives extérieures. De plus, le comportement de planchers de plusieurs dimensions, soit 8' (2,44m), 12' (3,66m), 16' (4,68m), 20' (6,10m) et 24' (7,32m) de côtés, a été observé. Les résultats démontrent que la plateforme testée représente le comportement d'un plancher carré se situant entre 16' et 20' de côté. Les planchers plus rigides, soit ceux de dimensions de 8' et 12', ont donné des amplitudes maximales plus faibles de 87% et 55% et le plancher plus souple, de 16%. Certains systèmes d'isolations ont été testés à partir de ce modèle.

- Les sacs de sable sous les vérins ont été modélisés comme un bloc de matériau isotrope uniforme. L'effet de la masse a donc été recréé lors de l'analyse harmonique. Cette technique a été négative pour les planchers de 8' (2,44m) et de 12' (3,66m) de côté, diminuant la fréquence de résonance du plancher et l'approchant de celle du fauteuil. L'amplitude maximale a donc augmenté respectivement de 62,3% et 37,0%. Pour les autres planchers, ces amplitudes ont diminué de 16 à 24%.
- L'ajout de ressorts à câble métallique a été bénéfique pour tous les planchers, diminuant les amplitudes maximales de 7 à 62,5%. Cette technique est plus efficace pour les planchers les plus rigides, soit les planchers les plus petits. Par contre, il a été noté que la souplesse de ce système pourrait modifier l'expérience de l'utilisateur, ce qui n'est pas souhaité. Cet aspect de la question devrait toutefois être vérifié expérimentalement.
- Une plateforme lourde respectant la charge maximale de conception des planchers résidentiels a été conçue de façon à ne pas modifier la rigidité du plancher. Une diminution des vibrations maximales des planchers allant de 32 à 45% a été notée.
- La rigidification du plancher à l'aide d'un faux-plancher a aussi été testée. Les résultats ont démontré des diminutions d'amplitudes maximales de 36 à 67% pour une

rigidification par solives de bois de 2 pouces x 4 pouces (1,5 pouces x 3,5 pouces réel ou 38,1 mm x 88,9 mm), des diminutions de 44% à 78% avec des solives de bois de 2 pouces x 6 pouces (1,5 pouces x 5,5 pouces réel ou 38,1 mm x 139,7 mm) et des diminutions de 63% à 85% pour les poutrelles d'acier de profilé S130x22.0.

L'effet de la position du fauteuil sur la plateforme et du sens des solives du plancher a aussi été vérifié. L'avancement du fauteuil vers l'avant est la solution la plus bénéfique avec une diminution de l'amplitude maximale de 25% à 64%, peu importe la position latérale du fauteuil et la direction des solives. Par contre, cette méthode approche l'utilisateur de l'écran diffusant le contenu visuel. Le décentrage du fauteuil vers l'arrière a diminué l'amplitude maximale de 13% à 50%. La position optimale est donc lorsque le fauteuil est décentré latéralement et vers l'arrière. Dans ce cas, la direction des solives n'a pas un grand effet.

La rigidification par poutrelles d'acier combiné à la position décentrée vers le côté et l'arrière a donné une diminution de l'amplitude supplémentaire par rapport au modèle centré de 8 à 13% pour tous les planchers, sauf pour le plus petit. Pour ce dernier, l'amplitude a augmenté de 11,5%, étant toujours 60% plus faible que le modèle sans système d'isolation. La combinaison de cette position a aussi été effectuée avec la plateforme lourde. Cette combinaison a été avantageuse pour les planchers de 12' (3,66m), 16' (4,88m) et 24' (7,32 m) de côté, amenant une diminution additionnelle de l'amplitude maximale par rapport au modèle centré de 12 à 45%. Pour les planchers de 8' (2,44m) et 20' (6,10 m) de côté, des augmentations de 20,9% et 3,6% par rapport au modèle centré ont été trouvées, soit des diminutions totales de 13,7% et 40,5% par rapport au modèle sans système d'isolation.

En conclusion, aucun système d'isolation testé n'a permis de diminuer les vibrations transmises au plancher de bois sous la norme ISO 10137, dans ces conditions. Puisque les données sont captées directement sous le fauteuil, il est probable que le seuil utilisé soit conservateur. Les vibrations ressenties par le voisinage risquent d'être amoindries par l'amortissement de la structure. La plateforme lourde est une solution très efficace, diminuant l'amplitude maximale des planchers de 12' à 24' de côté de 32 à 45% lorsque le fauteuil est centré et de 40% à 78% lorsqu'il est à sa position la plus efficace. Il est à noter qu'une plateforme plus massique, si possible, pourrait diminuer davantage la transmissibilité. La

rigidification avec un faux-plancher est la solution la plus efficace pour la majorité des planchers, mais est limitée par sa difficulté d'application. Le système le moins dispendieux reste toutefois l'ajout de sacs de sable sous les vérins. Ce système est très efficace pour les grands planchers lors d'impacts et de hautes fréquences, dû à l'énergie dissipée. Par contre, son utilisation doit être évaluée pour les plus petits planchers, pouvant nuire à l'amplitude maximale.

La combinaison de systèmes d'isolation a permis de diminuer davantage les amplitudes vibratoires. L'agencement de la rigidification par solives d'acier, de la plateforme lourde et des ressorts à câble métallique, combiné à la position décentrée, a permis des diminutions supplémentaires de 50 et 82% de l'amplitude maximale et du niveau efficace. L'ajout de ce type de ressort risque toutefois de modifier l'expérience de l'utilisateur, des essais expérimentaux seraient donc nécessaires. Cette même combinaison, sans les ressorts à câble métallique, a permis de diminuer les amplitudes sur presque tout le spectre, soit une réduction de 26% du niveau efficace, mais n'a aucun effet sur la valeur maximale.

En premier lieu, il serait important d'effectuer des essais objectifs et des essais subjectifs sur le voisinage afin de vérifier si la norme ISO 10137 telle qu'utilisée s'applique et si les systèmes d'isolation répondent au seuil minimal acceptable. De plus, il serait intéressant d'étudier l'effet d'un système actif sur la transmissibilité des vibrations du fauteuil au plancher. Un système d'amortissement semi-actif pourrait aussi être ajouté aux solutions testées, afin de réduire les vibrations transmises dans les zones de résonances. Il est aussi à noter que l'ajout de mobilier sur le plancher, comme dans la majorité des zones résidentielles, pourrait avoir un effet sur les vibrations du plancher. En effet, le poids et l'amortissement de ces meubles pourraient modifier le comportement vibratoire du sol.

RECOMMANDATIONS

Plusieurs recommandations découlent de ce projet. En premier lieu, les essais sur plancher de béton ont démontré que la transmissibilité est très faible et que les vibrations répondent aux normes. Donc, lorsque le client possède un plancher de béton reposant sur du roc, aucun système d'isolation n'est nécessaire.

Dans le cas de planchers de bois, les résultats démontrent que les vibrations induites sont au-delà de la norme ISO 10137, dans les conditions d'utilisation. L'ajout de systèmes d'isolation n'a pas permis de réduire les amplitudes sous ce seuil. Il serait important de vérifier la concordance de cette norme par rapport à cette étude. Pour ce faire, le seuil minimal acceptable des vibrations pourrait être évalué selon une étude subjective et une étude objective sur le voisinage.

Certains systèmes ont toutefois donné des résultats satisfaisants, l'ajout d'un de ces systèmes, comme une plateforme lourde ou la rigidification du plancher, est nécessaire lorsque ce type de fauteuil est utilisé dans une zone résidentielle.

Les résultats de cette étude concernant les planchers de bois résidentiels découlent d'essais effectués sur une plateforme de bois et d'analyse par éléments finis. Il serait donc plus qu'intéressant d'effectuer des essais sur de vrais planchers résidentiels afin de confirmer les résultats. L'effet de l'ajout d'une plateforme lourde ainsi que de la rigidification du plancher pourrait donc être évalué en effectuant des essais réels. L'étude du voisinage pourrait aussi être effectuée avec ces systèmes d'isolation. De plus, tous les essais ont été effectués avec une excitation simultanée des vérins, ce qui n'est pas toujours le cas réellement. Il serait donc important d'étudier le comportement du plancher lorsque les vérins agissent avec un décalage.

L'ajout d'une poche de 30 kg sous les vérins a donné des résultats très positifs lors des essais avec la trame de film. Les impacts excitent les grains de sable, causant une dissipation d'énergie. Dans le cas d'un balayage à faible fréquence, la simulation de l'ajout de ces sacs a

donné des résultats négatifs pour les deux plus petits planchers et positifs pour les trois plus grands. Il serait donc intéressant d'étudier l'ajout de plus de sacs de sable, jusqu'à limitation de la charge, et de tester son incidence sur le balayage avec les deux plus petits planchers. Il faudrait donc que la masse ajoutée soit suffisante pour que la fréquence de résonance du plancher passe sous celle du fauteuil. De plus, il serait intéressant d'étudier l'effet de l'ajout de plus de sable lors d'impacts. L'ajout de matériaux visqueux dans le sable, tel que discuté à la section 1.3.1.3, permettrait aussi d'augmenter l'amortissement sans en affecter la rigidité, et donc l'expérience de l'utilisateur.

L'utilisation de ressorts à câble métallique a aussi permis d'obtenir de fortes diminutions des amplitudes vibratoires. Par contre, il a été soulevé que ce type d'isolateur pourrait, par sa souplesse, modifier le ressenti de l'utilisateur, ce qui n'est pas souhaité. Il serait donc important d'effectuer des essais expérimentaux afin de confirmer cela.

Pour finir, il serait intéressant d'ajouter aux systèmes étudiés un système d'amortissement semi-actif, tels des amortisseurs magnéto-rhéologiques. Ce système permettrait une diminution des vibrations lors des résonances, sans affecter les vibrations hors résonances.

ANNEXE I

FACTEURS MULTIPLICATIFS DE L'AMPLITUDE DES VIBRATIONS (ISO 10137)

Place	Time	Multiplying factors to base curve (Figures C.1, C.2 and C.3) ^a	
		Continuous vibration and intermittent vibration ^b	Impulsive vibration excitation with several occurrences per day
Critical working areas (e.g. some hospital operating-theatres, some precision laboratories, etc.)	Day	1	1
	Night	1	1 ^c
Residential (e.g. flats, homes, hospitals)	Day	2 to 4 ^d	30 to 90 ^{d, e, f}
	Night	1,4	1,4 to 20
Quiet office, open plan	Day	2	60 to 128 ^g
	Night	2	60 to 128
General office (e.g. schools, offices)	Day	4	60 to 128 ^g
	Night	4	60 to 128
Workshops ^h	Day	8	90 to 128 ^g
	Night	8	90 to 128

NOTE 1 For evaluating the effects of a vibration signal containing two or more discrete frequency components, the root-mean-quad (r.m.q.) method can be employed (see ISO 2631-2:1989, Annex B).

NOTE 2 This Table has been adapted from ISO 2631-2:1989, Annex A.

^a These factors lead to magnitudes of vibration below which the probability of adverse comments is low (any acoustic noise caused by structural vibration is not considered).

^b Doubling the suggested vibration magnitudes can result in adverse comments and this can increase significantly if the magnitudes are quadrupled (where available, dose/response curves may be consulted). "Continuous vibrations" are those with a duration of more than 30 min per 24 h; "intermittent vibrations" are those of more than 10 events per 24 h.

^c Magnitudes of impulsive shock in hospital operating-theatres and critical working places pertain to periods of time when operations are in progress or critical work is being performed. At other times, magnitudes as high as those for residences are satisfactory provided there is due agreement and warning.

^d Within residential areas, people exhibit wide variations of vibration tolerance. Specific values are dependent upon social and cultural factors, psychological attitudes and expected degree of intrusion.

^e The "trade off" between number of events per day, their magnitudes and durations is not well established. In the case of blasting, and for more than three events per day, the following provisional relationship can be used to modify the factors for residences in column 4. This involves further multiplying by the factor

$$F = 1,7N^{-0,5}T^{-d}$$

where

N is the number of events in a 16 h day;

T is the duration of the impulse and decay signal for an event, in seconds;

(The duration of an event can be estimated from the 10 % (-20 dB) points of the motion/time histories);

d is zero for T less than 1 s.

For short-duration stimuli, there is evidence that for human response for wooden floors $d = 0,32$, and for concrete floors $d = 1,22$.

This "trade off" equation does not apply when values lower than those given by the factors for continuous vibration result.

^f In hard-rock excavation, where underground disturbances cause higher frequency vibration, a factor of up to 128 has been found to be satisfactory for residential properties in some countries. Factors lower than 60 would only apply to fragile structures or sensitive areas.

^g The magnitudes for impulsive shock excitation in offices and workshop areas should not be increased without considering the possibility of significant disruption of working activity.

^h Vibration acting on operators of certain processes such as drop forges or crushers, which vibrate working places, may be in a separate category from the workshop areas considered in Table C.1. The vibration magnitudes specified in ISO 2631-1 would then apply to the operators of the exciting processes.

Figure-A I-1 : Facteurs multiplicateurs utilisés dans plusieurs pays pour spécifier l'amplitude des vibrations satisfaisante en respect avec l'humain
Tiré de International Organization for Standardization (2007)

ANNEXE II

SOUSSION DE BILZ VIBRATION TECHNOLOGY, INC.

Bilz Vibration Technology, Inc.

PO Box 241305
Cleveland, OH 44124
Website: www.bilz-usa.com



Ph. No.: 330-468-BILZ (2459)
Fax No.: 216-274-9198
wgranchi@bilz-usa.com

<p>Danick Tousignant École de Technologie Supérieure 1100 Notre-Dame St. W Montreal, QC, Canada H3C 1K3</p>	<p>Phone: 514-704-5922 Mobile Email: danick.tousignant.1@ens.etsmtl.ca</p>	<p>Quote No. 5504 Date: 3/6/2018 Rep.: Bill Granchi</p>
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------

Item	Qty.	Description	Unit Price	Total Price
1a	3	<p>Bilz Part No. Faebi 75 Standard rubber air spring. Load capacity (each): 138 kg (1350 N) Natural frequency: ~10 Hz – 70 kg load applied Dimensions: Base plate: 115x115x5mm Body diameter: 97mm. Note: diameter to be completely covered by seat. Operating height: 65mm ±5mm Top plate thread size: M12 Note: Item 2 is optional. Only needed for active level control.</p>	\$187.00	\$ 561.00
1b	3	<p>Bilz Part No. BiAir 0.25-ED membrane air spring. Load capacity (each): 115 kg (1130 N) Natural frequency: ~3 Hz vertical, 3.5 Hz horizontal Dimensions: Base plate: 120x182x87mm Body diameter: 110mm. Note: diameter to be completely covered by seat. Operating height: 87mm ±2.5mm Top plate thread size: M12 Note: Item 2 is <u>required</u> for operating air spring.</p>	\$414.00	\$1,242.00
2	1	<p><u>Optional for item 1a. Required for item 1b.</u> Bilz Part No. MPN-LCV level control system. Mechanical-Pneumatic level control system with three LCV level control valves (accuracy: ±0.1mm), three HMP-hard metal plates, fitting and tubing kit.</p>		\$1,939.00
Total (US) Dollar				

<p><i>Bilz</i> Vibration Technology, Inc. PO Box 241305 Cleveland, OH 44124 Website: www.bilz-usa.com</p>	 <p>Ph. No.: 330-468-BILZ (2459) Fax No.: 216-274-9198 wgranchi@bilz-usa.com</p>
Quote No. 5504 continued	
<p>Note: N = Newton (unit of force); 1 N = 0.225 lb-f; 1 N = 0.102 kg-f</p> <p>Machine Information: Total weight: 200 kg. Weight per air spring: ~70 kg. # of supports: 3</p> <p>Delivery: Stock, subject to prior sale ExWorks: Cleveland, OH, USA Payment Terms: American Express, Master Card & Visa accepted 30 days NET with approved credit Quotation Valid: 30 days</p> <p>Bill Granchi, P.E. Sales Engineer</p> <p><small>SEE "STANDARD TERMS AND CONDITIONS - SALE OF GOOD AND PERFORMANCE OF SERVICES" FOR ADDITIONAL TERMS AND CONDITIONS WHICH APPLY TO THE GOODS AND/OR SERVICES DESCRIBED IN THIS INVOICE. THESE ADDITIONAL TERMS ARE AN INTEGRAL PART OF THE SALE TRANSACTION AND ARE INCORPORATED HEREIN BY THIS REFERENCE.</small></p>	

Figure-A II-1 : Soumission de Bilz Vibration Technology, Inc.

ANNEXE III

PRÉCISION FRÉQUENTIELLE

La procédure de traitement de données a été appliquée à un signal de balayage logarithmique de 3 Hz à 100 Hz, sur 60 secondes, soit environ le signal testé expérimentalement. L'amplitude du signal est purement théorique et a été modulée selon une fonction mathématique.

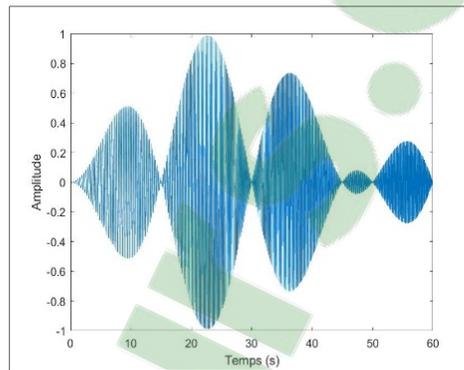


Figure-A III-1 : Signal théorique pour tester le traitement

Par la suite, le traitement de signal a été effectué, pour des longueurs de fenêtres, soit des précisions fréquentielles différentes. Le spectre fréquentiel est présenté ci-dessous.

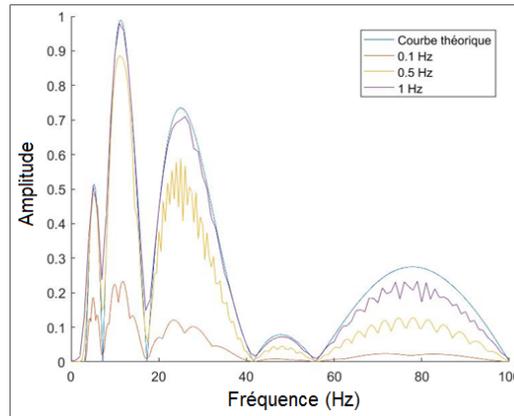


Figure-A III-2 : Spectre fréquentiel pour le test du traitement, balayage de 3 à 100 Hz

La fenêtre d'1 seconde possède des amplitudes s'approchant de la courbe théorique, sa précision fréquentielle, soit 1 Hz, est faible, mais reste encore acceptable. Pour ce qui est de la précision utilisée, 0,5 Hz, on remarque une erreur non négligeable. Pour la précision fréquentielle de 0,1 Hz, l'erreur est beaucoup trop élevée. Le même test a été effectué pour des balayages de 3 à 50 Hz et 3 à 25 Hz, toujours sur 60 secondes.

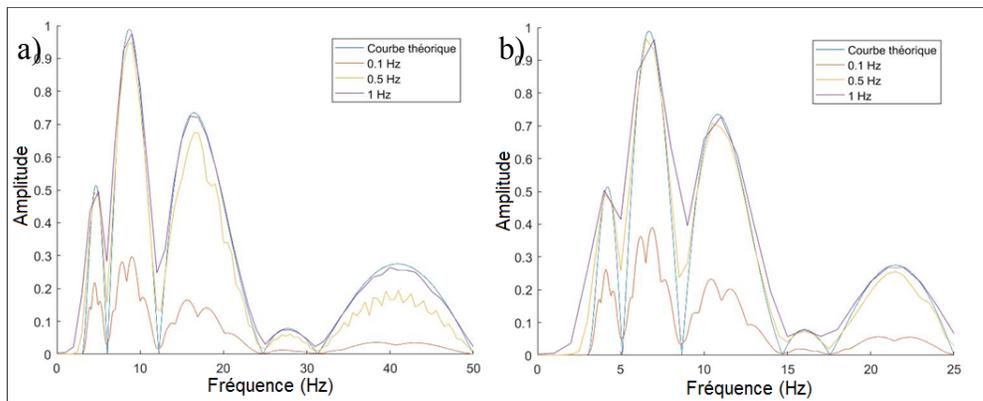


Figure-A III-3 : Spectre fréquentiel du test du traitement avec un balayage de a) 3 à 50 Hz et b) 3 à 25 Hz

Pour un balayage plus lent (Figure-A III-3a), le traitement avec la précision de 0,5 Hz se rapproche de la courbe théorique. Dans le cas du balayage le plus lent (Figure-A III-3b), il apparaît que le traitement utilisé avec 0,5 Hz, soit plus proche de la théorie.

ANNEXE IV

MODÈLES ÉLÉMENTS FINIS

Toutes les études ont été effectuées sont des analyses harmoniques avec superposition modale. De plus, des éléments solides, majoritairement quadratiques, ont été utilisés.

Pour le modèle du fauteuil utilisé lors du recalage, il comporte 240179 nœuds et 68898 éléments. Pour ce qui est des conditions de frontière, les faces représentant le dessous des pattes ont été bloquées en déplacement dans les trois directions. Le déplacement ou la force, dépendamment du modèle, ont été appliqué directement sur les faces intérieures des vérins.

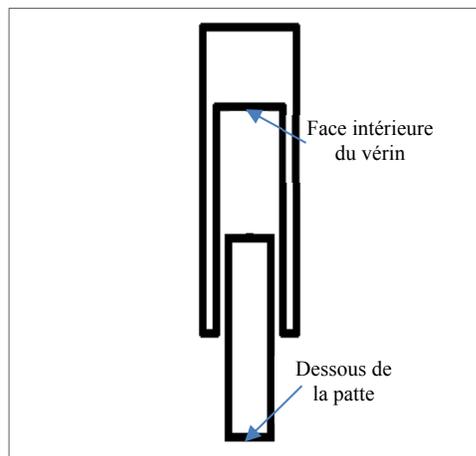


Figure-A IV-1 : Représentation des conditions de frontière du vérin

Pour le modèle de la plateforme utilisé lors du recalage, celui-ci comporte 118725 nœuds et 26928 éléments. Le déplacement des quatre coins du dessous des solives ont été bloqué en 'y' afin de représenter l'appui sur les blocs de béton. Les faces bloquées ont été colorées en rouge à la Figure-A IV-2.

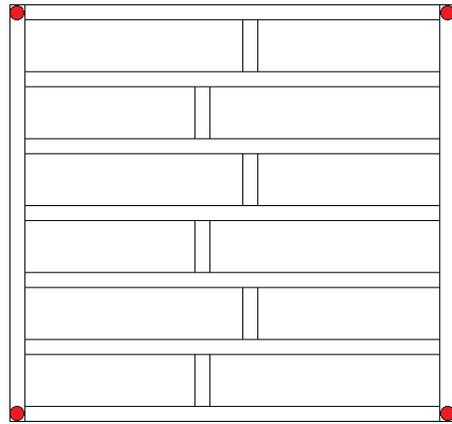


Figure-A IV-2 : Représentation des conditions de frontière de la plateforme de bois

Pour le modèle combiné, soit le fauteuil et la plateforme de bois couplés, on y retrouve 321724 nœuds et 88817 éléments. Le contrôle est effectué en force, sur les faces intérieures des vérins, et les conditions de frontière de la plateforme sont les mêmes que pour le modèle avec la plateforme seule. De plus, le dessous des vérins a été attaché au-dessus de la plateforme. Le modèle avec le maillage est présenté à la Figure-A IV-3.

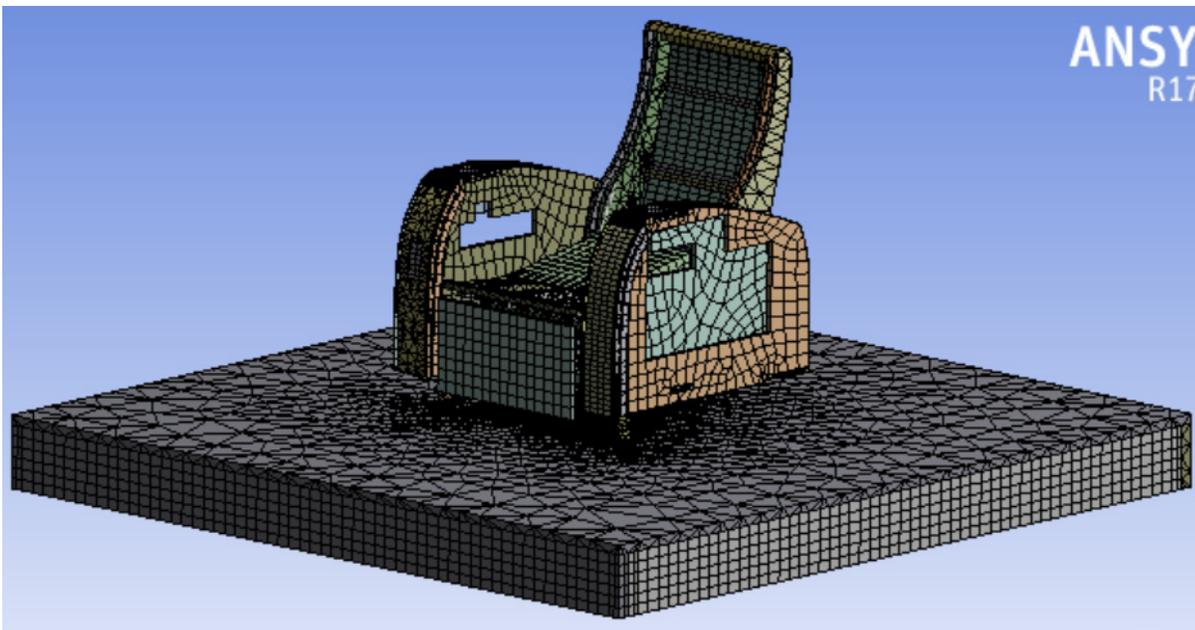


Figure-A IV-3 : Modèle éléments finis

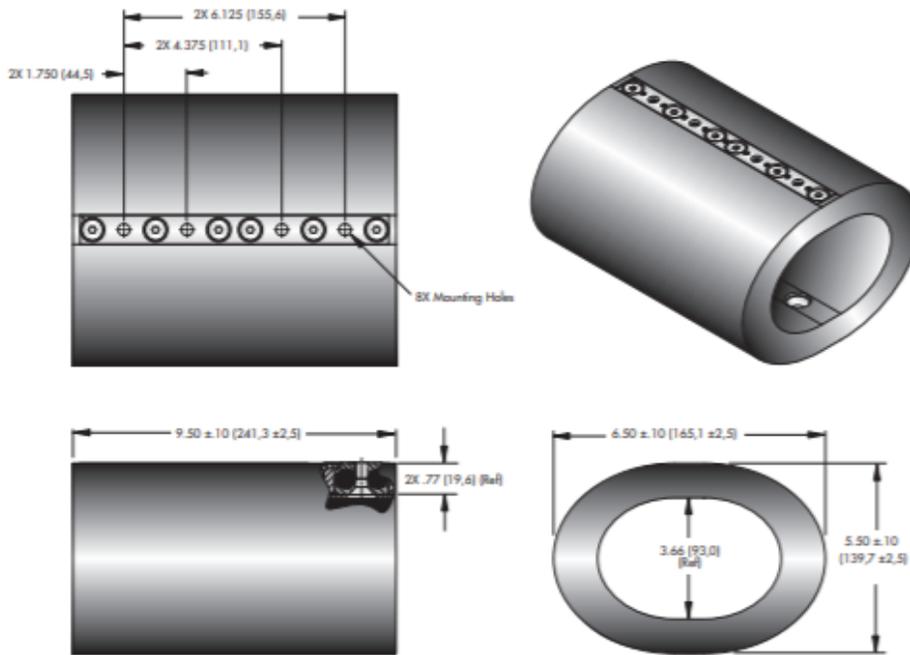
Pour tous les autres modèles testés précédemment, les conditions de frontière de la plateforme ont été modifiées afin de mieux représenter un plancher résidentiel. Pour ce faire, les quatre solives externes de la plateforme ont été encastrées.

ANNEXE V

ITT ENIDINE INC. HR16-600

HERM (High Energy Rope Mount) HR16, 9.5 Series

Technical Data



Note: Dimensions are in inches (mm) Tolerances are $\pm .010$ ($\pm .25$ mm)

Size	Unit Weight lbs. (Kg)	Mounting Option	Thru Hole in. (mm)	C'sink Imperial
HR16-600	10.5 (4,8)	B	0.328 +0.005 -0.015	82°
HR16-400	9.0 (4,1)			
HR16-200	7.5 (3,4)		0.8 +0.13 -0.38	

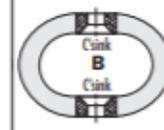
Model Number Ordering Code

HR16 - 200 - B

Mounting Option: See Chart

Isolator Model: See Sizing Table

Mounting Option



Wire Rope Special Options

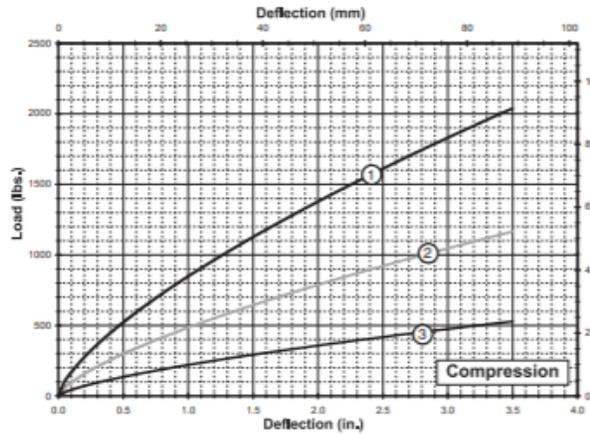
Optional materials for the wire rope and mount bars are available upon request. Possibilities include galvanized rope, bell mouth mount bars or stainless steel rope and mount bars. Please contact ITT Enidine to discuss in more detail. Minimum purchase quantities may apply. See page 53.

• Meets environmental requirements of MIL-N-17185A

HERM (High Energy Rope Mount)
HR16, 9.5 Series

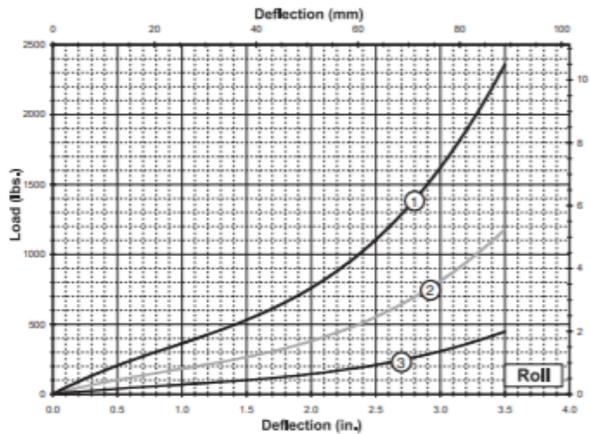
Technical Data

Static Load vs. Deflection



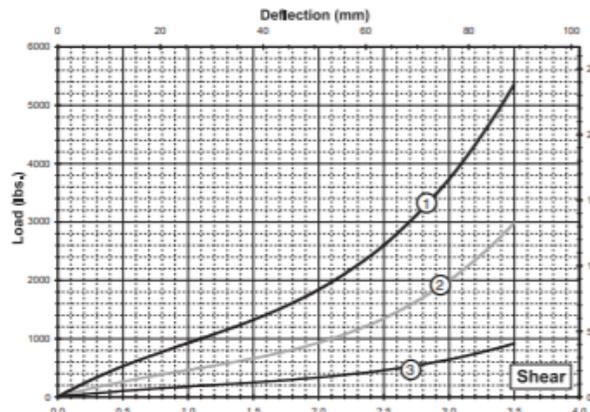
Compression

Curve	Model	Max Static Load lbs. (N)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) lbs./in. (kN/m)
1	HR16-600	545 (2 424)	3.50 (88,9)	2,220 (389)	1,035 (181)
2	HR16-400	310 (1 379)	3.50 (88,9)	1,260 (221)	590 (103)
3	HR16-200	140 (623)	3.50 (88,9)	570 (100)	270 (47)



Roll

Curve	Model	Max Static Load lbs. (N)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) lbs./in. (kN/m)
1	HR16-600	375 (1 668)	3.50 (88,9)	615 (108)	700 (123)
2	HR16-400	185 (823)	3.50 (88,9)	305 (53)	350 (61)
3	HR16-200	70 (311)	3.50 (88,9)	115 (20)	135 (24)



Shear

Curve	Model	Max Static Load lbs. (N)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) lbs./in. (kN/m)
1	HR16-600	960 (4 270)	3.50 (88,9)	1,575 (276)	1,655 (290)
2	HR16-400	480 (2 135)	3.50 (88,9)	790 (138)	870 (152)
3	HR16-200	185 (823)	3.50 (88,9)	305 (53)	295 (52)

Figure-A V-1 : ITT Endine Inc. HR16-600

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Anbazhagan, P., & Manohar, D. R. (2016). Small-to Large-Strain Shear Modulus and Damping Ratio of Sand-Tyre Crumb Mixtures. Dans *Geotechnical Special Publication* (272 GSP éd., Vol. 2016-January, pp. 305-315). doi: 10.1061/9780784480151.031.
- Boulenger A., & Pachaud C. (2007). *Analyse vibratoire en maintenance* (3^e éd.). Paris: Dunod.
- Canadian Plywood Association. *Engineered Values*. Repéré à <http://www.canply.org/pdf/main/engineered%20values.pdf>
- Conseil national de recherches du Canada (2010). *Code national du bâtiment – Canada 2010*.
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett J. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (10^e éd.). New York, NY: McGraw Hill.
- Gao, X., Chen, Q., & Teng, H. D. (2012). Modelling and dynamic properties of a novel solid and liquid mixture vibration isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 331(16), 3695-3709. doi: <http://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.03.035>.
- Gerges, R. R., & Vickery, B. J. (2005). Design of tuned mass dampers incorporating wire rope springs: Part I: Dynamic representation of wire rope springs. *Engineering Structures*, 27(5), 653-661. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2004.12.015>.
- International Organization for Standardization. (1998). *Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*. Norme ISO10186-3. Genève, Suisse: International Organization for Standardization
- International Organization for Standardization. (2007). *Bases for design of structures — Serviceability of buildings and walkways against vibrations*. Norme ISO10137. Genève, Suisse: International Organization for Standardization
- ITT Enidine Inc. Wire Rope Isolators. Repéré à <http://www.enidine.com/en-US/Products/WireRopeIsolator/>
- Khan, Z., El-emam, M., Cascante, G., & El Naggar, H. (2013). Energy Dissipation in Engineered sand of Large Damping Ratio. *Geomechanics & Geoengineering: An International Journal*, 8(2), 135-140. doi: 10.1080/17486025.2012.695399.

- S., Chen, Q., & Zhou, J. H. (2016). Modeling and dynamic properties of dual-chamber solid and liquid mixture vibration isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 374, 61-76. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.03.037>.
- Liao, W., & Lai, C. (2002). Harmonic analysis of a magnetorheological damper for vibration control. *Smart Materials and Structures*, 11(2), 288.
- Lord Corporation. RD-8040-1 MR Damper. Repéré à <http://www.lordmrstore.com/lord-mr-products/rd-8040-1-mr-damper-short-stroke>
- Manohar, D. R., Anbazhagan, P., Neaz Sheikh, M., & Hing-Ho, T. (2014). Effects of geosynthetic reinforcement on the mechanical behaviour of composite materials for vibration isolation. *23rd Australasian Conference on the Mechanics of Structures and Materials*, 1(23), 217-222.
- National Instruments (2012). *Optimiser les FFT grâce aux fonctions de fenêtrage*. Repéré à <http://www.ni.com/white-paper/4844/fr/>
- Payan, M., Senetakis, K., Khoshghalb, A., & Khalili, N. (2017). Effect of gradation and particle shape on small-strain Young's modulus and Poisson's ratio of sands. *International Journal of Geomechanics*, 17(5), 04016120 (04016114 pp.). doi: 10.1061/(ASCE)GM.1943-5622.0000811.
- Salim, M. A., Putra, A., Thompson, D., Ahmad, N., & Abdullah, M. A. (2013). Transmissibility of a laminated rubber-metal spring: a preliminary study. *Applied Mechanics and Materials*, 393, 661-665. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.393.661.
- Sinha, J. K. (2015). *Vibration Analysis, Instruments, and Signal Processing*. Boca Raton, FL: CRC Press.
- Société canadienne d'hypothèque et de logement (2014). *Construction de maison à ossature de bois – Canada*. Repéré à <https://www03.cmhc-schl.gc.ca/>
- Thomas, M. (2002). *Fiabilité, maintenance prédictive et vibration des machines*. École de Technologie Supérieure: Presses de l'Université du Québec.
- Thomas M., & Laville F. (2007). *Simulation des vibrations mécaniques par Matlab, Simulink et Ansys*. École de Technologie Supérieure: Presses de l'Université du Québec.

- Trethewey, M. W. (2000). Window and overlap processing effects on power estimates from spectra. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 14(2), 267-278. doi <http://dx.doi.org/10.1006/mssp.1999.1274>.
- Xiang-Jun, K., & Chong-Zheng, C. (2014). Experimental Investigation on Damping Characteristics in Pump-Sand Box-Isolation System. *Advanced Materials Research*, 1051, 906-909. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.1051.906.
- Zhang, C., Zhang, J., Feng, P., Yu, D., & Wu, Z. (2013). Research on Modeling and Optimization of a Dual Chamber Air Spring Vibration Isolation System. *Advanced Materials Research*, 702, 310-317. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.702.310.