



UNIVERSITÉ SORBONNE PARIS NORD

École Doctorale Galilée

Analyse vibratoire de la propulsion en fauteuil roulant manuel : une application à l'athlétisme

THÈSE DE DOCTORAT

Présentée par

OPHÉLIE LARIVIERE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR EN BIOMÉCANIQUE

En vue d'une soutenance le 2 février 2023 devant un jury composé de :

Rapporteurs

XAVIER CHIEMENTIN Maître de Conférences HDR, Université de Reims Champagne-Ardenne
MARCO TARABINI Professeur, Politecnico di Milano

Examineurs

LAURENCE CHEZE Professeur des Universités, Université Claude-Bernard-Lyon-I
FRANÇOIS GENET Professeur des Universités-Praticien Hospitalier, Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines
FRÉDÉRIQUE HINTZY Maître de Conférences HDR, Université Savoie Mont Blanc

Encadrants

DELPHINE CHADEFAUX Maître de Conférences, Université Sorbonne Paris Nord
CHRISTOPHE SAURET Maître de Conférences, Arts et Métiers, Sciences et Technologies
PATRICIA THOREUX Professeur des Universités-Praticien Hospitalier, Université Sorbonne Paris Nord

Table des matières

Table des matières	vi
Avant-propos	vii
I Introduction générale	1
1 Le fauteuil roulant manuel	3
1.1 Un peu d'histoire	3
1.2 Description d'un fauteuil roulant manuel	3
1.2.1 Vue d'ensemble	3
1.2.2 Les différents composants	4
1.3 Les réglages du fauteuil roulant manuel	7
1.4 Les différentes catégories de fauteuil roulant manuel	8
2 L'athlétisme en fauteuil roulant manuel	11
2.1 Avant-propos	11
2.2 Matériels et méthodes	12
2.3 Résultats et discussion	13
2.3.1 L'athlète	13
2.3.2 Le fauteuil roulant manuel	15
2.3.3 Analyse du couple athlète/matériel	16
2.4 Conclusion	17
3 L'exposition aux vibrations du corps humain	19
3.1 Avant-propos	19
3.2 Un peu d'histoire	19
3.3 La mesure de la réponse du corps à une exposition aux vibrations	21
3.3.1 Outils de mesure	21
3.3.2 Enjeux de la mesure des vibrations dans le corps humain	21
3.3.3 Les paramètres observés	23
3.4 Effet des vibrations sur le confort et la santé	24
3.4.1 Identification des propriétés des vibrations et leur impact sur la santé. . .	24
3.4.2 Les normes régulant l'exposition aux vibration	26
3.5 Stratégies de réduction de l'exposition aux vibrations	29

4	L'exposition aux vibrations lors de la propulsion en fauteuil roulant manuel	33
4.1	Avant-propos	33
4.2	Introduction	35
4.3	Matériels et méthodes	38
4.3.1	Stratégie de recherche	38
4.3.2	Sélection des articles	38
4.4	Résultat	38
4.4.1	Généralités	38
4.4.2	Contenu vibratoire	41
4.4.3	Paramètres influençant les transmissions vibratoires	50
4.4.4	Modélisation des transmissions vibratoires	64
4.5	Discussion	66
4.5.1	Observations générales	66
4.5.2	Contenu vibratoire	69
4.5.3	Éléments du fauteuil roulant manuel	72
4.5.4	Perspectives et limitations	75
4.6	Conclusion	76
5	Enjeux scientifiques de la thèse	81
II	Evaluation de l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en fauteuil roulant	83
1	La propulsion quotidienne et la pratique sportive	85
1.1	Avant-propos	85
1.2	Matériels et méthodes	86
1.2.1	Conditions expérimentales	86
1.2.2	Données mesurées	87
1.3	Résultats et discussion	88
1.4	Conclusion	90
2	Introduction aux plans d'expérience	91
3	Identification des facteurs influençant le niveau vibratoire	95
3.1	Avant-propos	95
3.2	Matériels et méthodes	96
3.2.1	Définition du système	96
3.2.2	Choix de la méthode d'expérimentation	97
3.2.3	Mesure et analyse des données	98
3.3	Résultats et discussion	98
3.4	Conclusion	102
4	Impact des conditions expérimentales sur le niveau vibratoire	103
4.1	Avant-propos	103
4.2	Introduction	105
4.3	Matériels et méthodes	107
4.3.1	Participants	107
4.3.2	Protocole de mesure	107
4.3.3	Configuration expérimentale	108

4.3.4	Description de l'exposition aux vibrations	109
4.4	Résultats	111
4.5	Discussion	114
4.5.1	Influence du point de mesure et des paramètres observés	114
4.5.2	Le participant	115
4.5.3	Le fauteuil roulant manuel	116
4.5.4	La vitesse de propulsion	117
4.5.5	Le type de sol	117
4.6	Conclusion	118
5	Équation de prédiction du niveau vibratoire	121
5.1	Avant-propos	121
5.2	Matériels et méthodes	122
5.2.1	Définition du système	122
5.2.2	Choix de la méthode d'expérimentation	124
5.2.3	Mesure et analyse des données	124
5.3	Résultats et discussion	127
5.3.1	Validation des équations de prédiction	129
5.4	Conclusion	131
III	Caracterisation des fauteuils roulants manuels	135
1	Analyse vibratoires : concepts théoriques	137
1.1	Origines de l'analyse vibratoire	137
1.2	Analyse modale expérimentale	140
1.2.1	Mesures expérimentales	140
1.2.2	Identification des modes	141
1.3	Analyse modale opérationnelle	143
1.4	Validation des modes obtenus	144
2	Caractérisation du fauteuil roulant en conditions libres	147
2.1	Avant-propos	147
2.2	Introduction	150
2.3	Matériels et méthodes	153
2.3.1	Les fauteuils roulants manuels	153
2.3.2	Maillage	155
2.3.3	Analysis modale expérimentale	156
2.4	Résultats	157
2.4.1	Le châssis	157
2.4.2	Le garde-corps	157
2.4.3	Le dossier	161
2.4.4	L'assise	162
2.4.5	Le repose-pied	163
2.4.6	La roue arrière	164
2.4.7	La main courante	165
2.5	Discussion	166
2.6	Conclusion	171

3	Caractérisation du fauteuil roulant en conditions de propulsion	173
3.1	Avant-propos	173
3.2	Introduction	175
3.3	Matériels et méthodes	177
3.3.1	Contexte expérimental	177
3.3.2	Comportement dynamique en condition de laboratoire	177
3.3.3	Comportement dynamique en condition de propulsion	178
3.3.4	Contenu vibratoire	179
3.3.5	Analyse statistique	180
3.4	Résultats	180
3.4.1	Comportement dynamique du fauteuil roulant manuel	180
3.4.2	Contenu vibratoire	181
3.5	Discussion	183
3.5.1	Identification des paramètres modaux	183
3.5.2	Chargement du fauteuil roulant manuel	184
3.5.3	Méthode de propulsion	186
3.5.4	Vitesse de propulsion	187
3.5.5	Type de sol	187
3.5.6	Limitation et perspective	188
3.6	Conclusion	188
IV	Conclusion générale	193
	Bibliographie	222
	Table des figures	228
	Table des tableaux	231

Avant-propos

Contexte

Le nombre de personnes en situation de handicap dans le monde représente actuellement plus d'un milliard de personnes (OMS 2011). En 2011, l'Organisation Mondiale de la Santé définit comme "handicapée toute personne dont l'intégrité physique ou mentale est passagèrement ou définitivement diminuée, soit congénitalement, soit sous l'effet de l'âge ou d'un accident, en sorte que son autonomie, son aptitude à fréquenter l'école ou à occuper un emploi s'en trouvent compromises" (OMS 2011). Ainsi, le handicap ne se résume pas seulement à l'incapacité motrice. Il peut en effet résulter d'incapacités différentes (e.g. visuelle, auditive, intellectuelle) et est souvent invisible. D'autre part, au travers de cette définition on remarque que le handicap se caractérise principalement par un état rendant difficile l'insertion sociale. Aujourd'hui, près de 12 % de la population mondiale (OMS 2011) est en situation de handicap. Ainsi, l'insertion et la santé des personnes en situation de handicap sont devenues des enjeux majeurs dans de nombreux pays. Dans cette démarche, des dispositifs médicaux et techniques ont été développés. En France, des mesures financières et réglementaires ont également été mises en place afin de faciliter l'accessibilité du monde professionnel aux personnes en situation de handicap et de favoriser l'accessibilité des lieux publics, notamment avec la loi n° 2005-102 du 11 février 2005 pour l'égalité des droits et des chances, la participation et la citoyenneté des personnes handicapées.

Si on s'intéresse au handicap moteur, le fauteuil roulant manuel (FRM) permet à ses usagers de retrouver une certaine forme de mobilité favorisant l'autonomie, la confiance en soi et la participation sociale (FINLAYSON et DENEND 2003). Cependant, cet équilibre est fragile, l'utilisation d'un FRM pouvant, de par la position assise prolongée, être à l'origine de diverses complications, comme l'apparition d'escarres (Y. CHEN et al. 2005) ou de troubles urinaires et gastro-intestinaux

(RAGNARSSON 2012). De nombreuses études ont également montré que la plupart des utilisateurs de FRM développaient des troubles musculo-squelettiques (BONINGER et al. 2003), en particulier au poignet (syndrome du canal carpien) (SIE et al. 1992), à l'épaule et aux lombaires (BONINGER et al. 2003). Bien que ces douleurs soient généralement associées aux mouvements répétés, l'exposition aux vibrations pourraient également en être la cause ou un facteur de risque. En effet, lors de déplacements en FRM, le roulement des roues sur le sol induit des vibrations de l'ensemble du FRM qui se transmettent à l'utilisateur.

Or, de nombreuses études appliquées au monde du travail ont montré que l'exposition aux vibrations pouvait engendrer des risques de pathologies de l'appareil locomoteur et du système vasculaire, mais aussi augmenter le niveau de fatigue musculaire et psychologique (M. GRIFFIN 1990 ; ISO-2631 1997). Par ailleurs, de par la fatigue qu'elles sont susceptibles d'induire, les vibrations pourraient non seulement limiter les déplacements des utilisateurs de FRM, mais également rendre difficile leur pratique sportive. Cette dernière étant un vecteur de confiance en soi, de bien-être, et d'inclusion, l'exposition aux vibrations pourrait également limiter la participation sociale des utilisateurs de FRM. Bien qu'il existe une norme ISO-16840 (2016) relative à l'absorption des chocs par le siège du fauteuil roulant, il a été observé que les utilisateurs de FRM étaient exposés à des niveaux vibratoires supérieurs à la dose quotidienne autorisée pour les travailleurs (GARCIA-MENDEZ et al. 2013) par la norme ISO-2631 (1997).

L'optimisation de l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM est donc indispensable afin de préserver la santé et la participation sociale des utilisateurs de FRM. Cependant, il n'existe actuellement aucune recommandation ou réglementation ayant pour objectif de quantifier et de limiter l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM, que ce soit sur l'environnement extérieur ou sur la conception du fauteuil. Par ailleurs, la transmission des vibrations lors de la propulsion est encore mal comprise. Il est donc nécessaire, dans un premier temps, de mieux comprendre comment se transmettent les vibrations lors de la propulsion en FRM et les paramètres (environnementaux, du FRM et de l'utilisateur) influençant cette transmission. Ces connaissances permettront par la suite de réguler les vibrations intelligemment, en modifiant la structure du FRM ou en ajoutant des éléments de protection, par exemple.

Outre la question de la santé des utilisateurs de FRM, un second objectif est d'obtenir des pistes d'amélioration afin d'optimiser la performances des athlètes en FRM en vue des Jeux Paralympiques 2024.

Dans la perspective de développer des outils et de trouver des pistes permettant de réduire l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM, cette thèse a pour objectif d'identifier les caractéristiques des vibrations auxquelles les utilisateurs de FRM sont exposés. Elle vise également à identifier les paramètres influençant cette exposition. Il s'agira donc des paramètres intéressants à étudier et à considérer dans le but d'optimiser et de prédire l'exposition aux vibrations. Le FRM ayant potentiellement un impact non négligeable sur l'exposition aux vibrations, ce travail portera une attention particulière à la caractérisation de ce dernier. Cela permettra une meilleure compréhension à la fois des transmissions vibratoires au sein du FRM mais aussi de l'effet des paramètres de conception et de chargement des FRM sur ces dernières. Les valeurs obtenues dans cette thèse pourront être utiles au développement d'un modèle de prédiction du couple utilisateur/FRM.

Organisation du manuscrit

L'approche adoptée est présentée dans ce manuscrit sous la forme de quatre parties. La première partie présente les pré-requis nécessaires à la compréhension de ce manuscrit, ainsi qu'un état de l'art de l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM. Cette première partie se compose de quatre chapitres. Le premier chapitre présente le FRM et ses différents éléments pour permettre au lecteur d'acquérir le vocabulaire associé aux FRM et d'identifier ses caractéristiques. Ce travail de thèse s'intéressant particulièrement à l'athlétisme en fauteuil roulant manuel, le deuxième chapitre présentera un état de l'art des connaissances sur l'athlétisme en FRM. Cette étude a pour objectif d'identifier les axes actuellement étudiés lors de la pratique de l'athlétisme en FRM. Cet état de l'art a révélé que, comme dans tout sport, l'optimisation des performances est recherchée. Néanmoins, aucune étude ne s'est intéressée à l'exposition aux vibrations dans cette pratique. Afin d'identifier l'intérêt de l'étude des vibrations sur les performances et la santé, le troisième chapitre propose une synthèse des connaissances au sujet des

vibrations appliquées à l'ensemble du corps humain. Enfin, un état de l'art sur l'exposition aux vibrations lors de la propulsion quotidienne a été réalisé et présenté au chapitre 4. Cet état de l'art a permis d'identifier les connaissances actuelles quant à l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Cela a eu pour intérêt de préciser les enjeux scientifiques de cette thèse. Le chapitre 4 a révélé que lors de la propulsion quotidienne en FRM, les utilisateurs étaient surexposés aux vibrations. Cependant, au vu de la diversité méthodologique, la transmission des vibrations lors de la propulsion en FRM est mal comprise.

La deuxième partie s'intéresse à l'estimation de l'exposition aux vibrations et aux paramètres l'influençant. Dans un premier chapitre, une étude a estimé l'exposition aux vibrations lors de la pratique du sport en FRM. Cette partie a révélé que l'utilisateur de FRM était surexposé aux vibrations lors de la pratique sportive. L'optimisation de l'exposition aux vibrations possède donc un réel intérêt. Cependant, la grande diversité méthodologique observée dans le chapitre 4 de la partie 1 rend difficile la comparaison des études entre elles. Cela est d'autant plus vrai que certaines études se contredisent. Ainsi, la transmission des vibrations lors de la propulsion en FRM est encore mal comprise et peu de voies d'amélioration sont actuellement proposées. Ainsi, les chapitres 2 et 3 proposent d'identifier l'influence des conditions expérimentales et des paramètres observés sur l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Ces études ont permis de donner des recommandations quant au protocole expérimental à suivre afin d'étudier l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Ces parties ont également montré que le FRM, le type de sol et la vitesse de déplacement jouaient un rôle important quant à l'exposition aux vibrations. L'estimation de l'exposition aux vibrations devant être réalisée avec des participants dans le FRM, celle-ci peut se révéler complexe. Ainsi, sur la base des observations précédentes, un modèle de prédiction des échanges vibratoires en différents points du FRM et de l'utilisateur a été développé. Ce modèle est présenté dans un quatrième chapitre. Ces équations permettent d'estimer l'exposition aux vibrations d'un utilisateur à partir de la connaissance de son fauteuil, de sa vitesse de propulsion et des surfaces rencontrées. Ces équations pourront également fournir des valeurs de niveaux vibratoires que le FRM ne devra pas dépasser en fonction des déplacements et de la pratique de l'utilisateur.

Dans la partie 2, le FRM est étudié dans sa globalité. Cependant, le FRM possède différents

éléments, matériaux, et réglages. La troisième partie aura donc pour objectif d'identifier l'impact des caractéristiques du FRM sur ses propriétés vibratoires. Ainsi, dans un premier chapitre, les paramètres dynamiques de différents FRM isolés ont été observés. Puis, dans un second chapitre, l'évolution de ces paramètres en conditions réalistes, c'est à dire chargé et en condition de roulement, a été étudié. Les résultats obtenus ont alors permis de proposer quelques voies d'amélioration des FRM. Ces résultats fournissent également une base de données importantes de paramètres modaux de FRM qui peut être utile au développement d'un modèle dynamique ou éléments finis de FRM.

Enfin, la quatrième et dernière partie conclut ce document par un rappel des principaux résultats obtenus, ainsi que par les limitations qui s'y appliquent. Les perspectives envisagées afin de poursuivre ces travaux y sont également présentées.

Partie I

Introduction générale

Objectifs

1. *Présenter les concepts nécessaires à la compréhension du travail de thèse*
2. *Recenser les connaissances actuelles et domaines d'intérêt relatifs à l'étude des vibrations lors de la propulsion en FRM*
3. *Identifier les connaissances manquantes et les enjeux de la thèse*

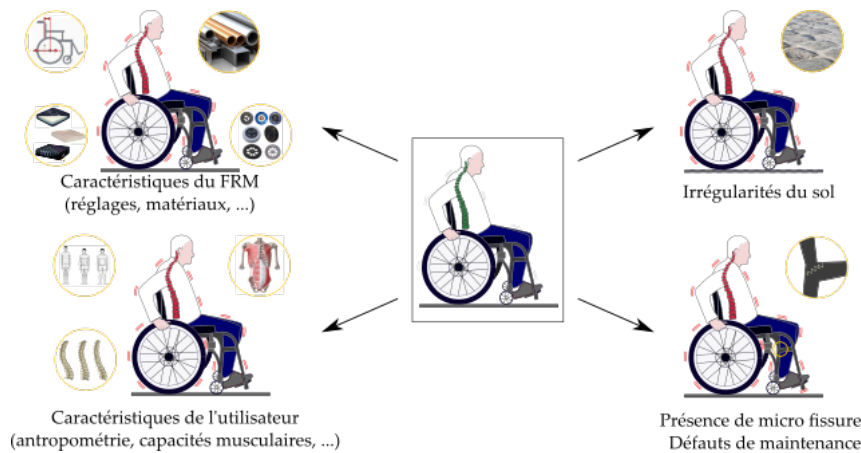


FIGURE 1 – Éléments intervenants dans l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM.

Chapitre 1

Le fauteuil roulant manuel

1.1 Un peu d'histoire

La recherche de l'Homme à compenser l'incapacité à marcher n'est pas récente. En effet, les prémices du fauteuil roulant dateraient du VI^e siècle avant J.C. où des premières images de fauteuil à roulette ont été observées (ODESSAREGIONALHOSPITAL 2022). Cependant, le premier fauteuil roulant autopropulsé daterait du XVII^e siècle, où la propulsion se faisait alors à l'aide d'une manivelle (Figure 1.1a) (ODESSAREGIONALHOSPITAL 2022). Au cours du XX^e siècle, le fauteuil roulant a subi de nombreuses améliorations avec le remplacement de la manivelle par une main courante (Figure 1.1b), ou encore celui des roues en bois par des roues à rayons en acier. C'est également à cette période qu'apparaissent les fauteuils roulants pliables et les fauteuils roulants électriques (ROQUES 1997). Puis, grâce au perfectionnement des outils et procédés de fabrication, les fabricants proposent des fauteuils roulants de plus en plus personnalisés et adaptés à l'utilisateur, tant du point de vue de sa morphologie et de ses capacités musculaires et motrices que de son environnement et de son style de vie (R ; A. COOPER 1996) (Figure 1.1c).

1.2 Description d'un fauteuil roulant manuel

1.2.1 Vue d'ensemble

Aujourd'hui, tous les FRM se composent a minima d'un châssis, d'un système de soutien du corps, de roues, d'un système de conduite et un d'immobilisation (Figure 1.2) (CERAH 2021 ; WATELAIN et SAGAWA 2011). Cette section présente les caractéristiques de ces éléments.

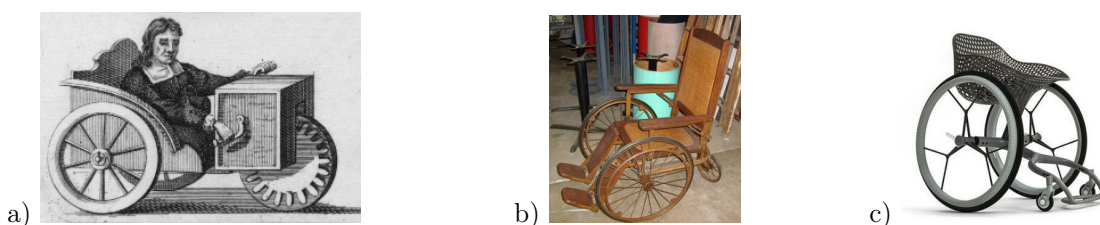


FIGURE 1.1 – Illustration de l'évolution des fauteuils roulants manuels. (a) Représentation d'un FRM à manivelle de Stephen Farfler (XVII^{ème} siècle) (Illustration : handiplus.ch), (b) Photo d'un FRM en bois (XX^e siècle) (Illustration : handiplus.ch), (c) Photo d'un FRM sur mesure en impression 3D (XXI^e siècle) (Illustration : layerdesign.com).

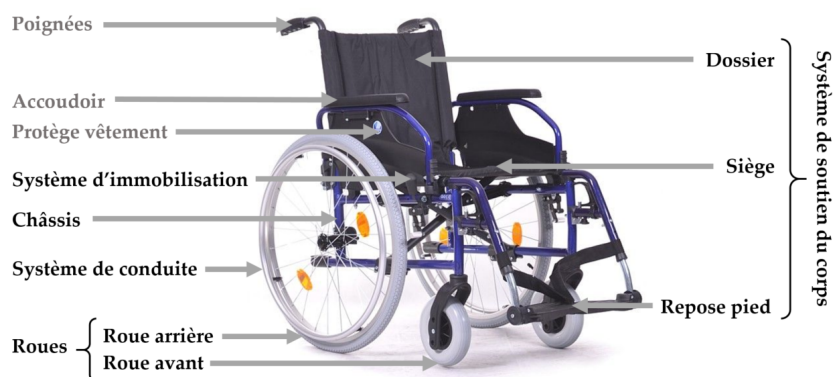


FIGURE 1.2 – Présentation des éléments d'un FRM. Les éléments écrits en noir sont les éléments que comportent tous les FRM. Les éléments écrits en gris sont des accessoires qui peuvent être ajoutés en fonction du besoin de l'utilisateur.

1.2.2 Les différents composants

Châssis

Le châssis est l'élément central du FRM. Selon le modèle du fauteuil, il peut être soudé d'un seul bloc (Figure 1.3a) ou pliable (Figure 1.3b) afin de faciliter les transferts et le rangement dans un véhicule. Le châssis est le plus souvent en aluminium ou en acier car ces matériaux offrent un bon rapport entre la résistance du FRM, son poids et son prix. Afin de réduire leur poids, certains FRM disposent d'un châssis en titane ou en fibre de carbone. Cependant, ces FRM sont peu communs car très coûteux.

Système de soutien du corps

Le système de soutien du corps se compose d'un siège, d'un dossier et d'un repose pied. Le dossier a une fonction de positionnement et de maintien du tronc. Le siège et le dossier sont le

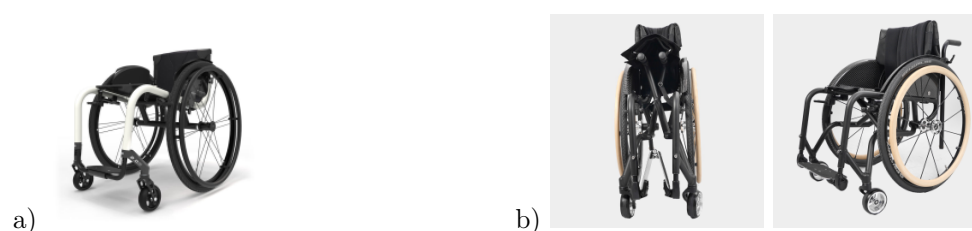


FIGURE 1.3 – Les différents type de châssis ; (a) FRM à châssis rigide, (b) FRM à châssis pliable (Images : gt-concept.fr).

plus souvent composés d'une toile souple recouvrant des sangles qui permettent de régler la tension et de limiter l'effet de hamac. En effet, avec le temps, les toiles ont tendance à se détendre. La surface de l'assise devient alors courbée, ce qui peut engendrer le mauvais positionnement de l'utilisateur. Les éléments du système de soutien du corps peuvent également être composés d'une plaque rigide.

Un coussin est souvent ajouté sur le siège afin de limiter l'apparition des escarres. Sur le marché, la composition (i.e. gel, air, mousse) et la forme des coussins sont diverses pour répondre de façon personnalisée aux besoins des utilisateurs. Le choix de la composition du coussin se fait généralement en fonction du ressenti de l'utilisateur. Cependant, la forme du coussin dépendra plus de ses capacités. En effet un coussin galbé est généralement recommandé pour des utilisateurs avec un faible maintien du tronc car ce type de coussin favorise le bon alignement des cuisses et assure un positionnement stable. Le repose pied peut être monobloc ou divisé en deux. Il peut être fixe mais le plus souvent il est escamotable ou pliable afin de faciliter les transferts de l'utilisateur.

Roues

Les FRM sont généralement composés de deux types de roues : les roues motrices, au niveau de l'assise, souvent appelées roues arrière ; et deux roulettes folles à l'avant, les roues directrices. Le rayon des roues arrière est généralement compris entre 27,5 cm (22") et 33 cm (26"). Alors que le rayon des roues directrices est entre 3,3 cm (3") et 7,5 cm (6"). Les roues peuvent être équipées de pneumatiques, ce qui a l'avantage d'absorber les chocs. Cependant ce type de roues nécessite un entretien important. Des roues à bandage ont alors été développées. Étant pleines, ces roues n'ont pas besoin d'être gonflées régulièrement. En contre-partie, les chocs sont peu

amortis. Les roues à bandage sont donc généralement recommandées pour une utilisation en intérieur. Il existe trois principales géométries de roues motrices : à rayons (Figure 1.4a), à bâtons (Figure 1.4b) et lenticulaire (Figure 1.4c). Les roues à rayon sont les plus communes. Les roues à bâtons et lenticulaires sont essentiellement utilisées pour la pratique de l'athlétisme, car elles permettent à l'athlète d'éviter de se coincer les doigts entre les rayons.



FIGURE 1.4 – Différentes géométrie de roues motrices. (a) Roue à rayons, (b) Roue à bâton, (c) Roue lenticulaire (Images : corima.com).

Systeme de conduite

Le système de conduite le plus couramment utilisé est le système de main courante simple monté sur chacune des roues motrices (Figure 1.5a). Il a l'avantage d'être peu encombrant et facile à prendre en main. Dans le cadre de pathologies empêchant l'utilisation de l'une des deux mains, un système de double main courante a été développé (Figure 1.5b). Ce système consiste en deux mains courantes de diamètres différents montées sur la même roue, du côté de la main valide. La main courante de plus petit diamètre permet de faire tourner la roue opposée. Ainsi l'entraînement simultané des deux mains courantes permet un déplacement en ligne droite. La prise en main de ce système est plus difficile que le précédent. Lorsque les capacités physiques de l'utilisateur ne permettent pas la propulsion par main courante, d'autres systèmes sont utilisés, tels que le levier pendulaire par exemple (Figure 1.5c). Il s'agit d'un levier lié aux roues par un système de crémaillère. Ainsi, afin de se propulser l'utilisateur doit effectuer un mouvement de pompage avec le levier. Ce système nécessite moins de force pour se propulser que le système avec main courante, mais il présente l'inconvénient d'être plus encombrant, rendant inaccessible l'accès aux tables ou bureaux.



FIGURE 1.5 – Différents systèmes de conduite des FRM. (a) Simple main courante, (b) Double main courante, (c) Levier pendulaire (Images : medinov.fr et ilsau.com).

Système d'immobilisation

Le système d'immobilisation permet d'assurer la sécurité des utilisateurs de FRM, notamment lors des transferts, mais aussi de bloquer le FRM sur des terrains en pente. Pour la majorité des FRM, ce système consiste en un loquet permettant de bloquer les roues motrices.

Les accessoires

En fonction de l'utilisation et des besoins de l'utilisateur, des accessoires peuvent être ajoutés au FRM. Les accessoires communément ajoutés sur les FRM sont :

- des roulettes anti-bascule : il s'agit d'une ou de deux roulettes qui se trouvent à l'arrière du FRM afin d'éviter à l'utilisateur de basculer lors du franchissement de seuil,
- des accoudoirs : ils permettent à l'utilisateur de reposer ses avant-bras et peuvent également aider l'utilisateur à se transférer,
- un protège vêtements/garde-boue : il s'agit le plus souvent de plaques placées verticalement entre l'assise et les roues afin d'éviter les éclaboussures et d'empêcher que les vêtements des utilisateurs ne se bloquent dans les roues,
- des poignées : ces dernières facilitent la propulsion par un tiers,
- des accessoires de positionnement (ex : un appui tête, ceinture, cale-tibia) : ils ont pour objectif d'assurer un meilleur maintien et confort de l'utilisateur.

1.3 Les réglages du fauteuil roulant manuel

Afin de correspondre à la morphologie de l'utilisateur, différents paramètres géométriques sont observés. Ces paramètres, appelés réglages du FRM, sont présentés Figure 1.6. Actuellement, il

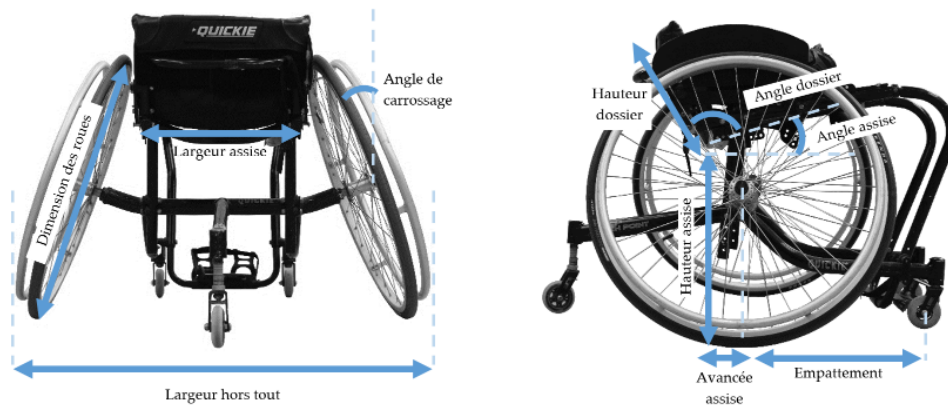


FIGURE 1.6 – Présentation des différents réglages d'un FRM.

n'y a pas de consensus commun à tous pour définir les réglages d'un FRM (FRITSCH et al. 2022).

Dans cette partie uniquement, le formalise utilisé dans ce manuscrit est donc présenté :

- hauteur du dossier : distance entre l'arrière du siège et le haut du dossier,
- angle du dossier : angle siège-dossier,
- hauteur d'assise : distance verticale entre le sol et l'arrière du siège,
- angle d'assise : angle du siège par rapport à l'horizontale,
- avancée de l'assise : position horizontale des roues arrière par rapport au siège,
- largeur de l'assise : distance entre les deux accoudoirs,
- carrossage des roues : angle entre le plan de rotation de la roue et la verticale,
- taille des roues : diamètre des roues arrière ou avant,
- empattement : distance entre le centre des roues motrices et celui des roues directrices,
- largeur hors tout : largeur maximale du FRM (WATELAIN et SAGAWA 2011).

1.4 Les différentes catégories de fauteuil roulant manuel

Les constructeurs ont développé des FRM avec des caractéristiques géométriques et mécaniques particulières afin de répondre au mieux aux besoins des utilisateurs. On compte aujourd'hui quatre grandes catégories de FRM. Des ordres de grandeur des valeurs de différents paramètres géométriques sont proposés Table 1.1 pour des FRM quotidiens, de basket et d'athlétisme.

Paramètres	Quotidien	Basket	Athlétisme
Masse [kg]	7 - 27	11 - 15	9 - 10
Empattement [cm]	34 - 48	34 - 53	120 - 140
Largeur hors tout [cm]	60 - 90	70 - 90	60
Hauteur assise [cm]	40 - 60	40 - 70	40 - 50
Rayon roue arrière [cm]	29 - 31	29 - 32	33
Rayon roue avant [cm]	4 - 10	4	24
Carrossage [°]	0 - 19	14 - 22	10 - 14
Type de roue	Rayon	Rayon	Pleine ou Bâton

TABLE 1.1 – Plage de valeurs des paramètres géométriques pour différents types de FRM (base de données interne CERAH).

FRM standard

Le FRM standard présente généralement un dossier haut, des poignées de poussée, des accoudoirs hauts et deux palettes repose-pied séparées. Étant assez lourd (aux alentours de 17 kg) et difficile à manœuvrer, il est généralement destiné à un usage temporaire ou à des personnes ne se propulsant pas (Figure 1.7a).

FRM de confort

Le FRM de confort présente un système de soutien étudié pour assurer un confort et un meilleur maintien du corps. Cependant, il est très lourd (aux alentours de 35 kg). Il est destiné à être majoritairement poussée par une tierce personne (Figure 1.7b).



FIGURE 1.7 – Photo des différents catégories de FRM quotidien. (a) FRM standard, (b) de confort, (c) actif.

FRM actif

Le FRM actif présente généralement un dossier bas et un châssis rigide afin de limiter son poids. Étant léger (aux alentours de 12 kg) et maniable, il est destiné aux personnes indépendantes et actives (Figure 1.7c).

FRM de sport

Le FRM de sport présente des caractéristiques spécifiques aux besoins du sport ou au poste du sportif (i.e protection, réactivité, maniabilité). Il est généralement fait sur mesure en fonction des demandes du sportif. Il possède un châssis rigide et très souvent des roues motrices carrossées. Les fauteuils de sport les plus communs sont ceux d'athlétisme (Figure 1.8a), de basket (Figure 1.8b), de tennis (Figure 1.8c) et de rugby (Figure 1.8d).



FIGURE 1.8 – Photos de différents FRM de sport. (a) FRM d'athlétisme, (b) de basket, (c) de tennis, (d) de rugby (Image : Ottobock.fr).

L'athlétisme en fauteuil roulant manuel

2.1 Avant-propos

Le sport en fauteuil est apparu en 1956 comme exutoire aux blessés de la seconde guerre mondiale (HANDISPORT 2021 ; WATELAIN et SAGAWA 2011). A l'origine, uniquement le basket en fauteuil était proposé. Très vite d'autres sports se sont développés (e.g tennis de table, rugby, athlétisme, ...). En 1960, sous l'initiative du neurologue Ludwig Guttmann, les premiers Jeux Paralympiques ont eu lieu dans le cadre des Jeux Olympiques de Rome. Ils étaient alors réservés aux athlètes en fauteuil souffrant de lésions à la moelle épinière (HANDISPORT 2021). Cette première édition a regroupé 400 athlètes répartis dans 8 sports différents (tir à l'arc, athlétisme, tir aux fléchettes, natation, tennis de table, billard, escrime et basketball). Au fil des années le parasport s'est développé, incluant de plus en plus de disciplines et permettant ainsi l'intégration d'autres catégories de handicap (amputés, malvoyants et non-voyants, paralysés cérébraux, sourds, ...). Ainsi, lors de la dernière édition (Tokyo 2021), près de 4400 athlètes, répartis sur 22 sports, ont participé.

Au sein du para-athlétisme, l'apparition des courses en FRM datent des Jeux Paralympiques de 1964 à Tokyo. Lors des premières éditions, uniquement le 100 m était représenté. Au fil des années, d'autres distances ont été intégrées. On recense aujourd'hui neuf distances différentes pour la course en FRM (les 100 m, 200 m, 400 m, 800 m, 1500 m et 5000 m sur piste, ainsi que le 10 km, le semi-marathon et le marathon sur route). Depuis plusieurs années, la pratique de l'athlétisme en FRM connaît un réel essor (CAVALLONE et al. 2022 ; HANDISPORT 2021). Ce dé-

veloppement de la pratique, associé à la démocratisation des compétitions de para-sport, a donc favorisé l'intérêt des scientifiques. Cette partie présente un état de l'art des principaux sujets de recherche sur la pratique de l'athlétisme en FRM afin d'identifier les enjeux de recherche et les manques dans ce domaine.

2.2 Matériels et méthodes

Afin d'explorer les publications scientifiques portant sur l'étude de l'athlétisme en FRM, une étude de portée suivant la méthode proposée par Arskey et O'Malley (2005) (ARKSEY et O'MALLEY 2005) a été réalisée. Cette méthode se compose de cinq étapes.

Étape 1 : Identification de la question de recherche.

Pour cette étude, la question de recherche a été définie comme : "*Quels sont les domaines actuellement étudiés quant à la pratique de l'athlétisme en FRM ?*".

Étape 2 : Identification des études pertinentes.

Cette étape vise à identifier les mots clés, les critères d'inclusion et d'exclusion permettant de répondre à la question de recherche précédemment identifiée.

Après une recherche initiale sur Scopus, la requête suivante a été formulée : [*Wheelchair AND (Racing OR Marathon)*]. Tous les articles entre 1970 et septembre 2022 des bases de données *PubMed* et *Scopus* répondant cette requête ont alors été recensés. Une première lecture du titre des articles a permis de définir les critères d'exclusion suivant :

- étude sur le fauteuil roulant électrique,
- étude sur le Cybathlon.

Étape 3 : Tri des articles.

Tout d'abord les doublons ont été retirés. Puis, sur la base des critères d'inclusion et d'exclusion, les articles ont été triés par une lecture du titre puis du résumé. L'objectif de cette étude étant uniquement d'identifier les domaines explorés, le corps des articles n'a pas été évalué.

Étape 4 : Tri par catégories.

Les articles retenus dans l'étape précédente ont été triés en fonction des sujets d'étude. Trois grandes catégories ont été identifiées :

- étude sur l'athlète,
- étude sur l'équipement,
- étude de l'interaction entre l'athlète et l'équipement.

Étape 5 : Analyse.

Pour chaque catégorie identifiée à l'étape 4, les articles ont été analysés puis triés en fonction des paramètres étudiés. Cela a permis d'identifier les principaux domaines d'études sur l'athlétisme en FRM.

2.3 Résultats et discussion

118 et 209 résultats ont été obtenus sur les bases de données PubMed et Scopus respectivement, donnant lieu à 214 études différentes. Après lecture des titres, 177 articles ont été considérés pour cette étude de portée. Parmi les 177 études recensées, 97 se focalisent principalement sur l'athlète, 26 sur le FRM et 54 s'intéressent à l'interaction entre l'utilisateur et le FRM.

Parmi les 177 études recensées, la Figure 2.1 montre l'évolution du nombre de publications en fonction de l'année. Elle reflète une légère augmentation du nombre de publication au cours du temps. Il est également possible de voir une augmentation du nombre de publications plus important deux ans avant ou après chaque édition des Jeux Paralympiques (6 publications en moyenne 2 ans avant et 4 sinon). Ce résultat reflète donc la volonté de performances lors de tels évènements sportifs. De tels évènements semblent donc être des éléments accélérateurs dans la recherche. L'augmentation de publication montre l'intérêt grandissant quant à l'étude de la pratique de l'athlétisme en FRM (HANDISPORT 2021).

2.3.1 L'athlète

La plupart des études observant les athlètes s'intéressent à leurs capacités physiologiques et métaboliques (i.e. 47 articles sur 97). Pour cela, ces études observent la fréquence cardiaque maxi-

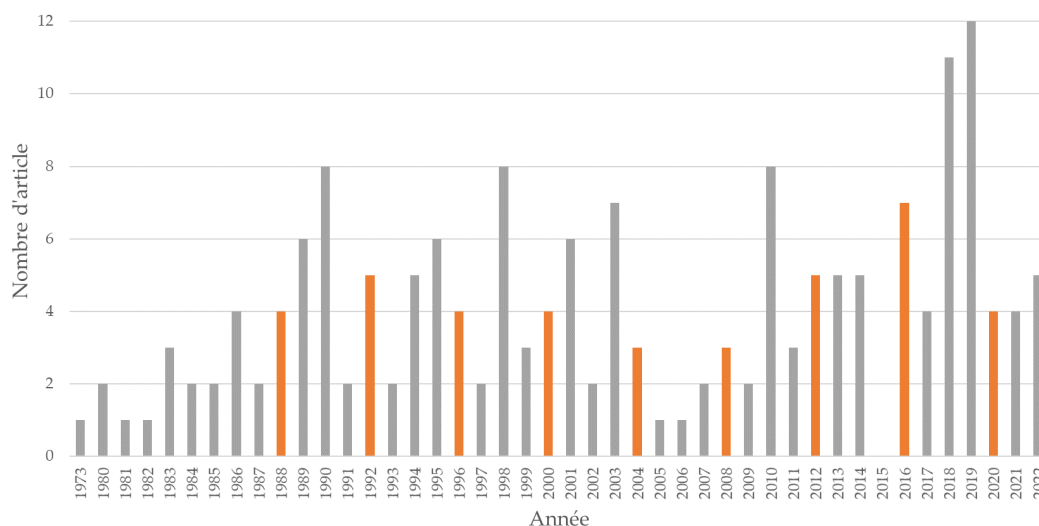


FIGURE 2.1 – Évolution du nombre de publications sur l'étude de l'athlétisme en FRM entre 1973 et 2022 (les barres rouges correspondent aux années de Jeux Paralympiques).

male, la consommation maximale d'oxygène (VO_2max) (CAMPBELL et al. 2004 ; R.-A. COOPER 1990 ; MAGIMAIRAJ et al. 2021) ou encore le niveau de lactate (PERRET et STRUPLER 2010) en fonction de la pathologie, ou du niveau de l'athlète. D'autres études se sont intéressées aux caractéristiques physiques et musculaires des athlètes de FRM (IDE et al. 1994 ; LUSSIER et al. 1983). Elles ont ainsi essayé d'identifier des liens entre les caractéristiques physiques des athlètes et leur performance et leur santé. De telles études sont en partie utiles afin d'identifier l'impact d'une pathologie sur les capacités de l'athlète et donc sur ses performances (VANLANDEWIJCK et al. 2011). En effet, lors des épreuves officielles, les athlètes pratiquant l'athlétisme en FRM sont classés par catégorie de T51 à T54 en fonction de leurs capacités motrices du haut du corps. La catégorie T51 correspond aux athlètes ayant une atteinte totale du tronc et partielle des membres supérieurs et T54 à ceux ayant un contrôle complet du haut du corps (HANDISPORT 2021). Malgré la présence de telles études, la classification des athlètes est encore très discutée. En effet, de nombreux athlètes se sentent défavorisés par rapport à d'autres athlètes de leur catégorie.

Un autre domaine qui a suscité l'intérêt de nombreux scientifiques (20 articles) est l'impact de la pratique de l'athlétisme en FRM sur la santé, notamment sur l'apparition de troubles musculo-squelettique, ou de problèmes inflammatoires ou respiratoires (R.-A. COOPER 1990 ; HOEKSTRA et al. 2019). Le suivi de ces pathologies est important car les contraintes imposées

aux membres supérieurs du fait de la propulsion du FRM peuvent causer des pathologies secondaires qui pourraient nuire à l'indépendance du sportif en FRM.

Enfin, quelques études s'intéressent à l'alimentation (POTVIN et al. 1996 ; SANZ-QUINTO et al. 2019) (3 articles), aux plans d'entraînement des athlètes (MÜLLER et al. 2004 ; NISHIMURA et al. 2017 ; SANZ-QUINTO et al. 2018) (5 articles) et à l'évolution des performances des athlètes en FRM au cours du temps ou en fonction de la distance parcourue ou de la pathologie (R.-A. COOPER 1990) (10 articles).

2.3.2 Le fauteuil roulant manuel

Moins d'articles se focalisent sur le FRM d'athlétisme que sur l'athlète. Néanmoins la forme et les matériaux de ce dernier ont beaucoup évolués (R.-A. COOPER 1990). En effet, autrefois, le FRM d'athlétisme était équivalent au FRM quotidien (voir figure 2.2a). Afin de mieux correspondre aux besoins du sport, il a subi de nombreuses modifications (voir figure 2.2b). Différentes études sont intéressées à ces modifications et cherchent des piste afin de poursuivre l'améliorer du FRM. En effet, cette étude de portée a reporté des articles s'intéressant à la forme du FRM d'athlétisme (17 articles), aux matériaux du châssis (i.e. titane (HANSON 1986) ou composite (M. S. MACLEISH et al. 1993)) (2 articles), et à la taille de la main courante (2 articles). La masse du FRM (FUSS 2009), l'alignement des roues arrières (R. A. COOPER 1989) et la stabilité du FRM (R. A. COOPER et M. MACLEISH 1992) ont également été étudiés. Lors de la pratique de l'athlétisme en FRM, l'athlète porte un casque et des gants qui protègent ses mains des chocs avec la main courante. Un article étudie l'impact du casque sur l'aérodynamique de l'athlète (FORTE et al. 2016). Un second article étudie l'influence du type de gant sur les paramètres cinétiques et spatio-temporels du mouvement de propulsion (RICE et al. 2016). L'évolution du FRM d'athlétisme est présenté dans différents articles (CAVALLONE et al. 2022 ; R.-A. COOPER 1990).

Le FRM d'athlétisme actuel ne comporte plus que trois roues ; deux à l'arrière et une centrée à l'avant. Le diamètre de la roue avant (23 cm) est plus important que celui d'un FRM quotidien (3.3 - 7 cm). Cela a comme avantage de réduire la résistance au roulement (SAURET et al. 2019).

D'autre part, l'empattement est plus important sur les FRM d'athlétisme récents que sur les premiers modèles (1.2 - 1.4 m et 0.9 - 1.1 m). Ces caractéristiques ont pour avantage de favoriser le roulage (i.e. capacité du FRM à se maintenir en mouvement) (SAURET et al. 2019). Cependant un tel empattement rend le FRM peu maniable (SAURET et al. 2019). Le FRM d'athlétisme possède un guidon auquel est fixé un axe permettant de faire tourner la roue avant d'un angle préréglé par l'athlète afin de suivre la courbe des pistes d'athlétisme.

Le FRM d'athlétisme actuel possède également des mains courantes plus petites que celles des FRM quotidiens (17 - 19 vs 26 - 29 cm) (R.-A. COOPER 1990). Puisque le bras de levier est plus faible, les mains courantes de petit diamètre nécessitent une force plus importante pour la mise en rotation. Cependant, à vitesse élevée, elles facilitent leur prise en main (LIMROONGREUNGRAT et Y. T. WANG 2013; WOUDE et al. 1988).

Concernant les matériaux du châssis du FRM d'athlétisme, il s'agit majoritairement d'aluminium ou de fibre de carbone, qui sont des matériaux possédant un bon rapport résistance/poids. L'optimisation du poids du FRM a un lien direct avec la performance (FUSS 2009).

a)



b)



FIGURE 2.2 – Evolution des FRM d'athlétisme. (a) Photo des premiers FRM d'athlétisme (Image : Paul Cartwright), et (b) photo d'un FRM d'athlétisme récent.

2.3.3 Analyse du couple athlète/matériel

La majorité des études sur le couple athlète/FRM ont pour objectifs la prévention des blessures et l'optimisation des performances. Trois domaines sont alors observés; la biomécanique du geste de l'athlète (48 articles), l'aérodynamique du couple athlète/FRM (6 articles) et la répartition des masses au niveau de l'assise (2 articles). Pour les études biomécaniques, trois

études présentent des méthodes afin d'étudier des paramètres biomécaniques lors de la pratique de l'athlétisme en FRM. La majorité des études (12 articles) ont étudié le mouvement du sportif, notamment la forme et la fréquence du cycle de propulsion en fonction de la position de l'athlète, et son effet sur la performance. Enfin, dix articles ont observé les paramètres cinétiques de la propulsion, notamment les efforts sur la main courante et au niveau des articulations.

Au cours de la course l'athlète va chercher à avoir le buste le plus bas possible afin d'avoir une posture aérodynamique (voir figure 2.2b) (HEDRICK et al. 1990). Cette posture inhabituelle pour la propulsion quotidienne peut expliquer le nombre important d'études sur la cinématique de la propulsion lors de la pratique de l'athlétisme en FRM (8 articles).

2.4 Conclusion

Une étude de portée a été réalisée afin d'identifier les domaines d'étude de l'athlétisme en FRM. Uniquement les titres et résumés ont été lus. Une revue systématique de la littérature aurait pu permettre la comparaison des méthodologies suivies par chaque articles. Cependant, cette étude ayant pour objectif d'identifier les domaines étudiés, ce niveau de détail n'était pas nécessaire. Ainsi, cette étude de portée montre que la pratique de l'athlétisme est encore peu étudiée. Néanmoins, il existe une réelle envie d'améliorer les performances et de limiter les risques de blessures des athlètes pratiquant l'athlétisme en FRM. Pour cela, la majorité des études porte sur l'optimisation des compétences de l'athlète, notamment au travers de l'étude de sa biomécanique de propulsion mais aussi en étudiant ses entraînements, son alimentation et ses caractéristiques physiologiques et physiques (e.g. VO_2max , masse musculaire, taille). Quelques articles s'intéressent également à l'étude du FRM en terme de poids, de matériaux, ou encore de géométrie. Cependant, de nombreuses caractéristiques du FRM pourraient encore être étudiées. En effet, en compétition de para-athlétisme en FRM, différents types de roues (bâton ou lenticulaire) peuvent être observés.

Actuellement, aucune étude ne s'est intéressée à l'impact des ces différents type de roues sur la performance. D'autre part, aucune étude ne s'est intéressée à l'exposition des vibrations

des athlètes. Pourtant, dans de nombreux sports équivalents, tels que le cyclisme (CREQUY 2015), la considération des vibrations est déjà considérée comme un facteur de performance et de santé. Cela est d'autant plus étonnant qu'il a été observé que lors de la pratique quotidienne, les utilisateurs de FRM subissaient des niveaux vibratoires délétères. L'exposition aux vibrations augmentant avec la vitesse de propulsion (WAGA et al. 2020), l'exposition aux vibrations lors de la pratique de l'athlétisme est certainement très élevée. Ainsi, étudier l'exposition aux vibrations lors de cette pratique, afin de la diminuer, pourrait donc être grandement bénéfique, autant d'un point de vue de la santé de l'athlète que de ses performances.

Chapitre 3

L'exposition aux vibrations du corps humain

3.1 Avant-propos

Dans le Chapitre 2, l'optimisation des échanges vibratoires a été identifiée comme un domaine non exploré afin de minimiser les risques de pathologies secondaires et d'améliorer les performances lors de la pratique de l'athlétisme en FRM. Afin de permettre au lecteur de mieux identifier les intérêts et les enjeux liés à l'étude des vibrations, cette partie présente un état de l'art des connaissances sur l'exposition aux vibrations appliquées à l'ensemble du corps humain (*Whole Body Vibration*).

3.2 Un peu d'histoire

Une vibration est "un mouvement autour d'une position d'équilibre des particules d'un milieu élastique (vibrations acoustiques) ou d'un système matériel élastique (vibrations mécaniques)" (CNRTL 2022). Que ce soit lors de ses déplacements, de son activité professionnelle ou sportive, l'être humain est quotidiennement exposé aux vibrations. Ces dernières peuvent impliquer un segment anatomique spécifique tel que la main (e.g. manipulation d'objet vibrant comme une ponceuse), mais aussi l'ensemble du corps par exemple lors de déplacements à vélo ou encore lors de la propulsion en FRM. Dans cette partie, l'état de l'art se focalisera donc sur les vibrations impliquant l'ensemble du corps humain avec un point d'attention sur la position assise.

Durant la première moitié du XX^e siècle, le nombre d'études s'intéressant à l'exposition aux vibrations appliquées au corps complet reste restreint (de zéro à deux études par an). Ce n'est qu'à partir des trente glorieuses que le nombre d'études augmente jusqu'à une trentaine par an. En effet, l'expansion industrielle et la mécanisation ont intensifié l'exposition aux vibrations dans le monde professionnel, engendrant de nouvelles pathologies chez les travailleurs. Ces nouveaux enjeux sociétaux, associés aux développements technologiques et métrologiques, ont favorisé les travaux dans ce champ de recherche.

En réalisant une recherche sur la base de données bibliographique *Scopus*, on s'aperçoit que les premières études s'intéressant aux vibrations appliquées à l'ensemble du corps humain datent du début du XX^e siècle. Ces dernières s'intéressaient aux vibrations dans les transports (camion, voiture,...) afin d'améliorer le confort des utilisateurs. Elles cherchaient déjà à identifier les caractéristiques des vibrations, et plus particulièrement l'amplitude à partir de laquelle celles-ci devenaient inconfortables pour l'homme. Cependant, les symptômes responsables de cet inconfort n'étaient pas abordés.

Afin de quantifier ces vibrations, la première étude recensée estime l'exposition aux vibrations à partir d'un sismographe (LIEBOWITZ 1920). Dix ans plus tard, toujours dans le même objectif, l'exposition aux vibrations a été quantifiée à l'aide d'accéléromètres (JACKLIN 1936). En plus d'observer leurs amplitudes, cette étude s'est intéressé au contenu fréquentiel des vibrations. Même si les capacités des accéléromètres étaient limitées à cette époque (e.g. fréquence d'échantillonnage de l'ordre de la dizaine de Hertz), cette étude est particulièrement intéressante car l'excitation est générée par une plateforme vibrante (fréquence d'échantillonnage de 17 Hz et amplitude d'oscillation de 6 cm) permettant de connaître et de contrôler les propriétés vibratoires en entrée du système. Ainsi, en plus d'identifier les amortisseurs permettant d'améliorer le confort de l'utilisateur, cette étude a également observé le comportement des différents amortisseurs en fonction des propriétés des vibrations. Cette étude a établi les trois principaux axes qui guideront la recherche concernant l'exposition aux vibrations du corps complet : (1) la mesure de la réponse du corps à une exposition aux vibrations, (2) l'effet des vibrations sur le confort et la santé, et (3) la recherche de solution afin de réduire l'exposition aux vibrations.

3.3 La mesure de la réponse du corps à une exposition aux vibrations

3.3.1 Outils de mesure

Les vibrations peuvent être mesurées à l'aide de capteurs donnant des informations sur la position, la vitesse ou l'accélération du système vibrant. Dans la littérature, les vibrations sont le plus souvent mesurées à l'aide d'accéléromètres. La majorité des études se repose donc sur les signaux d'accélération. Dans le cadre des mesures de vibrations continues appliquées au corps humain, les accéléromètres piézoélectriques sont fréquemment utilisés. Ce type d'accéléromètre calcule une accélération à partir de la différence de tension entre les deux faces d'un cristal qui se charge électriquement lorsqu'il se déforme. Ces dernières années, les accéléromètres ont beaucoup évolués pour être plus performants, petits et légers. En effet, au milieu du XX^e siècle, les premiers accéléromètres pesaient environ 1.5 kg, faisaient $2 \times 5 \times 20$ cm et permettaient de mesurer des accélérations allant jusqu'à 2 g pour une fréquence d'échantillonnage de moins de 200 Hz (WALTER 1997). Aujourd'hui, des accéléromètres plus petits ($2 \times 5 \times 20$ mm), plus légers (≤ 1 g), et avec des étendues de mesures plus élevées ($>60\ 000$ g, 10 000 Hz) existent (PIEZOELECTRONICS 2022). La sensibilité est la plus petite quantité qu'un appareil de mesure est capable de discerner. Dans le cadre d'un accéléromètre, elle est définie comme le rapport entre la tension de sortie et l'accélération mesurée, et s'exprime habituellement en mV/g.

Les vibromètres laser sont également couramment utilisés. Ces derniers permettent d'obtenir la vitesse ou le déplacement de l'objet. Ils ont l'avantage de fournir des résultats très précis et d'être non-invasifs (MACPHERSON et al. 2007). Cet outil de mesure n'ayant pas été utilisé dans le cadre de travail de thèse, il ne sera pas plus détaillé ici.

3.3.2 Enjeux de la mesure des vibrations dans le corps humain

Bien que les accéléromètres soient conçus pour des mesures vibratoires de solides rigides, ils sont également utilisés pour la mesure des vibrations se propageant dans le corps humain. Néanmoins, cela entraîne des complications méthodologiques. Les fréquences des vibrations d'intérêt

pour l'étude des vibrations du corps humain allant jusqu'à 500 Hz pour l'étude des tissus mous, les accéléromètres doivent avoir une fréquence d'échantillonnage d'au moins 1000 Hz afin de respecter le théorème de Shannon–Nyquist (PLAY et al. 2022). En fonction de l'activité étudiée, l'étendue de mesure nécessaire peut varier de 2 g pour des activités comme le transport en voiture à 400 g pour des activités présentant des chocs comme le tennis (D. CHADEFaux et al. 2017). Cependant, l'étendue de mesure augmente au détriment de la sensibilité de l'accéléromètre, il est donc nécessaire d'estimer au préalable l'amplitude maximale des vibrations induites par l'activité étudiée afin de choisir le capteur adapté. De plus, afin d'étudier le mouvement humain sans le modifier, les accéléromètres utilisés doivent être les moins invasifs possible (masse, géométrie et technologie d'acquisition).

Concernant le placement et l'orientation des accéléromètres, les études de la littérature sur les vibrations du corps humain ont principalement mesuré les vibrations le long des axes anatomiques, c'est-à-dire selon les axes principaux des segments humains. Un des enjeux de la mesure est donc d'aligner les accéléromètres avec les axes anatomiques. Une revue systématique a listé les méthodes utilisées dans la littérature pour réaliser ce calibrage lors de l'utilisation de centrales inertielles (PACHER et al. 2020). Pour des études comprenant uniquement des accéléromètres, l'absence de gyroscope complexifie cette étape de calibrage. Dans ce cas, les articles de la littérature semblent aligner visuellement les accéléromètres avec les repères anatomiques. Pour résoudre en partie cette complication, certains articles ne traitent que de la norme ou de la résultante transversale des signaux mesurés par des accéléromètres tri-axiaux.

Puisque la mesure des vibrations appliquées au corps humain peut avoir différents objectifs, différentes méthodes de fixations des capteurs sont utilisées. Les études s'intéressant aux vibrations des milieux osseux, notamment en vue de la caractérisation de la qualité et de l'intégrité de l'os, sont affectées par la présence des tissus mous (ALMUDHAFFAR et al. 2014). Pour résoudre ce problème, certains chercheurs ont donc directement vissé les accéléromètres dans les os des volontaires (LAFORTUNE et HENNIG 1991). En revanche, lors d'études s'intéressant aux vibrations des tissus mous (i.e. muscles, tendons, etc.), supposées responsables de douleurs et d'une apparition précoce de fatigue musculaire (PLAY et al. 2022), les accéléromètres sont placés directement sur la peau des volontaires à l'aide d'adhésif double face. Afin d'assurer le maintien en position des

accéléromètres, la fixation de ces derniers est généralement renforcée par des bandes collantes de type straps (TRAMA 2021). Cependant, le serrage de ces bandes induit une compression des tissus mous qui risque d'impacter leur réponse vibratoire. En effet, un serrage plus important aura tendance à diminuer l'amplitude des vibrations (LUSSIANA et al. 2015).

3.3.3 Les paramètres observés

Afin de quantifier l'exposition aux vibrations du corps humain, le niveau d'accélération quadratique moyen (RMS) ou la valeur pic à pic sont les paramètres habituellement observés (M. GRIFFIN 1990). La valeur RMS reflète la quantité d'énergie contenue dans le signal vibratoire. Elle peut être calculée sur le signal temporel brut ou sur le signal temporel d'accélération pondérée (voir Partie I chapitre 3 Section 3.4.2) et est calculée comme

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |s_n|^2}, \quad (3.1)$$

pour un signal discret s_n de N points. La valeur pic à pic (P_{Acc}) représente la plage des amplitudes de vibration mesurée. Elle est calculée par la différence entre la valeur maximale et la valeur minimale.

Les fréquences des vibrations ayant un impact sur le corps humain, il est donc aussi intéressant d'étudier le contenu fréquentiel des signaux mesurés. La réponse du corps humain aux vibrations ne peut pas être expliquée à l'aide d'une unique fréquence fondamentale décrivant le corps dans son ensemble. Chaque élément anatomique possède en effet des propriétés vibratoires spécifiques, propres à chaque individu et à sa posture (HINZ et al. 2002 ; EL-KHATIB et al. 1998). Deux paramètres sont régulièrement utilisés pour décrire la transmission des vibrations : la transmissibilité et l'impédance (M. GRIFFIN 1990). La transmissibilité est le ratio entre les accélérations mesurées en deux points ; généralement le siège et la tête (*Seat To Head Transmissibility*, STHT) (C.-P. DiGIOVINE et al. 2003) ou le plancher et le siège (MAEDA et al. 2003). Elle permet d'étudier l'évolution du signal vibratoire étudié entre deux positions. Si le module de la transmissibilité est supérieur à 1 (resp. inférieur à 1), cela signifie qu'il y a une amplification (resp. diminution) du niveau vibratoire. La mesure de transmissibilité est largement utilisée comme une mesure objective de la dynamique du siège (BHIWAPURKAR et al. 2016). Des exemples typiques

de courbes de transmissibilité entre l'assise et la tête pour différentes postures sont présentées Figure 3.1. L'impédance mécanique est un paramètre qui donne des informations équivalentes. Mais, il s'obtient grâce à la mesure de la force et de l'accélération sur un point unique, généralement sur le siège (MANSFIELD et al. 2001).

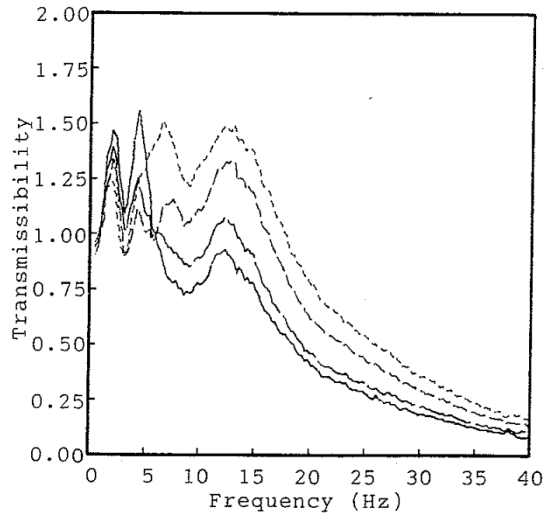


FIGURE 3.1 – Courbes de transmissibilité entre l'assise et la tête pour différentes postures (de la ligne continue aux pointillées les plus fines, un angle du pelvis de 105 degrés, une posture naturelle, un angle de pelvis de 95, et 85 degrés (MESSENGER et M. GRIFFIN 1989).

3.4 Effet des vibrations sur le confort et la santé

3.4.1 Identification des propriétés des vibrations et leur impact sur la santé.

Parmi les effets notables de l'exposition aux vibrations, il a été observé des troubles de la vision et de l'équilibre, une augmentation du temps de réaction, des difficultés à prendre des décisions, ou encore une diminution de la précision des mouvements (M. GRIFFIN 1990). De nombreuses études ont ainsi cherché à identifier comment l'amplitude, la fréquence, la direction des vibrations et la durée d'exposition pouvaient impacter différentes activités. Par exemple, la Figure 3.2 présente les résultats d'une étude sur l'impact de la fréquence et de l'amplitude des vibrations sur l'écriture. A travers cette étude, il a été possible d'identifier que les fréquences proche de 5 Hz impactaient le plus cette tâche, et que plus l'amplitude des vibrations étaient importante, plus l'écriture devenait difficile.

Il a été observé que les gammes de fréquences impactant la santé et le confort de l'humain se situent majoritairement entre 4 et 80 Hz (M. GRIFFIN 1990). En position assise, les fréquences de résonance au niveau cervical, lombaire et à la tête se situent respectivement entre 3 et 5 Hz ; 4 et 7 Hz, et 20 et 40 Hz (EL-KHATIB et GUILLON 2001 ; ZIMMERMANN et COOK 1997). Dans le cadre de l'étude chez le sujet assis, les fréquences entre 4 et 12 Hz sont donc considérées comme particulièrement délétères pour la santé puisqu'elles comprennent les fréquences de résonance du rachis. En ce qui concerne l'amplitude et la durée d'exposition, il a été montré que l'apparition des effets néfastes des vibrations est favorisée par un temps d'exposition et des amplitudes de vibration plus élevés (M. GRIFFIN 1990).

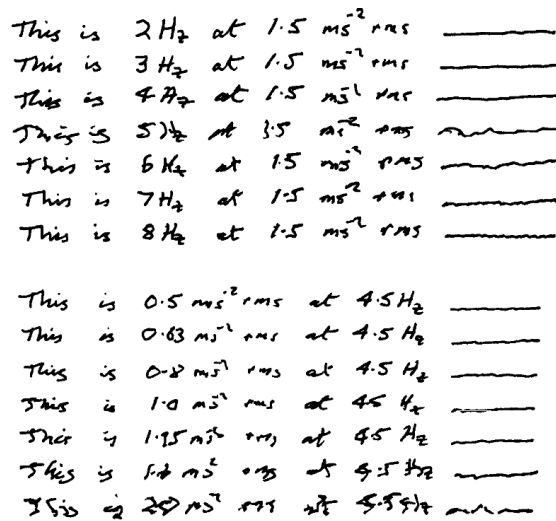


FIGURE 3.2 – Effet de la fréquence et de l'amplitude des vibrations sur l'écriture (M. GRIFFIN 1990).

L'exposition aux vibrations engendre également une augmentation de la consommation d'oxygène (RITTWEGER et al. 2002) et une apparition plus rapide de la fatigue musculaire (T. HANSSON et al. 1991). Cela peut être expliqué par une contraction musculaire plus importante (REHN et al. 2007). DI GIMINIANI et al. (2013) ont notamment observé une activation maximale du vaste latéral pour des fréquences entre 25 et 35 Hz et du gastrocnémien latéral pour des fréquences entre 45 et 55 Hz chez des sujets debouts et en position de squat. La contraction musculaire impliqué par les vibrations peut néanmoins être utile. En effet, les astronautes, et plus récemment le grand public, utilisent les vibrations appliquées au corps humain afin de

faciliter le renforcement musculaire. L'exposition aux vibrations est également utilisé comme traitement contre l'ostéoporose car les vibrations permettraient d'aider à augmenter la densité minérale osseuse chez les personnes ayant une faible masse osseuse (VERSCHUEREN et al. 2004). Cependant, les études comparatives de la littérature révèlent que l'exposition aux vibrations durant l'entraînement ne semble pas avoir d'effet significatif quant à l'amélioration du développement musculaire ou des performances sportives ou sur des tâches fonctionnelles telles que le saut ou l'équilibre statique. Néanmoins, l'ensemble des études observant une amélioration des performances et/ou un développement musculaire plus important que le groupe non exposé aux vibrations ont exposé leurs participants à des vibrations aux propriétés suivantes : fréquence entre 25 et 40 Hz et amplitudes de 4 à 6 mm (SHARMA et HAYAT 2022).

Dans le cadre de la performance sportive, l'étude et le contrôle des vibrations est donc un réel enjeu, aussi bien en vue de limiter le risque de blessures que pour l'optimisation des performances réalisées. Depuis de le début du XXI^e siècle, les études vibratoires lors de la pratique sportive se sont développées afin d'améliorer le matériel dans des sport comme le cyclisme (CREQUY 2015). L'influence du matériel a également été observé dans d'autres sport comme le ski ou le surf (M. TARABINI et al. 2015). La Figure 3.3 présente quelques valeurs d'exposition aux vibrations obtenues lors de différentes activités. Lors de la pratique sportive, les niveaux vibratoires observés sont beaucoup plus élevés que lors des déplacements quotidiens (Figure 3.3). Des études complémentaires lors de la pratique sportive sont donc nécessaires afin de protéger les sportifs.

3.4.2 Les normes régulant l'exposition aux vibration

Dès 1980, en plus des effets inconfortables dus à l'exposition aux vibrations, des études épidémiologiques recensent une prépondérance des douleurs lombaires chez les conducteurs automobiles liées à une dégénérescence des disques intervertébraux (DUPUIS et ZELETT 1987). Sur la base de ces études et afin de préserver la santé des travailleurs, la norme ISO-2631 (1997) a été développée.

La norme ISO-2631 (1997) décrit le protocole de mesure à mettre en place afin d'estimer la durée d'exposition et le niveau vibratoire auxquels les travailleurs sont exposés. Associée à la

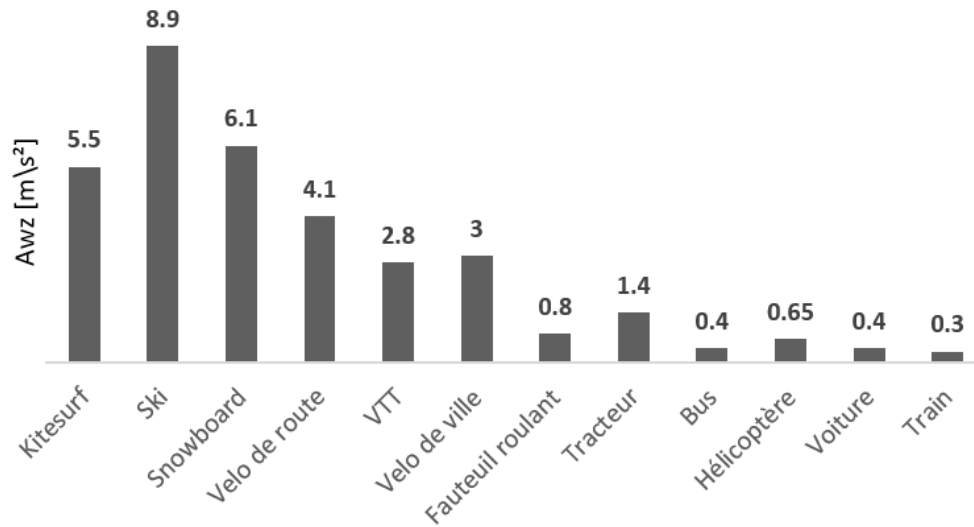


FIGURE 3.3 – Exposition aux vibrations verticales lors de différents activités (CREQUY 2015 ; M. J. GRIFFIN 1976 ; M. TARABINI et al. 2015).

norme ISO-2631 (1997), la directive Européenne 2002/44/EC fixe les seuils à ne pas dépasser dans le cadre de la journée de travail. Au-delà de ces seuils, les travailleurs encourent des risques pour leur santé. Ces seuils ont été définis à partir des observations faites dans l'ensemble des études sur le sujet.

Afin de quantifier l'exposition aux vibrations dans le monde du travail, la norme ISO-2631 (1997) recommande de mesurer les vibrations aux différents points de contact entre le travailleur et l'objet vibrant à l'aide d'accéléromètres. Ces accéléromètres doivent être positionnés tel que x , y et z , soient respectivement selon les axes antéro-postérieur, médio-latéral et longitudinale du corps humain. Comme les effets des vibrations sur l'homme sont liés aux fréquences contenues dans ces dernières, il est important de prendre en considération le contenu fréquentiel de l'accélération mesurée. Des facteurs de pondération sont ainsi appliqués à chaque bande d'octave de l'accélération mesurée afin d'obtenir $a_{wj_i}(t)$, l'accélération pondérée selon la direction j au point i en fonction du temps t . Les valeurs de ces coefficients sont fournies par la norme ISO-2631 (1997) et dépendent de la direction et du point de mesure. Ces facteurs permettent de donner un poids plus important aux vibrations aux fréquences particulièrement délétères pour le corps humain en fonction de la posture (i.e. [4 - 80 Hz] (M. GRIFFIN 1990)).

Pour chaque direction et point de mesure proposé par la norme, la valeur efficace de l'accélération pondérée est calculée pour une durée d'exposition T comme :

$$A_{wh_i} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_{wh_i}(t)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2)$$

En chaque point de mesure, il est alors possible de calculer la valeur efficace de A_{wh_i} en considérant les trois axes à l'aide de l'équation suivante :

$$A_{w_i} = \sqrt{k_x^2 \times A_{wx_i}^2 + k_y^2 \times A_{wy_i}^2 + k_z^2 \times A_{wz_i}^2} \quad (3.3)$$

où k_x , k_y et k_z sont des facteurs dépendant de la posture du sujet, du point de mesure et du centre d'intérêt de l'étude (confort ou santé). Ces valeurs sont données dans la norme ISO-2631 (1997).

Dans le cas d'exposition à des chocs répétés, la norme ISO recommande d'estimer l'exposition aux vibrations avec le paramètre

$$VDV_{hi} = \left[\int_0^T a_{wh_i}(t)^4 dt \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.4)$$

Ce paramètre est plus sensible aux pics d'accélération que A_{w_i} . De même que pour A_{w_i} , VDV_i est un indicateur global intégrant toutes les directions et se calcule comme dans l'équation 3.3.

Sur la base d'une exposition de huit heures, la directive européenne a fixé à $1,15 \text{ m/s}^2$ et à $21 \text{ m/s}^{1.75}$ les seuils quotidiens de A_w et VDV au-delà desquels les travailleurs doivent cesser leur activité jusqu'à ce que des moyens soient mis en place pour réduire leur exposition aux vibrations. Des niveaux d'action ont également été fixés. Pour des niveaux d'exposition inférieurs aux précédentes valeurs seuils, mais supérieurs aux niveaux d'action, l'activité est maintenue mais un plan de réduction de l'exposition aux vibrations doit être enclenché. Pour une exposition quotidienne de 8 heures, les niveaux d'action de A_w et VDV ont été fixés $0,5 \text{ m/s}^2$ et $9,1 \text{ m/s}^{1.75}$.

3.5 Stratégies de réduction de l'exposition aux vibrations

Afin de ne pas dépasser l'exposition aux vibrations recommandée par les normes, différentes voies ont été explorées. Dans le monde des transports, si certaines études se sont focalisées sur le matériel, d'autres se sont intéressées aux travailleurs ou aux paramètres environnementaux.

Concernant l'optimisation du matériel, de nombreuses études ont évalué différents types de suspensions d'assise de voiture, de bus ou de train (MALCHAIRE et al. 1996 ; SHERWIN et al. 2004). Ces études ont montré qu'avec des propriétés adaptées, les suspensions au niveau de l'assise permettaient de diminuer le niveau vibratoire. D'autres études se sont intéressées à la forme et aux matériaux des coussins. La Figure 3.4 présente la transmissibilité à travers différents coussins. L'amplitude, la fréquence et l'amplitude du pics de transmissibilité dépendent de l'épaisseur et des matériaux du coussin. Néanmoins, l'ensemble des coussins présents sur cette figure amplifient les vibrations aux fréquences comprises entre 3 et 6 Hz. Amplifiant les vibrations aux fréquences délétères pour le corps humains, les coussins augmenteraient donc l'exposition aux vibrations des conducteurs.

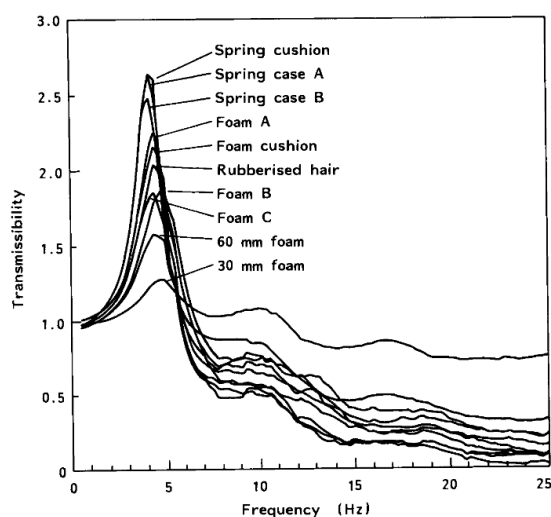


FIGURE 3.4 – Transmissibilité verticale à travers différents coussins pour les passagers de train (CORBRIDGE et al. 1989).

D'autres articles ont comparé les différents types de véhicule (i.e. camion, voiture, bus). Il a alors été observé que des véhicules plus lourds génèrent des niveaux vibratoires plus faibles (MALCHAIRE et al. 1996 ; REHN et al. 2005). En revanche, aucun consensus n'a été trouvé quant

à la pression des pneus. Si certaines études n'observent pas de différence sur le niveau vibratoire à l'assise (MALCHAIRE et al. 1996), d'autres observent une diminution du niveau vibratoire à l'assise avec la diminution de la pression des pneus due à une augmentation de l'amortissement des vibrations (SHERWIN et al. 2004). Il a également été observé que la vitesse et le type de surface influençaient le niveau vibratoire. Une vitesse plus élevée et un sol plus rugueux engendrent en effet un niveau vibratoire à l'assise plus important (J. CHEN et al. 2003 ; MALCHAIRE et al. 1996 ; REHN et al. 2005).

De nombreuses études se sont intéressées à l'impact la posture sur l'exposition aux vibrations. Notamment, l'impact de la présence ou de l'absence de dossier et d'accoudoir a été abordée (EL-KHATIB et al. 1998 ; MILOSAVLJEVIC et al. 2012). Il a été observé que l'exposition aux vibrations était réduite lorsque le contact avec le dossier et/ou les accoudoirs était maintenu. La majorité des études a observé une exposition aux vibrations plus faible (niveau vibratoire inférieur de 10%) dans une posture droite plutôt qu'une posture inclinée ou avachie (HINZ et al. 2002 ; EL-KHATIB et al. 1998). De plus, il a été observé que le niveau vibratoire était plus faible quand la masse du participant était plus importante (J. CHEN et al. 2003 ; MALCHAIRE et al. 1996). Néanmoins, cet effet de la masse reste négligeable en comparaison à d'autres paramètres comme la vitesse ou la présence de suspensions (TIEMESSEN et al. 2007).

La mesure expérimentale étant souvent complexe et coûteuse, des modèles du corps humain ont été développés dans le but d'optimiser l'exposition aux vibrations. Ces derniers permettent notamment de tester un grand nombre de paramètres afin d'optimiser les échanges vibratoires par exemple. Le modèle analytique (combinaison de masses, ressorts, et amortisseurs) est le plus courant car il s'appuie sur les concepts mécaniques des vibrations (MATSUOKA et al. 2003) (Figure 3.5a). Cependant, le développement d'un modèle précis est complexe et l'identification des paramètres d'entrée (masse, raideur équivalente et coefficients d'amortissement) demande des expérimentations lourdes. Il existe d'autres types de modèles comme les modèles par éléments finis (KALSI et R. KUMAR 2020) (Figure 3.5b) qui ont l'avantage de permettre la modification rapide de la géométrie et des matériaux de la structure d'étude. Cependant, la définition des conditions limites des modèles par éléments finis est souvent complexe. Il existe aussi des modèles par régression basés sur des réseaux neurones (ABDEEN et ABBAS 2011). L'entraînement de ce

type de modèles nécessite un jeu de données conséquent.

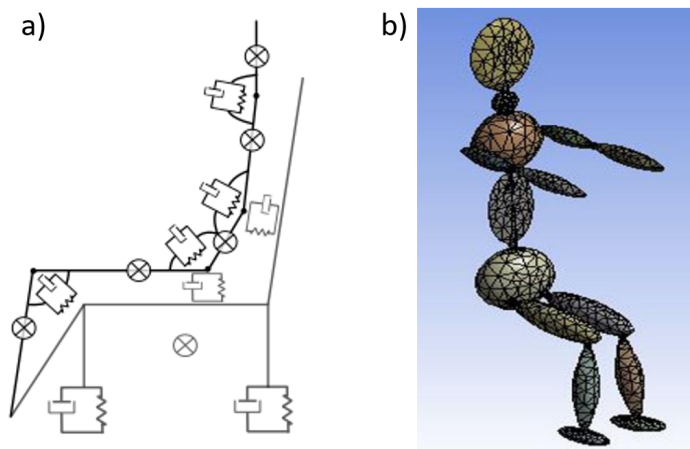


FIGURE 3.5 – Exemple de modèle analytique (a) et éléments finis (b) d'un humain assis (KALSI et R. KUMAR 2020; MATSUOKA et al. 2003).

Chapitre 4

L'exposition aux vibrations lors de la propulsion en fauteuil roulant manuel

4.1 Avant-propos

Intérêt de l'étude

Malgré l'intérêt de l'étude des vibrations afin d'optimiser les performances et de limiter le risque de blessure des athlètes en FRM, aucune étude n'a actuellement investigué ce domaine lors de la pratique sportive en FRM. Cependant, certaines connaissances ont déjà été acquises lors de la propulsion quotidienne. Ainsi, afin de les identifier et de faire émerger les besoins et manques, une étude bibliographique a été réalisée. Celle-ci prend la forme d'une revue systématique : (O. LARIVIERE et al. 2021).

Résumé en français

La propulsion d'un fauteuil roulant manuel (FRM) peut exposer l'utilisateur à des vibrations importantes. L'exposition du corps humain à certaines vibrations peut être préjudiciable à la santé et constituer une source d'inconfort et de fatigue. Par conséquent, l'identification de l'exposition aux vibrations et des paramètres clés influençant la transmissibilité des vibrations pendant la propulsion d'un FRM est cruciale pour protéger les utilisateurs de FRM des risques liés aux vibrations. Dans ce but, une revue systématique utilisant les recommandations PRISMA a été réalisée afin de synthétiser les connaissances actuelles concernant la transmissi-

bilité des vibrations pendant la propulsion des FRM. Les 35 articles trouvés ont été classés en trois groupes : Contenu vibratoire, paramètres influençant la transmission des vibrations, et modélisation de la transmission des vibrations. L'examen a mis en évidence que les utilisateurs de FRM ressentent des vibrations dans la gamme de fréquences préjudiciables/inconfortables pour l'homme ; la transmission des vibrations pendant la propulsion des FRM dépend de nombreux paramètres et est encore peu étudiée et comprise. Une approche de modélisation et de simulation serait un moyen intéressant d'aider les médecins à sélectionner les meilleurs réglages pour un utilisateur spécifique, mais de nombreux travaux (modélisation, identification des propriétés, etc.) doivent être réalisés avant d'être efficaces à des fins cliniques et industrielles.

Mots-clés : Vibration ; Humain ; Fauteuil roulant manuel ; Santé ; Modélisation.

Résumé en anglais

Manual wheelchair (MWC) propulsion can expose the user to significant vibration. Human body exposure to certain vibrations can be detrimental to health, and a source of discomfort and fatigue. Therefore, identifying vibration exposure and key parameters influencing vibration transmissibility during MWC propulsion is crucial to protect MWC users from vibration risks. For that purpose, a systematic review using PRISMA recommendations was realized to synthesize the current knowledge regarding vibration transmissibility during MWC propulsion. The 35 retrieved articles were classified into three groups: Vibration content, parameters influencing vibration transmission, and vibration transmission modeling. The review highlighted that MWC users experience vibration in the frequency range detrimental/uncomfortable for human vibration transmission during MWC propulsion depends on many parameters and is still scarcely studied and understood. A modeling and simulation approach would be an interesting way to assist physicians in selecting the best settings for a specific user, but many works (modeling, properties identification, etc.) must be done before being effective for clinical and industrial purposes.

Keywords: Whole-body vibration; Manual wheelchair; Health; Modeling.

4.2 Introduction

The human body is regularly exposed to vibration during transport, work, or sports activities. Vibration exposure is usually characterized by the exposure time, and by vibration frequency and amplitude. While positive effects of vibration exposure have been reported, to treat osteoporosis (Verschuere et al. 2004) and to increase strength and power in the lower limb muscles (Rehn et al. 2007), for instance, vibration exposure is also assumed to cause deleterious effects on human body integrity (Dupuis and Zelett 1987). Epidemiological studies on truck drivers demonstrated that daily exposure to vibration could increase the risks of developing prostate cancer (Nadalin et al. 2012) and cardiovascular diseases (Massimo Bovenzi 2010). Other articles reported that workers exposed daily to whole-body vibration, such as bus and truck drivers, are more prone to suffer from lower back (M.-H. Pope and T.-H. Hansson 1992; M. Pope et al. 1999) and neck pains (Boninger et al. 2003). These pains could be explained by a deterioration of intervertebral discs; which was observed by Dupuis and Zelett on the lumbar spine of earth-moving machine workers (Dupuis and Zelett 1987). Articles also indicated that vibrations induce discomfort and are associated with an increase in reaction time (Newell and Mansfield 2008) and alterations of both vision and balance (M. Griffin 1990; M. J. Griffin 1976; Nakashima 2006; Tamer et al. 2021a,b). Other physiological effects, such as headaches and digestive disorders, have also been reported by people exposed to whole-body vibration (WBV) (M. Griffin 1990; Ronchese and Bovenzi 2012). Lastly, other articles have shown that vibration exposure increases muscular and psychological fatigue (M. J. Griffin 2007; Haward et al. 2009).

The comparison of the articles highlighting either detrimental or beneficial effects of vibration exposure revealed that the vibration characteristics differed in terms of frequency, and duration of exposure. Truck drivers are exposed to vibration resulting in amplitude up to 4 m.s^{-2} in a frequency range below 20 Hz during 8 to 12 h per day (M. Griffin 1990). Similar values were observed on a riding cyclist (Gao et al. 2018). However, in the case of osteoporosis treatment, people are exposed to vibration with similar amplitude ($3 - 10 \text{ m.s}^{-2}$), but with both higher frequencies (30-40 Hz) and shorter exposure time (less than one hour per week distributed in 15 min sessions) (Beck and Norling 2010).

Under this framework, guidelines were developed for workers' health protection. European directive 2002/44/EC (Directive 2002) and the International Standard Organization (ISO), through ISO-2636-1 (mechanical vibration and shock, evaluation of human exposure to whole-body vibration) (ISO-2631 1997), weighted the acceleration measured at the interface between the vibrating structure and the human to give higher importance to frequencies deleterious for the human body. Based on the weighted acceleration, two parameters were defined: The effective value of the weighted acceleration (w-RMS, unit: m.s^{-2}) and the vibration dose value (VDV, unit: $\text{m.s}^{-1.75}$). The second parameter, VDV being more sensitive to the acceleration peaks, is recommended to estimate the amount of vibration for the case of inherent shock exposure (ISO-2631 1997) Based on an eight-hour of exposure, a limit was defined at 1.15 m.s^{-2} for w-RMS and $21 \text{ m.s}^{-1.75}$ for VDV, above which workers should no longer perform their tasks until means have been put in place to reduce exposure to vibration. For an exposure value lower than the exposure limit, but higher than an action level value (i.e., w-RMS = 0.5 m.s^{-2} and VDV = $9.1 \text{ m.s}^{-1.75}$ for an eight-hour of exposure), people are still allowed to work, but with a plan to reduce vibration exposure to a level below the action level value. To reduce vibration exposure, for example, protection equipment can be set up, or a decrease of the daily exposure time may be planned. However, VDV and w-RMS parameters do not consider the interaction with the human body (i.e., effect of the muscular control, or tissue properties) (Delphine Chadeaux et al. 2021; El-Khatib and Guillon 2001; Marco Tarabini et al. 2013). Consequently, other parameters, such as transmissibility, have also been proposed in the literature.

In addition to these guidelines, various mathematical models of the human body were developed to predict the amount of vibration and identify parameters that could decrease vibration exposure. Among the different models, the models based upon lumped parameters are the most common for predicting WBV transmission (Delphine Chadeaux et al. 2021). These models are based on the transfer function between different points of the human body and are composed of mass, springs, and dampers. Many lumped models were developed to represent people seated on a dynamic seat (Arslan 2015). The drawback of these models is that they are often developed to describe a unidirectional dynamic response, and they are not consistent with the human properties (anthropometry and joints' degrees of freedom) (Tamer et al. 2021a; Zanoni et al. 2020). Therefore, finite element models (Kalsi and R. Kumar 2020) were recently proposed. This model

provides a good representation of the human body. However, they need a high computational cost. Conversely, regression models based on a neural network (Gohari et al. 2012) are accurate without a high computational cost. However, such models did not represent the human body. Therefore, a compromise could be the multibody models considering body non-linearities without a high computational cost (Khakpour 2017; Tamer et al. 2021a,b; Zanoni et al. 2020).

In that respect, guidelines and models were developed in the work field to protect the human body from vibration exposure. However, such guidelines do not consider the vibration exposure in everyday life. Especially, manual wheelchair (MWC) users, using their MWC, are particularly exposed to vibration in their everyday life. Such exposition could explain some MWC users' comorbidities, such as lower back pain (Maeda et al. 2003), for instance. Besides, vibration exposure also increases the rate of fatigue (D. P. VanSickle et al. 2001). Hence, vibration exposure could limit the functional activity and community participation of MWC users. However, the direct application of results and standards based on healthy people to MWC users is questionable. The pathologies and hand propulsion strategies of MWC users may influence vibration transmission through the body, due to specific muscular control and posture. Moreover, reducing the daily duration of MWC use is not feasible since the MWC is the sole means of transport. Hence, studies about vibration exposure and transmission through the body, specific to MWC users, are relevant. This is all the more important as, despite the existence of the ISO 16840-2:2014 standard (ISO-16840 2016) related to shock absorption of the wheelchair seat cushion, MWC users are still suffering from lower back and neck pain (Boninger et al. 2003; Maeda et al. 2003).

While a large number of articles focusing on vibration exposure/transmission in the seated able-bodied human currently exists, the differences between able-bodied participants and MWC users may not transfer the results from this literature to the MWC user population. Therefore, this article aimed to establish the current state of knowledge regarding vibration exposure and the effect of its transmission from the wheelchair to the user. Through a systematic review of the literature based on PRISMA recommendations, this article synthesizes the current knowledge of vibration transmission during MWC propulsion.

4.3 Materials and Methods

4.3.1 Search Strategy

A systematic search, based on the methodology of Harris et al. (2014)) and Moher et al. (2009), was performed to identify articles studying vibration transmission during MWC propulsion. PubMed, Scopus, Science Direct, and IEEE Xplore databases were searched for relevant articles. The request, launched in June 2020, was the following: Wheelchair AND (Vibration* OR Acceleration OR Shock* OR Modal analysis OR Dynamical analysis*).

4.3.2 Article Selection

Articles were selected according to the flow diagram recommended by PRISMA (Harris et al. 2014; Moher et al. 2009; Page et al. 2021). After removing duplicates, all titles were screened, and articles were selected with respect to inclusion/exclusion criteria. The inclusion criterion was all articles dealing with vibration transmission during MWC propulsion. Exclusion criteria were: Articles about other propulsion systems than handrim propulsion, car MWC restraint system, friction of MWC casters, and article not written in English. Then, all remaining abstracts and articles were finally read. The selected articles were divided into three categories depending on their topic: Vibration contents; parameters affecting vibration transmission; and modeling of vibration transmission.

4.4 Results

4.4.1 Generality

The initial search returned 657 articles. Removing duplicates resulted in 423 remaining articles. After excluding articles based on the exclusion criteria, 35 articles were finally selected and considered for review. This approach is summarized in Appendix IV.

The 35 articles considered populations between one and thirty-seven participants, including able-bodied (AB) participants; spinal cord injured (SCI) participants; participants suffering from multiple sclerosis, spina bifida, or lower extremity amputation; or dummy. AB and SCI participants were investigated in 16 and 14 articles, respectively. Vibration exposure had various

origins based on the MWC propulsion: Over the ground in real daily-life conditions (2 articles), on different specific floor types (7 articles), over a simulated road course which is a standardized course reproducing in a limited duration several classical real-life (10 articles), or on a treadmill (1 article). The vibration and shock exposure can also be produced by a vibrating platform (3 articles), an indenter drop (4 articles), or a drum shock simulator (rotating drum with a small metal rod fixed along the drum length) (4 articles). Vibration exposure was quantified through accelerometers measurements (34 articles), but measurement points were varied: On the seat (26 articles), on the backrest (3 articles), on the footrest (7 articles), on the MWC frame (10 articles), and/or on the participant's head (helmet or bite bar) (9 articles). Most of the articles used 3D accelerometers (28 articles) to investigate the vibration exposure in 3D (6 articles), along the anteroposterior and vertical direction (12 articles), or the vertical direction only (8 articles). Regarding the frequency domain, except for two articles, vibration exposure was mostly investigated below 120 Hz (i.e., human body frequency range). The sampling rate varied from 60 to 3750 Hz: Specifically at 60 Hz (1 article), 100 Hz (1 article), 200 Hz (10 articles), 500 Hz (3 articles), 960 Hz (1 article), 1000 Hz (5 articles), 2000 Hz (6 articles), 3200 Hz (1 article), or 3750 Hz (1 article). Most papers studied vibration exposure during propulsion at the speed of daily life (i.e. 0.8-1.2 m/s), and only two papers observed it at speeds equivalent to those observed during MWC sports (2.5 - 2.8 m/s (Mitani et al. 2006; Waga et al. 2020)). Articles that controlled input vibration observed various vibration properties. Input frequency was up to 15, 100, and 250 Hz for the work by authors of (Kawai and Matsuoka 2000), (Maeda et al. 2003), and (Skendraoui et al. 2018), respectively, while the amplitude varied from 0.4 to 2 m.s^{-2} , around 0.1 m.s^{-2} and up to 0.4 m.s^{-2} .

To describe vibration exposure, a set of parameters was commonly derived from the acceleration signal. The acceleration signal could be processed in the time domain (t-Acc), in the frequency domain (f-Acc), or be frequency-weighted in the time domain (w-Acc). Calculation of the w-Acc is presented at equation B1 in Part I Chapter 1 Section 3.4.2. Parameters of interest are defined as presented in Table 4.1 and Figure 4.1.

Parameters	Symbol	Unit	Nature	Formula	Interpretation
Maximum value of the acceleration in time domain	P_{t-Acc}	$m.s^{-2}$	Scalar	/	Peak level of vibration
Maximum value of the frequency weighted acceleration in time domain	P_{w-Acc}	$m.s^{-2}$	Scalar	/	Peak level of vibration
Maximum value of the acceleration spectrum	P_{f-Acc}	$m.s^{-2}$	Scalar	/	Peak level of vibration
Root mean square of the t-Acc	a-RMS	$m.s^{-2}$	Scalar	$[\frac{1}{T} \int_0^T Acc(t)^2 dt]^{\frac{1}{2}}$	Mean level of vibration over the time of exposure (T)
Root mean square value of the w-Acc	w-RMS	$m.s^{-2}$	Scalar	$[\frac{1}{T} \int_0^T w - Acc(t)^2 dt]^{\frac{1}{2}}$	Mean level of vibration over the time of exposure (T)
Vibration dose value	VDV	$m^2/s^{1.75}$	Scalar	$[\int_0^T Acc(t)^4 dt]^{\frac{1}{4}}$	Mean level of vibration over the time of exposure (T) taking more importance on high value
Power spectral density per octave	PSD	$m^2.s^{-4}/Hz$	Scalars	$\frac{1}{f_2-f_1} [spectrum(Acc)]^2$	Energy for each band of frequency from the frequency f_1 to f_2
Vibration transmissibility of t-Acc or f-Acc maximum, w-Acc maximum, a-RMS or VDV between two point of measure	T_{t-Acc} T_{f-Acc} T_{w-Acc} T_{a-RMS} T_{VDV}	None	Scalar	$T_{VDV} = \frac{VDV_{Seat}}{VDV_{Footrest}}$	A transmissibility superior to one means that the amount of vibration was amplified. Lower to one the vibration is damped by the system
Transfer function	H	None	Vector	$\frac{S(Acc_i) \times S(Acc_o)^*}{S(Acc_i) \times S(Acc_i)^*}$	Transmissibility between input (Acc_i) and output (Acc_o) measurement in the frequency domain (S);* is the conjugate value
Eigenfrequency	f	Hz	Scalars	Peaks and phase change over transfer functions between different points of a system	Frequencies at which a system tends to oscillate in absence of forces

Table 4.1 – Parameters of interest reported for vibration exposure during MWC propulsion.

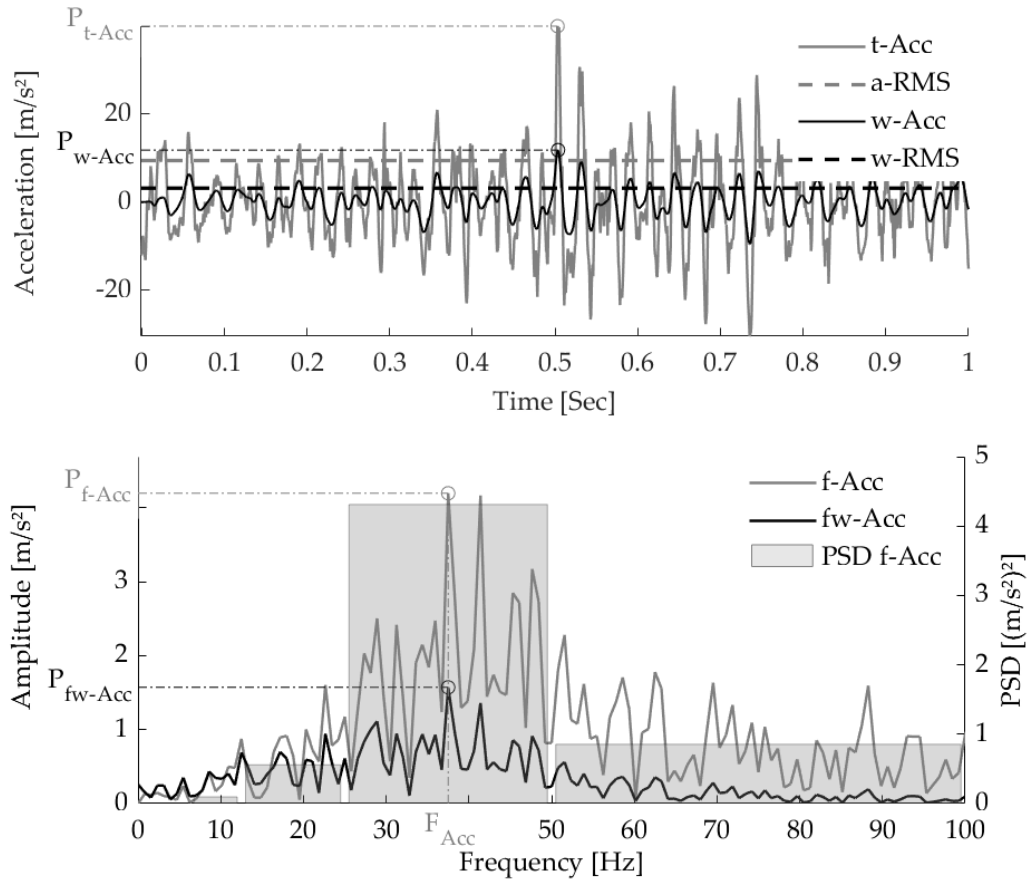


Figure 4.1 – Representation of an acceleration signal in both time and frequency domains and the different parameters extracted in the articles were t-Acc, w-Acc are the acceleration and frequencies pondered signal in the time domain, f-Acc, fw-Acc are the acceleration and frequencies pondered spectrum and Pt-Acc, Pw-Acc, Pf-Acc, Pfw-Acc are peak level of each signal, respectively. A-RMS and w-RMS are the mean level of t-Acc and w-Acc, respectively. PSD F_{Acc} is the power spectral density of the f-Acc.

4.4.2 Vibration content reaching the human body

Twenty-seven papers focused on describing the vibration content at which the human body is exposed during MWC propulsion. Results were presented under five sub-categories: Vibration direction (5 articles), amount of vibration (14 articles), vibration frequencies (12 articles), vibration transmissibility (6 articles), and pathologies related to vibration exposure (3 articles).

Vibration direction

Five articles studied vibration direction during MWC propulsion. One article considered the MWC only. For the other articles, the number of participants ranged from 10 to 33, and the studied population were AB (2 articles), or MWC users (3 articles). Data were acquired during real daily-life propulsion (1 article), over a simulated road course (3 articles), or on a treadmill (1 article). Accelerometers were placed on the seat (4 articles), on the MWC frame (2 articles), and/or on the participant's head (2 articles). Acceleration was observed along the three directions (3 articles), along the anteroposterior and vertical directions (2 articles), and for frequency sampling above 100 Hz. Parameters studied were w-RMS (1 article), VDV (1 article), T_{VDV} (3 articles), PSD (1 article), or users feeling through a survey (1 article).

All articles reported that the acceleration during MWC propulsion was preponderantly in the vertical direction, compared to the mediolateral component (see Table reftab2). For instance, during propulsion on a treadmill, Waga et al. (2020) obtained PSD of 4.8 and 18.8 $m^2/s^{-4}/Hz$ for mediolateral, and vertical directions, respectively, on an aluminum MWC frame and in the critical 10 - 20 Hz frequency band. This result is in agreement with those of Maeda et al. (2003), who reported that MWC users felt more discomfort for vibration in the vertical direction (79 % of MWC users versus 8 % and 13 % for anteroposterior and mediolateral directions, respectively). Regarding anteroposterior, only C.-P. DiGiovine et al. 2003 observed a lower T_{VDV} between the seat and the MWC users head in the anteroposterior direction than in the vertical direction (i.e., 0.9 - 2.1 and 2.4 - 7.3, respectively). Other articles (Chénier and Aissaoui 2014; C. P. DiGiovine et al. 2003; Waga et al. 2020) reported similar T_{VDV} , mean of acceleration, or PSD for the vertical and anteroposterior directions (see Table 4.2).

Article	Method	Participant	Fs[Hz]	Parameters	Value			
					V	AP	ML	Norm
Maeda et al. 2003	Daily-life conditions	33 MWC users	—	Discomfort percentile (%)	79	13	8	—
Waga et al. 2020	Treadmill -5km/h	Empty	100	PSD 0 - 10 Hz (Seat)	7.6 - 10.7	7.7 - 9.7	4.8 - 5.7	—
				PSD 10 - 20 Hz (Seat)	18.8 - 25.4	4.1 - 7.8	3.4 - 4.8	—
DiGiovine et al. 2003	Simulated road course	32 MWC users	200	T_{VDV} (Seat/Head)	2.4-7.3	0.9-2.1	—	2.4 - 7.4
Chénier et al. 2014	Simulated road course	10 AB	3200	t-Acc [$m \cdot s^{-2}$] (Seat)	Highest	Comparable to V	80% lower than V and AP	—
DiGiovine et al. 2003	Simulated road course	10 AB	200	T_{VDV} (Seat/Head)	0.4-2.0	0.9-1.5	—	0.4-1.8

Table 4.2 – Summary table of the reviewed studies regarding vibration direction: Vertical (V), anteroposterior (AP) and mediolateral (ML) direction.

Finally, while all articles agreed on the low amount of vibration in the mediolateral direction compared to the vertical direction, the importance of the anteroposterior direction regarding the amount of vibration is still under-discussed.

Amount of vibration

Fourteen articles studied the amount of vibration at which MWC users are exposed. The number of participants ranged from 1 to 37, and the studied population were AB (6 articles), MWC users (5 articles), or both AB and MWC users (1 article). One article was done with two dummies. Data were acquired during real daily-life propulsion (1 article), on different floor types (4 articles), over a simulated road course (3 articles), on curbs (3 articles), or on a drum shock simulator (2 articles). Accelerometers were placed on the seat (13 articles), on the backrest (2 articles), on the footrest (5 articles), on the MWC frame (5 articles), and/or on the participant's head (3 articles). Acceleration was observed along the three directions (3 articles), along the anteroposterior and vertical directions (6 articles), or the vertical direction only (5 articles); and with sampling frequencies above 200 Hz, except for one article (60 Hz). Parameters studied were a-RMS (2 articles), w-RMS (6 articles), VDV (3 articles), Pt-Acc (7 articles), Pw-Acc (2 articles), Pf-Acc (2 articles), PSD (2 articles).

On the eight articles that addressed the amount of vibration transmitted to the MWC, six estimated the VDV and/or w-RMS, as recommended by the ISO 2631 standard for seated people (ISO-2631 1997). Two articles measured a-RMS without applying frequency weight to the acceleration. For the seat, a-RMS or w-RMS were computed to investigate vibration and VDV for shock-induced vibration.

Despite differences in the time of exposure and evaluation method, articles agreed that MWC users are exposed to vibration levels exceeding the standards recommendations (Chénier and Aissaoui 2014; J. Duvall et al. 2013; Garcia-Mendez et al. 2013; Hashizume et al. 2008; D. P. VanSickle et al. 2001; E. Wolf et al. 2005). MWC users tend to be exposed to vibration for about 13 h per day (Garcia-Mendez et al. 2013). The amount of vibration (i.e., w-RMS and VDV) at which MWC users are exposed was usually compared to the health caution zone limit for 8 h of exposure. As the time of exposure is, in reality, greater than eight hours, the health

caution limit is exceeded. Besides, depending on ground surface properties (e.g., roughness), the limits of vibration exposure recommended by the ISO 2631 (ISO-2631 1997) and JIS B 7760-2 (Committee et al. 2004) standards are exceeded with a time of exposure between 1.6 and 13.4 h (Rory A Cooper et al. 2004; E. Wolf et al. 2005).

The amount of vibration at the footrest was only considered in three articles. Nevertheless, when MWC is considerate with a participant, articles reported a higher amount of vibration (i.e., a-RMS, and Pt-Acc) on the footrest than on the seat (i.e., 0.3-0.8 and 0.8-2.3 m.s^{-2} for the a-RMS on the seat and footrest, respectively (E. Wolf et al. 2005)). Besides, the amount of vibration (VDV and w-RMS) at the backrest was found lower than at the seat (0.55 and 0.83 m.s^{-2} , respectively (Garcia-Mendez et al. 2013)).

Besides, during over-ground propulsion, Garcia-Mendez et al. (2013) showed that MWC users are exposed to inherent shocks with high amplitude. These shocks were also represented in experimental conditions. Many articles were done on a simulated road course with a drop, bump, or in a shock simulator. Shock generates high amplitude acceleration, explaining why Pt-Acc, Pw-Acc, and Pf-Acc were observed in many articles studying shock during MWC propulsion (9 articles). However, a comparison of acceleration peaks between the articles is difficult. The method used to generate the shocks differed between the articles, which induced differences in acceleration. Hence, PAcc varied noticeably between articles (see Table 4.3). For instance, on the seat, Pw-Acc ranged from 8 to 33 m.s^{-2} for curb descent (Kwarciak et al. 2008) and from 3 to 8 m.s^{-2} for propulsion on a simulated road course (Hischke and Reiser II 2018). Drum shock simulator (inducing acceleration of 1 to 4 m.s^{-2}) generates lower Pt-Acc at the head than curb descent (13 to 17 m.s^{-2}) (Requejo et al. 2008, 2009). Therefore, drum shock simulators apply on MWC lesser loads than curb descent in real daily-life conditions. Yet, the drum shock simulator is one of the methods currently used to test MWC in ISO standard (ISO-16840 2016). Furthermore, lower Pw-Acc value (i.e., 3-8 m.s^{-2} (Hischke and Reiser II 2018) and 8-33 m.s^{-2} (Kwarciak et al. 2008)) than Pt-Acc value (i.e., 10-27 m.s^{-2} (Hischke and Reiser II 2018) and 19-68 m.s^{-2} (Kwarciak et al. 2008)) were observed, which indicates that acceleration peaks were above the frequency range that is deleterious for the human body.

Article	Method	Participant	Fs [Hz]	Measurements point	a-RMS [m.s ⁻²]	w-RMS [m.s ⁻²]	VDV [m.s ^{-1.75}]	Value				
								P_{l-Acc} [m.s ⁻²]	P_{u-Acc} [m.s ⁻²]	P_{f-Acc} [m.s ⁻²]	F-Acc [Hz]	
Chénier et al. 2014	Simulated road course	10 AB	3200	Seat (V) Seat (AP,V)	—	0.2 - 0.9 0.6 - 1.1	0.6 - 1.6 1.1 - 1.7	—	—	—	—	—
Hashizume et al. 2008	Slop (7) & Curb (6)	1 AB	—	Seat (Norm)	1 - 3	—	—	10 - 15	—	—	—	—
Duvall et al. 2013	Floor section (15)	32 MWC users	2000	Seat (V) Backrest (V) Footrest (V)	—	0.5 - 5.4 0.4 - 2.8 0.6 - 4.7	—	—	—	—	—	—
Garcia Mendez et al. 2013	Daily-life conditions	37 MWC users	60	Seat (AP,V) Backrest (AP)	—	0.83 0.55	17,3 12,1	—	—	—	—	—
Wolf et al. 2005	Floor section (6)	10 AB	1000	Seat (V)	—	0.3 - 0.8	—	—	—	—	—	—
Cooper et al. 2004	Floor section (6)	10 AB	1000	Seat (Norm) Footrest (Norm)	—	—	—	—	5.3 - 18.2 14 - 41	2 - 10 4 - 12	—	—
Wolf et al. 2007	Floor section (9)	10 AB	200	Seat (V) Footrest (V)	—	0.3 - 0.8 0.8-2.3	—	—	—	—	—	—
Kwarciak et al. 2008	Curb (3)	1 SCI	200	Seat (V)	—	—	—	19 - 68	8 - 33	—	—	—
Hisceke et al. 2018	Simulated road course (4)	10 AB	2000	Seat (AP,V)	—	1.2 - 1.4	14 - 35	10 - 27	3 - 8	—	—	—
Requejo et al. 2008	Drum shock simulator	10 SCI	2000	Head (V) Head (AP)	—	—	—	0.1 - 0.4 g 0.1 - 0.7 g	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curb (1)	8 SCI	2000	Head (V) Head (AP)	—	—	—	1.3 - 1.7 g 1.1 - 1.9 g	—	—	—	—
Vorrink et al. 2008	Simulated road course (9)	22 AB 13 SCI	1000	Footrest (AP,V) Frame (AP,V)	0,4 0,3	—	—	2.7 - 3.4 g 1.9 - 2.2 g	—	—	—	—
Cooper et al. 2003	Drum shock simulator	2 dummies (100 & 72 kg)	1000	Seat (Norm) Footrest (Norm)	—	—	—	—	6.3 - 18.2 6.1 - 18.6	7 - 10 4 - 15	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum Shock simulator & Curb	11	—	Head (V)	—	—	—	0.8 - 2.0 g	—	—	—	—

Table 4.3 – Summary table of reviewed studies regarding the investigation of the amount of vibration.

Frequency content of vibration

Twenty articles studied vibration frequency. One article investigated only the MWC. For the other articles, the number of participants ranged from 2 to 32, and the studied population was AB (4 articles), MWC users (4 articles), or both AB and MWC users (1 article). Two articles were done with dummies. Data were acquired on different floor types (2 articles), over a simulated road course (5 articles), over a treadmill (1 article), on a vibrating platform (3 articles), or on a drum shock simulator (2 articles). Accelerometers were placed on the seat (4 articles), on the footrest (3 articles), on the MWC frame (6 articles), and/or on the participant's head (helmet or bite bar) (9 articles). Acceleration was observed along the three directions (6 articles), along the anteroposterior and vertical directions (2 articles), or along the vertical direction only (4 articles); and with sampling frequencies above 100 Hz. Frequencies of vibration to which MWC users are exposed were identified with an experimental modal analysis of the MWC (i.e., MWC eigenfrequencies) (3 articles), as the peaks of f-Acc (4 articles), or of Tf-Acc (5 articles). Tf-Acc were observed between the floor and the seat (Maeda et al. 2003), between the MWC frame and the participant's head (D. P. VanSickle et al. 2001), through the cushion (Garcia-Mendez et al. 2013), between the seat and the participant's head (C.-P. DiGiovine et al. 2003), or the backrest and the participant's head (C. P. DiGiovine et al. 2003).

The analysis of these articles shows that MWC users are exposed to vibration at frequencies deleterious for the seated human body (i.e., 4-12 Hz (ISO-2631 1997)). All articles identified at least one peak of acceleration (MWC eigenfrequencies, F_{Acc} on MWC, or Tt-Acc between MWC and the user) in this frequency range: 4 Hz (4 articles), and 7 and 8 Hz (5 articles) (see Table 4.4). Moreover, these frequencies felt uncomfortable to MWC users. During a study on a vibrating platform (speed: 0.4 to 1 m/s; frequencies: 1 to 15 Hz), participants reported more discomfort for frequencies between 4 and 7 Hz (Kawai and Matsuoka 2000). As mentioned by C. P. DiGiovine et al. (1999), frequencies between 2 and 8 Hz could be associated with individuals' natural frequencies and frequencies at 15-16 Hz to the MWC. This is supported by Skendraoui et al. (2018), who identified MWC eigenfrequencies at 16 Hz, 22-23 Hz, and 30 Hz through experimental modal analysis. However, for sport MWC's solely in dynamic conditions, frequencies lower than 15 Hz (i.e., 11-12 Hz) were observed for Pf-Acc (Waga et al. 2020).

Article	Method	Participant	Fs[Hz]	Value										
				F _{Acc} [Hz]		Pabs [Hz]		TF-acc [Hz]		Transfer function [Hz]		F0 [Hz]		
				Frame (V)	Footrest (Norm)	Seat (Norm)	Seat (V)	Seat (V)	Seat/seat (V)	Floor/seat (V)	Seat/head (V)	Back/head (V)	Frame/head (V)	
Maeda et al. 2003	Vibrating platform	10 AB	500	—	—	—	—	—	—	5-7	8	—	—	—
Vansickle et al. 2001	Simulated road course (8)	16 MWC users	960	—	—	—	—	—	—	13-15	—	—	8	—
Waga et al. 2020	Treadmill - 5 km/h - 10 km/h	Empty	100	12-13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Kawai et al. 2000	Vibrating platform	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 5 7 8
Skendraoui et al. 2019	Vibrating platform	Empty	500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	16 23 31
Digiovine et al. 2003	Simulated road course (8)	32 MWC users	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	AP: 12-23 V: 7-13 norm: 16-23
Digiovine et al. 2003	Simulated road course (10)	10 AB	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	AP: 13-23 V: 7-12 norm: 15-22
Cooper et al. 2004	Floor section (6)	10 AB	1000	—	4-12	2-10	—	—	—	—	—	—	—	AP: 25-50 V: 5-40 norm: 20-60
Garcia Mendez et al. 2012	Simulated road course (9)	14 AB	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
Digiovine et al. 1999	Simulated road course (9)	14 AB	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.5 5.9 9.3 22.5 29.9 24.4
Cooper et al. 2003	Drum shock simulator (100 kg)	2 dummies (100 kg)	1000	—	11 ± 15	9 ± 5	—	—	—	—	—	—	—	9 ± 10 15 ± 17 4 ± 2 9 ± 14 10 ± 11
Brown et al. 2017	Drum shock simulator	10 SCI	2000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4 & 7 2 & 12

* No significant differences for this parameter on frequency value ** Frequency of leaning peaks

Table 4.4 – Summary table of reviewed studies regarding vibration frequency during MWC propulsion.

Vibration transmissibility

Six articles studied vibration transmissibility. One article considers the MWC only. For the other articles, the number of participants ranged from 10 to 32, and the studied population were AB (5 articles), or MWC users (1 article). Data were acquired over a simulated road course (5 articles), or a vibrating platform (3 articles). Accelerometers were placed on the seat (6 articles), on the MWC frame (1 article), or on the head (3 articles). Acceleration was observed along the three directions (2 articles), along the anteroposterior and vertical direction (1 article), or along the vertical direction only (4 articles); and with sampling frequencies above 200 Hz. Depending on the articles, parameters were observed for frequency ranges from 0-20 to 0-100 Hz. Parameters studied were Ta-RMS (1 article), T_{VDV} (3 articles), Tt-Acc (2 article), Tf-Acc (1 articles).

Regarding T_{VDV} (Chénier and Aissaoui 2014; C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003), Tw-RMS (Chénier and Aissaoui 2014; C. P. DiGiovine et al. 2000), or transfer function between the floor and the seat (Maeda et al. 2003), all articles reported value above one (see Table 4.5), which reveals that the MWC/user system tends to amplify the amount of vibration. Regarding Tf-Acc through the cushion, Garcia-Mendez et al. (2013) obtained values between 1 and 1.2. On the other hand, C. P. DiGiovine et al. (2000) reported that Tt-Acc between the seat and the head was lower than one. Hence, the user/cushion system can reduce the shock amplitude, but not the vibration transmissibility (i.e., 0.4-0.5 and 1.3-1.4, for Tt-Acc and Ta-RMS, respectively) (C. P. DiGiovine et al. 2000).

Pathologies

Three articles studied MWC pathologies probably induced by vibration exposure. The number of participants ranged from 10 to 37, and the studied population was MWC users (2 articles), or AB and MWC users (1 article). Data were acquired in real daily-life conditions (1 article), over a vibrating platform (3 articles), as well as a survey (3 articles). Accelerometers were placed on the seat (2 articles), on the backrest (1 article), and/or on a vibrating platform (1 article). Acceleration was observed along the anteroposterior and vertical direction (1 article), or along the vertical direction only (1 article). Parameters studied were w-RMS (1 article), T_{VDV} (1 article), and the Tf-Acc (1 article).

Article	Method	Participant	Fs[Hz]	Measurements point	Tvdv		Tt-Acc		Ta-rms		H
					V	AP	V + AP	Norm	V	V + AP	
Maeda et al. 2003	Vibrating platform	10 AB	200	Floor/Seat	—	—	—	—	—	—	1.3 - 2.6
Digiovine et al. 2003	Simulated road course	32 MWC users	200	Seat/Head	2.4 - 7.3	0.9 - 2.1	—	2.4 - 7.4	—	—	—
Chenier et al. 2014	Simulated road course	10 AB	3200	Frame/Seat	0.4 - 1.5	—	0.5 - 1.0	—	0.4 - 1.5	0.5 - 1.0	—
Digiovine et al. 2003	Simulated road course	10 AB	200	Seat/Head	0.4 - 2.0	0.9 - 1.5	—	0.4 - 1.8	—	—	—
Garcia Mendez et al. 2012	Simulated road course	14 AB	200	Seat/Seat	—	—	—	—	—	1.0 - 1.2	—
Digiovine et al. 2000	Simulated road course	10 AB	200	Seat/Head	—	—	—	0.4 - 0.5	—	—	1.3 - 1.4

Table 4.5 – Summary table of reviewed studies regarding investigation vibration transmissibility.

Surveys revealed that MWC users complained about vibration transmitted at the neck, lower back, and but-tocks (Boninger et al. 2003; Maeda et al. 2003). Besides, Garcia-Mendez et al. (2013) observed a prevalence of lower back pain in the MWC users population. Vibration levels (w-RMS, and VDV) did not differ between groups with and without low back pain ($0.8 \pm 0.1 \text{ m.s}^{-2}$ vs. $0.9 \pm 0.2 \text{ m.s}^{-2}$, respectively) (Garcia-Mendez et al. 2013). The relationship between vibration exposure and some of the MWC user's pains has not been assessed yet. However, despite this uncertainty, the frequencies of the transfer function peaks (i.e., 5-7, 8 and 12-15 Hz) along with MWC users' complaints (i.e., neck, lower back, and buttocks) identified by Maeda et al. (2003) were consistent with the results of Whitham and Griffin (Whitham and M. J. Griffin 1977). This last article indicated that vertical vibration in the range of 4 to 16 Hz produced discomfort in both the upper torso and head (Whitham and M. J. Griffin 1977).

4.4.3 Parameters influencing vibration transmissibility

Regarding the 29 papers related to the parameters influencing vibration transmissibility during MWC propulsion, three sub-categories were outlined: Environmental parameters (i.e., floor surface, obstacles) (9 articles); MWC elements (i.e., frame (3 articles), wheel (1 article), suspensions (9 articles), and cushions and backrest (9 articles)); and users' parameters (i.e., speed, muscular control) (10articles).

Environmental parameters

Nine articles studied the effect of environmental parameters on vibration transmissibility. The number of participants ranged from 10 to 32, and the studied population were AB (4articles), MWC users (3articles), or both AB and MWC users (1article). One article was done with a dummy. Data were acquired for different floor types (7articles), or on curbs descent and ascent (2articles). Accelerometers were placed on the seat (8articles), on the backrest (2articles), on the footrest (5articles), and/or on the MWC frame (1article). Acceleration was observed along the three directions (4 articles), or along the vertical direction only (4articles); and with sampling frequencies above 200Hz. Parameters studied were a-RMS (1article), w-RMS (3articles), Pt-Acc (2articles), Pw-Acc (1article), Pf-Acc (3articles), or PSD (1article).

Poured concrete (i.e., the most common pedestrian pathway; see Surface 1, Table 4.6) is one of the surfaces that induced the highest amounts of vibration whatever the observed parameter (i.e., w-RMS, PSD, or Pt-Acc) (Rory A Cooper et al. 2004; E. Wolf et al. 2007, 2005). Interior laboratory granite surface and poured concrete showed similar values in w-RMS (0.15 and 0.2 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$, respectively) (DZIECHCIOUSKI and Kromka-Szydek 2016). Therefore, indoor and outdoor mostly used floors are those that induce the highest amount of vibration. Concrete Holland paver with no bevel (i.e., surface 2 on Table 4.6) is the pedestrian pathway with the lowest amount of vibration estimated by w-RMS, PSD, and Pt-Acc (Rory A Cooper et al. 2004; E. Wolf et al. 2007, 2005).

The user's acceptability of the floor tends to decrease as surface roughness increases. On a 0 to 5 scale (where 5 reflects very good acceptability), floors with a 16 mm/m and 108 mm/m roughness, obtained a score of 4.4 and 1.8, respectively (J. Duvall et al. 2013). Furthermore, w-RMS tends to increase with the roughness of the floor (i.e., around 0.5 and 4 for floors with a 16 mm/m and 108 mm/m roughness, respectively (J. Duvall et al. 2013; ISO-4287 1997). w-RMS was also shown to increase with the floor aging (e.g., an increase of about 0.1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ per year during the first three years (E. Wolf et al. 2007)). Based on these observations, J. Duvall et al. (2013) and Jonathan Duvall et al. (2016) created the Pedestrian Roughness Index (PRI) to qualify a floor in terms of vibration transmitted to the MWC users. Depending on the floor PRI value, a "healthy" propulsion distance and exposure time were recommended. Hence, no limitation of distance and exposure time was done for a floor with a PRI inferior to 50 mm/m (e.g., surface 2 on Table 4.6). Floor with a PRI higher than 100 mm/m (e.g., chip and seal), the exposure time need to be shorter than 10 min. Poured concrete have a PRI of 45.5 mm/m. For such PRI, the limit of exposure time was set at 2 h. Measuring the 3D acceleration at the seat, an article observed that the ISO 2631 standard vibration exposure limit was exceeded from 2.8 h of exposure (Rory A Cooper et al. 2004)). However, considering only the vertical axis, the ISO vibration exposure limit is exceeded later were found (e.g., from 6.8 h for the poured concrete (E. Wolf et al. 2007)).

Article	Part	Fs [Hz]	Points	Measurement											
				Surface											
				Parameters	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Wolf et al. 2007/2005	10 AB	200	Seat (V)	w-RMS [m.s ⁻²]	0,47 ± 0,07	0,32 ± 0,06	0,39 ± 0,07	0,76 ± 0,16†	0,46 ± 0,09	0,47 ± 0,08	0,59 ± 0,09	0,78 ± 0,09	0,48 ± 0,06		
			Footrest (V)	w-RMS [m.s ⁻²]	1,36 ± 0,22	0,81 ± 0,18	1,09 ± 0,23	2,30 ± 0,44	1,34 ± 0,32	1,41 ± 0,25	1,79 ± 0,29	2,19 ± 0,32	1,35 ± 0,18		
Cooper et			Seat (norm)	PF-Acc (0-120 Hz) [m.s ⁻²]	13,41 ± 3,13	5,30 ± 2,16	9,35 ± 4,15	18,22 ± 2,10	9,56 ± 3,75	8,00 ± 2,40					
	10 AB	1000	Footrest (norm)	PF-Acc (0-120 Hz) [m.s ⁻²]	36,36 ± 7,34	13,98 ± 4,67	19,47 ± 7,20	40,98 ± 3,94	24,43 ± 5,39	23,78 ± 6,29					
al. 2004			Seat (norm)	PSD 2.5 - 3.15 Hz	186,4 ± 124,2	9,9 ± 10,7	17,1 ± 20,2	192,5 ± 173,4	55,2 ± 38,1	60,7 ± 46,8					
			Seat (norm)	PSD 4 - 5 Hz	460,3 ± 147,8	40,9 ± 47,4	67,7 ± 67,0	464,7 ± 337,3	124,0 ± 70,4	118,0 ± 75,0					
			Footrest (norm)	PSD 6.3 - 8 Hz	235,2 ± 128,5	30,7 ± 32,2	84,0 ± 95,3	459,4 ± 310,6	102,6 ± 76,6	102,8 ± 74,3					
			Seat (V)	PSD 10 - 12.5 Hz	402,8 ± 259,3	45,2 ± 71,4	76,9 ± 94,4	316,4 ± 308,4	75,7 ± 79,6	103,3 ± 88,1					
Dziechciowski et al. 2017	2 AB	1 MWC users	Seat (V)	PF-acc (8-20 Hz) [m.s ⁻²]	0,2										0,15
Mitani et al. 2006	1 dummy	500	MWC frame (norm)	PF-acc [m.s ⁻²]											
Duval et al. 2013/2016	32 MWC users	2000	Seat (V)	w-RMS [m.s ⁻²]											
			Backrest (V)												
			Footrest (V)												
Hoshizume et al. 2008	1 AB	500	Seat (norm)	RMS [m.s ⁻²]											
				PF-Acc [m.s ⁻²]											
Kwarciaak et al. 2008	1 SCI	200	Seat (V)	Curbs descent											
				PF-acc [m.s ⁻²]	28 - 35	13-18	21-34	8-15	21-30	9-15					
				Pw-acc [m.s ⁻²]	40-52	20-27	35-47	15-23	33-50	14-23					
					45-70	29-36	52-62	24-34	52-75	20-34					

Table 4.6 – Summary table of reviewed studies regarding the investigation of the effect of the floor type.

Tactile walking surface indicators are sometimes added to the floor to help visually impaired people. Such a surface may affect the amount of vibration transmitted to MWC users. Dotted and bar blocks, which are recommended by JIS standard (Committee et al. 2004), reduced the amount of vibration by one-third and a half, respectively, compared to what was commonly used in Japan (Mitani et al. 2006).

In daily life, MWC users are also exposed to change in height through slopes and/or curbs. For both ascent and descent, slopes allowed a smaller amount of vibration than curbs. Ascending the same change of height, a lower amount of vibration was observed for slope (e.g., 7 and 1 m.s^{-2} for Pt-Acc and a-RMS, respectively, for a 2 cm height) than for curbs (e.g., 16 and 3 m.s^{-2} for Pt-Acc and a-RMS, respectively, for a 2 cm height) (Hashizume et al. 2008). Even though ascending the 1-2 cm curbs produced higher Pt-Acc than descending them (e.g., 10 m.s^{-2} for 2 cm of curbs) (Hashizume et al. 2008), descending slopes still produced lower Pt-Acc than curbs (e.g., 7 and 12 m.s^{-2} , for slopes and curbs, respectively (Hashizume et al. 2008)). Using slopes instead of curbs is more interesting if the change in height is important. Indeed, Pt-Acc and Pw-Acc on the seat increase with the height of the curb (e.g., Pt-Acc was 19, 41 and 68 m.s^{-2} for curbs of 5, 10, and 15 cm height, respectively (Kwarciak et al. 2008)).

MWC elements

Frame Three articles reported the effect of the frame regarding vibration transmissibility. The number of participants ranged from 1 to 10, and the studied population were AB (1 article), or MWC users (1 article). Data were observed over a simulated road course (1 article), a treadmill (1 article), or a drum shock simulator (1 article). Accelerometers were placed on the seat (3 articles), on the footrest (1 article), and/or the MWC frame (1 article). Acceleration was observed along the three directions (1 article), along the anteroposterior and vertical direction (1 article), or along the vertical direction only (1 article). The sampling rate was at least 100 Hz. Studied parameters were a-RMS (1 article), w-RMS (1 article), VDV (1 article), Pt-Acc (1 article), Pw-Acc (1 article), PSD (1 article), Tw-RMS (1 article), or T_{VDV} (1 article). MWC considered in the articles were folding (1 article), rigid (1 article), or both folding and rigid MWC (1 article). For all articles, the material of the studied MWC frame was aluminum, except for Chénier and

Aissaoui (2014), who also studied carbon and titanium MWC, and for Waga et al. (2020), who also studied a magnesium MWC. Change of MWC type (i.e., rigid or folding) always involved a change of MWC design. Results showed that MWC type may not affect Pt-Acc and Pw-Acc at the seat. For a given MWC frame material, no significant difference was observed in Pt-Acc and Pw-Acc values at the seat (see Table 4.5) between the folding and the rigid MWC groups (Kwarciak et al. 2008). The influence of the folding frame design (i.e., one single cross-brace, one tri-cross-brace, two single cross-brace, or one dual cross-brace) was also investigated. No difference was observed in w-RMS or VDV values at the seat between frame designs (Chénier and Aissaoui 2014). On the other hand, Tw-RMS between the MWC frame and the seat tends to be higher for two single cross-braces design than for other designs (e.g., 1.15, 1.39, 1.75, and 1.41 for two single cross-braces and other design, respectively, for propulsion on a smooth vinyl) (Chénier and Aissaoui 2014) (see Table 4.7). Regarding MWC frame material, no effect on Pt-Acc and Pw-Acc, w-RMS, and VDV was observed. Differences were only observed on a magnesium MWC, which exhibited a lower a-RMS than aluminum sport MWC (i.e., 0.06 m.s^{-2} vs. 0.1 m.s^{-2} (Kwarciak et al. 2008)) for high speed only (2.8 m/s).

Wheel One article reported the effect of the wheel on vibration transmissibility. Participants were 22 AB and 13 MWC users. Data were observed over a simulated road course. Accelerometers were placed on the footrest and the MWC frame. Acceleration was observed along the anteroposterior and vertical directions. The sampling rate was 1000 Hz. Parameters studied were a-RMS and Pt-Acc.

Traditional steel-spoked wheels were compared to Spinergy wheels, including a triple-cavity rim, an alloy hub with one-piece construction, and carbon-fiber spokes originating from the hub. Results showed no difference between steel-spoked and Spinergy wheels on both a-RMS and Pt-Acc acceleration (Vorrink et al. 2008).

Article	Method	Participant	Fs [Hz]	MWC Type	Frame Design	Material	Value											
							Seat(V)					Frame(V)					Frame/Seat(V)	
							Pt-acc [m.s ⁻²]	Pw-acc [m.s ⁻²]	w-RMS [m.s ⁻²]	VDV [m/s1.75]	a-RMS [m.s ⁻²]	PSD 10 - 20 Hz [(m.s ⁻²) ²]	Tw-RMS [%]	Tvdv [%]				
Waga et al. 2020	Treadmill	Empty	100	Rigid	Sport	Al	—	—	—	—	0.02	19	—	—				
	- 5 km/h						—	—	—	0.10	75	—	—					
	- 10km/h					Mg	—	—	—	0.02	49	—	—					
						Mg + weight	—	—	—	0.02	24	—	—					
							0.06	52	—	0.06	52	—	—					
Chenier et al. 2014	Simulated road course - Smooth vinyl rubber - Obstacles	10AB	3200	Folding	One tri-cross-brace	Al	0.25	0.44	0.91	0.58	0.25	128	144	139				
							0.44	0.86	1.50	0.91	0.10	30	31	33				
							0.86	0.25	0.56	0.56	0.02	55	42	48				
							0.25	0.44	0.92	0.92	0.06	172	164	61				
							0.44	0.78	1.43	1.43	0.02	36	37	48				
							0.78	0.22	0.54	0.54	0.02	60	47	50				
							0.22	0.40	0.84	0.84	0.06	122	115	36				
							0.40	0.79	1.41	1.41	0.06	36	36	43				
							0.79	0.25	0.58	0.58	0.02	54	43	144				
							0.25	0.48	0.98	0.98	0.02	33	33	33				
Kwarcziak et al. 2008	Curbs descent - 5 cm - 10 cm - 15 cm	1 SCI	200	Rigid	Al	0.24	0.46	1.00	1.00	0.24	171	175	175					
						0.46	0.87	1.57	1.57	0.02	45	47	47					
						0.87	0.24	0.61	0.61	0.02	62	50	62					
						0.24	0.46	1.00	1.00	0.06	171	175	45					
						0.46	0.87	1.57	1.57	0.06	45	47	47					
						0.87	0.24	0.61	0.61	0.06	62	50	62					
						0.24	0.46	1.00	1.00	0.06	171	175	45					
						0.46	0.87	1.57	1.57	0.06	45	47	47					
						0.87	0.24	0.61	0.61	0.06	62	50	62					
						0.24	0.46	1.00	1.00	0.06	171	175	45					
Kwarcziak et al. 2008	Curbs descent - 5 cm - 10 cm - 15 cm	1 SCI	200	Rigid	Ti	28-35	13-18	—	—	—	—	—	—					
						40-52	20-27	—	—	—	—	—						
						45-70	29-36	—	—	—	—	—						
						21-34	8-15	—	—	—	—	—						
						35-47	15-23	—	—	—	—	—						
						52-62	24-34	—	—	—	—	—						
						21-30	9-15	—	—	—	—	—						
						33-50	14-23	—	—	—	—	—						
						52-75	20-34	—	—	—	—	—						
						—	—	—	—	—	—	—						

Table 4.7 – Summary table of reviewed studies regarding the effect of the frame on the vibration content.

Suspension Nine articles reported the effect of the suspension on vibration transmissibility. The number of participants ranged from 1 to 37, and the studied population were AB (1 article), or MWC users (6 articles). Two articles used dummies. Data were acquired during real daily-life conditions (1 article), on different floor types (1 article), on curbs (2 articles), over a simulated road course (1 article), on a vibrating platform (1 article), or on a drum shock simulator (3 articles). Accelerometers were placed on the seat (7 articles), on the backrest (1 article), on the footrest (1 article), on the MWC frame (5 articles), and/or on the participant's head (4 articles). Acceleration was observed along the three directions (2 articles), along the anteroposterior and vertical direction (5 articles), or along the vertical direction only (2 articles). The sampling rate varied from 60 to 2000 Hz. Studied parameters were w-RMS (2 articles), VDV (2 articles), Pt-Acc (5 articles), Pw-Acc (2 articles), Pf-Acc (2 articles), or PSD (1 article). The suspension could be mounted at the frame (i.e., rear wheel suspensions) or at the caster fork (Figure 4.2). Regarding rear-wheel suspension, rigid and folding MWC frames were investigated. All articles compared MWC models with suspensions to MWC models without suspension, implying that no MWC was studied with and without suspensions. The suspension system could be separated into three main types: Polymer-based shock suspension (e.g., Barracuda, or A6-S), spring suspension (e.g., Boing!), or spring damper suspension (e.g., Quickie XTR). Four suspended MWC models (Boing!, Quickie XTR, Barracuda, and A6-S) were used in many articles (Figure 4.2). However, articles differed in terms of experimental conditions, considered MWC, and observed parameters.

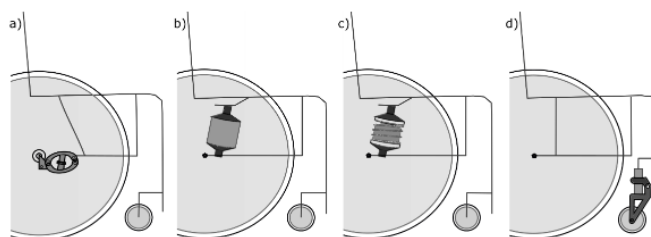


Figure 4.2 – Representation of polymer-based shock (**a,b**), and spring damper (**c**) rear-wheel suspension, and a type of caster fork suspension (**d**).

Regarding the amount of vibration, the efficacy of rear-wheel suspension in decreasing vibration is questionable. Although some articles indicated no difference between suspended and conventional MWC (Boninger et al. 2003; Garcia-Mendez et al. 2013), other articles revealed that suspension decreased the amount of deleterious vibration (Hischke and Reiser II 2018; Ker-

danyan et al. 2005; Kwarciak et al. 2008). Moreover, a significant difference was observed only for some MWC (i.e., Quickie XTR suspended MWC) (Kwarciak et al. 2008). Besides, under certain conditions, a suspended MWC induced a higher amount of vibration than a conventional MWC (see Table 4.8).

Moreover, suspensions decrease the amount of vibration induced by a shock. Differences were observed on Pt-Acc and Pw-Acc during the shock simulation experiment (Hischke and Reiser II 2018; Kwarciak et al. 2008). MWC, which reported the lowest amount of vibration, was suspended (i.e., Quickie XTR MWC, spring damper suspension) (Kwarciak et al. 2008; Requejo et al. 2008, 2009). Yet, as suspensions are de-signed to absorb vertical shock, their capability to absorb the 3D components of vibration is limited. Kwarciak et al. (2008) revealed that the amount of vibration reaching the MWC was higher when the solicitation was not aligned with the suspension direction. However, the comparison was done using MWC with different types of suspension or over different curbs' heights. A lower value of Pt-Acc and Pw-Acc at the seat may be caused by a lower curb's height or by better absorption of the MWC or the suspension. Polymer-based shock suspensions have been shown to absorb fewer vibrations than other suspension types (Kwarciak et al. 2008).

Through an MWC/user model, Matsuoka et al. (2003) investigated the suspension efficacy with respect to their damping and stiffness elements. A decrease in the stiffness coefficient was associated with a decrease in the frequency of Tf-Acc from the floor to the participant's torso (e.g., about 4.5 Hz for a 107 N/m stiffness coefficient, and 2.5 Hz for a 102 N/m stiffness coefficient). The amplitude of the Tf-Acc, for its part, increases from 4.4 to 5, for stiffness coefficient between 107 N/m and 105 N/m and then decrease to 2 for 102 N/m. Frequency and amplitude reduction tended to overload for stiffness coefficient around 104 N/m. Regarding damping, a minimum of vibration transmissibility was obtained for a damping coefficient of 104 Ns/m (Matsuoka et al. 2003). Conventional MWC may be simulated as an infinite stiffness element associated with a damping element of 1 Ns/m. Therefore, suspensions seem to decrease vibration frequency. Although it most likely affects the vibration transmissibility, the effect of the damping coefficient on the frequency content was not addressed. Over a drum shock simulator, R. A. Cooper et al. (2003) observed that rear-wheel suspensions tend to increase the vibration

frequencies. MWC with suspension had a lower PSD than conventional MWC for the bandwidth of 7-9 Hz. However, the PSD for the bandwidth of 12-15 Hz was higher for the suspended MWC than conventional MWC (see Table 4.8).

Contrary to rear-wheel suspension, the presence of caster fork suspension decreases the amount of vibration by a factor of two to three (R. A. Cooper et al. 2003; Mitani et al. 2006). Over a drum shock simulator, R. A. Cooper et al. (2003) measured Pf-Acc values of 18.2 and 6.3 m.s^{-2} at the seat of MWC with standard manufacturer casters and MWC with polymer-based suspension caster forks, respectively. No change in F_{Acc} was observed (8-10 Hz) between standard original equipment manufacturer and polymer-based suspension caster forks (R. A. Cooper et al. 2003) (see Table 4.8).

Cushion and Backrest The effect of the cushion and the backrest regarding vibration transmissibility was investigated in 10 and 2 articles, respectively. Three articles were done without participants. For other articles, the number of participants ranged from 2 to 32, and the studied population was AB (3 articles), MWC users (2 articles), or both AB and MWC users (1 article). Data were acquired over a simulated road course (10 articles), on a vibrating platform (1 article), or using an indenter drop (i.e., ISO 16840 standard) (3 articles). Accelerometers were placed on the seat (9 articles), and/or on the participant's head (3 articles). Acceleration was observed along the three directions (3 articles), or along the vertical direction only (6 articles). The sampling rate varied from 200 to 1000 Hz. Parameters studied were varied: a-RMS (1 article), Pt-Acc (1 article), Tf-Acc (1 article), Tt-Acc (1 article), Ta-RMS (1 article), T_{VDV} (2 articles), transfer function (1 article). Rigid and folding MWC frames were considered. The cushion can be classified into four different types as foam, air + foam, gel + foam, or air. Four types of backrest were also considered: nylon, foam, air + foam, and foam with a rigid plate.

Article	Method	Participant	Fs[Hz]	Measurements		Conditions	Rear Wheel Suspension			Rigid	Folding	Casterfork		
				Point	Parameters		XTR	AGS	Barracuda			Boing!	Others	With
Mitani et al. 2006	Floor section	1 dummy	500	Frame (norm)	Pf-acc [m.s ⁻²]	—	—	—	—	—	—	—	90*	20*
Garcia-Mendez et al. 2013	Daily-life conditions	37 MWC users	60	Seat (AP,V)	w-RMS [m.s ⁻²]	—	—	—	—	0.8±0.2	0.9±0.1	—	—	—
				Backrest (AP)	VDV [m.s ^{-1.75}]	17±3	17±3	—	—	—	—	18±4	17±3	—
Kwarciaik et al. 2008	Curbs descent	1 SCI	200	Seat (V)	Seat (V)	- 5 cm*	17±1	19±2	27±2	19±1	—	—	—	—
						- 10 cm*	28±4	41±8	33±8	32±5	—	—	—	—
Hischke et al. 2018	Drum shock simulator	10 AB	1000	Seat (AP,V)	Seat (AP,V)	- 15 cm	33±4	68±17	61±16	51±12	—	—	—	—
						- 5 cm*	5.0±1	8±2	12±1	9±1	—	—	—	—
Requejo et al. 2008	Drum shock simulator	10 SCI	2000	Head (V)	Head (AP)	- 10 cm*	11±2	17±2	17±4	16±2	—	—	—	—
						- 15 cm	15±1	24±4	29±8	21±3	—	—	—	—
Cooper et al. 2003	Drum shock simulator	2 dummies 100 72 kg	10000	Footrest (V)	Footrest (V)	-Door threshold	—	—	—	—	23±10*	27±10*	—	—
						-2 cm curb ascent	Pt-Acc* [m.s ²]	—	—	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	-2 cm curb descent	—	—	—	—	47±9*	48±15*	—	—
						-2 cm curb descent	Pt-Acc [g]	—	—	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	-Door threshold	—	—	—	—	37±14*	43±18*	—	—
						-Truncated domes	Pw-Acc [m.s ⁻²]	—	—	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	-2 cm curb descent	—	—	—	—	6±1*	5.4±1.3*	—	—
						-Truncated domes	w-RMS [m.s ⁻²]	—	—	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	-2 cm curb descent	—	—	—	—	8±2*	8.4±1.8*	—	—
						-Truncated domes	VDV [m.s ^{-1.75}]	—	—	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	-2 cm curb descent	—	—	—	—	6±1*	5.3±1.6*	—	—
						-Truncated domes	Pf-acc [m.s ⁻²]	—	—	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	1.3 m.s ⁻²	0.1	—	—	0.1	—	—	—	—
						1.3 m.s ⁻²	0.3-0.5	—	—	0.2-0.3	—	—	—	—
Cooper et al. 2003	Drum shock simulator	2 dummies 100 72 kg	10000	Footrest (V)	Footrest (V)	Speed	—	—	—	—	—	—	—	—
						Speed	—	—	—	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	13±1	13±1	13±1	13±1	—	—	—	—	—
						10±7*	10±7*	10±7*	10±7*	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	0.3	0.3	0.3	0.3	—	—	—	—	—
						2	2	2	2	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	13±6	13±6	13±6	13±6	—	—	—	—	—
						15±17*	15±17*	15±17*	15±17*	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	0.6	0.6	0.6	0.6	—	—	—	—	—
						3	3	3	3	—	—	—	—	—
Requejo et al. 2009	Curbs descent	8 paraplegia	2000	Head (V)	Head (AP)	1.6±0.4	1.6±0.4	1.6±0.4	1.6±0.4	—	—	—	—	—
						1.7±0.4	1.7±0.4	1.7±0.4	1.7±0.4	—	—	—	—	—
Kerdanyan et al. 2005	Drum shock simulator	11 MWC users	2000	Head (V)	Head (V)	0.1	0.1	0.1	0.1	—	—	—	—	—
						1	1	1	1	—	—	—	—	—

Table 4.8 – Summary table of reviewed studies regarding the effect of suspensions on the vibration content.

Seat cushion amplified vibration in the range of frequency deleterious for the seated human body (i.e., 4-12 Hz) (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003, 2000; Garcia-Mendez et al. 2012). The only study observing vibration through the cushion over a simulated road course reported Tf-Acc values from 1 to 1.2 at frequencies from 3.1 to 3.5 Hz (Garcia-Mendez et al. 2012). However, regarding isolated cushions during ISO-16840 (2016), higher F_{Acc} were observed (i.e., 4 and 8 Hz (Ferguson-Pell and Call 2015)) above the isolated cushion than through the cushion loaded by a participant. The preload induced by the participant mass affects the stiffness and damping properties of the cushion (Garcia-Mendez et al. 2012) (see Table 4.9), and as a consequence, vibration transmissibility through the cushion.

The performance of the cushion regarding vibration transmissibility depends on observed parameters (T_{VDV} or transfer function). Jay sunrise (gel + foam) cushion was the cushion with the lowest T_{VDV} , but also the highest transfer function magnitude peak (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003)). Contrary to the transfer function, T_{VDV} is based on frequency-weighted acceleration, and consequently, T_{VDV} did not consider only the amplitude of vibration nor the frequency content. If vibration transmitted is in the frequency range of vibration deleterious for the human body, the cushion that transmits a lesser amount of vibration may not always be the healthiest. Therefore, to study vibration transmitted to the human body observing the amplitude of vibration is not enough, the frequency content of the vibrations must also be taken into account (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003).

Cushions affect the postural support and vibration transmissibility in anteroposterior and vertical directions (Chung 2009; C.-P. DiGiovine et al. 2003). Through the ISO 16840 standard testing (approach summarized Appendix IV), differences between the cushions were observed on the damping capacity, defined as the ratio between the acceleration's peak at the first and second impact. The damping capacity was 0.14, 0.34-0.38, and 0.22-0.26, for foam cushion, gel with or without foam cushion, and air cushion, respectively. Therefore, foam tends to offer better stability (i.e., lower ratio), whereas air cushion offers the worst stability (i.e., higher ratio). Cushion types allowing the lowest transmissibility differed for AB participants and MWC users. Meanwhile, cushions with foam and air lowered vibration transmissibility compared to other cushion types for AB (see Table 4.9) (C. P. DiGiovine et al. 2003, 2000; Garcia-Mendez et al. 2012; E. J.

Wolf et al. 2004), no difference was observed for MWC users.

The backrest was less studied than the cushion (2 vs. 10 articles, respectively). Regarding backrest, differences were observed in the time domain, but not in the frequency domain, for both AB and MWC users. Regarding AB participants and MWC users, the backrest with air and foam (Fastback backrest model) and the nylon backrest (Nylon sling back backrest model) conveyed to the lowest T_{VDV} between the seat and the participant's head, respectively (see Table 4.10) (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003). Interestingly, C. P. DiGiovine et al. (2003) outlined that MWC users seem not to optimize their MWC's cushion and backrest with respect to vibration transmissibility. Over a simulated road course, C.-P. DiGiovine et al. (2003) tend to measure higher T_{VDV} from the seat to the participant's head using the participant's cushion and backrest than using the optimized cushion and backrest (7.8 ± 0.3 and 7.2 ± 0.3).

Participant parameters

Ten articles reported the effect of the participant regarding vibration transmissibility. Through their body characteristics (e.g., weight, muscular control), but also their propulsion technique or their speed, participants could affect vibration transmissibility. One article used two dummies, and two articles used an MWC + user numerical model. For others articles, the number of participants ranged from 1 to 35, and the studied population were AB (1 article), MWC users (3 articles), or both AB and MWC users (2 articles). Data were acquired over a simulated road course (3 articles), during a curb descent (1 article), on a vibrating platform (2 articles), or on a drum shock simulator (2 articles). Accelerometers were placed on the seat (6 articles), footrest (3 articles), MWC frame (3 articles), and/or participant's head (2 articles). Acceleration was measured along the three directions (4 articles), along the antero-posterior and vertical directions (4 articles), or along the vertical direction only (1 article). The sampling rate varied from 200 to 2000 Hz. Studied parameters were: a-RMS (1 article), Pt-Acc (3 articles), Pf-Acc (1 article), or PSD (1 article), T_{VDV} (2 articles), Tf-Acc (1 article), transfer function (2 articles), and eigenfrequencies (1 article).

Article	Method	Participant	Fs [Hz]	Measurements		Conditions	Cushion				
				Point	Parameters		Foam	Gel	Gel + Foam	Air	Air + Foam
Digiiovine et al. 2003	Simulated road course (8)	32 MWC users	200	Head/seat	Tvdv (norm)	—	8 ± 0	—	8 ± 0	8 ± 0	8 ± 0
					Tvdv (V)	—	8 ± 0	—	8 ± 0	8 ± 0	
García-Mendez et al. 2012	ISO 16,840 standard	None	200	Seat	F(H) (V) [Hz]	—	13 ± 2	—	12 ± 2	13 ± 2	14 ± 2
					F(H) (norm) [Hz]	—	21 ± 3	—	22 ± 3	23 ± 3	18 ± 3
					C[kNs/m]	300 N	57	60	27	32 - 51	40
					K[N/m]	800 N	183	175	40	69 - 95	76
Skendraoui et al. 2019	Vibrating platform	2 AB	500	Torso	Subject	65 kg	0.2	—	—	—	0.3
							94 kg	0.2	—	—	—
Digiiovine et al. 2000	Simulated road course (9)	10 AB	50	Head/seat	—	—	0.5 ± 0.1	—	0.5 ± 0.1	0.5 ± 0.1	0.4 ± 0.1
							1.4 ± 0.2	—	1.4 ± 0.2	1.4 ± 0.2	1.3 ± 0.2
Ferguson et al. 2015	ISO 16,840 standard	None	1000	Seat	Rebound ratio	—	0.4-0.6	—	—	—	—
							0.3-0.4	—	—	—	—
Chung et al. 2009	ISO 16,840 standard	None	200	Seat	Rebound ratio	—	0.2-0.5	—	—	—	—
							0.1-0.4	—	—	—	—
Wolf et al. 2004	Simulated road course (9)	32 MWC users	200	Seat	Pabs (V) [Nm/s]	—	206 ± 97	212 ± 101	211 ± 106	198 ± 9	
							—	—	—	—	
Sprigle et al. 2010	ISO 16,840 standard	None	200	Seat	Rebound ratio	—	0.4	0.8	0.5	—	
							0.1	0.2	0.2	0.3	

Table 4.9 – Summary table of reviewed studies regarding the effects of cushion on vibration content.

Article	Method	Participant	Fs[Hz]	Measurements		Backrest			
				Point	Parameters	SB	PB	Jab	VFB
DiGiovine et al. 2003	Simulated road course (8)	32 MWC users	200	Head/seat	Tvdv (norm)	8 ± 0	8 ± 0	8 ± 0	8 ± 0
					Tvdv (V)	8 ± 0	8 ± 0	8 ± 0	8 ± 0
					F(H) (V) [Hz]	12 ± 2	12 ± 2	15 ± 3	12 ± 2
					F(H) (norm) [Hz]	19 ± 3	21 ± 3	21 ± 3	22 ± 3

Table 4.10 – Summary table of reviewed studies regarding the effects of backrest on vibration content.

Regarding the effect of the participant mass on the frequency content, over a vibrating platform, Skendraoui et al. (2018) identified changes in the PSD amplitude at 6 and 16 Hz. At 6 Hz, the PSD amplitude of the heavier participant (94 kg) was five-time lower than for the lighter participant (65 kg). The opposite result was observed at 16 Hz. However, no difference was outlined on the RMS of f-Acc. Therefore, participant mass seemed to mostly influence the distribution of the frequency content, but not the amount of vibration. Contrary to Skendraoui et al. (2018), over a drum shock simulator, R. A. Cooper et al. (2003) reported no difference in the PSD at the seat, neither for the amplitude nor the frequency, using dummies of different weights instead of real participants.

Muscular control affects the amount of vibration reaching the participant (Adam et al. 2020; Mester et al. 1999). Over a simulated road course, a lower T_{VDV} between the seat and the participant's head was observed in both vertical and anteroposterior directions for AB participant (0.4-1.8 and 0.9-1.4, respectively) than for MWC users (2.4-7.3 and 0.9-2.1, respectively) (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003). MWC users with a high level of SCI had a higher Pt-Acc at the head in the anteroposterior direction ($2.2 \pm 0.6 \text{ m.s}^{-2}$) than low SCI participants ($1.2 \pm 0.8 \text{ m.s}^{-2}$) (Requejo et al. 2008). Yet, in the vertical direction, no difference was observed ($1.6 \pm 0.6 \text{ m.s}^{-2}$ and $1.7 \pm 0.4 \text{ m.s}^{-2}$ for high and low SCI, respectively). Although the displacement speed was lower for high SCI than for low SCI and that the vibration level is known to be increased with the speed (Requejo et al. 2008; Vorrink et al. 2008), results suggest that a higher capability in muscular control modulate the vibration transmissibility through the human body. Muscular control also affects the frequency content of vibration. Through a modelization, Brown et al. (2017) obtained different eigenfrequencies for SCI-C6 (3.6 and 7.1 Hz) and SCI-T7 (2.3 and 12 Hz) MWC users representation.

Posture and propulsion technique also seems to affect vibration. Based on numerical simulations, Matsuoka et al. (2003) found a higher Tf-Acc between the seat and the upper torso in a forward posture than in a normal erect posture for different segment's lengths (6 and 4, respectively). Besides, regarding propulsion technique, during curbs descent, a lower Pt-Acc on the seat was observed when participants used the pull-up technique (10-15 m.s⁻²) compared to a simple drop (20-25 m.s⁻²) (Requejo et al. 2009).

4.4.4 Modelling of vibration transmissibility

Six articles focused on the modeling of vibration transmissibility for MWC/user system. Models were developed thanks to experimental data with numbers of participants ranging from 1 to 14, and the studied population was AB (3 articles), MWC users (1 article), or both AB and MWC users (2 articles). Data were observed over a simulated road course (1 article), a curb descent (1 article), on a vibrating platform (3 articles), or on a drum shock simulator (1 article). All the models were 2D models in the sagittal plane. The types of models used were analytical models (i.e., mass-spring-damper) (4 articles), a finite element model (FEM) (1 article), or an equation based on statistic regression (1 article).

Regarding the analytical models (Figure 4.3), one focused on the cushion solely (Garcia-Mendez et al. 2012), whereas others focused on the MWC user, modeled either as three (Brown et al. 2013, 2017) or five segments (Kawai and Matsuoka 2000; Matsuoka et al. 2003). Only one model, used in two studies (Kawai and Matsuoka 2000; Matsuoka et al. 2003), considered the whole MWC, which was modeled as a single rigid body. The anthropometric data of the participant were estimated through a classical anthropometric table initially defined for athletes (Ae 1992; De Leva 1996).

A mechanical model of the MWC user was developed by Kawai and Matsuoka (Kawai and Matsuoka 2000). The model's parameters were obtained through a curve fitting procedure between estimated and experimental acceleration at each segment. The obtained results were validated by two different methods: First, the simulated model movement was compared to the video of the participant during the experiment (Kawai and Matsuoka 2000); and second, by com-

paring simulated and experimental transmissibility signals between the seat and the upper torso. Matsuoka et al. (2003) then used this model to study the effect of the posture on the vibration transmissibility between the seat and the upper torso. Consequently, the developed model can represent the diversity of MWC users in terms of posture and height, and find the best posture in terms of vibration transmissibility. This model could also be used to optimize the MWC, for instance, to determine the suspension coefficient to minimize the vibration transmissibility from the seat to the upper torso.

Brown et al. (2013, 2017) proposed an analytical model to predict head acceleration in the sagittal plan knowing the forces at the seat. This model considers the level of impairment of the MWC users. The model validation was done with experimental data obtained over a drum shock simulator for a speed typical of daily life, i.e., about 1.0 m/s, for MWC users with various SCI levels (i.e., C6 to L4-L5). Parameters of the transfer function and of the model were identified from the experimental data using a Maximum Likelihood estimation. Based on the seat force, simulated and experimental vertical and anteroposterior head accelerations were compared to validate the model. When comparing simulations for different degrees of freedom (2 to 6), the two degrees-of-freedom models were highlighted to represent the best dynamics of MWC users (Figure 4.3).

The Garcia-Mendez et al. (2012) model was intended to investigate the vibration transmissibility through the cushion. In this model, the MWC was not considered, and the MWC user's apparent mass was represented by a rigid body with one or two degrees of freedom as proposed by Wei and Griffin (Wei and J. Griffin 1998). However, the two models used to represent the MWC user's apparent mass did not accurately predict the seat vibration transmissibility during the simulated road course test (both overestimated the seat transmissibility).

D.-P. VanSickle et al. (1994) developed a model of the transfer function between the MWC frame and the participant's head. This approach evaluated the participant's head acceleration from the acceleration on the MWC frame, with no need for anthropometric data. However, the coefficients of the transfer function needed to be calculated a priori and were obtained by an identification procedure based on the minimization of the error between the calculated and

the experimental head acceleration. This model could be used on MWC users and able-bodied participants for 10 cm curb descent, but not for the 10 cm curb ascend and the bump.

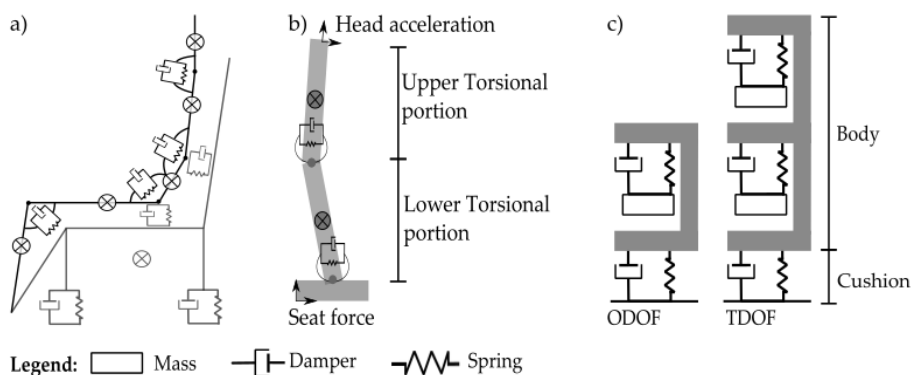


Figure 4.3 – Representation of the mechanical models developed by Kawai et al. and Mastuoka et al. (a) Brown et al. (b), and Garcia-Mendez et al. (c).

Moreover, one article presented in the present review developed a model of an isolated MWC. This article (Kwarciak et al. 2008) forwarded a finite element model (FEM) of an isolated MWC by dividing it into seven parts: Tire, rear frame, front frame, armrest, seat, footrest, and handle. This FEM model was validated by comparing the outputs to the eigenfrequencies obtained during experimental modal analysis. Skendraoui et al. (2018) plan to use this model to study structural fatigue and to identify points of reinforcement in the MWC.

4.5 Discussion

4.5.1 General Observations

This article reports a synthesis of the current knowledge regarding vibration transmissibility during MWC propulsion. After article identification and a selection procedure based on PRISMA recommendations, 35 articles were considered. This review identified three main fields of study: The vibration content, the parameters affecting vibration transmission, and the modeling of vibration transmission.

The present review underlined that real daily-life conditions have little been investigated, and

therefore, are not known enough to understand real MWC behavior. Only two studies reported data from real daily-life measurements (Garcia-Mendez et al. 2013; Maeda et al. 2003). This limited amount of information is consistent regardless of the field of application (e.g., vibration exposure while riding or driving a vehicle). The most likely reason for this limitation is the technical difficulty of conducting vibration measurements in a real daily-life situation. Such an experiment requires wireless, lightweight, and accurate sensors that have only become available in recent years (Tair et al. 2018). To deal with these difficulties, many studies have carried out experiments on a simulated road course to reproduce the different floors and obstacles encountered by MWC users every day (C.-P. DiGiovine et al. 2003; D. P. VanSickle et al. 2001; E. J. Wolf et al. 2004). However, a simulated road course is a sequence of short displacements that focus on classical daily difficulties. As a result, the duration of exposure (approximately 30 s (C.-P. DiGiovine et al. 2003)) is shorter than the actual daily duration of propulsion for MWC users (approximately 2 h (Garcia-Mendez et al. 2013)). Similarly, the time spent on each obstacle encountered during a simulated road course is not representative of a real daily life course. Therefore, to better replicate real daily life, the amount of vibration on each obstacle needs to be weighed by the time and/or the occurrence of each obstacle over several days. For that purpose, a preliminary investigation needs to be performed to identify the frequency occurrence of each situation during a typical day.

Most of the articles presented an experimental procedure based on the ISO-2631 (1997) standard, which is suited to studying vibration exposure in AB people resulting from involuntary movements. Nevertheless, this standard is not the best framework to investigate MWC users' exposition to vibration. Some studies underlined the limits of using a standard developed for non-voluntary motions on MWC users propelling an MWC, since the voluntary motion was shown to affect the vibration transmissions through the body (Delphine Chadeaux et al. 2021; Munera Ramirez 2014). The use of the ISO 2631 standard is even more inappropriate as no article complied with all of its recommendations. For instance, the time of exposure (e.g., less than 1 min of measurement (Chénier and Aissaoui 2014; Hischke and Reiser II 2018)) was shorter than the real duration of real daily life conditions (e.g., around 2 h of movement distributed over 13 h on the MWC (Garcia-Mendez et al. 2013)). In addition to that, the amount of vibration on the footrest and the backrest were neglected to represent the total amount of vibration received

by the MWC user (Garcia-Mendez et al. 2013). Moreover, the 60 Hz sampling rate used in this study (Garcia-Mendez et al. 2013) was too low to quantify the amount of vibration over the range of frequencies affecting human health and comfort (0-80 Hz (ISO-2631 1997)). This limitation was, however, due to experimental constraints: As data were acquired during several days, a low sample rate was used to ensure data storage capacity.

Regarding the studied population, most of the articles reported studies carried out on AB participants. Conducting experiments on such a population is easier than on MWC users, especially for ethical reasons and safety procedures. However, the results carried out with AB participants might be questionable because MWC users, due to their pathology, have specific muscular control, posture, or propulsion technique that are likely to affect vibration transmission (Adam et al. 2020; Mester et al. 1999). Hence, it would be beneficial for the scientific community to ascertain the similarities and differences between AB and MWC user populations. This would enable more carefulness and understanding when studying results from AB people, without completely rejecting them. Regardless of the participants' population, their anthropometrical characteristics could also affect vibration transmission. From mechanical principles, the mass of the participant should influence the amount of vibration. Vibrations at higher frequencies are expected for lighter users. Experimentally, such a conclusion on the influence of participant's mass was not observed (R. A. Cooper et al. 2003; Skendraoui et al. 2018). However, in these studies, the experimental design also included additional differences between the participants: Dummies with structural difference (R. A. Cooper et al. 2003) or participants that may have a different posture or muscular control (Skendraoui et al. 2018) that also affected vibration properties (Mester et al. 1999). To better understand the effect of the MWC users' characteristics (e.g., posture, weight) on vibration transmissibility, further studies are required because the apparent mass is mainly observed to study human vibration (Toward and M. J. Griffin 2011), but in none of the articles considered in this systematic review.

Because they need to address specific demands relative to their associated sport, sport MWC design can differ noticeably from daily life MWC. In sports that need high maneuverability (e.g., tennis, basket), the wheel camber is usually higher. In other sports (e.g., racing), the MWC frame is longer to decrease rolling resistance, while increasing stability. Additionally, a protec-

tive horizontal bar can be added to the frame for some sports (e.g., basket and rugby MWC) to protect users from a collision, due to omnipresent contacts between MWC (Council 2016; Goosey-Tolfrey 2010). These repetitive contacts between MWC generate shock properties that are not observed under real daily-life conditions. Moreover, almost all of the articles have only considered daily-life propulsion speeds, whereas higher speed increases the number of sustained vibrations (Requejo et al. 2008; Vorrink et al. 2008). While many differences exist between sport and regular MWC usages, there is only one article considering sport MWC (Waga et al. 2020). Therefore, it appears there is still a lack of knowledge of MWC vibration transmissibility during MWC-based sports activities, which required specific studies. Because both MWC frame and rolling surface depend largely on sports, specific studies would probably be required for each sport of interest.

Not only did this review display the diversity of experimental procedures, but it also highlighted that both processing methods and computed parameters greatly vary from one study to another. Consequently, a clear evidence-based synthesis was difficult to draw since each outcome is highly dependent on methods and parameters. As an example, C.-P. DiGiovine et al. (2003) drew opposite conclusions using parameters extracted from the weighted and unweighted signals. Although investigating unweighted signals is relevant to the effect of vibration on the MWC structure, weighted signals are more relevant to study the human body (C.-P. DiGiovine et al. 2003). Hence, it appeared noteworthy to define a straightforward framework to conduct studies on the MWC users' exposition to vibrations.

4.5.2 Vibration content reaching the human body

Despite the complexity of framework definition and the great variety of detailed results, all the reviewed articles state that MWC users are overexposed to vibration in a frequency range known as deleterious for the human body (4-12 Hz (ISO-2631 1997)). MWC users are exposed to vibration, but they also undergo shocks from curbs' crossing or other obstacles causing high amplitude accelerations (Garcia-Mendez et al. 2013). The current environmental conditions put MWC users in extreme conditions. The amplitude of the head vibration was lower during drum shock simulator experiments than during curbs descents (Requejo et al. 2008, 2009). Even if the

drum shock simulator is the method commonly used for MWC frame mechanical fatigue test (Ferguson-Pell and Call 2015; ISO-7176 2008). Moreover, as shock amplitude increased with curb height (Hashizume et al. 2008; Kwarciak et al. 2008), it might be interesting to decrease the height of the curb by combining the curb with a slope. On top of that, floors are usually not optimized to be ridden on and negotiated with an MWC. The most used floor (poured concrete) is the one that induces the highest amount of vibration at the seat (Rory A Cooper et al. 2004; E. Wolf et al. 2007, 2005). Regardless of the field, articles observed an increase in the amount of vibration with the floor's roughness and aging (Rory A Cooper et al. 2004; J. Duvall et al. 2013; Hölzel et al. 2012; Roseiro et al. 2016; E. Wolf et al. 2007). However, no study has tried to predict the amount of vibration in the MWC combining the effects of both floor roughness and speed. This combination was studied in the context of bicycle rides. Chimentin et al. (2013) developed an equation providing the vibration input frequency from both the bicycle speed and the paving stone's characteristics. Such a prediction could be useful to dimension MWC or as input information for an MWC/users vibration transmissibility model. To counteract these harmful effects, modifying pedestrian pathways might not be the easiest solution, since it would require important means. Therefore, improving the MWC or a specific element's response to shock and vibration would probably be a better approach. For this purpose, vibration characteristics induced by the floor, as well as the response of the MWC users to such vibration must be preliminary determined.

This review also highlighted that the human body has different abilities to absorb vibration and shocks. Contrarily to vibration, shock amplitudes decrease between the seat and the able-bodied participant head (C. P. DiGiovine et al. 2003, 2000). This difference did not seem to be caused by the seat cushion, as Garcia-Mendez et al. (2012) observed an increase of shock amplitude through the cushion. Therefore, the human body appeared to be more prone to absorb isolated shocks than vibration. Shock-generating events are visible, so the participant probably adjusted his posture and muscle activation to anticipate the shock. As such adjustments affect vibration transmissibility (Mester et al. 1999), this could explain the difference in the human body's ability to absorb vibrations and shocks. As MWC users could have a specific muscular control, further experiments are required to understand how MWC users can absorb shock depending on their level of disability.

During MWC propulsion, a general agreement established that MWC users are predominantly

exposed to vibration along the vertical direction (Chénier and Aissaoui 2014). It is also commonly accepted that vibration amplitude along the mediolateral direction is negligible with respect to the vertical direction (Chénier and Aissaoui 2014). However, the importance of the anteroposterior direction is still under discussion (Chénier and Aissaoui 2014; C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003; Maeda et al. 2003; Waga et al. 2020). This is why vibration and shock were generally estimated along the vertical and anteroposterior directions or along the vertical direction only. The importance of the anteroposterior direction can be evaluated by looking at both the studied population and the observed parameters.

According to the sensations reported by MWC users (Maeda et al. 2003), the vibration transmissibility between MWC users' heads and their seats was lower in the anteroposterior than in the vertical direction (C.-P. DiGiovine et al. 2003). However, for all of the other observed parameters, the amount of vibration and shock amplitude in the vertical and anteroposterior directions were similar (e.g., $0.4\text{-}2\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (C. P. DiGiovine et al. 2003)). On the contrary, for cycling, the amount of vibration along the anteroposterior direction (e.g., around $1\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (Roseiro et al. 2016)) was lower than along the vertical direction (e.g., $3\text{-}6\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (Hölzel et al. 2012)) (Gao et al. 2018; Roseiro et al. 2016). The anteroposterior movement induced during propulsion may explain such differences.

If vibration exposure when propelling an MWC cannot be entirely avoided, it must be ensured that its properties are not deleterious for the human body. This could be done by shifting deleterious frequency out of the critical bandwidth. For that purpose, characteristics of the deleterious/uncomfortable solicitations have to be determined. Currently, no study identified a deleterious/uncomfortable range of frequencies for MWC users, but only for seated AB (i.e., $4\text{-}12\text{ Hz}$ (ISO-2631 1997)). By considering this bandwidth for MWC users, they are regularly exposed to deleterious frequencies, and the MWC and user couple tend to amplify the vibration in it. Besides, frequencies at which MWC users are exposed agree with MWC users' complaints on certain body parts (i.e., buttock, low back, and neck) (Maeda et al. 2003; Whitham and M. J. Griffin 1977). Hence, even if not properly proved, vibration exposure may be responsible for some of the second comorbidity risks observed in the MWC population (Boninger et al. 2003).

4.5.3 MWC Elements

Changing the MWC user's environment to decrease its vibration exposure is rarely possible. Therefore, another way to act on MWC user's vibration exposure could be to improve the MWC geometry and/or material. MWC is composed of many elements that affect the vibration transmission through the structure. However, most of the MWC elements cannot be modified without changing the whole structure, to avoid a straightforward parametric analysis of the effect of each element on vibration exposure. For instance, it was not relevant to study a given MWC with and without suspensions to pinpoint how suspensions affect vibration exposure. Therefore, comparisons had to be performed on two different MWC, e.g., a suspended MWC versus a conventional MWC (Hischke and Reiser II 2018; Kwarciak et al. 2008; Requejo et al. 2008). Using this methodology, the suspensions were observed to be efficient mainly during shock situations (i.e., drum shock simulator, drop, and simulated road course) (R. A. Cooper et al. 2003; Hischke and Reiser II 2018; Kwarciak et al. 2008; Requejo et al. 2008, 2009). As the Quickie XTR suspended MWC was identified to be the best suspended MWC with respect to other suspended MWC models over different articles (Kwarciak et al. 2008; Requejo et al. 2009), the spring-damper suspension could be an interesting type of suspension to decrease the amount of vibration.

It is also important to notice that the direction of the suspension affects its efficiency. Suspensions are designed to damp vertical shocks (Kwarciak et al. 2008); but depending on the situation and the user technique to overcome physical obstacles, MWC tilt can change, and therefore, the shock can occur in a different direction than the suspensions. However, in this same article (Kwarciak et al. 2008), changes other than the tilt at impact occurred. The authors also compared different MWC suspension types and different curbs heights. Therefore, this hypothesis still needs to be confirmed. Furthermore, studying the tilt of MWC users over different daily situations could help find the optimum MWC suspension angle to improve suspension efficiency.

As each MWC user has a specific riding technique, it could be useful to have the ability to tune the angle of rear-wheels suspensions to optimize shock absorption for every individual. While rear-wheel suspensions could decrease shock amplitude, they did not reduce the amount

of vibration produced during an MWC propulsion, and they increased MWC mass and cost (Hischke and Reiser II 2018). As some conventional MWC transmit a lower amount of deleterious vibration than some suspended MWC, suspensions may not be needed (Kwarciak et al. 2008) and could be offset by a better design of the MWC frame to address the same issues. On the contrary, castor fork suspension presented more encouraging results for vibration and shock absorption, even if they were only introduced in two articles (R. A. Cooper et al. 2003; Mitani et al. 2006).

Nowadays, daily-life MWC is still rarely equipped with castor fork suspensions. One reason could be that only a few MWC manufacturers offer such a suspension system. Another reason could be that the suspension system may absorb a part of the propulsion energy generated by the user, which would constrain MWC users' experience of increasing difficulty to propel the MWC. To avoid vibration induced by the castors, active MWC users usually perform wheelies on obstacles (Requejo et al. 2009).

While the highest vibration values were observed at the footrest (Rory A Cooper et al. 2004), no article mentioned footrest improvement to limit vibration transmissibility. It might be related to MWC users' pain locations, which are mainly focused on the upper limb segments rather than on the lower limbs (Boninger et al. 2003; Maeda et al. 2003). Vibration transmitted by the footrest might also be damped by the user's leg. All of this aside, a deeper focus on this part of the MWC could improve footsupport on the footrest, which is important not only for driving the MWC, but also for limiting the risk of falling.

The effects of wheel type on MWC vibration were sparsely studied. The only article that compared two types of wheels did not observe any difference (Vorrink et al. 2008). For some MWC users, a solid wheel is recommended to prevent the risk of puncture. However, no article studied the effect of such a wheel on the amount of vibration transmitted. Most of the articles used the inflating pressure recommended by the tire manufacturer, but none observed the effect of the pressure on the vibration transmissibility. Nonetheless, maintenance of MWC is often neglected, which results in underinflated tires for many MWC users.

The effect of tire inflation studied relatively to motion resistance (Booka et al. 2015; Groot et al. 2013), should also be investigated in both vibration and shock absorption. Similarly, MWC frame and wheel materials could be an interesting aspect to investigate, especially due to the number of new composite materials currently developed in industry, such as carbon material, for instance.

To improve comfort and to prevent pressure sores, seat and backrest cushions are usually added. Surprisingly, today, MWC users tend not to use seat or backrest cushions that prevent them the most from vibration transmissibility. Recommendations need to be provided to assist with the cushion choice relative to MWC users' pathology regarding vibration transmissibility (C.-P. DiGiovine et al. 2003). It is even more important that certain seat cushions tend to amplify the amount of vibration (Garcia-Mendez et al. 2012). If seat cushions are designed for pressure sores prevention or to provide support to MWC users, vibration maybe a way to decrease the risks of a pressure sore (Arashi et al. 2010).

Moreover, to ensure support capacity, cushions are validated through ISO 16840 standard, which is not fully adapted. Indeed, ISO 16840 experiments consist of a drop of a buttock shape indenter on a cushion resting on a plate. As described before, contrary to shocks, vibration tends to be in the frequency range deleterious for the human body. Cushion material properties should equally be considered. Moreover, vibration transmission through cushions is affected by the surrounding structure (i.e., MWC frame and user). As the material properties of the indenter are not specified in the standard, the chosen material (e.g., lead shot with an epoxy adhesive) in the studies did not seem representative of the human body (Ferguson-Pell and Call 2015). Moreover, the plate, on which cushions were set up, might also be unrealistic compared to the vibration properties of the MWC frame. Finally, cushions were considered with only one degree of freedom, which is highly unlikely as some articles have already found between three to five eigenfrequencies for MWC cushions (Chung 2009; Stephen Sprigle et al. 2010). Some cushions transmit less vibration than other cushions. However, the cushions that exhibit lower seat-to-head transmissibility can be different from one user to another. The cushion type with the lowest vibration transmissibility is different from AB participant to MWC users, but also in between different MWC users (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003). If the

air cushion transmitted less vibration for AB participants, no difference was found between the different cushions investigated amongst MWC users. The most likely reason for such differences between the users is the effect of the cushion on users' stability and support. This is why cushions with gel, due to their viscoelastic properties, have better damping properties than cushions filled with air (Ferguson-Pell and Call 2015). For users with full muscular control (i.e., AB), the cushion with the lowest damping properties, which is the cushion filled with foam and air, showed the lowest vibration seat to head transmissibility (C.-P. DiGiovine et al. 2003; C. P. DiGiovine et al. 2003). Another reason could be linked to the participant weight because both the stiffness and the damping properties depend on the cushion preloading (Garcia-Mendez et al. 2012); changes of such properties were proven to affect the vibration transmission (Matsuoka et al. 2003). Therefore, participant weight may affect the vibration transmission, and as a consequence, the ability of the cushion to absorb vibration.

4.5.4 Perspective and Limitations

As many parameters affect vibration transmissibility, experimentally determining the MWC that minimizes the most deleterious vibration is complex. On top of that, MWC users' characteristics modify the MWC vibration transmissibility. Hence, the MWC properties that minimize harmful vibration transmissibility could be different between two different MWC users. To answer this issue, the most practical way to identify the most relevant parameters that minimize deleterious vibration would be to simulate the vibration transmissibility through the MWC/users system. However, very few models exist for vibration transmissibility during MWC propulsion.

This systematic review reported only six articles describing a model of MWC vibration transmissibility, and all the models developed were two-dimensional models in the sagittal plane. As the amount of vibration was preponderant along the vertical axis and anteroposterior direction, developing a model in the sagittal plane could be sufficient. The most detailed model was proposed by Kawai and Matsuoka (2000): Each segment of the MWC user was represented, and the three contact points (i.e., footrest, seat, and backrest) between the user and the MWC were considered. MWC users' characteristics (mass and segment length) and their posture could, therefore, be accurately represented. However, as for the other models, the whole MWC was constructed as a single rigid body, thus preventing modification of the MWC properties and

settings. Moreover, no model was developed for the MWC during the propelling action, whereas the vibrating properties of the MWC could be different between users between dynamic and resting conditions (Delphine Chadeaux et al. 2021). Therefore, no model currently exists for estimating vibration transmissibility during MWC propulsion. Such models require numerous parameters (transfer function, damping, and stiffness coefficients), which imply experimental data and expensive numerical simulation. Hence, there is still a massive lack of information regarding the modeling strategy of the MWC/user system. This review article only focused on articles relative to MWC. However, similar rolling systems, such as bicycles, are more studied in dynamic conditions (Crequy 2015; Munera Ramirez 2014), and such works could be transposable into the investigation of MWC vibration issues. It could also be useful to observe research pursued in the transportation field. Vibration during different types of transportation is well studied, and models coupling people and seats or cars are already widely developed (Mondal and Arunachalam 2018).

4.6 Conclusion

Manual wheelchair (MWC) users are constantly exposed to vibration. It is broadly known today that human body exposure to certain vibrations can be detrimental to health and a source of discomfort and fatigue. Identifying key parameters influencing vibration is, therefore, crucial to better understand how to avoid human health being impacted. For that purpose, a systematic review was realized to synthesize the current knowledge (e.g., amplitude and frequencies description, modeling) regarding vibration transmissibility during MWC propulsion.

This review showed that both methods and parameters currently used to quantify the amount of vibration are varied, and most of the articles limited their investigation to one parameter only. As conclusions could differ between the parameters studied, developing a common method easily reproducible could be useful for any research on MWC vibration transmissibility. Simulated course roads have been proven to be efficient in studying vibration during MWC propulsion. However, a preliminary investigation needs to be performed to identify the frequency occurrence of each obstacle situation during a typical day and be able to correctly analyze the results. Besides, to confirm results obtained from able-bodied experiments, it will be interesting to ascertain

clear similarities and differences between AB and MWC user populations. Despite the heterogeneity of the methods used, all of the articles reported that MWC users are over-exposed to vibration on the frequency range deleterious for a seated human body. Moreover, the frequency of vibration at which MWC are exposed tends to match the resonant frequency of the MWC user's painful body parts. If shocks are absorbed by the participant body, studies highlighted that the vibrations are not and tend to be amplified by both the MWC and the participant. However, the current standard developed for MWC evaluation does not include the vibration criterion.

The analysis of the literature showed that vibration induced by MWC propulsion could be affected by many parameters relative to the MWC system (e.g., MWC design, material, suspensions, and cushion), but also by parameters external to the MWC (e.g., environment and participant characteristics and propulsion technique). Currently, the external environment is not adapted to the MWC, nor is the MWC optimized for the users. The seat and the backrest cushions used by MWC users are not reducing the vibration transmissibility at their minimum. Recommendations need to be standardized to assist physicians in the choice of cushion type relative to MWC users' pathology. As many factors can affect vibrations, conclusions on the influence of each MWC element are still difficult to assess. Nevertheless, the suspensions do not seem to be a good option to decrease the amount of vibration transmitted to the human body. Further studies are needed to conclude on the effects of other parameters, such as the frame, the wheels, and the footrest, on the vibration content.

Furthermore, each MWC user has a specific tolerance toward the same amount of vibration received. Therefore, MWC settings or components that are appropriate for one MWC user, could not for another. Because the testing process is time-consuming, due to the number of factors and the number of possibilities, a numerical simulation shortcuts the identification of the best MWC settings and parameters for its user. Currently, only a few models exist to model vibration transmission during MWC propulsion, and only one model considered both the MWC and the user for its vibration analysis. Unfortunately, this model associated the MWC with a rigid body making the effect of a change in components or MWC configuration impossible to study. Moreover, no model was developed under propulsion conditions. Therefore, current

models need to be improved to fit all the expectations described above.

Conclusion en français

Les utilisateurs de fauteuils roulants manuels (FRM) sont constamment exposés à des vibrations. Il est aujourd'hui largement reconnu que l'exposition du corps humain à certaines vibrations peut être préjudiciable à la santé et constituer une source d'inconfort et de fatigue. L'identification des paramètres clés influençant les vibrations est donc cruciale pour mieux comprendre comment éviter que la santé humaine ne soit affectée. Dans ce but, une revue systématique a été réalisée pour synthétiser les connaissances actuelles (par exemple, description de l'amplitude et des fréquences, modélisation) concernant la transmissibilité des vibrations pendant la propulsion en FRM.

Cette revue a montré que les méthodes et les paramètres actuellement utilisés pour quantifier la quantité de vibrations sont variés, et la plupart des articles ont limité leur investigation à un seul paramètre. Comme les conclusions peuvent différer selon les paramètres étudiés, le développement d'une méthode commune facilement reproductible pourrait être utile dans le but d'étudier les transferts vibratoires en FRM. Les parcours d'obstacles utilisés se sont avérées efficaces pour étudier les vibrations pendant la propulsion en FRM. Cependant, une enquête préliminaire doit être menée afin d'identifier la fréquence d'occurrence de chaque situation d'obstacle au cours d'une journée typique. En outre, pour confirmer les résultats obtenus à partir d'expériences sur des personnes valides, il sera intéressant d'établir clairement les similitudes et les différences entre les populations valides et d'utilisateurs de FRM. Malgré l'hétérogénéité des méthodes utilisées, tous les articles rapportent que les utilisateurs de MWC sont surexposés à des vibrations sur la gamme de fréquences délétères pour le corps humain assis. De plus, la fréquence de vibration à laquelle les utilisateurs de FRM sont exposés correspond aux fréquence de résonance des parties du corps douloureuses pour les utilisateurs de FRM. Si les chocs sont absorbés par le corps du participant, les études ont mis en évidence que les vibrations continues ne le sont pas. Elles ont même tendance à être amplifiées à la fois par le FRM et le participant. Cependant, la norme actuelle développée pour l'évaluation des FRM n'inclut pas de critère impliquant l'exposition aux vibrations induites par ce dernier.

L'analyse de la littérature a montré que les vibrations induites par la propulsion de la MWC peuvent être affectées par de nombreux paramètres relatifs au FRM (par exemple, la conception du FRM, le matériau, les suspensions et le coussin), mais aussi par des paramètres externes (par exemple, l'environnement, les caractéristiques du participant et la technique de propulsion). Actuellement, l'environnement n'est pas adapté à la propulsion en FRM, et le FRM n'est pas non plus optimisée pour les utilisateurs. En effet, les coussins de l'assise et du dossier utilisés par les utilisateurs ne réduisent pas la transmissibilité des vibrations à leur minimum. Des recommandations doivent être réalisées afin d'aider les médecins à choisir le type de coussin en fonction de la pathologie des utilisateurs. Comme de nombreux facteurs peuvent affecter les transmissions vibratoires, les conclusions sur l'influence de chaque élément du FRM sont encore difficiles à évaluer. Néanmoins, les suspensions ne semblent pas être une bonne option pour diminuer la quantité de vibrations transmises au corps humain. D'autres études sont nécessaires pour conclure sur les effets d'autres paramètres, tels que le cadre, les roues et le repose-pieds, sur le contenu vibratoire.

En outre, chaque utilisateur du FRM a une tolérance spécifique à l'égard de la quantité de vibrations reçues. Par conséquent, les réglages ou les composants du FRM qui conviennent à un utilisateur pourraient ne pas convenir à un autre. Étant donné que le processus d'essai prend beaucoup de temps, en raison du nombre de paramètres et de possibilités, la simulation numérique serait une voie intéressante afin d'identifier les réglages et paramètres du FRM les mieux adaptés à son utilisateur. Actuellement, seuls quelques modèles existent pour modéliser la transmission des vibrations durant la propulsion en FRM, et un seul modèle a considéré à la fois le FRM et l'utilisateur pour son analyse des vibrations. Malheureusement, ce modèle associait le FRM à un corps rigide, rendant impossible l'étude de l'effet d'un changement de composants ou de configuration du FRM. De plus, aucun modèle n'a été développé dans des conditions de propulsion. Par conséquent, les modèles actuels doivent être améliorés pour répondre à toutes les attentes décrites ci-dessus.

Enjeux scientifiques de la thèse

Dans le monde du travail, du fait des risques qu'elle induit sur la santé, l'exposition aux vibrations est contrôlée depuis plusieurs années (ISO-2631 1997). Plus récemment, les vibrations sont également étudiées dans une démarche de santé et de performance des sportifs, notamment chez le cycliste (CREQUY 2015). En effet, en plus de son impact sur la santé, l'exposition aux vibrations augmente l'apparition de la fatigue diminuant ainsi probablement les performances du sportif. Or, lors de la propulsion en FRM, l'interaction entre le sol et les roues génère également des vibrations qui sont transmises à l'utilisateur. Il a été observé que les vibrations auxquelles sont exposés les utilisateurs de FRM se trouvent dans la plage de fréquences délétères pour le corps humain (i.e. [4- 80 Hz]) et sur des niveaux vibratoires supérieurs à ceux recommandés par la norme, et sont donc potentiellement nuisibles pour l'utilisateur de FRM. Face à ce constat, l'étude de l'exposition vibratoire lors de la propulsion en FRM, en vue de son optimisation, possède donc un réel intérêt pour l'utilisateur, et ce d'autant plus dans le contexte de la pratique sportive. En effet, les FRM de sport sont généralement plus rigides et la vitesse de propulsion plus élevée que dans la vie quotidienne, favorisant ainsi une exposition à des plus hauts niveaux vibratoires.

Toutefois, à ce jour, les vibrations auxquelles sont soumis les utilisateurs de FRM ainsi que les effets des interactions entre celles-ci, l'utilisateur, le FRM et ses différents réglages, et l'environnement sont mal connus ou mal identifiées. Les différences méthodologiques observées dans la littérature rendent complexe l'identification d'un consensus quant à l'exposition vibratoire et aux paramètres pouvant modifier cette dernière. En conséquence, cette thèse se propose donc

d'identifier les paramètres d'intérêt permettant d'une part la caractérisation de l'exposition vibratoire des utilisateurs de fauteuil roulant manuel et d'autre part de poser les premières bases en vue de futurs travaux permettant d'optimiser cette exposition vibratoire en diminuant son caractère nuisible pour l'utilisateur.

A cette fin, dans un premier temps, cette thèse s'est intéressée à l'identification des conditions expérimentales nécessaires à l'étude des vibrations lors de la propulsion en FRM, c'est-à-dire, les plus représentatives possibles de la réalité. Dans un second temps, l'étude des vibrations étant rendue possible expérimentalement, les paramètres ayant une influence notable sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM au cours de la propulsion en FRM ont été identifiés et quantifiés. Ce jeu de paramètres a alors permis d'estimer l'exposition aux vibrations lors de la propulsion quotidienne. Sur la base des données recueillies, un modèle prédictif de l'exposition vibratoire a été également proposé. Pour finir, l'influence des caractéristiques du FRM sur les propriétés des vibrations transmises à l'utilisateur a été étudiée afin d'en déterminer l'impact sur la santé et la performance sportive. Ainsi, ce travail permet d'émettre des recommandations quant-aux conditions expérimentales permettant d'étudier l'exposition vibratoires des utilisateurs de FRM et ouvre des perspectives d'optimisation des échanges vibratoires lors de la propulsion quotidienne ou sportive en FRM.

Partie II

Evaluation de l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en fauteuil roulant

Objectifs

1. *Comment les utilisateurs sont-ils exposés aux vibrations ?*
2. *Quels sont les paramètres à prendre en considération ?*
3. *Comment prédire l'exposition aux vibrations ?*

Verrous scientifiques et technologiques

- Réaliser des mesures précises, multidirectionnelles et embarquées de l'exposition aux vibrations
- Identifier et quantifier le jeu de paramètres pertinents pour l'estimation du niveau vibratoire dans les domaines fréquentiels et temporelles



FIGURE 1 – Photographie d'une session de mesures de l'exposition aux vibrations lors de la pratique de l'athlétisme en FRM.

Chapitre 1

La propulsion quotidienne et la pratique sportive

1.1 Avant-propos

La partie I a révélé une recherche de performance et un souhait de préserver l'intégrité des athlètes pratiquant l'athlétisme en FRM. Bien que, dans cette démarche, de nombreux domaines soient abordés, aucune étude ne s'intéresse à l'exposition aux vibrations lors de la pratique sportive en FRM. L'exposition aux vibrations impliquant le corps humain est pourtant un facteur pouvant impacter à la fois la santé et les performances de l'athlète.

Lors de la propulsion quotidienne en FRM, il a été observé que les utilisateurs étaient exposés à des niveaux et fréquences de vibrations délétères pour le corps (Partie I, chapitre 3). Cette étude propose désormais de compléter ces connaissances en estimant l'exposition aux vibrations lors de la pratique de l'athlétisme et du basket en FRM. Cette étude a fait l'objet d'une communication orale lors du 47^e congrès de la société de biomécanique (LARIVIÈRE et al. 2022a).

1.2 Matériels et méthodes

1.2.1 Conditions expérimentales

Participants et FRM

Quinze utilisateurs de FRM (huit quotidien, quatre d'athlétisme et trois de basket) ont participé à cette étude avec leur propre FRM. La pression des pneus et les réglages de FRM n'étaient pas contrôlés mais ils étaient représentatifs des conditions de pratique réelle.

Environnement

Pour les utilisateurs de FRM quotidiens, l'exposition aux vibrations a été mesurée sur cinq types de sols, représentatifs des sols communément rencontrés en intérieur et extérieur (voir Figure 1.1). L'acquisition était réalisée lors de propulsion en ligne droite sur une distance de 10 m (10 secondes d'acquisition). Pour l'athlétisme, l'exposition aux vibrations a été déterminée durant un 100, un 200, un 400 et un 800 m sur piste et durant 1000 m en ligne droite sur route. Pour le basket, elle a été mesurée pendant 2 min d'échauffement sur le terrain de basket habituel des joueurs.



FIGURE 1.1 – Photographies des deux revêtements de sols intérieurs (des carreaux de marbre et des carreaux de terre cuite) (a), et des trois revêtements de sols extérieurs (des dalles de béton, asphalté gris clair et route asphalté endommagée) (b) utilisés pour étudier l'exposition aux vibrations pendant la propulsion quotidienne.

Contrôle de la vitesse de propulsion

La prise de mesures et le contrôle des conditions (i.e. type de sol et vitesse de propulsion) rencontrées par un utilisateur quotidien de FRM nécessitent un système d'acquisition permettant d'avoir une fréquence d'acquisition suffisante (supérieur à 200 Hz (ISO-2631 1997)) et suffisam-

ment d'autonomie et de mémoire pour mesurer l'exposition aux vibrations durant une journée. Il fallait aussi être capable d'identifier chaque environnement de propulsion rencontré par l'utilisateur. Dans cette étude, l'objectif des mesures lors de la propulsion quotidienne étant d'obtenir des valeurs de référence, il était préférable de contrôler ces conditions. Ainsi, lors de la propulsion quotidienne, des vitesses de 0,8, 1,1 et 1,6 m.s⁻¹ ont été étudiées afin de couvrir l'ensemble de la plage de vitesses observée lors de la propulsion en FRM (i.e. [0.8 1.6 m⁻¹]) (SONENBLUM et al. 2012). La vitesse était contrôlée à l'aide d'un métronome et de marques sur le sol. L'utilisateur devait passer devant une marque au sol à chaque battement du métronome.

Pour la pratique du basketball et de l'athlétisme, afin d'être plus représentatif de l'activité, la vitesse n'était pas imposée aux participants. Ils devaient réaliser leurs déplacements comme lors d'un entraînement habituel. Néanmoins, la vitesse était mesurée en suivant la méthode de PANSIOT et al. (2011) à l'aide de gyromètres supplémentaires (Xsens Technologies B. V., Enschede, Pays-Bas, 100 Hz) fixés sur les deux roues motrices. Ainsi, la connaissance de la vitesse angulaire des roues, associée à celle de la géométrie du FRM a permis de calculer la vitesse de déplacement (PANSIOT et al. 2011).

1.2.2 Données mesurées

Exposition aux vibrations

Un accéléromètre 3D sans fil (BlueTrident, Vicon, Oxford, UK, 1125 Hz *pm* 16 G) était fixé sous le coussin du siège, au niveau de l'ischion gauche du participant. L'exposition aux vibrations dans la direction verticale (A_{wz}) a été estimée selon les recommandations de la norme ISO-2631, comme suit

$$A_{wz} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_{wz}(t)^2 dt \right]^{1/2}, \quad (1.1)$$

où T est le temps de mesure, a_{wz} est l'accélération verticale pondérée en fréquence comme recommandé par la norme [textciteISO1997](#). Pour une meilleure comparaison des résultats, A_{wz} a également été normalisé par la vitesse de propulsion. Uniquement l'axe vertical a été observé car il s'agit de l'axe selon lequel les vibrations sont prédominantes d'après la revue systématique réalisée et présentée au chapitre 4 de la Partie I (O. LARIVIERE et al. 2021).

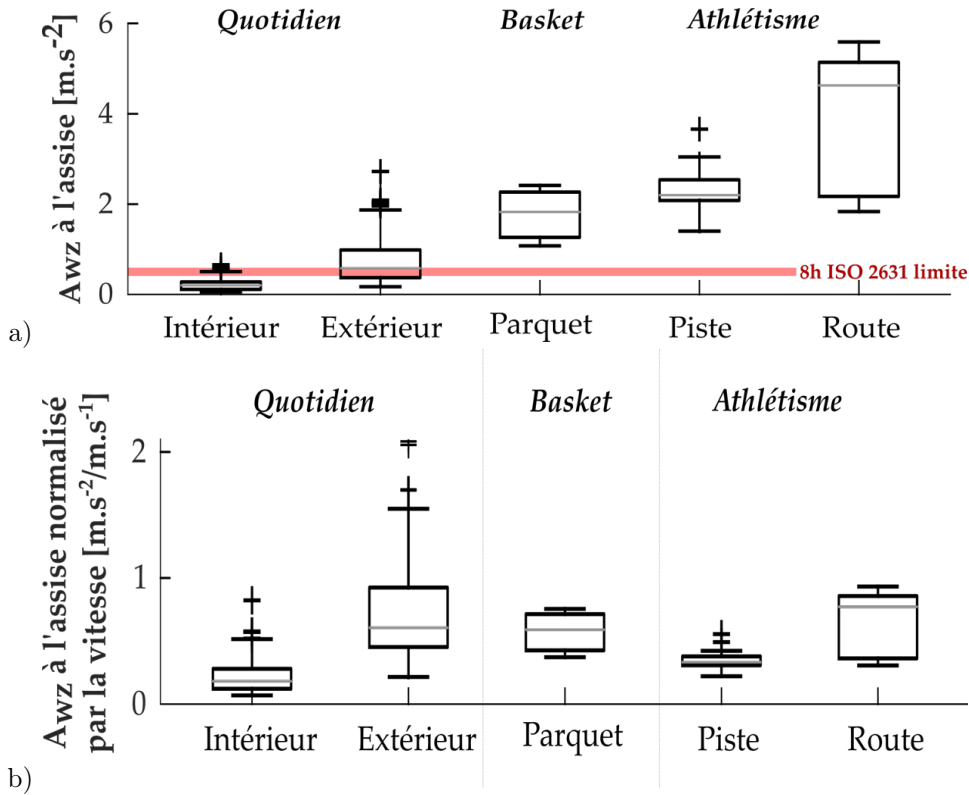


FIGURE 1.2 – Exposition aux vibrations verticales à l'assise en $m.s^{-2}$ (a) et normalisée par la vitesse de propulsion (b) durant différents type de propulsion en FRM.

1.3 Résultats et discussion

La Figure 1.2a présente l'exposition aux vibrations verticales (A_{wz}) mesurée à l'assise pour les différentes conditions. La Figure 1.2b présente l'exposition aux vibrations verticales normalisée par la vitesse de propulsion. Dans ce chapitre, les paramètres étudiés sont présentés de la façon suivante : valeur moyenne (SD).

Les vitesses de propulsion pendant la pratique du basketball et de l'athlétisme en FRM ont respectivement été de $3,1 (0,1) m.s^{-1}$ et $6,6 (0,4) m.s^{-1}$.

Dans cette étude, l'exposition aux vibrations mesurée pendant la propulsion en FRM dépassait les limites recommandées par la norme ISO-2631 (1997) (Figure 1.2a). En particulier, lors de la pratique sportive où l'exposition aux vibrations s'est révélée plus élevée que pendant la propulsion quotidienne ($2,6 (1,1)$ et $0,4 (0,4) m.s^{-2}$, pour le sport et la propulsion quotidienne). En normalisant l'exposition aux vibrations par la vitesse de propulsion, aucune différence notable n'a néanmoins été observée entre ces deux conditions (Figure 1.2b). Bien que le parquet soit un

revêtement de sol intérieur, l'exposition aux vibrations normalisée par la vitesse était plus proche de celle induite par un revêtement de sol extérieur qu'un revêtement de sol intérieur lors de la propulsion quotidienne (Figure 1.2b).

Les résultats de cette étude révèlent que les utilisateurs de FRM tendent à être surexposés aux vibrations lors de la propulsion quotidienne. Ce constat est renforcé lors de la pratique sportive, ce qui corrobore les données préalablement obtenus par (GARCIA-MENDEZ et al. 2013). Par ailleurs, il est important de noter que la norme ISO-2631 (1997) a été développée dans le cadre professionnel chez des sujets valides. Il est tout à fait possible que ce seuil puisse devoir être abaissé pour certaines pathologies, notamment les blessés médullaires, par exemple. Néanmoins, la valeur d'exposition limite à 0.5 m.s^{-2} correspond à une exposition quotidienne de 8 h. Or la propulsion quotidienne pour les utilisateur de FRM est en moyenne d'une heure par jour (SONENBLUM et al. 2012). Pour une telle durée d'exposition le niveau vibratoire autorisé par la norme (ISO-2631 1997) est de 0.9 m.s^{-2} . Cette valeur est tout de même dépassée sur quelques sols extérieurs (Figure 1.2a) et sur l'ensemble des pratiques sportives. Il est néanmoins important de considérer que certains utilisateurs se propulsent plus d'une heure par jour.

La Table 1.1 présente donc le temps à partir duquel la limite autorisée par la norme est dépassée pour chaque condition étudiée. Lors de la pratique sportive, le temps d'exposition limite est de l'ordre de la minute (Table 1.1), ce qui est inférieur au temps de pratique sportive des athlètes en FRM. Pour la santé des utilisateurs de FRM, il est donc nécessaire de diminuer les vibrations induites par la propulsion en FRM. Ceci est particulièrement vrai lors de la pratique de sports où le niveau vibratoire est supérieur à 2 m.s^{-2} et où, en plus de la santé, la performance est recherchée. De plus, nos résultats indiquent que les différences d'exposition aux vibrations entre la propulsion sportive et la propulsion quotidienne sont principalement dues à la vitesse de propulsion, plus élevée pendant la pratique sportive que pendant la propulsion quotidienne. Cette observation est en accord avec WAGA et al. (2020).

Par ailleurs, une telle exposition aux vibrations lors de la pratique sportive pourrait également s'expliquer par la qualité du sol. En effet, bien que le parquet soit un sol intérieur, les vibrations induites par ce dernier étaient plus proches de celles induites par la propulsion quotidienne sur

Condition		Awz moyen [m.s ⁻²]	Durée d'exposition
Quotidienne	Sol intérieur	0.2	197 h
	Sol extérieur	0.6	4 h
Basket	Parquet	2	4 min
Athlétisme	Piste	2.2	2.5 min
	Route	5	9 sec

TABLE 1.1 – Durée d'exposition à partir de laquelle la norme est dépassée pour différentes conditions de propulsion.

le sol extérieur que sur le sol intérieur. De nombreux défauts observés sur le parquet pourraient expliquer un tel niveau vibratoire. Une autre hypothèse qui pourrait expliquer une telle exposition aux vibrations réside dans la conception du FRM. En effet, les FRM de basketball sont des structures entièrement soudées alors que les FRM quotidiens contiennent plusieurs poutres assemblées entre elles par des pièces permettant le réglage du FRM. Par conséquent, les FRM sportifs sont plus rigides que les FRM quotidiens, ce qui peut induire un amortissement plus faible de l'amplitude des vibrations.

1.4 Conclusion

Une des hypothèses sous-jacentes à ce travail de thèse était que l'exposition aux vibrations pendant la propulsion en FRM affecte la santé, le confort et les performances des athlètes. Cette étude a proposé d'évaluer l'exposition aux vibrations pendant la pratique du basketball et de l'athlétisme en FRM et de la comparer à différentes conditions de propulsion quotidiennes. En partant de cette hypothèse, nos résultats indiquent que le niveau de vibrations pourrait altérer la santé, le confort et la performance. Par rapport aux directives ISO, pendant la pratique sportive, les utilisateurs de FRM sont surexposés aux vibrations. Si la vitesse semble être le principal facteur de cette sur-exposition, la qualité de la surface et la conception du FRM sont également des sources d'optimisation. Néanmoins, des études complémentaires sont nécessaires afin d'identifier les paramètres principalement responsables de telles expositions aux vibrations.

Introduction aux plans d'expérience

Dans l'objectif d'étudier les effets respectifs du type de sol, de la vitesse de propulsion, du type de FRM (i.e. sport, standard, actif), de la pression des pneus et de la masse de l'utilisateur sur l'exposition aux vibrations, une méthodologie de plan d'expérience a été mise en place. Ce chapitre rappelle les notions de bases quant à cette méthodologie et l'exploitation de ses résultats.

L'utilisation de plans d'expérience date du début du siècle dernier et provient de l'industrie (GOPY 2006). Cette méthode avait pour objectif de tester efficacement l'influence de multiples variables d'entrée (ou facteurs) sur la performance (ou réponse) de production en un minimum d'essais tout en gardant une bonne qualité de produit, à travers une relation mathématique liant les deux. Au delà de son utilisation pour l'industrie, la méthodologie des plans d'expérience a donc tout son intérêt pour identifier et analyser l'effet de facteurs sur un paramètre de réponse, en particulier l'exposition aux vibrations et/ou de développer une relation mathématique entre la réponse mesurée et la valeur des facteurs.

Mathématiquement, toute réponse à un problème peut être représenté comme fonction des variables qui l'influencent :

$$y_1 = f(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (2.1)$$

où y est la grandeur d'intérêt (i.e. réponse), x_i les variables sur lesquelles il est possible d'agir (i.e. facteurs) et f la fonction permettant de représenter au mieux les variations de la réponse en fonction des valeurs des facteurs. Les différentes étapes pour la mise en place d'un plan

d'expérience sont les suivantes :

1. Définition du système

- Identification de la variable permettant de quantifier la performance du système
- Identification des facteurs susceptibles d'avoir un effet sur la réponse du système et de leurs valeurs.

Cette étape a pour objectif d'estimer le nombre de variations nécessaires à tester pour chaque facteur appelé niveau et leur valeur. Lorsqu'on étudie l'influence d'un facteur, ses variations sont habituellement bornées entre deux niveaux appelés respectivement : "niveau bas" (-1) et "niveau haut" (+1). Dans le cas de la modélisation, l'approche utilise un développement en série de MacLaurin autour de zéro, les valeurs expérimentales doivent donc être transformées en valeur centrées réduites bornées entre -1 (niveau bas) et +1 (niveau haut). La valeur centrée réduite du facteur dans le modèle sera donc obtenu telle que

$$x = \frac{A - A_0}{Pas} \quad (2.2)$$

Où x est la valeur centrée réduite du facteur, A est la valeur du facteur, A_0 est la valeur centrale en unité courante et Pas la différence entre les deux bornes en valeurs courante.

2. Choix de la méthode d'expérimentation

En fonction des objectifs de l'étude, il existe différents types de plans d'expérience. Pour chaque type de plan, des tables expérimentales présentant les essais réalisés et leur organisation sont proposées en fonction du nombre de facteurs et de niveaux pour chaque facteur. Le plan factoriel complet consiste à tester toutes les combinaisons possibles des facteurs sélectionnés. Il permet ainsi de prendre en compte toutes les interactions entre les facteurs. Cependant, le nombre d'essais requis pour réaliser un plan factoriel complet augmente très rapidement avec le nombre de facteurs et de niveaux. En effet, pour ce type de plan, le nombre d'essais à réaliser est de n^f essais, où n est le nombre de niveau et f le nombre de facteurs. Une table expérimentale typique pour 3 facteurs à 2 niveaux est présentée Table 2.1.

Les plans factoriels fractionnaires consistent à ne réaliser qu'une partie des essais d'un

Essai	Facteur 1	Facteur 2	Facteur 3
E1	+1	+1	+1
E2	+1	+1	-1
E3	+1	-1	+1
E4	+1	-1	-1
E5	-1	+1	+1
E6	-1	+1	-1
E7	-1	-1	+1
E8	-1	-1	-1

TABLE 2.1 – Table expérimentale pour la réalisation d'un plan factoriel complet de 3 facteurs à 2 niveaux, +1 et -1 représentant le facteur testé au niveau haut et bas, respectivement

plan factoriel complet. La sélection des essais doit être judicieuse puisque la réduction du nombre d'essais diminue le nombre d'interactions observables entre les facteurs. Il est donc nécessaire d'identifier au préalable le ou les facteurs les plus influents ainsi que les interactions a priori négligeables. Une méthode de plans d'expériences réduits, appelée méthode de Taguchi, s'appuie sur des méthodes statistiques pour proposer des tables expérimentales réduites robustes (PILLET 2001).

3. Mesure et analyse des données : Identification des facteurs les plus influents sur la réponse donnée et/ou développement de la relation mathématique entre la réponse mesurée et la valeur des facteurs.
 - Étude de l'effet des facteurs : Par souci de simplification, le nombre de niveaux à tester pour chaque facteur est souvent fixé à deux. Dans ce cas, les valeurs extrêmes que peut prendre le facteur sont choisies comme niveaux. Afin de comparer l'effet de chaque facteur, une première solution pourrait être de regarder chaque essai individuellement puis de les comparer deux à deux. Cependant, cette approche serait fastidieuse et peu rigoureuse car les différences identifiées pourraient provenir des interactions entre les facteurs, du bruit ou encore d'erreurs de mesure. Lors de l'étude d'un plan d'expérience factoriel complet, chaque niveau de chaque facteur est testé le même nombre de fois et les mêmes conditions pour les autres facteurs. Pour chaque niveau, la moyenne RMS_z de toutes les configurations impliquant ce niveau du facteur a été déterminée. La comparaison de la moyenne de chaque niveau d'un facteur avec la moyenne de l'ensemble des essais permet ensuite d'en déduire l'effet du facteur. Plus cette différence sera importante, plus le facteur sera influent sur ces plages de valeurs (GOUPY 2006).

- Modélisation du système Dans le cadre de la méthodologie de plan d'expérience, Le système facteurs-réponse d'un plan d'expérience est modélisé mathématiquement par la formule de développement limitée de Taylor :

$$y_i = a_0 + \sum_{j=1}^N a_j \times x_j + \sum a_{jk} \times x_j \times x_k + \sum a_{jj} \times x_j^2 + e, \quad (2.3)$$

où e est un terme d'erreur qui permet de tenir compte de l'écart entre le modèle postulé et le modèle réel et les erreurs expérimentales, a_0 est la valeur de la réponse au centre du domaine d'étude, a_j est l'effet principal du facteur j , et a_{jk} représente l'effet de l'interaction entre les facteurs j et k .

Lorsque le plan d'expérience réalisé est un plan factoriel complet de 2 niveaux, les termes d'ordre 2 et l'erreur sont généralement négligés (GOUPY 2006). L'équation s'écrit alors sous forme matricielle de la manière suivante :

$$Y = AX, \quad (2.4)$$

où Y_i est le vecteur contenant les réponses du système, A_{wz} les coefficients du modèle, X est la matrice contenant les valeurs centrées réduites du facteur. Dans le cas d'un plan factoriel complet à deux niveau, la matrice X_i est carrée et orthogonale, et est donc inversible (GOUPY 2006). Grâce au plan d'expérience complet, on peut déterminer les différentes valeurs y_i associées à chaque essai i correspondant à différentes combinaisons x_j . A , vecteur des coefficients de l'équation de prédiction, peut donc être être déterminé par l'expression suivante :

$$A = Y_i X_i^{-1}. \quad (2.5)$$

Identification des facteurs influençant le niveau vibratoire

3.1 Avant-propos

Le chapitre 1 a souligné que les athlètes en FRM étaient surexposés aux vibrations. L'étude des vibrations lors de la propulsion en FRM possède donc un réel intérêt quant à l'optimisation de la santé et de la performance des sportifs en FRM. Dans le but d'optimiser leur exposition aux vibrations, il est donc nécessaire d'identifier les facteurs d'intérêt relatifs au FRM, à l'environnement et à l'utilisateur. De plus, la revue de la littérature, présentée Partie I Chapitre 4, indique que la présence de suspensions, le type de roue, le matériel et le type de châssis (rigide ou pliable) ne semblent pas avoir d'effet significatif sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM. En revanche, d'autres études ont également montré que le type de sol avait un effet important sur l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Étonnement, d'autres facteurs, tels que la vitesse de propulsion, le type de FRM (standard, sport, ...), la pression des pneus et la masse et les capacités musculaire de l'utilisateur (mannequin, sujet valide ou pathologique) n'ont pas été, ou très peu, étudiés. Cette partie a donc pour objectif d'identifier l'influence de ces facteurs sur le niveau vibratoire transmis à l'utilisateur de FRM. Ainsi, un jeu de paramètres pertinents pour l'optimisation des échanges vibratoires sera mis en exergue. Pour cela, une méthodologie de plan d'expérience a été mise en place afin d'étudier les effets du type de sol, de la vitesse de propulsion, du type de FRM (i.e. sport, standard, actif), de la pression des pneus et de la masse de l'utilisateur sur l'exposition aux vibrations.

3.2 Matériels et méthodes

Afin d'identifier les facteurs influençant le plus l'exposition aux vibrations une méthodologie de plan d'expérience a été mise en place. La première étape consistait en la définition du système.

3.2.1 Définition du système

Pour quantifier l'exposition aux vibrations des personnes assises, l'exposition aux vibrations Aw_z a été choisie comme paramètre d'intérêt. En effet, c'est un paramètre largement observé dans les études s'intéressant à l'impact de l'exposition aux vibrations sur la santé ou le confort dans le monde du travail. Pour ce qui est de son calcul, Aw_z est calculé comme présenté dans l'équation 3.2 de la partie I. Dans cette étude, uniquement l'axe vertical a été considéré puisqu'il a été montré que les vibrations verticales étaient prépondérantes dans la cadre de la propulsion en FRM (O. LARIVIERE et al. 2021).

Concernant les facteurs à inclure dans l'étude, la revue de la littérature (O. LARIVIERE et al. 2021) a permis d'identifier les facteurs suivants : le type de sol, la vitesse de propulsion, le type de FRM (i.e. sport, standard, actif), la pression des pneus et la masse de l'utilisateur. L'objectif de cette étude étant d'identifier les facteurs ayant le plus d'influence sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM, comme mentionné dans la Partie II Chapitre 2, deux niveaux, un niveau haut et un niveau bas ont été déterminés pour chaque facteur. La Table 3.1 présente les valeurs correspondant au niveau haut (+1) et bas (-1) de chaque facteur. La vitesse a été choisie de manière à couvrir la plage de vitesse observée lors de la propulsion quotidienne (SONENBLUM et al. 2012). La masse a été étudiée sur la plage de valeurs atteignables avec le mannequin utilisé. La plage de pression des pneus correspondait aux recommandations des pneumatiques. Enfin, pour choisir les différents types de sol et de FRM à inclure dans l'étude, il était nécessaire de quantifier le niveau vibratoire de ces derniers au préalable. Pour cela, un index vibratoire présenté Annexe IV a été utilisé : il est évalué à travers la mesure du niveau vibratoire par objet de calibration. Parmi les FRM et les sols à disposition, ceux conservés pour le plan d'expérience (présentés Table 3.1) étaient ceux avec l'index vibratoire le plus faible et le plus élevé.




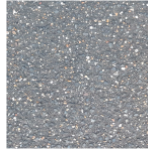
Facteurs	Niveaux	
	-1	+1
Vitesse [m.s^{-1}]	0.8	1.6
Masse [kg]	36	75
Pression [bar]	6	10
FRM	FRM actif, Ottobock Voyager 	FRM de basket, Invacare 
Sol	Sol lisse 	Sol rugueux 

TABLE 3.1 – Valeur des facteurs pour les niveaux bas (-1) et haut (+1).

3.2.2 Choix de la méthode d'expérimentation

La définition du système a permis d'identifier le cinq facteurs à inclure (i.e. le type de sol, la vitesse de propulsion, le type de FRM, la pression des pneus et la masse de l'utilisateur) sur deux niveaux chacun. Dans un premier temps, pour obtenir une réponse précise sur l'effet de ces facteurs et de leurs interactions, un plan factoriel complet a été réalisé. Le nombre d'essais était donc de 35 (2^5) (Partie II Chapitre 2). Cependant, chaque essai a du être répété afin de prendre en compte les erreurs dues à la variabilité expérimentale (e.g. vitesse, placement accéléromètre). Le nombre d'essais total est devenu alors trop important à réaliser en une expérimentation. Ainsi, afin de le limiter, l'étude a été séparée en deux plans de trois facteurs chacun. Le facteur en commun des deux plans (i.e. la pression des pneus) a un rôle de référence pour comparer les résultats obtenus dans les deux plans d'expérience. Le plan PE1 combine l'étude l'effet de la pression des pneus, du type de FRM et de la vitesse de propulsion. Il a été réalisé avec un mannequin de 75 kg et sur sol lisse. Le plan PE2 étudie l'effet de la pression des pneus, la masse de l'utilisateur et de le type de sol. Il a été réalisé avec un FRM actif et à une vitesse de 0.8 m.s^{-1} . Pour chacun de ces plans, les essais réalisés sont présentés Table 3.2 et les valeurs des facteurs correspondant aux niveaux -1 et +1 sont présentés Table 3.1.

Essai	Pression des pneus	Type de FRM	Vitesse	Essai	Pression des pneus	Masse	Sol
PE1-Es1	+1	+1	+1	PE2-Es1	+1	+1	+1
PE1-Es2	+1	+1	-1	PE2-Es2	+1	+1	-1
PE1-Es3	+1	-1	+1	PE2-Es3	+1	-1	+1
PE1-Es4	+1	-1	-1	PE2-Es4	+1	-1	-1
PE1-Es5	-1	+1	+1	PE2-Es5	-1	+1	+1
PE1-Es6	-1	+1	-1	PE2-Es6	-1	+1	-1
PE1-Es7	-1	-1	+1	PE2-Es7	-1	-1	+1
PE1-Es8	-1	-1	-1	PE2-Es8	-1	-1	-1

TABLE 3.2 – Tables expérimentale des deux plans d’expérience réalisées.

3.2.3 Mesure et analyse des données

Pour chaque essai présenté Table 3.2, l’exposition aux vibrations à l’assise (A_{wz}) a été obtenu à l’aide d’un accéléromètre (BlueTrident sensors, Vicon, Oxford, UK, 1125 Hz, $\pm 16 g$) scotché sur la toile d’assise à 10 cm du coin gauche de l’assise et à 10 cm du fond de l’assise (i.e. sous l’ischion gauche du participant). Le FRM chargé d’un mannequin d’essai (figure 3.1) (ISO-7176-11 2012) était poussé par l’expérimentateur le long d’une ligne droite de 10 m. La vitesse était contrôlée à l’aide de marques au sol placés tous les mètres et d’un métronome. La fréquence du métronome était réglé de manière à ce que l’expérimentateur doive passer devant une marque à chaque signal sonore afin de respecter la vitesse souhaitée. Pour faire face aux erreurs aléatoires, chaque essai a été répété cinq fois. Sur ces cinq répétitions, la valeur moyenne a été calculée et représentera la valeur de A_{wz} pour cet essai (appelé $A_{w_{zm}}$ où m est le numéro de l’essai).

Pour chaque plan, la valeur moyenne de l’ensemble des résultats obtenus a été calculé ($A_{w_{zm}}$). Afin d’étudier l’influence de chaque facteur sur l’exposition aux vibrations, l’effet du facteur f au niveau n (E_{fn}) a été calculé comme présenté Partie II Chapitre 2 et a été comparé à la valeur ($A_{w_{zm}}$) du plan associé. Un test t de Student a également été réalisé afin d’identifier s’il y avait des différences significatives ($p > 0.05$) entre les deux niveaux d’un même facteur.

3.3 Résultats et discussion

Pour les deux plans d’expérience menés, les effets des facteurs étudiés sont présentés Figure 3.2a pour l’effet du type de FRM, de la vitesse et de la pression des pneus et Figure 3.2b pour



FIGURE 3.1 – Photographie du mannequin d’essais chargé à 36 kg utilisé sur le FRM de basket.

l’effet du type de sol, de la masse, et de la pression des pneus. Ces figures présentent la valeur de E_{fn} pour chaque niveau n de chaque facteur f . Plus la valeur de E_{fn} est éloignée de la valeur moyenne (trait noir), plus cela signifie que le facteur a un effet important (Partie II Chapitre 2) sur l’exposition aux vibrations.

Le niveau vibratoire moyen est plus élevé pour le plan d’expérience PE1 (2.7 m.s^{-2}) (Figure 3.2a) que pour le plan d’expérience PE2 (0.9 m.s^{-2}) (Figure 3.2b). Cela s’explique par le fait que le plan PE2 a été mené en utilisant le niveau bas des paramètres de FRM et de vitesse de propulsion. En effet, d’après la littérature, on sait que l’exposition aux vibrations augmente avec la vitesse de propulsion (WAGA et al. 2020).

Parmi les différents facteurs testés pour le premier plan (Figure 3.2a), la vitesse de propulsion a été le facteur ayant le plus d’effet sur A_{wz} . En effet, il a présenté la plus large gamme de valeurs moyennes (i.e. de 1.3 à 4.3 m.s^{-2}) (Figure 3.2a) et une augmentation de A_{wz} a été observée lorsque la vitesse de propulsion augmente. Ces résultats sont en accord avec ceux observés dans la littérature : dans le cadre du transport routier, il a également été observé que la vitesse était un paramètre ayant un impact important sur le niveau vibratoire (TIEMESSEN et al. 2007). Lors

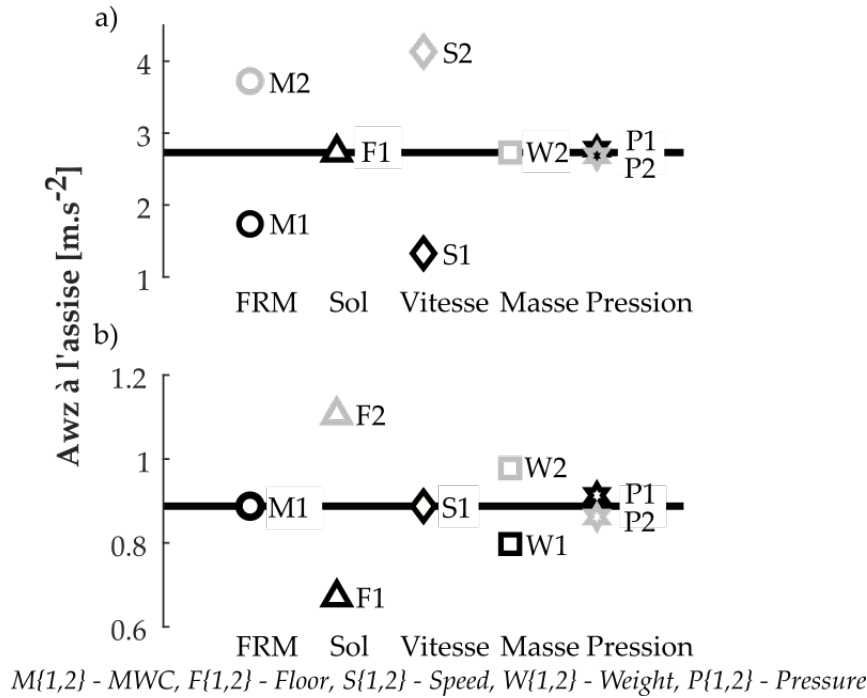


FIGURE 3.2 – Valeur moyenne de A_{wz} mesurée à l'assise en fonction de la valeur des facteurs étudiés pour les deux plans d'expériences réalisés. FRM : (M1) FRM actif, (M2) FRM de basket. Sols : (F1) sol intérieur, (F2) sol extérieur. Vitesse : (S1) 0,8 m.s⁻¹, (S2) 1,6 m.s⁻¹. Masse : (W1) 75 kg, (W2) 36 kg. Pression des pneus : (P1) 6 bar, (P2) 12 bar. La ligne noire représente la valeur A_{wz} moyenne sur tous les essais.

de la propulsion en FRM, WAGA et al. (2020) avaient également observé une augmentation du niveau vibratoire à l'assise lorsque la vitesse de propulsion augmentait.

L'effet du type de FRM sur A_{wz} était équivalent à l'effet de la vitesse (1.7 et 3.7 m.s⁻²) et un niveau vibratoire plus important a été obtenu avec le FRM de basket qu'avec le fauteuil actif. Comme chaque étude de la littérature a utilisé des modèles de FRM différents, le fait que le FRM ait un effet important sur A_{wz} à l'assise pourrait expliquer en partie les différences entre les articles s'intéressant à l'étude des vibrations lors de la propulsion en FRM (O. LARIVIERE et al. 2021). D'autre part, le fait que le fauteuil de basket induise un niveau vibratoire à l'assise plus élevé que le fauteuil quotidien testé corrobore l'observation réalisée dans la partie II Chapitre 1. Elle stipulait en effet que la géométrie rigide du FRM de basket était en partie responsable d'une exposition vibratoire élevée (i.e. A_{wz} vaut 2 m.s²) à laquelle les para-basketteurs sont soumis (LARIVIÈRE et al. 2022a). Néanmoins, il faudrait tester un plus grand nombre de FRM de basket afin de vérifier que cela n'est pas spécifique au FRM de basket utilisé dans cette étude.

Concernant l'effet de la pression des pneus, quel que soit le plan observé, la valeur de A_{wz} obtenue pour chacun des niveaux étudiés est proche de la valeur A_{wz} (Cf. Figure 3.2a et 3.2b). L'effet de la pression des pneus paraît donc négligeable en comparaison de l'effet du type de FRM et du type de sol, ce qui a été confirmé par un test t de Student, révélant qu'il n'y avait pas de différences significatives entre les valeurs A_{wz} obtenue pour les deux pressions testées. Néanmoins, une pression des pneus plus élevée $P2$ tend à générer un niveau vibratoire à l'assise plus faible (Cf. Figure 3.2a et 3.2b). Dans le cadre des transports routiers, certaines études n'observent pas non plus de différence sur le niveau vibratoire à l'assise (MALCHAIRE et al. 1996). Cependant, quand un effet de la pression des pneus était observé dans une situation transport routier, la diminution de la pression des pneus engendrait une diminution de l'exposition aux vibrations (SHERWIN et al. 2004). Cette différence de résultats pourrait s'expliquer par le fait que les roues de FRM possèdent des pneus moins épais que ceux d'une voiture ou d'un camion. Ainsi, dans le cas de la propulsion en FRM, quand les pneus sont sous-gonflés, le contact entre le sol et le FRM se fait par la jante alors que dans le cadre des transports automobiles, l'épaisseur reste suffisante, et donc la diminution de la pression des pneus engendre une augmentation de l'amortissement. Une autre hypothèse réside dans le fait qu'à 6 bar, on reste dans la plage de recommandation des constructeurs, les pneus sont donc encore suffisamment gonflés. De manière analogue, il a été montré que l'augmentation de résistance était négligeable pour des pressions de pneus supérieures à 3 bar. Au contraire, la résistance au roulement augmentait très fortement lorsque la pression diminuait à 2 voir 1 bar (BASCOU 2012).

En se focalisant maintenant sur les résultats du plan PE2 (Figure 3.2b), le type de sol est le facteur ayant le plus d'influence sur le niveau vibratoire. En effet, une augmentation du niveau vibratoire a été observé avec une augmentation de la rugosité ou de l'endommagement du sol, comme cela a déjà largement été observé dans la littérature (J. DUVALL et al. 2013).

Les effets de la masse de l'utilisateur sont faibles (A_{wz} varie entre 0.8 et 1 $m.s^{-2}$). Un test t de Student révèle en effet qu'il n'y a pas de différences significatives entre les valeurs A_{wz} obtenues pour les deux masses de mannequin testées. Néanmoins, A_{wz} semble diminuer avec l'augmentation de la masse de l'utilisateur. Bien que cette étude ait été réalisée avec un mannequin, les

résultats obtenus sont en accord avec ceux d'études similaires impliquant des participants. En effet, dans le cadre des études sur les transports routiers, l'effet de la masse a aussi été considérée comme négligeable en comparaison à d'autres paramètres tels que la vitesse ou la présence de suspensions (TIEMESSEN et al. 2007). L'exposition aux vibrations était également plus faible quand la masse du participant était plus importante (J. CHEN et al. 2003; MALCHAIRE et al. 1996).

3.4 Conclusion

Cette étude avait pour objectif d'identifier les facteurs pertinents à optimiser pour réduire l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Pour cela l'influence de différents facteurs (le type de sol, la vitesse de propulsion, le type de FRM (i.e. sport, standard, actif), la pression des pneu et la masse de l'utilisateur) sur le niveau vibratoire transmis à l'utilisateur de FRM a été étudiée à l'aide de la méthodologie des plans d'expérience. Les résultats ont permis entre autres d'observer qu'un FRM de basket induisait un niveau vibratoire plus important qu'un FRM quotidien. Jouer sur la conception des FRM de sport pourrait donc être une piste d'amélioration en vue de minimiser l'exposition aux vibrations des athlètes. De plus, en accord avec la littérature, un sol plus endommagé ou une vitesse plus élevée tendent à augmenter le niveau vibratoire (J. DUVALL et al. 2013; WAGA et al. 2020). La pression des pneus et la masse de l'utilisateur n'affectent pas de manière significative le niveau vibratoire à l'assise. Finalement, le type de FRM, de sol et la vitesse de propulsion sont les facteurs qui ont un effet significatif sur le niveau vibratoire transmis à l'utilisateur. Ces facteurs sont donc ceux à étudier/optimiser afin de réduire l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM.

Impact des conditions expérimentales sur le niveau vibratoire

4.1 Avant-propos

Intérêt de l'étude

Dans le Chapitre 3, Partie II, le type de FRM, de sol et la vitesse de propulsion ont été identifiés comme les paramètres influençant principalement le niveau vibratoire à l'assise. La revue de la littérature a également relevé une grande diversité dans les méthodes expérimentales développées (environnement, population, ...) et les paramètres observés, menant ainsi parfois à des conclusions opposées. Il a été notamment remarqué que de nombreuses études étaient réalisées avec des mannequins d'essais ou des sujets valides. Cependant, au vue des différences morphologiques avec les utilisateurs de FRM, il est possible que les propriétés vibratoires diffèrent. Dans cette seconde étude, un plan d'expérience considérant le FRM, le sol et la vitesse a donc été réalisé pour différentes populations (mannequin, sujets valides, utilisateurs de FRM amputés du membre inférieur ou souffrant de lésions musculaires). Cette étude a pour objectif de vérifier la véracité des résultats obtenus avec un mannequin ou des sujets valides. Elle analyse également plus précisément les effets du FRM, du sol et de la vitesse sur le niveau vibratoire à l'assise. Cela permettra notamment d'expliquer les différences de conclusion entre différents articles. Cette étude permettant de poser les bases expérimentales à respecter afin d'obtenir des résultats les plus représentatifs de la réalité, a été soumise pour publication (LARIVIÈRE et al. 2023).

Résumé en français

La santé et l'intégration sociale des personnes handicapées est un enjeu de société actuel. Lors de l'utilisation d'un fauteuil roulant manuel (FRM), les interactions entre le sol et les roues induisent des vibrations du FRM, qui sont transmises à l'utilisateur. Selon le temps d'exposition, la fréquence et l'amplitude, les vibrations générées affectent la santé et le confort de l'utilisateur. Il est donc crucial de quantifier l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM et les paramètres qui l'affectent. Pour des raisons pratiques, de nombreux auteurs tentent actuellement de caractériser les vibrations pendant la propulsion en FRM avec des mannequins ou des participants non-utilisateurs de FRM. Cependant, comme le contenu vibratoire est étroitement lié aux propriétés mécaniques du système humain/FRM, cela soulève des questions quant à la représentativité des résultats. À cette fin, cette étude présente l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM pour quatre conditions de chargement : avec un mannequin et trois catégories de participants (des non-utilisateurs de FRM, des participants amputés des membres inférieurs et d'autres souffrant de lésions médullaires ou musculaires). Différentes surfaces de sol, vitesses et types de FRM ont aussi été examinés afin d'identifier comment ces facteurs peuvent impacter le niveau vibratoire. Les résultats ont montré que l'estimation de l'exposition aux vibrations pouvait être réalisée avec des participants valides, et que l'utilisation d'un mannequin n'est pas toujours représentatif. D'autre part, comme la surface du sol et la vitesse affectent grandement l'exposition aux vibrations, ces deux paramètres doivent être contrôlés, ou au moins mentionnés.

Mots clés : Fauteuil roulant manuel ; Vibration ; Plan d'expérience.

Résumé en anglais

The health and social integration of people with disabilities is a current social issue. When using a manual wheelchair (MWC), ground/wheel interactions induce vibrations of the MWC, which are transmitted to the user. Depending on the exposure time, frequency and amplitude, the generated vibrations affect the health and comfort of the user. It is therefore crucial to quantify MWC users vibration exposure and parameters affecting it. For practical reasons, some authors currently attempt to characterize vibrations during MWC propulsion with dummies or non-MWC users participants. However, as the vibrations content is closely related to the mechanical properties of the human/MWC system, this raises questions about the representativity of the

results. To this end, this study investigates vibration transmission, and vibration exposure in four MWC loading conditions: with a dummy and three categories of participants (non-MWC users, lower limb amputee MWC users, and muscle-injured MWC users). Various flooring surfaces, speeds, and MWC types were examined. Results showed that to study vibration exposure during MWC propulsion, experiments can be performed with able-bodied participants. Conversely, the use of a mannequin shows differences that can be significant under certain conditions in relation to the target population. Besides, as the flooring surface and the speed greatly affect vibration exposure, both parameters have to be controlled, or at least reported. **Keyword** : Manual wheelchair; Vibration; Factorial design experiment.

4.2 Introduction

Vibration exposure could affect human health and comfort. Depending on vibration frequency and amplitude, whole body vibration (WBV) could increase reaction time (Newell and Mansfield 2008) and impair vision and balance (M. Griffin 1990). Further, long-term WBV exposure may convey to health disorders. Indeed, epidemiological studies on workers daily exposed to WBV, such as bus or truck drivers, observed a prevalence of low back (M.-H. Pope and T.-H. Hansson 1992) and neck pains (Boninger et al. 2003). These pains could be explained by damage to the intervertebral discs (Dupuis and Zelett 1987). In this context, guidelines have been developed for the protection of workers' health. The International Organization for Standardization (ISO), through the standard ISO-2631 (1997) (Mechanical vibration and shock, assessment of human exposure to whole-body vibration) , have established an acceptable vibration dose of 0.5 m/s^2 for an eight-hour exposure, beyond which health could be affected.

Using a manual wheelchair (MWC), ground/wheel interactions induce MWC vibrations, which are finally transmitted to the user. To protect MWC users from WBV risks, the first step is to quantify vibration exposure of MWC users according to propelling parameters. However, estimating WBV under real life condition —as recommended by the ISO standard (ISO-2631 1997) generates many constraints, making the measurements difficult. Indeed, such experiments require the use of high-performance embedded sensors (sampling frequency greater than 200 Hz, measurement range up to 6 m.s^{-2} , and capable of storing a large amount of data). Besides, in-

herent precautions must be taken since MWC users may have difficulties to propel themselves or perform MWC transfer independently. Consequently, to date, studies have sought to avoid these constraints by adapting the experimental context (O. Lariviere et al. 2021). For instance vibration exposure was estimated during short time over a simulated road course (C.-P. DiGiovine et al. 2003) or a drum shock simulator (R. A. Cooper et al. 2003). Many studies were also carried out with able-bodied participants (Chénier and Aissaoui 2014) or dummies (Mischand and S. Sprigle 2022). Such methodological choices combined to the wide range of MWC properties and MWC users specificities (O. Lariviere et al. 2022) make conclusions impossible.

This complexity is especially illustrated by the contradictory results drawn by Garcia-Mendez et al. (2013) and Mischand and S. Sprigle (2022). During daily measurements, Garcia-Mendez et al. (2013) estimated that MWC users are overexposed to WBV while, using a robot, Mischand and S. Sprigle (2022) drawn opposite conclusion. Garcia-Mendez et al. (2013) estimated the vibration exposure in anteroposterior and vertical directions below the seat cushion in midline beneath the ischial tuberosities during two weeks of 37 MWC users during daily life (average reported speed : 0.7 m.s^{-1}). For their part, Mischand and S. Sprigle (2022) estimated it at the top surface of the seat cushion in the vertical direction with a robot on a lightweight MWC over 4 types of floors (i.e. tile, decorative interior brick, poured concrete sidewalk, and expanded aluminum grates) under control speed (i.e. $0.8 - 1 \text{ m.s}^{-1}$). Therefore, position and direction of measurement, population, flooring surface, speed differed between the two aforementioned articles. Such difference could be the reason why one of the studies identifies that vibration exposure implies health risk for MWC users, where the other shows the contrary. Indeed, using a dummy might not be representative from a human body since it consist in a assembling of rigid masses, neglecting thus the damping properties of the human body. Also, previous studies already shows that flooring surfaces (J. Duvall et al. 2013) and speed (Waga et al. 2020) may impacted vibration exposure of MWC user. Regarding the effect of the MWC, no straightforward conclusions were currently drawn.

To conduct a study of the MWC users exposure to vibration, a large set of parameters has thus to be chosen. Considering further how they interact together to modify the characterization procedure, we hypothesized that such methodological differences contribute to draw various

conclusions. The objective of this study is therefore to evaluate the influence of environmental parameters on the amount of vibration. Standardizing the experimental methods will allow to obtain clear conclusion regarding vibrations during MWC propulsion. This could also be useful to develop a standard regarding MWC conception to prevent MWC users health risk implied by the vibration exposure.

4.3 Materials and methods

4.3.1 MWC users

Twenty six participants distributed into three categories were recruited (IRB00012476-2021-05-02-84): 18 able-bodied persons (9 men and 9 women, 34 ± 15 years old, 172 ± 8 cm, and 63 ± 6 kg), 3 lower limb amputee MWC users (all men, two transfemoral, and one transtibial amputee, 46 ± 12 years old, 172 ± 7 cm, and 68 ± 18 kg), and 5 muscular control deficit MWC users (4 men and 1 woman, 52 ± 18 years old, 176 ± 12 cm, and 78 ± 20 kg; 2 SCI (D4-D5 and D11-D12), hemiplegia, cerebral palsy, and vertebra D11 to L3 stucked). A 60 kg International Organization for Standardization (ISO) 7176–11 dummy was also used to simulate the MWC occupant (ISO-7176-11 2012).

4.3.2 Measurement protocol

For each participant, a full factorial design experiment was performed. Each participant was pushed by an assistant along a 10 m straight line while being sat on two commercially available MWC (a rigid lightweight: Invacare, Kuschall K-Series, and a folding standard: Vermeiren, D200 30°). Two speeds (0.8 and 1.6 m.s^{-1}) were tested, chosen to cover the daily speed range (O. Lariviere et al. 2021). Speed was controlled thanks to an audio signal and regularly spaced marks placed on the floor. Two flooring surfaces (marble tiles and coarse gravel concrete, see figure 4.1) were tested. Flooring surfaces (resp. MWC) were chosen above a wide range of flooring surfaces (resp. MWC) in order to induce a low and a high level of vibration. Such vibration level was quantified through a vibrating index. Such vibrating index was calculated as the RMS value of the acceleration norm measured while pushing a calibrating rolling object on each flooring surface. The value obtained were 2.1 and 13.0 m.s^{-2} , for marble tiles and coarse gravel concrete, respectively.

Additional floor conditions were tested to get more insight into the influence of floor irregularities on vibration exposure. For this purpose, three intermediate floors (floors 2, 3 and 4 on figure 4.1) were tested at low speed (i.e 0.8 m.s^{-1}). These three additional floors presented a vibrating index of [3.9, 8.5, 11.2] m.s^{-2} , respectively.

As a result, for each participants fourteen conditions were investigated and each condition was repeated three times.

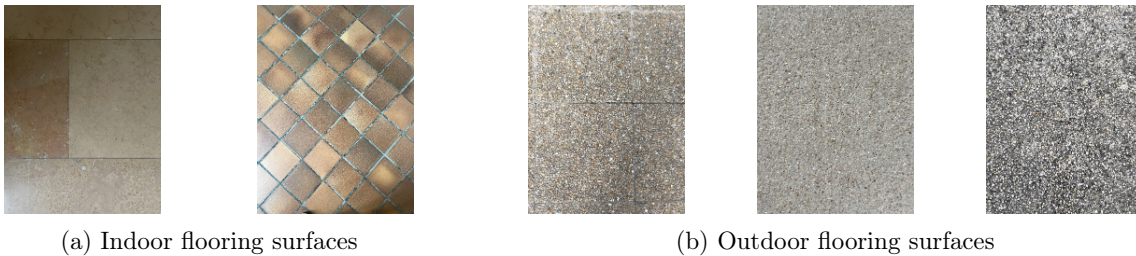


Figure 4.1 – Photographs of the two indoor flooring surfaces (i.e. marble tiles on the left and terracotta floor tiles on the right) (a), and three outdoor flooring surfaces (left to right, graveled concrete slab, light gray asphalt, and coarse gravel concrete) (b) used to study vibration exposure during daily propulsion.

4.3.3 Experimental setup

For each condition, vibration exposure was measured on three positions of the MWC (under the seat cushion at the participant’s left ischium, at the right rear wheel hub, and under the footrest see figure 4.2a) and three positions of the users (on the forehead, the neck (spinous of seventh cervical vertebrae) and lumbar spine (spinous of fifth lumbar vertebrae))(Figure 4.2b). Measurements were performed with six wireless 3D accelerometers (BlueTrident sensors, Vicon, Oxford, UK, 1125 Hz, $\pm 16 \text{ g}$). The accelerometers were fixed to the skin and MWC using an adhesive tape and secured using adhesive masking tape.

4.3.4 Description of the vibration exposure

Amount of vibration

To estimate the amount of vibration, the root-mean-squared (RMS) of the vertical acceleration was computed for each measurement position as :

$$RMS_i = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |s_n|^2}, \quad (4.1)$$

for a given discrete signal s_n of i positions and N is the number of data in the signal (i.e. 4800 datas, which corresponds to the length of the smaller signal above all the acquisitions). The RMS level reflects the amount of energy contained in the vibration signal. As during MWC propulsion, vibrations were mainly along the vertical direction (O. Lariviere et al. 2021) only the RMS on the vertical acceleration was observed in this study.

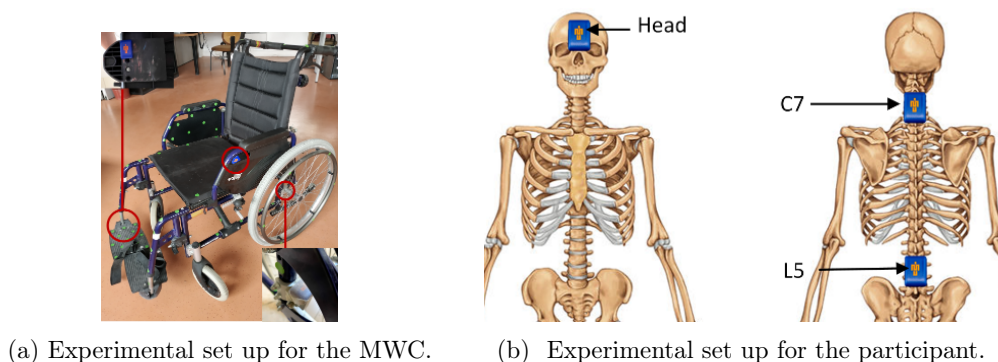


Figure 4.2 – Experimental set up.

Then, the condition of the factorial design methodology was used to quantify the effect of the different factors. First, the mean RMS_z of the whole data set was computed. Then, for every element, the mean RMS_z for all configurations involving this level of the factor was determined. As for different values of a factor the observed conditions will be the same, it is then possible to compare the effects of each factor. The more the vibration levels vary for the different values of a factor, the more this factor affect the amount of vibration.

To identified if MWC users are exposed to a health risk, vibration exposure in the vertical

direction (A_{wz_i}) was estimated according to the ISO-2631 (1997) standard. Therefore, for the MWC parts in contact with the user (i.e. footrest and seat), A_{wz_i} was calculated as

$$A_{wz_i} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_{wz_i}(t)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.2)$$

where T is the time of measurement (in this study 3 seconds) and $a_{wz_i}(t)$ is the vertical weighted acceleration at the position i . $a_{wz_i}(t)$ consists in applying weighting coefficients; proposed by the ISO-2631 (1997) standard; to each octave between 0 and 80 Hz of the temporal acceleration measured to give more importance to vibration frequencies deleterious for the seated human body. Therefore, A_{wz_i} reflects the amount of energy contained in the vibration signal by considering in a more important way the vibration at the deleterious frequencies for the human body.

Also to consider vibration in the other direction, vibration exposure considering the three direction (A_{w_i}) was calculated A_{w_i} as (ISO-2631 1997):

$$A_{w_i} = \sqrt{1^2 \times A_{wz_i}^2 + 1.4^2 \times A_{wx_i}^2 + 1.4^2 \times A_{wy_i}^2} \quad (4.3)$$

Frequency content

The effect of vibration on the human health depends strongly on the acceleration frequency. Therefore, to study vibration frequency spectral centroid μ was calculated as

$$\mu = \frac{\sum_{n=1}^N f_n |P_n|}{\sum_{n=1}^N |P_n|}, \quad (4.4)$$

where P_n is the power spectrum of the signal and f_n and f are the discrete and the continuous frequency vectors. To obtain the power spectrum of the signal, first the spectrum of the acceleration signal S_{Acc} was obtained applying the Fast Fourier Transform consecutively on 800 datas of vertical acceleration with an overlap of 400 datas. Then, spectrum was obtained as mean spectrum results obtained with the Fast Fourier Transform. Finally P_n was calculated as

$$P_n = \frac{S_{Acc_n} \times S_{Acc_n}^*}{F_s/2} \quad (4.5)$$

where $S_{Acc_n}^*$ is the conjugate value of S_{Acc_n} and F_s the sample frequency.

4.4 Results

Table 4.1 presented values of amount of vibration (Aw_z , Aw , and RMS_z value of the vertical acceleration) for the different conditions studied. First of all, although the three parameters considered represent the level of vibration to which users are exposed, the values obtained can vary from simple to double depending on the parameter observed. Indeed, at the seat, Aw_z is on average twice as low as considering all the axis (Aw). Also, Aw_z is lower than RMS_z . Such difference was all the more true at the footrest than at the seat. Indeed, if the Aw_z at the seat was on average 1.8 times lower than RMS_z , it was 3.3 times lower at the footrest. However, whatever the studied parameter tends were the same (see Table 4.1). Therefore, comparisons were now only performed regarding RMS_z . The amount of vibration on the MWC decreased from the bottom to the top of the MWC ranging from 4.6 and 0.9 $m.s^{-2}$ from the footrest to the seat. Regarding the users, the amount of vibration at the head and the neck was equivalent. The amount of vibration was higher at the lumbar spine (i.e. 1.4 $m.s^2$ on average) than at the head and the neck (0.7 $m.s^2$ on average).

Expected at the lumbar spine, the users' amount of vibration was lower than those measured on the MWC (see Table 4.1). At the user's lumbar spine RMS_z was only greater than the amount of vibration at the seat (i.e. 1.4 and 0.9 $m.s^{-2}$ on average, respectively). As for the amount of vibration, expected at the lumbar spine where μ is higher than at the seat (28 and 23 Hz, respectively), μ decreased from the footrest to the user's head ranging from 36 to 10 Hz.

To observe the impact of each parameter on the vibration exposure, the mean value of RMS_z and μ was measured during the conditions of the full factorial design experiment, according to the different factors, i.e. MWC, flooring surface, speed, and users. The results obtained were presented in Figure 4.3a (resp. Figure 4.3b), which presents the mean value of RMS_z (resp. μ) considering all the experiments (grey line) and for each level of each factor, the mean value of all conditions containing factors level (markers).

Factor studied tends to had a lower effect on the RMS_z and μ at the head and neck than at the all MWC positions. Indeed, RMS_z was ranging from 0.4 and 1.1 $m.s^{-2}$ at the head, and 1.5




















Floor																
Speed [m/s]		0.8	1.6	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	1.6			Mean		
MWC																
RMS_z	Head	0.3	0.4	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.9	0.9	0.8	0.8	1.4	1.3	0.7
	Neck	0.2	0.3	0.4	0.6	0.3	0.4	0.4	0.4	0.7	0.8	0.8	0.7	1.1	1.3	0.6
	Lumbar spine	0.2	0.2	0.9	0.8	0.5	0.4	0.6	0.6	1.4	1.0	2.1	1.1	5.7	4.2	1.4
	Seat	0.2	0.1	0.7	0.4	0.4	0.2	0.5	0.5	1.0	0.6	1.5	0.6	4.4	2.1	0.9
	Frame	0.3	0.2	1.4	0.8	0.5	0.4	0.7	0.7	1.6	1.1	2.2	1.3	10	5.0	1.9
	Footrest	0.7	0.4	4.2	1.3	1.2	0.7	1.5	1.5	4.0	1.7	5.1	1.7	32	7.5	4.6
Aw_z	Seat	0.1	0.1	0.4	0.3	0.3	0.2	0.5	0.3	0.7	0.5	1.0	0.4	1.6	1.0	0.5
	Footrest	0.2	0.3	0.9	0.7	0.6	0.5	1.1	0.7	1.5	1.2	2.1	1.1	6.0	2.4	1.4
Aw	Seat	0.2	0.2	0.8	0.6	0.6	0.4	0.9	0.6	1.5	1.0	2.1	1.1	3.9	2.2	1.2
	Footrest	0.7	0.6	2.5	1.7	1.7	1.2	3.4	1.7	4.9	2.8	7.5	2.9	15.1	6.5	3.8

Table 4.1 – Mean value of Aw_z , Aw and the RMS of the vertical acceleration ($m.s^{-2}$) for the different conditions tested.

and $11.4 m.s^{-2}$ at the footrest; μ was ranging from 8 and 12 Hz at the head, and 26 and 45 Hz at the footrest.

Whatever the studied positions, among the different factors, the type of flooring surface was the most influential factor on the RMS_z . Indeed, this factor was the one that presented the wide range of mean value (see Figure 4.3). Also, floor with a higher vibrating index implied a greater amount of vibration. However, whatever the type of surface, the frequency content did not change. Indeed, at the footrest, where the range of value of μ was the highest, μ was ranging from 32 to 39 Hz.

Speed was the second factor that affect the most RMS_z . This is especially true at the footrest and the frame where the ranges of values were equivalent to the one obtained for the floor. Besides, a higher RMS_z was observed for a higher speed. On μ the effect of the speed depended on the measurement point. Indeed if for the speed, μ was ranging from 9 to 11 Hz at the head and the neck; at the footrest and the seat the range were wider (i.e [29 - 42] and [17 - 26] Hz, respectively). Although in some positions the effect of the speed is not very visible, a higher speed always implied a higher value of μ .

If MWC type affected RMS_z on the different MWC parts and the lumbar spine, MWC effect

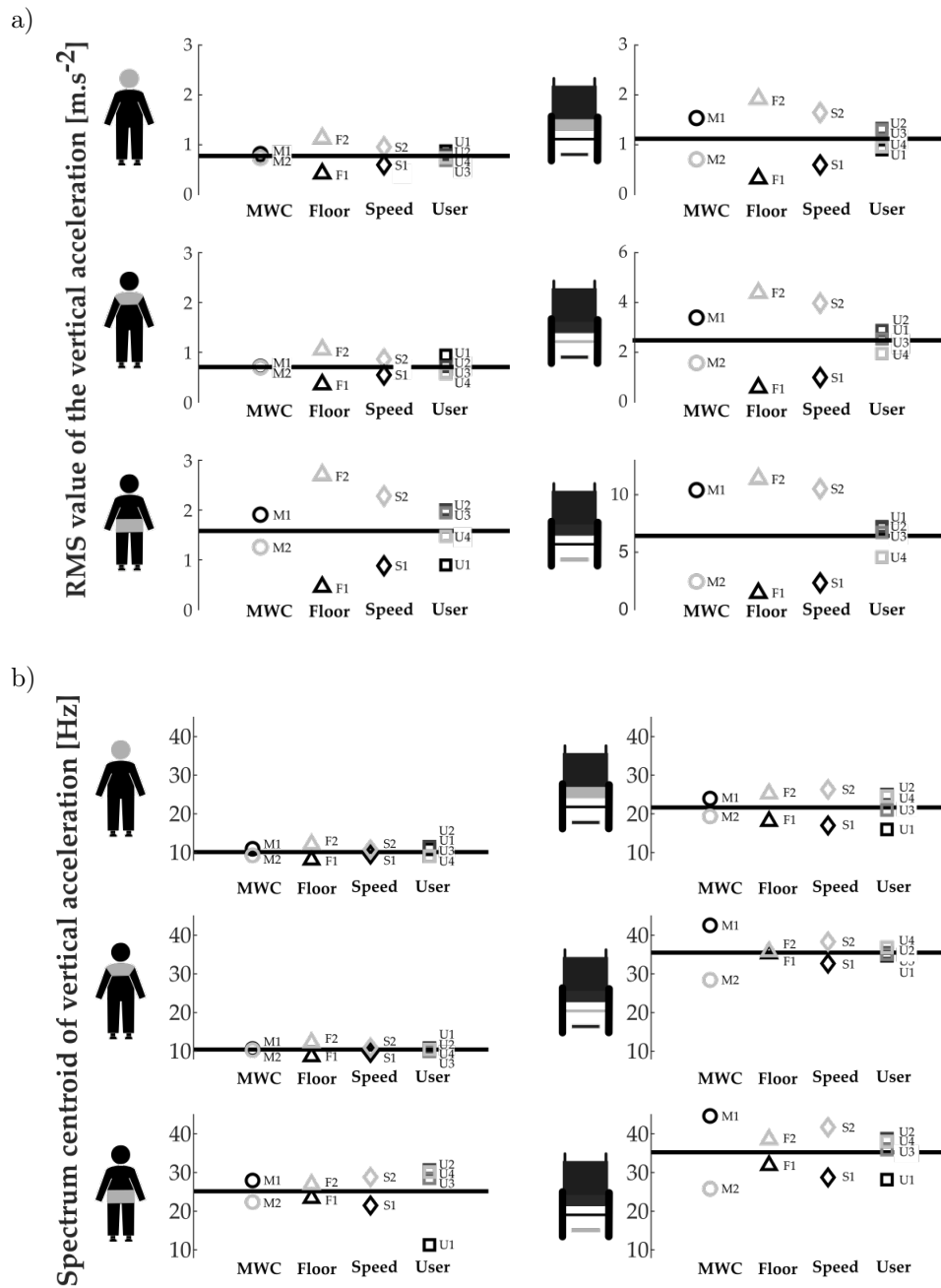


Figure 4.3 – Mean value of RMS_z ($m.s^{-2}$) (a) and spectrum centroid (b) on different position of the participant (first column: from top to bottom; head, neck, and lumbar spine) and MWC (second column: from top to bottom; seat, frame, and footrest) according to the different factors of influence. MWC : (M1) lightweight MWC, (M2) standard MWC; Floors: (F1) marble tiles, (F2) coarse gravel concrete; speed: (S1) $0.8 m.s^{-1}$, (W2) $1.6 m.s^{-1}$; user : (U1) dummy, (U2) able-bodied, (U3) lower limb amputee MWC users, (U4) muscular control deficit MWC users. The grey line represents the mean value of the RMS on the studied position.

was no more visible at the user neck and head. When MWC had an effect, lightweight MWC generated an higher RMS_z level than standard MWC. As for RMS_z level, MWC type affected μ at the footrest and the frame (see Figure 4.3b). At these two positions, this is the factor that has the largest effect. Globally, lightweight MWC implied a higher μ than standard MWC.

Regarding the effects of users characteristics, no systematic trend was observed. At the lumbar spine, the use of a dummy resulted in a give a lower RMS_z and μ than with participants, both with able-bodied and MWC users (Figure 4.3). Also, a lower μ was observed at the seat and footrest using a dummy than with a participant.

4.5 Discussion

The level and frequency content of vibrations on the MWC and the users has been evaluated under various propelling conditions (population, MWC, speed, and ground floor).

4.5.1 Measurement position and parameters observed

The results showed that the characteristics of the vibrations, both in terms of content and vibration level, are very dependent on measurement position, both for the MWC and the participant. As already observed in the literature, the amplitude of the vibrations is highest at the footrest and lowest at the user's head and neck, where the level is the same (O. Lariviere et al. 2021). Surprisingly, the vibration level at the lumbar spine is higher than at the seat. This may be due to the amplification of the vibrations by the user's body. Indeed, it has been shown that the resonance frequency of the spine is between 4 and 20 Hz (M. Griffin 1990). Simultaneously, the higher amount of vibrations at the lumbar spine than at the seat could be explained by an energy contribution of the backrest. Indeed, μ at the lumbar spine is higher than at the seat. As the human body amplifies only vibrations at frequencies below 20 Hz, vibrations at frequency above 20 Hz could only come from energy transmitted by the MWC. To estimate vibration exposure of the MWC users it is therefore important to take into account the vibrations entering through the backrest.

It is interesting to note that at the head and neck, the factor tested have no longer effect

on the RMS_z and μ . Whatever the properties of the vibrations that enter the body, the trunk attenuated vibrations to maintain the level of vibration at the head. Also, even if vibrations in a whole panel of frequencies were measured in the MWC, vibrations at the head and neck were mainly at frequencies lower than 20 Hz. Such results are in agreement with the numerous studies on the vibration transmission of seated humans (Chwalik et al. 2022; W. Wang et al. 2008). Indeed, human body is able to damp vibrations at frequencies above 20 Hz and, on the contrary amplify those at frequencies below 20 Hz. Finally, the acceleration signal displays peak energy at the head and neck below 20 Hz, and below 60 Hz at the seat and lumbar spine. It may therefore not be necessary to use measurement equipment with sample frequencies greater than 200 Hz. This could render the measurement of vibration exposure under realistic conditions more easily accessible, as it would reduce the storage capacity required and the performance of the hardware.

Besides, despite the fact that seat measurements were taken above the seat cushion, Aw_z with the lightweight MWC seat on the terracotta floor tiles was concordant with the value obtained by Misch and Sprigle (Mischand and S. Sprigle 2022) with the same MWC type on a similar floor (i.e $0.3 m.s^{-2}$). Indeed literature already show that cushion tends to amplified vibration between 3 and 5 Hz and transmission amplitude through the cushion were between 0.9 and 1 (Garcia-Mendez et al. 2012). Therefore as mentioned by Misch and Sprigle (Mischand and S. Sprigle 2022) such difference may not come from the fact that Garcia-Mendez et al. (2013) did the measurement under the cushion. A first great difference between the two articles was the parameters observed, indeed if Mischand and S. Sprigle (2022) only considered the amount of vibrations in the vertical direction, where Garcia-Mendez et al. (2013) considered the vibration in the three directions. In this study considering vibrations in all directions, Aw was two times higher than when considering only the vertical direction.

4.5.2 Users

In order to facilitate the measurements, many studies carry out their measurements with dummies or non-MWC users subjects. The results obtained with the dummy used in this study show that if we are interested in the vibratory level on the MWC and the head and neck, the dummy allows to obtain representative values of the reality. However, at the footrest and lumbar

spine, the use of a dummy does not allow to obtain representative results if the study implied vibration frequency. Such differences could be explained by the use of a this dummy, where feet mass on the footrest was applied by two masses of 3 kg (ISO-2631 1997). These masses are not rigidly linked to the rest of the dummy, so the damping at the feet is probably lower with the dummy. In the new version of the standard the foot of the manikin are connected to the torso. In this study, no differences were observed between the results obtained with non-pathological and pathological participants, which suggests that it is possible to carry out the studies with non-MWC users participant. Nevertheless, as only eight MWC users could be recruited for this study, results obtained with users having different pathology were regrouped. If it had not been so difficult to recruit user participants, it would have been interesting to enrolled a larger number of MWC users in order to know if there is a difference between users according to their pathology.

4.5.3 MWC

The difference between the two types of MWC was only visible on the measurements made on the MWC, either in terms of the vibration content or the amplitude of the vibrations. Each MWC had its own vibratory/dynamic properties (O. Lariviere et al. 2022). However, in the frequency range between 0 and 80 Hz the human body seems to react in the same way whatever the frequency content of the vibrations that is received. It could be interesting to carry out a similar study with a large number of MWC in order to know if in realistic conditions the spectral content of a MWC is specific to itself or if it corresponds to a family of MWC (lightweight or standard, rigid or folding, ...). As each MWC does not transmit the same frequency content, it is not sufficient to look only at the vibratory level generated by an MWC, it is also necessary to observe the transmitted frequencies. Indeed, the lightweight MWC implied a high level of vibration on the seat at around 20 Hz, making it all the more harmful to the health of MWC users. Structurally speaking, it was not surprising that the lightweight MWC generated a higher vibration level. Indeed, the latter has fewer different components and are rigidly fixed together, reducing the MWC ability to dampen. However, considering MWC users health, this was quite surprising because this MWC type was usually attributed to the user who moved a lot because it is not bulky and manoeuvrable. However, as these were the users who might move the most, it is for such MWC that the vibration level would be the lowest.

4.5.4 Speed

Like the type of flooring surface, the speed is a factor that has a lot of influence on the vibration exposure of MWC users, so it must be properly controlled or estimated. In this study two speeds have been tested to address the range of speed values encountered during daily MWC propelling. As already shown during biking (Gao et al. 2018), the faster the MWC propelling, the higher the vibration level whatever the position of observation. Unlike floor type, velocity impacts the frequency content of the acceleration measured at different positions on the MWC. The frequency content was shifted towards the high frequencies during propelling at high speed. Increasing the propelling speed also increased the frequency at which the wheels encounter the ground floor irregularities. These results are in agreement with the frequency content measured on train passengers. This frequency shift is no longer visible at the various measurement positions on the users.

4.5.5 Flooring surface

Five ground floors, from a smooth indoor floor to an irregular outdoor floor, were investigated. More generally the more irregular the floor, the higher the vibration level (J. Duvall et al. 2013). Similar trends were observed on the amount of vibration during cycling on outdoor floors (Roseiro et al. 2016; M. Tarabini et al. 2015). Therefore, regarding the indoor floor inducing the lowest vibration level (Aw_z) of the floors tested, it would take an exposure of more than 24 hours to exceed the threshold authorized by the standard. While this duration would be only 2h30 for the floor inducing the highest vibratory level, which is a floor quite present in the streets (ISO-7176-11 2012). In their study, Misch and Sprigle (Mischand and S. Sprigle 2022) reported higher value of limit exposure time because floors tested appeared to be mainly indoors flooring surface or smooth surface. This may be one of the reasons regarding the difference of results between Misch and Sprigle (Mischand and S. Sprigle 2022) and Garcia-Mendez (Garcia-Mendez et al. 2013) studies. Nevertheless, even when considering the worst case tested, the exposure time limit is still higher than the mean of daily time locomotion of MWC users, which is estimated at 1 hour (Sonnenblum et al. 2012). However, This is an average and there are still a significant number of

users who can exceed this time limit, especially athletes.. MWC athletes probably have a much higher duration of daily MWC use, especially at higher speeds. As previously observed vibration exposure increased with the speed, reducing the limit exposure time. Therefore, improving MWC in terms of vibration transmission could be interesting to reduce some health risks induced by the MWC use. Also such improvements, could increase sports performances, as the athletes could train better and delay the onset of fatigue induced by the vibration exposure (Adamo et al. 2002).

Flooring surface was the factor with the greatest effect on the MWC vibration exposure. It would therefore be interesting to identify the type of surface most frequently encountered by MWC users and the duration of propulsion on each of them. A few studies have characterized the number of trips, duration and speed of MWC users (Sonnenblum et al. 2012), but these studies do not mention the nature of the terrain encountered. As all the floors tested generate an equivalent frequency content, only the level generated by the floor will have an impact on the risks for the users. Thus, knowing the type of surface and the duration on each of them would allow to easily estimate the exposure to vibrations. This is all the more true that some studies have succeeded in making a link between the roughness of the ground and the vibratory level generated (J. Duvall et al. 2013). This was also observed in this study. Indeed, whatever the MWC and the measurement position, a linear evolution was observed between the RMS level of the ground obtained with the calibration rolling object and the one measured at the different positions of the MWC and the user.

4.6 Conclusion

Conclusion en anglais

This study presents an estimation of the vibration properties during MWC propulsion for different MWC, flooring surfaces, propulsion speeds, and users. This study showed that some of the studied factors had little effect on the vibration properties measured at the head and neck. Over the range of values tested, the floor was the parameter with the greatest influence on the amount of vibrations at all points of measurement. It was therefore a critical factors to reduce vibration exposure of wheelchair users. Although adapting the terrain may be challenging, it could be a significant way to reduce the vibration exposure of MWC users. Speed affected also

the amount of vibration, and very active MWC users could thus be more prone to exceed the limit of time exposure. The MWC has only a significant effect on the vibration on the MWC but both MWC transmits vibration at frequencies deletrious for the human body. Finally, if performing experiment with MWC users is chalenge in term of sample size, erollement of abe-bodied appear as a valid alternative whereas the use of mechanical dummy appear less appropriate.

Conclusion en français

Cette étude présente une estimation des propriétés vibratoires pendant la propulsion en FRM pour différents type de FRM, de sol, de vitesse de propulsion et d'utilisateurs. Cette étude a montré que les facteurs étudiés avaient peu d'effet sur les propriétés vibratoires mesurées à la tête et du cou. Sur l'ensemble des valeurs testées, le type de sol était le facteur ayant la plus grande influence sur le niveau vibratoire quel que soit le point de mesure. Il s'agissait donc d'un paramètre à optimiser afin réduire l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM. Cependant, l'adaptation du terrain est particulièrement difficile à mettre en place. La vitesse affecte également la quantité de vibration. Le type de FRM quant à lui affecte principalement le contenu fréquentiel des vibrations aux différentes positions de l'utilisateur et du FRM. Enfin, si la réalisation d'une expérience avec des utilisateurs de FRM est un défi en terme de taille d'échantillon, l'implication de participants valides semble être une alternative valable alors que l'utilisation d'un mannequin mécanique semble moins appropriée.

Chapitre 5

Équation de prédiction du niveau vibratoire

5.1 Avant-propos

Les Chapitres 2 et 4 de cette partie ont permis d'identifier les conditions expérimentales adaptées à l'estimation de l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. L'estimation du niveau vibratoire nécessitant la présence d'un participant dans le FRM, elle n'est pas toujours facilement accessible. Dans la partie II chapitre 4, un plan d'expérience factoriel complet a été réalisé avec différents participants afin d'étudier l'effet de la vitesse, du type de sol et du type de FRM sur le niveau vibratoire. A partir de ces données et en suivant la méthodologie d'analyse des résultats des plans d'expérience, il est possible d'obtenir des équations de prédiction de la réponse (niveau vibratoire) en fonction de la valeur des facteurs étudiés. Ainsi, dans cette partie, le développement et la validation d'équations de prédiction du niveau quadratique moyen de l'accélération verticale (RMS_z) en trois positions de l'utilisateur (front, cervicales C7 et lombaires L5) et du FRM (châssis, assise et repose-pieds) sont proposées. Ces équations permettront d'estimer l'exposition aux vibrations lors de la propulsion quotidienne d'un utilisateur à partir d'informations sur son fauteuil, sa vitesse de propulsion et les sols rencontrés. Sur la base des recommandations de la norme ISO-2631 (1997), les équations pourront également fournir des valeurs de niveaux vibratoires que le FRM ne devra pas dépasser en fonction des habitudes de pratique de l'utilisateur.

5.2 Matériels et méthodes

Les équations de prédiction en différentes positions de l'utilisateur (front, cervicales C7 et lombaires L5) et du FRM (châssis, assise et repose-pieds) ont été développées à partir des résultats de niveau quadratique moyen présentés Partie II Chapitre 4. Néanmoins, par souci de clarté, la méthode sera développée à nouveau dans ce chapitre.

5.2.1 Définition du système

Pour quantifier l'exposition aux vibrations des personnes assises, le niveau quadratique moyen de l'accélération verticale RMS_z aux différentes positions étudiées a été choisi comme paramètre d'intérêt. La valeur RMS_z est calculée comme mentionné dans l'équation 3.1 de la partie I. Dans le cadre de cette étude, la valeur RMS de l'accélération a été étudiée plutôt que A_w car la norme ISO-2631 (1997) ne donne pas de recommandation quant au choix des facteurs de pondération pour la mesure en différentes positions du participant. Ainsi, par souci d'uniformité, RMS , qui est un également un paramètre largement observé dans la littérature, a été choisi. Dans cette étude, uniquement l'axe vertical a été considéré puisqu'il a été montré que les vibrations verticales étaient prépondérantes dans la cadre de la propulsion en FRM (O. LARIVIERE et al. 2021).

L'étude présentée dans la Partie II Chapitre 3 a montré que le type de FRM, de sol et la vitesse de propulsion sont les paramètres ayant le plus d'influence sur l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM. Ce seront donc les facteurs à inclure dans cette étude et qui seront donc les facteurs d'entrée des équations de prédiction.

Dans une première approche, la méthodologie de plan d'expérience propose de représenter le système par l'équation mathématique suivante (GOUPY 2006) :

$$\begin{aligned}
 RMS_{z_i} = & a_0 + a_{FRM} \times x_{FRM} + a_{Sol} \times x_{Sol} + a_{Vitesse} \times x_{Vitesse} \\
 & + a_{FRM/Sol} \times x_{FRM}x_{Sol} + a_{FRM/Vitesse} \times x_{FRM}x_{Vitesse} + a_{Sol/Vitesse} \times x_{Sol}x_{Vitesse} \\
 & + a_{FRM/Sol/Vitesse} \times x_{FRM}x_{Sol}x_{Vitesse}
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

où, RMS_{z_i} est le niveau quadratique moyen de l'accélération verticale au point i et a_{FRM}, a_{Sol} , et $a_{Vitesse}$ sont les effets des facteurs FRM, Sol et Vitesse, et $a_{FRM/Sol}, a_{FRM/Vitesse}, a_{Sol/Vitesse}, a_{FRM/Sol/Vitesse}$ représentent les effets des interactions des différents facteurs, et x_{FRM}, x_{Sol} , et $x_{Vitesse}$ sont les valeurs centrées réduites des facteurs.

Afin de déterminer les huit coefficients inconnus de l'équation ($a_0, a_{FRM}, a_{Sol}, a_{Vitesse}, a_{FRM/Sol}, a_{FRM/Vitesse}, a_{Sol/Vitesse}, a_{FRM/Sol/Vitesse}$), un plan factoriel complet de deux niveaux est recommandé (GOUPY 2006) car les 8 (2^3) essais réalisés dans le cadre de plan permettent l'identification de chacun des coefficients.

Pour chaque facteur, les deux niveaux étudiés, les niveaux bas (-1) et haut (+1), sont présentés Table 3.1. Dans cette étude, il a été choisi de s'intéresser uniquement à la propulsion quotidienne. Ainsi, les niveaux haut et bas de la vitesse ont été choisis de manière à couvrir la plage de vitesse observée lors de la propulsion quotidienne (SONENBLUM et al. 2012). Parmi les FRM quotidien à disposition, le Vermeiren D200 30° et le Kuschall K-series d'Invacare étaient les FRM ayant respectivement l'index vibratoire le plus faible et le plus important (i.e 0.8 et 1.1 $m.s^{-2}$) (Index estimé comme présenté en Annexe IV)). Ainsi, parmi les sols testés, le sol en carreaux de marbre et la route en asphalte endommagée (présentés Partie II Chapitre 3 Figure 1.1) ont été choisis pour leur index vibratoire respectivement le plus faible et le plus élevé (i.e 2 et 13 $m.s^{-2}$).





Facteurs	Niveaux	
	-1	+1
Vitesse [$m.s^{-1}$]	0.8	1.6
FRM	 Vermeiren D200 30° Index : 0.8 $m.s^{-2}$	 Invacare Kuschall K-Series Index : 1.1 $m.s^{-2}$
Sol	 Index : 2 $m.s^{-2}$	 Index : 13 $m.s^{-2}$

TABLE 5.1 – Valeur des facteurs pour les niveaux bas (-1) et haut (+1).

5.2.2 Choix de la méthode d'expérimentation

Les chapitres précédents permis de conclure que trois facteurs (i.e. le type de sol, la vitesse de propulsion et le type de FRM) sur deux niveaux devaient être étudiés. Il a également été fixé que l'identification des coefficients de l'équation de prédiction nécessitait la réalisation d'un plan factoriel complet (GOUPY 2006). Les essais réalisés sont présentés Table 5.2 et les valeurs des facteurs correspondant aux niveaux -1 et +1 sont présentés Table 5.1.

Essai	Type de sol	Type de FRM	Vitesse
PE-Es1	+1	+1	+1
PE-Es2	+1	+1	-1
PE-Es3	+1	-1	+1
PE-Es4	+1	-1	-1
PE-Es5	-1	+1	+1
PE-Es6	-1	+1	-1
PE-Es7	-1	-1	+1
PE-Es8	-1	-1	-1

TABLE 5.2 – Table expérimentale du plan d'expérience réalisé.

Afin de valider les équation de prédiction obtenu, dix essais avec des valeurs intermédiaires pour les facteurs ont été réalisés. Ces essais sont présentées Table 5.3. Ces essais ont été choisis de manière à tester différentes combinaisons de valeurs intermédiaires pour les différents facteurs. La liste des FRM utilisés sont présentés Annexe IV. Les valeurs des paramètres d'entrées ont été normalisées pour être comprises entre -1 et +1, comme présenté dans l'équation 2.2 Partie II Chapitre 2. Par exemple, la valeur centrée réduite pour la vitesse (i.e. $Vitesse_{normalis}$) a été calculée telle que :

$$Vitesse_{normalis} = \frac{Vit - ((1.6 + 0.8))}{(1.6 - 0.8)}, \quad (5.2)$$

où Vit est la vitesse de propulsion étudiée et 0.8 et 1.6 correspond aux valeurs expérimentales du niveau bas et haut de la vitesse.

5.2.3 Mesure et analyse des données

Le mannequin ne proposant pas toujours des résultats représentatifs, cette étude a été réalisée uniquement avec des participants humains, permettant de développer et valider les équations

de prédiction. Ainsi 23 participants (18 valides, 2 amputés transfémoraux, 1 amputé transtibial, 2 blessés médullaires (D4-D5 et D11-D12), 1 hémiplegique, 1 personne souffrant de paralysie cérébrale et 1 personne ayant les vertèbres D11 à L3 bloquées) ont été recrutés.

















Essai	FRM	Sol	Vitesse
EsV1	 0.26 m.s ⁻²	 4.2 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV2	 0.26 m.s ⁻²	 8.6 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV3	 0.26 m.s ⁻²	 11.2 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV4	 0.19 m.s ⁻²	 4.2 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV5	 0.19 m.s ⁻²	 8.6 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV6	 0.19 m.s ⁻²	 11.2 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV7	FRM personnel [0.14 - 0.29] m.s ⁻²	 2.0 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV8	FRM personnel [0.14 - 0.29] m.s ⁻²	 4.2 m.s ⁻²	0.8 m/s
EsV9	FRM personnel [0.14 - 0.29] m.s ⁻²	 4.2 m.s ⁻²	1.2 m/s
EsV10	FRM personnel [0.14 - 0.29] m.s ⁻²	 4.2 m.s ⁻²	Le participant se propulse 1.2 m/s

TABLE 5.3 – Conditions des essais complémentaires.

Pour chaque essai présenté Tables 3.2 et 5.3, l'accélération verticale a été obtenue à l'aide de six accéléromètres (BlueTrident sensors, Vicon, Oxford, UK, 1125 Hz, $\pm 16 g$). Ces derniers

étaient fixés par un ruban adhésif et sécurisés par un ruban de masquage adhésif aux positions suivantes :

- sous le coussin du siège au niveau de l'ischion gauche du participant,
- au niveau du moyeu de la roue arrière droite,
- sous le repose-pieds,
- sur le front du participant,
- sur le cou (septième vertèbre cervicale) du participant,
- au niveau lombaire (cinquième vertèbre lombaire du participant)

La position des accéléromètres est illustrée Partie II Chapitre 4 figure 4.2.

Les mesures étaient réalisées le long d'une ligne droite de 10 m. La vitesse était contrôlée à l'aide de marques au sol placées tous les mètres et d'un métronome. La fréquence du métronome était réglée de manière à ce que l'expérimentateur doive passer devant une marque à chaque signal sonore afin de respecter la vitesse souhaitée. Pour faire face aux erreurs aléatoires, chaque essai a été répété trois fois.

Pour chaque acquisition, le niveau quadratique moyen de l'accélération verticale RMS_z a été calculé comme présenté Partie I Chapitre 3 Equation 3.1. Pour chaque essai, la valeur moyenne sur les trois répétitions a été calculée et représente la valeur de RMS_z pour cet essai (appelé RMS_{z_e} où e est le numéro de l'essai).

En considérant les huit essais de plan d'expérience réalisé, l'équation 5.1 peut s'écrire sous la forme matriciel suivante :

$$\begin{pmatrix} RMS_{z/ES1} \\ RMS_{z/ES2} \\ RMS_{z/ES3} \\ RMS_{z/ES4} \\ RMS_{z/ES5} \\ RMS_{z/ES6} \\ RMS_{z/ES7} \\ RMS_{z/ES7} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & +1 & +1 & +1 & +1 & +1 & +1 & +1 \\ 1 & +1 & +1 & -1 & +1 & -1 & -1 & -1 \\ 1 & +1 & -1 & +1 & -1 & +1 & -1 & -1 \\ 1 & +1 & -1 & -1 & -1 & -1 & +1 & +1 \\ 1 & -1 & +1 & +1 & -1 & +1 & +1 & -1 \\ 1 & -1 & +1 & -1 & -1 & -1 & -1 & +1 \\ 1 & -1 & -1 & +1 & +1 & +1 & -1 & +1 \\ 1 & -1 & -1 & -1 & +1 & -1 & +1 & -1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} a_0 \\ a_{FRM} \\ a_{Sol} \\ a_{Vitesse} \\ a_{FRM/Sol} \\ a_{FRM/Vitesse} \\ a_{Sol/Vitesse} \\ a_{FRM/Sol/Vitesse} \end{pmatrix}$$

ou encore $Y = A \times X$ où Y est la matrice des réponses, A celle des coefficients et X celle des valeurs centrées réduites des facteurs. La matrice X est carrée et orthogonale, elle est donc inversible (GOPY 2006). Ainsi, pour chaque position étudiée i et chaque participant, les valeurs de A ont été déterminées ainsi $A_i = Y_i X^{-1}$.

Afin d'obtenir une seule équation par position pour l'ensemble des sujets, des coefficients moyens pour une position de mesure donnée ont été calculés.

Enfin, pour valider les équations, pour chaque essai et chaque participant, l'erreur relative entre la valeur mesurée et la valeur prédite par les équations de prédiction a été calculée telle que

$$Err = \frac{Valeurpredite - Valeurmesuree}{Valeurmesuree} \times 100, \quad (5.3)$$

5.3 Résultats et discussion

Variations des coefficients entre les participants

La Figure 5.1 présente les valeurs de coefficients de l'équation de prédiction obtenues pour chaque position de mesure. Tout d'abord, une première remarque serait que la valeur des coefficients tend à diminuer du repose-pieds vers la tête de l'utilisateur (i.e. son front). D'autre part, au front et en C7, les valeurs des coefficients obtenus entre les participants sont proches (écart type inférieur à 0.1 m.s^{-2}). Entre les différents participants, une plus grande disparité des résultats est observable aux lombaires, à l'assise et au châssis (écart type compris entre 0.1 et 0.5 m.s^{-2}). Au niveau du repose-pieds, la variabilité des coefficients entre les participants est encore plus élevée (écart type compris entre 0.8 et 1 m.s^{-2}). La valeur des coefficients étant plus élevée au repose-pieds, il était attendu que l'écart-type soit plus important. Néanmoins, le faible écart-type pour les coefficients des équations de prédiction au front et en C7 laissent à penser que tous les utilisateurs amortissent les vibrations de manière à atteindre des niveaux vibratoires équivalents au front indépendamment de leur pathologie, de leur posture et du niveau vibratoire reçu par l'assise et le dossier. Les variabilités observées pour les coefficients de l'équation de prédiction au niveau lombaire, à l'assise, et au repose-pieds pourraient s'expliquer par les différences de posture entre les utilisateurs (MATSUOKA et al. 2003). Durant les acquisitions, il a effectivement été observé que certains participants n'atteignaient pas le repose-pieds. Or, c'est à cette position que l'on observe la plus grande dispersion des coefficients (Figure 5.1). Une autre

hypothèse serait qu'il y a une importante variabilité expérimentale. Les résultats obtenus pour les trois répétitions montraient une bonne répétabilité du protocole, mais la reproductibilité du protocole n'a pas été étudiée. La reproductibilité des expérimentations peut être biaisée par le serrage des accéléromètres placés sur le repose-pieds et le châssis.

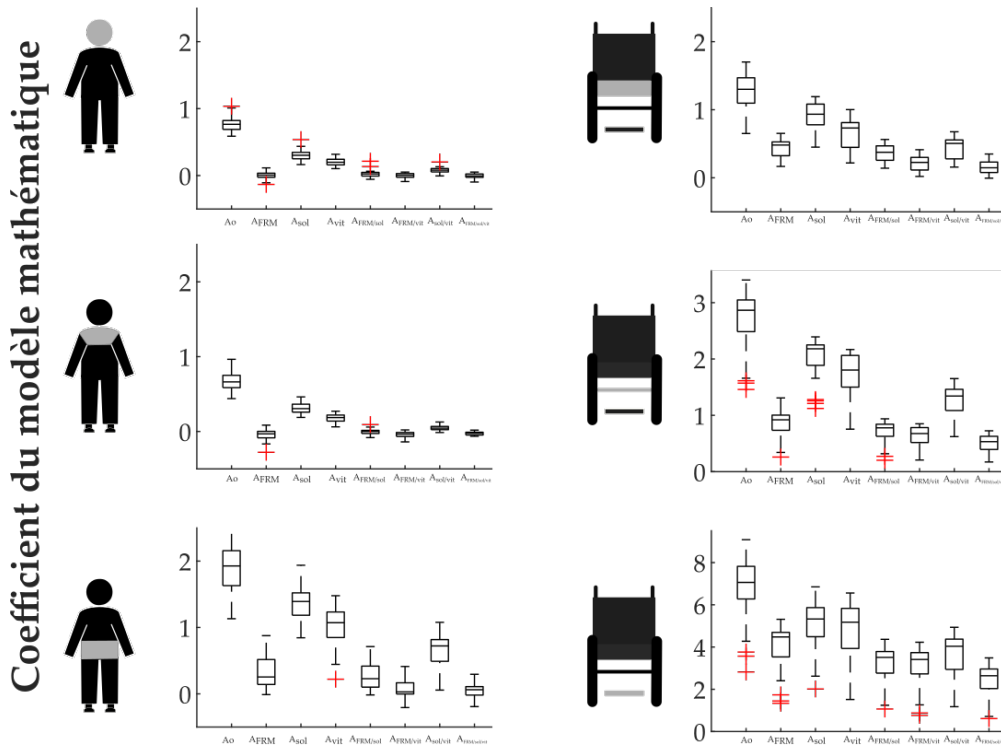


FIGURE 5.1 – Valeurs des coefficients des équations de prédiction en trois positions du participant ((a), de haut en bas ; front, cervicales, lombaires) et du FRM ((b), de haut en bas assise, châssis, repose-pieds). Les boites représentent le premier et le troisième quartiles, la barre centrale la valeur médiane et les croix les valeurs aberrantes.

Étude des coefficients de l'équation de prédiction

Pour la suite, la valeur moyenne des coefficients présentés Figure 5.1, permettant d'avoir une seule équation de prédiction par position, a été calculée et est présentée Table 5.4. Si on regarde précisément à la valeur de chaque coefficient, on retrouve les observations présentées Partie II Chapitre 3. En effet, dans la Table 5.4, le type de surface et de FRM sont les facteurs ayant respectivement les coefficients les plus élevés et les plus faibles quelle que soit la position étudiée. Il sont donc respectivement les facteurs ayant le plus et le moins d'influence sur le niveau vibratoire. En outre, les coefficients représentant les interactions entre le FRM et les

autres facteurs étaient proches de zéro. Les effets des interactions entre le FRM et le type de sol ou la vitesse sont donc négligeables. Cette observation est en accord avec les hypothèses formulées dans la méthodologie de plan d'expérience qui stipule que "les interactions de facteurs ayant des faibles effets sont faibles". Dans de futures études, ces coefficients pourront donc être négligés, réduisant ainsi le nombre d'expérimentations nécessaires à la création des s de prédiction.

Position	Ao	A_{FRM}	A_{sol}	A_{vit}	$A_{FRM/sol}$	$A_{FRM/vit}$	$A_{sol/vit}$	$A_{FRM/sol/vit}$	Erreur relative moyenne
Front	0.774	0.003	0.308	0.203	0.028	7.20-05	0.080	-0.006	23%
Cervicales	0.673	-0.047	0.307	0.181	-0.003	-0.042	0.045	-0.026	22%
Lombaires	1.894	0.330	1.376	0.997	0.279	0.071	0.682	0.063	26%
Assise	1.253	0.446	0.902	0.656	0.365	0.209	0.456	0.152	23%
Châssis	2.673	0.862	1.200	1.693	0.702	0.611	1.249	0.488	26%
Repose-pieds	6.664	3.946	5.027	4.691	3.147	2.996	3.608	2.363	57%

TABLE 5.4 – Coefficients des équation de prédiction mathématique et erreur de prédiction.

5.3.1 Validation des équations de prédiction

La Table 5.4 présente les erreurs relatives moyennes quant à l'identification des équation de prédiction.

	EsV1	EsV2	EsV3	EsV4	EsV5	EsV6	EsV7	EsV8	EsV9	EsV10
Front	22	22	17	18	18	27	25	19	22	45
Cervicales	12	19	13	14	20	18	20	25	25	62
Lombaires	29	42	35	11	12	11	43	25	18	20
Assise	19	41	28	13	13	12	26	31	16	22
Châssis	34	25	23	11	15	9	40	52	16	26
Repose-pieds	36	16	18	13	14	16	87	117	35	190

TABLE 5.5 – Erreur moyenne pour chaque essai de validation (EsV1 à EsV10) et chaque position (%).

A l'exception de la mesure faite au niveau du repose-pieds, l'erreur obtenue était de 24 % pour l'ensemble des points de mesure. Par contre, au repose-pieds, une erreur beaucoup plus importante (57 %) a été obtenue. La Table 5.5 et la Figure 5.2 permettent de visualiser les erreurs moyennes pour chaque essai de validation, et donc de possiblement identifier les causes d'une telle erreur. La Table 5.5 montre que l'erreur est d'environ 20 % pour la majorité des essais, ce qui est probablement lié au fait qu'une seule équation par position pour tous les participants a été considérée. En effet, sur la Figure 5.2, pour la majorité des essais de validation, les valeurs

prédites par les équation de prédiction sont équivalentes aux valeurs moyennes mesurées.

L'erreur plus importante au repose-pieds semble donc plutôt être due à l'estimation du type de FRM. En effet, c'est uniquement pour les quatre essais impliquant le FRM du participant (c'est à dire le FRM qui n'a pas servi à créer le plan d'expérience) (i.e. EsV7-10) que l'erreur de prédiction est supérieure à 20% (Table 5.5). La Figure 5.2b montre que pour deux FRM, les valeurs prédites sont en dehors des zones de valeurs mesurées. En regardant la valeur de l'index vibratoire de ces deux FRM, il s'est en fait avéré que les index vibratoires de ces deux FRM étaient respectivement inférieur (0.57 m.s^{-2}) et supérieur (1.2 m.s^{-2}) aux valeurs couvertes par les équation de prédiction ($0.8 - 1.1 \text{ m.s}^{-2}$). Lorsqu'elles sont hors du domaine de développement, les équations de prédiction ne sont plus capable de prédire correctement l'exposition aux vibrations. D'autre part, comme le type de FRM a un effet très faible sur les valeurs mesurée au front, aux cervicales et aux lombaires, le fait d'être hors de la plage de valeurs d'index vibratoire du FRM induit moins d'erreur dans la prédiction que pour la mesure au repose-pieds où le type de FRM à un effet important (Table 5.1).

En outre, pour l'ensemble des positions, l'erreur de prédiction est plus élevée lorsque l'utilisateur se propulse (EsV10) (61 % en moyenne) plutôt que pour les autres essais ([13 - 45] % en moyenne). Les équations de prédiction ne semblent donc pas capable d'estimer correctement l'exposition aux vibration lorsque l'utilisateur se propulse. Puisqu'il est contraignant de demander à un utilisateur de FRM de se propulser en continu pendant une heure, particulièrement sur un fauteuil qui n'est pas le sien (i.e. pas adapté à sa morphologie), les équations de prédiction ont été évaluées en poussant les participants sur le fauteuil. Cela peut engendrer des différences par rapport à une propulsion manuelle classique car le tronc de l'utilisateur va osciller (JULIEN et al. 2014), et ce changement de posture et de contraction musculaire peut impacter le niveau vibratoire (HINZ et al. 2002; MATSUOKA et al. 2003). Il serait donc intéressant de prendre en considération la posture dans des futures équations de prédiction. Une seconde hypothèse expliquant cette erreur de prédiction peut être dans la variabilité importante du niveau vibratoire mesuré (voir Figure 5.2). La dispersion des mesures est sûrement due aux différences de technique de propulsion entre les sujets valides. En effet, certains participants n'ayant jamais utilisé de FRM avant la prise de mesure, leur dynamique de propulsion était donc peu représentative de

celle observée chez les utilisateurs de FRM. Cependant la Partie II Chapitre 4 a montré que les sujets valides pouvaient se substituer aux utilisateurs de FRM pour étudier la réponse vibratoire, lors de la propulsion en FRM. Ainsi, il serait possible d'améliorer les équations de prédictions en réalisant le plan d'expérience avec des sujets valides ayant suivi au préalable une phase d'apprentissage de la propulsion en FRM.

5.4 Conclusion

Dans cette étude, des équations permettant de prédire le niveau quadratique moyen de l'accélération verticale (RMS_z) en trois positions de l'utilisateur (front, cervicales et lombaires) et du FRM (châssis, assise et repose-pieds) ont été développées. Les équations obtenues permettent d'avoir un ordre de grandeur du niveau vibratoire à $\pm 20\%$ en différentes positions de l'utilisateur en fonction du type de FRM, du type de sol et de la vitesse de propulsion. Dans leur état actuel, ces équations de prédiction ne permettent pas de prédire correctement le niveau vibratoire quand l'utilisateur se propulse lui-même. Pour pallier ce manque, il pourrait être intéressant d'ajouter ce facteur dans les équations, en intégrant notamment la posture de l'utilisateur. Néanmoins, ces équations peuvent déjà être utilisées pour estimer l'exposition aux vibrations d'un utilisateur à partir de la connaissance de son fauteuil, de sa vitesse de propulsion et des surfaces rencontrées. Elles peuvent également identifier les niveaux vibratoires que le FRM ne devra pas dépasser en fonction de l'utilisation du FRM par son utilisateur. Enfin, le développement de ces équations a permis d'avoir des premières valeurs d'entrées pour le développement d'équations de prédiction plus précises ainsi que la preuve que la méthode utilisée est efficace pour les obtenir.

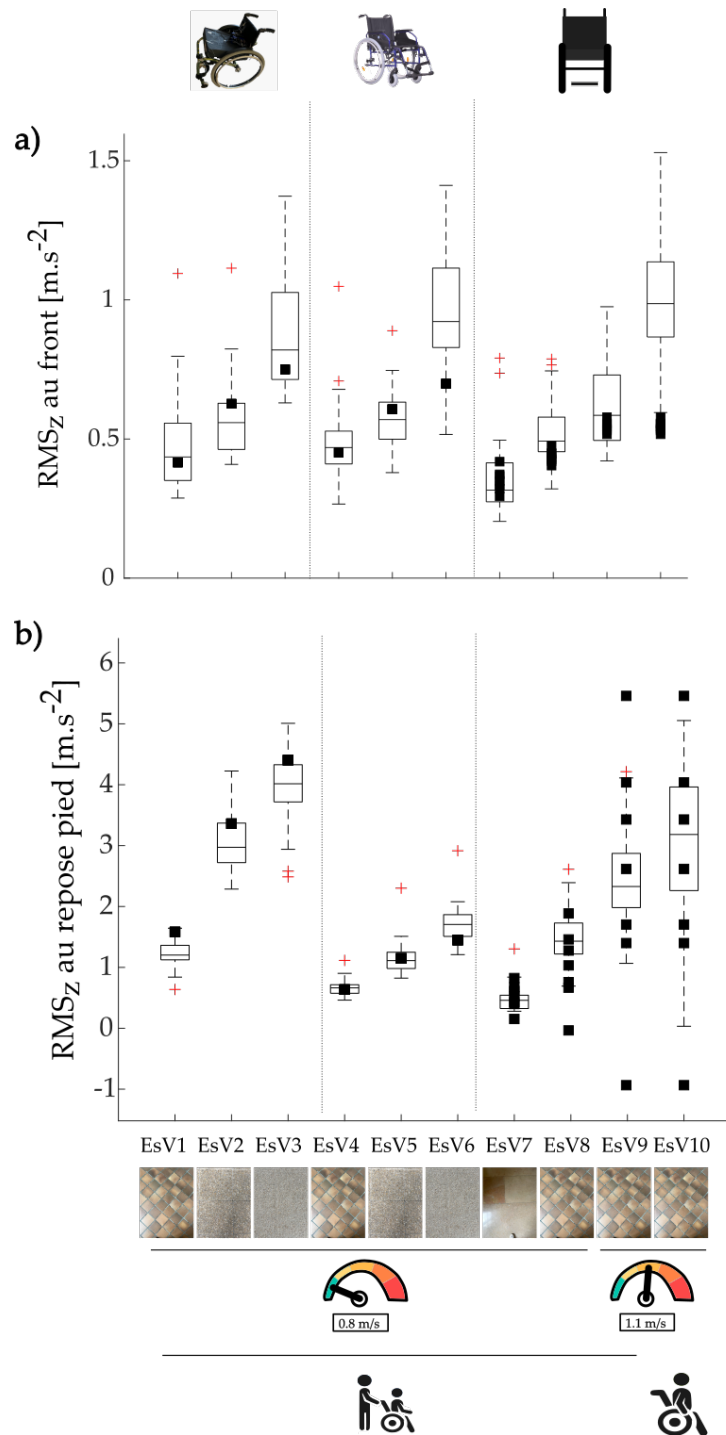


FIGURE 5.2 – RMS_z prédit (marqueurs carrés) et mesuré (boites à moustache) aux cervicales (a) et au repose-pieds (b) pour chaque essai réalisé afin de valider les équations de prédiction. Les essais de validation de EsV8 à EsV10 étant réalisés avec le FRM de l'utilisateur s'il en possédait un, sept FRM différents ont ainsi pu être testés. Chacun des FRM testés ayant son propre index vibratoire, une valeur de prédiction du niveau vibratoire différente pour chacun d'eux a été prédit.

Conclusion

Principaux résultats

1. *Comment les utilisateurs sont-ils exposés aux vibrations ?*

Lors de la pratique sportive ou la propulsion quotidienne, l'exposition aux vibrations dépasse le seuil recommandé par la norme ISO 2631 (Table 5.6).

Activités	Quotidien	Basket	Athlétisme
A_{wz} [m.s ⁻²]	0.1 - 2	1 - 3	2 - 6

TABLE 5.6 – Exposition aux vibrations lors de différents déplacements en FRM.

2. *Quels sont les paramètres à prendre en considération ?*

- Il est recommandé réaliser les expérimentations avec des utilisateurs de FRM ou des participants valides plutôt qu'un mannequin d'essai
- Le sol, la vitesse, et le type de FRM influencent de manière décroissante l'exposition aux vibrations

3. *Comment prédire l'exposition aux vibrations ?*

Afin de prédire l'exposition, un modèle prédictif du niveau vibratoire en plusieurs positions du FRM et de l'utilisateur a été développé et validé avec une erreur moyenne de 20%

Limites et perspectives

- Étude de l'effet de la pathologie sur l'exposition aux vibrations
- Prédiction du modèle quand l'utilisateur se propulse
- Étendre le modèle de prédiction à la pratique sportive

Partie III

Caracterisation des fauteuils roulants manuels

Objectifs

1. *Comment les caractéristiques du FRM affectent-ils le contenu vibratoire ?*
2. *Comment le chargement et les conditions de propulsion affectent-ils le contenu vibratoire ?*

Verrous scientifiques et technologiques

- Réaliser l'analyse modale d'une structure 3D complexe,
- Réaliser des mesures précises, multidirectionnelles et embarquées de l'exposition aux vibrations,
- Identifier les paramètres modaux en conditions réalistes de propulsion,

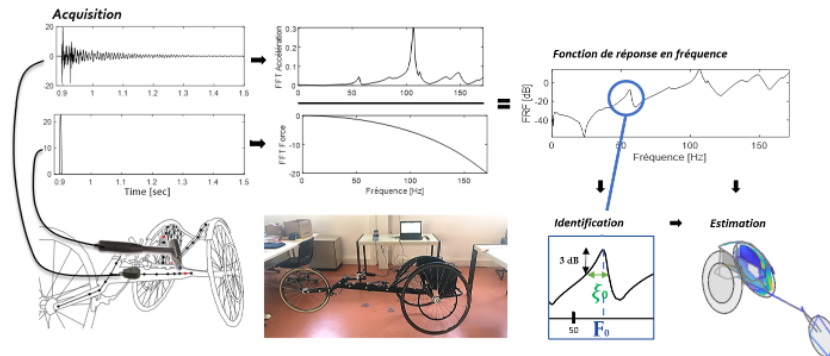


FIGURE 1 – Schéma du protocole d'analyse modale expérimentale.

Analyse vibratoires : concepts théoriques

1.1 Origines de l'analyse vibratoire

Les paramètres modaux d'une structure sont définis par : fréquence de résonance (fréquences auxquelles les vibrations sont amplifiées), taux d'amortissements (capacité de la structure à dissiper les vibrations), et déformées modales (variation de la forme de la structure). Ces informations permettent de :

1. Évaluer la résistance d'une structure aux événements extérieurs auxquels elle est susceptible d'être soumise (e.g. vent, impacts) ;
2. Détecter des défauts et dégâts structurels ;
3. Contrôler les vibrations afin que la structure ne dépasse pas les seuils de confort de niveaux vibratoire établis pour l'humain (FU et HE 2001).

Dans le cadre de cette thèse, la caractérisation dynamique de FRM s'inscrit principalement dans ce dernier objectif. Néanmoins, une perspective du projet étant de développer un modèle (analytique et/ou éléments finis), les données issue de l'analyse vibratoire permettront de recalculer ce modèle afin d'identifier les matériaux et la géométrie du FRM optimum. Les paramètres modaux étant directement liés à la masse, la rigidité et l'amortissement de la structure et donc aux matériaux, à la géométrie et aux conditions aux limites de la structure étudiée. En les modifiant, il est donc possible de modifier les propriétés des vibrations transmises à l'utilisateur du FRM. Ces travaux ont d'ailleurs déjà débutés dans le cadre de projets ingénieur d'étudiants de l'INSA Centre Val de Loire.

L'analyse modale est le processus permettant de déterminer les paramètres modaux d'une structure. Apparue pour la première fois au milieu du XX^e siècle, l'analyse modale met en lien des valeurs obtenues expérimentalement à un modèle analytique de structure. Son développement n'a réellement été permis qu'à partir de 1970 grâce au développement des analyseurs de spectre à transformée de Fourier rapide par Cooley et Tukey (COOLEY et al. 1967), et l'amélioration des outils de mesure et d'acquisition des données tels que les accéléromètres. Ces développements expérimentaux ont également permis d'obtenir une meilleure compréhension théorique du comportement dynamique des structures, ce qui a permis la mise en place de modèles analytiques plus représentatifs des phénomènes réels. Aujourd'hui, l'analyse modale est, avec la modélisation par éléments finis, un des piliers de l'étude de la dynamique des structures (FU et HE 2001).

Dans le cadre de l'analyse modale, la structure est représentée comme un ensemble de systèmes dynamiques discrets possédant un amortissement visqueux (PIRANDA 2001). Le modèle analytique (comme présenté Figure 1.1) décrivant la structure s'exprime

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = F(t) \quad (1.1)$$

où M est la matrice des masses modales, K la matrice des raideurs et C la matrice des amortissements. Les trois matrices sont de taille $N \times N$, où N est le nombre de degrés de liberté. \ddot{X} , \dot{X} et X, de taille $1 \times N$, sont respectivement les matrices d'accélération, de vitesse et de déplacement de la structure soumise à une force F.

Dans le domaine fréquentiel, le modèle analytique devient :

$$(-\omega^2 M + i\omega C + K)X(\omega) = F(\omega) \quad (1.2)$$

Il est alors possible de définir la fonction de réponse fréquentielle H :

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{(-\omega^2 M + i\omega C + K)} \quad (1.3)$$

A partir de $(-\omega^2 M + i\omega C + K)^{-1}$, l'expression générale d'une fonction de réponse en fréquence

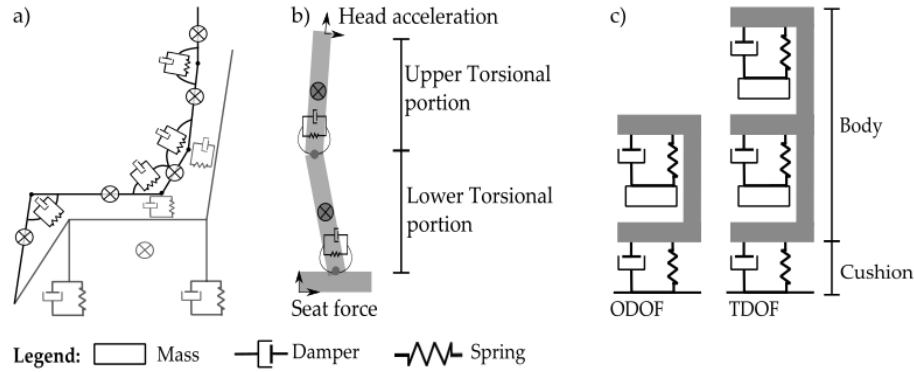


FIGURE 1.1 – Exemple de modèle analytique du corps humain (BROWN et al. 2017; GARCIA-MENDEZ et al. 2012; KAWAI et MATSUOKA 2000)

(FRF) dont la sortie est X_j et l'entrée F_k , et $(H_{jk}(\omega))$ est la fonction de transfert entre le point j et le point k . En suivant la méthodologie détaillée par (DIA 2020), il est alors possible d'exprimer la fonction de transfert tel que :

$$H_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} \phi_{kr}}{\omega_r^2 - \omega^2 + i\eta_r \omega_r^2} \quad (1.4)$$

Où ω_r est la pulsation propre du système non amorti, η_r est le facteur d'amortissement du mode, et ϕ_{jr} est tel que $\phi^T M \phi = I$. Cette équation permet de faire ressortir les paramètres modaux de l'expression de la FRF, rendant ainsi leur identification possible grâce à la connaissance de la FRF. Cette identification peut également s'effectuer sur la réponse impulsionnelle, qui est la FRF dans le domaine temporel.

L'analyse modale repose sur trois hypothèses :

- Invariance temporelle de la structure : les paramètres modaux n'évoluent pas au cours de la mesure,
- Linéarité de la structure : la réponse totale de la structure à plusieurs forces appliquées simultanément est équivalente à la somme des réponses de chaque force prise individuellement. Cela est particulièrement important dans les études où les FRF sont estimées pour différents couples de points (i.e. SIMO (single input multiple output), MISO (multiple input single output), ou MIMO (multiple input multiple output)),
- La structure respecte la réciprocité de Maxwell : la réponse de la structure en un point j

induite par une force en un point k est la même que la réponse en un point k induite par une même force appliqué au point j .

Sur ces bases analytiques, les méthodes d'identification modales sont nombreuses. Néanmoins, elles se basent toutes sur la minimisation de l'erreur entre le modèle analytique et des valeurs expérimentales (DIA 2020). Ces méthodes se différencient sur deux aspects principaux : la méthode de minimisation (i.e. méthode des moindres carrées et identification des composantes principales) et la donnée expérimentale observée (FRF ou PSD (Power Spectral Density) dans le domaine fréquentiel, réponse impulsionnelle ou les fonctions de corrélation). En fonction des données expérimentales, deux types d'analyses modales existent : l'analyse modale expérimentale (AME) et l'analyse modale opérationnelle (AMO).

1.2 Analyse modale expérimentale

1.2.1 Mesures expérimentales

L'analyse modale expérimentale rassemble des méthodes d'analyse modale pour lesquelles la force d'excitation et la réponse de la structure sont connues (DIA 2020 ; PIRANDA 2001). L'excitation peut être induite de différentes manières.

Le pot vibrant (Figure 1.2a) est une plateforme fixée à un système de pistons qui permet d'induire des oscillations. Le pot vibrant permet un contrôle de l'amplitude et de la fréquence de l'excitation, cette méthode est donc facilement répétable. Cependant, cette méthode peut être coûteuse et difficile à appliquer avec des objets encombrants (PIRANDA 2001).

Le marteau d'impact (Figure 1.2b) est un marteau instrumenté dont l'embout comporte un capteur de force donnant accès à la force excitatrice au cours du temps. Dans ce cas l'excitation est un impact, c'est-à-dire un signal de type Dirac. Le choix de l'embout et de la masse du marteau dépendent donc la plage de fréquence dans laquelle on souhaite faire l'étude, mais aussi de la masse et des matériaux du système étudié. Un embout de marteau plus rigide impliquera une largeur de pic plus faible. Cependant, la mesure sera plus difficile à réaliser avec un phénomène de double impact plus fréquemment rencontré. L'avantage de l'utilisation d'un marteau d'impact est la simplicité du moyen d'excitation ainsi que son faible coût (PIRANDA 2001).



FIGURE 1.2 – Illustration de systèmes d’excitation utilisés dans le cadre de l’AME : pot vibrant (a) et marteau d’impact (b) (Image : alliantech.com et usinenouvelle.com)

Pour ces deux méthodes, la réponse de la structure est généralement mesurée à l’aide d’un ou plusieurs accéléromètres fixés sur la structure. Des méthodes non-invasives ont été développées pour les structures légères sur lesquelles coller un capteur risquerait de modifier le comportement dynamique. On peut notamment citer les mesures faites à l’aide d’un vibromètre laser (MACPHERSON et al. 2007) ou par ondes sonores (SCISLO 2019).

Afin d’obtenir les déformées modales, il est nécessaire de connaître les FRF en différents points de la structure. Ainsi, au préalable de l’étude, un maillage de la structure doit être mis en place. Après avoir obtenu $A_{ij}(t)$, l’accélération au point j pour une excitation $F_i(t)$ au point i , la FRF est calculé au point i comme

$$H_1(f) = \frac{G_{F_i A_{ij}}(f)}{G_{F_i F_i}(f)} \text{ ou } H_2(f) = \frac{G_{A_{ij} A_{ij}}(f)}{G_{A_{ij} F_i}(f)} \quad (1.5)$$

où G_{xy} est l’inter-spectre et se calcule $x(\omega) \times y(\bar{\omega})/2$ avec $y(\bar{\omega})$ le conjugué du spectre de y . L’intérêt d’utiliser l’auto ou l’inter-spectre plutôt que le rapport des spectres réside dans le moyennage qu’engendre l’auto-spectre, qui permet d’éliminer le bruit de mesure provenant de la chaîne d’acquisition. Ainsi on choisira l’estimateur H_1 si les signaux les plus bruités sont les signaux d’accélération et l’estimateur H_2 si ce sont ceux de force.

1.2.2 Identification des modes

Les premières méthodes d’identifications modales considéraient la structure comme un ensemble de structures à 1 degré de liberté (SDOF, single degree of freedom) (BALMES 2019).

L'identification s'effectuait alors sur la FRF découpée en bandes de fréquence. Parmi ces méthodes, on peut citer par exemple la méthode de *Peak-Picking* ou la *circlefit*. Dans le cadre de la méthode de *Peak-Picking*, la fréquence de résonance du système correspond au pic de la FRF et l'amortissement est estimé à partir de la largeur de ce pic à -3dB (i.e. méthode de la demi-puissance) (PIRANDA 2001). La méthode de *circlefit* se base sur le fait que, proche de la fréquence de résonance, le diagramme de la partie imaginaire en fonction de la partie réelle de la FRF est circulaire. L'identification des changements de courbure et de la longueur de leur rayon permet de remonter à la fréquence de résonance. L'amortissement est ensuite obtenu à l'aide de la méthode de demi-puissance (PIRANDA 2001). Ces méthodes SDOF ont l'avantage d'être relativement rapides. Cependant, ces méthodes ne prennent pas en compte le bruit de mesure et sont plus efficaces dans le cas où deux modes de résonance sont proches en fréquence (BALMES et al. 2010 ; DIA 2020). Des méthodes d'identification en MDOF (multiple degrees of freedom) ont alors été développées. La méthode LSCE (Least Square Complex Exponential) est actuellement la méthode d'identification la plus utilisée dans le cadre de l'AME de type SIMO. Il s'agit d'une méthode d'identification dans le domaine temporel. L'identification s'effectue donc à partir de la réponse impulsionnelle ; ces réponses impulsionnelles pouvant être exprimées comme une somme d'exponentielles complexes :

$$H_{jk}(t) = \sum_{r=1}^{2N} (\phi_{jr} \phi_{kr}) e^{\omega_r^2(1+i\eta_r)t} \quad (1.6)$$

Cette équation peut s'écrire sous la forme d'un polynôme dont les racines sont les modes propres (Equation 1.6).

La méthode LSCE a l'avantage d'être numériquement rapide et robuste. Cependant, elle nécessite l'estimation préalable du nombre de modes de résonance, qui peut s'effectuer notamment grâce aux diagrammes de stabilité (développés Partie III Chapitre 1 Section 1.4) (BALMES 2019). Cette méthode fut celle adoptée dans le cadre de l'AME réalisée dans ces travaux de thèse. De nombreuses autres méthodes, comme par exemple PRCE (polyreference Complex Exponential) qui est une extension de la méthode LSCE pour une étude MIMO, ou encore LSCF, qui est l'équivalent de la méthode PRCE dans le domaine fréquentiel, existent également (BALMES 2019).

1.3 Analyse modale opérationnelle

Afin de pouvoir étudier les structures dans leurs conditions de fonctionnement, les méthodes d'analyse modale opérationnelle ont été développées à partir des années 1990. Ces dernières permettent d'identifier les paramètres modaux d'une structure sans contrôler la force d'excitation. En effet, dans de nombreux cas, il est délicat de déterminer la force induite par une combinaison de phénomènes extérieurs (DIA 2020 ; FU et HE 2001). L'AMO se base donc uniquement sur la mesure de la réponse de la structure, obtenue de manière similaire à l'AME. Cependant, contrairement à l'AME, l'identification modale est réalisée sur la réponse de la structure. Faisant l'hypothèse que l'excitation est aléatoire ou, assimilable à un bruit blanc, l'AMO nécessite des capteurs et une chaîne d'acquisition à faible bruit (DIA 2020). D'autre part, cette méthode rend difficile l'estimation des déformées modales.

Comme pour l'AME, l'identification des paramètres modaux peut être réalisée dans le domaine temporel ou fréquentiel (DIA 2020). Dans le domaine temporel, les fonctions de corrélation sont observées à la place des réponses impulsionnelles de la structure. Dans le domaine fréquentiel, les paramètres modaux sont identifiés à partir de la densité spectrale de puissance (PSD). La majorité des méthodes d'identification modales a été développée à partir des algorithmes d'AME. Les principales différences entre les méthodes d'identification d'AME et d'AMO résident dans la formulation de la force d'excitation. Lors d'une AMO, elle est considérée aléatoire.

Dans le cas de l'AMO, parmi les méthodes d'identification dans le domaine fréquentielle, on retrouve la méthode de *Peak Picking* ou encore LSCF (DIA 2020). Dans le domaine temporel, la méthode NExT (Natural Excitation Technique) (BADEAU 2005) est l'une des plus courantes avec la méthode SSI (Stochastic Subspace Identification). Pour cette dernière, les paramètres sont obtenus à partir de l'identification de coefficients d'une matrice et non par la résolution de systèmes linéaires. Elle est donc plus rapides que les méthodes classiques qui demandent plusieurs itérations afin d'identifier les paramètres minimisant l'erreur entre les courbes expérimentales et théoriques. Par conséquent, elle ne présente pas non plus de problèmes de convergence (OVERSCHEE et B. D. MOOR 2012). Dans ce travail de thèse, la méthode SSI data a été retenue.

1.4 Validation des modes obtenus

Que ce soit pour l'AME ou l'AMO, l'estimation des paramètres modaux, et particulièrement l'estimation de l'amortissement, est souvent difficile. Il arrive régulièrement que des modes identifiés soient de modes numériques ou induit par des artefacts du signal. L'analyse modale nécessite donc une étape de validation des modes obtenus. Pour cela, les outils communément utilisés sont le diagramme de stabilisation, le *Complex Mode Indicator*, le *Modal Confidence Factor* et le *Modal Assurance Criterion* (BALMES 2019).

Le diagramme de stabilité Il consiste en la détermination successive des paramètres modaux pour différents ordres (N). La construction du diagramme est réalisée en comparant les paramètres modaux de l'ordre $N+1$ à ceux de l'ordre N . En pratique, si la fréquence modale, le coefficient d'amortissement et parfois le résidu (différence entre le modèle analytique et les données mesurées) varient respectivement de moins de 0.5%, 5% et 10%, le mode est supposé stable entre l'ordre N et $N+1$ (BALMES 2019). Les modes stables sont considérés comme étant des modes physiques. Un exemple de diagramme de stabilité obtenu durant ces travaux de thèse est présenté Figure 1.3.

Complex Mode Indicator (CMI) Le CMI est déterminé par la décomposition en valeurs singulières de la matrice des FRF. Le CMI est le tracé des valeurs singulières en fonction des fréquences dans une échelle semi-logarithmique. Cette méthode est fiable dans le cas où les modes sont éloignés (BALMES 2019 ; DIA 2020).

Modal Confidence Factor (MCF) Le MCF consiste en la comparaison des déformées estimées pour les modes identifiés à l'instant t et $t + \delta t$. Cette méthode fait l'hypothèse que la matrice de la réponse de la structure (X) à l'instant t sera la même à l'instant $t + \delta t$. Un mode ayant des matrices de la réponse de la structure équivalentes à l'instant t et $t + \delta t$ aura alors un MCF de 100 %, ce qui signifie alors que le mode est un mode physique. Au contraire, un MCF à 0 % signifie que le mode est numérique (IBRAHIM 1978).

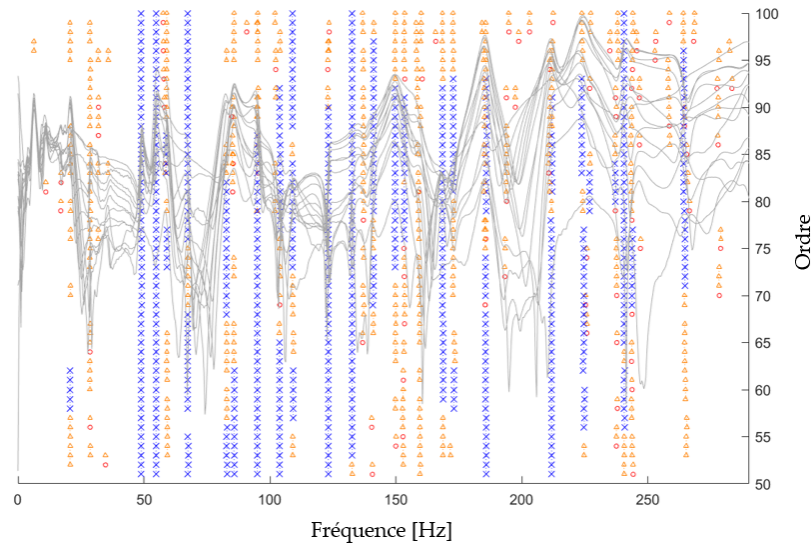


FIGURE 1.3 – Diagramme de stabilisation obtenu lors de l’analyse modale expérimentale du cadre d’un FRM d’athlétisme. Les courbes grises représentent les FRF en pour différent couple de point sur le FRM. Les croix bleues sont les modes respectant les critères de stabilité (0.05%) en fréquence et en amortissement(10%) depuis au moins cinq ordres, les triangles orange ceux qui ne respectent qu’un des deux critères ou qui sont stable depuis moins de cinq ordres, et les ronds rouges sont les modes non stables.

Modal assurance criterion (MAC) Le MAC permet de déterminer les paires de modes corrélés, c’est-à-dire d’associer les modes observés numériquement et expérimentalement, avant/après modification de la structure, ou avec méthodes d’identifications différentes. Le MAC consiste à comparer les déformées modales. Cependant, le MAC ne prend pas en considération les fréquences auxquelles ces modes sont identifiés. Il se calcule ainsi

$$MAC(A, X) = \frac{|\sum_{j=1}^N \psi_{X_j} \psi_{A_j}^*|}{\sum_{j=1}^N \psi_{X_j} \psi_{X_j}^* \sum_{j=1}^N \psi_{A_j} \psi_{A_j}^*} \quad (1.7)$$

où (ψ_a) et (ψ_x) sont les matrices de déformées modales de travail et déformée de référence et i et j la déformées du mode i et j respectivement.

Une variante du MAC est l’AutoMAC. Il permet de comparer les déformées modales d’un même jeu de données. L’autoMAC peut être utile afin de savoir si un mode a été identifié plusieurs fois. Une valeur de MAC ou d’autoMAC de 1 indique que les déformées modales sont parfaitement cohérentes. On considère que deux déformées modales sont équivalentes lorsque le MAC est supérieur 0,9 (PASTOR et al. 2012).

Caractérisation du fauteuil roulant en conditions libres

2.1 Avant-propos

Intérêt de l'étude

Lors de la Partie II, il a été identifié que le FRM, le sol et la vitesse étaient les trois paramètres ayant le plus d'effet sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM. En terme de performances, il n'est pas envisageable de proposer aux athlètes de réduire leur vitesse de propulsion. La modification des revêtements est également délicate. Le FRM semble donc être le seul élément pertinent à ajuster pour optimiser l'exposition aux vibrations. Cependant, la forme, les matériaux, et composants des FRM sont variés. Or, de tels paramètres ont une influence sur la réponse dynamique du FRM et donc sur les propriétés des vibrations transmises au sein du FRM et de l'utilisateur. Ainsi, afin d'identifier comment ces choix vont impacter la réponse dynamique du FRM, cette partie présente l'analyse modale de onze FRM isolés. De telles données constitueront une source d'informations précieuse pour le dimensionnement et la conception des FRM ou d'accessoires visant à atténuer l'exposition aux vibrations. Cette étude a fait l'objet d'une présentation orale lors du 45^e congrès de la société de biomécanique (LARIVIÈRE et al. 2020) et d'un article publié (O. LARIVIERE et al. 2022).

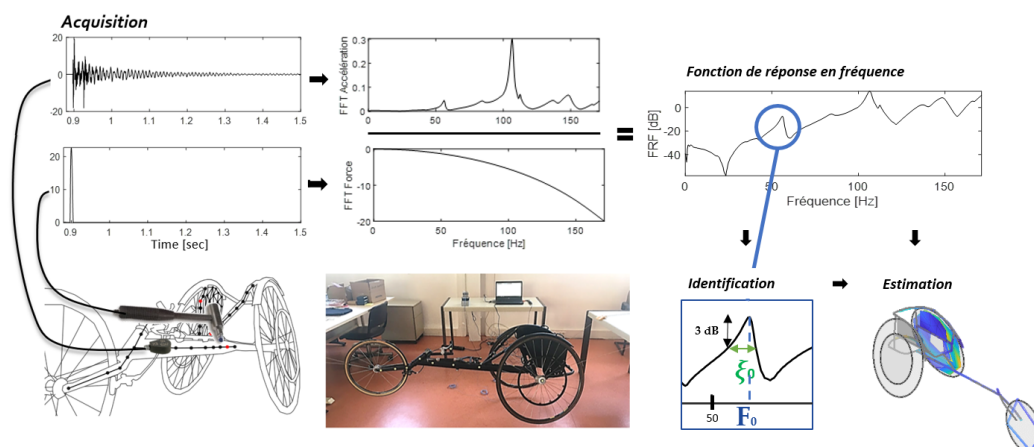


FIGURE 2.1 – Schéma du protocole d’analyse modale expérimentale.

Justification des choix expérimentaux

Dans le cadre de ce travail, l’analyse modale a été réalisée avec un marteau d’impact. Le protocole est schématisé à la Figure 2.1. Cette méthode a été choisie pour différentes raisons :

- elle est moins coûteuse que le pot vibrant ;
- les mesures peuvent être réalisées hors du laboratoire ;
- des objets de toutes tailles peuvent être utilisés. Le FRM d’athlétisme étant très long (1,20 -1,40 m d’empattement), peu de pots vibrants auraient été adaptés.

Le nombre d’accéléromètres a disposition étant limité, l’étude s’est déroulée sous la forme d’une étude MISO (Multiple Input Single Output). Cela signifie qu’un accéléromètre était fixé sur la structure alors que différents points de la structure étaient impactés. Cela a permis d’étudier un grand nombre de points de la structure avec un seul accéléromètre. L’inconvénient étant que la durée de l’expérimentation était d’autant plus longue que le nombre de point était important.

Dans le cadre de la thèse, un laboratoire partenaire a mis à disposition le programme d’analyse modale développé en interne (BALMES et al. 2010). Ainsi, par soucis de praticité, ce programme a été utilisé pour l’analyse modale expérimentale des FRM. Le programme se basant sur la méthode d’identification LSCF, l’identification des modes a donc été réalisé avec cette méthode d’identification.

Résumé en français

Les utilisateurs de fauteuils roulants manuels (FRM) sont exposés à des vibrations impliquant l'ensemble du corps (WBV). En effet, l'interaction entre le sol et les roues du FRM, génère des vibrations qui se propagent dans le FRM. Ces vibrations sont finalement transmises à l'utilisateur par le repose-pieds, le siège, le dossier et les mains courantes. Une telle exposition est susceptible de nuire à la santé de l'utilisateur et d'être une source d'inconfort et de fatigue qui pourrait, dans la vie quotidienne, avoir un impact sur la participation sociale et les performances sportives des utilisateurs. Pour réduire l'exposition aux vibrations, une solution repose sur la modélisation et la simulation de la réponse dynamique du FRM. En effet un tel modèle pourrait être utilisé afin d'identifier les paramètres qui optimisent la dynamique du FRM quant-à l'exposition de l'utilisateur aux vibrations. Par conséquent, il est nécessaire de commencer par évaluer la réponse dynamique du FRM isolé. Dans cette approche, des analyses modales expérimentales ont été menées sur onze FRM, comprenant des FRM quotidiens et sportifs (tennis, basket-ball et athlétisme). Grâce à cette procédure, les propriétés modales ont été identifiées pour différentes parties du FRM (le châssis, le garde corps, le dossier, l'assise, le repose-pieds, les roues et les mains courantes). Les résultats ont montré que chaque FRM étudié, même au sein d'un même type (actif, standard, basket, tennis, athlétisme), a des propriétés vibratoires spécifiques. Cela souligne la difficulté de développer un système unique de réduction des vibrations pour tous les FRM. Néanmoins, plusieurs propriétés dynamiques communes liées au confort et à la conception des FRM ont été identifiées. **Mots clés** : Vibration ; Analyse modale expérimentale ; Fauteuil roulant manuel.

Résumé en anglais

Manual wheelchair (MWC) users are exposed to whole body vibrations (WBVs) during propulsion. Vibrations enter the MWC structure through the wheels' hub, propagate according to the MWC dynamical response, and finally reach the user's body by the footrest, seat, backrest, and handrims. Such exposure is likely to be detrimental to the user's health and a source of discomfort and fatigue which could, in daily life, impact users' social participation and performance in sports. To reduce WBV exposure, a solution relies on MWC dynamical response modelling and simulation, where the model could indeed be used to identify parameters that improve the

MWC dynamic. As a result, it is necessary to first assess the MWC dynamical response. In this approach, experimental modal analyses were conducted on eleven MWCs, including daily and sport MWCs (tennis, basketball, and racing). Through this procedure, modal properties (i.e., modal frequencies, damping parameters, and modal shapes) were identified for each MWC part. The results pointed out that each MWC investigated, even within the same group, revealed specific vibration properties, underlining the difficulty of developing a single vibration reducing system for all MWCs. Nevertheless, several common dynamical properties related to MWC comfort and design were identified. **Keywords** : Vibration; Experimental modal analysis; Manual wheelchair.

2.2 Introduction

The health and social integration of people with disabilities are current social issues. When using a manual wheelchair (MWC), ground/wheel interactions induce MWC vibrations that are transmitted to the user. Depending on the exposure time, frequency content, and amplitude, the generated vibrations can affect human health and comfort. Indeed, epidemiological studies have found that workers exposed on a daily basis to whole body vibrations, such as bus and truck drivers, are more prone to suffer from lower back (M.-H. Pope and T.-H. Hansson 1992; M. Pope et al. 1999) and neck pains (Boninger et al. 2003), which could be explained by the deterioration of the intervertebral discs (Dupuis and Zelett 1987). Furthermore, vibrations tend to increase reaction time (Newell and Mansfield 2008) and alter both vision and balance (M. Griffin 1990; Nakashima 2006), affecting human well-being. Under this framework, guidelines were developed for workers' health protection, such as the European directive 2002/44/EC (Directive 2002) and the ISO 2636-1 standard (mechanical vibration and shock, evaluation of human exposure to whole body vibrations), which fixed the maximum vibration exposure based on vibration frequencies in the deleterious human body frequency range (i.e., [4 - 80 Hz] with a particular risk between 4 and 12 Hz for the seated human body) (ISO-2631 1997). For that purpose, an acceptable maximal vibration dose of $0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ was recommended for an eight hour exposure, beyond which health could be affected. Although no study has yet been carried out linking the pathologies of MWC users to their exposure to vibrations, MWC users' daily exposure to vibrations exceeds the ISO 2631 recommendations (i.e., $0.83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$) (Garcia-Mendez et al. 2013). In addition, a prevalence

of neck and lower back pains was observed in the MWC user population (Garcia-Mendez et al. 2013). In addition, besides the vibration dose, the spectral content transmitted to the user has to be assessed and kept out from frequency ranges that are harmful to anatomical structures. In addition to the health risks, vibrations can also affect MWC lifetime and function. At a given set of excitation frequencies (i.e., MWC eigenfrequencies), interactions between the inertial and elastic properties of the structure materials cause a resonance phenomenon (Schwarz and Richardson 1999). In the long term, the repetition of the local deformations induced by the resonance phenomenon can cause cracks, loose screws, bolts, mechanical fatigue, or even failure of the MWC (Piranda 2001).

To protect the user and preserve the MWC lifetime, a dynamic model of the MWC needs to be used. As the characteristics of the WBV reaching the MWC user depends on both the user (e.g., their morphology, posture, and muscular activation) and the MWC dynamical behaviour (O. Lariviere et al. 2021; Matsuoka et al. 2003), modifying an MWC setting/parameter rarely shows systematic effects on WBV exposure. To address this issue, one solution is to develop a dynamic model of the MWC/user dyad exposed to vibration. Until now, only a few authors have tried to model the vibration transmissibility during MWC propulsion (Brown et al. 2017; Garcia-Mendez et al. 2012; Matsuoka et al. 2003). Except for Matsuoka et al. (2003) and Garcia-Mendez et al. (2012), most studies have focused on a mechanical model of the seated able-bodied human (M. Griffin 1990), neglecting the MWC. The model proposed by Matsuoka et al. (2003) considers the MWC as a single rigid body, preventing a parametric study of the MWC settings. By using a parametric model of the MWC, it is possible to account for the individual vibration response of each MWC/user dyad. Building such a model first requires knowledge of the MWC dynamical behaviour. Skendraoui et al. (2018) estimated the eigenmodes of an isolated standard MWC through experimental modal analysis and finite element analysis. Although modal damping ratios are useful for MWC model input, Skendraoui et al. (2018), unfortunately, did not report them. Furthermore, to meet the needs of MWC users, manufacturers have developed many variations of MWC designs, modifying the MWC structure, the materials, the components (e.g., the type of wheels), etc. It is, therefore, necessary to investigate whether such modifications affect MWC modal properties.

The present study aims to provide data on the dynamical behaviour of very different MWC types. Such knowledge is needed for the implementation of an MWC mechanical model. This information, which identifies the frequencies at which vibrations are amplified by the MWC, can also assist MWC manufacturers in the development or the improvement of accessories to reduce vibration exposure. Indeed, currently, to damp shock and continuous vibrations, suspensions can be added to the MWC, for instance. However, although suspensions have proven to be efficient for shock absorption (Hischke and Reiser II 2018), they are ineffective at reducing the vibration transmission in the frequency range that is deleterious for the human body (i.e., [4 - 80 Hz] (ISO-2631 1997)). Beyond modifying the MWC structure, specific equipment can be used to protect the human body from WBVs (e.g., cushion, gloves). These modifications to the equipment must be designed to take into account its dynamical response (Tarabini et al. 2020). Indeed, unexpectedly, cushions generally amplify the amplitude of vibrations in the [4 - 80 Hz] frequency range (C.-P. DiGiovine et al. 2003; Garcia-Mendez et al. 2012), considered as deleterious for the human body (M. Griffin 1990).

One way to obtain dynamical properties is experimental modal analysis. Such a method consists of observing the dynamic response of a structure to a known disturbance. The disturbance is generally obtained thanks to an instrumented hammer or a shaker. The structure response is generally measured with an accelerometer (Schwarz and Richardson 1999). Additionally, noninvasive methods based on 3D laser vibrometry also exist (Martin 2017). Such noninvasive methods have the advantage of generating a disturbance and measuring the structure response without affecting the structure, which is particularly interesting for very light structures. However, they need more experimental equipment that prevents measurements outside the laboratory. For this reason and given the MWC size, experimental modal analyses were conducted with the roving hammer method (EMA) (Loisel et al. 2020). Such measurements were performed in the [4 - 80 Hz] frequency range and on eleven MWCs, including both daily (i.e., lightweight and standard) and sports (i.e., tennis, basketball, and racing) MWCs. A secondary goal was to estimate the variability of the MWC modal properties (the frequency and damping ratio) across the set of investigated MWCs. Such information will be useful to know if it is necessary to characterize all the MWCs or if some trends could be observed between two similar MWCs. The main hypothesis of this study was that MWCs of a same type would result in similar dynamical behaviour,

whereas differences were expected between different types of MWCs, especially for racing MWCs, which have a particular frame shape.

2.3 Materials and methods

2.3.1 Manual Wheelchairs

The experimental modal analysis (EMA) of eleven manual wheelchairs (MWCs) without cushions, whose mechanical characteristics are provided in Table 2.1 and photo in Appendix IV, was performed.

During the measurement, each MWC was supported on strings to analyse it under free boundary conditions (Figure 2.2). The EMA procedure aims to identify mode shapes, eigenfrequencies, and damping factors from the frequency response functions (FRFs) measured on each MWC part. The MWC parts were defined according to the typical MWC elements: the seat, backrest, footrest, frame, side guard, rear wheel, and handrim. Depending on the investigated MWC part's geometry, the EMA was performed in one, two, or three directions. The MWC parts and directions studied with respect to the MWC frame of reference are reported Table 2.3.



Figure 2.2 – Picture of the experimental setup.

Type	Daily			Sport							
	Lightweight	Standard	Basket	Tennis	Racing						
Name	MWC01	MWC02	MWC03	MWC04	MWC05	MWC06	MWC07	MWC08	MWC09	MWC10	MWC11
Model	Ottobock Voyager Evo	Invacare Kuschall KSL	Vermeiren Eclips +30°	Vermeiren D200	Ottobock Invader sport	Sunrise Grand Slam	Tailor-Made Manufacture	Invacare	Invacare	Invacare	Invacare
Folding											
Frame material	Al	Al	Al	Al	Al	Al	C	Al	Al	Al	C
Mass [kg]	12	9	19	17	12	10	11	10	9	10	8
Moment of inertia [$kg.m^2$]¹	1	1	2	3	1	1	1	2	2	2	2
CoM AP [mm]²	16	11	20	8	9	2	5	29	26	23	22
CoM V [mm]²	31	33	42	32	30	35	26	38	41	42	41
CoM ML [mm]²	1	1	0	0	0	0	-4	0	-1	0	0
Seat width [cm]	38	37	42	52	34	38	NA	25	22	32	22
Seat Depth [cm]	39	45	45	43	34	36	NA	38	37	18	9
Seat Front height [cm]	49	48	50	50	50	47	56	44	49	48	53
Seat Back height [cm]	42	41	49	50	45	49	56	46	49	45	56
Seat Advanced [cm]	-8	-11	8	-4	-8	16	NA	-7	-1	NA	NA
Backrest Angle [°]	8	2	6	17	5	5	NA	25	2	NA	NA
Wheel Camber [°]	4	3	1	1	15	23	20	13	12	11	11
Front wheel radius [cm]	7	6	10	10	4	4	8	24	24	23	23
Back wheel radius [cm]	30	30	31	31	30	32	34	33	33	33	34
Haudrim radius [cm]	26	26	27	27	27	29	32	20	19	19	17
Wheel base [cm]	40	41	50	50	38	36	37	131	120	133	129
Back wheel gap [cm]	61	58	65	72	67	77	67	51	51	49	52

Table 2.1 – Manual wheelchairs specification. Geometrical and inertial properties of the MWC were obtained through methods described in (Loisel et al. 2020, 2021; Poulet et al. 2021). NA means that the properties could not be obtained.






MWC Part	Direction	Frame			Side guards	Backrest		Seat	Footrest	Rear wheel	Handrim
		V	ML	AP	ML	ML	AP	V	V	ML	ML
 Lightweight	MWC01	χ		χ		χ	χ	χ	χ	χ	χ
	MWC02	χ		χ	χ	χ	χ	χ	χ	χ	χ
 Standard	MWC03	χ	χ		χ	χ	χ	χ	χ		χ
	MWC04	χ	χ		χ	χ	χ	χ	χ	χ	χ
 Basket	MWC07	χ	χ		χ	χ	χ	χ	χ	χ	χ
	MWC05	χ	χ		χ	χ	χ	χ	χ	χ	χ
 Tennis	MWC06	χ	χ					χ		χ	χ
	MWC08	χ	χ		χ					χ	χ
 Racing	MWC09	χ	χ		χ			χ		χ	χ
	MWC10	χ	χ		χ			χ		χ	χ
	MWC11	χ	χ		χ			χ	χ	χ	χ

Table 2.2 – Parts and direction studied for each MWC. When side guards, backrest, and footrest were not investigated, it was because the MWC did not have any. The seat was not studied on the racing MWC08 because the two beams on which tensors were stretched were not accessible in the vertical direction. Rear-wheel of standard MWC03 was not observed due to a lack of time regarding the MWC availability.

Table 2.3 – Parts and direction studied for each MWC. When side guards, backrest, and footrest were not investigated, it was because the MWC did not have any. The seat was not studied on the racing MWC08 because the two beams on which tensors were stretched were not accessible in the vertical direction. Rear wheel of standard MWC03 was not observed due to a lack of time regarding the MWC availability.

2.3.2 Mesh

The FRFs were measured on a mesh of 70 to 170 points, depending on the MWC, distributed over the whole MWC structure. Each mesh point was highlighted by coloured stickers fixed to the MWC part. To determine the coordinates of each mesh point, a 3D scan was performed (iSense iPad 4G, 3D Systems) to obtain a coloured 3D model of the MWC. Based on this model, a MATLAB routine was developed to extract 3D coordinates of the impact points from the 3D mesh through a selecting and colour identification procedure.

2.3.3 Experimental Modal Analysis

Force data were segmented using a uniform 10 ms rectangular window centred on the hammer impact. An exponential decay window was applied to the acceleration signals to reduce leakage (Schwarz and Richardson 1999). The quality of the data was then verified using the coherence function (Schwarz and Richardson 1999). To obtain the eigenfrequencies, damping ratios, and mode shapes, the FRFs, H_{ij} , were calculated as:

$$H_{ij}(f) = \frac{A_{ij}(f)}{F_i(f)} \quad (2.1)$$

where f is the frequency vector, A_{ij} is the acceleration measured by the accelerometer j for an impact in point i , and F_i is the impact force at point i . The FRFs were analysed between 4 and 80 Hz, according to the seated human body's sensitivity response to vibration (M. Griffin 1990). To calculate the FRFs, each mesh point was successively excited with an impact hammer (086C02, PCB Piezotronics, 11.2 $mV.N^{-1}$, $\pm 444N.pk$, resonant frequency $\geq 152 kHz$, sampling rate 25600 Hz). The excitation was repeated as many times as required to obtain a force signal with an acceptable bandwidth (i.e., a band limit higher than 200 Hz), a low noise level, and no secondary impact. The resulting normal acceleration was measured by one synchronized mono-axial accelerometer (352A24 Accelerometer, ICP®), PCB Piezotronics, Buffalo, NY, USA, 100 $mV.g^{-1}$, $\pm 50 g.pk$, [1 - 8000 Hz], sampling rate 25600 Hz) fixed on the part studied and aligned in the direction of interest.

For each MWC part, the frequencies were firstly visually identified (i.e., the FRF phase change associated with an FRF peak). Based on the identified frequencies, the modal properties were identified using the Least Squared Complex Frequency domain (LSCF) method (Martin 2017; Piranda 2001) implemented in the Structural Dynamic Toolbox (Martin 2017) running on MATLAB R2019b. The modal properties were obtained through an iterative local estimation around each pole. The modes were excluded if the contribution level and Modal Phase Collinearity (MPC) were lower than 10%, the noise level was higher than 10%, and the identification error was higher than 10%.

2.4 Results

Table 2.4 presents the modal parameters obtained for each of the studied MWC parts. The results are detailed by parts in the next sections.

2.4.1 Frame

Figure 2.3 illustrates the co-located FRF and the eigenmodes identified at the frame of the eleven MWCs along all the directions studied. In the next part, for readability purposes, the results are presented as the mean (standard deviation). Overall, no obvious common behaviour was found among all the MWCs. Between one and seven eigenmodes were identified for each MWC. The eigenmodes were identified from 9 to 78 Hz, and the damping ratios were included between 0.8% and 7.5%. A noticeable result is that, in the vertical direction, except for the first eigenfrequency, the frames of the two lightweight MWCs (MWC01 and MWC02) exhibited similar modal properties. Indeed, the eigenmodes were identified at 35.5 (SD: 0.2) Hz, 44.9 (SD: 1.8), and 63.3 (SD: 3.2) Hz, with damping ratios at 5.0 (SD: 0.5)%, 3.2 (SD: 0.3)%, 2.7 (SD: 0.1)%, and 2.3 (SD: 0.3)%, respectively.

Comparing the MWC types, the sport court MWCs had fewer eigenmodes than the other types along the mediolateral direction (one to three for the sport MWCs, and from two to six for the others). Furthermore, lower damping ratios were found for the racing MWCs (from 0.7% to 4.3%) than for the other MWC types (from 2% and 7.4%), regardless of the direction. The magnitudes of the FRF, however, were higher for the racing MWCs (lower to $0.4 \text{ m.s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$) than for the other MWC types (lower to $0.08 \text{ m.s}^{-2} \cdot \text{N}^{-1}$). Finally, several MWCs presented a specific structure, conveying a specific modal behaviour. For instance, while the racing MWCs usually presented an empty squared-shape behind the back seat, MWC11 exhibited a full triangle. As a result, MWC11 revealed significantly fewer eigenmodes than the other racing MWCs, especially from 40 to 60 Hz, while the others exhibited between two and four eigenmodes.

2.4.2 Side Guards

Figure 2.4 illustrates the co-located FRF and the eigenmodes identified at the side guard of nine MWCs along the mediolateral direction. The daily MWC01 and the sport court MWC07

		Lightweight						Standard						Basket		
		MWC01			MWC02			MWC03			MWC04			MWC05		
		F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]
Frame	V	17	5	5E+02	25	5	2E+02	13	6	3E+02	21	3	6E+03	10	6	7E+02
		36	3	2E+03	35	3	1E+03	17	4	3E+03	31	4	2E+03	18	4	6E+02
		44	3	2E+03	46	3	3E+03	25	5	3E+03	42	4	8E+02	73	4	3E+02
		60	2	2E+03	57	2	2E+04	28	3	8E+03						
		66	2	2E+03	61	4	1E+04	35	5	1E+03						
	ML							16	7	5E+03	64	5	6E+02	34	2	1E+04
								19	5	2E+03	77	3	7E+02	50	3	1E+04
								22	4	2E+05				73	5	8E+02
								28	3	1E+04						
								30	3	2E+04						
							35	3	4E+03							
							45	3	3E+03							
AP	16	5	1E+02	25	5	1E+02										
	38	2	1E+03	35	7	7E+02										
	43	4	2E+02	61	5	3E+02										
	64	1	2E+04													
Side Guards	ML				49	2	7E+00	9	8	7E+02	48	2	9E+00	15	5	3E+03
					35	2	5E+01	75	9	4E+00	70	3	1E+02			
					44	3	3E+01									
Backrest	AP	36	3	3E+02	44	7	8E+01	16	7	1E+04	14	12	2E+02	49	3	2E+03
		39	2	4E+02	51	3	5E+02	21	7	1E+05	31	7	1E+02	72	5	2E+02
		42	2	1E+03				27	4	8E+02						
		55	4	4E+02				36	4	1E+03						
		66	3	2E+02				54	5	1E+02						
V	37	2	5E+02	27	7	3E+02	27	4	6E+03	8	6	4E+03	57	11	3E+00	
	39	2	3E+02	38	3	7E+02	34	3	5E+03	10	5	2E+03				
	55	2	2E+04	46	4	8E+01	70	3	3E+02	16	6	2E+02				
	66	3	5E+02	52	4	9E+01				21	5	1E+02				
Seat	V	28	4	3E+03	26	5	4E+02	9	9	2E+02	14	8	2E+02	18	5	2E+03
		36	3	8E+03	39	2	2E+03	14	8	2E+03	35	6	8E+02	39	4	1E+02
		44	2	7E+02	42	3	9E+02	28	4	1E+03	42	6	2E+03			
		60	2	4E+02	47	5	3E+02				58	5	8E+03			
		68	2	9E+03	51	3	9E+02				63	4	3E+03			
					66	3	6E+03				70	3	3E+03			
Footrest	V	11	5	4E+04	26	4	3E+03	9	7	1E+03	21	4	4E+02	17	5	1E+02
		42	2	2E+02	38	4	1E+03	20	4	6E+02	30	6	1E+02			
		59	3	9E+03	51	2	5E+07	31	5	7E+01	38	7	9E+02			
					61	3	3E+02	39	4	2E+02	59	6	1E+01			
Wheel	ML															
					39	8	3E+01				37	4	2E+02	51	3	1E+03
					32	4	8E+01				47	3	1E+02			
					37	2	3E+02				64	2	1E+02			
					39	2	7E+02				79	2	8E+02			
Handrim	ML															
								27	4	2E+02						
								33	3	3E+02						
								43	4	2E+02						
						49	4	3E+02								

		Tennis						Racing											
		MWC06			MWC07			MWC08			MWC09			MWC10			MWC11		
		F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]	F_0 [Hz]	ϵ_0 [%]	Amp [~]
Frame	V	17	7	2E+02	29	7	1E+03	18	3	3E+03	29	2	3E+02	27	4	3E+03	33	4	9E+00
		44	3	2E+03	37	3	3E+03	45	2	2E+03	49	1	2E+03	42	3	2E+03	66	4	6E+00
		55	3	1E+03	51	7	8E+02	51	2	5E+02	55	2	6E+02	47	2	1E+03	74	3	6E+00
		62	3	1E+03	79	2	6E+03	53	3	1E+02				53	4	3E+02			
ML		18	6	6E+02	49	3	8E+02	28	2	1E+02	29	2	1E+02	35	2	1E+03	41	2	1E+02
		72	7	8E+03				39	1	1E+03	49	1	2E+03	43	3	1E+04	59	1	1E+02
								51	2	2E+02	55	2	3E+03	48	2	6E+03			
								60	2	9E+02	58	2	1E+04	52	2	1E+03			
								77	2	3E+02	67	2	2E+03	55	2	7E+02			
														56	1	5E+02			
														73	2	2E+03			
Side Guards	ML	44	2	1E+03				15	6	6E+02	17	6	6E+02	35	2	9E+03	33	6	1E+03
		57	9	4E+02				29	2	1E+03	29	2	2E+03	42	2	2E+03	41	2	2E+03
								45	2	1E+03	49	1	2E+03	52	2	1E+02	54	2	2E+02
								51	2	2E+03	59	2	4E+02						
								60	2	1E+02	68	2	6E+01						
								77	2	8E+02									
Backrest	AP	19	7	2E+03															
	V																		
Seat	V	13	4	2E+03	56	3	2E+03				9	7	8E+02	25	5		16	3	4E+03
		19	5	7E+02							18	3	3E+03	37	5		17	4	2E+03
		37	3	5E+03							21	4	8E+02	73	3		27	8	4E+02
		44	2	1E+03							55	2	7E+02				32	5	4E+03
		55	4	7E+02							65	2	6E+02				46	1	3E+02
		63	2	2E+03													49	2	3E+02
		74	3	2E+03													54	2	1E+03
																	67	6	9E+01
Wheel	V	38	6	5E+01				29	2	1E+02	28	2	3E+02	13	8	1E+02	41	2	6E+01
		46	4	1E+02				39	1	3E+02	33	5	4E+02	35	2	2E+02	51	1	3E+01
ML								45	2	3E+01	49	1	2E+01	42	2	2E+02	54	2	6E+01
								54	3	2E+01	59	2	2E+01	48	2	1E+02	59	2	7E+01
								60	2	2E+01	65	4	1E+01	52	2	2E+01			
								79	3	2E+01	67	2	1E+01	55	2	2E+02			
											82	2	6E+01						
Handrim	ML							29	2	7E+02	17	5	2E+02	13	8	1E+02	41	2	2E+04
								45	2	2E+01	29	2	3E+02	35	2	2E+02	47	2	9E+04
								54	3	5E+01	48	1	1E+01	42	3	2E+02	51	1	2E+04
								60	2	4E+01	55	2	3E+02	48	2	1E+02	59	2	2E+04
								79	3	1E+02	59	2	7E+01						
											64	2	1E+02						
											67	2	4E+01						

Table 2.4 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (F_0), damping ratios (ϵ_0) and amplitude (Amp)) for each part studied. Grey boxes mean that the part was not studied for the MWC and empty boxes mean no mode was observed between 4 and 80 Hz.

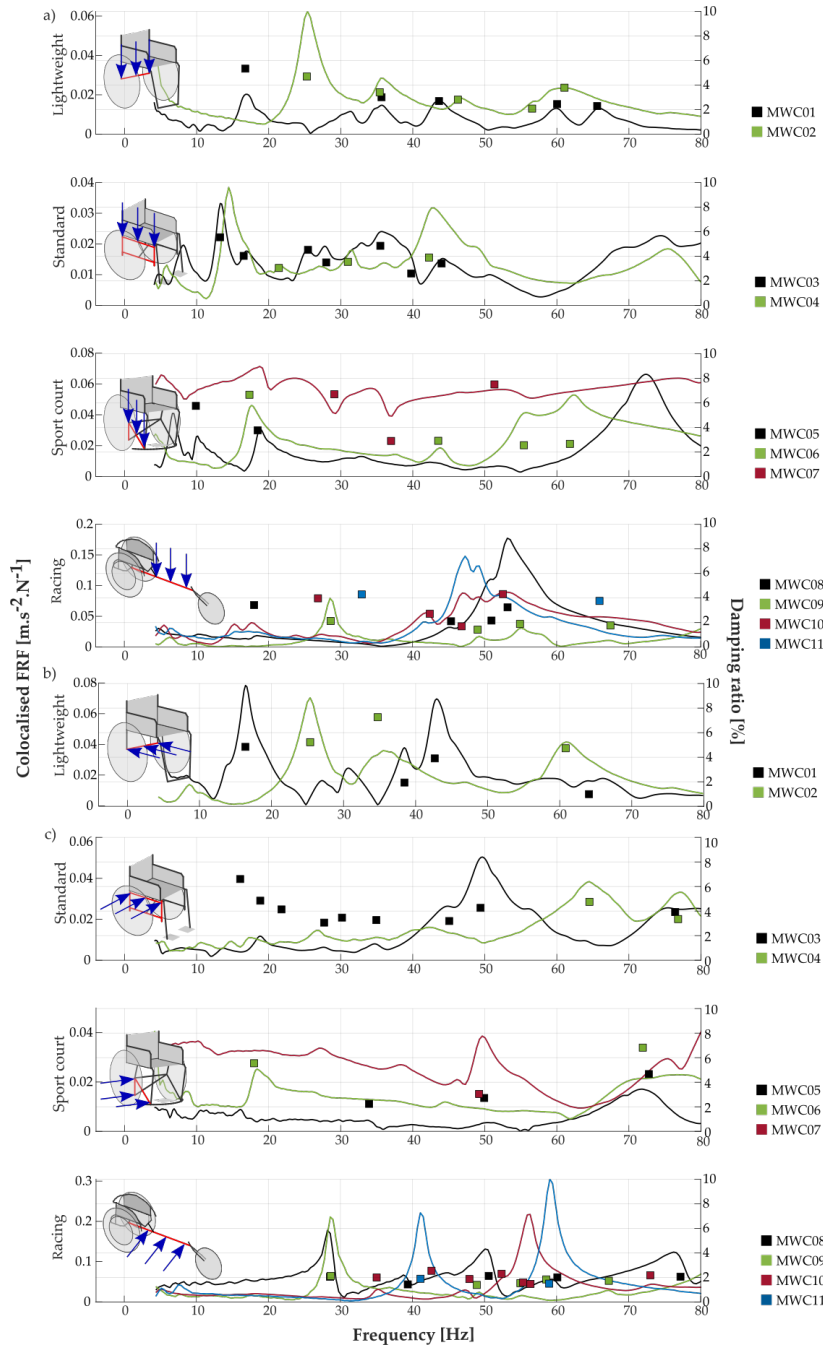


Figure 2.3 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) of the frame for each MWC type and direction studied (a) for the vertical, (b) for the anteroposterior, and (c) for the mediolateral directions. Each line is associated with each MWC of the same type.

were not investigated because they have no side guards. For the side guards studied, between one and five eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 9 to

77 Hz and the damping ratios were included between 1.4% and 8.8%.

From a structural point of view, most side guards were plate shaped and recessed on at least two sides of the MWC frame. Only for MWC08 and MWC09 were the side guards recessed on one side with two additional recessed points. Regarding the materials, the side guards were made of plastic (MWC03 and MWC04), aluminium (MWC06, MWC07, MWC08, and MWC09), or carbon fibre (MWC02, MWC10, and MWC11). In the next part, for readability purposes, the results are presented as the mean (standard deviation). Comparing the MWC types, only the racing MWCs presented noticeable modal properties. First, the racing MWCs presented the highest number of eigenmodes in the frequency range studied: five as compared to three for the other MWC types. Two groups were observed inside the racing MWCs: MWC08; MWC09 and MWC10; MWC11. On the one hand, MWC08 and MWC09 presented eigenmodes at about 16.2 (SD: 1.3) Hz, 28.6 (SD: 0.0) Hz, 50.0 (SD: 1.2) Hz, and 59.6 (SD: 1) Hz, with damping ratios at about 5.8 (SD: 0.1)%, 2.0 (SD: 0.2)%, 1.7 (SD: 0.5)%, and 1.9 (SD: 0.0)%. On the other hand, MWC10 and MWC11 showed eigenmodes at about 33.9 (SD: 1.5) Hz, 41.3 (SD: 0.3) Hz, and 53.2 (SD: 1.1) Hz, with damping ratios at about 3.9 (SD: 2.2)%, 2.0 (SD: 0.3)%, and 2.0 (SD: 0.5)%.

2.4.3 Backrest

Figure 2.5 illustrates the modal properties identified at the backrest of six MWCs along all the directions studied. The sport court MWC07 and all the racing MWCs were not investigated because they have no backrest. For the backrests studied, between one and seven eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 8 to 72 Hz, and the damping ratios were included between 1.4% and 11.5%. Comparing the MWC types, the sport court MWCs showed very few eigenmodes compared to the other MWC types. Specifically, MWC05 reported only two eigenmodes in the mediolateral direction and one eigenmode in the anteroposterior direction. On the other hand, between two and seven eigenmodes were reported for the lightweight and standard MWCs. Interestingly, the eigenmodes were concentrated above 30 Hz for the lightweight MWCs and below 40 Hz for the standard MWCs.

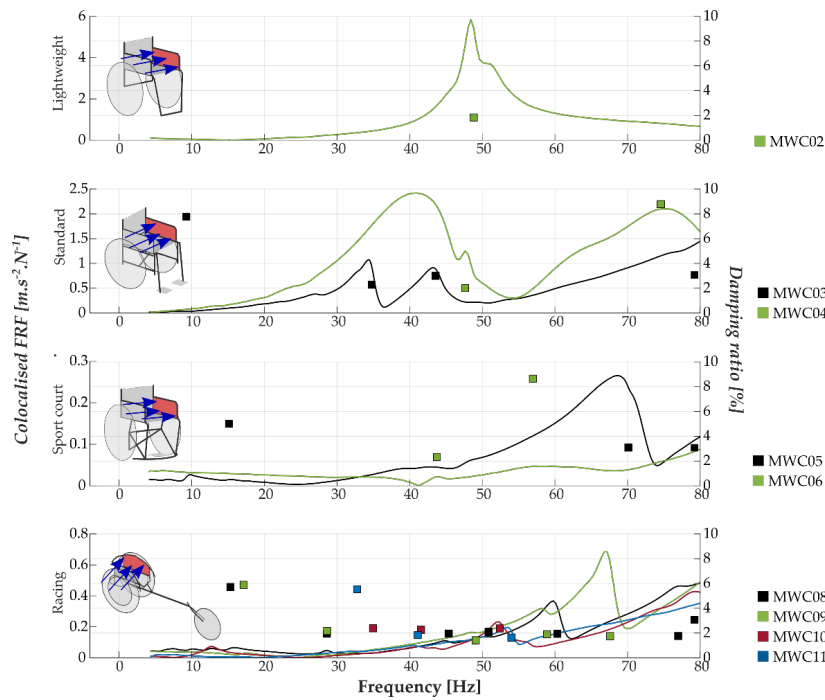


Figure 2.4 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of the side guards for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type

2.4.4 Seat

Figure 2.6 illustrates the modal properties identified at the seat of ten MWCs along the vertical direction. The racing MWC08 was not investigated because the two beams on which the tensors were stretched were not accessible in the vertical direction. For the seats studied, between one and five eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 6.4 to 74 Hz and the damping ratios were included between 1.4% and 9%.

No straightforward common behaviour was observed among the MWC types. The eigenmodes were identified on the whole frequency range for all the MWC types. In the low frequency (i.e., lower than 40 Hz), all the MWCs reported damping ratios higher than 3%. Interestingly, between 40 and 80 Hz, the standard MWCs reported higher damping ratios (3.4–9%) than the other MWCs (2–5%), especially in the low frequency. Surprisingly, MWC07, for which the seat is a cycle saddle, only showed one eigenmode. For comparison purposes, note that the other MWC seats are made of two beams on which the seat covers are fixed (the lightweight and standard MWCs, the sport court MWC05, and MWC06), with the rigid plate made of aluminium (the racing

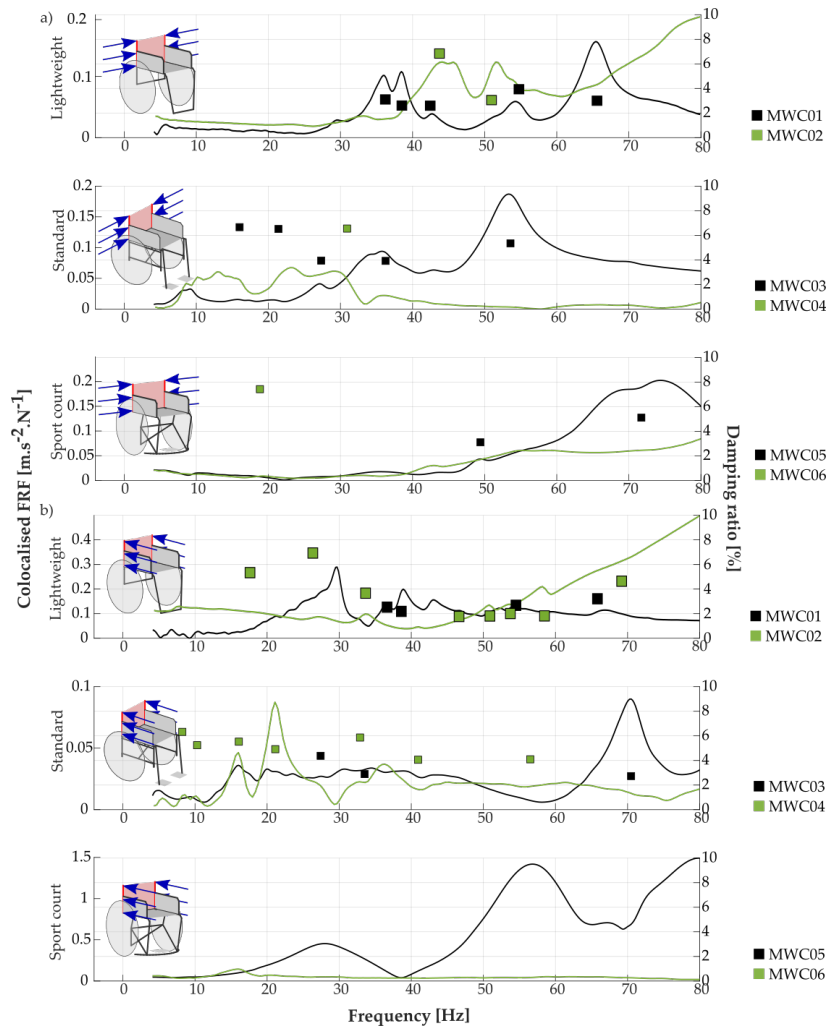


Figure 2.5 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) of the frame for each MWC type and direction studied (a) for the mediolateral and (b) anteroposterior directions. Each line is associated with each MWC of the same type.

MWC08) or carbon fibre (the racing MWC09), or the seat is moulded (the racing MWC10).

2.4.5 Footrest

Figure 2.7 illustrates the modal properties identified at the footrest of six MWCs along the vertical direction. The sport court MWC07 and all the racing MWCs were not investigated because they have no footrest. For the footrests studied, between one and six eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 11 to 80 Hz, and the damping ratios were included between 2.2% and 7.9%. From a structural point of view, a wide range of footrests

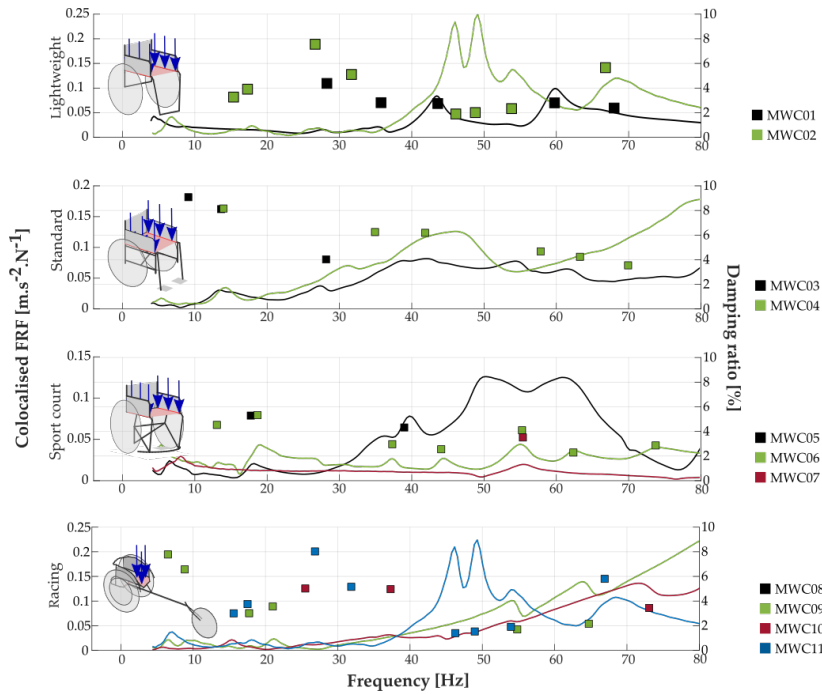


Figure 2.6 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the vertical direction of the seat for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type.

was encountered: a metallic plate welded to the frame (the sport MWCs) or integrated into the global MWC frame (the lightweight MWCs), or two plastic plates screwed and clipped to the frame (the standard MWCs). Comparing the MWC types, the only noticeable result was that the sport MWCs presented fewer eigenmodes than the other MWC types (up to three and up to five, respectively).

2.4.6 Rear Wheel

Figure 2.8 illustrates the modal properties identified at the rear wheel of ten MWCs along the mediolateral direction. The rear wheel of the standard MWC03 was not studied due to a lack of available time to test all the components of this MWC. For the rear wheel studied, between four and six eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 30 to 80 Hz and the damping ratios were included between 1.3% and 4.8%. From a structural point of view, a wide range of rear wheels was encountered: spokes (the lightweight MWC01 and MWC02, the standard MWC03 and MWC04, and the sport court MWC05 and MWC06), four spokes (the tennis MWC07 and the racing MWC09), or disc (the racing MWC08, MWC10, and MWC11)

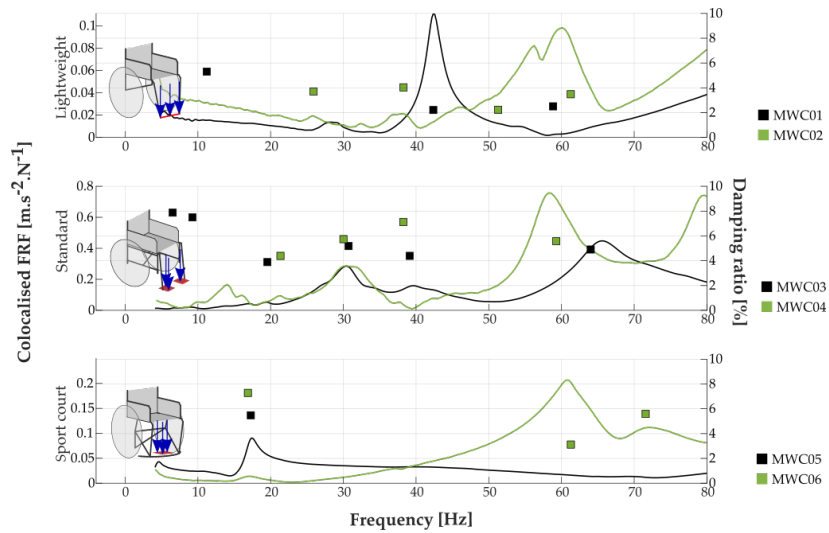


Figure 2.7 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the vertical direction of the footrest for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type

rear wheels. Despite the structural differences between the rear wheels studied, a similar FRF amplitude was observed for all the racing rear wheels. Although MWC09 owns four-spokes rear wheels while the others are disc rear wheels, no obvious outcome was pointed out among all the MWCs.

2.4.7 Handrim

Figure 2.9 illustrates the modal properties identified at the handrims of ten MWCs along the mediolateral direction. The handrims of the sports court MWC07 are not presented because the handrim was included in the rear wheel. For the handrims studied, between four and six eigenmodes were identified per MWC. The eigenmodes were identified from 10 to 80 Hz and the damping ratios were included between 0.2% and 8%. A higher FRF amplitude was observed for the racing MWCs (i.e., up to $1.6 \text{ m.s}^{-2}.\text{N}^{-1}$) than the other MWC types (i.e., up to $0.6 \text{ m.s}^{-2}.\text{N}^{-1}$). Only for the racing MWC09 and MWC11 handrims were the eigenmodes identified between 4 and 80 Hz, and each presented only one eigenmode. Further, a common behaviour is highlighted throughout the parts and directions of a given MWC. See for instance MWC01, for which an eigenmode was consistently identified at 42 Hz at the footrest and the seat in the vertical direction; at the backrest in the anterior–posterior direction; and at the frame for both vertical and anteroposterior directions. Additionally, for the racing MWCs, many of the

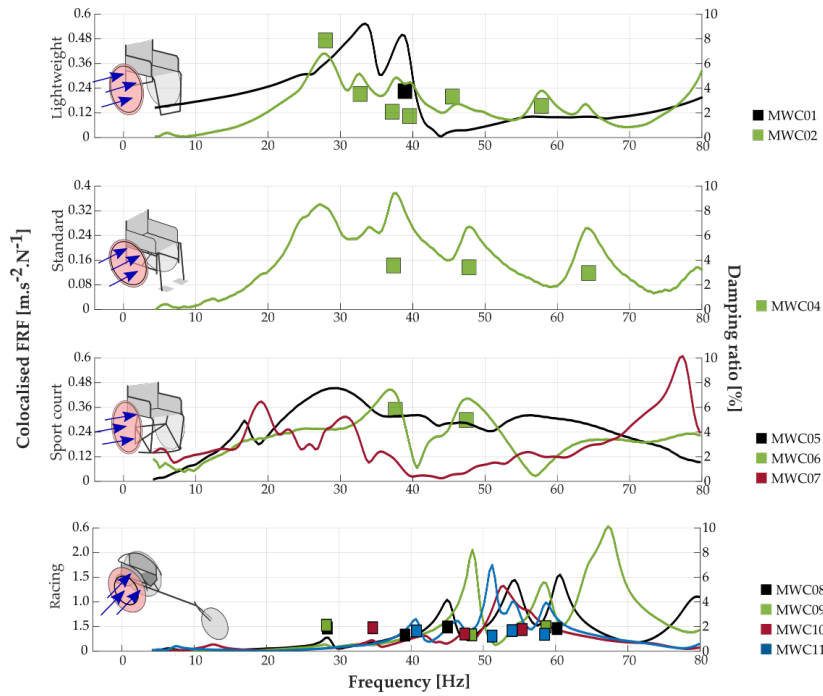


Figure 2.8 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of ten MWC wheels. Each line is associated with each MWC of the same type.

eigenmodes observed on the wheel were also identified at the handrims and the side guards.

2.5 Discussion

This study aimed at providing an understanding of the dynamical behaviour of eleven MWCs. For this purpose, experimental modal analyses (EMA) in the frequency range known to be deleterious for the human body (i.e., [4 – 80 Hz] (ISO-2631 1997)) were performed on lightweight, standard, and sports MWCs. The modal properties of the frame, side guards, backrest, seat, footrest, rear wheel, and handrim were identified and will be discussed below. Discussing our findings with respect to the literature is difficult since only one publication addressed the dynamical behaviour of standard MWCs (Skendraoui et al. 2018) and none investigated lightweight or sport MWCs. The approach developed by Skendraoui et al. (2018) aimed to develop an MWC numerical model. As a result, Skendraoui et al. (2018) chose to report only one or two eigenmodes per MWC part, described solely by eigenfrequencies. Nevertheless, our findings for MWC03 and MWC04, which are standard MWCs, are mostly in agreement with the data reported by Sk-

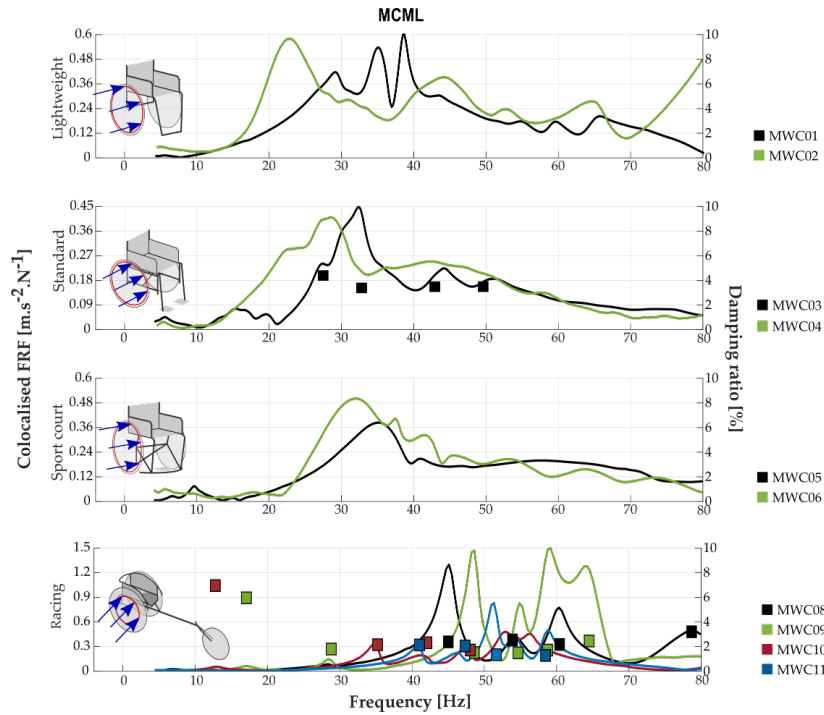


Figure 2.9 – Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of ten MWC handdrims. Each line is associated with each MWC of the same type.

endraoui et al. (2018). Indeed, the eigenfrequencies identified for the frame and the footrest matched, while the values reported for the seat differed by about 10 Hz. We hypothesize that the difference is due to the seat design and the use of a cushion in Skendraoui’s study. This assumption is supported by the high variability we observed for a given MWC type. In-deed, each MWC owns a unique combination of geometries and materials. Such complex structures preclude a straightforward statement regarding their dynamical behaviour, stressing the need for a dedicated study for each MWC design.

Using the car seat nomenclature (Champoux et al. 2007), the lateral bending mode, fore-aft bending mode, and twisting mode (Figure 2.10) were identified on the mode shape of the lightweight and standard MWC seat and backrest. These modes occurred at eigenfrequencies comparable to the ones reported by Lo et al. (2013). For the lightweight and standard MWCs, our findings revealed a lateral bending mode, a fore-aft bending mode, and a twisting mode at 34–36 Hz, 39 Hz, and 57–59 Hz, while Lo et al. (2013) obtained 24–36 Hz, 33–48 Hz, and 42 Hz–62 Hz, respectively. Surprisingly, no lateral mode was identified for the lightweight MWC01.

One possible reason is that this mode was omitted or rejected because our mode validation parameters could have been too restrictive. Another possibility is that the mode was outside the frequency range studied for this specific MWC.

More generally, the MWC seats presented more than the three cars seat eigenmodes in the $[4 - 80]$ Hz frequency range. The reason for this difference in the number of identified modes is most likely due to highly different structures. The metallic structure of the car is indeed generally bigger than the MWCs'. Moreover, car seats are closed structures whereas MWC seats are only two parallel metallic beams. The number of MWC eigenmodes is nonetheless comparable to bicycle frames. For bi-cycles, Champoux et al. (2007) identified seven eigenmodes for a bicycle with an aluminium frame. Interestingly, our results also suggest that MWC frames dampen vibrations better than bicycle frames (from 0.8% to 7.5% and from 0.2% to 1.8%, respectively). Such differences could be explained by the fact that the MWC is composed of numerous assembled parts, generating a mechanical backlash that reduces the transmission of vibration (P. Kumar et al. 2015), while a bicycle frame is one welded structure. Beyond the number of eigenmodes, the eigenfrequency obtained for the MWC07 seat, which is a bicycle saddle (a customized tennis MWC), was consistent with the range of eigenfrequencies reported for bicycles: we identified one eigenmode at 58 Hz. A finite element analysis performed for three saddles with a common design identified first eigenfrequencies from 36 to 140 Hz depending on the saddle design (Cho and Han 2013). However, as the MWC07 saddle material (i.e., carbon fibre) and fixation system (i.e., carbon fibre bonding) differed from the bicycle saddle tested (i.e., a common saddle design), a more in-depth comparison would not be relevant. The results obtained for the spoke wheels were also consistent with the literature. Indeed, for a bicycle spoke wheel, Hou (2017) identified the first eigenmode at 90 Hz, which is higher than our range of study.

From the point of view of the user's safety, the experimental modal analyses confirmed the results of Skendraoui et al. (2018): several MWC eigenmodes were identified in the range $[4 - 80]$ Hz, conveying that an MWC's response to vibration is maximal in the range of frequencies that are deleterious for the human body (ISO-2631 1997). As each MWC owns particular dynamical properties, no generic damping system can be developed to reduce the MWC users' exposure to vibrations. This observation underlines the need to accurately assess the modal behaviour of MWCs to preserve users' health. To protect MWC users from the health effects of

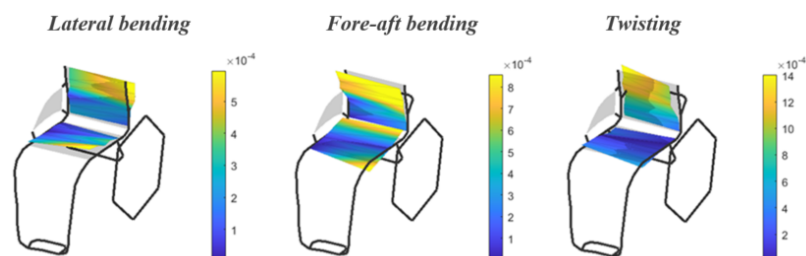


Figure 2.10 – Modal shapes of the seat/backrest system illustrated on the lightweight MWC02. For the visualisation, modes shapes deformation was amplified by a factor of 50.

vibration, the vibration transmission from the MWC to the user should be as low as possible between 4 and 80 Hz, and especially between 4 and 12 Hz, where the risks to the health of the seated human are the great-est (ISO-2631 1997). In view of the ground irregularities, it is expected that the excitation generated by MWC propulsion is white noise. All vibration frequencies in the frequency range that is deleterious to the human body must therefore be considered. In addition, although only a few eigenmodes were identified for the wheel and handrim, these MWC parts do not completely dampen vibrations for the frequency range [4 – 80] Hz. Vibrations at all frequencies could therefore be transmitted to the MWC parts that are in contact to the user. The MWC parts in contact with the user should therefore present as few eigenmodes and/or higher damping ratios as possible in the frequency range that is deleterious for the human body. The results showed that the backrest and foot-rest of the sports court MWC had the fewest eigenmodes between 4 and 80 Hz.

One way to reduce the WBVs transmitted by the MWC to the user would be to take inspiration from existing sports court MWC designs. Further, special attention should be paid to the vibration transmission through the side guards for sport MWCs. Contrary to daily use, athletes are indeed in contact with the side guards during MWC sports practice. According to our results, the side guards of the racing MWCs are those which present the most eigenmodes between 4 and 80 Hz. In order to preserve the health of racing MWC athletes, the side guards of racing MWCs should be improved, reducing this number. MWC seats presented only a few modes lower than 40 Hz or a high damping ratio (higher than 3%). Nonetheless, cushions, which can be understood as a damping element, are usually added to the MWC seat. Articles that investigated vibration transmission through MWC cushions revealed that cushions tend to amplify vibrations

at frequencies around 4 Hz for the isolated cushion, and around 8 Hz for cushions loaded by a participant (Garcia-Mendez et al. 2012). Therefore, it is all the more important that the MWC seat structure avoid transmitting/amplifying vibrations at frequencies at which cushions amplify the vibration.

One seating system (MWC07, equipped with the bicycle saddle) stands out from the others and has only one eigenmode at 58 Hz. Although such a seat seems to be a good way to prevent MWC users from vibration risks, it cannot be recommended to all MWC users, especially users with weak postural control at the hip and lumbar joints, because of a lack of support (it is currently used by a lower limb amputee). Obviously, designing an MWC is not only a matter of low frequency vibrations. The conception process needs to account for many constraints: the MWC has to comply with the MWC users' needs, be comfortable, and be safe. For this purpose, the MWC frame's eigenmodes should also be considered. Indeed, such vibrations could generate noise that affects the user's comfort, as well as the MWC structure (e.g., unscrewed elements, micro cracks in the structure). The latter structure concerns are specific to each MWC type. For instance, although only a few elements of racing MWCs are screwed, there is a risk of generating structural micro-cracks, especially considering the high vibration level induced by the high speed of racing MWC practice. Daily MWCs, on the other hand, are mainly constituted of screwed parts and therefore could be affected by the loose screws phenomenon.

The main limitation of the study arises from the complexity and diversity of MWC structures. The modal identification of such 3D systems made of numerous elements of various materials and mechanical linkages is still a challenge using a roving hammer test (Schwarz and Richardson 1999). Another limitation is that the study focused on the experimental modal analyses of an empty MWC. Numerous articles have indeed underlined the need to account for the users and an ecological context to assess the equipment's mechanical behaviour (D. Chadeaux et al. 2017). MWC modal properties are thus likely to be affected by the presence of the user and the rolling condition. Articles about bike modal analysis noticed small changes in the eigenfrequencies value, the modes' shapes, and an increase in the damping ratio with the presence of the user on the bike (Champoux et al. 2007). Future research will gain insights into how the presence of MWC users affects the MWC modal properties under real use conditions through operational modal

analysis (Au 2017). Finally, the modal properties obtained in the present study could already be useful to develop a mechanical model or to adjust a finite element model of the MWC.

2.6 Conclusion

Conclusion en anglais

MWC users are, on a daily basis, overexposed to vibrations, implying risks for their health. To reduce the vibration exposures of the MWC users, it is necessary to model MWCs. Such models need dynamical properties of the MWC. In this approach, experimental modal analysis was realized, through hammer roving tests, on eleven MWCs, including daily and sport MWCs. The experimental modal analyses revealed that all MWCs presented eigenmodes at numerous frequencies in the frequency range that is deleterious for the human body (i.e., [4 – 80 Hz]). However, as each MWC owns particular dynamical properties, it is necessary to characterize them before modelling them. Additionally, no generic damping system can be developed to reduce the MWC user's exposure to vibrations. Nevertheless, this study is the first to compare complete 3D modal analyses of several MWC types and to include sports MWCs. Such results provide the first database that is useful for MWC manufacturers and scientists for MWC model development. Additionally, it provides a valuable source of information for the sizing and design of MWCs with respect to user comfort and health.

Conclusion en français

Les utilisateurs de FRM sont quotidiennement exposés aux vibrations. Cela implique des risques pour leur santé. Pour réduire l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM, il est nécessaire de modéliser les FRM. De tels modèles nécessitent des propriétés dynamiques du FRM. Dans cette approche, une analyse modale expérimentale par marteau d'impact a été réalisée, sur onze FRM, comprenant des FRM quotidiens et sportifs. Les analyses modales expérimentales ont révélé que tous les FRM présentaient des modes propres dans la gamme de fréquences nuisible pour le corps humain (c'est-à-dire [4-80 Hz]). Cependant, comme chaque FRM possède des propriétés dynamiques particulières, il est nécessaire de les caractériser avant de les modéliser. Cette différence rend également difficile le développement d'un système d'amortissement générique pour réduire l'exposition de l'utilisateur de FRM aux vibrations. Néanmoins, cette étude

est la première à comparer des analyses modales 3D complètes de plusieurs types de FRM et à inclure des FRM de sport. Ces résultats fournissent donc une première base de données utile aux fabricants de FRM et aux scientifiques pour le développement de modèles de FRM. En outre, ils constituent une source d'informations précieuse pour le dimensionnement et la conception des FRM en ce qui concerne le confort et la santé des utilisateurs au regard de l'exposition aux vibrations.

Caractérisation du fauteuil roulant en conditions de propulsion

3.1 Avant-propos

Intérêt de l'étude

Dans la partie III chapitre 2, l'analyse modale expérimentale de onze FRM isolés a été réalisée. Bien que cette étape soit indispensable pour identifier les déformées modales de manière précise, elle ne permet pas de caractériser le FRM en condition de propulsion. En effet, la littérature a observé que le comportement dynamique d'une structure était modifiée en fonction de ses conditions aux limites (RICHARD 2005). Ainsi, les modes identifiés peuvent être affectés par la charge et les conditions de propulsion. Afin d'étudier l'évolution des paramètres modaux avec les conditions expérimentales, une analyse modale opérationnelle a été effectuée pour différentes conditions de sol, de vitesse et de chargement. Cette étude a fait l'objet d'une communication lors du 16e Congrès Français d'Acoustique (Ophélie LARIVIERE et al. 2022) et d'un article soumis (LARIVIÈRE et al. 2022b).

Justification des choix expérimentaux

L'analyse modale opérationnelle nécessite des capteurs à faible bruit et une chaîne d'acquisition plus performante que l'AME. Aussi, l'AMO a été réalisée à l'aide d'accéléromètres filaires ayant une fréquence d'acquisition, une sensibilité et une étendue de mesure plus élevées que les

accéléromètres embarqués actuellement disponibles sur le marché. Afin de réaliser les mesures en conditions embarquées, une chaîne d'acquisition composée d'un Raspberry Pi et de deux conditionneurs USB à 2 voies a été développée. Cependant, ce montage comportant que quatre voies, il peut donc recueillir que les données de quatre accéléromètres unidirectionnels simultanément. Dans cette étude, l'objectif était d'identifier les caractéristiques des vibrations transmises à l'utilisateur. Les accéléromètres ont donc été placés aux points d'interaction entre l'utilisateur et le FRM et, plus spécifiquement, au noeud du maillage ou le maximum de mode ont été observés lors de l'AME. Dans ce travail, l'identification de modes a été réalisée à l'aide de la méthode *Subspace Stochastic Identification* (SSI). En effet, parmi les méthodes testées (LSCF et NExT sur fenêtre glissante), en plus de sa rapidité, l'identification de paramètres modaux avec la méthode SSI était répétable avec nos jeux de données, ce qui n'était pas le cas pour une identification avec les méthodes NExT ou LSCF à partir des données expérimentales acquises dans le cadre de ce travail.

Résumé en français

Les utilisateurs de fauteuils roulants manuels (FRM) sont quotidiennement exposés aux vibrations, induisant des risques importants pour la santé. Pour ouvrir de nouvelles perspectives dans la conception d'outils de protection, une modélisation du couple Utilisateur/FRM serait d'un grand intérêt. A cette fin, l'évaluation du comportement dynamique du FRM pendant la propulsion est nécessaire pour comprendre l'effet des conditions environnementales. Après une analyse modale expérimentale du FRM dans des conditions de laboratoire, cette étude présente des analyses modales opérationnelles et des analyses du contenu vibratoire réalisées pour diverses conditions de chargement du FRM, méthodes de propulsion, vitesses et types de sol. Les résultats montrent que le comportement dynamique du FRM dépend principalement du chargement et de la méthode de propulsion, tandis que le contenu vibratoire dépend fortement de la vitesse et du type de sol. Bien qu'aucun processus d'appariement n'ait été effectué pour établir une correspondance de mode entre les conditions expérimentales, cette étude est la première à fournir une description dynamique d'un FRM pour différentes conditions de propulsion. **Mots clés :** Vibration ; Analyse modale opérationnelle ; Fauteuil roulant manuel.

Résumé en anglais

Manual wheelchair (MWC) users are daily overexposed to vibration, inducing significant health risks. To open new perspectives in the design of protection tools, a model of the User/MWC couple would be of great interest. To this end, the evaluation of the MWC dynamic behaviour during propulsion is required to understand the effect of environmental conditions. Following a MWC experimental modal analysis under laboratory conditions, this study presents operational modal analyses and vibration content analyses conducted for various MWC loadings, propulsion methods, speeds, and ground floor types. Results showed that the dynamic behaviour of the MWC depends mainly on its loading and propulsion methods, while the vibration content depends strongly on the speed and the ground floor type. Although no pairing process was carried out to establish a mode matching between experimental conditions, this study is the first to provide a dynamical description of a MWC for different propelling conditions. **Keywords :** Vibration; Operational modal analysis; Manual wheelchair.

3.2 Introduction

The human body is daily exposed to vibration during transport, work or sport activities. This is especially true for MWC users who, because of the interaction between the ground and the MWC wheels, are exposed to vibration for all their daily travel. Depending on their properties (frequency, magnitude, duration of exposure), vibrations could have adverse effects for the anatomical structures such as low-back (M.-H. Pope and T.-H. Hansson 1992) and neck pains (Boninger et al. 2003) that could be explained by a deterioration of intervertebral discs (Dupuis and Zelett 1987). According to these studies, guidelines were developed for workers prevention, defining limit values to regulate the exposure duration (Directive 2002; ISO-2631 1997). However, such guidelines do not exist to protect the human body in the everyday life, especially, in the case of manual wheelchair (MWC) propelling. It has been underlined that, despite the existence of an ISO standard (ISO-16840 2016) related to shock absorption of the wheelchair seat cushion, MWC users are suffering from vibration exposure (C.-P. DiGiovine et al. 2003; Garcia-Mendez et al. 2013). Research thus far evidences that, on a daily basis, the vibration exposure exceed the ISO standards limits defined for able-bodied workers (D.-P. VanSickle et al. 1994). This is all the more important in this population because many of them are unable to

feel the vibration to which they are subjected to due to their weak/absence of nervous feedback related to pelvis and low-back levels.

The User/MWC couple presents multimodal and complex interactions that are difficult to deeply understand only based on experiments. Hence, a model of the User/MWC couple would be valuable to investigate the effect of the MWC elements and musculoskeletal characteristics on the vibration exposure (O. Lariviere et al. 2021). Lumped-element models of the MWC user have been developed based on three or five segments (Brown et al. 2013, 2017). Interestingly, only one model has included the MWC (Kawai and Matsuoka 2000; Matsuoka et al. 2003) while other merely considered the MWC user.

These models convey information regarding posture optimization to minimize vibration transmissibility. However, up to date, no model accounted for propelling situation.

Regarding more particularly MWC modeling, several studies have been published to investigate MWC structure. Regarding the MWC response to vibration, a finite element model (FEM) of an isolated MWC has been developed, validated using experimental modal analysis (Skendraoui et al. 2018). This approach would be of great interest to predict the vibration at the contact points with the user (footrest, seat and backrest). Using these predicted vibration as inputs of a lumped-element model of the MWC user would be valuable to understand the vibration transmissibility under propulsion with respect to the tuning of MWC characteristics.

In order to develop such coupled model, the experimental database used for validation has to be built under controlled and realistic conditions. For this purpose, the dynamic behaviour of the MWC under propelling conditions has to be addressed, as well as the vibration content at the User/MWC contact points. Indeed, as for any structure, any change in a MWC element (e.g. geometry, material) or in the User/MWC interactions will affect its mechanical behaviour. Under this framework, the present article investigates how the MWC dynamical behaviour and the vibration transmission are affected by the propelling conditions. Following a MWC experimental modal analysis under laboratory conditions, operational modal analyses and vibration content analyses were conducted for various MWC loadings, propulsion methods, speeds, and ground floor types. We hypothesize that the dynamical behaviour of a MWC is mostly dependent on

its loading and the propulsion method, while the vibration content is highly dependent on the speed and the ground floor type.

3.3 Method

3.3.1 Experimental context

A commercially available manual wheelchair (Lightweight MWC: Invacare Kuschall K-Series) was used during this study. In order to estimate the MWC dynamic behaviour, experimental and operational modal analyses (EMA and OMA) were conducted. EMA and OMA aimed both at extracting modal properties, especially eigenfrequencies and damping ratios. In this study, the focus was made for frequencies from 0 to 80 Hz to cover the range of frequencies affecting human health and comfort (ISO-2631 1997). EMA were conducted under laboratory conditions. Then, OMA were carried out under realistic propelling conditions. Finally, the vibration content on several MWC locations was characterized with respect to the propelling condition.

3.3.2 Dynamic behaviour under laboratory conditions

To perform EMA, a set of 116 frequency response functions (FRFs) was directly measured on a 84-point mesh distributed over the MWC. The i th FRF was computed as the ratio between the resulting normal acceleration measured on the MWC frame, and the excitation force at the i th point of the mesh. More accurately, the acceleration signal was measured by a single-axis accelerometer (model 352A24, ± 50 g pk; resonant frequency ≥ 15 kHz, PCB Piezotronics, New York, USA) bonded with petro wax onto the beam connecting the wheels to the seat frame. The excitation force was provided by an impact hammer (model 086C02, 11.2 mV.N⁻¹, ± 444 N.pk, resonant frequency ≥ 15 kHz, PCB Piezotronics, New-York, USA).

To reduce the leakage, acceleration signals were segmented using an exponential decay (Schwarz and Richardson 1999), and an uniform 10 ms rectangular window centered on the hammer impact was applied on the force signal. Then, the coherence function was computed to validate the quality of the data (Schwarz and Richardson 1999). Finally, using the Structural Dynamic Toolbox (Balmes et al. 2010) running on MATLAB R2019b, modal identification was carried

out with the Least Squared Complex Frequency domain (LSCF) method (Yuan et al. 2022). An iterative local estimation around each pole was performed to identify the modal properties. Only modes with a contribution level and a Modal Phase Collinearity (MPC) higher than 10%, as well as a noise level and an identification error lower than 10%, were kept.

3.3.3 Dynamic behaviour under propelling conditions

Measurement protocol

The MWC dynamic behaviour was characterized under various propelling conditions (loading, propulsion, speed, and ground floor) along a straight line of 10 m. Three loadings (empty, a 60 kg ISO 7176 dummy, and a 58 kg non-pathological participant) and two propulsion methods (either pushed by an assistant or self-propulsed when applicable) were tested. The experiments were carried out according to two speeds ($0.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ and $1.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) to reflect a *slow* and a *fast* speed with respect to the daily speed range (O. Lariviere et al. 2021). Audio signals were produced to ensure the propulsion speed matches the instruction. Finally, the MWC propelling took place on five ground floor types (two indoor and three outdoor floors). To describe each floor, a vibrating index was estimated through a preliminary standardized acceleration measurement (floor one to five: $[2.1, 3.9, 8.5, 11.2, 13.0] \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$). Consequently, 40 conditions were investigated, and each condition was repeated twice.

Vibration measurements

Four single-axis accelerometers (model 352A24, $\pm 50 \text{ g}$ pk; resonant frequency $\geq 15 \text{ kHz}$, PCB Piezotronics, New York, USA) were bonded onto the MWC using petro wax. One accelerometer was placed on the frame, at the inter-wheel axis. Three accelerometers were fixed to the contact points with the user (footrest, seat and backrest). More specifically, accelerometers' location on each part was chosen to maximize the number of observable eigenmodes (O. Lariviere et al. 2022). While the acceleration was measured along the vertical axis at the footrest and the seat, anteroposterior acceleration was collected at the backrest. The data collection was driven by a wireless nanocomputer (Raspberry Pi 4 model B, Raspberry Pi Foundation, Cambridge, UK) and two embedded signal conditioners (model 485B39, sampling rate 20700 Hz, PCB Piezotronics, New York, USA).

Operational modal analyses

Stochastic Subspace Identification modal estimation algorithms have been applied to the collected database (Brincker and Andersen 2012; Overschee and B.-L. D. Moor 2012). Assuming a white noise excitation, a parametric linear model was fitted to the acceleration signals (Al-Rumaihi 2014, 2022). To improve the modal identification in such low frequencies, the acceleration signals were firstly downsampled to 256 Hz. The modal identification procedure was applied on ten 1024-point windows randomly extracted from each acceleration signal. The model order was chosen to obtain the highest number of stable poles with respect to eigenfrequencies f and damping ratio δ . A given pole was considered stable in eigenfrequencies (resp. damping ratio) if its value changes by less than 5 % (resp. 25 %) as the model order increases. The Consistent Mode Indicator (CMI) was then estimated to validate the resulting modal parameters (Pappa et al. 1993). The CMI was computed as the product of the Extended Modal Amplitude Coherence (EMAC) and the Modal Phase Collinearity (MPC), where EMAC quantifies the temporal consistency of the identification results and MPC quantifies the spatial consistency of the identification results (i.e. mode complexity). The resulting modal parameters were eventually retained for a CMI higher than 1.

3.3.4 Vibration content

The following descriptors were finally computed to characterize the vibration content on several locations of the MWC during propelling. First, the root-mean-squared (RMS) acceleration level was computed at the frame, at the inter-wheel axis, and at the contact points with the user (footrest, seat and backrest). This parameter is defined as

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N |s_n|^2}, \quad (3.1)$$

for a given discrete signal s_n of N points. The RMS level reflects the amount of energy contained in the vibration signal.

Then, spectra's shape was described by its spectral centroid μ as

$$\mu = \frac{\sum_{n=1}^N f_n |P_n|}{\sum_{n=1}^N |P_n|}, \quad (3.2)$$

where P_n is the power spectrum of the signal and f_n and f are the discrete and the continuous frequency vectors.

3.3.5 Statistical analysis

A Kruskal Wallis test was carried out on the RMS level and the spectral centroid to highlight the effect of the propelling conditions on the vibrational features. When a significant effect was observed ($p < 0.05$), a multiple comparison of estimated marginal means was carried out to determine the conditions leading to significant differences.

3.4 Results

3.4.1 MWC dynamic behaviour







Table 3.1 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through experimental modal analyses

Mode number	f [Hz]	δ [%]
Mode 1	17.8	5.7
Mode 2	27.8	5.6
Mode 3	31.6	3.2
Mode 4	41.22	5.5
Mode 5	49.9	2.9
Mode 6	55.1	3.5
Mode 7	67.7	5.9
Mode 8	71	3.1

Table 3.1 summarizes the modal parameters estimated during experimental modal analysis (EMA) for the tested MWC. A total of eight modes were identified in the studied frequency range (0 to 80 Hz). Modes were distributed over the spectrum starting from 15 Hz. Tables 3.2, 3.3, 3.4, and 3.5 present the modal parameters estimated during operational modal analysis (OMA) for the tested MWC and all the investigated propelling conditions. From one to six modes have been identified from 5 Hz to 80 Hz depending on the propelling condition.

Regarding more specifically Table 3.2, 3.3, 3.4, and 3.5, the first noticeable observation is that modes were identified at lower frequencies when the MWC was empty or carrying a dummy than a participant. In particular, no mode were highlighted in the [50-80] Hz frequency

Table 3.2 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ) estimated through operational modal analyses for an empty MWC pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to *Slow* and *Fast* conditions).

		[0-10] Hz		[10-20] Hz		[20-30] Hz		[30-40] Hz		[40-50] Hz		[50-60] Hz		[60-70] Hz		[70-80] Hz	
		f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ
		[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]
	S_1	9.7	0.8	18.8	1.3			49.7	1.6							77.4	2.2
	S_2	10.6	1.1			22.6	1.4							69.2	1.5		
	S_1	10.8	0.9			20.5	1.0			43.8	1.0	58.7	1.0				
	S_2	6.2	0.7	16.7	0.7					48.6	0.9						
	S_1	6.9	0.7	15.1	1.0	20.8	1.2			43.6	1.2					75.4	1.6
	S_2	5.0	1.2			24.4	1.3			46.7	1.4			68.7	1.4	75.1	1.6
	S_1			12.3	1.3	20.7	1.4			40.2	1.6			60.7	1.7	78.1	1.9
	S_2	5.4	2.7													70.4	2.9
	S_1					26.8	1.9			41.6	2.2						
	S_2	9.6	1.2							44.6	1.8					76.2	2.0

range (Table 3.2 and 3.3), while modes were identified up to about 75 Hz (Table 3.4 and 3.5). Moreover results indicated increased damping ratios in low frequency whatever the propelling condition. As a result, identified modes were highly more damped when the MWC was empty or carrying a dummy than when carrying a participant.

Results suggested further that the speed affects the number of identified modes, especially in low frequency. Below 30 Hz fewer modes were indeed identified under *Fast* speed than *Slow* speed.







Finally, results revealed no straightforward difference in the dynamic behaviour with respect to the propulsion conditions nor the ground floor types.

3.4.2 Vibration content

For readability purposes, the following results are presented as *mean [minimum - maximum]*.

Figure 3.1 presents the evolution of the RMS level with respect to the observation point and the propelling conditions (O. Lariviere et al. 2021). First, as expected, the highest and lowest RMS levels were measured at the footrest (i.e 1.6 [0.1 - 6.6] m.s^{-2}) and the backrest (i.e 0.6 [0.0 - 2.0] m.s^{-2}), respectively. Interestingly, the level measured at the frame, at the inter-wheel axis, was comparable to the RMS level measured at the seat (i.e 0.7 [0.0 - 3.2] m.s^{-2}). Moreover, although no significant difference was systematically observed according to the loading condition, RMS level tends to be increased when pushing an empty MWC (i.e 1.2 [0.1 - 6.5] m.s^{-2})







Table 3.3 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ) estimated through operational modal analyses for a MWC loaded by a dummy and pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to *Slow* and *Fast* conditions).

	[0-10] Hz		[10-20] Hz		[20-30] Hz		[30-40] Hz		[40-50] Hz		[50-60] Hz		[60-70] Hz		[70-80] Hz	
	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ
	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]
	S_1	6.5	1.8	12.1	2.0	23.6	2.1									
	S_2					24.1	1.9									
	S_1			11.3	2.0	23.8	2.3									
	S_2					23.5	0.7								72.1	0.7
	S_1	7.8	0.5	19.6	0.6								63.3	0.6	79.1	0.7
	S_2	8.4	0.5			28.4	0.7				56.9	0.7	60.1	0.7	73.9	0.8
	S_1			17.7	0.6	27.7	0.6				52.1	1.1	68.1	1.2		
	S_2					29.2	0.5			43.2	0.5		67.9	0.5		
	S_1			15.5	1.0	25.0	1.0				59.8	1.1				
	S_2					29.2	0.6									

or a dummy (i.e 1.0 [0.0 - 5.1] m.s⁻²) than a participant (i.e 0.6 [0.0 - 3.7] m.s⁻²). This trend is mainly observed for a vibrating ground floor and the *Fast* speed. This observation was not verified at the backrest position, where measurement were done in the anteroposterior direction. Besides, results indicated that, for all the observation points, the RMS level was increased at the *Fast* speed (i.e 1.3 [0.1 - 6.5] m.s⁻²) with respect to the *Slow* speed (i.e. 0.4 [0.0 - 2.7] m.s⁻²). Finally, as expected, the ground floor types affect the RMS level: the higher its vibrating index, the higher the RMS level. For floor one to five the average RMS level were 0.2 [0.0 - 0.8], 0.3 [0.1 - 1.7], 0.9 [0.1 - 3.9], 1.3 [0.2 - 5.5], and 1.7 [0.2 - 6.5] m.s⁻², respectively.

Figure 3.2 presents the evolution of the spectral centroid level with respect to the observation point and the propelling conditions. Although no significant difference was systematically observed according to the loading condition, μ tends to be decreased when pushing an empty MWC than carrying a participant (53 [24 - 71], and 57 [38 - 79] Hz, respectively). Besides, results indicated that, for all the observation points, μ was increased at the *Fast* speed (i.e. 60 [30 - 79] Hz) with respect to the *Slow* speed (i.e. 51 [25 - 76] Hz). Finally, a slight effect of the ground floor type was observed on the contact points with the user, involving in particular a lower μ value on the tiled floor (i.e 51 [25 - 74] Hz) than on outdoor floors (i.e. 58 [30 - 77] Hz).

Table 3.4 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ) estimated through operational modal analyses for a MWC loaded by a participant and pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to *Slow* and *Fast* conditions).

		[0-10] Hz		[10-20] Hz		[20-30] Hz		[30-40] Hz		[40-50] Hz		[50-60] Hz		[60-70] Hz		[70-80] Hz	
		f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ
		[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]
	S_1			16.9	0.7			37.2	0.7	48.5	0.8						
	S_2									42.6	0.5			65.5	0.5	76.0	0.7
	S_1					21.7	0.8	38.6	1.0								
	S_2					21.8	0.7	36.6	0.8					66.1	0.9		
	S_1			14.2	0.8	23.1	0.9	28.0	0.9	41.6	1.1			62.0	1.4	76.4	2.2
	S_2							34.0	1.0	47.9	1.1			62.7	1.2		
	S_1					24.1	0.8			43.5	1.1			64.2	1.2	77.6	1.3
	S_2			16.3	0.4			35.2	0.5					61.2	0.5		
	S_1			16.2	0.8			38.7	0.9			54.2	1.1	68.3	1.1		
	S_2							40.0	0.7	44.6	0.7	52.3	0.7	55.9	0.8		







3.5 Discussion

The dynamic behaviour of a manual wheelchair (MWC) has been evaluated under various propelling conditions (loading, propulsion, speed, and ground floor). An innovative experimental setup has been established and dedicated operational modal analyses have been applied.

3.5.1 Modal parameters identification

Experimental modal analyses allowed the identification of more modes in the [0 - 80] Hz frequency range than the operational modal analyses during propelling. This is an expected result since the two procedures differed from each other. Besides the mesh and the excitation signal, the boundary conditions and the loadings changed as well. Similar results were observed during the dynamical characterization of a bicycle (Richard 2005). Fewer modes were identified applying OMA than EMA, probably because the floor excitation was not consistent over the frequency range (Richard 2005). Beyond the structural modes, additional low-frequency modes were identified during OMA, especially when the MWC was empty or carrying a dummy. Those modes most likely correspond to the coupling with the assistant.

Table 3.5 – MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ) estimated through operational modal analyses for a user self-propulsing with the MWC. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to *Slow* and *Fast* conditions).

	[0-10] Hz		[10-20] Hz		[20-30] Hz		[30-40] Hz		[40-50] Hz		[50-60] Hz		[60-70] Hz		[70-80] Hz	
	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ	f	δ
	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]	[Hz]	[%]
 S_1									43.3	0.5						
	S_2		17.6	0.8					42.5	0.8			66.7	0.9	78.7	1.0
 S_1			18.3	0.8			30.5	0.8	45.1	1.0					74.4	1.4
	S_2						34.6	0.6	42.8	0.7						
 S_1			19.8	0.9			38.7	0.9	44.2	1.0	52.4	1.0	63.8	1.1		
	S_2						32.7	0.8	44.6	0.8	59.7	0.8			76.0	0.8
 S_1			17.4	1.1	27.7	1.2			40.8	1.2			64.4	1.4		
	S_2						38.9	2.2								
 S_1					24.8	1.0	37.0	1.2			58.2	1.7			73.5	2.3
	S_2												62.0	0.8	75.1	0.8

3.5.2 MWC loading

A noteworthy outcome is the need to investigate MWC under loaded conditions. Indeed, the empty MWC condition led to a lower frequency content and a higher vibration level than loaded with a dummy or a participant. This observation is in accordance with the addition of a mass on the MWC structure. This result has already been reported on bicycle (Richard 2005) and tennis racket (D. Chadeaux et al. 2017). Interestingly this result was not observed at the seat position. At this particular position, the MWC user acts also as a stiffener on the structure. This specificity may be explained by the frame design: while a bike frame is made of welded tubes, a MWC frame is made of screwed tubes. As a result, adding mass is likely to stiffen the MWC frame.

The type of loading used is also of great importance. Using a dummy conveyed to particularly high vibration level at the four investigated positions with respect to the MWC used by a participant. A hypothesis would be that the dummy is stiffer than the participant, facilitating thus the vibration transmission through the structure. This hypothesis is supported by the frequency content which has been shown slightly increased when the MWC was loaded by the dummy than the participant.

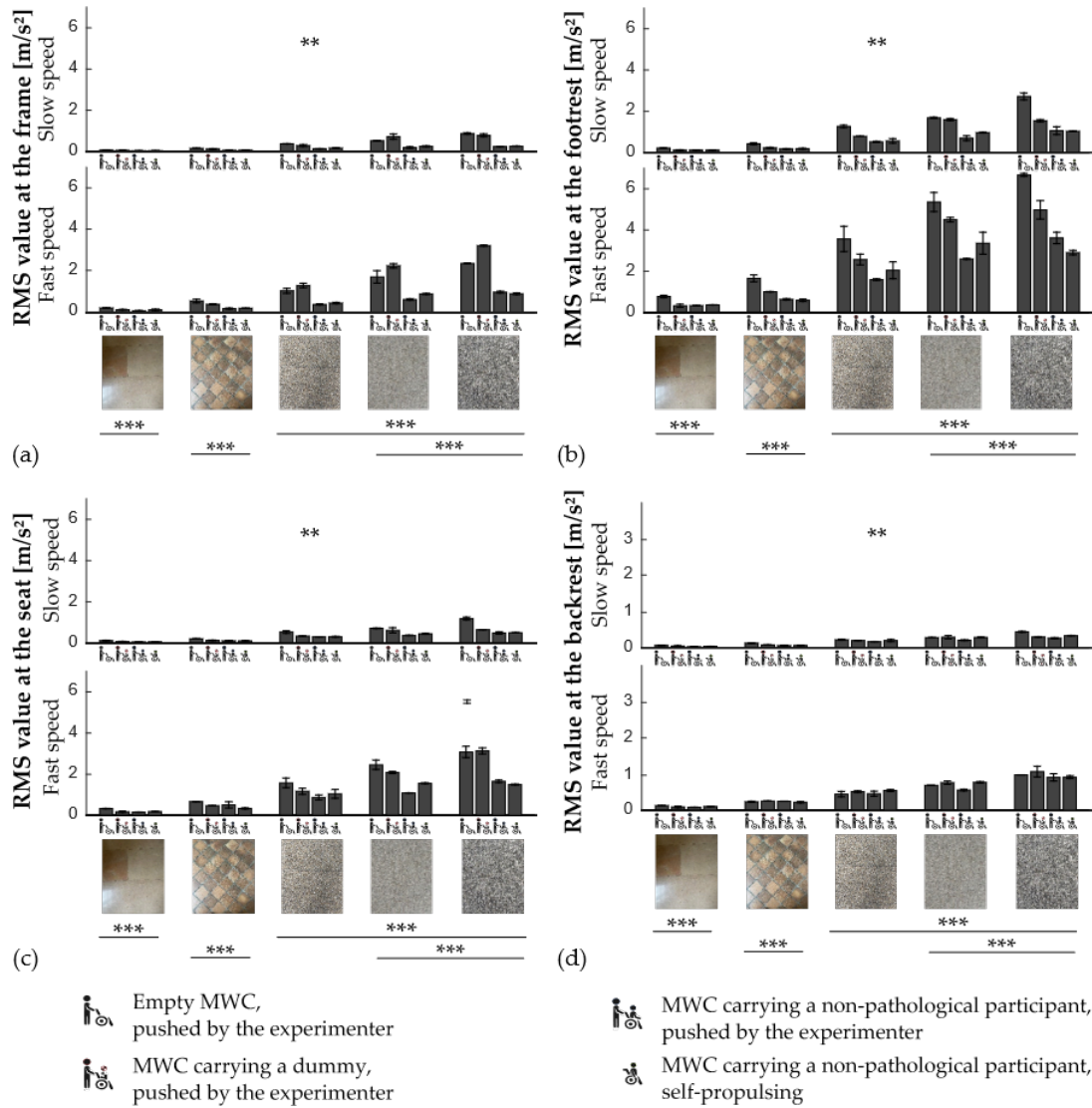


Figure 3.1 – RMS level computed at the (a) frame, (b) footrest, (b) seat and (d) backrest of the tested MWC over all the propelling conditions. The reported uncertainty represents a 68% confidence interval. ** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between the two speed conditions. *** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between ground floor types.

Eventually, the identified vibrating modes confirmed the importance of investigating the MWC dynamic behaviour with a participant. Indeed, an empty MWC or a MWC loaded by a dummy revealed few vibrating modes higher than 30 Hz. However, used by a participant, the MWC showed mainly vibrating modes higher than this limit, which is noteworthy with respect to the human health and comfort (ISO-2631 1997).

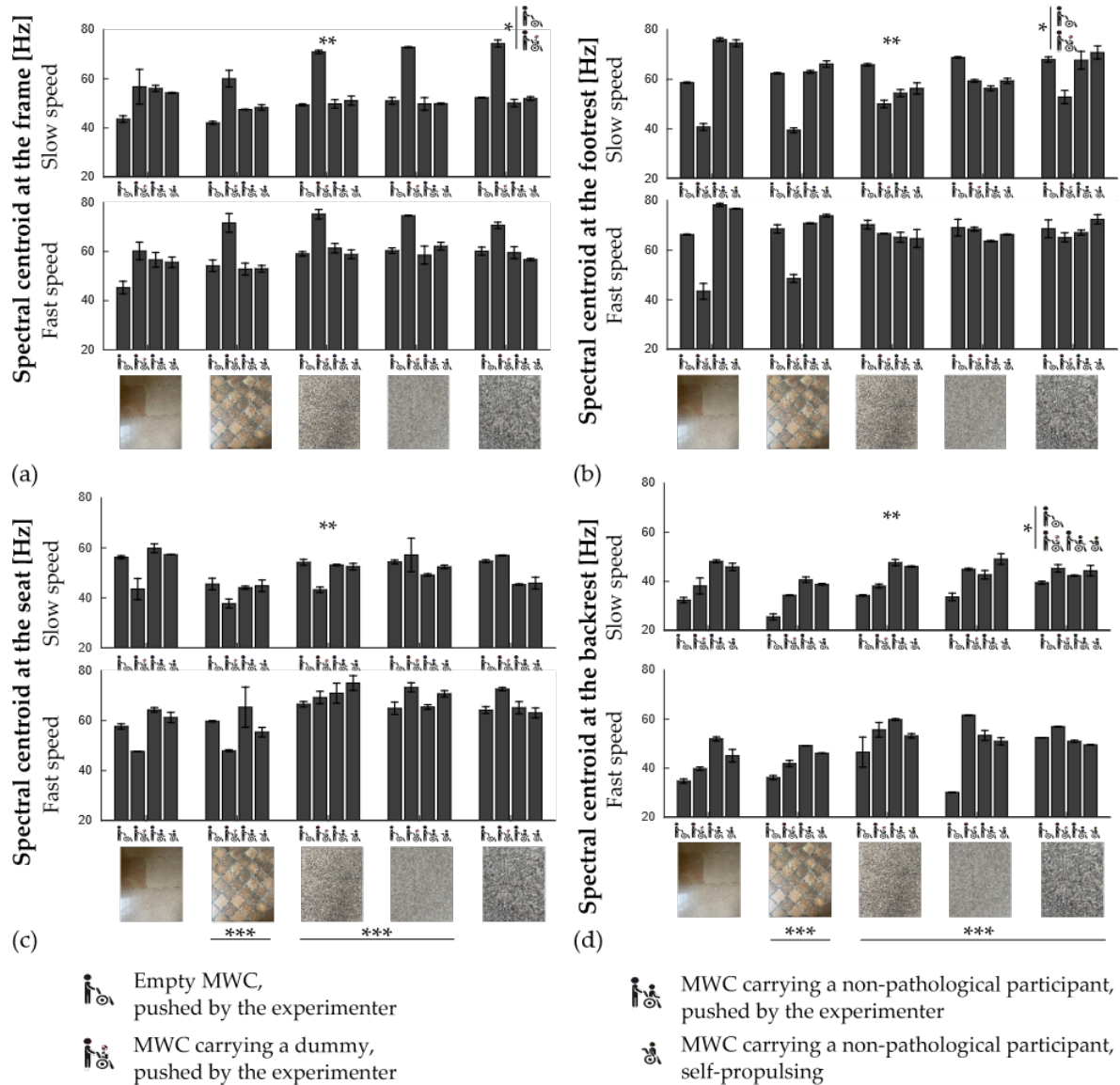


Figure 3.2 – Spectral centroid computed at the (a) frame, (b) footrest, (b) seat and (d) backrest of the tested MWC over all the propelling conditions. The reported uncertainty represents a 68% confidence interval. ** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between the two speed conditions. *** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between ground floor types.

3.5.3 MWC propulsion method

Two MWC propulsion have been compared during this study: MWC pushed by an assistant or self-propulsed by the participant. Regarding the dynamic content, less vibrating modes were identified when the participant was self-propulsed than pushed by an assistant. An explanation

could be the changes in the assistant/user interactions with the MWC which modify the coupling with the structure and hence the MWC vibrating modes. However, this outcome must be moderated by a methodological limitation. The OMA method is highly restrictive to ensure real modes identification, likely to induce the elimination of some real modes from the database.

3.5.4 MWC speed

A *Slow* and a *Fast* speeds have been tested to address the range of admissible values during MWC propelling. As already shown during biking (Gao et al. 2018), the faster the MWC propelling is, the higher is the vibration level whatever the point of observation. Interestingly, the speed increase has a greater effect on the RMS level during MWC propulsion than during biking: doubling the speed leads to a level twice as high during biking, and three times higher during MWC propulsion.

Besides, results revealed that the frequency content was shifted toward the high frequencies during *Fast* propelling. Increasing the propelling speed also increased the frequency at which the wheels encounter the ground floor irregularities. This result agrees with the frequency content measured on train passengers (Liu et al. 2020).

3.5.5 Ground floor type

Five ground floors, from a smooth indoor floor to an irregular outdoor floor, were investigated. It was expected that irregularities in the floor would improve the white noise excitation hypothesis and therefore facilitate the modal identification during OMA. However, OMA pointed out less vibrating modes when propelling on an irregular outdoor floor than on a smooth indoor floor. The ground floor effect on the spectral content was only observed when comparing a tiled floor to an outdoor floor. The size of the floor irregularities is most likely governing the spectral centroid evolution. Indeed, the tiled floor owned 20 cm tiles induced a lower excitation frequency than the smaller outdoor floor irregularities, conveying to a lower spectral content. Moreover, the vibration level is highly related to the floor, especially at a *Fast* speed. The indoor floors convey a lower vibration level than outdoor level, and more generally the more irregular the floor, the higher the vibration level (J. Duvall et al. 2013). Similar trends were observed on the amount of vibration during cycling on outdoor floors (Roseiro et al. 2016; M. Tarabini et al. 2015).

3.5.6 Limitations and perspectives

A pairing process would eventually be required in order to establish a mapping between modes identified under various experimental conditions (EMA, and OMA under several propelling conditions). This procedure, based on the Modal Assurance Criteria (MAC) computation (Pastor et al. 2012), would be of great interest to estimate the evolution of modal parameters with the tested conditions. However, applying this method to the present database was not conclusive. Although we hypothesize that the number of measurement points during OMA was not sufficient, the change in the MWC loading could also explain the failure of this procedure. Indeed, the additional mass affects the frame response to vibration, i.e. the modal shapes, resulting in low MAC values. The same phenomenon was underlined when comparing the EMA of an empty bicycle and its OMA when loaded by a participant (Richard 2005). Consequently, a perspective would be to perform EMA on a MWC resting on the ground floor, loaded with a participant. For this purpose, accounting for practical constraints (e.g. duration of the experiment, ease of access to the mesh), a *Multiple Input and Multiple Output* (MIMO) analysis would be required rather than a classical *Multiple Input and Single Output* (MISO) analysis. Nevertheless, this study was a first step in the dynamic characterization of MWCs. Modal parameters were carried out with confidence for each investigated propelling condition and trends of the vibration content evolution with respect to the propelling condition.

3.6 Conclusion

Conclusion en anglais

Most of the existing studies addressing MWC users exposure to vibration have been conducted outside of a realistic propelling condition. To address this limitation, the present paper has experimentally investigated the MWC dynamic behaviour and vibration content with respect to various propelling conditions (loadings, propulsion methods, speeds, and ground floor types). This study has underlined that the User/MWC couple response to vibration is highly dependent from the propelling conditions. While the loading directly affects the dynamic behaviour, in particular in the frequency range related to the human health and comfort, the propelling speed and the ground floor are also driving the vibration level and spectral content. A noteworthy

outcome was the importance of characterizing MWCs with a participant rather than empty or with a dummy. To be representative, our findings underlined also that the analyses should be conducted at low speed and over a smooth surface.

The modal parameters identified under OMA for various propelling conditions as well as the vibration content at four MWC points will be a starting point for the development of coupled model of User/MWC response to vibration. Such model will allow to derive the vibration transmissibility along the user's body and eventually determine the associated biomechanical loads.

Conclusion en français

La plupart des études existantes sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM ont été menées en dehors des conditions de propulsion réalistes. Pour remédier à cette limitation, le présent article a étudié expérimentalement le comportement dynamique et le contenu vibratoire du FRM en fonction de diverses conditions de propulsion (charges, méthodes de propulsion, vitesses et types de sol).

Cette étude a souligné que la réponse du couple utilisateur/FRM aux vibrations dépend fortement des conditions de propulsion. Alors que la charge affecte directement le comportement dynamique, en particulier dans la gamme de fréquences liée à la santé et au confort de l'homme, la vitesse de propulsion et le sol influencent également le niveau et le contenu spectral des vibrations. Un résultat notable est l'importance de caractériser les FRM avec un participant plutôt qu'à vide ou avec un mannequin. Pour être représentatives, nos conclusions soulignent également que les analyses doivent être effectuées à faible vitesse et sur une surface lisse.

Les paramètres modaux identifiés sous AMO pour diverses conditions de propulsion ainsi que le contenu vibratoire en quatre points du FRM seront un point de départ pour le développement d'un modèle couplé de la réponse de l'utilisateur et du FRM aux vibrations. Ce modèle permettra d'étudier la transmissibilité des vibrations le long de l'utilisateur et, éventuellement, de déterminer les charges biomécaniques associées.

Conclusion

Principaux résultats

1. *Comment les caractéristiques du FRM affectent-ils le contenu vibratoire ?*

Chaque FRM possède ses propres paramètres modaux. Il est donc nécessaire de caractériser un FRM afin d'obtenir son comportement dynamique.

2. *Comment le chargement et les conditions de propulsion affectent-ils le contenu vibratoire ?*

- Le chargement modifie la raideur équivalente du FRM
- Il est recommandé réaliser les caractérisations avec des utilisateurs de FRM ou des participants valides plutôt qu'un mannequin d'essai

Limites et perspectives

- Appareiller les paramètres modaux obtenus pour différentes conditions
- Réaliser une AME du FRM chargé afin d'identifier l'évolution des déformées modales entre un FRM vide et chargé.

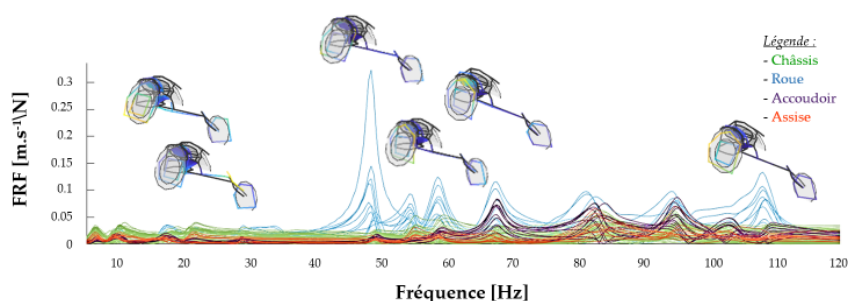


FIGURE 3.3 – Présentation des FRF et des déformées modales obtenues lors de l'analyse modale d'un FRM d'athlétisme. Il est important de noter que sur l'amplitude des déformées modales a été amplifiée pour plus de lisibilité

Partie IV

Conclusion générale

Les utilisateurs de FRM sont quotidiennement exposés à des vibrations impliquant l'ensemble du corps. Une telle exposition vibratoire peut avoir un impact sur la santé ainsi que sur la fatigue musculaire des utilisateurs. Ainsi, bien que le FRM permette à l'utilisateur de retrouver une certaine autonomie, l'exposition aux vibrations inhérente à son utilisation pourrait favoriser le développement de pathologies secondaires limitant la participation sociale des utilisateurs de FRM. Cependant, il n'existe actuellement aucune recommandation ou réglementation ayant pour objectif de quantifier et de limiter l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM, que ce soit sur l'environnement extérieur ou sur la conception du fauteuil. La réduction de l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM est donc un enjeu de taille. Cela est particulièrement vrai lors de la pratique du sport en FRM durant laquelle l'exposition aux vibrations est plus élevée que lors de la propulsion quotidienne, de par la structure du FRM de sport, plus rigide, et par les vitesses atteintes. Par ailleurs, les nombreux paramètres influençant les transmissions vibratoires au sein du système FRM/utilisateur et les multiples conditions expérimentales utilisées dans la littérature participent au fait que la transmission des vibrations est actuellement mal comprise. Ces travaux de thèse avaient alors pour objectif de mieux comprendre les transmissions des vibrations lors de la propulsion en FRM ainsi que les paramètres l'influençant.

Dans un premier temps, l'exposition aux vibrations lors de la propulsion quotidienne, mais aussi lors de la pratique de l'athlétisme et du basket en FRM a été quantifiée. La caractérisation de l'exposition aux vibrations lors de cette étude a permis de mettre en évidence que les utilisateurs de FRM, et plus particulièrement lors de la pratique sportive, sont exposés à des vibrations dont les propriétés sont connues pour affecter la santé, le confort et la performance (Partie II, chapitre 1). Dans le cas du basket fauteuil, il faut toutefois noter que l'ensemble des mesures a été réalisé sur un parquet de mauvaise qualité, pouvant influencer négativement les résultats obtenus. Les mesures ayant été réalisées au centre fédéral handisport de Talence, il est réaliste de

penser que ce parquet reste représentatif des conditions de pratique des para-basketteurs, mais la caractérisation d'un plus grand nombre de gymnases permettrait de confirmer ce point. Par ailleurs, les mesures ayant été prises sans adversaire, il est possible que le niveau d'exposition vibratoire des para-basketteur ait plutôt été sous-estimé : ces athlètes subissent en effet un certains nombre de chocs lors de leur pratique en situation de match. Finalement, il serait donc pertinent de confirmer les valeurs obtenues pour les para-basketteurs dans le cadre de ces travaux par la mesure de l'exposition aux vibrations en situation de match et sur des parquets de qualités diverses. De même, il semble intéressant d'étendre ces travaux à d'autres sports et notamment le para-triathlon durant lequel l'exposition aux vibrations est prolongée. Enfin, il est important de souligner que l'estimation des vibrations a été réalisée en suivant les recommandations de la norme ISO 2631, développée pour des sujets valides durant leur activité professionnelle. Les utilisateurs de FRM étant déjà atteints de pathologies diverses, les seuils et méthodes d'estimation proposées par cette norme pourrait ne pas être entièrement adaptés aux utilisateurs de FRM. Il apparaît donc crucial de développer des normes spécifiques à l'exposition lors de la propulsion en FRM.

Dans un second temps, en vue d'optimiser l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM, il était nécessaire d'identifier les paramètres impactant les transmissions vibratoires. Dans la littérature, différents paramètres avaient déjà été évoqués. Cependant, les différences expérimentales d'une étude à l'autre complexifient grandement la comparaison des résultats obtenus et la caractérisation de l'impact des paramètres étudiés. Ainsi, une étude expérimentale a été mise en œuvre par la méthodologie des plans d'expérience, en considérant différents utilisateurs ainsi que différents paramètres environnementaux ou du FRM (Partie II, chapitre 3 et 4). Cette méthode visait d'une part à identifier les conditions expérimentales idéales pour approcher au mieux la réalité, et d'autre part à identifier les paramètres influençant l'exposition aux vibrations. Ces plans d'expérience ont tout d'abord permis de mettre en évidence que si la réalisation d'une expérience avec des utilisateurs de FRM est un défi en termes de taille d'échantillon, l'implication de participants valides est une alternative acceptable. En revanche, l'utilisation d'un mannequin mécanique n'est pas appropriée et est à proscrire. Par ailleurs, en ce qui concerne les paramètres d'intérêt, le type de FRM, la vitesse de propulsion, et plus particulièrement le type de sol ont présenté un impact fort sur l'exposition aux vibrations. Au contraire, la masse de l'utilisateur et

la pression des pneus avaient peu d'effet sur l'exposition aux vibrations à l'assise.

L'estimation du niveau vibratoire nécessitant une lourde procédure expérimentale, elle n'est pas toujours aisée à réaliser. C'est pourquoi, une alternative pertinente consiste à l'utilisation d'un modèle prédictif du niveau vibratoire. Dans ce but, des équations de prédiction du niveau quadratique moyen de l'accélération verticale (RMS_z) en trois zones de l'utilisateur (front, cervicales C7 et lombaires L5) et du FRM (châssis, assise et repose pied) ont été déterminées et validées (Partie II Chapitre 5). Ces équations autorisent une première estimation de l'exposition vibratoire avec une erreur moyenne de 20 %. La variabilité entre les sujet et la caractérisation du type de FRM est en partie responsable de cette erreur. En outre, le modèle de prédiction ne permet pas d'estimer correctement l'exposition aux vibration en dehors des plages de valeurs dans lesquelles il a été développé, ce qui peut également contribuer à l'erreur observée lors de la validation du modèle. Ainsi, une première piste d'amélioration est d'identifier un paramètre plus adapté pour représenter le FRM que l'index vibratoire utilisé dans le cadre de ces travaux. De plus, puisqu'il est contraignant de demander à un utilisateur de FRM de se propulser en continu pendant une heure, particulièrement dans un fauteuil qui n'est pas le sien, le modèle a été développé en utilisant des mesures au cours desquelles un expérimentateur poussait le fauteuil des participants. Ainsi, ce modèle ne permet pas d'estimer correctement l'exposition aux vibrations lorsque le participant se propulse. C'est pourquoi une seconde perspective d'amélioration est d'étendre le modèle à la propulsion par l'utilisateur. Les données acquises lors de la réalisation du plan d'expérience ont montré que les sujets valides pouvaient se substituer aux utilisateurs de FRM dans les études sur l'exposition aux vibrations après une phase d'apprentissage de la propulsion. L'amélioration du modèle pourrait donc être réalisée en répliquant ce plan d'expérience avec des sujets valides se propulsant eux-mêmes. Enfin, le modèle proposé ne peut pas être utilisé pour estimer les vibrations dans le cadre de la pratique sportive. En effet, les vitesses de propulsion, les types de FRM et de sol sont en dehors des plages de validité du modèle. Un modèle spécifique à chaque sport devrait donc être proposé, en reproduisant la méthode utilisée ici, mais dans des conditions représentatives de l'activité sportive étudiée.

Les plans d'expérience menés ont permis de mettre en évidence l'impact prépondérant de la vitesse de propulsion, des types de sols, et des types de FRM sur l'exposition vibratoire. En vue

d'optimiser les échanges vibratoires lors de la propulsion en FRM, il n'est pas envisageable de proposer aux utilisateurs de réduire leur vitesse de propulsion, en particulier dans le cadre de la pratique sportive. La modification des revêtements est également délicate, et ne peut être mise en œuvre à court-terme. Le FRM semble donc être le seul élément pertinent à ajuster pour optimiser l'exposition aux vibrations. Cependant, la géométrie, les matériaux, et les composants des FRM sont variés. Afin d'étudier leurs impacts sur les propriétés des vibrations transmises à l'utilisateur, l'analyse modale expérimentale de onze FRM isolés (quotidiens et sportifs) a été réalisée au cours de cette thèse (Partie III). Cette étude a souligné la spécificité de chaque FRM, des paramètres modaux (i.e. des propriétés vibratoires) similaires ont été observés au sein d'une même famille de FRM (i.e. actif, standard, basket, tennis, athlétisme). En outre, bien qu'à la Partie II, chapitre 1, la vitesse semblait être la principale responsable des niveaux vibratoires induits lors la pratique de l'athlétisme en FRM, la géométrie et les matériaux du FRM d'athlétisme et plus particulièrement des protèges vêtements pourraient également en être la cause. En effet, l'analyse modale expérimentale a montré que les protèges vêtements des FRM d'athlétisme, présentaient de nombreux mode de résonance entre 5 et 80 Hz. L'étude de ces derniers serait donc intéressante en vue d'optimiser les niveaux vibratoires induits lors de la pratique de l'athlétisme en FRM.

Le comportement vibratoire d'une structure dépendant des conditions de chargement de celle-ci et de ses conditions aux limites, une analyse modale opérationnelle a ensuite été réalisée afin d'étudier l'impact du chargement, de la vitesse de propulsion et du type de sol sur le comportement vibratoire de chaque FRM. En revanche, les différences expérimentales entre la caractérisation du FRM isolé et du FRM en condition de chargement, notamment par le nombre restreint de points de mesures lors de l'analyse modale opérationnelle, n'ont pas permis d'identifier l'impact des différentes conditions de chargement sur les propriétés vibratoires du FRM. On peut cependant noter que le chargement du FRM semble augmenter la raideur équivalente du FRM et que, comme pour l'estimation de l'exposition aux vibrations, il est préférable d'estimer les propriétés vibratoires du FRM chargé avec un utilisateur de FRM ou un participant valide plutôt qu'un mannequin d'essai. Afin de mieux appréhender la relation entre les conditions de chargement et les paramètres modaux du FRM, une perspective est de caractériser le FRM chargé sur pot vibrant, ce qui permettrait d'avoir un nombre de points plus important, facilitant

ainsi la comparaison entre l'analyse modale expérimentale et opérationnelle.

Finalement, cette thèse a permis de caractériser les vibrations transmises aux utilisateurs de FRM, que ce soit en propulsion quotidienne ou sportive, par l'identification des niveaux vibratoires et des paramètres modaux des FRM. L'ensemble de ces paramètres pourra être utilisé comme valeurs d'entrée de modèles analytiques ou éléments finis du FRM et de l'utilisateur. Par ailleurs, ces données pourraient servir comme valeurs de référence pour les constructeurs de FRM. Enfin, cette thèse a posé les bases méthodologiques et de connaissances essentielles à l'optimisation des échanges vibratoires pour les utilisateurs de FRM. En particulier, un projet ANR a pu voir le jour dans la continuité de ces travaux de thèse. Le projet Handivib vise à quantifier l'exposition aux vibrations du couple utilisateur/FRM afin de comprendre le risque de blessure encouru et de proposer ensuite de nouvelles procédures pour évaluer l'adéquation du FRM à son utilisateur.

Annexe 1 : Diagramme de sélection des articles de la revue systématique Partie I Chapitre 4

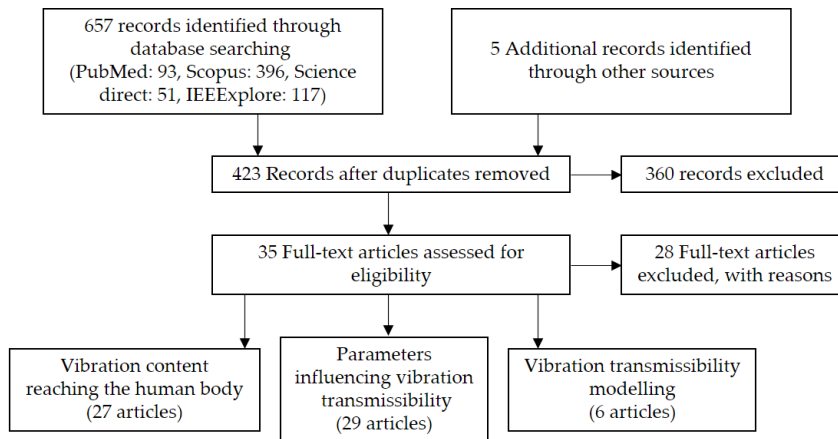


FIGURE 1 – PRISMA flow diagram presented article selection

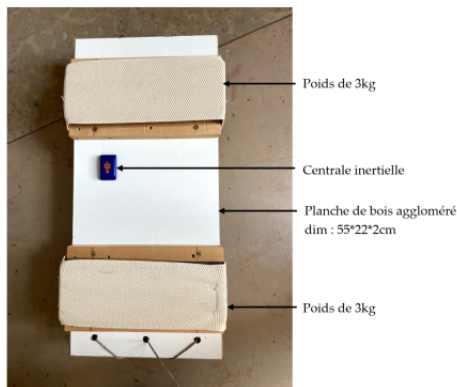
Annexe 2 : Présentation de la méthode de caractérisation des coussins de FRM proposée par la norme ISO 16840

The international standard organization (ISO), through the ISO-16840 (2016), developed guidelines to determine the physical and mechanical characteristics of the seat cushion. This guideline is divided into two experiments : the first one to identify friction properties of the cushion ; and the second one to quantify shock absorption under normal loading conditions. The second experiment determines the ability of the cushion to reduce impact loading on tissues and help maintain postural stability. After preconditioning the cushion, the cushion is placed on a rigid platform inclined to 10° with human anatomy shape indenter plan. The dimensions of the indenter depended on the cushions and were provided in the ISO standard. Its weight is about 500 N. The accelerometer is fixed to the top surface of the indenter, on the centerline, at 127 mm forward of the rear edge to record the acceleration during the drop and the rebound. This experiment needs to be done three times. To quantify the ability of the cushion to absorb shock, the ratio between the amplitude mean of the initial impact and the second impact is calculated as a percentage.

Appendix 3 : Caractérisation numérique du type de FRM et de sol

Le type de FRM et de sol ont été caractérisés sous la forme d'un index vibratoire.

Pour le type de sol, il s'agissait du niveau RMS de la norme de l'accélération mesurée à l'aide d'un objet roulant de calibration présenté Figure . Il s'agit d'une panneau aggloméré ayant pour dimension $55 \times 22 \times 2 \text{ cm}$ auquel étaient fixées quatre roulettes de skate. La panneau en poids était chargé de deux masses de trois kilos afin d'éviter les rebonds. L'accélération était obtenue à l'aide d'une centrale inertielle (BlueTrident sensors, Vicon, Oxford, UK, 1125 Hz, $\pm 16 \text{ g}$) placée comme présentée sur la Figure . L'objet de calibration est tiré en ligne droite sur une distance de 10 m à une vitesse de $0.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. La vitesse était contrôlée à l'aide d'un métronome et de marques sur le sol. L'utilisateur devait passer devant une marque au sol à chaque battement du métronome. Des valeurs d'index vibratoire de différents sols sont proposés Table .



– Outil de calibration pour mesurer l'index vibratoire du sol

Photographie du sol	Index vibratoire
	$2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
	$13.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
	$4.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
	$8.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
	$11.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

– Index vibratoire pour différents sols

Pour le FRM, l'index vibratoire utilisée correspondait au niveau RMS de la norme de l'accélération mesurée sous le coussin d'assise à 10 cm du coin postérieur gauche. Le FRM chargé d'un mannequin d'essai de 60 kg était poussé par un expérimentateur sur 10 m à une vitesse de $0.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. La vitesse était contrôlée à l'aide d'un métronome et de marques sur le sol. L'utilisateur devait passer devant une marque au sol à chaque battement du métronome. Afin que cette caractérisation puisse être reproduite, le niveau RMS de la norme de l'accélération obtenu a été

normalisé par l'index vibratoire du sol rencontré. Le montage expérimental avec un mannequin est présenté Figure 2. Des valeurs d'index vibratoire de différents FRM sont proposés Table 1.



FIGURE 2 – Photographie du mannequin d'essai chargé à 36 kg utilisé sur le FRM de basket

Modèle du FRM	Index vibratoire
Invacare Küschall K-Series	0.26 m.s ⁻²
Vermeiren D200 30°	0.19 m.s ⁻²
Permobil Progeo Ego	0.29 m.s ⁻²
Ottobock Voyager	0.22 m.s ⁻²
Invacare Kuschall Champion compact	0.25 m.s ⁻²
Invacare Action 3	0.14 m.s ⁻²
Permobil Progeo Ego	0.20 m.s ⁻²
Panthera X	0.24 m.s ⁻²
Ottobock Ventus	0.20 m.s ⁻²

TABLE 1 – Index vibratoire pour différents FRM

Annexe 4 : Photographie des FRM étudiés lors de l'AME

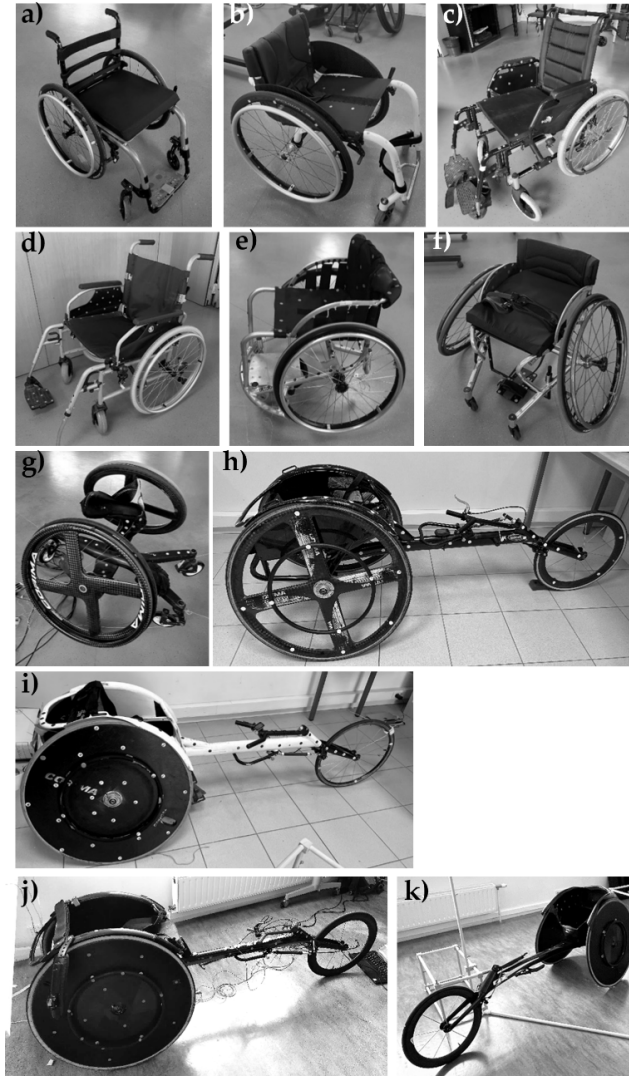


FIGURE 3 – Picture of tested MWCs. From a to k) Lightweight MWC01 and MWC02, standard MWC03 and MWC04, basket MWC05, tennis MWC06 and MWC07 and racing MWC08, MWC09, MWC10 and MWC11.

Bibliographie

- ABDEEN, M. et W. ABBAS (2011). « Prediction the biodynamic response of the seated human body using artificial intelligence technique ». In : *International Journal of Engineering* 4.6, p. 491-506.
- ADAM, SA, NA Abdul JALIL, KA Md REZALI, YG NG, SOUND, Vibration Research GROUP et al. (2020). « The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system ». In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 80, p. 103014.
- ADAMO, D. E., B. J. MARTIN et P. W. JOHNSON (2002). « Vibration-induced muscle fatigue, a possible contribution to musculoskeletal injury ». In : *European Journal of Applied Physiology* 88, p. 134-140. DOI : <https://doi.org/10.1007/s00421-002-0660-y>.
- AE, Michiyoshi (1992). « Estimation of inertia properties of the body segments in Japanese athletes ». In : *Biomechanisum* 11, p. 23-33.
- ALMUDHAFFAR, Mujtaba, Ameen A NASSAR et Hani AH A KAREEM (2014). « Vibration of bones : a case study on human femur ». In : *Basrah Journal for Engineering Science* 14.2, p. 229-239.
- ARASHI, Midori, Junko SUGAMA, Hiromi SANADA, Chizuko KONYA, Mayumi OKUWA, Gojiro NAKAGAMI, Ayumi INOUE et Keiko TABATA (2010). « Vibration therapy accelerates healing of Stage I pressure ulcers in older adult patients ». In : *Advances in skin & wound care* 23.7, p. 321-327.
- ARKSEY, Hilary et Lisa O'MALLEY (2005). « Scoping studies : towards a methodological framework ». In : *International journal of social research methodology* 8.1, p. 19-32.

- ARSLAN, Yunus Ziya (2015). « Experimental assessment of lumped-parameter human body models exposed to whole body vibration ». In : *Journal of mechanics in medicine and biology* 15.03, p. 1550023.
- AU, Siu-Kui (2017). *Operational modal analysis*. Springer.
- BADEAU, R. (2005). « Methodes a haute résolution ». Thèse de doct. Telecom ParisTech.
- BALMES, E. (2019). *Methods for vibration design and validation Methodes de conception et de validation en vibration*. https://www.academia.edu/32946759/Methods_for_vibration_design_and_validation_Methodes_de_conception_et_de_validation_en_vibration.
- BALMES, E., M. CORUS, S. BAUMHAUER, P. JEAN et J-P. LOMBARD (2010). « Constrained viscoelastic damping, test/analysis correlation on an aircraft engine ». In : *In Conference Proceedings : IMAC, Jacksonville, United States*, p. 75.
- BASCOU, Joseph (2012). « Analyse biomécanique pour la compréhension et l'amélioration du fauteuil roulant dans son application au tennis de haut niveau ». Thèse de doct. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers-ENSAM.
- BECK, Belinda R et Tracey L NORLING (2010). « The effect of 8 mos of twice-weekly low-or higher intensity whole body vibration on risk factors for postmenopausal hip fracture ». In : *American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation* 89.12, p. 997-1009.
- BHIWAPURKAR, M.K., V.H. SARAN et S.P. HARSHA (2016). « Effects of vibration magnitude and posture on seat-to-head-transmissibility responses of seated occupants exposed to lateral vibration ». In : *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* 12.1, p. 42-59.
- BONINGER, M-L., R-A. COOPER, S-G. FITZGERALT, J. LIN, R. COOPER, B. DICIANNO et B. LIUA (2003). « Investigating neck pain in wheelchair users ». In : *American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation* 82.3, p. 197-202.
- BOOKA, Masayuki, Ikuo YONEDA, Tsutomu HASHIZUME, Hokyoo LEE, Hidehisa OKU et Shoi-chiro FUJISAWA (2015). « Effect of tire pressure to physical workload at operating a manual wheelchair ». In : *Assistive Technology*. IOS Press, p. 929-934.
- BOVENZI, Massimo (2010). « A prospective cohort study of exposure-response relationship for vibration-induced white finger ». In : *Occupational and environmental medicine* 67.1, p. 38-46.
- BRINCKER, R. et P. ANDERSEN (2012). « Understanding Stochastic Subspace Identification. » In : *In Conference Proceedings : IMAC-XXIV : A Conference & Exposition on Structural Dynamics Society for ExperimentalMechanics*.

- BROWN, K., H. FLASHNER, J-L. MCNITT-GRAY et P. REQUEJO (2013). « Modeling Wheelchair-Users Undergoing Vibrations ». In : *In Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Volume 3B : Biomedical and Biotechnology Engineering, San Diego, CA, USA*.
- BROWN, K., H. FLASHNER, J. MCNITT-GRAY et P. REQUEJO (2017). « Modeling Wheelchair-Users Undergoing Vibrations ». In : *J. Biomech. Eng.* 139.
- CAMPBELL, Ian G., Clyde WILLIAMS et Henryk K. LAKOMY (mai 2004). « Physiological and metabolic responses of wheelchair athletes in different racing classes to prolonged exercise ». eng. In : *J Sports Sci* 22.5, p. 449-456. ISSN : 0264-0414. DOI : 10.1080/02640410410001675298.
- CAVALLONE, Paride, Luigi TAGLIAVINI, Andrea BOTTA, Giovanni COLUCCI, Lorenzo BAGLIERI et Giuseppe QUAGLIA (2022). « Evolution of Racing Wheelchair : From Its Origin to the Paralympic Games ». In : *The International Conference of IFToMM ITALY*. Springer, p. 16-24.
- CERAH (2021). *Guide pratique, 3^{ème} édition : Choisir son fauteuil roulant à propulsion manuelle*. https://mobile.cerahtec.fr/doc/guide_fauteuil.pdf.
- CHADEFAUX, D., G. RAO, J-L. LE CARROU et E. BERTON (2017). « The effects of player grip on the dynamic behaviour of a tennis racket ». In : *Journal of Sports Sciences* 35.12, p. 1155-1164.
- CHADEFAUX, Delphine, Alex P MOORHEAD, Pietro MARZAROLI, Stefano MARELLI, Enrico MARCHETTI et Marco TARABINI (2021). « Vibration transmissibility and apparent mass changes from vertical whole-body vibration exposure during stationary and propelled walking ». In : *Applied ergonomics* 90, p. 103283.
- CHAMPOUX, Yvan, Simon RICHARD et Jean-Marc DROUET (2007). « Bicycle structural dynamics ». In : *Sound and vibration* 41.7, p. 16-25.
- CHEN, J.C., W.R. CHANG, T.S. SHIH, C.J. CHEN, W.P. CHANG, J.T. DENNERLEIN, L.M. RYAN et D.C. CHRISTIANI (2003). « Predictors of whole-body vibration levels among urban taxi drivers ». In : *Ergonomics* 46.11, p. 1075-1090.
- CHEN, Y., M-J. DEVIVO et A-B. JACKSON (2005). « Pressure ulcer prevalence in people with spinal cord injury : age-period-duration effects ». In : *Archives of physical medicine and rehabilitation* 86.6, p. 1208-1213.

- CHÉNIER, F. et R. AISSAOUI (2014). « Effect of Wheelchair Frame Material on Users' Mechanical Work and Transmitted Vibration ». en. In : *BioMed Research International* 2014, p. 1-12. ISSN : 2314-6133, 2314-6141. DOI : 10.1155/2014/609369. (Visité le 07/12/2020).
- CHIEMENTIN, X, M RIGAUT, S CREQUY, F BOLAERS et W BERTUCCI (2013). « Hand-arm vibration in cycling ». In : *Journal of Vibration and Control* 19.16, p. 2551-2560.
- CHO, Jaeung et Moonsik HAN (2013). « Study on Structural Durability Analysis at Bicycle Saddle ». In : *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers* 21.5, p. 104-112.
- CHUNG, BM (2009). « Dynamic response of wheelchair cushions ». In : *25th Southern Biomedical Engineering Conference 2009, 15-17 May 2009, Miami, Florida, USA*. Springer, p. 47-50.
- CHWALIK, G., D. ZIEMIANSKI et M. KOZIEN (juin 2022). « Experimental investigations on transmission of whole body vibration to the wheelchair user's body ». In : *Open Engineering* 12, p. 431-438. DOI : 10.1515/eng-2022-0044.
- CNRTL (2022). *Vibrations*. <https://www.cnrtl.fr/definition/vibration>.
- COMMITTEE, Japanese Industrial Standards et al. (2004). « Whole-body vibration-Part 2 : General requirements ». In : *JIS B 7760-2*.
- COOLEY, J.W., P.A.W. LEWIS et P.D. WELCH. (1967). « Historical notes on the fast Fourier transform ». In : *Proceedings of the IEEE* 55.10, p. 1675-1677.
- COOPER, R-A. (1990). « Wheelchair racing sports science : a review ». eng. In : *J Rehabil Res Dev* 27.3, p. 295-312. ISSN : 0748-7711. DOI : 10.1682/jrrd.1990.07.0297.
- COOPER, R; A. (1996). « A perspective on the ultralight wheelchair revolution ». In : *Technology and Disability* 5, p. 383-392.
- COOPER, R. A. (1989). « Racing wheelchair rear wheel alignment ». eng. In : *J Rehabil Res Dev* 26.1, p. 47-50. ISSN : 0748-7711.
- COOPER, R. A. et M. MACLEISH (1992). « Racing wheelchair roll stability while turning : a simple model ». eng. In : *J Rehabil Res Dev* 29.2, p. 23-30. ISSN : 0748-7711. DOI : 10.1682/jrrd.1992.04.0023.
- COOPER, R. A., E. WOLF, S. G. FITZGERALD, M. L. BONINGER, R. ULERICH et W. A. AMMER (jan. 2003). « Seat and footrest shocks and vibrations in manual wheelchairs with and without suspension ». en. In : *Archives of Physical Medicine and Rehabilitation* 84.1, p. 96-102. ISSN : 00039993. DOI : 10.1053/apmr.2003.50069. (Visité le 06/01/2021).

- COOPER, Rory A, Erik WOLF, Shirley G FITZGERALD, Annmarie KELLERHER, William AMMER, Michael L BONINGER et Rosemarie COOPER (2004). « Evaluation Of Selected Sidewalk Pavement Surfaces For Vibration Experienced By Users Of Manual And Powered Wheelchairs ». In : *The journal of spinal cord medicine* 27.5, p. 468-475.
- CORBRIDGE, C., M.J. GRIFFIN et P.R HARBOROUGH (1989). « Seat dynamics and passenger comfort ». In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit* 203.1, p. 57-64.
- COUNCIL, IWBF Executive (2016). « Official Wheelchair Basketball Rules ». In.
- CREQUY, S. (2015). « Analyse accélérométrique pour l'optimisation de la performance et la prévention des risques en cyclisme ». Fr. Thèse de doct. France : UNIVERSITÉ DE REIMS CHAMPAGNE-ARDENNE.
- DE LEVA, Paolo (1996). « Adjustments to Zatsiorsky-Seluyanov's segment inertia parameters ». In : *Journal of biomechanics* 29.9, p. 1223-1230.
- DI GIMINIANI, Riccardo, Francesco MASEDU, Jozsef TIHANYI, Renato SCRIMAGLIO et Marco VALENTI (2013). « The interaction between body position and vibration frequency on acute response to whole body vibration ». In : *Journal of Electromyography and Kinesiology* 23.1, p. 245-251. ISSN : 1050-6411. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.jelekin.2012.08.018>. URL : <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S105064111200154X>.
- DIA, A. (2020). « Monitoring des cables de structures du genie civil par combinaison de techniques vibratoires et emission acoustique ». Thèse de doct. Ecole centrale de Nantes.
- DIGIOVINE, C-P., R-A. COOPER, S-G. FITZGERALD, M-L. BONINGER, E-J. WOLF et S. GUO (2003). « Whole-body vibration during manual wheelchair propulsion with selected seat cushions and back supports ». In : *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering : A Publication of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society* 11.3, p. 311-322.
- DIGIOVINE, Carmen P, RA COOPER et ML BONINGER (1999). « Comparison of absorbed power to vertical acceleration when measuring whole-body vibration during wheelchair propulsion ». In : *Proceedings of the First Joint BMES/EMBS Conference. 1999 IEEE Engineering in Medicine and Biology 21st Annual Conference and the 1999 Annual Fall Meeting of the Biomedical Engineering Society (Cat. N. T. 1. IEEE, 610-vol.*

- DI GIOVINE, Carmen P, Rory A COOPER, Erik WOLF, Shirley G FITZGERALD et Michael L BONINGER (2003). « Analysis of whole-body vibration during manual wheelchair propulsion : A comparison of seat cushions and back supports for individuals without a disability ». In : *Assistive Technology* 15.2, p. 129-144.
- DI GIOVINE, Carmen P, Rory A COOPER, Erik J WOLF, James HOSFIELD, Thomas CORFMAN et al. (2000). « Analysis of vibration and comparison of four wheelchair cushions during manual wheelchair propulsion ». In : *Proceedings of the annual RESNA conference*, p. 242-244.
- DIRECTIVE, European (2002). *Vibration*. <https://osha.europa.eu/en/legislation/directives/19>.
- DUPUIS, H. et G. ZELETT (1987). « Whole-body vibration and disorders of the spine ». In : *International Archives of Occupational and Environmental Health* 59.4, p. 323-336.
- DUVALL, J., R. COOPER, E. SINAGRA, D. STUCKEY, J. BROWN et J. PEARLMAN (2013). « Development of Surface Roughness Standards for Pathways Used by Wheelchairs ». In : *Transportation Research Record : Journal of the Transportation Research Board* 2387, p. 149-156. DOI : 10.3141/2387-17.
- DUVALL, Jonathan, Eric SINAGRA, Rory COOPER et Jonathan PEARLMAN (2016). « Proposed pedestrian pathway roughness thresholds to ensure safety and comfort for wheelchair users ». In : *Assistive technology* 28.4, p. 209-215.
- DZIECHCIOWSKI, Zygmunt Szczepan et Magdalena KROMKA-SZYDEK (2016). « Vibration transmitted on the human body during the patient's ride in a wheelchair ». In : *Archives of Acoustics* 42.1, p. 137-148.
- FERGUSON-PELL, Grace et Evan CALL (2015). « Applying ISO 16840-2 Standard to differentiate impact force dissipation characteristics of selection of commercial wheelchair cushions ». In : *Journal of rehabilitation research and development* 52.1, p. 41.
- FINLAYSON, M. et T. van DENEND (2003). « Experiencing the loss of mobility : perspectives of older adults with MS ». en. In : *Disability and Rehabilitation* 25.20, p. 1168-1180. ISSN : 0963-8288, 1464-5165. DOI : 10.1080/09638280310001596180.
- FORTE, P., D.A. MARINHO, P.G. MOROU et T. BARBOSA (2016). « CFD analysis of head and helmet aerodynamic drag to wheelchair racing ». In : *2016 1st International Conference on Technology and Innovation in Sports, Health and Wellbeing (TISHW)*. IEEE, p. 1-6.

- FRITSCH, Capucine, Yoann POULET, Joseph BASCOU, Patricia THOREUX et Christophe SAURET (2022). « How Was Studied the Effect of Manual Wheelchair Configuration on Propulsion Biomechanics : A Systematic Review on Methodologies ». In.
- FU, Z.F. et J. HE (2001). *Modal analysis*. Elsevier.
- FUSS, Franz Konstantin (déc. 2009). « Influence of mass on the speed of wheelchair racing ». en. In : *Sports Eng* 12.1, p. 41-53. ISSN : 1369-7072, 1460-2687. DOI : 10.1007/s12283-009-0027-2. URL : <http://link.springer.com/10.1007/s12283-009-0027-2> (visité le 03/10/2022).
- GAO, J., A. SHA, Y. HUANG, L. HU, Z. TONG et W. JIANG (2018). « Evaluating the cycling comfort on urban roads based on cyclists' perception of vibration ». en. In : *Journal of Cleaner Production* 192, p. 531-541. ISSN : 09596526. DOI : 10.1016/j.jclepro.2018.04.275. URL : <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0959652618313258> (visité le 06/01/2021).
- GARCIA-MENDEZ, Y., J. PEARLMAN, M. BONINGER et R. COOPER (2013). « Health risks of vibration exposure to wheelchair users in the community ». In : *The journal of spinal cord medicine* 36, p. 365-375. DOI : 10.1179/2045772313Y.0000000124.
- GARCIA-MENDEZ, Y., J.L. PEARLMAN, R. A. COOPER et M.L. BONINGER (2012). « Dynamic stiffness and transmissibility of commercially available wheelchair cushions using a laboratory test method ». In : *JRRD* 49, p. 7. ISSN : 0748-7711. DOI : 10.1682/JRRD.2011.02.0023.
- GOHARI, Mohammad, Roslan Abd RAHMAN, Raja Ishak RAJA et Mona TAHMASEBI (2012). « A novel artificial neural network biodynamic model for prediction seated human body head acceleration in vertical direction ». In : *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 31.3, p. 205-216.
- GOOSEY-TOLFREY, Vicky (2010). *Wheelchair sport : a complete guide for athletes, coaches, and teachers*. Human Kinetics.
- GOUPY, Jacques (2006). *Plans d'expériences*. Ed. Techniques Ingénieur.
- GRIFFIN, M.J. (1990). « 3 - Vibration Discomfort ». In : *Handbook of Human Vibration*. Sous la dir. de M.J. GRIFFIN. London : Academic Press, p. 43-123. ISBN : 978-0-12-303040-5. DOI : <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-303040-5.50007-6>.
- GRIFFIN, Michael J (1976). « Eye motion during whole-body vertical vibration ». In : *Human Factors* 18.6, p. 601-606.

- GRIFFIN, Michael J (2007). « Discomfort from feeling vehicle vibration ». In : *Vehicle System Dynamics* 45.7-8, p. 679-698.
- GROOT, Sonja de, Riemer JK VEGTER et Lucas HV van der WOUDE (2013). « Effect of wheelchair mass, tire type and tire pressure on physical strain and wheelchair propulsion technique ». In : *Medical engineering & physics* 35.10, p. 1476-1482.
- HANDISPORT, Fédération Française (2021). *Athlétisme Handisport*. <https://www.handisport.org/les-29-sports/athletisme/>.
- HANSON, B.H. (nov. 1986). « Present and future uses of titanium in engineering ». en. In : *Materials & Design* 7.6, p. 301-307. ISSN : 02613069. DOI : 10.1016/0261-3069(86)90099-3. URL : <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0261306986900993> (visité le 03/10/2022).
- HANSSON, T., M. MAGNUSSON et H. BROMAN (1991). « Back muscle fatigue and seated whole body vibrations : an experimental study in man ». In : *Clinical Biomechanics* 6.3, p. 173-178.
- HARRIS, Joshua D, Carmen E QUATMAN, MM MANRING, Robert A SISTON et David C FLANIGAN (2014). « How to write a systematic review ». In : *The American journal of sports medicine* 42.11, p. 2761-2768.
- HASHIZUME, Tsutomu, Hiroshi KITAGAWA, Ikuo YONEDA, Masatoshi TAKAMI, Shoichiro FUJISAWA, Osamu SUEDA et Minoru KAMATA (2008). « Study on the wheelchair user's body vibration and wheelchair driving torque when wheelchair is ascending/descending the boundary curb between pavement and roadway ». In : *2008 SICE Annual Conference*. IEEE, p. 1273-1276.
- HAWARD, Barbara M, Christopher H LEWIS et Michael J GRIFFIN (2009). « Motions and crew responses on an offshore oil production and storage vessel ». In : *Applied Ergonomics* 40.5, p. 904-914.
- HEDRICK, Brad, Yong Tai WANG, Manssour MOEINZADEH et Marlene ADRIAN (1990). « Aerodynamic Positioning and Performance in Wheelchair Racing. » In : *Adapted Physical Activity Quarterly* 7.1.
- HINZ, B., H. SEIDEL, G. MENZEL et R. BLUTHNER (2002). « Effects related to random whole-body vibration and posture on a suspended seat with and without backrest ». In : *Journal of Sound and Vibration* 253.1, p. 265-282.
- HISCHKE, Molly et Raoul F REISER II (2018). « Effect of rear wheel suspension on tilt-in-space wheelchair shock and vibration attenuation ». In : *PM&R* 10.10, p. 1040-1050.

- HOEKSTRA, Sven P., Christof A. LEICHT, Yoshi-Ichiro KAMIJO, Tokio KINOSHITA, Ben T. STEPHENSON, Victoria L. GOOSEY-TOLFREY, Nicolette C. BISHOP et Fumihiko TAJIMA (août 2019). « The inflammatory response to a wheelchair half-marathon in people with a spinal cord injury - the role of autonomic function ». eng. In : *J Sports Sci* 37.15, p. 1717-1724. ISSN : 1466-447X. DOI : 10.1080/02640414.2019.1586296.
- HÖLZEL, Christin, Franz HÖCHTL et Veit SENNER (2012). « Cycling comfort on different road surfaces ». In : *Procedia Engineering* 34, p. 479-484.
- HOU, Shuai Song (2017). « Design of a Bicycle Wheel with Shock Absorption Ability ». In : *Applied Mechanics and Materials*. T. 872. Trans Tech Publ, p. 235-240.
- IBRAHIM, S.R. (1978). « Modal confidence factor in vibration testing ». In : *Journal of Spacecraft and Rockets* 15.5, p. 313-316.
- IDE, M., H. OGATA, M. KOBAYASHI, F. TAJIMA et K. HATADA (mars 1994). « Anthropometric features of wheelchair marathon race competitors with spinal cord injuries ». eng. In : *Paraplegia* 32.3, p. 174-179. ISSN : 0031-1758. DOI : 10.1038/sc.1994.31.
- ISO-16840, International Standard Organisation (2016). « ISO-16840-3 : de fauteuils roulants—Partie 3 : Détermination des efforts statiques, d'impact et cycliques pour les dispositifs de maintien de la posture ». In.
- ISO-2631, International Standard Organisation (1997). « ISO-2631-1 : Mechanical vibration and shock—Evaluation of human exposure to whole-body vibration ». In.
- ISO-4287, International Standard Organisation (1997). « ISO4287 Geometrical product specifications (GPS)—surface texture : profile method : terms, definitions and surface texture parameters ». In.
- ISO-7176, International Standard Organisation (2008). « ISO-7176 : Wheelchairs ». In.
- ISO-7176-11, International Standard Organisation (2012). « ISO-7176 : Wheelchairs — Part 11 : Test dummies ». In.
- JACKLIN, H.M. (1936). « Human reactions to vibration ». In : *SAE Transactions*, p. 401-408.
- JULIEN, Marie C, Kerri MORGAN, Christina L STEPHENS, John STANDEVEN et Jack ENGSBERG (2014). « Trunk and neck kinematics during overground manual wheelchair propulsion in persons with tetraplegia ». In : *Disability and Rehabilitation : Assistive Technology* 9.3, p. 213-218.

- KALSI, S. et R. KUMAR (2020). « Human Subject Response during WBV in Different Postures by Using FEM Analysis ». In : *Proceedings*. T. 33, p. 1620-1625.
- KAWAI, K. et Y. MATSUOKA (2000). « Construction of a Vibration Simulation Model for the Transportation of Wheelchair-Bound Passengers ». In : *SAE Tech. Pap.*
- KERDANYAN, G, J MINKEL, S MANEEKOB KUNWONG, R WATERS et S LANDSBERGER (2005). « Measurement of force and acceleration experienced in a manual wheelchair ». In : *Proceedings of the 28th Annual RESNA Conference*. T. 2005, p. 25-27.
- KHAKPOUR, Zahra (2017). *Multibody dynamics model of a full human body for simulating walking*. Purdue University.
- EL-KHATIB, A. et F. GUILLON (2001). « Lumbar intradiscal pressure and whole-body vibration - first results ». In : *Clinical Biomechanics* 16, S127-S134.
- EL-KHATIB, A., F. GUILLON et A. DOMONT (1998). « Vertical vibration transmission through the lumbar spine of the seated subject—First results ». In : *Journal of sound and vibration* 215.4, p. 763-773.
- KUMAR, Pankaj, Tejas VISPUTE, Anurag SAWANT, Rohit JAGTAP et Girish DALVI (2015). « Modal analysis of beam type structures ». In : *International Journal of Engineering Research and Technology* 4.4, p. 650-654.
- KWARCIAK, Andrew M, Rory A COOPER et Shirley G FITZGERALD (2008). « Curb descent testing of suspension manual wheelchairs. » In : *Journal of Rehabilitation Research & Development* 45.1.
- LAFORTUNE, Mario A et Ewald M HENNIG (1991). « Contribution of angular motion and gravity to tibial acceleration. » In : *Medicine and science in sports and exercise* 23.3, p. 360-363.
- LARIVIERE, O., D. CHADEFaux, C. SAURET, L. KORDULAS et P. THOREUX (2022). « Modal characterization of Manual Wheelchairs ». In : *Vibration* 5, p. 442-463.
- LARIVIERE, O., D. CHADEFaux, C. SAURET et P. THOREUX (2021). « Vibration Transmission during Manual Wheelchair Propulsion : A Systematic Review ». In : *Vibration* 4, p. 444-481.
- LARIVIERE, Ophélie, Delphine CHADEFaux, Christophe SAURET et Patricia THOREUX (2022). « Identification des paramètres modaux de fauteuil roulant manuel en condition de propulsion ». In : *16ème Congrès Français d'Acoustique, CFA2022*.

- LARIVIÈRE, O, D CHADEFAX, C SAURET, C DUMONT et P THOREUX (2023). « Identification of parameters influencing vibration transmission during manual wheelchair propulsion. » In : *Applied Ergonomics*,
- LARIVIÈRE, O, D CHADEFAX, C SAURET et P THOREUX (2020). « Experimental modal analysis of a standard wheelchair : a preliminary study ». In : *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering* 23.sup1, S164-S165.
- (2022a). « Assessment of vibration exposure during MWC sports ». In : *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering* 25.sup1, S171-S172.
- (2022b). « The effect of load, propelling, speed and floor types on the dynamic behaviour of a manual wheelchair : a vibration analysis ». In : *JBE, ASME*.
- LIEBOWITZ, B. (1920). « The measurement of vehicle vibrations ». In : *SAE Transactions*, p. 258-298.
- LIMROONGREUNGRAT, Wat et Yong Tai WANG (nov. 2013). « Three-Dimensional Pushrim Forces During Different Racing Wheelchair Propulsion Speeds Routledge Handbook of Ergonomics in Sport and Exercise 15-11-2013 ». In : p. 549. ISBN : 978-0-415-51863-5.
- LIU, C., D. THOMPSON, M-J. GRIFFIN et M. ENTEZAMI (2020). « Effect of train speed and track geometry on the ride comfort in high-speed railways based on ISO 2631-1 ». In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit* 234.7, p. 765-778. DOI : 10.1177/0954409719868050.
- LO, Leon, Mohammad FARD, Aleksandar SUBIC et Reza JAZAR (2013). « Structural dynamic characterization of a vehicle seat coupled with human occupant ». In : *Journal of Sound and Vibration* 332.4, p. 1141-1152.
- LOISEL, J, J BASCOU, Y POULET et C SAURET (2020). « Evaluation of a simple characterisation method of the 3D-position of a manual wheelchair centre of mass ». In : *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering* 23.sup1, S172-S174.
- LOISEL, J, Y POULET, J BASCOU et C SAURET (2021). « Evaluation of the spring-loaded turntable method to determine the yaw mass moment of inertia of a manual wheelchair ». In : *Comput Methods Biomech Biomed Eng* 24.Supp. 1, p. 288-9.
- LUSSIANA, T, A TERRILLON, J-L RAYNAUD, N TORDI, L MOUROT et A MÉNÉTRIER (2015). « Effet dose-réponse de la compression élastique sur les vibrations musculaires ». In : *Science & Sports* 30.2, p. 101-104.

- LUSSIER, L., J. KNIGHT, G. BELL, T. LOHMAN et A. F. MORRIS (fév. 1983). « Body composition comparison in two elite female wheelchair athletes ». eng. In : *Paraplegia* 21.1, p. 16-22. ISSN : 0031-1758. DOI : 10.1038/sc.1983.3.
- MACLEISH, M. S., R. A. COOPER, J. HARRALSON et J. F. STER (1993). « Design of a composite monocoque frame racing wheelchair ». eng. In : *J Rehabil Res Dev* 30.2, p. 233-249. ISSN : 0748-7711.
- MACPHERSON, William N, Mark REEVES, David P TOWERS, Andrew J MOORE, Julian DC JONES, Martin DALE et Craig EDWARDS (2007). « Multipoint laser vibrometer for modal analysis ». In : *Applied optics* 46.16, p. 3126-3132.
- MAEDA, Setsuo, Makoto FUTATSUKA, Jiro YONESAKI et Maki IKEDA (2003). « Relationship between questionnaire survey results of vibration complaints of wheelchair users and vibration transmissibility of manual wheelchair ». In : *Environmental health and preventive medicine* 8.3, p. 82-89.
- MAGIMAIRAJ, Henry, Anand VISWANATHAN, Selvaraj SAMUELKAMALESHKUMAR et Thangavelu SENTHILVELKUMAR (oct. 2021). « Physiological and Metabolic Responses of Amateur Spinal Cord Injured Wheelchair Racers Participating in a Marathon : A Pilot Observational Study ». In : *Progress in Rehabilitation Medicine* 6, n/a. DOI : 10.2490/prm.20210042.
- MALCHAIRE, J., A. PIETTE et I. MULLIER (1996). « Vibration exposure on fork-lift trucks ». In : *The Annals of Occupational Hygiene* 40.1, p. 79-91.
- MANSFIELD, N.J., P. HOLMLUND et R. LUNDSTROM (2001). « Apparent mass and absorbed power during exposure to whole-body vibration and repeated shocks ». In : *Journal of Sound and Vibration* 248.3, p. 427-440.
- MARTIN, G. (2017). « Méthode de corrélation calcul/essai pour l'analyse du crissement ». In : *PhD Thesis École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de Paris*.
- MATSUOKA, Y., K. KAWAI et R. SATO (2003). « Vibration Simulation Model of Passenger-Wheelchair System in Wheelchair-Accessible Vehicle ». In : *J. Mech. Des* 125, p. 779-785.
- MESSENGER, A. et M.J. GRIFFIN (1989). « Effects of anthropometric and postural variables on the transmission of whole-body vertical vibration from seat-to-head ». In.
- MESTER, Joachim, Peter SPITZENFEIL, Judith SCHWARZER et Florian SEIFRIZ (1999). « Biological reaction to vibration-implications for sport ». In : *Journal of Science and Medicine in Sport* 2.3, p. 211-226.

- MILOSAVLJEVIC, S., R. MANI, D.C. RIBEIRO, R. VASILJEV et B. REHN (2012). « Exploring how anthropometric, vehicle and workplace factors influence whole-body vibration exposures during on-farm use of a quad bike ». In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 42.4, p. 392-396.
- MISCHAND, J. et S. SPRIGLE (avr. 2022). « Estimating whole-body vibration limits of manual wheelchair mobility over common surfaces ». In : *Journal of rehabilitation and assistive technologies engineering* 9. DOI : 10.1177/20556683221092322.
- MITANI, Seiji, Shoichiro FUJISAWA, Osamu SUEDA et Tomomi IWATA (2006). « Vibration influence of tactile walking surface indicators on the running of manual wheelchairs and walking frames ». In : *IECON 2006-32nd Annual Conference on IEEE Industrial Electronics*. IEEE, p. 3910-3915.
- MOHER, David, Alessandro LIBERATI, Jennifer TETZLAFF, Douglas G ALTMAN, Doug ALTMAN, Gerd ANTES, David ATKINS, Virginia BARBOUR, Nick BARROWMAN, Jesse A BERLIN et al. (2009). « Preferred reporting items for systematic reviews and meta-analyses : the PRISMA statement (Chinese edition) ». In : *Journal of Chinese Integrative Medicine* 7.9, p. 889-896.
- MONDAL, Purnendu et S ARUNACHALAM (2018). « Vibration study in human-car seat system : overview and a novel simulation technique ». In : *Journal of Material Sciences & Engineering* 7.Art. 421.
- MÜLLER, G., P. ODERMATT et C. PERRET (oct. 2004). « A new test to improve the training quality of wheelchair racing athletes ». eng. In : *Spinal Cord* 42.10, p. 585-590. ISSN : 1362-4393. DOI : 10.1038/sj.sc.3101611.
- MUNERA RAMIREZ, Marcela (2014). « Analyse vibro-biomécanique et dynamique en sport/santé. Cas du cyclisme ». Thèse de doct. Reims.
- NADALIN, Victoria, Nancy KREIGER, Marie-Elise PARENT, Alan SALMONI, Andrea SASS-KORTSAK, Jack SIEMIATYCKI, Margaret SLOAN et James PURDHAM (2012). « Prostate cancer and occupational whole-body vibration exposure ». In : *Annals of occupational hygiene* 56.8, p. 968-974.
- NAKASHIMA, Ann (2006). *The Effects of Vibration Frequencies on Physical, Perceptual and Cognitive Performance*. en. Defence Research and Development Canada. Toronto, Canada, p. 30.
- NEWELL, G.S. et N.J. MANSFIELD (2008). « Evaluation of reaction time performance and subjective workload during whole-body vibration exposure while seated in upright and twisted

- postures with and without armrests ». In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 38, p. 499-508.
- NISHIMURA, Isshin, Yukifumi YAMAMOTO, Nobuo OHSAKI, Makoto OHKI et Kyohei TAKAHASHI (avr. 2017). « Consideration of Training Target Values and Characteristics of Muscle Strength of the Upper Limbs Related to the Performance in Wheelchair Marathon ». In : 55, p. 77-83. DOI : 10.11239/jsmbe.55.77.
- ODESSAREGIONALHOSPITAL (2022). *Histoire du fauteuil roulant*. <https://www.odessaregionalhospital.com/histoire-fauteuil-roulant/>.
- OMS, éd. (2011). *World report on disability*. OCLC : ocn742386216. Geneva, Switzerland : World Health Organization. ISBN : 978-92-4-156418-2.
- OVERSCHEE, P. Van et B-L. De MOOR (2012). *Subspace identification for linear systems : Theory—Implementation—Applications*. Springer Science & Business Mediag, p. 272.
- OVERSCHEE, P. Van et B. De MOOR (2012). *Subspace identification for linear systems : Theory—Implementation—Applications*. Springer Science & Business Media.
- PACHER, Léonie, Christian CHATELLIER, Rodolphe VAUZELLE et Laetitia FRADET (2020). « Sensor-to-segment calibration methodologies for lower-body kinematic analysis with inertial sensors : A systematic review ». In : *Sensors* 20.11, p. 3322.
- PAGE, Matthew J, Joanne E MCKENZIE, Patrick M BOSSUYT, Isabelle BOUTRON, Tammy C HOFFMANN, Cynthia D MULROW, Larissa SHAMSEER, Jennifer M TETZLAFF, Elie A AKL, Sue E BRENNAN et al. (2021). « The PRISMA 2020 statement : an updated guideline for reporting systematic reviews ». In : *Systematic reviews* 10.1, p. 1-11.
- PANSIOT, Julien, Z ZHANG, B LO et GZ YANG (2011). « WISDOM : wheelchair inertial sensors for displacement and orientation monitoring ». In : *Measurement Science and Technology* 22.10, p. 105801.
- PAPPA, R., K. ELLIOTT et A. SCHENK (1993). « A consistent-mode indicator for the eigensystem realization algorithm ». In : *Journal of Guidance Control and Dynamics*.
- PASTOR, M., M. BINDA et T. HARCARIK (2012). « Modal Assurance Criterion ». In : *Procedia Engineering* 48, p. 543-548.
- PERRET, C et M STRUPLER (2010). « Practical application of the heart rate-based lactate minimum test in wheelchair racing athletes preparing for the Paralympics ». In : *Rehabilitation : Mobility, Exercise and Sports*. IOS Press, p. 396-398.

- PIEZOELECTRONICS, PCB (2022). *Capteurs pour tests et mesures*. <https://www.pcb.com/fr/capteurs-pour-tests-et-mesures>.
- PILLET, Maurice (2001). *Les plans d'expériences par la méthode Taguchi*. Maurice Pillet.
- PIRANDA, J. (2001). « Analyse modale expérimentale ». In : *Techniques de l'ingénieur* 32, p. 1-29.
- PLAY, Marie-Caroline, Robin TRAMA, Guillaume Y MILLET, Christophe HAUTIER, Marlène GIANDOLINI et Jérémy ROSSI (2022). « Soft Tissue Vibrations in Running : A Narrative Review ». In : *Sports Medicine-Open* 8.1, p. 1-15.
- POPE, M-H. et T-H. HANSSON (1992). « Vibration of the Spine and Low Back Pain ». In : *Clinical Orthopaedics and Related Research* 279, p. 49-59.
- POPE, MH, DG WILDER et ML MAGNUSSON (1999). « A review of studies on seated whole body vibration and low back pain ». In : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H : Journal of Engineering in Medicine* 213.6, p. 435-446.
- POTVIN, A, R NADON, D ROYER et D FARRAR (1996). « Profil alimentaire d'athlètes d'élite en fauteuil roulant ». In : *Science & sports* 11.3, p. 152-156.
- POULET, Y, J LOISEL et C SAURET (2021). « Evaluation of the direct linear transformation method for the assessment of manual wheelchair s' configuration ». In : *Comput Methods Biomech Biomed Eng* 24, p. 286-7.
- RAGNARSSON, Kristjan T (2012). « Medical rehabilitation of people with spinal cord injury during 40 years of academic physiatric practice ». In : *American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation* 91.3, p. 231-242.
- REHN, B., J. LIDSTRÖM, J. SKOGLUND et B. LINDSTRÖM (2007). « Effects on leg muscular performance from whole-body vibration exercise : a systematic review ». In : *Scandinavian Journal of Medicine & Science in Sports* 17.1, p. 2-11. DOI : <https://doi.org/10.1111/j.1600-0838.2006.00578.x>.
- REHN, B., R. LUNDSTROM, L. NILSSON, I. LILJELIND et B. JARVHOLM (2005). « Variation in exposure to whole-body vibration for operators of forwarder vehicles—aspects on measurement strategies and prevention ». In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 35.9, p. 831-842.
- REQUEJO, Philip S, Grigor Kerdanyan, Jean Minkel, Rodney Adkins et Robert Waters (2008). « Effect of rear suspension and speed on seat forces and head accelerations experienced

- by manual wheelchair riders with spinal cord injury. » In : *Journal of Rehabilitation Research & Development* 45.7.
- REQUEJO, Philip S, Somboon MANEEKOBKUNWONG, Jill MCNITT-GRAY, Rodney ADKINS et Robert WATERS (2009). « Influence of hand-rim wheelchairs with rear suspension on seat forces and head acceleration during curb descent landings ». In : *Journal of rehabilitation medicine* 41.6, p. 459-466.
- RICE, I., J. DYSTERHEFT, A.W. BLEAKNEY et R.A. COOPER (2016). « The influence of glove type on simulated wheelchair racing propulsion : a pilot study ». In : *International Journal of Sports Medicine* 37.01, p. 30-35.
- RICHARD, S. (2005). « Etude du comportement dynamique d'un vélo de route en lien avec le confort du cycliste ». Fr. Thèse de doct. Canada : Université de Sherbrooke.
- RITTWEGER, J, J EHRIG, K JUST, M MUTSCHELKNAUSS, KA KIRSCH et D FELSENBERG (2002). « Oxygen uptake in whole-body vibration exercise : influence of vibration frequency, amplitude, and external load ». In : *International journal of sports medicine* 23.06, p. 428-432.
- RONCHESE, F et M BOVENZI (2012). « Occupational risks and health disorders in transport drivers ». ita. In : *Giornale italiano di medicina del lavoro ed ergonomia* 34.3, p. 352-359. ISSN : 1592-7830. URL : <http://europepmc.org/abstract/MED/23213815>.
- ROQUES, C. F. (1997). *Histoire du Fauteuil Roulant*. Sous la dir. de J. PÉLISSIER, P. L. BERNARD et J. M. JACQUOT. T. 32. Problèmes de médecine de rééducation. Masson, p. 1-7. ISBN : 978-2-225-85502-3.
- ROSEIRO, L-M., M-A. NETO, A-M. AMARO, C-J. ALCOBIA et M-F. PAULINO (2016). « Hand-arm and whole-body vibrations induced in cross motorcycle and bicycle drivers ». en. In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 56, p. 150-160. ISSN : 01698141. DOI : 10.1016/j.ergon.2016.10.008. (Visité le 16/02/2021).
- AL-RUMAITHI, A. (2014). « Characterization of dynamics structures using parametric and non-parametric system identification methods ». In : *Master thesis of the University of Florida*.
- (2022). « Stochastic Subspace Identification (SSI) ». In : *MATLAB Central File Exchange*.
- SANZ-QUINTO, Santiago, Gabriel BRIZUELA, Raúl LÓPEZ-GRUESO, Ian RICE et Manuel MOYA-RAMÓN (oct. 2018). « Influence of Training Load on Mood Disturbance at Sea Level and 3900 m Altitude : A Case Study of a Wheelchair Athlete ». eng. In : *Sports (Basel)* 6.4, E122. ISSN : 2075-4663. DOI : 10.3390/sports6040122.

- SANZ-QUINTO, Santiago, Manuel MOYA-RAMÓN, Gabriel BRIZUELA, Ian RICE, Tomás URBÁN et Raúl LÓPEZ-GRUESO (nov. 2019). « Nutritional strategies in an elite wheelchair marathoner at 3900 m altitude : a case report ». eng. In : *J Int Soc Sports Nutr* 16.1, p. 51. ISSN : 1550-2783. DOI : 10.1186/s12970-019-0321-8.
- SAURET, C., J. BASCOU, S. HYBOIS, H. PILLET et F. LAVASTE (2019). « Optimiser son fauteuil roulant manuel : Effets des réglages d'assise ». In : *Les journées nationales handisport, 8ieme édition, La chapelle sur erdre, France*.
- SCHWARZ, B-J. et M-H. RICHARDSON (1999). « Experimental modal analysis ». In : *CSI Reliab. Week* 35, p. 1-12.
- SCISLO, Lukasz (juill. 2019). « Non-invasive measurements of ultra-lightweight composite materials using Laser Doppler Vibrometry system ». In : 26th International Congress on Sound and Vibration, Montréal, Canada.
- SHARMA, S. et Z. HAYAT (2022). « Effects of whole-body vibration on sports performance : A systematic review and meta-analysis ». In : *Science & Sports*.
- SHERWIN, L.M., P.M.O. OWENDE, C.L. KANALI, J. LYONS et S.M. WARD (2004). « Influence of tyre inflation pressure on whole-body vibrations transmitted to the operator in a cut-to-length timber harvester ». In : *Applied Ergonomics* 35.3, p. 253-261.
- SIE, Ien H, Robert L WATERS, Rodney H ADKINS et Harris GELLMAN (1992). « Upper extremity pain in the postrehabilitation spinal cord injured patient ». In : *Archives of physical medicine and rehabilitation* 73.1, p. 44-48.
- SKENDRAOUI, N., F. BOGARD, S. MURER, F. BEAUMONT, B. ABBES, G. POLIDORI, J-B. NOLOT, D. ERRE, S. ODOF et R. TAIAR (2018). « Experimental Investigations and Finite Element Modelling of the Vibratory Comportment of a Manual Wheelchair ». In : *In Proceedings of the 1st International Conference on Human Systems Engineering and Design (IHSED2018) : Future Trends and Applications, CHU-Université de Reims Champagne-Ardenne, France*. T. 876, p. 682-688.
- SONENBLUM, S. E., S. SPRIGLE et R. A. LOPEZ (2012). « Manual wheelchair use : bouts of mobility in everyday life. » In : *Rehabilitation research and practice*. DOI : <https://doi.org/10.1155/2012/753165>.
- SPRIGLE, Stephen, Bummo CHUNG et Tobias MEYER (2010). « Assessment of the ISO impact damping test for wheelchair cushions ». In : *Assistive Technology*® 22.4, p. 236-244.

- TAIAR, Redha, Christiano Bittencourt MACHADO, Xavier CHIEMENTIN et Mario BERNARDO-FILHO (2018). *Whole body vibrations : physical and biological effects on the human body*. CRC Press.
- TAMER, Aykut, Andrea ZANONI, Alessandro COCCO et Pierangelo MASARATI (2021a). « A generalized index for the assessment of helicopter pilot vibration exposure ». In : *Vibration* 4.1, p. 133-150.
- (2021b). « A numerical study of vibration-induced instrument reading capability degradation in helicopter pilots ». In : *CEAS Aeronautical Journal* 12.2, p. 427-440.
- TARABINI, M, N MAURI, I GAUDIO, S CINQUEMANI, AP MOORHEAD, R BONGIOVANNI et F FELETTI (2020). « Hand-arm vibration in motocross : measurement and mitigation actions. » In : *Muscles, Ligaments & Tendons Journal (MLTJ)* 10.2.
- TARABINI, M., B. SAGGIN et D. SCACCABAROZZI (2015). « Whole-body vibration exposure in sport : four relevant cases ». en. In : *Ergonomics* 58.7, p. 1143-1150. ISSN : 0014-0139, 1366-5847. DOI : 10.1080/00140139.2014.961969. URL : <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00140139.2014.961969> (visité le 08/08/2022).
- TARABINI, Marco, Bortolino SAGGIN, Diego SCACCABAROZZI, Davide GAVIRAGHI et Giovanni MOSCHIONI (2013). « Apparent mass distribution at the feet of standing subjects exposed to whole-body vibration ». In : *Ergonomics* 56.5, p. 842-855.
- TIEMESSEN, Ivo J, Carel TJ HULSHOF et Monique HW FRINGS-DRESEN (2007). « An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers : A systematic review ». In : *International Journal of Industrial Ergonomics* 37.3, p. 245-256.
- TOWARD, Martin GR et Michael J GRIFFIN (2011). « The transmission of vertical vibration through seats : Influence of the characteristics of the human body ». In : *Journal of Sound and Vibration* 330.26, p. 6526-6543.
- TRAMA, Robin (2021). « Caractérisation et étude des vibrations dans la pratique sportive ». Thèse de doct. Université de Lyon.
- VANLANDEWIJCK, Yves C., Joeri VERELLEN, Emma BECKMAN, Mark CONNICK et Sean M. TWEEDY (déc. 2011). « Trunk strength effect on track wheelchair start : implications for classification ». eng. In : *Med Sci Sports Exerc* 43.12, p. 2344-2351. ISSN : 1530-0315. DOI : 10.1249/MSS.0b013e318223af14.

- VANSICKLE, D-P., R-A. COOPER et S-J. ALBRIGHT (1994). « Whole Body Dampening Properties of a Wheelchair Rider ». In : *In Proceedings of the Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology—Proceedings in 16th Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society, Baltimore, MD, USA*. T. 16, p. 498-499.
- VANSICKLE, David P, Rory A COOPER, Michael L BONINGER et Carmen P DIGIOVINE (2001). « Analysis of vibrations induced during wheelchair propulsion ». In : *J Rehabil Res Dev* 38.4, p. 409-21.
- VERSCHUEREN, Sabine MP, Machteld ROELANTS, Christophe DELECLUSE, Stephan SWINNEN, Dirk VANDERSCHUEREN et Steven BOONEN (2004). « Effect of 6-Month Whole Body Vibration Training on Hip Density, Muscle Strength, and Postural Control in Postmenopausal Women : A Randomized Controlled Pilot Study ». In : *Journal of Bone and Mineral Research* 19.3, p. 352-359. DOI : <https://doi.org/10.1359/JBMR.0301245>.
- VORRINK, SN, LH VAN DER WOUDE, Allon MESSEMBERG, Peter A CRIPTON, Barbara HUGHES et Bonita J SAWATZKY (2008). « Comparison of wheelchair wheels in terms of vibration and spasticity in people with spinal cord injury ». In : *Journal of rehabilitation research and development* 45.9, p. 1269-1280.
- WAGA, Takeshi, Soichiro URA, Masahito NAGAMORI, Hisashi UCHIYAMA et Akira SHIONOYA (2020). « Influence of material on wheelchair vibrations ». In : *Multidisciplinary Digital Publishing Institute Proceedings* 49.1, p. 127.
- WALTER, Patrick L (1997). « The history of the accelerometer ». In : *Sound and vibration* 31.3, p. 16-23.
- WANG, W., S. RAKHEJA et P-E. BOILEAU (2008). « Relationship between measured apparent mass and seat-to-head transmissibility responses of seated occupants exposed to vertical vibration ». In : *Journal of Sound and Vibration* 314.3, p. 907-922. ISSN : 0022-460X. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.01.015>.
- WATELAIN, Eric et Yoshimasa SAGAWA (déc. 2011). « Le sport en fauteuil roulant, synthèse ». In : p. 285. ISBN : 9782840237471.
- WEI, L et J GRIFFIN (1998). « The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance ». In : *Journal of sound and vibration* 214.1, p. 121-137.

- WHITHAM, Eleri M et Michael J GRIFFIN (1977). « Measuring vibration on soft seats ». In : *SAE Prepr* 770253.
- WOLF, Erik, Rory A COOPER, Jonathan PEARLMAN, Shirley G FITZGERALD et Annmarie KELLEHER (2007). « Longitudinal assessment of vibrations during manual and power wheelchair driving over select sidewalk surfaces. » In : *Journal of Rehabilitation Research & Development* 44.4.
- WOLF, Erik, Jonathan PEARLMAN, Rory A COOPER, Shirley G FITZGERALD, Annmarie KELLEHER, Diane M COLLINS, Michael L BONINGER et Rosemarie COOPER (2005). « Vibration exposure of individuals using wheelchairs over sidewalk surfaces ». In : *Disability and Rehabilitation* 27.23, p. 1443-1449.
- WOLF, Erik J, MS Rory A COOPER, Carmen P DIGIOVINE, Michael L BONINGER et Song-feng GUO (2004). « Using the absorbed power method to evaluate effectiveness of vibration absorption of selected seat cushions during manual wheelchair propulsion ». In : *Medical engineering & physics* 26.9, p. 799-806.
- WOUDE, L. H. van der, H. E. VEEGER, R. H. ROZENDAL, G. J. van INGEN SCHENAU, F. ROTH et P. van NIEROP (oct. 1988). « Wheelchair racing : effects of rim diameter and speed on physiology and technique ». eng. In : *Med Sci Sports Exerc* 20.5, p. 492-500. ISSN : 0195-9131.
- YUAN, J., J. LI, W. WEI et P. LIU (2022). « Operational modal identification of ultra-precision fly-cutting machine tools based on least-squares complex frequency-domain method ». In : *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 119, p. 1-10. DOI : 10.1007/s00170-021-08469-2.
- ZANONI, Andrea, Alessandro COCCO et Pierangelo MASARATI (2020). « Multibody dynamics analysis of the human upper body for rotorcraft–pilot interaction ». In : *Nonlinear Dynamics* 102.3, p. 1517-1539.
- ZIMMERMANN, C.L. et T.M. COOK (1997). « Effects of vibration frequency and postural changes on human responses to seated whole-body vibration exposure ». In : *International archives of occupational and environmental health* 69.3, p. 165-179.

Table des figures

1	Éléments intervenants dans l'exposition aux vibrations lors de la propulsion en FRM.	1
1.1	Illustration de l'évolution des fauteuils roulants manuels. (a) Représentation d'un FRM à manivelle de Stephen Farfler (XVII ^{ème} siècle) (Illustration : handiplus.ch), (b) Photo d'un FRM en bois (XX ^e siècle) (Illustration : handiplus.ch), (c) Photo d'un FRM sur mesure en impression 3D (XXI ^e siècle) (Illustration : layerdesign.com).	4
1.2	Présentation des éléments d'un FRM. Les éléments écrits en noir sont les éléments que comportent tous les FRM. Les éléments écrits en gris sont des accessoires qui peuvent être ajoutés en fonction du besoin de l'utilisateur.	4
1.3	Les différents type de châssis ; (a) FRM à châssis rigide, (b) FRM à châssis pliable (Images : gt-concept.fr).	5
1.4	Différentes géométrie de roues motrices. (a) Roue à rayons, (b) Roue à bâton, (c) Roue lenticulaire (Images : corima.com).	6
1.5	Différents systèmes de conduite des FRM. (a) Simple main courante, (b) Double main courante, (c) Levier pendulaire (Images : medinov.fr et ilsau.com).	7
1.6	Présentation des différents réglages d'un FRM.	8
1.7	Photo des différents catégories de FRM quotidien. (a) FRM standard, (b) de confort, (c) actif.	9
1.8	Photos de différents FRM de sport. (a) FRM d'athlétisme, (b) de basket, (c) de tennis, (d) de rugby (Image : Ottobock.fr).	10

2.1	Évolution du nombre de publications sur l'étude de l'athlétisme en FRM entre 1973 et 2022 (les barres rouges correspondent aux années de Jeux Paralympiques).	14
2.2	Evolution des FRM d'athlétisme. (a) Photo des premiers FRM d'athlétisme (Image : Paul Cartwright), et (b) photo d'un FRM d'athlétisme récent.	16
3.1	Courbes de transmissibilité entre l'assise et la tête pour différentes postures (de la ligne continue aux pointillées les plus fins, un angle du pelvis de 105 degrés, une posture naturelle, un angle de pelvis de 95, et 85 degrés (MESSENGER et M. GRIFFIN 1989).	24
3.2	Effet de la fréquence et de l'amplitude des vibrations sur l'écriture (M. GRIFFIN 1990).	25
3.3	Exposition aux vibrations verticales lors de différents activités (CREQUY 2015; M. J. GRIFFIN 1976; M. TARABINI et al. 2015).	27
3.4	Transmissibilité verticale à travers différents coussins pour les passagers de train (CORBRIDGE et al. 1989).	29
3.5	Exemple de modèle analytique (a) et éléments finis (b) d'un humain assis (KALSI et R. KUMAR 2020; MATSUOKA et al. 2003).	31
4.1	Representation of an acceleration signal in both time and frequency domains and the different parameters extracted in the articles were t-Acc, w-Acc are the acceleration and frequencies pondered signal in the time domain, f-Acc, fw-Acc are the acceleration and frequencies pondered spectrum and Pt-Acc, Pw-Acc, Pf-Acc, Pfw-Acc are peak level of each signal, respectively. A-RMS and w-RMS are the mean level of t-Acc and w-Acc, respectively. PSD F_{Acc} is the power spectral density of the f-Acc.	41
4.2	Representation of polymer-based shock (a,b), and spring damper (c) rear-wheel suspension, and a type of caster fork suspension (d).	56
4.3	Representation of the mechanical models developed by Kawai et al. and Mastuoka et al. (a) Brown et al. (b), and Garcia-Mendez et al. (c).	66
1	Photographie d'une session de mesures de l'exposition aux vibrations lors de la pratique de l'athlétisme en FRM.	83

1.1	Photographies des deux revêtements de sols intérieurs (des carreaux de marbre et des carreaux de terre cuite) (a), et des trois revêtements de sols extérieurs (des dalles de béton, asphalte gris clair et route asphalte endommagée) (b) utilisés pour étudier l'exposition aux vibrations pendant la propulsion quotidienne.	86
1.2	Exposition aux vibrations verticales à l'assise en $m.s^{-2}$ (a) et normalisée par la vitesse de propulsion (b) durant différents type de propulsion en FRM.	88
3.1	Photographie du mannequin d'essais chargé à 36 kg utilisé sur le FRM de basket.	99
3.2	Valeur moyenne de A_{wz} mesurée à l'assise en fonction de la valeur du facteurs étudié pour les deux plans d'expériences réalisés. FRM : (M1) FRM actif, (M2) FRM de basket. Sols : (F1) sol intérieur, (F2) sol extérieur. Vitesse : (S1) $0,8 m.s^{-1}$, (S2) $1,6 m.s^{-1}$. Masse : (W1) 75 kg, (W2) 36 kg. Pression des pneus : (P1) 6 bar, (P2) 12 bar. La ligne noir représente la valeur A_{wz} moyenne sur tous les essais. .	100
4.1	Photographs of the two indoor flooring surfaces (i.e. marble tiles on the left and terracotta floor tiles on the right) (a), and three outdoor flooring surfaces (left to right, graveled concrete slab, light gray asphalt, and coarse gravel concrete) (b) used to study vibration exposure during daily propulsion.	108
4.2	Experimental set up.	109
4.3	Mean value of RMS_z ($m.s^{-2}$) (a) and spectrum centroid (b) on different position of the participant (first column: from top to bottom; head, neck, and lumbar spine) and MWC (second column: from top to bottom; seat, frame, and footrest) according to the different factors of influence. MWC : (M1) lightweight MWC, (M2) standard MWC; Floors: (F1) marble tiles, (F2) coarse gravel concrete; speed: (S1) $0.8 m.s^{-1}$, (W2) $1.6 m.s^{-1}$; user : (U1) dummy, (U2) abled-bodied, (U3) lower limb amputee MWC users, (U4) muscular control deficit MWC users. The grey line represents the mean value of the RMS on the studied position.	113
5.1	Valeurs des coefficients des équations de prédiction en trois positions du participant ((a), de haut en bas ; front, cervicales, lombaires) et du FRM ((b), de haut en bas assise, châssis, repose-pieds). Les boites représentent le premier et le troisième quartiles, la barre centrale la valeur médiane et les croix les valeurs aberrantes. .	128

5.2	RMS _z prédit (marqueurs carrés) et mesuré (boîtes à moustache) aux cervicales (a) et au repose-pieds (b) pour chaque essai réalisé afin de valider les équations de prédiction. Les essais de validation de EsV8 à EsV10 étant réalisés avec le FRM de l'utilisateur s'il en possédait un, sept FRM différents ont ainsi pu être testés. Chacun des FRM testés ayant son propre index vibratoire, une valeur de prédiction du niveau vibratoire différente pour chacun d'eux a été prédit.	132
1	Schéma du protocole d'analyse modale expérimentale.	135
1.1	Exemple de modèle analytique du corps humain (BROWN et al. 2017; GARCIA-MENDEZ et al. 2012; KAWAI et MATSUOKA 2000)	139
1.2	Illustration de systèmes d'excitation utilisés dans le cadre de l'AME : pot vibrant (a) et marteau d'impact (b) (Image : alliantech.com et usinenouvelle.com)	141
1.3	Diagramme de stabilisation obtenu lors de l'analyse modale expérimentale du cadre d'un FRM d'athlétisme. Les courbes grises représentent les FRF en pour différent couple de point sur le FRM. Les croix bleues sont les modes respectant les critères de stabilité (0.05%) en fréquence et en amortissement(10%) depuis au moins cinq ordres, les triangles orange ceux qui ne respectent qu'un des deux critères ou qui sont stable depuis moins de cinq ordres, et les ronds rouges sont les modes non stables.	145
2.1	Schéma du protocole d'analyse modale expérimentale.	148
2.2	Picture of the experimental setup.	153
2.3	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) of the frame for each MWC type and direction studied (a) for the vertical, (b) for the anteroposterior, and (c) for the mediolateral directions. Each line is associated with each MWC of the same type.	160
2.4	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of the side guards for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type	162

2.5	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) of the frame for each MWC type and direction studied (a) for the mediolateral and (b) anteroposterior directions. Each line is associated with each MWC of the same type.	163
2.6	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the vertical direction of the seat for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type.	164
2.7	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the vertical direction of the footrest for each MWC type studied. Each line is associated with each MWC of the same type	165
2.8	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of ten MWC wheels. Each line is associated with each MWC of the same type.	166
2.9	Co-located FRF (lines, associated with the left y-axis) and eigenmodes (squared markers, associated with the right y-axis) in the mediolateral direction of ten MWC handdrims. Each line is associated with each MWC of the same type. . . .	167
2.10	Modal shapes of the seat/backrest system illustrated on the lightweight MWC02. For the visualisation, modes shapes deformation was amplified by a factor of 50. .	169
3.1	RMS level computed at the (a) frame, (b) footrest, (b) seat and (d) backrest of the tested MWC over all the propelling conditions. The reported uncertainty represents a 68% confidence interval. ** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between the two speed conditions. *** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between ground floor types.	185
3.2	Spectral centroid computed at the (a) frame, (b) footrest, (b) seat and (d) backrest of the tested MWC over all the propelling conditions. The reported uncertainty represents a 68% confidence interval. ** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between the two speed conditions. *** indicates a significant difference ($p < 0.05$) between ground floor types.	186

3.3	Présentation des FRF et des déformées modales obtenues lors de l'analyse modale d'un FRM d'athlétisme. Il est important de noter que sur l'amplitude des déformées modales a été amplifiée pour plus de lisibilité	192
1	PRISMA flow diagram presented article selection	199
2	Photographie du mannequin d'essai chargé à 36 kg utilisé sur le FRM de basket .	201
3	Picture of tested MWCs. From a to k) Lightweight MWC01 and MWC02, standard MWC03 and MWC04, basket MWC05, tennis MWC06 and MWC07 and racing MWC08, MWC09, MWC10 and MWC11.	202

Liste des tableaux

1.1	Plage de valeurs des paramètres géométriques pour différents types de FRM (base de données interne CERAH).	9
4.1	Parameters of interest reported for vibration exposure during MWC propulsion.	40
4.2	Summary table of the reviewed studies regarding vibration direction: Vertical (V), anteroposterior (AP) and mediolateral (ML) direction.	42
4.3	Summary table of reviewed studies regarding the investigation of the amount of vibration.	45
4.4	Summary table of reviewed studies regarding vibration frequency during MWC propulsion.	47
4.5	Summary table of reviewed studies regarding investigation vibration transmissibility.	49
4.6	Summary table of reviewed studies regarding the investigation of the effect of the floor type.	52
4.7	Summary table of reviewed studies regarding the effect of the frame on the vibration content.	55
4.8	Summary table of reviewed studies regarding the effect of suspensions on the vibration content.	59
4.9	Summary table of reviewed studies regarding the effects of cushion on vibration content.	62
4.10	Summary table of reviewed studies regarding the effects of backrest on vibration content.	63

1.1	Durée d'exposition à partir de laquelle la norme est dépassée pour différentes conditions de propulsion.	90
2.1	Table expérimentale pour la réalisation d'un plan factoriel complet de 3 facteurs à 2 niveaux, +1 et -1 représentant le facteur testé au niveau haut et bas, respectivement	93
3.1	Valeur des facteurs pour les niveaux bas (-1) et haut (+1).	97
3.2	Tables expérimentale des deux plans d'expérience réalisées.	98
4.1	Mean value of Aw_z , Aw and the RMS of the vertical acceleration ($m.s^{-2}$) for the different conditions tested.	112
5.1	Valeur des facteurs pour les niveaux bas (-1) et haut (+1).	123
5.2	Table expérimentale du plan d'expérience réalisé.	124
5.3	Conditions des essais complémentaires.	125
5.4	Coefficients des équation de prédiction mathématique et erreur de prédiction. . .	129
5.5	Erreur moyenne pour chaque essai de validation (EsV1 à EsV10) et chaque position (%).	129
5.6	Exposition aux vibrations lors de différents déplacements en FRM.	133
2.1	Manual wheelchairs specification. Geometrical and inertial properties of the MWC were obtained through methods described in (Loisel et al. 2020, 2021; Poulet et al. 2021). NA means that the properties could not be obtained.	154
2.2	Parts and direction studied for each MWC. When side guards, backrest, and footrest were not investigated, it was because the MWC did not have any. The seat was not studied on the racing MWC08 because the two beams on which tensors were stretched were not accessible in the vertical direction. Rear-wheel of standard MWC03 was not observed due to a lack of time regarding the MWC availability.	155

2.3	Parts and direction studied for each MWC. When side guards, backrest, and footrest were not investigated, it was because the MWC did not have any. The seat was not studied on the racing MWC08 because the two beams on which tensors were stretched were not accessible in the vertical direction. Rear wheel of standard MWC03 was not observed due to a lack of time regarding the MWC availability.	155
2.4	MWC modal parameters (eigenfrequencies (F_o), damping ratios (ϵ_o) and amplitude (Amp)) for each part studied. Grey boxes mean that the part was not studied for the MWC and empty boxes mean no mode was observed between 4 and 80 Hz.	159
3.1	MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through experimental modal analyses	180
3.2	MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through operational modal analyses for an empty MWC pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to <i>Slow</i> and <i>Fast</i> conditions).	181
3.3	MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through operational modal analyses for a MWC loaded by a dummy and pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to <i>Slow</i> and <i>Fast</i> conditions).	182
3.4	MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through operational modal analyses for a MWC loaded by a participant and pushed by an assistant. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to <i>Slow</i> and <i>Fast</i> conditions).	183
3.5	MWC modal parameters (eigenfrequencies (f), damping ratios (δ)) estimated through operational modal analyses for a user self-propulsing with the MWC. Displayed values are computed for five ground floor types and two speeds (S_1 and S_2 are referring to <i>Slow</i> and <i>Fast</i> conditions).	184
1	Index vibratoire pour différents FRM	201

Analyse vibratoire de la propulsion en fauteuil roulant manuel : une application à l'athlétisme

Résumé : Lors de déplacements en fauteuil roulant manuel (FRM), le roulement des roues sur le sol induit des vibrations de l'ensemble du FRM qui se transmettent à l'utilisateur. L'analyse des vibrations a montré que l'exposition quotidienne se trouvait dans une gamme de fréquences délétères pour le corps humain. En fonction de la durée d'exposition, ce phénomène peut engendrer des douleurs et pathologies secondaires, mais aussi augmenter la fatigue de l'utilisateur. Alors que le FRM a été développé pour permettre une indépendance à l'utilisateur, les risques induits par l'exposition vibratoire peuvent limiter l'indépendance sociale et le potentiel sportif des utilisateurs. Aujourd'hui, les effets de la configuration du FRM et de la posture de l'utilisateur sur l'exposition vibratoire sont peu compris. Afin de répondre à ces enjeux, ce travail de thèse a pour objectif d'évaluer l'exposition aux vibrations du couple FRM/Utilisateur lors de la propulsion, tant quotidienne que sportive, afin d'alimenter un modèle du couple FRM/Utilisateur. Une attention particulière est portée au développement d'une méthodologie expérimentale robuste vis-à-vis des conditions de propulsion (e.g. qualité du sol, vitesse). Cette problématique de recherche est appliquée aux athlètes en FRM afin d'optimiser leurs performances en vue des JOP 2024, mais la méthodologie et les connaissances développées permettront des transferts au FRM quotidien et à divers matériels sportifs.

Mots-clefs : Vibration ; Fauteuil roulant ; Athlétisme ; Analyse modale ; Prédiction ; Plan d'expérience

Vibration analysis of manual wheelchair propulsion: an application to the racing MWC practice

Abstract: When using a manual wheelchair (MWC), the rolling of the wheels on the floor induces vibrations of the whole MWC which are transmitted to the user. Vibration analysis showed that daily exposure was in a frequency range deleterious to the human body. Depending on the duration of exposure, this phenomenon can lead to secondary pain and pathologies, as well as increase the user's fatigue. While the MWC was developed to provide independence to the user, the risks induced by vibration exposure can limit the social independence and athletic potential of users. Today, the effects of MWC configuration and user posture on vibration exposure are poorly understood. In order to address these issues, this Ph.D thesis work aims to evaluate the vibration exposure of the FRM/User couple during propulsion, both daily and sport, in order to feed a model of the FRM/User couple. Particular attention is paid to the development of a robust experimental methodology with respect to propulsion conditions (e.g. flooring surface quality, speed). This research problematic is applied to FRM athletes in order to optimize their performances for the JOP 2024, but the methodology and the knowledge developed will allow transfers to the daily FRM and to various sports materials.

Keywords: Vibration; Manual wheelchair; Racing, Modal analysis; Prediction