HAL
open science

Analyse biomécanique des interactions homme siège en environnement automobile. Modélisation par éléments finis du corps humain soumis à des vibrations verticales

Lisa Denninger

To cite this version:

Lisa Denninger. Analyse biomécanique des interactions homme siège en environnement automobile. Modélisation par éléments finis du corps humain soumis à des vibrations verticales. Sciences du Vivant [q-bio]. Arts et Métiers ParisTech, 2001. Français. NNT : . tel-00005707

HAL Id: tel-00005707

https://pastel.hal.science/tel-00005707

Submitted on 5 Apr 2004

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

N° d'ordre 2001 - 24

Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
Centre de Paris

THÈSE

PRÉSENTÉE POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR
DE
L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE D'ARTS ET MÉTIERS

Spécialité : MÉCANIQUE

PAR

Lisa DENNINGER

Analyse biomécanique des interactions homme siège en environnement automobile : Modélisation par éléments finis du corps humain soumis à des vibrations verticales

---

Soutenue le 30 novembre 2001, devant le Jury d'examen :

Monsieur DONATI, Docteur d'Etat, Responsable du Laboratoire de Préventions Techniques des Machines à l'INRS, Vandoeuvre Les Nancy	*Rapporteur*
Madame GUILLAUME, Docteur en Médecine et Physiologie, Militaire à l'IMASSA, Brétigny S/Orge	*Examinateur*
Monsieur LAVASTE, Professeur des Universités, et Directeur du LBM - ENSAM, Paris,	*Examinateur*
Monsieur LE COZ, Docteur en Médecine, et Directeur du LAB, Nanterre,	*Examinateur*
Monsieur MOLLARD, Professeur des Universités, Laboratoire d'Anthropologie, Paris,	*Président*
Madame SKALLI, Professeur des Universités, LBM - ENSAM, Paris,	*Examinateur*

L'ENSAM est un Grand Etablissement composé de huit centres :

AIX-EN-PROVENCE - ANGERS - BORDEAUX - CHÂLONS-SUR-MARNE - CLUNY - LILLE - METZ - PARIS

"*La médecine, dit le professeur, c'est très bien pour se marrer, mais ça ne vaut pas les modèles réduits.*"

Professeur Mangemanche.

Boris Vian. *"L'automne à Pékin", 1956.*

Remerciements

Les contributions pour la réalisation de ce travail sont nombreuses. Je remercie le Laboratoire de Biomécanique de l'ENSAM pour m'avoir acceuillie et soutenue durant trois années, et la Commission Européenne[1] pour avoir financé cette thèse.

Je remercie les membres du Jury qui ont accepté de juger ce travail:

François Lavaste, Directeur du Laboratoire de Biomécanique de L'ENSAM, qui a dirigé cette thèse.

Jean Yves Le Coz, Directeur du Laboratoire d'Accidentologie et Biomécanique, PSA Peugeot Citroën, Renault.

Patrice Donati, Responsable du Laboratoire de Préventions Techniques des Machines à l'INRS.

Anne Guillaume, Docteur en Médecine et Physiologie Militaire à l'IMASSA.

Régis Mollard, Professeur des Universités au Laboratoire d'Anthropologie Appliquée de la Faculté de Médecine des St Pères.

Wafa Skalli, Professeur des Universités au Laboratoire de Biomécanique de l'ENSAM.

Je souhaite aussi remercier toutes les personnes qui m'ont aidé dans mon travail et qui ont accompagné ces années de recherche:

Benoît Besnault qui a codirigé cette thèse pendant deux années.

Tous les partenaires du projet SCOOP, et tout particulièrement Tibault Lamotte, Joseph Giacomin et Peter Kirchknopf.

Virginie Lafage et Thomas Brazier qui ont été indispensables pour finaliser ce travail.

Vanessa Valminos et Joachim Magnier pour leur aide précieuse.

Tout le personnel de la SERAM et tout particulièrement, Monsieur Gallant, Monsieur Hermann et Mme Vaysset.

Henri Berger pour les moyens qu'il a mis à ma disposition pour terminer ma rédaction.

Je remercie enfin tous ceux que je ne citerais pas, pour ne risquer d'oublier personne.

[1] Ce travail a été financé par BRITE/EuRam sous le contrat numéro BRPR-CT97-0508 et le projet BE-97-4186 (01/12/1997-30/11/2000)

I Premier chapitre : environnement 6

I.1 Introduction 6

I.2 Populations concernées 7
I.2.1 Les conducteurs 7
I.2.2 Les opérateurs de machines 8
I.2.3 Les pilotes 8

I.3 Effets des vibrations sur l'organisme 9
I.3.1 Epidémiologie : effets à long terme 9
I.3.1.1 Le système musculo-squelettique 12
I.3.1.2 Le système digestif 12
I.3.1.3 Le système nerveux 13
I.3.1.4 Le système vasculaire 13
I.3.1.5 Autres organes 13
I.3.2 Les effets à court terme 14
I.3.2.1 Les interférences mécaniques 14
I.3.2.2 Les lésions d'origine mécanique 15
I.3.2.3 Les réponses biologiques temporaires 15
I.3.3 Conclusion 16
I.3.4 Les pathologies lombaires 17
I.3.4.1 Les facteurs de risque 18
I.3.4.2 Les pathologies en cause 20
I.3.4.3 Physiopathologie des troubles 22

I.4 Biodynamique de l'ensemble du corps et du rachis 25
I.4.1 Moyens de mesure de la réponse du corps humain 26
I.4.1.1 Mesures physiques 26
I.4.1.2 Mesures subjectives 30
I.4.2 Les phénomènes de résonance 31
I.4.2.1 Les résonances principales 31
I.4.2.2 Les résonances locales 34
I.4.3 Les multiples non-linéarités 37
I.4.3.1 Non-linéarité par rapport à l'amplitude et à la fréquence du stimulus 37
I.4.3.2 Non linéarité par rapport au type de stimulus 41
I.4.4 L'influence de la posture 41
I.4.4.1 Influence de la position du tronc et des courbures rachidiennes 41
I.4.4.2 Influence de la position du bassin 42
I.4.4.3 Influence du dossier 43

I.5 Protection contre les vibrations 50
I.5.1 Normes internationales 50
I.5.1.1 Evaluation du niveau vibratoire 50
I.5.1.2 Préservation de la santé 52
I.5.1.3 Confort 54
I.5.2 Le rôle du siège 57
I.5.2.1 Mesure du comportement 58
I.5.2.2 Facteurs influents 59
I.5.2.3 Optimisation du siège 60

II Deuxième chapitre : la modélisation du corps humain 63

II.1 Introduction 63

II.2 Modèles vibratoires existants 64
II.2.1 Les modèles masse-ressort 64
II.2.1.1 Modéle linéaire de la masse apparente et de l'impédance mécanique 65
II.2.1.2 Modèles linéaires définis pour simuler plusieurs réponses 68
II.2.1.3 Modèles non linéaires 70
II.2.1.4 Limitations des modèles masse-ressort 76
II.2.2 Les modèles corps rigide 76
II.2.3 Les modèles éléments finis 78
II.2.3.1 Belytschko et al. [BEL76][BEL78a][BEL78b] 79

II.2.3.2 Kitazaki et Griffin [KIT97] 84
II.2.3.3 Pankoke et al. [PAN98] 88
II.2.4 Limitation des modèles actuels 92

II.3 DEVELOPPEMENT DU MODELE 96
II.3.1 Le modèle de départ [LIZ98] 96
II.3.1.1 Géométrie et maillage 96
II.3.1.2 Caractéristiques mécaniques 100
II.3.2 Le modèle vibratoire 103
II.3.2.1 Maillage 104
II.3.2.2 Utilisation des super-éléments 113
II.3.2.3 Caractéristiques mécaniques 120
II.3.2.4 Caractéristiques d'inertie 129
II.3.2.5 Le paramétrage du modèle 130
II.3.2.6 Simulations réalisées 135

III Troisième chapitre : validation et résultats 139

III.1 Validation du modèle 139
III.1.1 Validation statique 139
III.1.2 Validation dynamique 141
III.1.2.1 Description des mesures et des résultats expérimentaux 141
III.1.2.2 Validation du modèle en posture sans dossier 146
III.1.2.3 Validation du modèle en posture avec dossier 164
III.1.3 Conclusion 177

III.2 Analyse des résultats 179
III.2.1 Influence de la posture et du dossier 179
III.2.2 Influence du stimulus 189
III.2.3 Influence de la morphométrie 191
III.2.4 Influence des caractéristiques mécaniques des tissus mous 194
III.2.4.1 Disques intervertébraux 195
III.2.4.2 Muscles de l'abdomen 196
III.2.4.3 Viscères 197
III.2.4.4 Tissus mous fessiers 201
III.2.4.5 Muscles du thorax 204
III.2.5 Conclusion 208

III.3 Discussion 210

IV Conclusion et Perspectives 214

V Bibliographie 217

I PREMIER CHAPITRE : ENVIRONNEMENT

I.1 Introduction

Dans le domaine des transports, et particulièrement dans le domaine automobile, le confort devient une préoccupation dominante. De nombreuses études de marché ont montré qu'il s'agit d'un argument décisif pour la vente de véhicules. Il est depuis longtemps établi que le siège joue un rôle important dans le confort du véhicule. Le confort est également lié à la sécurité, et donc à la santé des occupants. Des sièges inconfortables augmentent l'irritation et la fatigue des conducteurs, et les contraintes posturales prolongées peuvent provoquer des problèmes lombaires. Ces dommages sont aggravés par les vibrations transmises par le véhicule aux occupants. Si dans le domaine automobile les amplitudes de vibration transmises restent relativement faibles et ne constituent pas un risque pour la santé, il n'en va pas de même pour les engins industriels. Dans ce domaine les vibrations transmises sont d'amplitude élevée et constituent un réel danger pour la santé des opérateurs. Les vibrations ont donc, selon leur sévérité, un impact sur le confort, comme c'est le cas en automobile, ou sur la santé comme c'est le cas pour les engins industriels.

80% de la population mondiale est affectée par des problèmes de dos à un moment de sa vie, et ces estimations ne font que croître. Il devient donc nécessaire de s'attaquer à ces statistiques alarmantes en diminuant les problèmes de dos liés à la conduite d'engins industriels et parfois à la conduite automobile. De nombreux programmes de recherche sont menés dans cet objectif, aussi bien au niveau de l'industrie que des pouvoirs publics. Le projet européen « SCOOP », dans le cadre duquel le présent travail a été réalisé, réunit des constructeurs automobiles, des équipementiers et des laboratoires de recherche, dans le but de définir des procédures de test du confort vibratoire des sièges automobiles, et de fournir les outils permettant de l'évaluer et de l'améliorer. Notre tâche dans le cadre de ce projet est le développement d'un modèle par éléments finis du corps humain, qui permette de simuler son comportement vibratoire lorsqu'il est soumis à des vibrations verticales. Nous tâcherons ici de proposer un outil de simulation qui permette de prédire les vibrations reçues par un sujet à partir de la connaissance de l'environnement vibratoire auquel il est soumis. Nous ne chercherons pas à définir des seuils de confort ou de sécurité, considérant que chacune de ces étapes correspond à un travail à part entière.

Cette étude portant sur les vibrations et le corps humain, nous tâcherons dans un premier temps d'évaluer de façon globale l'influence que peuvent avoir les vibrations sur l'organisme. Puis, nous étudierons en détail les pathologies lombaires engendrées par les vibrations sévères, afin de comprendre les mécanismes de dégénérescence mis en jeu. Il est en effet primordial de comprendre les phénomènes que l'on souhaite modéliser, et si ce travail est d'abord relatif au confort automobile, les déformations qui

causent les dégénérescences observées chez les opérateurs industriels sont les mêmes à moindre échelle que celles qui provoquent l'inconfort. Au travers d'une analyse bibliographique du comportement du corps humain soumis à des vibrations verticales, nous tâcherons d'isoler les causes du problème. Le développement d'un modèle tridimensionnel nous permettra, enfin, d'apporter de nouveaux éléments de compréhension et d'étudier les paramètres permettant de diminuer les vibrations transmises au travers du siège.

I.2 Populations concernées

Les vibration, qui émergent et croissent avec l'industrialisation massive du dernier siècle, font naître de nouveaux problèmes de santé publique, en particulier dans la classe ouvrière. Déjà à l'ordre du jour dans les années 50 [GUI53], l'étude de l'influence des vibrations sur l'organisme est pendant longtemps liée à la médecine du travail, ou à la médecine militaire. Plus récemment, la « médecine des transports » s'y intéresse grâce ou à cause de leur démocratisation. De nombreuses activités professionnelles sont concernées. Trois groupes apparaissent de façon récurrente dans la littérature épidémiologique [BON88a] [BON88b] [BOS90a] [BOS90b] [BOV96] [BOV98] [DUP87] [DUP94] [GUI53] [HUL87] [KHÖ75] [PAL00] [POP94] [POP98a] [POP98b] [RAY56] [SAN88] [SEI86a] [SEI86b] [SEI93] [SEI98] [WIN88] [ZER85]: les conducteurs de véhicules (conducteurs de tracteur, d'automobile, de bus, de camion) ; les opérateurs d'engins vibrants (excavateur, grue, marteau piqueur) ; et enfin les pilotes, et plus particulièrement les pilotes d'hélicoptères.

I.2.1 Les conducteurs

Dans ce domaine, ce sont les vibrations transmises par le siège et de fréquences inférieures à vingt Hertz qui prédominent, avec des expositions égales ou supérieures aux limites recommandées par les normes internationales. On distingue différents domaines d'activités pris en compte dans les études relatées.

L'agriculture est l'un des secteurs les plus concernés par les effets nocifs des vibrations sur l'organisme. La raison en est probablement que les vibrations subies par les conducteurs d'engins agricoles présentent des pics d'accélération élevée. De plus, les populations d'agriculteurs qui commencent à travailler très jeunes, sont souvent touchées par des problèmes de dos, et sont donc davantage étudiées. En 1986, Seidel et Heide [SEI86b] recensent une vingtaine d'études réalisées sur l'influence des vibrations sur les conducteurs de tracteur ou d'engins agricoles divers. La plupart de ces études relèvent de l'étude épidémiologique à long terme, et sont plus particulièrement centrées sur les troubles du dos [KHÖ75] [BOS90b].

Les conducteurs de taxis, de bus, et de camion, qui sont également soumis à des vibrations quotidiennes de basse fréquence, ont fait l'objet d'études épidémiologiques centrées sur les problèmes de dos [KEL75] [WIN88] [ZER85]. Il s'agit aussi bien

d'études épidémiologiques, que d'études à court terme basées sur le confort ou la baisse de performance [HUL87].

I.2.2 Les opérateurs de machines

Cette catégorie regroupe les travailleurs du bâtiment et de l'industrie utilisant des machines vibrantes de façon quotidienne [BON88a] [BON88b] [BOS90a] [BOS90b]. Dans ces environnements, les vibrations sont transmises à l'organisme par les membres, ou directement au rachis lorsque l'activité est associée à la position assise. Une estimation des populations à risque réalisée aux Pays Bas a montré que 10.000 travailleurs de l'industrie sont soumis à des niveaux de vibration dépassant les limites préconisées par la norme ISO 2631. En Angleterre, l'industrie de la construction est le domaine dans lequel le plus grand nombre de salariés est soumis aux vibrations, avec une estimation de 965 000 hommes concernés [PAL00].

I.2.3 Les pilotes

Les études réalisées dans le domaine de l'aviation concernent le domaine militaire, et plus particulièrement celui des pilotes d'hélicoptères. Ils sont soumis à des vibrations de basses fréquences dont la source se situe au niveau du moteur et des pales rotor et qui sont transmises par l'intermédiaire du siège. Elles se manifestent dans chacune des directions de l'espace [GUI65].

Les problèmes liés aux vibrations dépassent donc largement le domaine de l'automobile. Si les risques de maladies professionnelles ne sont pas toujours reconnus comme tels par les pouvoirs publics, il n'en reste pas moins que de nombreuses études montrent à quel point le fait de subir des vibrations de façon quotidienne et prolongée augmente le risque de dommages importants sur la santé. L'influence sur la santé est dépendante de la fréquence des vibrations, mais aussi et surtout de leur amplitude (accélération, déplacement, ou vitesse). Le tableau qui suit regroupe les amplitudes d'accélération des vibrations transmises à l'organisme par différents engins.

Domaine	**Niveau d'accélération R.M.S (ms^{-2})**		
Référence	[BOV98]	[DUP87]	[PAL00]
Automobile		0.2-0.75	0.5
Camion (route)		0.2-0.9	0.7
Camion (site)		0.7-1.4	
Bus	0.36-0.56	0.4-0.8	0.6
Tracteur	0.35-1.45	0.4-1.25	0.75
Chariot élévateur	0.79-1.04	0.4-2	
Bulldozer		0.6-2.2	0.75
Engin militaire à chenilles		1.5-3.5	1.5

Hélicoptère		0.1-1.5	0.8
Cycle à moteur			1.0
Machine de fabrication			0.5
Chargeur		0.5-2.4	1.5
Excavateur		0.3-1.3	0.6
Niveleuse		0.5-1.6	0.75
Racloir			1.5
Dumper			1.2
Rouleau compresseur		0.3-1.7	1.0
Tondeuse/faucheuse			0.5
Véhicule blindé			1.2
Grue	0.25-0.67	0.1-0.8	0.3
Avion			0.5
Bateau (rapide)			1.5
Ascenseur			0.3
Bicyclette			1
Motocyclette 4 roues			1.5
Pompe à incendie			0.7
Tapis roulant			0.7
Engin agricole			1.5
Voiture de laitier			1.0
Locomotive		0.3-0.6	0.5

Tableau 1 : Niveaux d'accélération fréquemment rencontrés sur la plage 0-20 Hz.

I.3 Effets des vibrations sur l'organisme

I.3.1 Epidémiologie : effets à long terme

De nombreuses études épidémiologiques ont été réalisées sur les effets des vibrations sur l'organisme. L'objectif de ces études est de tenter de répondre à quatre questions primordiales.

La transmission des vibrations à l'ensemble du corps humain constitue-t-elle la cause d'un accroissement du risque pour la santé ?

Est-il possible d'établir une relation de cause à effet entre : d'une part, l'intensité, le temps d'exposition, et la fréquence des vibrations ; et d'autre part, des modifications d'ordre pathologique ?

Dans quelle mesure les effets à long terme observés dépendent-ils de facteurs individuels ?

Quelles conclusions doit-on tirer de ces études en ce qui concerne l'établissement de normes, la préservation de la santé des travailleurs exposés, la planification du travail en environnement vibratoire, l'amélioration des méthodes d'investigation épidémiologique, et enfin, les axes de recherche à mettre en place ?

Pour être en mesure de répondre à ces quatre questions fondamentales, il est d'abord nécessaire d'évaluer la qualité des études rapportées dans la littérature. En effet, si un grand nombre de travaux ont été menés dans ce domaine, une grosse partie d'entre eux n'est pas exploitable par manque d'informations ou de rigueur. Griffin ne relève en 1990 [GRI90] pas moins de 135 études réalisées pour mettre en évidence une relation entre troubles du dos et vibrations. Seidel et Heide basent leur étude de 1993 [SEI93]) sur 86 publications, celle de 1986 [SEI86b] sur 78 publications offrant des informations quantitatives et 94 des données qualitatives. En 1998, Bovenzi et Hulshof [BOV98] ont réalisé une recherche systématique des études épidémiologiques alliant troubles du dos et vibrations entre 1986 et 1996 : sur 37 publications au total, seules 16 ont été sélectionnées par les auteurs. Afin de mettre en avant les études présentant des informations complètes et exploitables, des systèmes de scoring sont utilisés.

Le système le plus utilisé, qui semble être le plus complet, attribue à chaque étude un score basé sur la qualité de différents critères.

Critères d'évaluation	**Score numérique**	
	oui	**non**
Exposition		
Mesure des vibrations	0	
Intensité		1
Direction		1
Fréquence		1
Mesures réalisées suivant la norme ISO 2631	0	1
Mesures réalisées le plus proche du sujet possible	0	1
Historique de l'exposition	0	
Nombre d'heures par jour		1
Nombre d'années d'exposition		1
Données relatives à des expositions antérieures		1
Effets sur la santé		
Critère de diagnostic spécifié	0	2
Méthode d'investigation		
Questionnaire, interview		1
Examen physique		1

Investigations particulières		1
Prise en compte d'éventuels problèmes précédents	0	1
Relation dans le temps entre exposition et effets	0	1
Connaissance de l'évolution naturelle de la maladie ou des effets	0	1
Méthode		
Etude adéquate	0	2
Echantillon suffisant pour tester les hypothèses de départ	0	1
Analyse statistique appropriée	0	1
Etude de la relation réponse exposition	0	1
Groupes de contrôle	0	2
Biais de sélection minimal	0	2
Biais contrôlés	0	1

Tableau 2 : Critères d'évaluation d'une étude et score associé. [SEI86b].

De nombreux auteurs ont étudié les troubles apparaissant chez les catégories professionnelles soumises aux vibrations de façon quotidienne. Des symptômes récurrents ont été rapportés, mais il n'a pas été établi de lien direct entre ces troubles et la nature des vibrations imposées. Les pathologies relatées apparaissent pour des niveaux vibratoires élevés sans commune mesure avec ce que l'on rencontre dans le domaine automobile. Par ailleurs, parmi les pathologies recensées seul le syndrome lombaire a pu être statistiquement corrélé au fait que les sujets sont soumis à des vibrations quotidiennes.

Il existe une divergence d'opinions assez importante parmi les spécialistes de l'influence des vibrations sur la santé. Les auteurs russes affirment l'existence d'une "vibrational disease" [SEI93] [ART85] [MIL85], qui se caractériserait principalement par des troubles végétaux vasculaires du cerveau et du système nerveux. Difficile à diagnostiquer, cette maladie se développe au bout de 5 à 7 ans de travail en environnement vibratoire, et se manifeste aux premiers stades par des migraines, une irritabilité accrue et des douleurs dans les extrémités (pour les vibrations transmises par les membres).

Trois stades de la maladie sont distingués par Milkoz [MIL85]. Le premier stade englobe des dysfonctionnements neuro-vasculaires, vestibulaires, et des poly-neuropathies des extrémités. Le second stade englobe des dysfonctionnements cardiovasculaires, des poly-neuropathies et des poly-radiculopathies, des sciatiques liées à l'apparition d'ostéochondrites au niveau du rachis lombaire, et des désordres fonctionnels du système nerveux.

Cette approche est fortement remise en cause [SEI93] [SEI86b] du fait qu'elle néglige l'aspect mécanique des phénomènes, et qu'elle considère l'affection du système nerveux comme étant la cause primitive des autres dégénérescences constatées. Par ailleurs, l'hypothèse que d'autres facteurs puissent être la cause de ce « vibrational

disease » n'est pas écartée. La majorité des auteurs considère qu'il n'existe pas de maladie identifiable liée aux vibrations ; et que les dégénérescences observées sont la conséquence, entre autres, des contraintes mécaniques supportées par l'organisme.

La littérature distingue quatre groupes d'organes affectés chez les populations soumises à des environnements vibratoires: l'ensemble musculo-squelettique, le système digestif, le système nerveux, et le système vasculaire. D'autres affections ont été rapportées de façon anecdotique , comme des affections de l'appareil génital féminin. Si les affections citées ont été observées chez des populations soumises à des vibrations quotidiennes, aucun lien de cause à effet n'a toutefois pu être établi pour l'ensemble de ces affections. Pour les vibrations transmises par le siège, seul le syndrome lombaire a pu être significativement corrélé au fait que les sujets sont soumis à des vibrations, et cela pour des niveaux vibratoires relativement importants.

I.3.1.1 Le système musculo-squelettique

En 1953, Guillemin et Wechsberg [GUI53] relèvent dans la littérature plusieurs études indiquant une sensibilité importante du système musculo-squelettique avec notamment : une atrophie de certains groupes musculaires [AGA47] ; une rigidification des tendons et des articulations; l'apparition d'ostéoporose [GUR45], ou de cistes osseux ; et enfin, une décalcification du tissu osseux [HUN45]. Ces troubles apparaissent chez des populations utilisant des machines industrielles. Les dégénérescences observées se situent au niveau des extrémités en contact avec la machine, et apparaissent pour des vibrations de basses fréquences (0-20 Hz) et d'amplitude relativement élevée.

Le système musculo-squelettique est le plus étudié parmi les différents systèmes organiques affectés à long terme par les vibrations [BON88c] [BON90] [HUL87] [SAN83] [SEI86b] [SEI93] [WIL96]. Les modifications pathologiques observées concernent principalement le rachis, avec des complications nerveuses. La partie lombaire du rachis est la plus affectée, suivie de la partie thoracique, et enfin, cervicale. L'épidémiologie des troubles lombaires qui affectent les conducteurs sera étudiée en détail dans le chapitre suivant. Les auteurs notent également des signes d'insuffisance musculaire, des pourcentages d'apparition d'arthrose et d'ostéophites, plus élevés chez les travailleurs soumis aux vibrations.

I.3.1.2 Le système digestif

Des fréquences élevées de maladies gastriques [SEI86b] sont observées chez les sujets soumis quotidiennement à des vibrations de basses fréquences. Les principales pathologies observées sont des ulcères de l'estomac et du duodénum, des gastrites, des appendicites, et des maladies anales. Il semble cependant que ces troubles soient la conséquence de l'association de différents facteurs, dont la soumission prolongée à un environnement vibratoire fait partie. La durée d'exposition à long terme est un facteur aggravant des troubles.

I.3.1.3 Le système nerveux

En dehors des troubles nerveux liés aux modifications pathologiques des courbures rachidiennes, les troubles du système nerveux sont considérés comme une pathologie caractéristique des vibrations de fréquences supérieures à 20 Hz [GUI53] [SEI86b]. Les principales pathologies rapportées concernent des troubles du flux sanguin au niveau du cerveau, des dysfonctionnements du système cortical et subcortical, et des troubles diencéphaliques. Le bruit semble être un facteur aggravant dans ce type de symptômes [SEI86b], ainsi que le froid, et les contraintes posturales [GUI53]. Il a également été observé que plus la durée d'exposition augmente, plus les troubles sont importants. La dépendance avec l'amplitude des vibrations est moins évidente.

I.3.1.4 Le système vasculaire

Les troubles vasculaires les plus observés provoquent des symptômes du même type que ceux du syndrôme de Raynod. Seidel et Heide [SEI86b] les attribuent à des vibrations de fréquences inférieures ou égales à 20 Hz, alors que dans une étude antérieure [GUI53] et moins complète, ils sont attribués à des vibrations de fréquences supérieures à 50 Hz. Ils affectent en général l'extrémité des membres par lesquelles sont transmises les vibrations. Un second groupe d'affections vasculaires concerne surtout les conducteurs de véhicules [SEI86b], avec des symptômes tels que l'apparition de varices, d'hémorroïdes, ou encore de thromboses. La responsabilité directe des vibrations n'est pas établie. Il semble qu'elles ne constituent qu'un facteur aggravant, et que la cause principale soit la position assise prolongée. D'autres symptômes ont été attribués aux vibrations, mais la relation de cause à effet n'est pas sûre. Il s'agit de maladies ischémiques du cœur, et d'hypertension.

I.3.1.5 Autres organes

Des affections des fonctions génitales de la femme ont été observés chez des sujets soumis à des vibrations de basses fréquences avec, entre autres : des troubles dans les cycles, des fréquences plus élevées de fausses couches, et des complications de grossesses [SEI86b] [SEI93]. Des auteurs finlandais [HEM81] ont trouvé un risque de malformation congénitale accru pour les enfants de mères employées dans les transports en commun ; et un risque de cancer de l'enfant plus élevé, pour les enfants dont les pères conduisent des véhicules à moteur. Les investigations réalisées dans ce domaine restent très insuffisantes, aussi bien en terme de méthode, que de nombre d'études réalisées. On pourra noter à titre anecdotique une atteinte du système urogénital chez l'homme, une réduction du champ visuel chez les conducteurs de camion, des troubles de la circulation des vaisseaux sanguins de la rétine. Ces différents troubles ont été observés dans des proportions plus élevées que chez les populations normales, ils n'ont cependant pas été directement reliés aux vibrations subies.

I.3.2 Les effets à court terme

Les effets à court terme des vibrations sur l'organisme peuvent constituer un début d'explication des dégénérescences observées à long terme. L'application d'efforts dynamiques sur l'organisme peut avoir différents effets. Les charges cycliques appliquées peuvent interférer directement sur l'activité physique, provoquer des lésions des tissus, et enfin modifier les comportements biologiques et métaboliques de l'organisme [GRI90]. Des méthodes d'investigations objectives et subjectives sont utilisées pour étudier ces mécanismes. L'expérimentation animale est indispensable à la connaissance des phénomènes biologiques et métaboliques.

CPS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15
Chest pain			2	2	4	4	5	4	4	1	
Dyspnea	8	8	5	3							
Abdominal pain			2	2		3	2	1	2	1	
Testicular pain							1			3	
Head symptoms				2		1	1	1		2	
Anxiety			1	2	1			2		1	
General discomfort	3	4	5	5	6	4	1	3	5		8

Figure 1 : Sensations apparaissant à différentes fréquences lors d'un test de tolérance de courte durée. Pour chaque fréquence, le chiffre indiqué représente le nombre d'apparitions du symptôme. [MAG60].*Cps (cycle par seconde).*

I.3.2.1 Les interférences mécaniques

Il existe beaucoup de façons différentes d'appliquer des efforts à l'organisme. Les effets de ces efforts peuvent être très différents. L'application de déplacements, de vitesses, ou encore d'accélérations dans certaines conditions de fréquence et d'amplitude, peuvent se révéler très perturbatrices pour l'activité neuromusculaire ou sensorielle. La lecture d'instruments, le maintien d'une position, la vue, la parole, ou encore la respiration, peuvent être sérieusement troublés [DEN65]. La respiration, par exemple, est modifiée entre 1 et 4 Hz par le mouvement des masses abdominales à l'intérieur de la cage thoracique, ainsi que par de possibles congestions pulmonaires [MAG60]. Cette affection de la respiration peut conduire à l'asphyxie lorsque l'intensité du stimulus est très élevée. Ces troubles proviennent de l'imposition forcée d'un effort cyclique qui interfère avec l'activité normale, provoquant ainsi certains dysfonctionnements passagers. Ces troubles peuvent être particulièrement handicapants lors de la réalisation d'une tâche précise.

I.3.2.2 Les lésions d'origine mécanique

Lorsque les efforts et accélérations appliqués sont très élevés, des lésions peuvent survenir comme conséquence directe de contraintes mécaniques élevées. Les lésions les plus fréquemment rapportées affectent les os, les poumons, les intestins, le cœur, et le cerveau. Seule l'expérimentation animale peut nous renseigner sur ce type de données. Cependant, le degré létal dépend du comportement vibratoire de l'organisme, et est directement relié aux fréquences de résonance de celui-ci. Les expérimentations animales ont surtout été réalisées sur de petits animaux (rats, souris), et les résultats sont difficiles à relier à l'homme. Les examens *post mortem* des animaux sacrifiés révèlent dans l'ordre croissant de fréquence d'apparition, des lésions du cerveau, du cœur, et des poumons. Chez l'homme, des études de tolérance ont été réalisées en utilisant des méthodes subjectives.

La figure 2 regroupe les résultats d'une étude réalisée par l'US Air Force en 1960 [MAG60]. Cette étude porte sur la définition d'un seuil de tolérance du corps humain aux vibrations. Ce seuil correspond à un niveau d'accélération, il dépend de la durée d'imposition du stimulus et de la plage de fréquences des vibrations imposées. L'accélération tolérée par les sujets varie en moyenne de 1.5 à 8 G, suivant la fréquence. La zone de tolérance la plus faible est située à la résonance. Les douleurs rapportées par les sujets (fig. 1) au cours de l'expérimentation traduisent l'apparition de contraintes mécaniques élevées dans les tissus. Ainsi, les douleurs dans la cage thoracique sont associées aux mouvements du cœur, qui provoquent une distorsion des vaisseaux sanguins environnants, de l'aorte, et du péricarde. Les douleurs abdominales sont liées aux distorsions du système digestif et du mésentère. L'imposition de vibrations au-delà des seuils de tolérance indiqués par les sujets pourrait provoquer des lésions irréversibles.

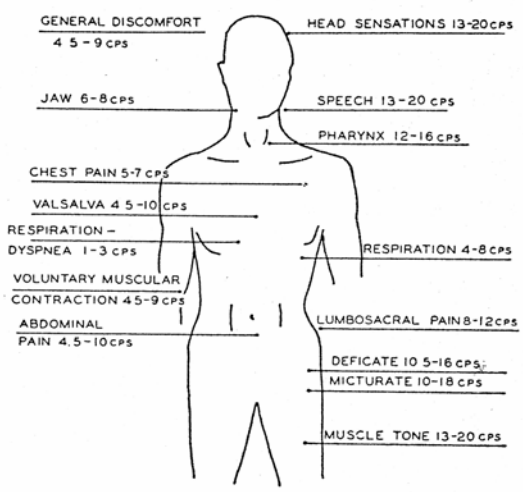


Figure 2 : Symptômes et zones de fréquence associées provoqués par des vibrations de basses fréquences 0-20 Hz. [MAG60].

I.3.2.3 Les réponses biologiques temporaires

Certaines fréquences et amplitudes de vibration agissent comme un stimulus sur certains organes récepteurs, et parfois directement sur le système nerveux. L'imposition de vibrations à l'organisme provoque ainsi l'apparition ou la modification de réflexes, et des modifications du fonctionnement métabolique et hormonal [WEI88] (assimilation

des nutriments, activité musculaire, grossesse). L'excitation des centres nerveux du cerveau peut aussi entraîner des réactions émotionnelles telles que la peur, l'angoisse, la dépression. Toujours dans l'étude citée précédemment [MAG60], l'anxiété fait partie des symptômes apparaissant lors de l'imposition de vibrations. Cette anxiété apparaît pour différentes raisons, dont la stimulation du système proprioceptif. Les auteurs notent que deux à quatre heures après la fin des expérimentations, les sujets font état d'un sentiment de peur, suivi, quelques heures après, d'une sorte de dépression indiquant une altération du métabolisme et des sécrétions hormonales pendant et après l'exposition.

I.3.3 Conclusion

Pour conclure cette partie, nous pouvons dire que des vibrations de basses fréquences, subies quotidiennement pendant des périodes longues, constituent un risque réel pour la santé. Des relations précises n'ont toutefois pas pu être établies entre la durée d'exposition à long terme, l'amplitude des vibrations subies, et les troubles récurrents observés. Il existe un décalage entre les effets mécaniques directs, qui affectent les tissus mous, notamment les viscères ; et les troubles observés à long terme, qui affectent plus particulièrement le système musculo-squelettique. Les mécanismes entraînant les dégénérescences observées à long terme sont mal connus, ce qui rend plus difficile encore la mise en place d'une protection efficace. Il semble que d'autres facteurs, tels que le bruit ou la position assise, jouent un rôle important dans l'apparition des troubles. La grande quantité d'études réalisées, et le peu de conclusions que l'on peut en tirer, doivent inciter les auteurs à une plus grande rigueur. Une analyse conjointe des effets macro et microscopiques à court et long termes de l'effet des vibrations sur l'organisme pourrait apporter des éléments de compréhension des phénomènes en cause. Cela nécessiterait un regroupement de compétences très vaste.

I.3.4 Les pathologies lombaires

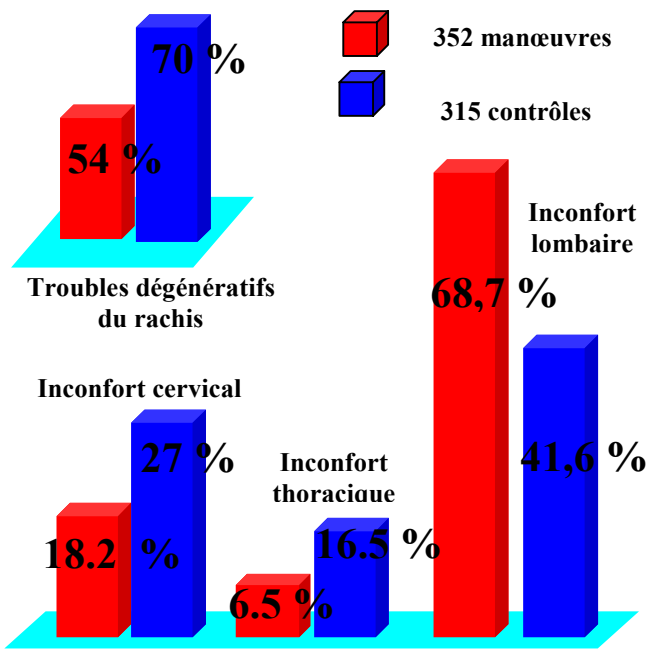


Figure 3 : Comparaison de l'inconfort ressenti aux différents niveaux vertébraux entre le groupe de manœuvres (soumis pendant au moins trois ans à des vibrations quotidiennes) et le groupe de contrôle. Données [ZER85].

Les auteurs ayant travaillé sur l'épidémiologie des "maladies vibratoires" s'accordent à dire que les syndromes prépondérants concernent le rachis lombaire pour des vibrations de basses fréquences (0-20 Hz). La littérature n'est pas actuellement en mesure d'établir une relation claire entre le niveau de vibration, la plage de fréquences, la durée d'exposition et les dégénérescences pathologiques observées. Cependant, il est globalement accepté qu'il existe un risque élevé d'apparition de troubles lombaires chez les populations soumises quotidiennement, et de façon prolongée, aux vibrations de basses fréquences [HUL87].

Des études épidémiologiques ont montré qu'il existe une relation significative entre l'exposition professionnelle aux vibrations transmises au corps entier, et l'apparition de lombalgies, de douleurs sciatiques, et de dégénérescences du rachis [BOV98]. Dupuis et Zerlett [DUP87] [ZER85], dans une étude reposant sur des questionnaires et un examen médical d'une population de 352 opérateurs de pelleteuses, relèvent que 68,7% d'entre eux se plaignent de douleurs lombaires (fig.3). Ils montrent que le risque de modifications pathologiques radiologiquement établies est plus élevé que pour le groupe contrôle, composé d'employés travaillant dans des conditions similaires mais non soumis aux vibrations. Le risque est aussi plus élevé que pour l'ensemble de la population (fig. 4). Boshuizen *et al.* [BOS90b] [BOS90a] ont étudié l'incidence des vibrations sur une population sur une période de 11 ans. La comparaison à un groupe de contrôle montre une incidence plus élevée chez le groupe étudié, de l'absentéisme lié à des dégénérescences discales (IDR=3.1) [2]. Schwarze et Notbohm [SCH98] relèvent une prévalence des dégénérescences discales chez les populations

[2] IDR Incidence density ratio : Rapport du pourcentage d'individus touchés par une pathologie dans le groupe étudié au pourcentage d'individus touchés par cette même pathologie dans le groupe de contrôle.

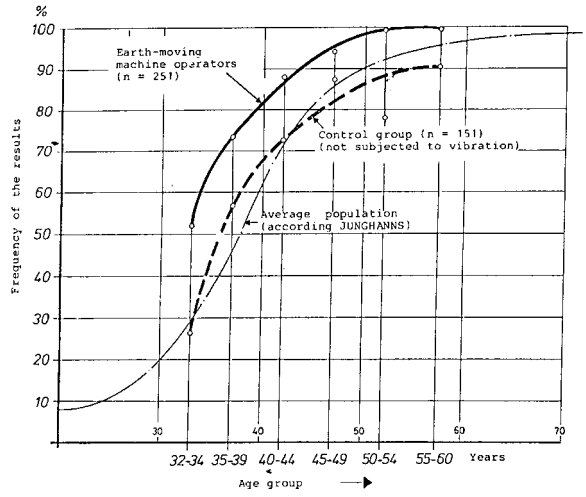


Figure 4: Pourcentage d'apparition de modifications pathologiques du rachis lombaire (radiologiquement établies) d'un groupe de 251 opérateurs ayant été soumis à plus de dix ans d'exposition aux vibrations, comparé à un groupe de contrôle non exposé et à l'ensemble.

soumises de façon quotidienne à des doses[3] vibratoires cumulées élevées par rapport aux populations soumises à des doses faibles.

Il n'est toutefois pas possible d'établir une relation directe suffisamment évidente qui permette de prédire les dégénérescences du rachis au vu de l'environnement vibratoire [SEI86b] [SEI93]. Cette dernière observation remet en cause les standards actuels, dont les limites établies ne permettent pas de protéger suffisamment les salariés soumis aux vibrations. Les catégories professionnelles citées sont toutes concernées, mais dans des proportions différentes, d'autres facteurs pouvant entrer en ligne de compte.

I.3.4.1 Les facteurs de risque

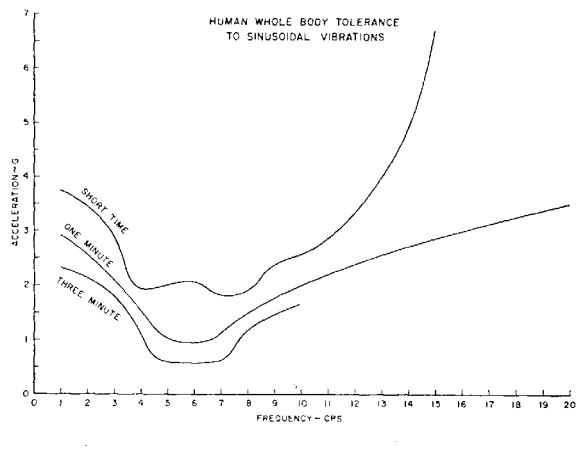


Figure 5: Tolérance aux vibrations pour différentes durées d'exposition. [MAG60].

La plupart des études épidémiologiques concluent à la difficulté d'établir une relation claire entre les vibrations et les troubles observés, du fait de la présence de nombreux autres facteurs pouvant générer ou aggraver les troubles. Les facteurs de risque pour le rachis lombaire sont liés à la nature des vibrations subies, à l'environnement, ou encore à des paramètres individuels.

La précocité de l'exposition constitue un risque important. Il a été démontré que les populations exposées jeunes aux vibrations, comme c'est souvent le cas chez les agriculteurs,

[3] Dose vibratoire cumulée Dz= $\sum_{i=1}^{n} a^2_{zw,i(8h)} \times d_i$ $a_{zw,i(8h)}$ accélération normalisée équivalente pour la période, d_i= nombre de jours d'exposition homogène

présentent un risque plus élevé de développement de pathologies lombaires. Pope [POP90b] établit ce risque en comparant des populations de tractoristes agricoles exposés jeunes aux vibrations, à des conducteurs de bus dont la carrière commence plus tardivement.

Khöl [KHÖ75] montre que, de façon significative (P<0.05), “les personnes qui ont commencé à conduire des tracteurs avant l’âge de 14 ans compris, souffrent plus fréquemment du dos que celles qui ont commencé plus tard”. Seidel et Heide [SEI86b], qui se basent sur trois études [KHÖ75] [ROS60] [CHR63], préconisent de ne pas exposer les adolescents aux vibrations avant que leur squelette ne soit totalement développé.

Des conditions particulières de travail peuvent également constituer un risque supplémentaire. Outre la position assise [BOS90b], qui modifie les courbures physiologiques du rachis et induit des contraintes élevées dans les disques, le bruit, les conditions climatiques [BON88a], les charges sur la colonne (rotations, levées de charges, inclinaisons latérales …) sont autant de facteurs de risques supplémentaires. Les phénomènes transitoires liés aux chocs sont aussi des facteurs aggravants. Enfin, les conditions psychologiques, telles que le stress et l’insatisfaction liée à l’activité professionnelle, jouent un rôle important dans l’apparition des troubles [BOV98].

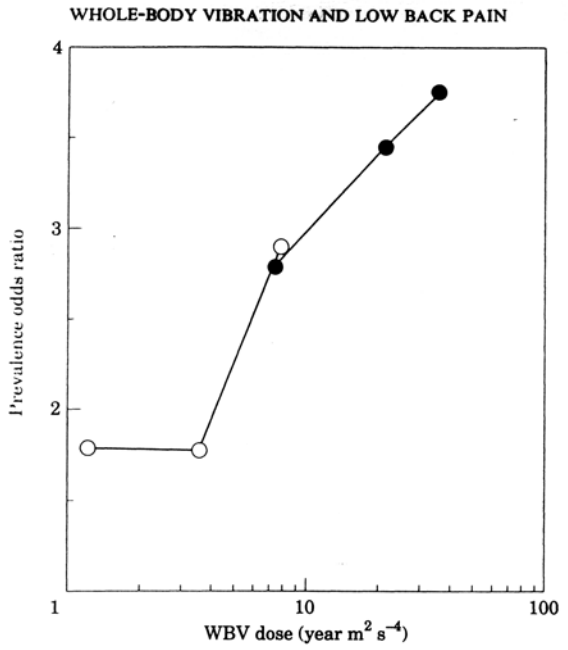


Figure 6: POR[4] de troubles lombaires chez les tractoristes en fonction de la dose vibratoire cumulée au cours de leur vie. [BOV98]. (*WBV dose : Whole Body Vibration Dose).*

○ **Travaux de Boshuizen et Al. [BOS90a].**

● **Travaux de Bovenzi et Betta. [BOV94].**

La durée d’exposition aux vibrations, leur intensité, ainsi que leur plage de fréquences, sont des paramètres essentiels par rapport au risque encouru.

Comme l’ont montré les travaux réalisés pour la mise en œuvre de la norme ISO 2631, la tolérance du corps humain aux vibrations à court et long termes est dépendante de l’intensité, de la durée d’exposition, et de la fréquence. Il est important de considérer à la fois la durée d’exposition journalière, et la durée totale d’exposition au cours de la vie, ces deux paramètres ayant une influence sur l’apparition des troubles du rachis. Ces différents paramètres indépendants sont pris en

[4] POR : prevalence odd ratio, rapport d’apparition du phénomène entre population étudiée et population normale.

compte dans le calcul d'une accélération ($a_{zw,i(8h)}$) équivalente au niveau d'énergie pondérée par rapport à la fréquence [ISO2631] correspondant à une exposition journalière de huit heures. La dose vibratoire cumulée proposée par Dupuis [DUP94] permet de prendre en compte la durée totale de l'exposition. Les travaux de Schwartz et *al*. [SCH98] ont montré que la fréquence d'apparition du diagnostic "syndrome lombaire", défini par Dupuis [DUP94], est directement liée à l'exposition, avec un taux de fréquence de 55,6% chez le groupe faiblement exposé (a_{zw}=0,4 ms^{-2}), 65 % chez le groupe moyennement exposé (a_{zw}=0,6 ms^{-2}), et 73,2 % chez le groupe fortement exposé (a_{zw}=0,8 ms^{-2}). La différence observée est encore plus élevée (resp. 39,4% ; 59% ; 72%) lorsque sont exclus les sujets ayant présenté des troubles lombaires dans leur première année d'exposition, et par-là même susceptibles de présenter des troubles antérieurs, sans lien avec les vibrations.

La plage de fréquences la plus dangereuse se situe entre 3 et 15 Hz pour des vibrations verticales. Les risques sont particulièrement augmentés aux résonances.

Les facteurs individuels jouent probablement un grand rôle, bien qu'il soit difficile de déterminer ceux qui influencent la réponse du corps humain aux vibrations. Les études réalisées sur le comportement et la tolérance du corps humain soumis aux vibrations font état de grandes variations interindividuelles, aussi bien au niveau des mesures physiques, que de la réponse subjective. Aucune corrélation entre le type morphologique et la sensibilité aux vibrations n'a pu être établie. Selon Raymond [RAY56], les types leptosomes sont plus sensibles, alors que d'autres auteurs supposent l'obésité comme facteur de risque [SEI86b]. Les paramètres morphologiques habituels, s'ils expliquent certaines différences (taille, poids, longueur des membres…), ne permettent pas de comprendre les grandes variabilités interindividuelles observées [PAD94]. Il n'est pas possible de prédire la réponse d'un sujet par la connaissance de son âge, de son poids et de sa taille [GRI78a]. Les paramètres influents concernent plus probablement les caractéristiques mécaniques des tissus (taux de graisse, souplesse…), ou encore, la surface de contact avec le siège et la répartition relative des masses. Il est suggéré par les mêmes auteurs que la position de la tête, les courbures lombaires, ou encore l'angle sacré, sont des paramètres importants. D'autres auteurs supposent que la rigidité de l'os spongieux intervient [KOR96] [DRE95].

I.3.4.2 Les pathologies en cause

Dans certains pays, les problèmes de dos des salariés soumis aux vibrations sont considérés comme maladies professionnelles, et indemnisés en tant que telles [DUP94]. En Allemagne, ils sont reconnus depuis le premier janvier 1993, sous le nom de "*maladie du rachis lombaire provenant de dégénérescences discales, comme conséquence de l'exposition à long terme aux vibrations (principalement verticales) en position assise , ayant entraîné l'interruption du travail, étant à l'origine ou pouvant être à l'origine, de la détérioration ou de la récurrence de la maladie*".

La nature des affections liées aux vibrations varie avec la gravité de l'exposition. Les lombalgies transitoires ou permanentes sont des phénomènes douloureux plus ou

moins intenses qui s'accompagnent parfois d'impotence fonctionnelle. Le retentissement psychique de ces maladies est connu, et rend difficile leur classification par des données objectives et quantifiées. Le manque de corrélation entre la douleur et les anomalies radiologiques constatées contribue souvent à négliger ces troubles. C'est lors de l'apparition de complications que ces maladies sont prises en compte. Les revues épidémiologiques consultées [BOV96] [BUR97] [FRY80] [HUL87] [SCH98] [SEI86b] [SEI93] [WIK94] [WIL96] font état des complications suivantes : hernies discales, sciatiques, cruralgies, apparition d'ostéophytes, spondilolysthésis, spondilarthrose, compression des plateaux vertébraux, destruction du disque.

La première étude qui considère la conduite comme un risque est réalisée au début des années 70 par Kelsey et *Al*. [KEL75]. Les auteurs concluent que les populations qui passent plus de la moitié de leur temps de travail à conduire présentent un risque de développer une hernie discale trois fois plus élevé que les populations ayant des occupations différentes. En Allemagne, la maladie professionnelle 2110 [DUP94] regroupe trois syndromes. Le syndrome local lombaire, qui se traduit par des lumbagos ou des gênes récurrentes aux niveaux lombaire et sacré, et une diffusion radiculaire de la douleur dans les muscles des cuisses. Le syndrome lombaire mono et poly radiculaire, qui se traduit par une radiation de la douleur dans une ou deux jambes par le nerf sciatique. Une irritation des racines nerveuses de L3 à S1 liée à la dégénérescence discale doit être établie. Le syndrome "*cauda equina*", qui est une forme particulière du syndrome poly-radiculaire, avec des symptômes tels qu'une absence de réflexe du tendon d'Achille, accompagnée d'insuffisances musculaires pouvant aller jusqu'à l'impotence. Cette classification ne prend en compte que les états avancés de la maladie, et par la même ne constitue qu'une protection partielle du travailleur. Les troubles neurologiques, comme les sciatiques et cruralgies qui peuvent entraîner la paralysie, sont des conséquences directes des affections du rachis, et constituent un stade avancé de la maladie.

Enfin, quelques études ont fait état de pourcentages élevés de scolioses (particulièrement lombaires) chez les populations exposées. Seidel et Heide [SEI86b] relèvent 24 études dans lesquelles des modifications pathologiques des courbures rachidiennes apparaissent avec une plus grande incidence chez les populations soumises aux vibrations en position assise. Huit études présentent des résultats significatifs. Les déformations dans le plan frontal, comme la perte de lordose lombaire, sont liées à la position assise ; alors que les déformations tridimensionnelles (scolioses) proviennent souvent de la conduite sur terrain accidenté, qui oblige le conducteur à des inflexions latérales. Les déficiences musculaires du tronc observées chez les conducteurs ont tendance à aggraver ces phénomènes.

I.3.4.3 Physiopathologie des troubles

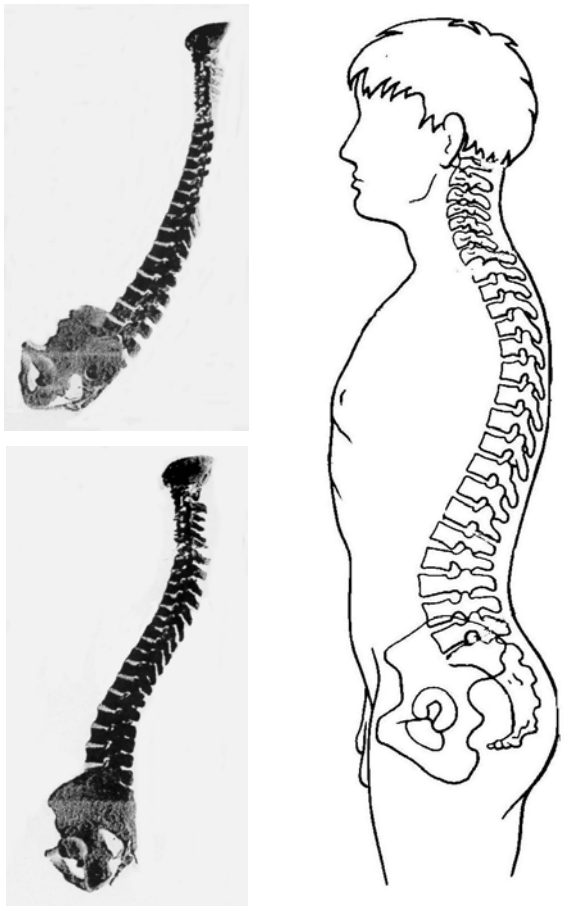


Figure 7: Courbures du rachis, en position debout [KAP96], assise sans appuis lombaire (en haut à gauche), avec appuis lombaire (en bas à gauche).

Pour expliquer les dégénérescences observées, il faut considérer l'aspect mécanique des phénomènes, ainsi que l'aspect biologique [SEI86b]. L'aspect mécanique du phénomène est d'abord conditionné par la position assise, qui impose des contraintes élevées dans les disques. Dans sa position naturelle (position debout), le rachis présente trois courbures dans le plan sagittal : la lordose lombaire, la cyphose dorsale, et la lordose cervicale (fig. 7). Le rachis lombaire, de par sa disposition, est la partie la plus sollicitée, car il supporte le poids du tronc. En position assise, les courbures sont modifiées, la lordose lombaire diminue ou se transforme en cyphose [AND79] [KEE53] [NAC64] [NAC70]. Des mesures *in vivo* ont montré que la pression intradiscale lombaire augmente de 35 % en position assise, traduisant une augmentation des efforts supportés par les tissus [AND74a] [AND74b].

L'exposition aux vibrations verticales en position assise sollicite les disques en traction/compression, ainsi qu'en cisaillement. Des études de la réponse électromyographique du muscle ont montré que l'imposition de vibrations de basses

fréquences en position assise modifie le comportement des muscles du tronc [SEI86a]. La fréquence et l'amplitude des contractions sont modifiées, traduisant la fatigue des tissus [POP98b]. La baisse du tonus musculaire des sujets exposés aux vibrations provoque des instabilités vertébrales qui vont accroître les charges supportées par le rachis, et induire ainsi des contraintes élevées dans les disques. Les contractions musculaires peuvent avoir, à certaines fréquences, un effet aggravant sur les charges supportées par le rachis. La désynchronisation des contractions par rapport au stimulus dépend de la précharge musculaire, et donc de la posture [ZIM93]. Lorsque les contractions se font en opposition de phase avec le stimulus, les efforts développés s'ajoutent à ceux du stimulus. Les muscles ne peuvent donc pas toujours constituer une protection efficace.

A ces contraintes mécaniques s'ajoutent des modifications des processus biochimiques [POP94] [WEI88], et une altération de l'apport sanguin. Pope *et al.* [POP94] [POP98b] ont trouvé un accroissement du facteur de Willebrand chez les sujets soumis aux vibrations, et suggèrent la possibilité de modifications vasculaires entraînant une baisse de nutrition des tissus environnant le rachis. La modification de la diffusion des liquides dans le disque intervertébral, provoquée par les charges dynamiques, modifie le métabolisme des tissus et conduit à une usure prématurée du disque.

Une seconde hypothèse, avancée par Sandover [SAN83], suggère que des ostéophytes apparaissent à la suite de microfractures des plateaux vertébraux et de l'os trabéculaire sous-jacent. La surface de nutrition du disque diminue, entraînant une accélération de la dégénérescence. Les expérimentations animales montrent que les vibrations ont une influence sur les caractéristiques mécaniques, et sur la minéralisation de l'os. Jankovich [JAN72] a constaté une augmentation de la rigidité et de la microdureté de l'os, ainsi qu'une certaine désorganisation de la minéralisation osseuse. Ces observations dénotent une possible fragilisation de l'os, et sont cohérentes avec l'hypothèse de Sandover. Les observations réalisées sur la minéralisation peuvent constituer une explication en ce qui concerne le danger que constitue la précocité de l'exposition. En effet, Jankovich observe un développement aléatoire au cours de la croissance de la minéralisation chez le rat soumis aux vibrations. L'absence de microstructure orientée qui en résulte, diminue les capacités de déformations élastiques de l'os, et le rendent plus vulnérable aux charges.

La combinaison de ces différents facteurs conduit aux troubles et aux dégénérescences permanentes observées dans la littérature. Le schéma ci-dessous illustre l'ensemble du mécanisme.

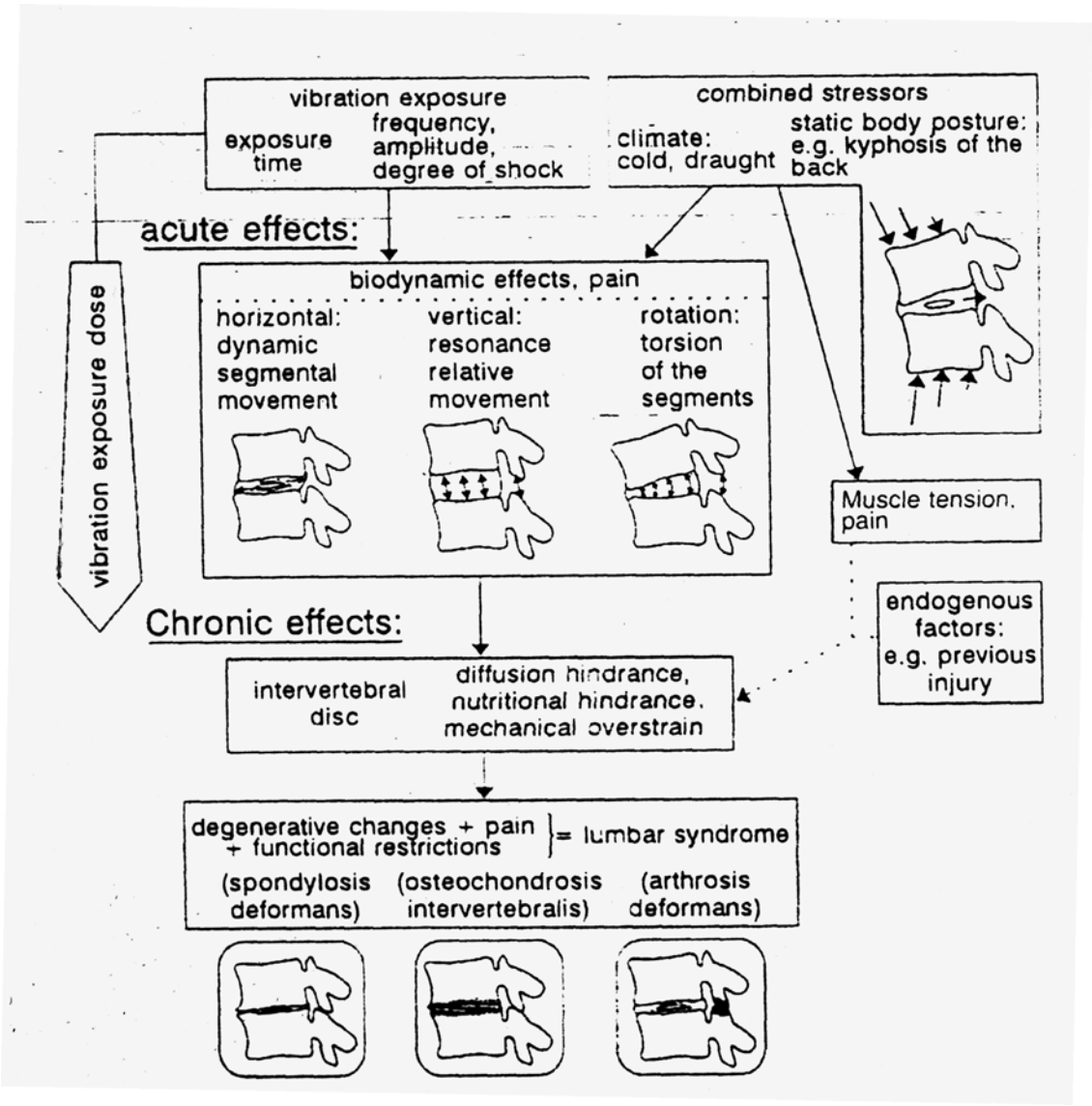


Figure 8 : Mécanisme d'apparition de syndromes lombaires liés aux vibrations. [DUP94].

I.4 Biodynamique de l'ensemble du corps et du rachis

Nous avons pu constater que la transmission fréquente et répétée de vibrations au corps humain peut être une source de dégradation physique. La fréquence, la zone d'application, l'amplitude, et la durée d'exposition de ces vibrations, conditionnent l'apparition de pathologies qui peuvent aller jusqu'à l'impotence. Les troubles observés pourraient être réduits par l'amélioration de la posture et de l'isolation aux vibrations environnantes. Pour protéger efficacement le corps humain, il est nécessaire de connaître son comportement mécanique lorsqu'il est soumis à des vibrations.

En ce qui concerne le domaine des transports ou de la conduite d'engins en général, de nombreux efforts ont été réalisés en matière d'ergonomie pour atténuer la transmission des vibrations, et pour établir des postures de confort [AND74a] [AND74b]. Aujourd'hui, les concepteurs prennent en compte les différences individuelles de morphologie, et de nombreuses possibilités de réglage apparaissent. Les sièges sont de plus en plus perfectionnés, mais ils ne constituent pas encore une protection efficace contre les vibrations.

Pour améliorer le confort et la sécurité vibratoire, il est nécessaire de prendre en compte la nature des vibrations, le comportement du siège, et enfin le comportement du corps humain. Le comportement vibratoire du système homme-siège est marqué par l'existence de phénomènes de résonances. Le siège est une structure en partie connue du point de vue de ses caractéristiques mécaniques et de son comportement vibratoire [GU96]. En revanche, le corps humain est une structure beaucoup plus complexe, dont le comportement vibratoire n'est pas parfaitement établi.

De nombreuses études ont été réalisées pour appréhender les phénomènes de résonance du corps humain. Si les auteurs s'accordent sur certains points, les résonances des organes internes et les modes propres associés n'ont pas encore fait l'objet d'un consensus global. La connaissance de ces phénomènes est imparfaite du fait de la difficulté de réaliser des mesures directes sur sujet vivant. Cependant, la littérature apporte beaucoup d'éléments de compréhension au travers des nombreuses et diverses études réalisées. Nous tâcherons ici de relever les différentes méthodologies utilisées, et de confronter les conclusions des principales études. Nous nous limiterons à l'étude du comportement du corps humain en position assise soumis à des vibrations verticales. La direction verticale est la direction principale de transmission des vibrations à l'organisme dans le domaine de la conduite de véhicules ou d'engins.

I.4.1 Moyens de mesure de la réponse du corps humain

I.4.1.1 Mesures physiques

I.4.1.1.1 Grandeurs calculées

Pour caractériser le comportement dynamique d'une structure, plusieurs grandeurs complexes peuvent être utilisées.

La transmissibilité est le rapport de deux grandeurs homogènes (rapport de déplacements, vitesses ou accélérations) mesurées simultanément en deux points différents d'une structure. Elle permet de déterminer les phénomènes de résonance se produisant entre ces deux points. C'est une grandeur complexe caractérisée par une amplitude et une phase. La transmissibilité permet l'étude du comportement de segments de faible masse éloignés de la zone d'application du stimulus.

L'impédance mécanique est le rapport entre un effort et une vitesse. Ces grandeurs pouvant être mesurées en des points et directions différentes (impédances de transfert), ou au même point et dans la même direction. L'impédance permet de déterminer le comportement global d'une structure.

La masse apparente est le rapport entre l'effort transmis et l'accélération, ces deux grandeurs étant mesurées à l'interface de la plate-forme vibrante et du système étudié. L'accélération et l'effort sont mesurés au même point simultanément. C'est également une grandeur complexe qui permet de modéliser le comportement global d'une structure, mais qui ne permet pas de détecter les résonances de segments de faible masse éloignés du point de mesure.

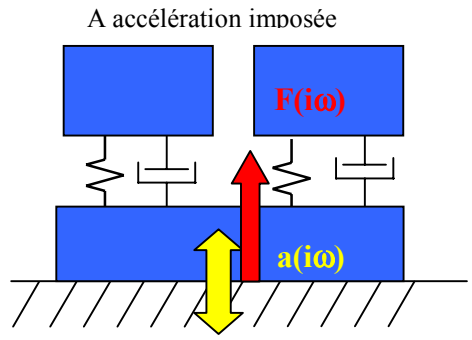


Figure 9 : Masse apparente

La masse apparente, l'impédance mécanique, et la transmissibilité entre le stimulus et la tête ou le thorax, sont les grandeurs les plus souvent utilisées pour caractériser le comportement global du corps humain en position assise.

I.4.1.1.2 Mesures *in vivo*

Parmi les mesures réalisées *in vivo*, il faut différencier les mesures externes des mesures internes. Les mesures externes permettent de déterminer le comportement vibratoire des grandes masses corporelles, et ainsi de déterminer les fréquences de résonances globales du corps humain.

Les premières mesures réalisées pour connaître le comportement du tronc ont été faites en disposant des accéléromètres au niveau du thorax et de la tête. Les capteurs sont directement fixés sur la peau, ou par l'intermédiaire de dispositifs permettant de solidariser l'accéléromètre au sujet.

Les premières mesures de l'accélération de la tête ont été faites à l'aide d'un casque sur lequel un accéléromètre est rigidement fixé [WIL82] [WIL85].

Les principaux inconvénients de ce dispositif sont la position et le nombre de capteurs utilisés. En effet, la mesure de translation dans une direction donnée dépend de la position du point de mesure, du fait que l'on est rarement en présence d'une translation pure, mais que des rotations interviennent également [GRI75] [MES89] [MOS81] [PAD88a] [PAD88b] [PAD92] [PAD94a] [SAN75].

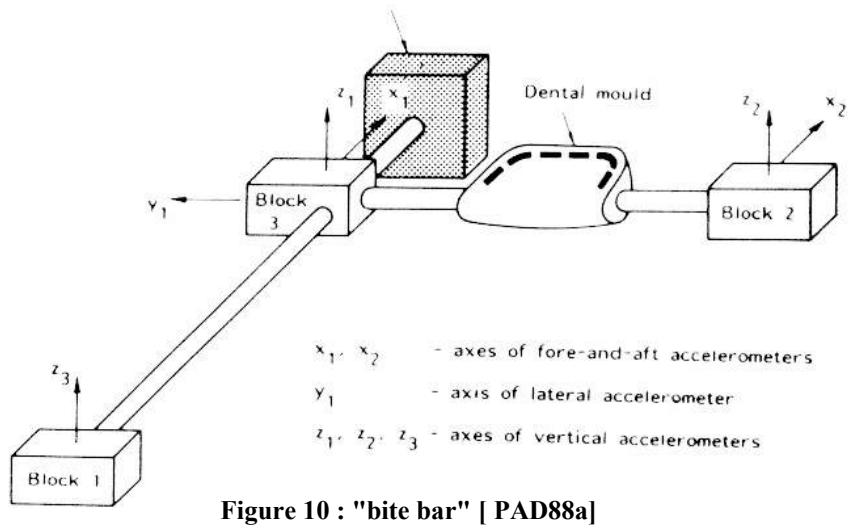


Figure 10 : "bite bar" [PAD88a]

Pour s'affranchir des erreurs engendrées, il est nécessaire de décomposer le mouvement du solide suivant les trois axes de l'espace, en trois rotations et trois translations, afin d'obtenir des résultats complets. La connaissance des paramètres de cette décomposition permet de déterminer l'accélération de chaque point du solide dans chaque direction de l'espace. L'utilisation d'un unique accéléromètre ne permet pas de déterminer les translations et rotations d'un solide dans un plan. Le mouvement de la tête est particulièrement affecté par les rotations autour des trois axes de l'espace [PAD92] [SAN75]. Pour cette raison, Lawther et Griffin [LAW80] ont développé une méthode de mesure utilisant six accéléromètres linéaires, disposés de telle sorte que l'on puisse calculer les six composantes de l'accélération dans l'espace, 3 rotations, 3 translations. Cette méthode sera utilisée par Paddan et Griffin [PAD88a] pour mesurer les mouvements de la tête. Un dispositif sur lequel sont fixés les accéléromètres est mis en place au niveau de la bouche par l'intermédiaire d'une partie en plastique serrée entre

les dents du sujet, d'où son nom de "bite bar" (fig. 10). La masse et le grip de l'instrumentation sont optimisés pour ne pas influer sur la mesure.

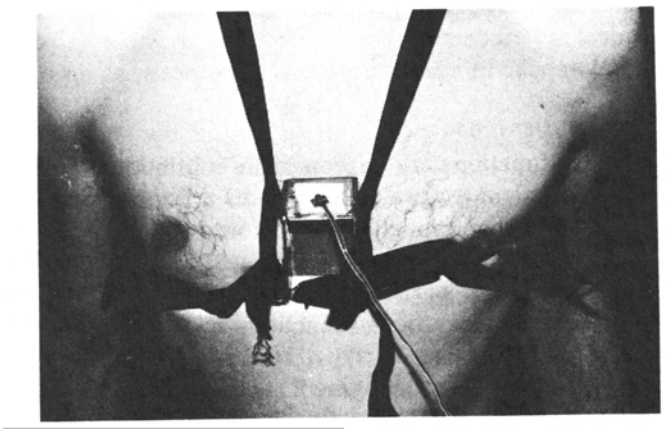


Figure 11: Fixation de l'accéléromètre sur le thorax. [DON83].

Les mesures d'accélération du thorax sont en général faites par l'intermédiaire d'un baudrier qui permet de solidariser l'accéléromètre au sternum (fig. 11). Des dispositifs permettant l'orientation de l'axe sensible de l'accéléromètre sont maintenus par le baudrier [DON83].

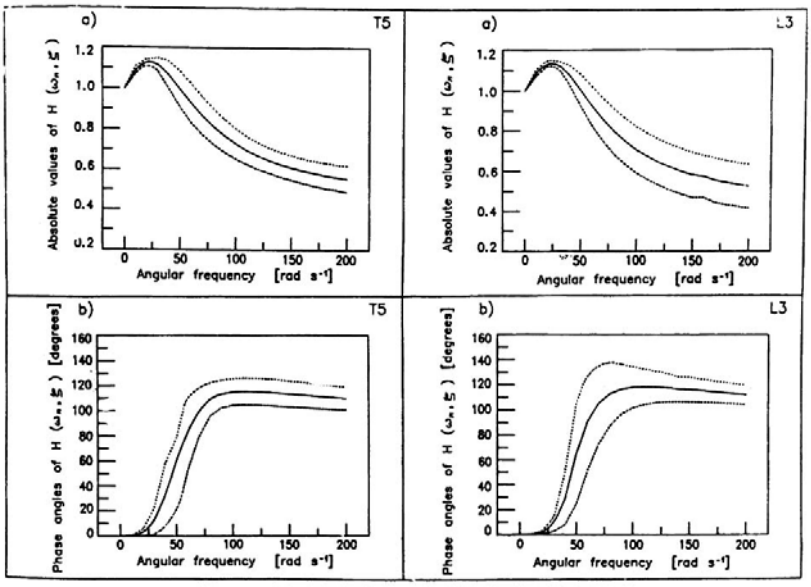


Figure 12 : Fonction de transfert de la rotation suivant l'axe médio latéral entre la peau et l'os sous-acent pour les vertèbres L3 et T5. Le calcul de la transmissibilité est basé sur le modèle de Franke [FRA51]. [HIN88b].

Si les mesures externes permettent de connaître le comportement des grandes masses corporelles, leur pertinence est remise en cause pour l'étude de sous-ensembles. En effet, il a été démontré qu'il existe un mouvement relatif non négligeable entre la

peau, et les organes sous-jacents [POP90b]. Ce mouvement relatif étant d'autant plus important que la masse du capteur est élevée. Certains auteurs [HIN88b] [KIT95] se sont affranchis de ce biais en calculant la fonction de transfert entre la peau et l'os (fig. 12). Une meilleure information passe par la mesure interne en utilisant des méthodes invasives.

Il n'est pas concevable en France à l'heure actuelle de réaliser de telles mesures, la loi Hurrier fixant les bornes de l'expérimentation sur sujet vivant au bénéfice direct du patient. Cependant, des mesures directes de l'accélération des vertèbres ont été faites par la fixation d'accéléromètres sur l'os, par l'intermédiaire de vis implantées dans les apophyses épineuses. Le dispositif (K-Kirschner-wire ; fig. 13 et 14) est mis en place à travers la peau, sous anesthésie locale. Krause [KRA63], Lange et Coermann [LAN65],

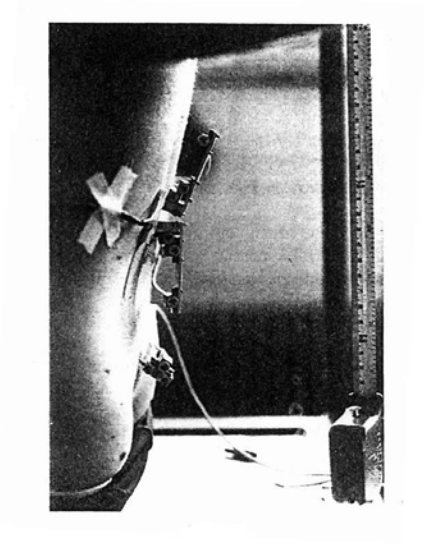


Figure 13 : Dispositif de mesure in vivo de l'accélération des vertèbres. L'accéléromètre est directement implanté dans l'apophyse épineuse.[PAN86].

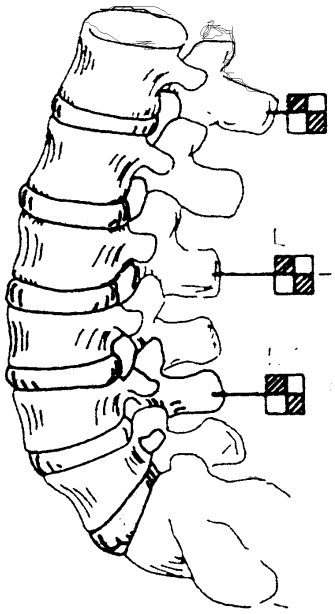


Figure 14 : Dispositif implanté dans les apophyses épineuses [DUP89] [DUP94].

Christ et Dupuis [CHR66], utilisent les premiers cette méthode invasive pour mesurer la transmissibilité des vertèbres. Par la suite, de nombreux auteurs utiliseront ce système de mesure qui permet de déterminer directement l'accélération des points saillants du squelette [POP90a] [PAN86] [MAG93]. Les résultats obtenus par des mesures invasives sont toutefois limités, car ils ne peuvent s'appliquer qu'à un nombre restreint de sujets, interdisant ainsi toute analyse statistique. D'autre part, les mesures ne peuvent être effectuées que sur des points saillants du squelette, ce qui rend difficile, voire impossible, l'analyse du mouvement.

Pour pallier ces limitations, des expérimentations animales ont été réalisées. L'utilisation de petits animaux de laboratoire est d'un intérêt assez limité pour l'étude

de la transmission des vibrations chez l'homme. Le primate, dont la morphologie est relativement proche de l'humain a beaucoup été utilisé pour comprendre les phénomènes mis en cause dans la transmission des vibrations. Des modèles de primates ont été développés [BEL78a] [SMI94b]. Le primate a surtout été utilisé pour étudier la transmission des vibrations le long du rachis. L'expérimentation animale permet de disposer des accéléromètres sur des segments anatomiques non accessibles par des voies externes. Elle permet également l'application d'accélérations plus élevées. Plusieurs auteurs ont tenté de compléter la compréhension des phénomènes grâce à l'expérimentation animale [QUA81] [QUA82] [SMI92].

I.4.1.1.3 Mesures *in vitro*

Une alternative aux risques et aux difficultés légales liées aux méthodes invasives est l'expérimentation *in vitro*, sur cadavres ou sur pièces anatomiques isolées.

L'expérimentation sur pièces anatomiques isolées est beaucoup utilisée pour l'étude du comportement du rachis, aussi bien en statique qu'en dynamique. Elle a permis la compréhension et la quantification de la cinématique articulaire vertébrale. Kasra et Al. [KAS92] ont étudié le comportement dynamique d'unités intervertébrales thoraciques et lombaires sur la plage de fréquences 0-50Hz. Ce type d'investigation permet de déterminer le comportement de la structure isolée. Ce comportement est très différent de celui de la structure *in situ*, mais apporte des informations complémentaires. Ces études posent de nombreux problèmes techniques. En effet, le segment isolé se dessèche au cours de l'essai et doit être précontraint pour simuler le poids du tronc. De plus, l'influence des tissus sous-jacents et l'inertie du reste du corps ne peuvent être prises en compte.

L'alternative est l'utilisation de cadavres entiers non embaumés. D'abord utilisée pour l'étude de la transmission des chocs, cette méthode sera ensuite utilisée par Guillon [GUI92] pour déterminer le comportement dynamique du disque. El Khatib [ELK98a] [ELK98b] réalisera par la suite une étude très complète du comportement dynamique du rachis lombaire dans différentes postures sur sept cadavres. Des accéléromètres implantés à l'avant des corps vertébraux des cinq vertèbres lombaires, et des capteurs de pression dans les disques intervertébraux, permettent d'obtenir des informations inaccessibles jusqu'alors.

I.4.1.2 *Mesures subjectives*

La mesure subjective est utilisée pour appréhender l'influence des vibrations sur l'organisme [MAG60]. Elle vient en complément des mesures physiques, et permet -- entre autres -- d'étudier le comportement des organes qui ne sont pas accessibles par la mesure directe. Les différentes sensations ressenties et enregistrées juste après l'exposition apportent des indications importantes sur les fréquences de résonance des organes internes. Les sensations recueillies après un certain laps de temps donnent des indications sur les effets d'ordre chimique et biologique. Griffin [GRI78a] a montré qu'il existe une corrélation entre la réponse subjective et la transmissibilité du sujet,

pour des vibrations imposées à 4 et 16 Hz. L'inconvénient majeur de cette méthode d'investigation est son caractère subjectif. De plus, elle se heurte à des problèmes de qualification des sensations et de sémantique, qui rendent l'interprétation difficile.

I.4.2 Les phénomènes de résonance

Toute structure possède des fréquences propres associées à des modes propres de résonance. Le corps humain est une structure complexe qui possède des fréquences de résonances globales correspondant aux grandes masses corporelles, et des fréquences de résonances locales correspondant à des sous-ensembles de moindre masse. Dans ce travail, nous nous intéressons à la transmission des vibrations verticales en position assise, mais des indications seront données sur les positions debout et couchée, dans la mesure où elles aident à comprendre les phénomènes mis en cause.

I.4.2.1 Les résonances principales

De très nombreuses études ont été réalisées sur le comportement vibratoire global du corps humain soumis à des vibrations verticales en position assise. La majorité des auteurs s'accorde sur deux fréquences de résonances principales entre 0 et 20 Hz, la première se situant entre 4 et 6 Hz, la seconde entre 8 et 12 Hz, suivant les auteurs, les sujets, et les méthodes de mesures utilisées (tableau 4, pages 42-48). Les modes propres associés à ces résonances ne sont pas parfaitement connus. Certains auteurs ont formulé des hypothèses, mais aucune n'a fait l'objet d'un consensus. Un point est en revanche établi : les mouvements du corps associés à ces deux modes propres se produisent dans le plan sagittal, et mettent en jeu le rachis, le bassin, la tête, le thorax, les viscères abdominaux, et les tissus mous fessiers.

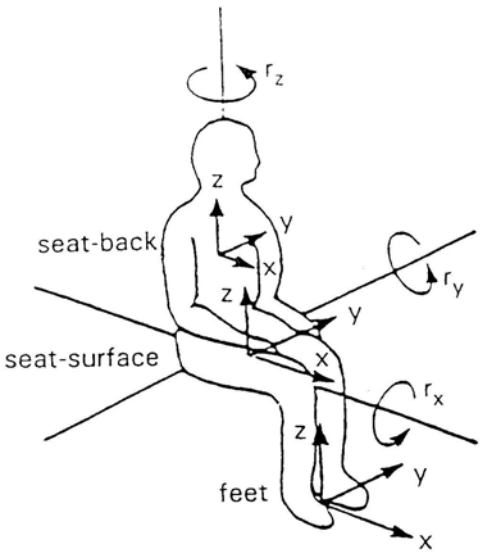


Figure 15: Repère utilisé. [ISO2631].

La première fréquence de résonance principale située entre 4 et 6 Hz apparaît pour différentes réponses mesurées. L'impédance, la masse apparente (fig. 16), la transmissibilité siège/tête, la transmissibilité siège/thorax, la transmissibilité siège/rachis et la pression abdominale, présentent une résonance aux alentours de 5 Hz. Cela montre qu'elle correspond à un mouvement global du tronc et que peu de déformations interviennent entre le bassin et la tête.

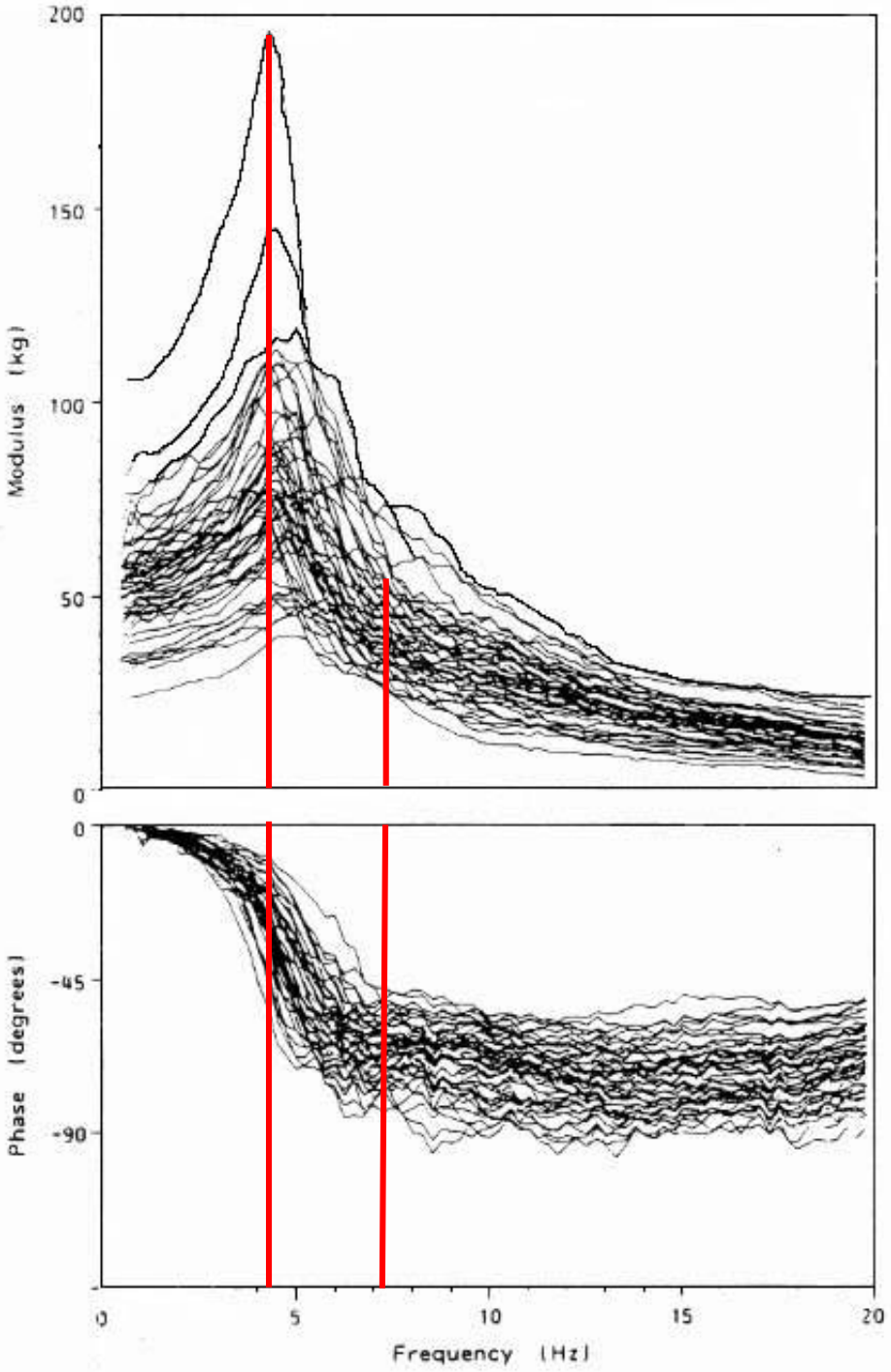


Fig. 7. Apparent masses of 60 people.

Figure 16: Amplitude et phase de la masse apparente de 60 sujets. On voit clairement la première résonance vers 5 Hz et pour certains sujets la seconde vers 8 Hz [FAI89].

La seconde résonance est moins claire que la première. Elle apparaît, suivant les auteurs et les individus, entre 8 et 12 Hz. Cette seconde résonance est beaucoup moins marquée que la première, et elle se caractérise par une grande variabilité d'amplitude et de fréquence. Les mouvements du corps mis en jeu dans ces premiers modes ont fait l'objet de différentes hypothèses.

Le premier mode propre est dominé par un mouvement d'ensemble du tronc causé par la déformation en compression et en cisaillement des tissus mous fessiers [HAG85] [HIN88a] [KIT97] [KIT98] [MAT98] [POP90a]. L'avis des auteurs diffère sur la nature exacte du mouvement du tronc et sur les déformations de l'ensemble bassin/rachis. Des mouvements de flexion du rachis ont été observés à la première résonance [HIN88a], ces déformations se produisent à des niveaux vertébraux différents suivant les auteurs. Sandover et Dupuis [SAN87], en observant les mouvements verticaux et antéro-postérieurs du rachis, ont suggéré que la résonance principale est liée à une flexion du rachis lombaire sous l'influence de la rotation du bassin dans le plan sagittal. Kitazaki et Griffin [KIT98] montrent que le mouvement d'ensemble s'accompagne d'un mouvement de flexion-extension du rachis cervical et thoracique supérieur. Matsumoto et Griffin [MAT98] concluent que le premier mode est dominé par une flexion du rachis lombaire, et du rachis thoracique inférieur. L'analyse des transmissibilités du bassin montre que la rotation du bassin n'est pas maximum à la première résonance. En effet, la transmissibilité du bassin en rotation ne présente pas de pic à la première résonance principale [MAN97b]. Le premier mode est donc un mouvement d'ensemble du tronc provoqué par les déformations des tissus mous fessiers. Le mouvement du tronc résulte d'un couplage entre une translation verticale, et un mouvement de balancier provoqué par le déplacement vertical et antéro-postérieur du bassin [KIT97]. Ce mouvement s'accompagne de déformations en flexion-extension du rachis, les zones charnières n'étant pas parfaitement identifiées. Un mouvement vertical des viscères participe aussi à ce mode [KIT98].

Le second mode est dominé par un mouvement de rotation du bassin, et une flexion de la charnière lombo-sacrée [KIT97] [KIT98] [MAN97b] [POP90a]. Ce mode vertébral s'accompagne de mouvements verticaux des masses abdominales [KIT98].

L'analyse modale expérimentale réalisée par Kitazaki et Griffin [KIT98] montre qu'un découplage du mode principal apparaît lorsque le sujet est légèrement courbé vers l'avant. Il apparaît un mode de l'ensemble du tronc à 4 Hz, et un mode de flexion du rachis accompagné d'un mouvement vertical des viscères à 4,9 Hz. Les auteurs ont observé, pour différentes postures, des modes très proches autour de la première résonance de la masse apparente. Il est possible que plusieurs modes propres participent à cette première résonance, et que, suivant la répartition des masses par rapport au rachis, leur contribution soit plus ou moins dominante, donnant suivant les cas un mouvement global du tronc ou un mouvement de flexion du rachis, ou encore un couplage entre ces deux solutions. Matsumoto et Griffin [MAT98] suggèrent que plusieurs modes propres contribuent à la première résonance, et que ce couplage est dû

à l'amortissement élevé des tissus. Cette dernière observation pourrait expliquer les divergences observées *a priori* entre les auteurs. Cette hypothèse reste cependant à vérifier.

Le schéma suivant récapitule les différents mouvements observés par les auteurs aux résonances principales

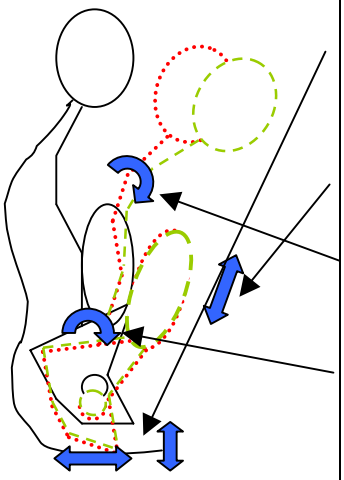
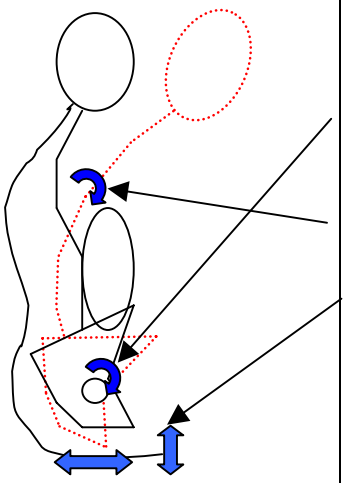
4-6 Hz		• Mouvement global de l'ensemble bassin/ rachis/ thorax/ tête avec compression et cisaillement des tissus mous. • Mouvement vertical de viscères • Flexion du rachis cervical et thoracique supérieur • Flexion du rachis lombaire
8-12 Hz		• Rotation du bassin, flexion du rachis. Lombaire. • Flexion du rachis. • Compression cisaillement des tissus mous.

Tableau 3 : Déformations associées aux modes propres.

I.4.2.2 Les résonances locales

Les résonances locales participent aux phénomènes de résonances globales. Leur connaissance est essentielle à la compréhension des mécanismes de déplacement qui se produisent. Nous avons vu que les résonances principales du corps humain soumis aux vibrations verticales se produisent essentiellement dans le plan sagittal, et sont causées par les mouvements relatifs de différents organes, et principalement l'ensemble bassin rachis tête. Les viscères abdominaux ont un rôle important. Nous avons vu que la première fréquence de résonance de l'être humain en position assise se situe aux alentours de 5 Hz. Cette résonance apparaît pour la masse apparente, mais aussi pour la

transmissibilité assise/tête et assise/thorax, suggérant un mouvement d'ensemble de ces entités.

L'utilisation de méthodes invasives par de nombreux auteurs a permis de mesurer la transmissibilité par rapport à l'assise de différentes vertèbres *in vivo*. Les écarts de résultats des études publiées confirment l'incertitude de la localisation des mouvements de flexion du rachis à la première résonance.

Les résultats de Panjabi et *al.* [PAN86] montrent que la fréquence de résonance des vertèbres L3 et L4 est de 4,4 Hz. Pope et *al.* [POP97] ont mis en avant deux fréquences de résonance pour la transmissibilité de la vertèbre L3 : la première à 4,3 Hz, la seconde à 6,4 Hz. Les résultats des expérimentations sur cadavre d'El-Khatib [ELK98a] [ELK98b] montrent une première résonance à 6,3 Hz, et une seconde à 13,6 Hz. Le niveau vertébral lombaire n'affecte pas la transmissibilité des vibrations. La fréquence de résonance et l'amplitude à la résonance sont identiques pour chaque niveau lombaire, suggérant que les cinq lombaires ont un mouvement rigide à la résonance [ELK98a] [ELK98b] [PAN86]. Ce résultat montre qu'il n'y a pas d'amplification, ni d'atténuation, des vibrations aux résonances principales le long du rachis lombaire.

Les études *in vitro* sur unités vertébrales isolées révèlent que la résonance de la vertèbre supérieure par rapport à la vertèbre inférieure se situe aux alentours de 20Hz suivant la précharge appliquée [KAS92]. Ce résultat confirme ceux d'El-Khatib, et indique qu'il n'y a pas, ou peu, de mouvements relatifs des vertèbres lombaires à la résonance principale.

A l'opposé de ces résultats, certains auteurs ont rapporté des mouvements relatifs des vertèbres à la première résonance. Christ et Dupuis [CHR66], puis Sandover et Dupuis [SAN87], ont étudié les mouvements relatifs des lombaires à l'aide d'une technique radiographique, et rapportent des rotations d'un degré à 4 Hz. Pope et *al*. [POP91] ont étudié les mouvements relatifs à la résonance dans le plan sagittal de deux vertèbres lombaires adjacentes en utilisant des extensomètres. Leurs résultats font apparaître des variabilités interindividuelles importantes, et des mouvements couplés de très faible amplitude (rotations de l'ordre du dixième de degré, compression variant du dixième de millimètre au millimètre, cisaillement de l'ordre du dixième millimètre). Hinz et Al. [HIN88b] ont mesuré la transmissibilité à 4,5 Hz et 8 Hz de toutes les vertèbres, par l'intermédiaire d'accéléromètres collés sur la peau. Après correction des mesures pour affranchir les résultats des mouvements entre la peau et l'os, les auteurs montrent que les zones charnières du rachis, C7/T1, T12/L1, L5/S1, sont soumises à des accélérations plus élevées (fig. 17).

Panjabi et Al. [PAN86] ont montré que la fréquence de résonance et l'amplitude de transmissibilité du sacrum sont plus élevées que celles des vertèbres L1 et L3, qui présentent des transmissibilités identiques. Ce résultat indique qu'un mouvement relatif existe entre le bassin et le rachis lombaire au moment de la première résonance. La

rotation du bassin dans le plan sagittal présente une résonance entre 10 et 18 Hz suivant les sujets étudiés [MAN97b].

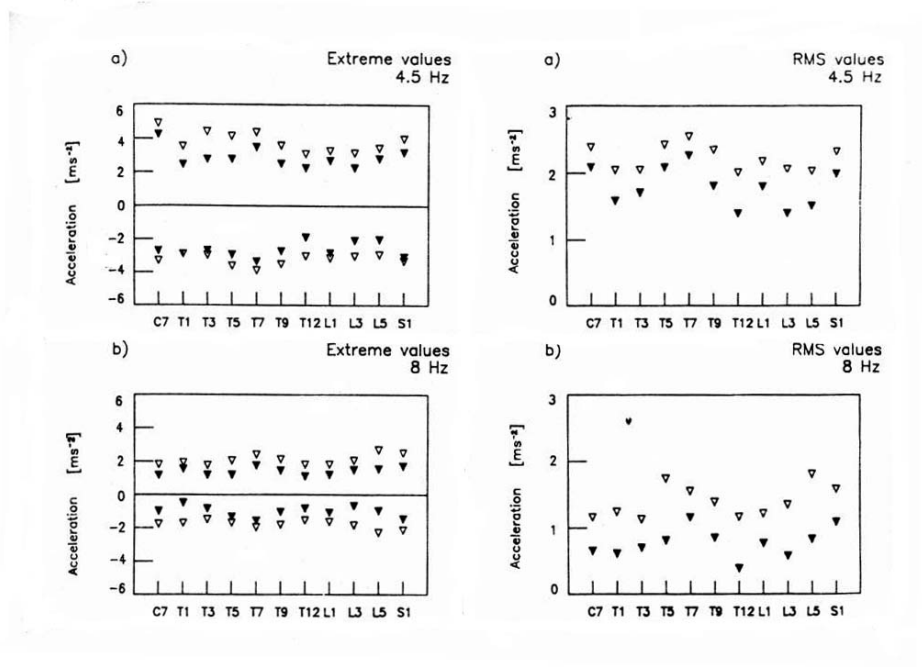


Figure 17 : Accélération des vertèbres C7 à S1. a) Accélération imposée à 4,5Hz. b) Accélération imposée à 8Hz.[HIN88b].

L'ensemble viscères-abdominaux-thorax est un système important dans le comportement du corps humain soumis aux vibrations. En 1960, Coerman et Al. [COE60] ont étudié le comportement vibratoire des masses abdominales et thoraciques. Ils ont mesuré les déplacements de l'abdomen, les oscillations de l'air expiré, et l'expansion thoracique. Ces mesures ont été réalisées sur un homme couché soumis à des vibrations longitudinales. Cette situation est équivalente à celle d'un homme debout en apesanteur. Les trois grandeurs mesurées font apparaître un phénomène de résonance aux alentours de 3 Hz (fig. 18).

Ce résultat montre que, comme la tête, le thorax, le rachis, et les masses abdominales participent à la première résonance. En effet, une résonance à 3Hz sous gravité nulle correspond à une résonance à 4,5 Hz sous gravité normale (voir non-linéarité). De plus, les comportements vibratoires du corps humain en position debout et assise ne sont différents que si les membres ont un comportement actif, ce qui n'est pas le cas ici. Vogt et Al. [VOG78] ont réalisé les mêmes mesures sur sujet allongé. Leurs résultats mettent en évidence deux phénomènes de résonance pour la cage thoracique et l'abdomen, le premier à 6 Hz et le second à 11 Hz pour la cage thoracique et à 10 Hz pour l'abdomen. Ces résultats diffèrent sensiblement de ceux trouvés par Coerman [COE60]. Ces différences peuvent être liées au protocole expérimental. Dupuis [DUP89] a étudié la transmissibilité de l'estomac par une méthode radiologique. Ses

résultats font apparaître une résonance à 4,5 Hz. Il relève une grande disparité interindividuelle quant à l'amplitude à la résonance, attribuée à la musculature des sujets.

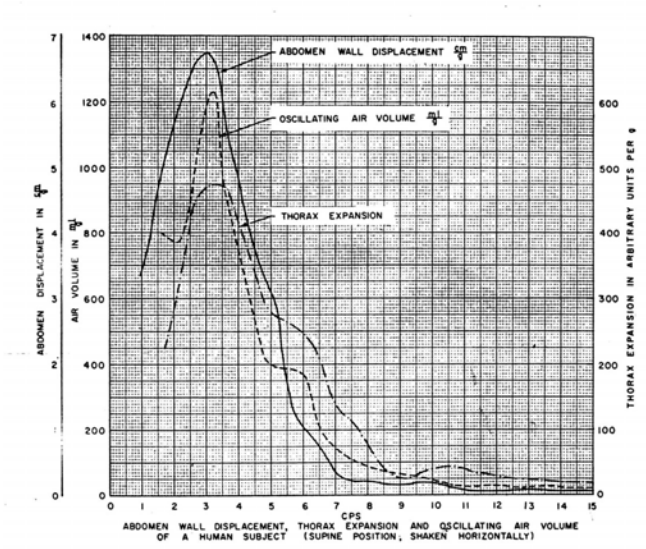


Figure 18 : Réponse de l'ensemble thorax abdomen d'un sujet couché sur le dos soumis à des vibrations longitudinales. Le déplacement du mur abdominal, les oscillation de l'air, et l'expansion du thorax sont représentés. [COE60].

I.4.3 Les multiples non-linéarités

I.4.3.1 Non-linéarité par rapport à l'amplitude et à la fréquence du stimulus

La non-linéarité du corps humain par rapport à la fréquence du stimulus est directement liée au comportement vibratoire de celui-ci, et à l'existence de phénomènes de résonance. Le corps humain en position assise se comporte comme une masse pure jusqu'à 2 Hz, puis des phénomènes de résonance apparaissent. Le plus important se situe aux alentours de 5 Hz. Au delà de 50 Hz, le corps humain amortit fortement les vibrations qu'il reçoit. La figure 19 illustre bien la double non-linéarité de la transmissibilité siège-tête par rapport à la plage de fréquences d'une part ; et à l'amplitude du stimulus, d'autre part [GRI75]. La non-linéarité est plus évidente pour les basses fréquences. Ceci est dû, comme nous allons le voir plus loin, à la dépendance entre la fréquence de résonance et l'amplitude du stimulus qui fait apparaître des fluctuations importantes jusqu'à 35 Hz.

Bien que la norme actuelle [ISO5982] [ISO7962] stipule que le corps humain a un comportement non linéaire, il est considéré que dans des conditions normales de gravité et d'accélération, le corps humain peut être assimilé à un système linéaire. De

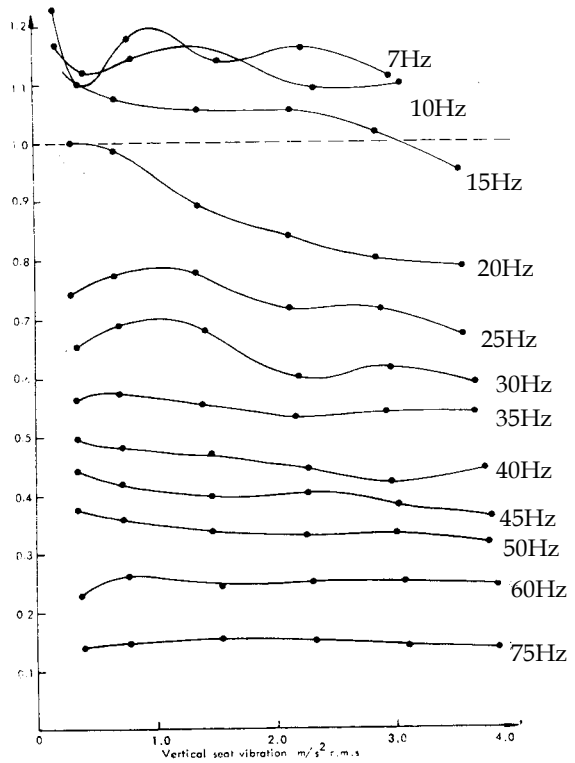


Figure 19 : Amplitude de transmissibilité moyenne de 12 sujets en fonction de l'amplitude du stimulus dans une posture qui maximise les vibrations transmises.[GRI75]

nombreuses études basées sur des mesures différentes vont à l'encontre de ces affirmations.

Hinz et Seidel [HIN87] utilisent la masse apparente et différentes transmissibilités pour évaluer le caractère non linéaire du comportement humain sur la plage de fréquence 2-12 Hz, pour des accélérations de 1,5 et 3 ms^{-2} RMS. Les auteurs concluent que le corps humain est une structure fortement non linéaire, même pour des niveaux d'accélération relativement faibles.

En effet, la fréquence de résonance diminue lorsque l'on augmente l'accélération, passant de 4,5 Hz à 4 Hz pour des amplitudes d'accélérations respectives de 1,5 et 3 ms^{-2} RMS. De plus, le signal temporel de sortie dévie très clairement du sinus imposé à l'entrée du système, indiquant un comportement non linéaire de celui-ci. Ce phénomène avait été mis en évidence par Wittmann et Phillips, en 1969 [WIT69], par la mesure de l'effort transmis au sujet qui en dehors de certains cas de fréquence et d'amplitude est très éloigné du sinus d'entrée (fig. 20).

Fairley et Griffin [FAI89] ont aussi constaté une diminution de la fréquence de résonance de 6 à 4 Hz liée à l'augmentation du stimulus de 0,25 à 2 ms^{-2} RMS. Les auteurs concluent à une diminution de la rigidité liée à des mouvements plus importants. Smith [SMI94a] montrera un peu plus tard que l'augmentation du stimulus provoque un déplacement de la première fréquence de

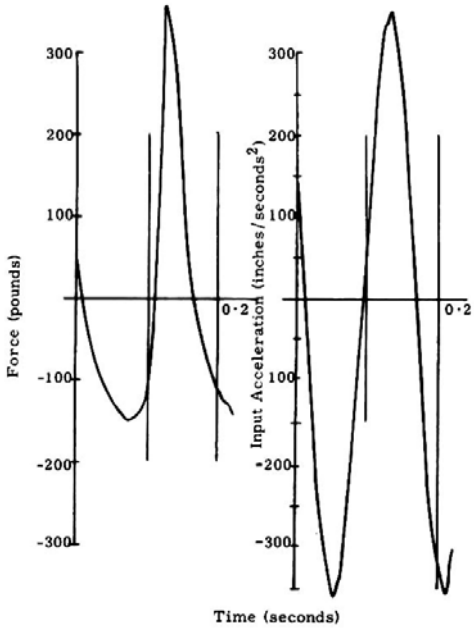


Figure 20 : Effort transmis à l'interface sujet/assise. A droite l'accélération d'entrée 0.9g 3Hz. A gauche l'effort mesuré à l'interface. [WIT69].

résonance vers la gauche, avec pour des accélérations de 0,347 ms^{-2} , 0,694 ms^{-2} ; 1,734 ms^{-2} , des fréquences de résonance respectives de 6,8, 5,9, et 5,2 Hz. L'auteur rapporte quatre zones de résonances : la première entre 5 et 7 Hz, la seconde entre 7 et 9 Hz, la troisième entre 12 et 14 Hz, et la quatrième entre 15 et 18 Hz. La seconde fréquence de résonance n'est pas affectée par l'augmentation de l'intensité du stimulus ; la troisième est plus élevée, et présente une variabilité importante à faible accélération ; la quatrième zone de résonance montre les mêmes changements que la première. Un autre élément qui n'a pas été rapporté ailleurs concerne la fréquence d'apparition de ces quatre zones de résonance qui semble se modifier avec l'amplitude du stimulus. Mansfield et Griffin [MAN98] [MAN00] ont observé la même décroissance de la fréquence de résonance principale avec l'augmentation de l'intensité de l'accélération imposée, alors que l'amplitude de la réponse à la résonance a tendance à augmenter [MAN00] [HOL00]. En contradiction avec les résultats de Smith, il a été montré que la seconde fréquence de résonance diminue aussi lorsque l'on accroît l'amplitude du stimulus [MAN00] [HOL00].

Pour comprendre et expliquer les non-linéarités observées dans le comportement du corps humain, certains auteurs ont utilisé des modèles masse-ressort reproduisant les mesures de masse apparente, de transmissibilité, ou encore d'impédance mécanique. L'utilisation de modèles permet de déterminer quels paramètres sont liés au comportement non linéaire. L'évolution des paramètres de raideur, de masse, et d'amortissement avec l'amplitude du stimulus, permet d'identifier l'origine de la non-linéarité. Smith [SMI94a] utilise un modèle à 4 degrés de liberté pour modéliser l'impédance mécanique du sujet assis. La décroissance de la fréquence de résonance avec l'augmentation de l'intensité de l'accélération est associée à une augmentation de la masse modélisant le thorax et une diminution de la rigidité et de l'amortissement du sous-système simulant le rachis. Mansfield [MAN97a] a étudié les non-linéarités du comportement humain en utilisant des modèles de masse apparente. Six amplitudes sont considérées entre 0,25 ms^{-2} et 2,5 ms^{-2} ; ainsi que deux types de modèles, un modèle quasi-statique dont les paramètres sont fixés pour chaque amplitude, et un modèle composé d'éléments non linéaires. Dans les deux cas, les modèles donnent de bons résultats avec des rigidités et des masses non linéaires. Les systèmes incluant un amortissement non linéaire ne donnent pas une bonne représentation du comportement simulé. Pour le modèle quasi-statique, le meilleur résultat est obtenu avec une masse non-linéaire. Physiquement cette masse non-linéaire représente la masse du thorax. Ces résultats sont conformes à ceux de Smith. L'auteur compare l'être humain en position assise à un pendule inversé, expliquant ainsi la non-linéarité de la masse par rapport au stimulus.

Ainsi, les résonances principales sont affectées par l'amplitude du stimulus [MAN00] [MAN97a] [FAI89] [HIN87] [HOL00]. Leur fréquence décroît lorsque l'amplitude du stimulus augmente, alors que l'amplitude de la réponse à la première résonance a tendance à augmenter et celle de la seconde à diminuer.

Le comportement du corps humain est également non linéaire par rapport à la gravité. Le niveau d'accélération statique appliqué entraîne une modification des paramètres dynamiques.

Vogt et *Al.* [VOG68], en 1968, étudient les non-linéarités du corps humain par rapport à l'amplitude de l'accélération en modifiant la gravité. L'accroissement de la gravité à +2 G entraîne un déplacement de la première résonance de 5 à 7 Hz, accompagné d'une augmentation de 25% de l'amplitude à la résonance, et de 30% pour les fréquences supérieures (fig. 21). La seconde fréquence de résonance reste inchangée. Soumis à une gravité de +3 G, la première fréquence propre apparaît entre 8 et 9 Hz, et s'ajoute à la seconde. On constate une augmentation de l'amplitude à la résonance. L'accroissement de la gravité entraîne une rigidification longitudinale du corps, qui est due : d'une part, à la rigidité non linéaire des tissus mous, et en particulier des disques intervertébraux ; d'autre part, à l'accroissement de la contraction musculaire. Cependant, l'influence de la contraction des muscles du dos reste secondaire. En effet, la rigidification de la posture (voir influence de la posture) modifie la fréquence de résonance d'1 Hz environ. La comparaison de l'impédance du corps humain à l'impédance d'un système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté, montre que seule la rigidité est affectée par l'accroissement de la gravité, les caractéristiques de masse et d'amortissement restant constantes dans les trois cas. Ces résultats sont

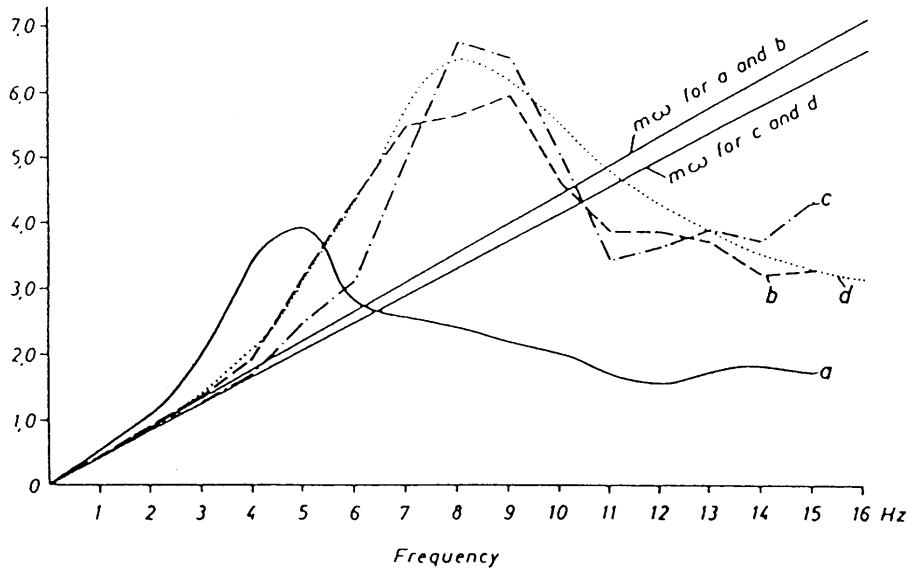


Figure 21 : impédance mécanique d'un sujet assis, a) pour une gravité normale, b) sous +2G, c) sous +3G, comparée à d) impédance mécanique d'un système masse ressort avec f=8Hz, m=65 kg ,C=0.575. [VOG68].

confirmés par une seconde étude publiée par Vykukal [VYK68], qui explore l'influence d'accélérations constantes de 1à 4 G.

I.4.3.2 Non linéarité par rapport au type de stimulus

Une étude réalisée par Donati et Bonthoux [DON83] suggère que la réponse du corps humain à des vibrations verticales peut être considérée comme linéaire par rapport au type de stimulus pour la plage de fréquences 0-10 Hz et pour des accélérations proche de 1,6 ms^{-2} RMS. Les auteurs ont étudié la transmissibilité siège-thorax, et l'impédance mécanique de différents sujets soumis à des vibrations sinusoïdales, et à un bruit blanc sur la plage de fréquences 0-10 Hz pour un même niveau d'accélération RMS. Les auteurs montrent que les réponses à chaque type de stimulus ne sont pas significativement différentes, excepté pour l'amplitude de transmissibilité à des fréquences supérieures à 8 Hz et l'amplitude de l'impédance mécanique à la résonance. Sur des plages de fréquences plus étendues ou pour des niveaux d'accélération plus élevés, le comportement du corps humain est différent suivant la nature des vibrations qui lui sont imposées.

I.4.4 L'influence de la posture

I.4.4.1 Influence de la position du tronc et des courbures rachidiennes

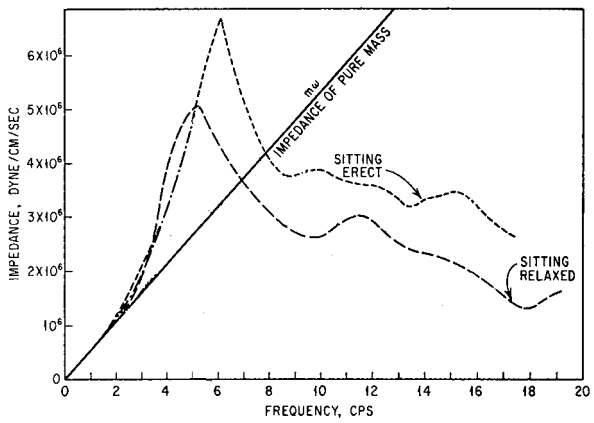


Figure 22 : Influence de la posture sur l'impédance mécanique. [COE60]

La fréquence et l'amplitude de la résonance principale ont tendance à diminuer lorsque le sujet passe d'un posture assis-redressé, à une posture assis-relâché [COE60] [COE62] [LAW74] [FAI89] [KIT98] [HOL00] (fig. 22). Plus la posture est rigide, plus la fréquence de résonance principale est élevée, et plus l'amplitude à la résonance est élevée. La fréquence de la résonance principale passe de 5,2 Hz en posture assis-redressé, à 4,4 Hz en posture assis-penché vers l'avant (rachis thoracique à 25 °) [KIT98].

La modification de la posture entraîne un changement dans la rigidité globale, dans la répartition des masses, dans la surface de contact avec le siège, et entraîne une

augmentation du cisaillement des tissus mous à la première résonance qui modifie la réponse du sujet assis.

Dans une moindre mesure, des auteurs ont étudié l'influence de la posture sur le comportement de sous-ensembles tels que le rachis et le bassin, dont la contribution aux deux résonances principales est primordiale. Pope et Al. [POP90a] [POP98b] ont observé une augmentation de l'amplitude de la transmissibilité de la vertèbre L3, lorsque le sujet passe d'une posture relâchée à une posture redressée. En revanche, la fréquence de résonance de cette vertèbre n'est pas affectée par le changement de posture. Mansfield et Griffin [MAN97b] ont étudié l'influence de neuf postures différentes sur la rotation du bassin, sur une plage de fréquences allant de 0 à 20 Hz. Ils ne constatent pas d'écart notable entre les transmissibilités obtenues pour chacune des différentes postures à la fréquence de résonance principale (4-6Hz), indiquant ainsi que la rotation du bassin n'a pas d'influence sur les changements observés à cette résonance lors d'un changement de posture.

L'ajout d'un support lombaire décale la transmissibilité des vertèbres lombaires vers les fréquences supérieures, modifiant ainsi les fréquences de résonance qui passent respectivement de 6,3 à 6,8 Hz, et de 13,6 à 13,8 Hz [ELK98a] [ELK98b]. Cette augmentation des fréquences de résonance s'accompagne d'une diminution de 5% de l'amplitude à la première résonance, et d'une augmentation de 10,4% à la seconde.

Wilder, Frymoyer et Pope [WIL82] [WIL85] ont étudié l'influence de différentes postures sur l'impédance et la transmissibilité de la tête. Leurs investigations ont porté sur des postures qui peuvent être rencontrées lors de la conduite de tracteurs ou d'engins de chantiers, comme la flexion, l'extension, l'inclinaison latérale et la torsion axiale. Les résultats montrent que la fréquence de résonance n'est significativement diminuée chez les hommes que pour la rotation axiale droite, alors qu'elle l'est chez les femmes pour la rotation axiale gauche. L'amplitude de la transmissibilité est diminuée chez les hommes (inclinaison latérale gauche 3,6%,droite 5,4%, rotation axiale gauche 6,8%, droite 8,2%) par rapport à la posture de référence ; alors qu'aucune modification significative n'est observée chez les femmes, à l'exception d'une diminution de l'amplitude de la transmissibilité en inclinaison latérale droite.

I.4.4.2 Influence de la position du bassin

Le bassin à une influence considérable sur la position assise. L'orientation de celui-ci conditionne la position du tronc et les courbures du rachis, ainsi que la surface de contact entre le siège et le sujet. Les travaux de Mme Duval Beaupère [LEG93] ont montré la relation directe qui lie les angles de posture en position debout. Le bassin a un rôle prépondérant quant à la transmission des vibrations à travers le corps humain. De nombreux auteurs ont souligné l'importance des mouvements de rotation du bassin autour des ischions, qui pour certains, explique les disparités interindividuelles [SAN81] [ROB89]. Cette rotation est considérée comme le mouvement principal de la

seconde résonance et pour certains auteurs participe à la première. L'orientation du bassin va avoir une influence sur cette rotation, et donc sur les paramètres dynamiques du comportement humain, et ainsi influer sur sa réponse. Les changements d'orientation du bassin produisent des modifications significatives de la réponse du corps humain. Zimermann et al. [ZIM97] ont montré que la rétroversion du bassin provoque une augmentation de l'amplitude de transmissibilité siège-tête et des mouvements du bassin entre 0 et 6 Hz, alors que l'antéversion du bassin entraîne une augmentation des mêmes grandeurs au-delà de 6 Hz. Ce phénomène est attribué par les auteurs au déplacement de la ligne de gravité par rapport aux ischions. Cette étude ne met en évidence aucune influence de l'orientation du bassin sur la fréquence de résonance principale. C'est aussi la conclusion de Mansfield et Griffin [MAN97b]. Ils montrent que la fréquence de résonance de la transmissibilité en rotation du bassin qui se produit entre 10 et 18 Hz est dépendante de la position du bassin. L'amplitude de cette résonance varie aussi avec l'orientation du bassin.

I.4.4.3 Influence du dossier

La présence d'un dossier a une influence sur la réponse du corps humain aux vibrations verticales. Paddan et Griffin [PAD88a] ont montré que la présence d'un dossier entraîne une augmentation de 60 % des mouvements verticaux de la tête à la première résonance, ainsi qu'une augmentation des mouvements antéro-postérieurs entre 4 et 8 Hz. La fréquence de résonance et l'amplitude de la transmissibilité de rotation de la tête dans le plan sagittal augmentent également. La transmissibilité du bassin est affectée par la présence d'un dossier, l'amplitude de rotation du bassin augmente de près de 50% [MAN97b]. La résonance de la masse apparente est affectée de la même façon par la présence d'un dossier [FAI89]. Les expérimentations sur cadavres confirment l'augmentation de l'amplitude de mouvement. La transmissibilité siège-vertèbre lombaire est dépendante de la posture. Le passage d'une posture assis-redressé à un posture de conduite avec dossier entraîne une augmentation d'amplitude de 10% à la première résonance, et de 4,7% à la seconde [ELK98a]. El-khatib [ELK98a] [ELK98b] trouve aussi un accroissement des fréquences de résonance. Ces résultats indiquent que le tronc du sujet rebondit sur le dossier du siège, et provoque une augmentation de l'amplitude de rotation de celui-ci.

Toutefois, une étude de Magnusson et Al. [MAG93] vient contredire l'effet aggravant que constitue le dossier. Les auteurs ont comparé la transmissibilité du siège à la vertèbre L4 pour des postures *« assis redressé »*, et des postures incluant un dossier. Des angles de 80° et 90° sont étudiés pour les postures sans dossier, pour les postures avec dossier, celui ci est orienté à 110° et 120°. Leurs résultats montrent que les postures avec dossier atténuent la transmission des vibrations à la vertèbre L4.

La variabilité des résultats est probablement due à l'influence de l'orientation du dossier qui a certainement une grande importance.

Réference	Année	Auteurs	Grandeurs mesurées	Stimulus	Fréquence	Posture	Nombre de sujets	Fréquence de résonance	Gain à la résonance	Fréquence de résonance	Gain à la résonance	Fréquence de résonance	Gain à la résonance
[VOG68]	1968	Vogt H. L., Coermann R. R., Fust H. D.	Impédance mécanique	0,5 g sinus Z	2-15 Hz	Assis redressé, dossier, repose pied solidaire harnais de sécurité	10 sujets	5 Hz	4 (dyne s/cm10^6)	10 Hz			
				0,5 g sinus + 2Gz Z	2-15 Hz			7 Hz	5,5 (dyne s/cm10^6)	10 Hz			
				0,5 g sinus + 3Gz Z	2-15 Hz			8 Hz	6,8 (dyne s/cm10^6)	10 Hz			
[WIL82]	1982	Wilder D. G., Woodworth B. B.,Frymoyer J. W., Pope M. H.	Transmissibilité siège Z/ Tête Z	Sinus Z	1-15 Hz	Assis sans dossier, sans repose pied, avec différentes positions du tronc (droit, 5° en avant, en arrière, gauche, droite, torsion droite, torsion gauche)	45 sujets	Homme 4,9 ± 0,24 Hz	1,79 ±0,23 (ms^{-2}/ms^{-2})	9,5 ± 0,7 Hz	0,69 ± 0,2 (ms^{-2}/ms^{-2})	12,7 ±1,7 Hz	0,59 ± 0,1 (ms^{-2}/ms^{-2})
								Femme 4,75 ± 0,3 Hz	1,62 ±0,20 (ms^{-2}/ms^{-2})	9,5 ± 1,90 Hz	0,66 ± 0,2 (ms^{-2}/ms^{-2})	12,7 ±1,7 Hz	0,59 ± 0,1 (ms^{-2}/ms^{-2})
[DON83]	1983	Donati P.M., Bonthoux C.	Transmissibilité siège Z/ Thorax Z.	Sinus 1,6ms^{-2} Z	1-10 Hz	Assis redressé sans dossier, mains sur les genoux, repose pied solidaire	15 sujets	3,5-5,5 Hz	1,5-3,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
				Aléatoire Z 1,6ms^{-2} RMS distribution gaussienne.									
[WIL85]	1985	Wilder D. G., Woodworth B. B.,Frymoyer J. W., Pope M. H.	Transmissibilité siège Z/ Tête Z	Sinus Z	1-15 Hz	Assis sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux	53 sujets	Homme 5 ± 0,25 Hz	1,83 ±0,27 (ms^{-2}/ms^{-2})	9,5 ± 0,62 Hz	0,75 ±0,21 (ms^{-2}/ms^{-2})	12,9 ±1,27 Hz	0,75 ± 0,31 (ms^{-2}/ms^{-2})
								Femme 4,75 ± 0,3 Hz	1,62 ±0,20 (ms^{-2}/ms^{-2})	9,5 ± 1,90 Hz	0,66 ± 0,2 (ms^{-2}/ms^{-2})	12,7 ±1,7 Hz	0,50 ± 0,1 (ms^{-2}/ms^{-2})
[HAG85]	1985	Hagena H. G., Piehler J., Wirth C.–J, Hofmann G. O., Zwingers Th..	Transmissibilité sacrum Z / L5 Z (épineuse)	Sinus 0,2 g Z	3-40 Hz	Assis redressé, sans dossier, sans repose pied, les main sur un volant non solidaire de la plate forme vibrante	11 sujets	4 Hz	1,35 (ms^{-2}/ms^{-2})	8-9 Hz	1,21 (ms^{-2}/ms^{-2})	18 Hz	
			Transmissibilité sacrum Z / L4 Z (épineuse)						1,2 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})		0,9 (ms^{-2}/ms^{-2})
			Transmissibilité sacrum Z / L1 Z (épineuse)						1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})
			Transmissibilité sacrum Z / T6 Z (épineuse)						1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,29 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,2 (ms^{-2}/ms^{-2})
			Transmissibilité sacrum Z / C7 Z (épineuse)						1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,2 (ms^{-2}/ms^{-2})
			Transmissibilité sacrum Z / Tête Z (épineuse)						1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})		1,1 (ms^{-2}/ms^{-2})
[PAN86]	1986	Panjabi M.M., Andersson G.B.J., Jorneus L., Hult E., Mattsson L.	Transmissibilité siège Z / L1 Z (épineuse)	Sinus 0,1g Z	2-15 Hz	Assis redressé sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux	5 sujets	4,4 Hz	1,6 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / L1 X (épineuse)					/					
			Transmissibilité siège Z / L3 Z (épineuse)					4,4 Hz	1,6 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / L3 X (épineuse)					/					
			Transmissibilité siège Z / S1 Z (épineuse)					4,9 Hz	1,9 (ms^{-2}/ms^{-2})				

[SAN87]	1987	Sandover J., Dupuis H.	Déplacement T12 Z / L2 Z (épineuse)	Sinus 10 mm Z	2-10 Hz	Assis redressé sans dossier	1 sujet	~4 Hz	~1.8 mm				
			Déplacement T12 X / L2 X (épineuse)						~2,4 mm				
			Déplacement T12 angulaire / L2 angulaire (épineuse)						~2,8 °				
			Déplacement L2 angulaire / L4 angulaire (épineuse)						~2,2 mm				
			Déplacement L2 angulaire / L4 angulaire (épineuse)						~5,4 °				
			Transmissibilité L2 Z / L4 angulaire (épineuse)						~3,5 °				
[PAD88a]	1988	Paddan G. S., Griffin M. J.	Transmissibilité siège Z / tête Z	Bruit Blanc Z 1,75 ± 0,05 ms^{-2} RMS	0,2-25 Hz	Assis redressé sans dossier, assise inclinée à 3 ° /horizontale, repose pied solidaire, mains sur les genoux	12 sujets	~5-7 Hz	~ 1,4-2 (ms^{-2}/ms^{-2})	10-13 Hz	0,3-1,5 (ms^{-2}/ms^{-2})		
			Transmissibilité siège Z / tête X					~5-7 Hz	~ 0,5-1 (ms^{-2}/ms^{-2})	12-13 Hz	0,2-0,5 (ms^{-2}/ms^{-2})		
			Transmissibilité siège Z / tête angulaire (sagittale)					~5 Hz	~ 8-20 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)	12-13 Hz	2,5-5 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)		
			Transmissibilité siège Z / tête Z			Assis avec dossier incliné à 6°/verticale, assise inclinée à 3 ° /horizontale, repose pied solidaire, mains sur les genoux		6 Hz	1,5-2,5 (ms^{-2}/ms^{-2})	10-12 Hz	0,3-1,5 (ms^{-2}/ms^{-2})		
			Transmissibilité siège Z / tête X					7 Hz	1-2 (ms^{-2}/ms^{-2})	15-16 Hz	0,7-1,5		
			Transmissibilité siège Z / tête angulaire					6 Hz	5-17 $rad.s^{-2}/m.s^{-2}$				
[FAI89]	1989	Fairley T. E., Griffin M. J.	Masse apparente	Bruit blanc 1 ms^{-2} RMS	0,25-20 Hz	Assis droit, sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux	60 sujets	~ 5 Hz	1,2-1,9 (kg/kg)	~ 10 Hz	0,5-0,8 (Kg/Kg)		
						Assis avec dossier incliné à 6°/verticale, repose pied solidaire, mains sur les genoux	8 sujets	↗					
						Assis redressé, sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux		↗					
						Assis redressé, sans dossier, muscles contractés, repose pied solidaire, mains sur les genoux		↗					
				Bruit blanc 0,25 ms^{-2} RMS		Assis droit, sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux		4 Hz					
				Bruit blanc 2 ms^{-2} RMS		Assis droit, sans dossier, repose pied solidaire, mains sur les genoux		6Hz					

[PAD92]	1992	Paddan G. S., Griffin M. J.	Transmissibilité siège Z / tête X	Bruit Blanc Z 1,75 ± 0,05 ms^{-2} RMS	0,2-25 Hz	Assis redressé sans dossier, assise inclinée à 3 ° /horizontale, repose pied solidaire, mains sur les genoux	12 sujets	6 Hz			0,5-2 (ms^{-2}/ms^{-2})			3 Hz	0,2-0,5 (ms^{-2}/ms^{-2})		
						Assis avec dossier incliné à 6°/verticale, assise inclinée à 3 ° /horizontale, repose pied solidaire, mains sur les genoux											
[MAN97b]	1997	Mansfield N. J., Griffin M. J.	Transmissibilité siège Z/ accélération angulaire plan sagittal bassin. (rad.s^{-2} /m.s^{-2})	Bruit blanc Z 1 ms^{-2} RMS	1-20 Hz		11 sujets	25%	50%	75%	25%	50%	75%				
						Assis droit confortable, sans dossier		9,4	11,9	13,9	7,3	16,4	21,2				
						Penché en avant de 10 ° flexion bassin		10,2	10,9	12,9	10,5	15,8	20,3				
						Penché en arrière de 10° flexion bassin		10,2	11,5	13,1	6,1	12,6	16,7				
						Assis cyphotique		10,9	11,9	13,9	9,3	14, 6	23,3				
						Assis avec dossier		10,2	11,5	13,1	9,6	19	29,3				
						Assis avec support rigide à l'arrière du bassin		10,9	14,1	14,8	8,6	11,2	17,8				
						Assis sur un indentateur inversé (augmente la pression sou les ischions)		10	10,9	14,3	11	14,8	20,5				
						Assis sur un coussin de polystyrène (rigide jusqu'à 20 Hz)		10	13,7	14,1	7,4	9,7	28,2				
						Assis droit avec une ceinture élastique		11,9	12,5	15,2	5,3	8,7	12,5				
[KIT98]	1998	Kitazaki S., Griffin M.J.	Masse apparente	Bruit blanc 1,7 ms^{-2} RMS	0,5–20 Hz	Assis droit, sans dossier, colonne lombaire droite	8 sujets	4,9 Hz			1,75 (kg/kg)			8,6 Hz			
						Assis relâché, colonne lombaire et thoracique inclinées à 25°		4,4 Hz			1,5 (kg/kg)						
						Assis redressé, tendu, bassin antéversé, lordose lombaire accentuée		5,2 Hz			1,8 (kg/kg)						

[MAT98]	1998	Matsumoto Y., Griffin M. J.	Masse apparente	Bruit blanc 1 ms^{-2} RMS	0,5–20 Hz	Assis droit sans repose pied	8 sujets						
			Transmissibilité siège Z / bassin Z		0,5-10 Hz			4,75-5,75 Hz	1,5-2,2 (ms^{-2}/ms^{-2})	7-10 Hz	1,5-2,8 (ms^{-2}/ms^{-2})		
			Transmissibilité siège Z / L5 Z						1,2-1,8 (ms^{-2}/ms^{-2})	7-10 Hz	1,2-2,8 (ms^{-2}/ms^{-2})		
			Transmissibilité siège Z / L3 Z						1-1,7 (ms^{-2}/ms^{-2})	7-10 Hz			
			Transmissibilité siège Z / L1 Z						1,2-1,7 (ms^{-2}/ms^{-2})	7-10 Hz			
			Transmissibilité siège Z / T10 Z						1-1,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / T5 Z						1-1,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / T1 Z						1-1,7 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / Tête Z						1-2 (ms^{-2}/ms^{-2})			2 Hz	1-1,4 (ms^{-2}/ms^{-2})
			Transmissibilité siège Z / bassin X					4-5 Hz	<0,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / L5 X										
			Transmissibilité siège Z / L3 X										
			Transmissibilité siège Z / L1 X					6-7 Hz	0,2-0,8 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / T10 X						<0,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / T1 X						0,8-1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / Tête X						0,5-1,5 (ms^{-2}/ms^{-2})				
			Transmissibilité siège Z / bassin angulaire					5-7 Hz	<15 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / L5 angulaire						5-10 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / L3 angulaire						<5 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / L1 angulaire						<5 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / T5 angulaire						<10 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / T10 angulaire						5-8 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / T1 angulaire						7-13 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				
			Transmissibilité siège Z / Tête angulaire						10-18 ($rad.s^{-2}/m.s^{-2}$)				

[ELK98a]	1998	El-Khatib A. Guillon F. Dômont A.	Pour toutes les postures la tête et les pieds sont maintenus sur des supports. Des ceintures ventrale et thoracique maintiennent le corps.				7 cadavres éviscérés															
			Transmissibilité siège Z / L1-L2-L3-L4-L5 Z au niveau du corps vertébral	Bruit blanc 1,5 ms^{-2}	0,8-25 Hz	Assis redressé		6,3 Hz			1,3 (ms^{-2}/ms^{-2})			13,6 Hz	0,9 (ms^{-2}/ms^{-2})						
						Assis comme dans une voiture. Dossier incliné à 25° assise à 7°		6,9 Hz			1,43 (ms^{-2}/ms^{-2})			15,2 Hz	0,94 (ms^{-2}/ms^{-2})						
						Assis redressé avec appuis lombaire		6,9 Hz			1,24 (ms^{-2}/ms^{-2})			13,8 Hz	0,99 (ms^{-2}/ms^{-2})						
						Assis comme dans une voiture dossier incliné à 25° assise à 7° avec appuis lombaire		7,6 Hz			1,42 (ms^{-2}/ms^{-2})										
			Transmissibilité siège Z / thorax Z			Moyenne 4 postures		7,2 Hz			~ 1,95 (ms^{-2}/ms^{-2})										
[HOL00]	2000	Holmlund P., Lundström R., Lindberg L.	Impédance mécanique	Sinus 0,5 ms^{-2} RMS	2-100 Hz	Assis redressé , sans dosssier repose pied non solidaire	30 sujets	Diminue lorsque l'on augmente l'amplitude du stimulus			Diminue lorsque l'on augmente l'amplitude du stimulus			Diminue lorsque l'on augmente l'amplitude du stimulus	Diminue lorsque l'on augmente l'amplitude du stimulus	Indépendant des conditions	Indépendant des conditions				
						Assis relaché, sans dossier, repose pied non solidaire																
				Sinus 0,7 ms^{-2} RMS		Assis redressé																
						Assis relâché																
				Sinus 1,0 ms^{-2} RMS		Assis redressé																
						Assis relâché																
				Sinus 1,4 ms^{-2} RMS		Assis redressé																
						Assis relâché																
				Global		Global		4-6 Hz			2,8-4,5 (N/ms^{-1})			8-12 Hz	2,4 (N/ms^{-1})	50-70 Hz	2-4 (N/ms^{-1})				
[MAN00]	2000	Mansfield N. J., Griffin M.J.	Masse apparente (kg/kg)	Bruit Blanc	0,2-20 Hz	Assis droit, sans dossier, repose pied solidaire de la plate forme.	12 sujets	25 %	50 %	75 %	25 %	50 %	75 %	8-12 Hz	0,3-0,8							
				0,25 ms^{-2} RMS				5,0	5,4	6,1	1,57	1,66	1,71									
				0,5 ms^{-2} RMS				4,5	5,0	5,2	1,51	1,61	1,77									
				1,0 ms^{-2} RMS				4,1	4,7	5,0	1,51	1,65	1,79									
				1,5 ms^{-2} RMS				4,0	4,6	5,0	1,63	1,73	1,84									
				2,0 ms^{-2} RMS				3,9	4,4	4,8	1,63	1,73	1,91									
				2,5 ms^{-2} RMS				3,8	4,2	4,6	1,64	1,74	1,90									
			Transmissibilité siège Z / crête iliaque Z	1 m s^{-2} RMS				4 Hz	Diminue lorsque l'on augmente la fréquence du stimulus		1,5-1,8 (ms^{-2}/ms^{-2})			8-10 Hz Diminue lorsque l'on augmente l'amplitude du stimulus	1,5-3,5 (ms^{-2}/ms^{-2})						
			Transmissibilité siège Z / EIPS Z	1 m s^{-2} RMS											1,5-2,5 (ms^{-2}/ms^{-2})							
			Transmissibilité siège Z / L3 Z	1 m s^{-2} RMS											1,5-2,5 (ms^{-2}/ms^{-2})							
			Transmissibilité siège Z / abdomen inférieure Z	1 m s^{-2} RMS				6 Hz			1,5-4 (ms^{-2}/ms^{-2})											
			Transmissibilité siège Z / abdomen inférieure X	1 m s^{-2} RMS				6 Hz			1-3 (ms^{-2}/ms^{-2})											
			Transmissibilité siège Z / abdomen supérieur Z	1 m s^{-2} RMS				6-8 Hz			2-6 (ms^{-2}/ms^{-2})											
			Transmissibilité siège Z / abdomen supérieur X	1 m s^{-2} RMS				6-8 Hz			1,5-3 (ms^{-2}/ms^{-2})											

[SMI00]	2000	Smith S. D.	Impédance mécanique					4-8 Hz		7-10 Hz		10-15 Hz	16-19 Hz
			Transmissibilité siège Z / thorax Z					4-7 Hz					
			Transmissibilité siège Z / C7 Z	0,59 ms-2 RMS	0-20 Hz	Assis	2 sujets	4-7 Hz		12-20 Hz			
			Transmissibilité siège Z / cuisse Z					4-10 Hz		10-15 Hz			
			Transmissibilité siège Z / jambe Z					5-9 Hz					

Tableau 4 : Récapitulatif des études de la réponse du corps humain soumis à des vibrations verticales en position assise.

I.5 Protection contre les vibrations

I.5.1 Normes internationales

Le rôle premier de la norme est de définir une méthodologie permettant de quantifier les vibrations reçues par l'organisme et de fixer des seuils acceptables de doses vibratoires. Plusieurs situations sont prises en compte: la préservation de la santé, du confort, la perception des vibrations, la capacité à réaliser une tache et enfin la protection contre le mal des transports. Pour chacun de ces cas des méthodologies d'évaluation et des seuils de tolérance sont fixés. Les deux principaux standards sont les normes ISO 2631 et BS 6841.

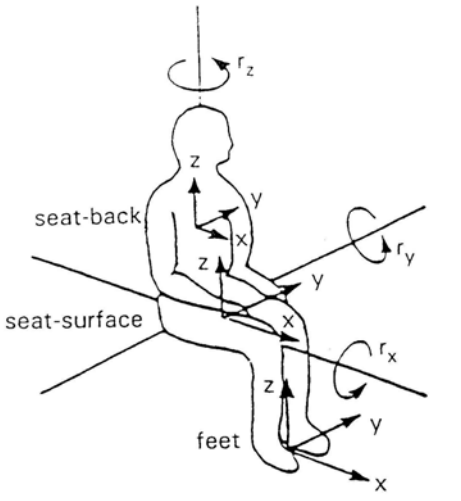


Figure 23: Définition des axes principaux. [ISO2631].

Nous allons ici présenter la norme ISO 2631, nous parlerons du British Standard 6841 lorsqu'il diffère de la norme ISO. Nous ne relaterons que les points qui concernent la préservation de la santé et du confort.

I.5.1.1 Evaluation du niveau vibratoire

Les vibrations transmises à l'organisme doivent être mesurées par l'intermédiaire de l'accélération à l'interface entre la source vibratoire et le corps humain. Lorsqu'il s'agit d'un siège les accéléromètres doivent être disposés sous les ischions au niveau de l'assise et là où le support est maximal pour le dossier. Les méthodes d'évaluation proposées par la norme utilisent une moyenne du signal dans le domaine temporel et fréquentiel. Plusieurs méthodes d'évaluation du signal sont proposées par la norme. La méthode est choisie en fonction de la nature du signal traité.

I.5.1.1.1 Méthode classique

La méthode classique utilise l'accélération RMS pondérée en fréquence pour évaluer la gravité du signal, cette grandeur, exprimée en ms^{-2} est définie comme suit :

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t)dt \right]^{\frac{1}{2}} \qquad [1]$$

$a_w(t)$ est l'accélération pondérée en fréquence en fonction du temps.

T est la durée de mesure en seconde.

L'accélération RMS pondérée donne une indication sur la sévérité du signal reçu, elle ramène le signal à une grandeur.

Les fonctions de pondération utilisées pour calculer l'accélération pondérée, sont des filtres fréquentiels. La pondération de l'accélération reçue sur la bande de fréquences étudiée permet de tenir compte des variations de sensibilité du corps humain en fonction de la fréquence et de l'amplitude. On utilise des filtres différents (tab 5, fig. 25, 26) suivant la direction du signal les zones du corps par lesquelles sont transmises les vibrations et enfin le niveau de protection requis (santé, confort …). Les deux normes préconisent des fonctions de pondérations légèrement différentes.

Fonctions de pondération fréquentielles		Santé	Confort	Perception	Mal des transports
ISO	BS				
W_k	W_b	x assise	z assise x, y, z pied (position assise)	z assise	
W_d	W_d	x assise y assise	x assise y assise x, y, z dossier	x assise y assise x, y, z dossier	
W_f	W_f				z
W_c	W_c	x dossier	x dossier	x dossier (ISO)	
W_e	W_e		r_x, r_y, r_z assise	r_x, r_y, r_z assise (ISO)	

Tableau 5 : Fonctions de pondération préconisées par les normes ISO 2631 et BS 6841.

La méthode classique d'évaluation n'est pas valable dans tous les cas. Le facteur de crête permet de qualifier le signal étudié. Ce facteur est défini par le module du rapport entre le plus grand écart instantané entre le signal pondéré en fréquence et sa valeur RMS.

Lorsque le signal contient des chocs occasionnels ou lorsque le facteur de crête est supérieur à 9, l'évaluation par a_w, des vibrations reçues n'est plus valable. Cette valeur sous estime alors l'intensité du signal. On peut dans ces cas là utiliser d'autres méthodes d'évaluation.

La norme BS 6841 diffère de la norme ISO sur ce point, elle conseille l'utilisation de la troisième méthode (« The fourth power vibration dose method ») pour la préservation de la santé et pour la préservation du confort lorsque le facteur de crête est supérieur à 6.

I.5.1.1.2 « The running RMS method »

Les vibrations sont évaluées par le MTVV : « Maximum Transient Vibration Value ».

$$a_w(t_0) = \left[\frac{1}{T} \int_{t_0 - T}^{t0} a_w^2(t)dt \right]^{\frac{1}{2}} \qquad [2]$$

$$\text{MTVV} = \max\{ a_w(t_0) \} \qquad [3]$$

I.5.1.1.3 « The fourth power vibration dose method »

Les vibrations sont évaluées par le VDV : « Vibration Dose Value » :

$$VDV = \left[\int_0^T a_w^4(t)dt \right]^{\frac{1}{4}} \qquad [4]$$

I.5.1.1.4 Comparaison de différents environnements vibratoires

L'utilisation d'un seul paramètre pour caractériser les vibrations permet de comparer facilement la sévérité de différents environnements vibratoires. Lorsque les signaux sont évalués par des méthodes différentes, il faut utiliser les rapports de comparaison suivants.

$$\frac{MTVV}{a_w} = 1{,}5 \qquad [5]$$

$$\frac{VDV}{a_w T^{\frac{1}{4}}} = 1{,}75 \qquad [6]$$

I.5.1.2 Préservation de la santé

Pour évaluer la compatibilité d'un environnement vibratoire avec la santé, l'accélération pondérée RMS doit être calculée pour chacune des directions de l'espace pour lesquelles une accélération est transmise au sujet. L'évaluation de la sévérité du signal reçu doit être faite indépendamment pour chaque direction. Pour étudier l'impact des vibrations reçues sur la santé, on utilisera les vibrations les plus sévères, toutes directions confondues, transmises par l'intermédiaire de l'assise.

Les facteurs multiplicateurs suivants doivent être appliqués aux fonctions de pondération :

$x : W_d \quad k = 1{,}4$

$y : W_d \quad k = 1{,}4$

$z : W_k \quad k = 1$ $\qquad$ $z : W_b \quad k = 1$ (BS6841)

La durée pendant laquelle le sujet est soumis aux vibrations doit être prise en compte, car l'effet des vibrations est lié à l'énergie reçue. Deux expositions journalières sont équivalentes lorsque :

$$a_{w1}T_1^{\frac{1}{2}} = a_{w2}T_2^{\frac{1}{2}} \qquad [7]$$

La figure 24 illustre les zones de sécurité (entre les lignes pointillées) à respecter pour préserver la santé des sujets soumis à des vibrations quotidiennes. Cette zone dépend de l'accélération pondérée RMS et de la durée pendant laquelle le sujet est soumis aux vibrations.

La norme BS6841 utilise une dépendance au temps différente, définie par l'équation [8]. Cette équation définie une nouvelle zone de sécurité, indiquée sur la figure 24.

$$a_{w1}T_1^{\frac{1}{4}} = a_{w2}T_2^{\frac{1}{4}} \qquad [8]$$

Les études utilisées pour définir ces zones de sécurité se basent sur des durées comprises entre 4 et 8 heures. Les recommandations doivent être considérées avec prudence pour des temps d'exposition plus courts.

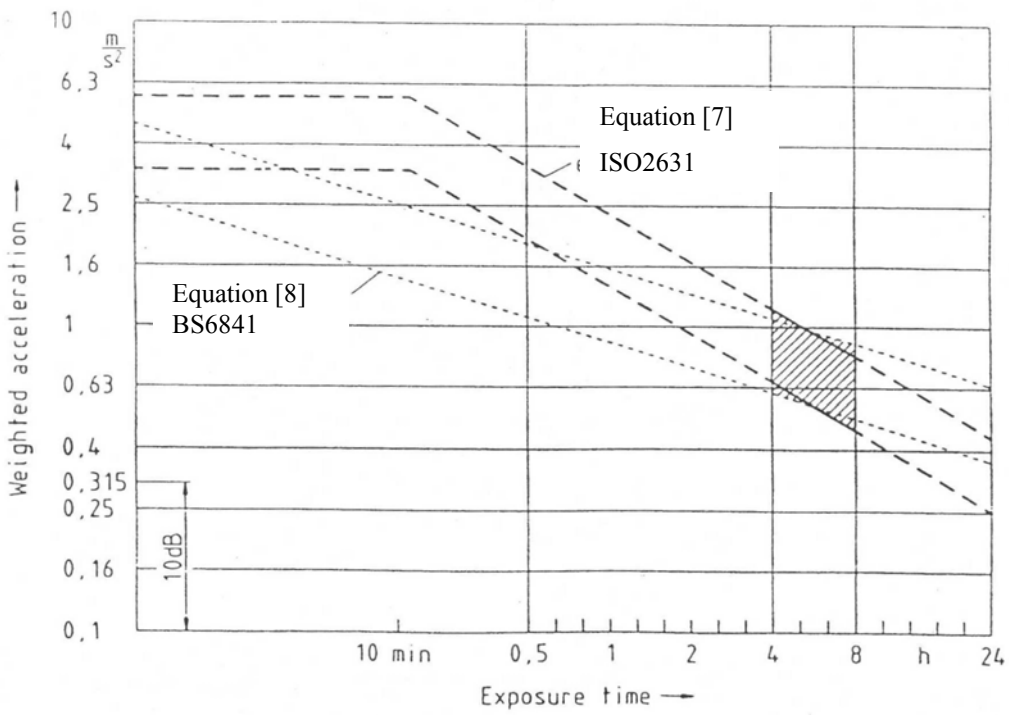


Figure 24 : Seuils vibratoires compatibles avec la préservation de la santé des sujets soumis à des vibrations quotidiennes. [ISO2631]

I.5.1.3 Confort

Dans la plupart des cas, l'accélération pondérée RMS doit être calculée à l'interface de transmission des vibrations pour les trois directions de l'espace. Pour la position assise les facteurs multiplicateurs suivants doivent être appliqués aux fonctions de pondération :

$x : W_d \quad k = 1$

$y : W_d \quad k = 1$

$z : W_k \quad k = 1$ $\qquad$ $z : W_b$ k=1 (BS6841)

Lorsque le confort est affecté par des vibrations en rotation, par des vibrations transmises par le dossier ou par les pieds, toutes les accélérations pondérée RMS doivent être calculées et les facteurs suivants sont appliqués aux fonctions de pondération :

Assise $r_x : W_e \quad k = 0{,}63$

Assise $r_y : W_e \quad k = 0{,}4$

Assise $r_z : W_e \quad k = 0{,}2$

Dossier $x : W_c \quad k = 0{,}8$

Dossier $y : W_d \quad k = 0{,}5$

Dossier $z : W_d \quad k = 0{,}4$

Pieds $x : W_k \quad k = 0{,}25$

Pieds $y : W_k \quad k = 0{,}25$

Pieds $z : W_k \quad k = 0{,}4$

Lorsque les vibrations sont transmises en différents points et dans différentes directions. Les vibrations totales pour chaque point doivent être calculées de la façon suivante :

$$a_v = \left(k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2\right)^{\frac{1}{2}} \qquad [9]$$

De même les vibrations totales doivent être calculées par la racine de la somme des carrées des vibrations totales en chaque point.

Ces vibrations totales doivent être calculées pour les vibrations en translation, ainsi que pour les vibrations en rotation lorsque celles–ci sont importantes.

Il est difficile d'évaluer l'inconfort provoqué par des vibrations car il dépend avant tout des conditions dans lesquelles ces vibrations sont perçues. Le même niveau vibratoire peut apparaître très inconfortable ou au contraire agréable suivant les sujets, l'environnement ou la tâche à effectuer. De très nombreux paramètres rentrent en compte dans l'évaluation du confort.

On peut utiliser l'accélération pondérée RMS pour évaluer un environnement vibratoire. Le niveau de cette accélération donne une indication sur l'inconfort des vibrations reçues.

Inférieure à 0,315 ms^{-2}	pas inconfortable
de 0,315 à 0,63 ms^{-2}	un peu inconfortable
de 0,5 à 1 ms^{-2}	assez inconfortable
de 0,8 à 1,6 ms^{-2}	inconfortable
de 1,25 à 2,5 ms^{-2}	très inconfortable
supérieure à 2 ms^{-2}	extrêmement inconfortable

Il n'a pas été démontré que la durée d'exposition aux vibrations intervient dans le confort, on peut cependant comparer deux environnements vibratoires différents en utilisant l'estimation de la dose vibratoire reçue de la façon suivante :

$$eVDV = 1{,}4 a_w t^{\frac{1}{4}} \qquad [10]$$

a_w est l'accélération pondérée RMS.

t est la durée d'exposition en seconde.

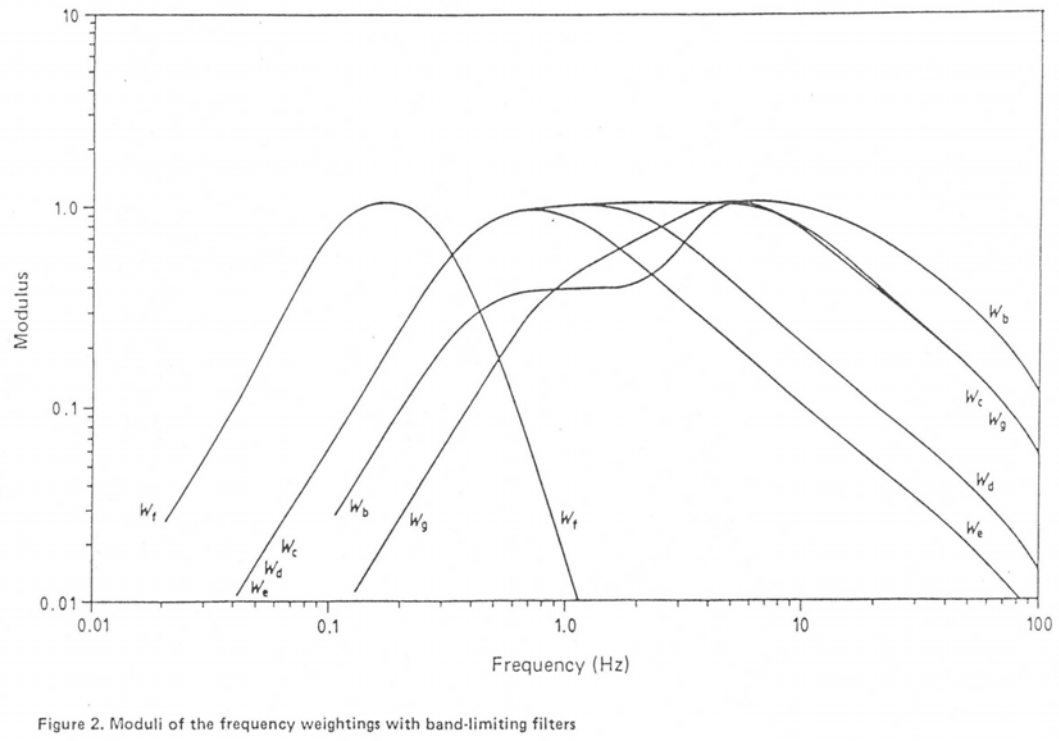


Figure 25: Fonctions de pondération préconisées par la norme BS 6841. [BS6841].

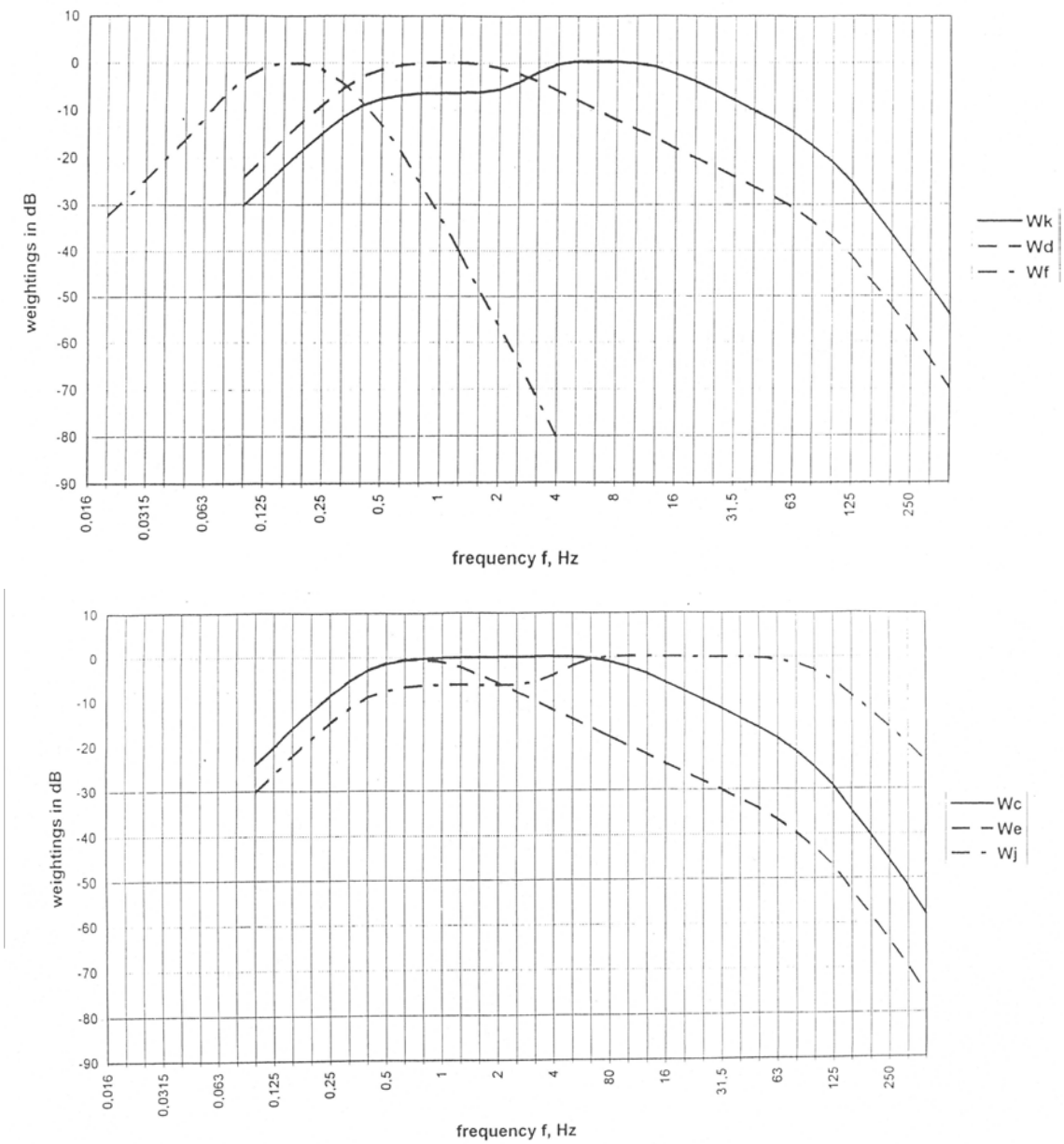


Figure 26: Fonctions de pondération préconisée par la norme ISO 2631. [ISO2631].

La capacité des normes à protéger l'être humain des vibrations a été critiquée de nombreuses fois [SEI86b] [DUP91] [SCH98]. Les méthodes d'évaluation et les seuils spécifiés par la norme ne permettent pas toujours de protéger efficacement la santé des sujets soumis à des vibrations quotidiennes.

Pour le confort, l'accélération pondérée RMS reçue par le sujet offre une indication sur l'inconfort que peut ressentir le sujet, mais n'en définit pas les causes. Pour améliorer le confort il est nécessaire d'avoir plus de précision sur les vibrations reçues par le sujet, et sur les caractéristiques des signaux susceptibles de provoquer cet inconfort.

I.5.2 Le rôle du siège

Figure 27 : Siège Kangoo.

Figure 28 : Siège BMW série7.

Les vibrations subies par les occupants d'un véhicule sont principalement transmises sur la plage 1-15 Hz. En effet, les systèmes de suspension sous-jacents (roues, amortisseurs) absorbent les hautes fréquences, mais ne sont pas en mesure de filtrer les vibrations de basses fréquences et de forte amplitude, qui impactent le confort, ou la sécurité.

Il a été montré [COR89] [PAR98] que le siège est la source principale de transmission de vibrations à l'automobiliste. Les vibrations dominantes sont transmises dans la direction verticale par l'assise, et horizontale par le dossier. Les vibrations latérales sont très inconfortables, cependant elles sont moins fréquentes et ne peuvent être atténuées par le siège [RAK94]. Dans l'industrie ce sont également les vibrations verticales qui constituent le risque principal pour la santé des opérateurs. Sur certaines plages de fréquences, les vibrations peuvent être amplifiées par le siège

Dès lors, la protection passe par l'amélioration des caractéristiques des sièges. De nombreux efforts ont été réalisés par l'industrie automobile pour améliorer la fabrication et l'ergonomie des sièges. Ces efforts se sont d'abord portés sur l'amélioration des performances statiques, le rôle de suspension du siège ayant longtemps été négligé. Aujourd'hui, l'attention s'oriente vers l'amélioration des performances dynamiques des sièges, au travers de systèmes passifs et actifs [RUN94].

L'utilisation de l'accélération pondérée RMS transmise à l'occupant donne une indication globale de l'inconfort ou du risque encouru. Cependant pour améliorer la capacité d'un siège à filtrer les vibrations, des réponses plus précises doivent être

mesurées. La connaissance du comportement du système homme siège est absolument nécessaire pour la compréhension des phénomènes et pour l'amélioration des performances des sièges.

I.5.2.1 Mesure du comportement

La performance dynamique d'un siège est mesurée par sa capacité à atténuer les vibrations qui lui sont transmises par le véhicule. L'amplitude de la transmissibilité du siège entre le plancher et l'interface sujet/assise, caractérise les capacités de filtrage du siège.

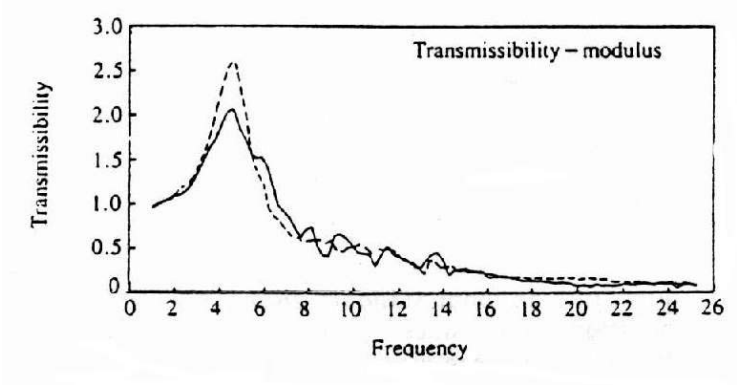


Figure 29 : Transmissibilité glissière/interface d'un siège de "*inter-city "80" first class*" mesurée dans un véhicule (——) et en laboratoire (----). [COR89].

D'autres éléments, tels que la nature des vibrations imposées à la base du siège, et la sensibilité de l'occupant aux vibrations, ne sont pas pris en compte dans le calcul de la transmissibilité. Pour tenir compte de ces trois variables, et avoir un critère unique permettant de définir la performance du siège, la valeur SEAT (Seat Effective Amplitude Transmissibility) [GRI78c] a été définie. Cette grandeur est définie comme le rapport de l'accélération RMS pondérée, mesurée à l'interface sujet/assise, et de la même grandeur mesurée à la base du siège. Ce rapport est exprimé comme un pourcentage. Une valeur supérieure à 100% indique que le siège amplifie les vibrations ; une valeur inférieure à 100% indique que le siège atténue les vibrations.

$$SEAT\% = \frac{\left(\int_{f0}^{fn} G_s(f)S^2(f)df)\right)^{1/2}}{\left(\int_{f0}^{fn} G_f(f)S^2(f)df)\right)^{1/2}} \times 100 \qquad [11]$$

$$a_n = \left(\int_{f0}^{fn} G(f)S^2(f)df\right)^{1/2} \qquad [12]$$

$S(f)$ est la fonction de pondération en fréquence de la réponse du corps humain définie par la norme ISO 2631

a_n est l'accélération pondérée

$G_f(f)$ est le spectre de puissance du signal au sol.

$G_S(f)$ est le spectre de puissance mesuré à l'interface du siège

I.5.2.2 Facteurs influents

De nombreux facteurs influent sur le comportement d'un siège, et donc sur ses qualités. On distingue les facteurs dépendant du siège (conception, ajustement, âge, état …), les facteurs dépendant du sujet (sexe, poids, taille, posture) [RAK94], et enfin les facteurs dépendant du stimulus (fréquence, amplitude…).

Pope et Al. [POP86] ont comparé l'influence de coussins de rigidité différentes sur la transmission des vibrations au sujet assis. Ils montrent que les matériaux les plus mous diminuent la fréquence de résonance, mais augmentent le gain à la résonance et après la résonance.

S'il n'y a pas de corrélation directe entre les caractéristiques physiques des sujets et la transmission de vibrations par le siège, il est en revanche établi qu'un même siège a un comportement différent suivant le sujet [COR89]. Park et Al. [PAR98] montrent que la valeur SEAT du siège peut varier de 10 % suivant les sujets. Burdorf et Swuste [BUR93] montrent que, pour un même siège, l'amplitude de la transmissibilité est significativement plus élevée pour un sujet de 53 kg, par rapport à un sujet de 95 kg. La différence peut aller jusqu'à 20%. La difficulté pour les constructeurs est de réaliser des sièges qui soient capables de protéger efficacement l'ensemble de la population.

Le dernier point concerne la nature des vibrations transmises au siège. Elles sont dépendantes du terrain mais aussi du véhicule. Les performances d'un siège peuvent en effet être très différentes suivant le véhicule sur lequel il est installé. La qualité du siège est donc dépendante des systèmes de suspension du véhicule [BUR93] [RAK94].

Dans le cas d'environnements sévères (conduite d'engins et de machines) le risque pour la santé est très élevé lorsque l'organisme est sollicité à ses fréquences de résonance. Pour être efficace, un siège doit atténuer les vibrations auxquelles le corps humain est particulièrement sensible, mais aussi, amortir les accélérations élevées. Il est primordial de filtrer, ou au moins d'amortir, les vibrations transmises dans la plage de fréquences 4 Hz-8 Hz. Pour atténuer la transmission des vibrations dans la direction verticale, la fréquence de résonance de la transmissibilité du siège doit être inférieure à 2,8 Hz [DON89] ; et pour davantage de sécurité, inférieure à 2 Hz [GRI90]. Il est important d'étudier les caractéristiques d'un siège dans son environnement réel..

I.5.2.3 Optimisation du siège

De nombreux auteurs ont utilisé la modélisation pour optimiser les paramètres mécaniques des sièges, par rapport à la transmission des vibrations au sujet. Des modèles masse-ressort-amortisseur ont été développés dans cet objectif [PAT88] [QAS96] [WAM87] [WAN97].

Pour évaluer et prédire le comportement d'un siège, il est nécessaire de connaître ses caractéristiques, et donc sa transmissibilité. Nous avons vu que les performances du siège dépendent du sujet, du véhicule, et du stimulus. La mesure en situation réelle donnera une transmissibilité particulière, liée au sujet et aux conditions extérieures. Pour s'affranchir de ce particularisme, et des contraintes liées à la mesure en situation réelle, certains auteurs ont cherché à remplacer le sujet par un mannequin physique simulant au mieux la population concernée. En 1967, Matthews développe un mannequin à un degré de liberté [MAT67], Suggs et Al. développent un mannequin plus évolué à deux degrés de liberté [SUG60]. Ces mannequins, représentatifs du comportement humain pour les amplitudes élevées, atteignent leurs limites pour de faibles amplitudes. Face à ces limites, Fairley et Griffin [FAI86] [GRI95] ont élaboré une méthode numérique qui permet de prédire la transmissibilité réelle du siège.

La théorie de cette méthode est exposée ci-après :

Sujet sur siège mou : Les fonctions de réponse d'un sujet assis sur un siège mou sont définies par :

Transmissibilité du siège/sujet :

$$T(\omega) = \frac{A_p(\omega)}{A_S(\omega)} \qquad [13]$$

Rigidité dynamique du siège : effort transmis par le siège / déplacement.

$$S(\omega) = \frac{F_1(\omega) - m_1 A_S(\omega)}{\omega^{-2}\left(A_p(\omega) - A_S(\omega)\right)} \qquad [14]$$

Masse apparente du sujet : Effort à l'interface / accélération à l'interface.

$$M(\omega) = \frac{F_1(\omega) - m_1 A_s(\omega) - m_2 A_p(\omega)}{A_p(\omega)} \qquad [15]$$

$F_1(\omega)$ Effort mesuré à la base du siège.

$A_p(\omega)$ Accélération mesurée à l'interface.

$A_s(\omega)$ Accélération à la base du siège.

m_1 Masse de la base du siège.

m_2 Masse du siège en mouvement par rapport à la base du siège.

Sujet sur siège rigide : la masse apparente du sujet peut être mesurée en remplaçant le siège par une plate-forme rigide.

Siège chargé avec un indenteur : le sujet est remplacé par un indenteur fixe ; la rigidité dynamique du siège s'écrit :

$$S(\omega) = \frac{F_3(\omega)}{-\omega^{-2} A_S(\omega)} \qquad [16]$$

$F_3(\omega)$ est l'effort mesuré au niveau de l'indenteur, et est égal à l'effort transmis par le siège, lorsque l'indenteur est fixe.

Rigidité et amortissement

Si le siège a un amortissement visco élastique, la rigidité dynamique s'écrit:

$$S(\omega) = k + ic\omega \qquad [17]$$

Si le siège a un amortissement hystérétique (h), la rigidité dynamique est :

$$S(\omega) = k(1 + jd) \qquad [18]$$

$$h = c / \omega \qquad [19]$$

$$d = h / k \qquad [20]$$

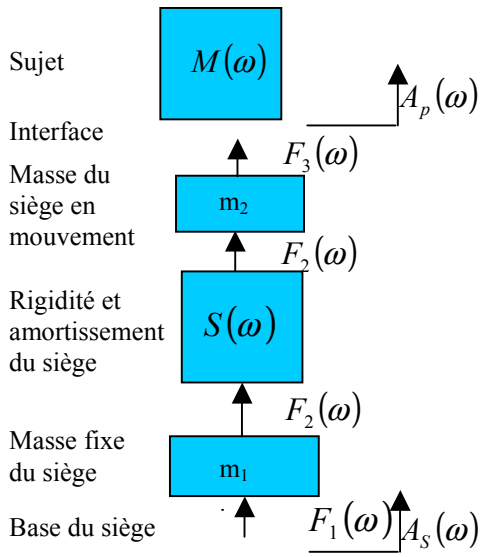


Figure 30 : Système siège sujet. [FAI86].

Prédiction de la transmissibilité du siège

La rigidité dynamique du siège et la masse apparente du sujet peuvent être exprimées par rapport à l'effort transmis par le siège, F_2 :

$$S(\omega) = \frac{F_2(\omega)}{\omega^{-2}\left(A_p(\omega) - A_S(\omega)\right)} \qquad [21]$$

$$M(\omega) = \frac{F_2(\omega)}{A_p(\omega)} - m_2 \qquad [22]$$

En réarrangeant ces équations, et en les substituant dans la transmissibilité eq.[13]

On obtient : $$T(\omega) = \frac{\omega^2 S(\omega)}{\omega^{-2} S(\omega) - \left(M(\omega) + m_2\right)} \qquad [23]$$

Ainsi, à partir de la mesure de la masse apparente d'un sujet et de la mesure de la rigidité dynamique d'un siège, on peut prédire la transmissibilité du siège chargé par le sujet. Les mesures de rigidité dynamique du siège sont obtenues grâce à une indentation dynamique. Les transmissibilités prédites par cette méthode sont semblables aux transmissibilités mesurées, quel que soit le niveau d'accélération du stimulus. Cependant, cette méthode surévalue l'amplitude de la transmissibilité à la résonance et après la résonance.

Cette méthode a été complétée par Wei et Griffin [WEI98b], par une modélisation masse-ressort. La procédure est la même, mais la masse apparente du sujet n'est plus mesurée. Elle est remplacée par un modèle dont les paramètres sont obtenus par identification à la masse apparente moyenne issue de la mesure de soixante sujets [FAI89]. Cette méthode permet de s'affranchir du concours d'un sujet. Seules les caractéristiques dynamiques du siège doivent être mesurées au préalable.

On peut envisager le même type de méthode pour la prédiction du SEAT. Le recours à la modélisation permet de rechercher plus facilement les paramètres de matériaux ou de formes, permettant de minimiser la transmissibilité ou la valeur SEAT.

Aujourd'hui, les équipementiers utilisent ce type de méthode d'évaluation. L'un des objectifs de la recherche dans ce domaine est l'amélioration de la prédiction. C'est également un des objectifs du projet SCOOP, lequel, à travers la définition d'une procédure de test dynamique des sièges (SVCTP Seat Vibration Comfort Testing Procedure) met en place des méthodes et des outils standardisés qui offrent une meilleure prédiction.

II DEUXIEME CHAPITRE : LA MODELISATION DU CORPS HUMAIN

II.1 Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons pu constater à quel point les vibrations mécaniques pouvaient être néfastes à l'organisme. L'industrialisation massive de la planète depuis le début du siècle a modifié l'environnement de l'être humain. Que ce soit dans le cadre de ses loisirs, ou de son activité professionnelle, l'homme moderne est soumis à des vibrations de façon quotidienne. Si la norme internationale fixe des limites en matière de dose vibratoire admissible pour le confort ou la sécurité, ces normes ne sont pas assez restrictives, parce qu'elles reposent sur des hypothèses réductrices. L'augmentation constante des populations concernées par les problèmes lombalgiques liés aux vibrations est une preuve de l'insuffisance de la protection. L'amélioration de cette situation passe par une amélioration des normes et des systèmes de protection.

Dans le domaine automobile et pour la direction verticale, le siège est le seul rempart contre les vibrations de basses fréquences. La nécessité d'améliorer ses capacités d'isolation a poussé les Européens à engager des programmes de recherche dans le domaine de la transmission des vibrations au corps humain en automobile. Le dernier en date est le projet SCOOP (Seat Comfort Optimization Procedure), dans lequel s'inscrit la présente étude. L'objectif principal de ce projet est la mise en place d'une procédure de test et d'optimisation du siège. Cette démarche passe par la compréhension du comportement du couple homme-siège en environnement vibratoire. L'utilisation de la modélisation a été choisie afin de s'affranchir des nombreux problèmes liés à l'expérimentation sur sujet humain. La modélisation est particulièrement efficace pour les travaux de prédiction et d'optimisation, car elle permet de faire varier de façon isolée des paramètres liés au sujet, au siège, ainsi qu'à l'environnement. Le cahier des charges fixé par la Commission Européenne définit un certain nombre de points qui doivent être pris en compte dans l'élaboration du modèle.

- Le modèle doit simuler le comportement du corps humain pour ce qui concerne la transmission verticale et antéro-postérieure de vibrations verticales.

- Le modèle doit permettre l'optimisation des paramètres de posture du sujet et des caractéristiques du siège, au regard des vibrations transmises.

- Le modèle doit prendre en compte les non-linéarités du corps humain, et apporter des éléments de compréhension sur son comportement vibratoire, notamment pour les modes principaux.

- Enfin, le modèle doit être paramétrable en terme d'anthropométrie, afin de représenter une large portion des populations concernées, et de permettre l'étude de l'influence de certains paramètres morphométriques sur la réponse du corps humain aux vibrations verticales.

Avant de présenter le modèle réalisé, nous allons procéder à une analyse de l'existant en matière de modèle vibratoire, afin d'éclairer les avancées offertes par le modèle, et de justifier le choix d'une nouvelle modélisation.

II.2 Modèles vibratoires existants

II.2.1 Les modèles masse-ressort

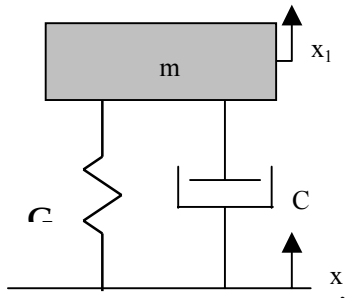
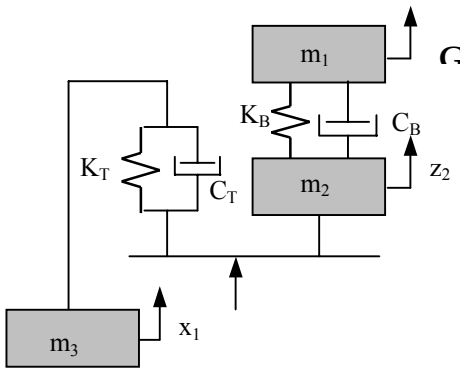
De nombreux modèles masse-ressort ont été développés pour représenter le comportement dynamique vibratoire du corps humain dans différentes postures, et pour différentes directions. Ces modèles sont construits par identification à une ou plusieurs réponses particulières : masse apparente, impédance mécanique, transmissibilité d'un segment du corps (tête, thorax, épaule …), et peuvent aller du modèle très simplifié à un degré de liberté, au modèle non-linéaire à multiples degrés de liberté. Plus un modèle a de degrés de liberté, plus il sera en mesure de simuler la réponse du corps humain aux vibrations, dans sa globalité. L'extension du principe de modèle masse-ressort est la modélisation par éléments finis qui permet, par discrétisation d'une structure, d'en modéliser le comportement mécanique. Comme nous l'avons vu précédemment, le corps humain a un comportement fortement non linéaire, par rapport à la plage de fréquences, à l'amplitude du stimulus et au type de stimulus. Les modèles linéaires ne permettent de modéliser le comportement du corps humain que pour une situation donnée (posture, environnement) et un stimulus donné, leur plage d'utilisation est très restreinte, en revanche, ils sont faciles à mettre en œuvre et à utiliser. Des revues bibliographiques font l'inventaire des principaux modèles développés et de leur représentativité [BOI96] [VON71]. Nous nous référerons à ces travaux pour retracer l'historique des modélisations, et analyser la capacité des modèles existants à reproduire le comportement vibratoire du corps humain à travers différentes réponses. Cependant, devant la quantité de modèles publiés, nous nous contenterons d'étudier ceux qui se rapprochent le plus de notre étude, et qui simulent les réponses verticales d'un sujet soumis à un stimulus vertical, tout en sachant que quantités d'autres réponses ont été modélisées [AMI87a] [MAN99] [QAS96] [WAM87]

Nous allons présenter les principaux modèles de la littérature en les classant en fonction de leurs objectifs de départ. Nous verrons, tout d'abord, les modèles définis pour simuler une grandeur particulière ; puis, les modèles définis pour en représenter plusieurs.

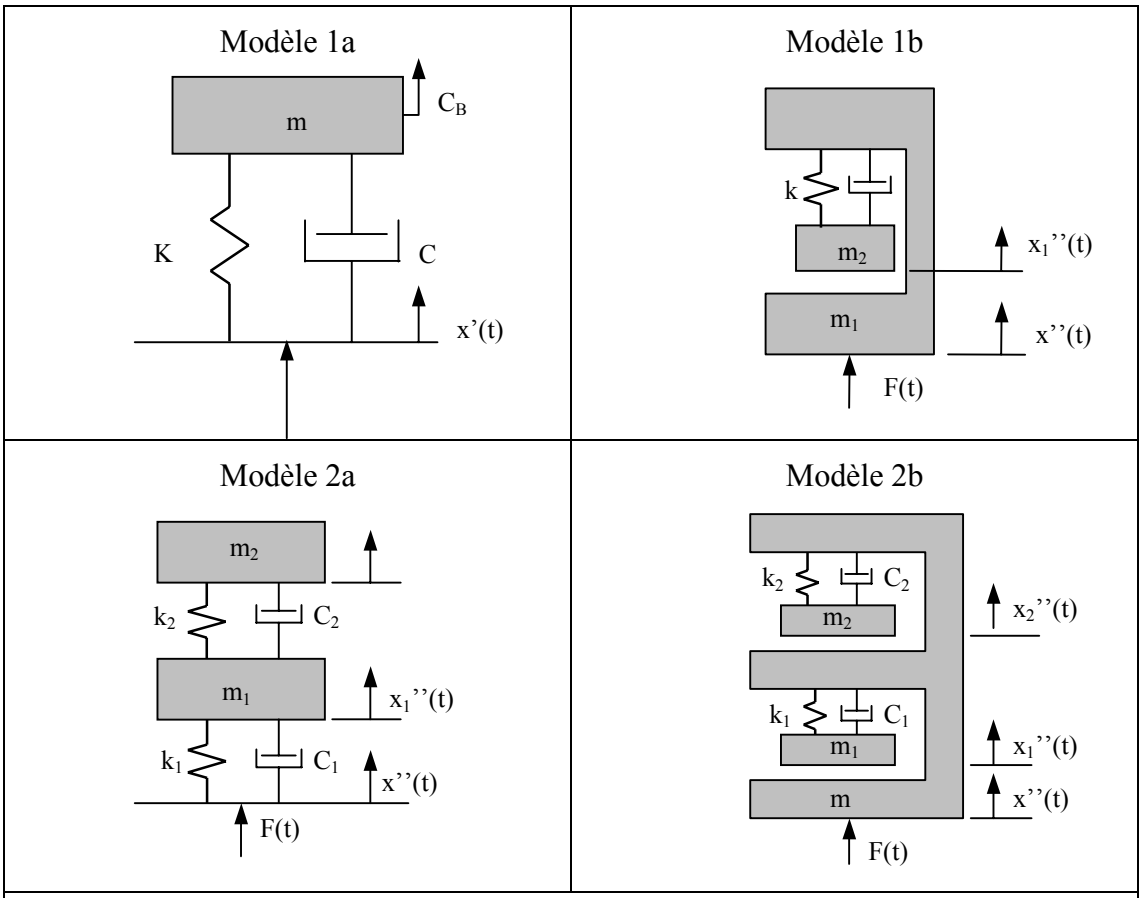
II.2.1.1 Modéle linéaire de la masse apparente et de l'impédance mécanique

La masse apparente et l'impédance mécanique sont des grandeurs similaires qui permettent de décrire la réponse globale du corps humain. Le premier modèle d'impédance mécanique est publié en 1962 par Coermann [COE62]. C'est un modèle très simple à un degré de liberté, dont les paramètres sont déterminés pour reproduire l'impédance mécanique d'un sujet. Du fait qu'il ne possède qu'un degré de liberté, ce modèle ne permet de simuler l'impédance mécanique que dans la région de la première résonance.

Par la suite, Fairley et Griffin [FAI89] publient une étude de la masse apparente réalisée sur un groupe de 60 sujets. A partir de la masse apparente moyenne de ces 60 sujets, ils définissent les paramètres d'un modèle à un degré de liberté.

	M (kg)	83,7202
	K (Nm^{-1})	131181
	f1(Hz)	6,3
	ς	0,57
Coermann 1962		
	m_1 (kg)	45,6
	m_2 (kg)	6,0
	m_3 (kg)	11,5
	f_1 (Hz)	5
	k_T (Nm^{-1})	0
	K_B (Nm^{-1})	2863
	C_T (Nsm^{-1})	0
	C_B (Nsm^{-1})	1360
	ς_B	0,475
Fairley & Griffin 1989		

Cette modélisation sera reprise plus tard par Wei et Griffin [WEI98a], qui étudieront la capacité de différents modèles masse-ressort, à un et deux degrés de liberté, à représenter la masse apparente d'un sujet particulier et de l'ensemble des 60 sujets. Les modèles envisagés sont détaillés dans le tableau suivant.



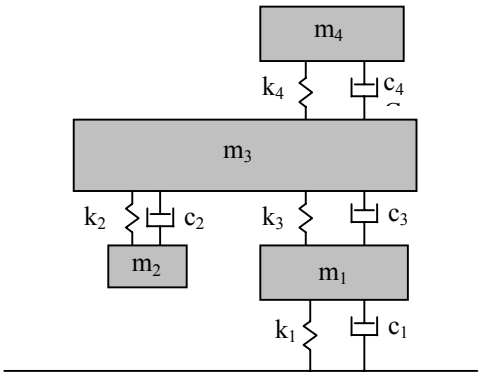
Wei & Griffin 1998

Les conclusions des auteurs indiquent que les modèles ne comportant pas de masse fixe (1a et 2a) ne permettent pas de modéliser la masse apparente de façon satisfaisante. Les paramètres des modèles comportant une masse fixe sont calculés pour chaque groupe. Ils sont donnés dans le tableau suivant (tab. 6).

Paramètres		M (kg)	M1 (kg)	M2 (kg)	K1 (N/m)	K2 (N/m)	C1 (Ns/m)	C2 (Ns/m)
Modèle 1b	Homme		8,6	50,2	51987		1366	
	Femme		8,3	42,9	41659		1230	
	Enfant		5,5	30,6	33361		849	
	60 sujets		4,1	46,7	44115		1522	
Modèle 2b	Homme	7,6	37,4	13,2	39071	42867	736	609
	Femme	7,3	32,0	11,5	35328	33511	825	340
	Enfant	3,9	28,1	3,9	30083	39114	682	168
	60 sujets	5,6	36,2	8,9	35007	33254	815	484

Tableau 6 : Valeurs de masse, de rigidité et d'amortissement de deux modèles de masse apparente identifiés par rapport aux mesures réalisées sur différentes populations.[WEI98a].

Payne réalise en 1971 [PAY71] un modèle de l'impédance mécanique à quatre degrés de liberté. Ce modèle, beaucoup plus sophistiqué que ceux présentés précédemment, est défini à partir des propriétés biomécaniques de sous systèmes du corps humain, et optimisé par rapport à l'impédance mécanique. Il est basé sur un modèle à un degré de liberté simulant le rachis en dynamique, auquel sont ajoutés plusieurs autres degrés de liberté permettant de prendre en compte le comportement des tissus mous fessiers, des viscères abdominaux, et de la tête.



Payne & Band 1971

m_1 (kg)	29	k_3 (N/m)	92105
m_2 (kg)	6,8	K_4 (N/m)	204820
m3 (kg)	21,8	ς_1	0,25
m_4 (kg)	5,45	ς_2	0,5
k_1 (N/m)	65431	ς_3	0,1
k_2 (N/m)	2838	ς_4	0,15

Ce modèle, dont les paramètres sont optimisés pour reproduire l'impédance mécanique, peut également prédire la transmissibilité de la tête, du thorax, et des viscères ; et ceci, grâce à la segmentation utilisée. Les transmissibilités calculées sont cohérentes avec les résultats expérimentaux.

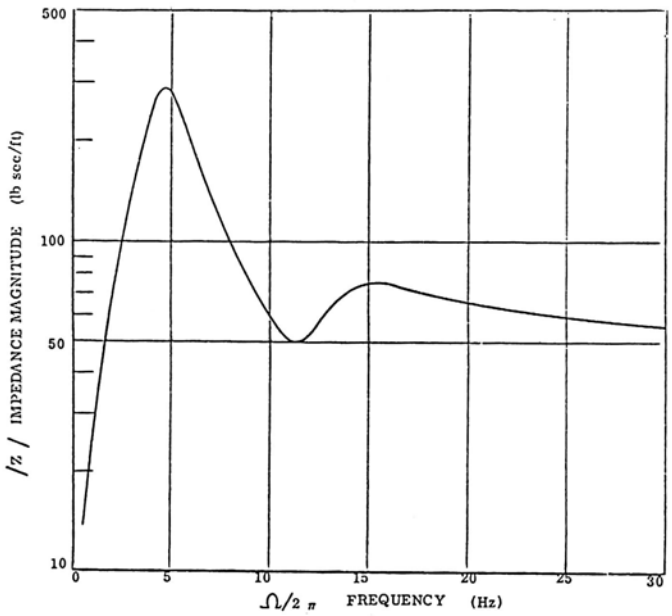


Figure 31: Impédance mécanique calculée. [PAY71].

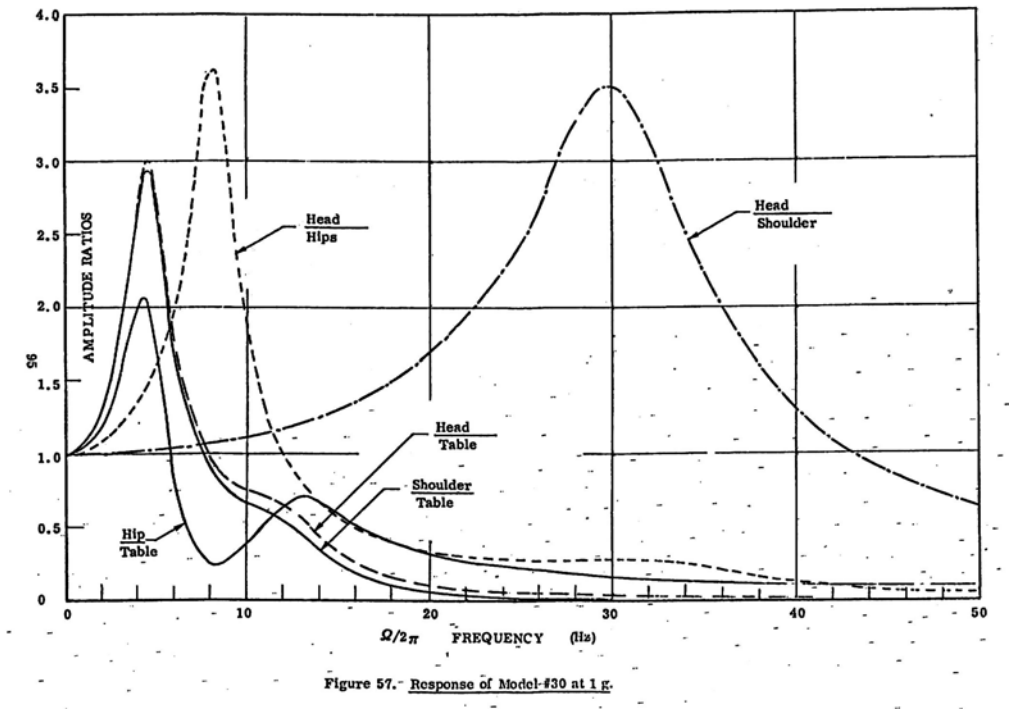
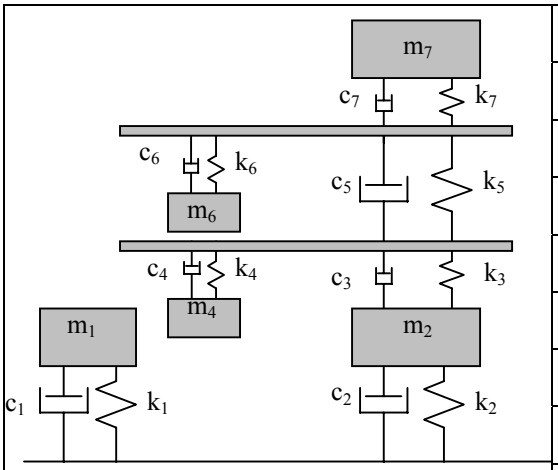


Figure 32 : Transmissibilité verticale des segments représentés. [PAY71]

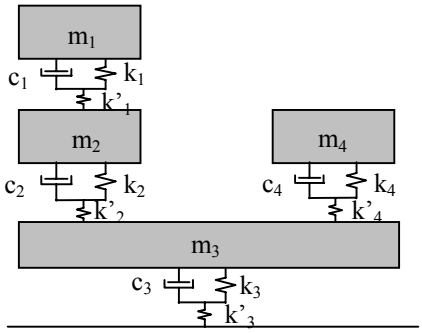
II.2.1.2 Modèles linéaires définis pour simuler plusieurs réponses

Les modèles présentés dans cette section sont optimisés pour simuler plusieurs réponses simultanément. Les modèles de Mertens [MER78], de Boileau [BOI95], et le modèle ISO [ISO5982], sont optimisés pour l'impédance mécanique, ainsi que pour la transmissibilité siège-tête. Le modèle de Amirouche et Ider [AMI88] est optimisé pour différentes transmissibilités.



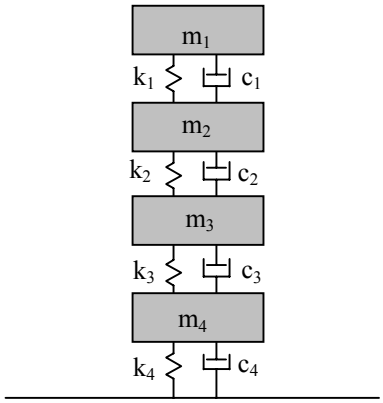
Mertens 1978

m_1(kg)	15	k_6 (N/m)	42558
m_2 (kg)	10	k_7 (N/m)	89537
m_4 (kg)	15	c_1 (Ns/m)	678
m_7 (kg)	7	c_2 (Ns/m)	4000
k_1 (N/m)	47966	c_3 (Ns/m)	1000
k_2 (N/m)	250000	c_4 (Ns/m)	622
k_3 (N/m)	200000	c_5 (Ns/m)	2000
k_4 (N/m)	17913	c_6 (Ns/m)	968
k_5 (N/m)	160000	c_7 (Ns/m)	633



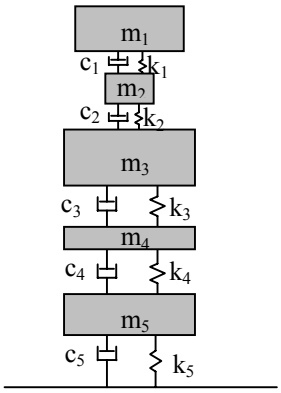
ISO CD 5982 1993

m_1 (kg)	8,24	k_1' (N/m)	$36.\ 10^7$
m_2 (kg)	8,05	k_2' (N/m)	$65.\ 10^9$
m_3 (kg)	44,85	K_3' (N/m)	$52{,}34.10^4$
m_4 (kg)	13,86	K_4' (N/m)	$69{,}3.\ 10^3$
k_1 (N/m)	22.10^8	c_1 (Ns/m)	781,1
k_2 (N/m)	$22{,}13.10^4$	c_2 (Ns/m)	578
k_3 (N/m)	$88{,}56.10^3$	c_3 (Ns/m)	2964
k_4 (N/m)	$36{,}47.\ 10^3$	c_4 (Ns/m)	901,8



Boileau 1995

m_1 (kg)	5,31	k_3 (N/m)	1628
m_2 (kg)	28,49	k_4 (N/m)	90000
m_3 (kg)	8,62	c_1 (Ns/m)	400
m_4 (kg)	12,78	c_2 (Ns/m)	4750
k_1 (N/m)	310000	c_3 (Ns/m)	458,5
k_2 (N/m)	183000	c_4 (Ns/m)	2064



Amirouche et Ider 1988

m_1 (kg)	4,42	k_4 (N/m)	105000
m_2 (kg)	0,88	k_5 (N/m)	50000
m_3 (kg)	21,8	c_1 (Ns/m)	1500
m_4 (kg)	2,69	c_2 (Ns/m)	1500
m_5 (kg)	31,12	c_3 (Ns/m)	1600
k_1 (N/m)	120000	c_4 (Ns/m)	1800
k_2 (N/m)	120000	c_5 (Ns/m)	1100
k_3 (N/m)	105000		

II.2.1.3 Modèles non linéaires

En 1973, Muksian et Nash [MUK74] définissent un modèle non linéaire à six degrés de liberté, basé sur les considérations suivantes:

La tête et l'atlas sont regroupés dans une même masse rigide.

Le rachis est considéré comme une masse rigide suspendue entre le bassin et la tête. Les éléments de connexion sont considérés comme linéaires.

La cage thoracique est considérée comme une zone rigide, et regroupée dans la masse m_3 avec les épaules et les bras. Les éléments de liaison entre cette masse et le rachis sont non linéaires. Des forces de friction représentant l'action des articulations entre les côtes et les vertèbres, ainsi que les contractions musculaires, sont prises en compte par les éléments force F2 et F3.

Les viscères sont séparés en trois masses rigides. La masse thorax comprend le cœur et les poumons ; la masse diaphragme comprend le diaphragme ; et la masse abdomen comprend tous les viscères abdominaux (foie, estomac, intestins, vessie). Ces trois zones sont reliées par des éléments non linéaires. Les efforts cycliques de contraction du diaphragme sont représentés par F5, et les contractions du cœur par F4.

L'effort développé dans un ressort situé entre deux masses adjacentes est défini par :

$$S_{ij} = \sum_p K_{pj}\left(z_i - z_n\right)^p \qquad p = 1,3 \qquad [24]$$

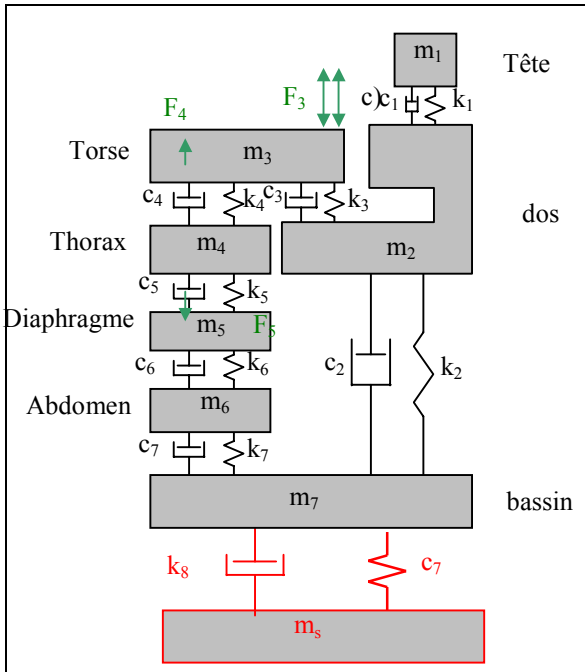
z_n définit le déplacement de la masse située au dessus du ressort, z_i le déplacement de la masse située au dessous. L'effort développé par l'amortisseur est défini par :

$$D_{ij} = \sum_p C_{pj}\left(z'_i - z'_n\right)^p \qquad p = 1,3 \qquad [25]$$

Les efforts de friction entre la partie dos et la partie thorax sont définis comme suit :

$$F_i = \left|Fi\right| \mathrm{Sgn}\left(z'_{i+1} - z'_i\right) \qquad F_{i+1} = \left|F_{i+1}\right| \mathrm{Sgn}\left(z'_i - z'_{i+1}\right) \qquad [26]$$

Où la valeur absolue indique l'amplitude de l'effort appliqué.



m_1 (kg)	5,45	k_{61} (N/m)	877
m_2 (kg)	6,82	k_{62} (N/m)	877
m_3 (kg)	32,762	k_{71}(N/m)	877
m_4 (kg)	1,362	k_{72} (N/m)	877
m_5 (kg)	0,455	c_{11}(Ns/m)	3580
m_6 (kg)	5,921	c_{12} (Ns/m)	0
m_7 (kg)	27,23	c_{21} (Ns/m)	3580
k_{11} (N/m)	52600	c_{22} (Ns/m)	0
k_{12} (N/m)	0	c_{31}(Ns/m)	3580
k_{21} (N/m)	52600	c_{32} (Ns/m)	3580
k_{22} (N/m)	0	c_{41} (Ns/m)	292
k_{31} (N/m)	52600	c_{42} (Ns/m)	292
k_{32} (N/m)	52600	c_{51} (Ns/m)	292
K_{41} (N/m)	877	c_{52} (Ns/m)	292
K_{42} (N/m)	877	c_{61} (Ns/m)	292
K_{51}(N/m)	877	c_{62} (Ns/m)	292
k_{52} (N/m)	877	c_{71}(Ns/m)	292
		c_{72} (Ns/m)	292

Muksian & Nash 1974

En 1988, Patil et Palanicami [PAT88] reprennent le modèle proposé par Muksian et Nash, en y ajoutant un ressort et un amortisseur simulant les tissus fessiers. Ces éléments sont insérés entre la masse du bassin et le siège (en rouge sur la figure précédente).

K_{s1} (N/m)	25500	C_{s1} (Ns/m)	371	c_{41} (Ns/m)	3580
K_{s2} (N/m)	25500	C_{s2} (Ns/m)	371	c_{42} (Ns/m)	3580

Les deux modèles sont optimisés pour la transmissibilité verticale siège-tête. Ils permettent également de calculer la transmissibilité des autres segments représentés, sans être toutefois validés pour ces réponses.

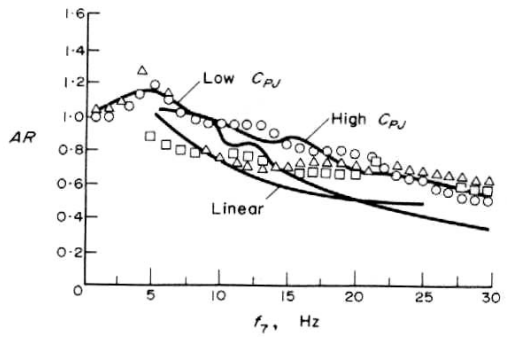


Figure 33 : Transmissibilité verticale siège-tête comparée aux résultats expérimentaux de Goldman [GOL60] et Pradko [PRA66] [PRA67]. [MUK74].

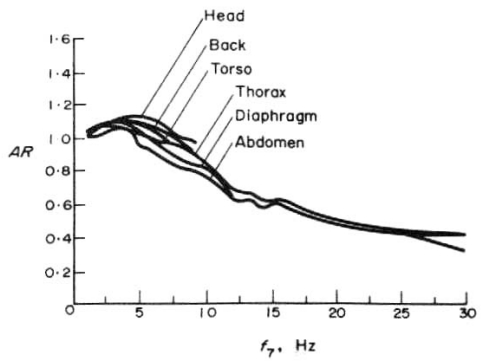
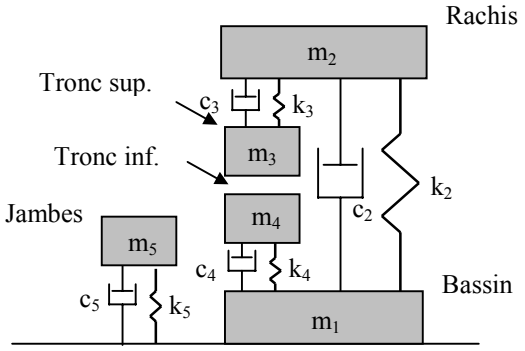
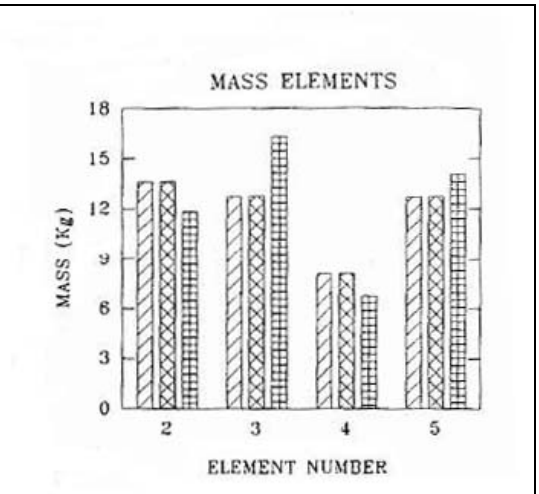


Figure 34 : Transmissibilité des différents segments représentés. [MUK74].

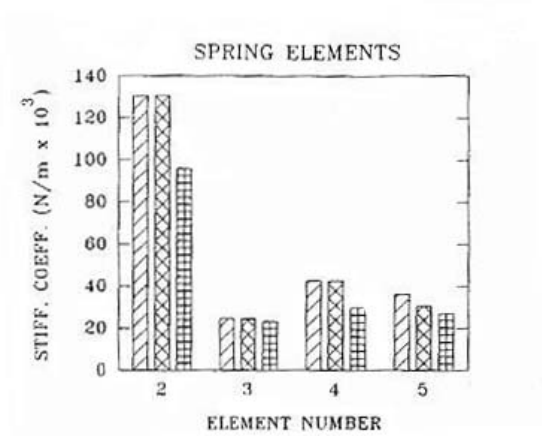
Smith [SMI94a] propose un modèle non linéaire quasistatique (les valeurs d'amortissement et de rigidité sont fixées de façon discrète pour chaque configuration considérée) à quatre degrés de liberté, pour simuler l'impédance mécanique et sa non-linéarité par rapport à l'amplitude du stimulus. Le modèle apporte des éléments de compréhension sur les éléments non-linéaires. L'auteur considère quatre zones de résonance. La première résonance (5-7 Hz) est associée par l'auteur à la partie supérieure du tronc (m3, k3, c3) ; la quatrième zone observée (18 Hz) est attribuée à la colonne (m2, K2, c2). Les deux autres résonances ne sont pas attribuées à une zone anatomique particulière. Le sous-système tronc inférieur (m4, c4, k4) regroupe les viscères, les tissus mous et muscles situés dans la région du bassin, ainsi que les viscères abdominaux. Le dernier sous système est découplé du reste, et représente les jambes.



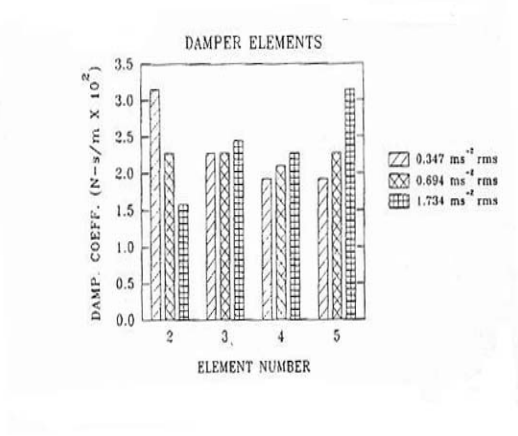
Smith 1994



Paramètres de masse en fonction de l'amplitude du stimulus



Paramètres de rigidité en fonction de l'amplitude du stimulus



Paramètres d'amortissement en fonction de l'amplitude du stimulus

Ce modèle est validé pour l'impédance mécanique pour différentes amplitudes de stimulus. La réponse des sous systèmes représentés peut aussi être calculée, mais elle n'a pas été évaluée par l'auteur.

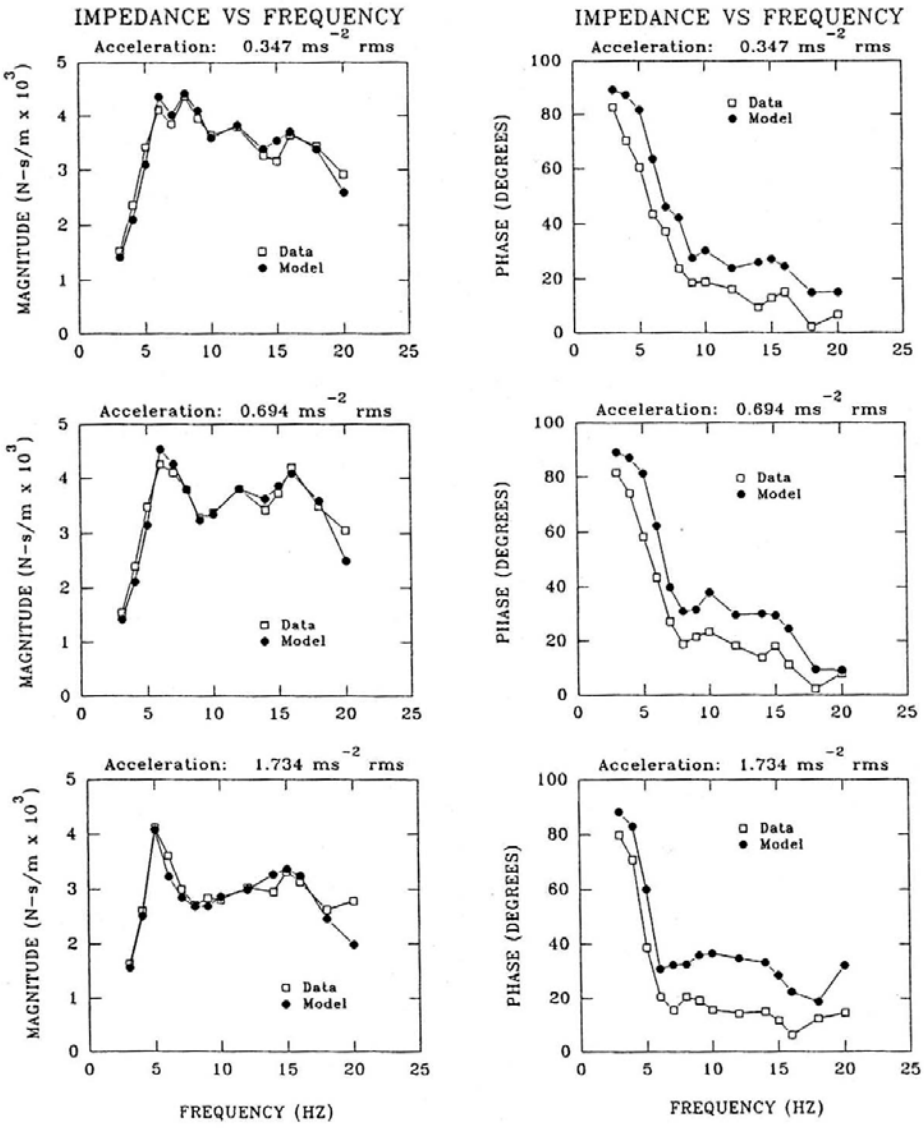
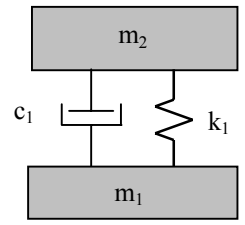


FIGURE 5 Modeling results for the three acceleration levels.

Figure 35 : Impédance mécanique du modèle calculée pour différentes amplitudes du stimulus. [SMI94a].

En 1997, à la suite de Smith [SMI94a], Mansfield [MAN97a] propose un modèle à un degré de liberté comportant une masse fixe pour représenter la masse apparente d'un sujet assis. Plusieurs versions du modèle sont considérées par l'auteur, incluant des modèles non-linéaires quasistatiques, et des modèles à éléments non linéaires. Quatre modèles quasistatiques sont considérés, et trois modèles à éléments non-linéaires. La capacité de ces différents modèles à simuler les non-linéarités de la masse apparente par rapport à l'amplitude du stimulus est évaluée. Les différents paramètres considérés sont détaillés dans le tableau qui suit. Ces différents modèles ne sont validés et utilisables que pour le calcul de la masse apparente.



Mansfield 1997

Modèles Quasistatiques						
	Acc (ms^{-2} rms)	K (Nm^{-1})	C (Nsm^{-1})	M1 (kg)	M2 (kg)	Σ erreur (kg)
Masse variable	0,25	38203	902	10,4	41,6	3,14
	0,5	38203	902	5,0	44,3	2,37
	1,0	38203	902	1,4	46,0	1,80
	1,5	38203	902	0,0	48,3	2,04
	2	38203	902	0,0	48,5	2,19
	2,5	38203	902	0,0	49,0	2,53
Rigidité variable	0,25	51131	902	0,15	46,91	2,65
	0,5	44169	902	0,15	46,91	2,17
	1,0	40224	902	0,15	46,91	1,81
	1,5	37058	902	0,15	46,91	2,01
	2	35824	902	0,15	46,91	1,99
	2,5	35142	902	0,15	46,91	2,24
Amortissement variable	0,25	38203	911	0,15	46,91	3,81
	0,5	38203	875	0,15	46,91	2,72
	1,0	38203	917	0,15	46,91	1,88
	1,5	38203	878	0,15	46,91	2,09
	2	38203	902	0,15	46,91	2,23
	2,5	38203	914	0,15	46,91	2,55

Tous paramètres variables	0,25	57142	1137	0,0	48,0	1,99
	0,5	46769	1048	0,0	47,9	1,86
	1,5	40877	976	0,0	47,6	1,72
	1,5	35543	792	0,6	46,4	1,84
	2	34514	809	0,0	47,0	1,75
	2,5	33272	751	0,0	46,7	1,84

Tableau 7 : Paramètres de raideur, de masse et d'amortissement pour différents modèles quasistatiques et différentes amplitudes de stimulus. [MAN97a]

Modèles à éléments non-linéaires		
Masse non linéaire	$F_{masse} = mx'' + \lvert x \rvert kMx''$	La prise en compte d'une masse non linéaire entraîne une diminution de la fréquence de résonance pour une augmentation de l'amplitude du stimulus.
	K=38203 N/m C=1400 Ns/m Masse linéaire m2=40 kg Masse non linéaire M=6,91 kg Constante k=1200 Masse fixe m1=0,15 Kg	
Ressort non-linéaire	$F_{rigidité} = kx + Kx^3$	La prise en compte d'une rigidité non linéaire entraîne une diminution de la fréquence de résonance pour une augmentation de l'amplitude du stimulus.
	k=38203 N/m K=-2*10^9 N/m^3 C=1600 Ns/m m_2=46,91 kg m_1=0,15 kg	
Amortissement non-linéaire	$F_{amortissement} = \pm(c\lvert x' \rvert + C)$	La prise en compte d'un amortissement non linéaire entraîne une augmentation de l'amplitude à la résonance pour une augmentation de l'amplitude du stimulus.
	K=38203 N/m c=1400 Ns/m C=2 N m2=46,91 kg m1=0,15 kg	

Tableau 8 : Paramètres de masse, de raideur et d'amortissement pour différents modèles non-linéaires. [MAN97a]

II.2.1.4 Limitations des modèles masse-ressort

L'évaluation des principaux modèles par rapport à différentes grandeurs calculées [BOI96] montre clairement les limitations d'une modélisation simple. Les modèles basés sur l'identification rhéologique d'une grandeur mesurée ne permettent de prédire que cette grandeur, dans les conditions où elle a été mesurée. Dans le tableau qui suit sont regroupés les résultats de Boileau et *al.* [BOI96] sur la comparaison des caractéristiques de différentes réponses calculées avec des modèles masse-ressort. L'auteur a étudié les réponses de certains des modèles présentés précédemment. Les fréquences de résonance de la transmissibilité siège-tête et de l'impédance mécanique sont comparées pour chaque modèle.

MODEL	Fréquences de résonance (Hz)		Ecarts entre les deux fréquences de résonance
	Impédance mécanique	Transmissibilité siège/tête	
Coermann	8,5	5,2	3,0
Fairley et Griffin	5,5	4,3	1,2
Payne	4,8	4,7	0,1
Mertens	5,1	4,8	0,3
Amirouche et Ider	4,1	3,9	0,2
Patil et Al. (1 ms^{-2})	2,6	2,5	0,1
Patil et Al. (2 ms^{-2})	2,6	2,5	0,1
ISO CD 5982	5.3	4.4	0,9
Boileau	5,5	4,7	0,8

Tableau 9 : Comparaison des caractéristiques de deux réponses de différents modèles.[BOI96]

Les résultats de Boileau montrent que ce type de modélisation atteint rapidement ses limites. Les modèles ne permettent de simuler que quelques réponses ciblées, et ils ne sont pas en mesure de représenter, ni d'expliquer, les mécanismes et les mouvements liés aux résonances. Un modèle simple ne permet pas davantage de prédire l'évolution de la réponse pour un changement de stimulus, ou de posture. Pour ce faire, il convient d'évoluer vers des modèles plus complexes, dont les paramètres sont liés à la morphométrie du corps humain.

II.2.2 Les modèles corps rigide

Le modèle corps rigide est un modèle masse-ressort complexe. Il constitue l'étape intermédiaire entre la modélisation masse-ressort, et la modélisation éléments finis. Le corps humain est représenté par des éléments rigides, reliés entre eux par des ressorts ou des amortisseurs. Les masses rigides prises en compte sont en rapport avec la morphométrie d'un être humain, et les degrés de liberté sont situés au niveau des articulations. Muksian et Nash [MUK74] proposent une discrétisation du corps humain en 65-70 corps rigides, reliés entre eux par des ressorts et amortisseurs non-linéaires

concentrant les caractéristiques des viscères, muscles et ligaments. La simplification de ce système aboutit à la modélisation masse ressort déjà présentée.

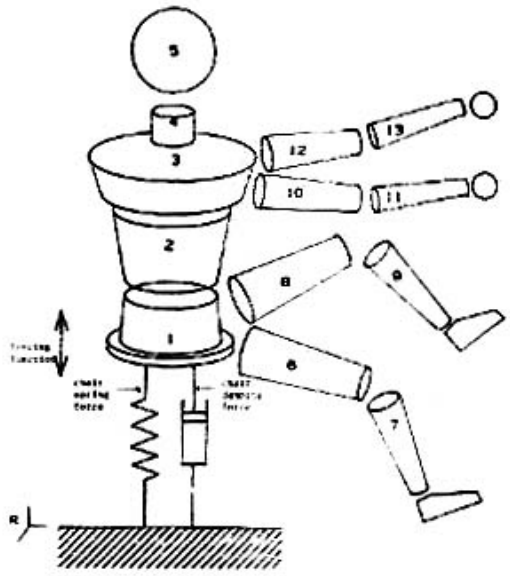


Figure 36 : Modèle corps rigide du corps humain en position assise. [AMI87b]

Amirouche [AMI87b] propose en 1987 un modèle masse ressort du corps humain en position assise. Ce modèle se compose de 13 corps rigides articulés. Les segments considérés sont modélisés par des portions de cylindre, et reliés entre eux par des ressorts et amortisseurs linéaires, dans les six directions de l'espace. Les caractéristiques d'inertie et de masse des différents segments sont basées sur celles des mannequins 50ème percentile homme Part 572 et hybrid III [WIS83]. Seule la transmission verticale des vibrations verticales est prise en compte, ainsi de six degrés de liberté par articulation, le modèle est ramené à un degré de liberté, chaque corps rigide ne pouvant se déplacer que dans la direction verticale. Les valeurs initiales de rigidité et d'amortissement des éléments de liaisons des articulations du tronc sont celles utilisées par Muksian et Nash [MUK74] ; les caractéristiques des autres liaisons sont approximées à partir de considérations géométriques. Les paramètres mécaniques sont modifiés au regard des résultats de transmissibilité verticale siège tête. Lors des simulations, le modèle est soumis à un effort sinusoïdal sur la plage 0-20 Hz, la transmissibilité du modèle est ajustée par rapport aux résultats expérimentaux de Coermann [COE62]. Les valeurs définitives de rigidité et d'amortissement sont données en annexe.

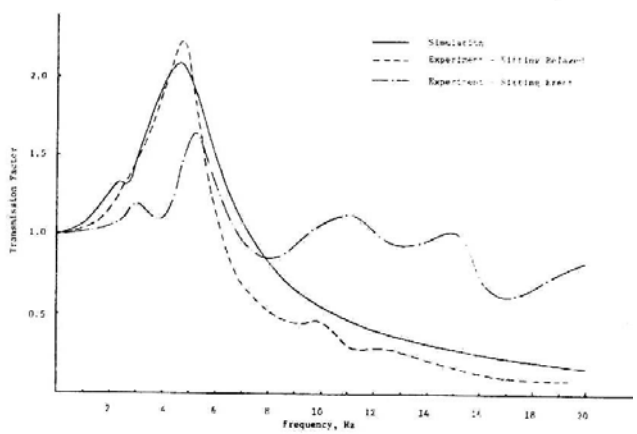


Figure 37 : Transmissibilité verticale siège tête du modèle comparée aux résultats expérimentaux de Coerman [COE62] obtenus pour différentes postures. [AMI87b].

Les résultats obtenus avec le modèle pour la transmissibilité siège-tête sont satisfaisants jusqu'à la première résonance. Le pic principal apparaît à 4,85 Hz avec un rapport d'amplitude de deux, conformément aux résultats expérimentaux. En revanche, le modèle présente un pic supplémentaire à 2,2 Hz. Au-delà de 5 Hz, la réponse du modèle est très fortement amortie. Le second pic de la transmissibilité siège-tête n'apparaît pas, et l'amplitude après la première résonance est beaucoup plus faible. Les autres réponses calculées (transmissibilité siège-bassin et bassin-cou) sont moins proches des résultats expérimentaux. On note un écart important avant et après la première résonance pour ces deux réponses. Par ailleurs, les auteurs notent une instabilité dans le comportement du cou, avec des amplitudes de mouvement très élevées.

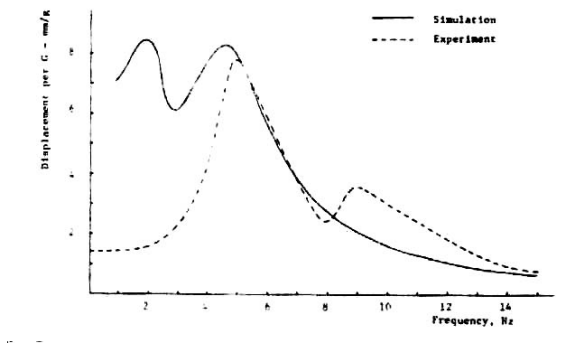


Figure 38 : Déplacement relatif vertical du cou par rapport au bassin comparé aux résultats expérimentaux de Coermann [COE62]. [AMI87b].

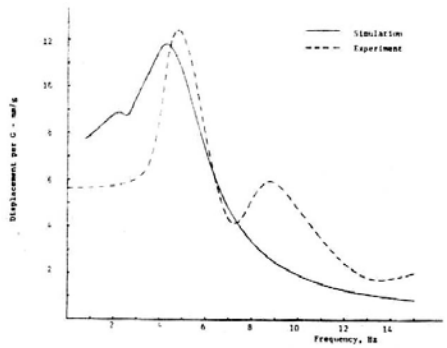


Figure 39 : Déplacement relatif vertical du bassin par rapport au siège comparé aux résultats expérimentaux de Coermann [COE62]. [AMI87b].

II.2.3 Les modèles éléments finis

Les modèles masse ressort et corps rigides sont d'utilisation simple et peu coûteux. Ils constituent un outil de prédiction performant lorsqu'ils sont utilisés dans leurs limites de validité. Le principal inconvénient de ces modèles est leur manque de biofidélité, et l'étroitesse de leur plage d'utilisation. Une modélisation simple ne permet de prendre en compte que des réponses globales, et ne peut pas expliquer les phénomènes mis en jeu. Pour comprendre, prédire, et limiter la transmission des vibrations au corps humain, il est nécessaire d'évoluer vers des modélisations plus fines, qui tiennent autant compte des caractéristiques anthropométriques du corps, que des caractéristiques mécaniques des tissus. Une modélisation biofidèle du corps humain, en termes d'anthropométrie, de répartition de masse, et de comportement mécanique, permet d'apporter des éléments de compréhension sur les mécanismes de transmission des vibrations, sur les organes principalement concernés, sur les efforts internes engendrés. Une fois validé, le modèle permet d'optimiser les paramètres environnants au regard de différentes réponses. De nombreux modèles par éléments finis du corps humain, ou de segments du corps humain, ont été développés pour de nombreuses applications, telles que l'orthopédie ou la sécurité automobile. Dans cette partie, nous allons présenter les principaux modèles du corps humain développés pour prédire le

comportement vibratoire du corps humain. Ces modèles seront comparés à la fin de ce chapitre (tab. 10 pages 92-94).

II.2.3.1 Belytschko et al. [BEL76][BEL78a][BEL78b]

Belytschko et *al*. [BEL76], en 1976, proposent le premier modèle dynamique du corps humain. Ce modèle a été développé pour étudier le comportement de l'ensemble rachis-tête, lors de l'éjection des pilotes d'avions. C'est un modèle tridimensionnel comprenant une représentation détaillée du rachis. Ce modèle a été amélioré et validé par Belytschko et Privitzer [BEL78a]. Quatre versions humaines, et trois versions primates plus ou moins complexes, ont été développées et évaluées par les auteurs.

- Un modèle du rachis isolé, comprenant l'ensemble de l'appareil ligamentaire et la tête.
- Un modèle comprenant les viscères, en plus des éléments du premier.
- Un modèle complexe comprenant les viscères et la cage thoracique, en plus des éléments du premier.
- Un modèle simplifié représentant le rachis, les viscères, et la tête.

Chacun de ces modèles est validé par comparaison à des mesures d'impédance mécanique réalisées sur sujet humain. Des modèles de primates semblables ont également été développés pour compléter la validation.

Le repère dans lequel les modèles sont construits est défini comme suit:

Le centre du repère est situé 4 centimètres au-dessus du centre de masse du bassin.

L'axe x est horizontal médio-latéral orienté vers la gauche.

L'axe y est horizontal antéro-postérieur.

L'axe z est vertical caudo-crânial.

Les plans x-z, y-z, x-y correspondent respectivement au plan frontal, sagittal, et horizontal.

Une partie des caractéristiques mécaniques et inertielles de ces modèles est détaillée en annexe, l'ensemble des données étant disponible dans le rapport des travaux de Belytschko et *al*. [BEL76] [BEL78a].

- **Modèle 1 : ISLM (Isolated Ligamentous Spine Model) : Rachis, tête et appareil ligamentaire.**

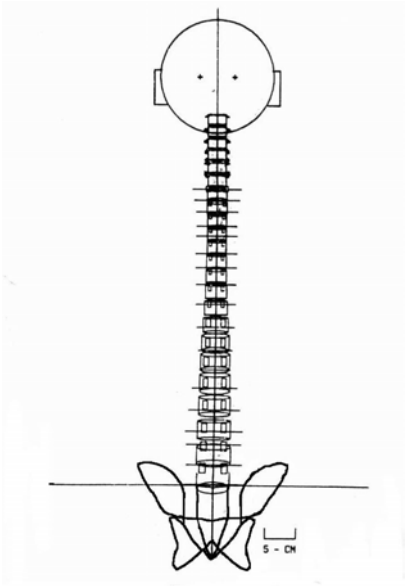


Figure 40 : Vue de face du modèle ISLM. [BEL78]

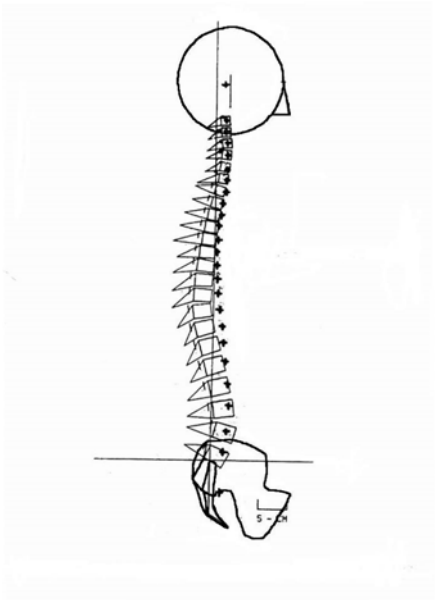


Figure 41: Vue de profil du modèle ISLM. [BEL78]

Ce modèle est composé du rachis cervical, thoracique et lombaire, de la tête, et du bassin. Chaque vertèbre est considérée comme un corps rigide muni d'une masse concentrée. Le tronc est segmenté à chaque niveau vertébral, et la masse de chaque segment est ramenée à la vertèbre. Ainsi, le modèle se compose de nœuds primaires (représentés par des croix sur la figure) situés au centre de masse de chaque segment, et auxquels sont concentrées les caractéristiques d'inertie. Chaque vertèbre est représentée par treize nœuds, situés au niveau des centres des plateaux inférieur et supérieur, à l'extrémité des apophyses épineuses et transverses, au centre des facettes articulaires, ainsi qu'aux points d'insertion des ligaments jaunes. Les vertèbres adjacentes sont connectées entre elles par des éléments déformables simulant les ligaments, les disques intervertébraux, ainsi que les tissus environnants. Les ligaments sont modélisés par des ressorts de traction. Les articulations vertébrales sont modélisées par un ressort dans les régions thoracique et lombaire. Dans la région cervicale, les facettes sont représentées par trois points, et les articulations modélisées par des éléments hydrodynamiques. Les disques intervertébraux sont modélisés par des poutres.

Les limites de ce premier modèle sont liées au fait que chaque segment de tronc est rigide par rapport à une vertèbre et que la rigidité du modèle est faible en flexion, il exclut donc tout mouvement relatif des viscères par rapport au rachis, et devient instable pour des efforts élevés.

- **Modèle 2 : ISLV (Isolated Ligamentous Spine with Viscera model) ISLM et viscères.**

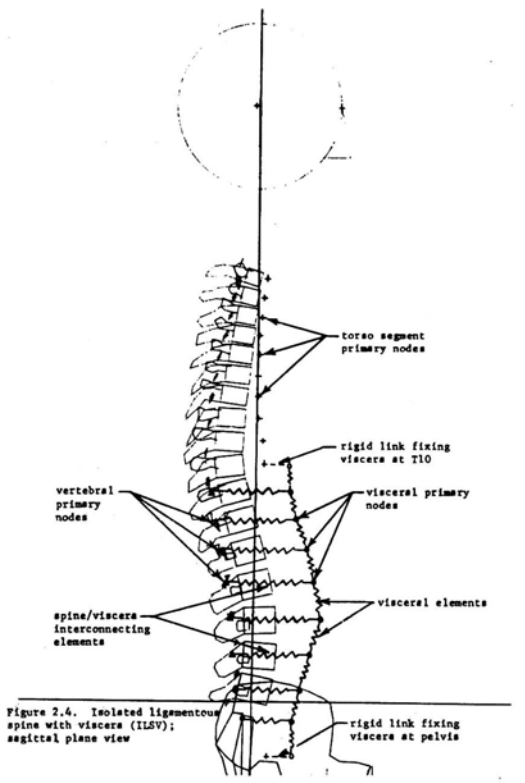


Figure 42 : Vue de profil du modèle ISLV. [BEL78a].

Dans ce modèle, on retrouve les éléments du premier modèle, mais la masse des segments T11 à S1 est découplée en une masse vertébrale et une masse viscérale. Les masses viscérales adjacentes sont connectées entre elles par des éléments verticaux possédant une rigidité axiale et une rigidité en flexion. Les masses viscérales sont connectées aux vertèbres par des ressorts horizontaux.

Tous les éléments connectant les masses viscérales aux vertèbres ont une rigidité de $1{,}0.10^6$ dyne/cm. Un coefficient d'amortissement de 0,5 est choisi pour les éléments de connexion des éléments viscère adjacents.

- **Modèle 3 : CSM (Complex Spine Model) ISLM plus viscères hydrodynamiques et cage thoracique.**

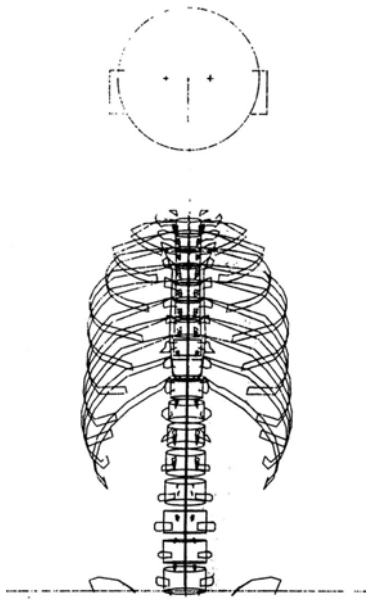


Figure 27 : Vue de face du modèle CSM. [BEL78a].

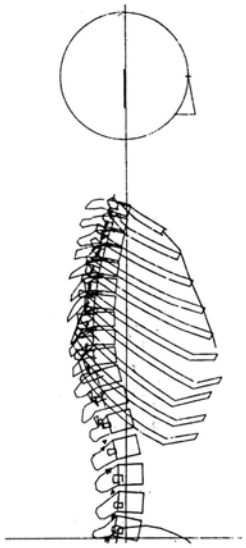


Figure 44 : Vue de profil du modèle CSM. [BEL78a].

Ce modèle comprend une modélisation des côtes et du sternum, ces éléments étant considérés comme des corps rigides. Les articulations costo-vertébrales et costo-transverses sont modélisées respectivement par des ressorts et des poutres. Les côtes 1 à 7 sont connectées au sternum par les articulations costo-sternales, modélisées par des poutres. Les côtes 8 à 10 sont connectées aux côtes adjacentes par des ressorts modélisant le comportement du cartilage interchondral. L'action des tissus intercostaux est modélisée par des ressorts. La géométrie des côtes est issue des travaux de Schultz et Al. [SCH74].

Les viscères abdominaux sont modélisés par des éléments hydrodynamiques assemblés en série entre le bassin et la dixième paire de côtes.

- **Modèle 4 : SSM (Simplified Spine Model) modèle simplifié du ISLV.**

Les trois premiers modèles présentés sont trop coûteux en temps, et en ressources de calcul, pour être utilisés comme outil de conception. Un modèle simplifié a donc été développé sur la base du modèle ISLV. Dans ce modèle, le rachis thoraco-lombaire est divisé en trois segments T1-T10, T10-L3, L3-S1. Chaque portion est modélisée par un élément poutre.

Le comportement longitudinal des viscères est modélisé par quatre ressorts, et trois masses concentrées, disposées entre le bassin et T10. Les interactions entre la rachis et les viscères sont modélisées par un ressort reliant chaque masse viscérale au rachis.

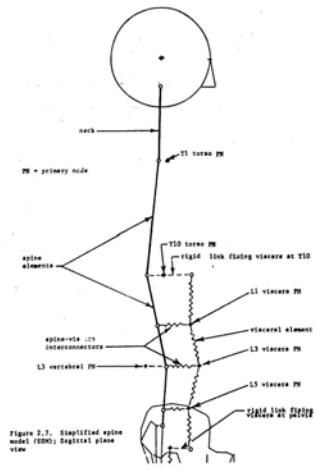


Figure 45 : Vue de profil du modèle simplifié SSM. [BEL78a].

L'impédance mécanique des modèles ISLV et SSM a été calculée, et comparée à des données expérimentales. Deux simulations différentes sont réalisées : la première est faite avec les modèles tels qu'ils ont été décrits précédemment ; la seconde avec le modèle SSM, sur lequel ont été rajoutés des éléments ressort et amortisseur entre le centre de masse du bassin et le siège simulant les tissus mous fessiers et la moitié de la masse des jambes au niveau du bassin. Plusieurs rigidités sont étudiées pour les tissus mous fessiers.

L'impédance du modèle sans fessier présente deux résonances à 5,7 Hz et 12,7 Hz. L'impédance axiale du rachis seul ne présente qu'un seul pic à 10,5 Hz ; alors que l'impédance axiale de la colonne viscérale présente un pic à 5,37 Hz. L'impédance axiale de ces deux éléments combinés est dominée par l'influence du rachis du fait du rapport de masse entre le rachis (masse des bras et thorax) et les viscères, avec une résonance principale à 10,74 Hz. L'analyse modale du modèle SSM fait apparaître un premier mode viscéral et un troisième mode du rachis en flexion à 5,35 Hz.

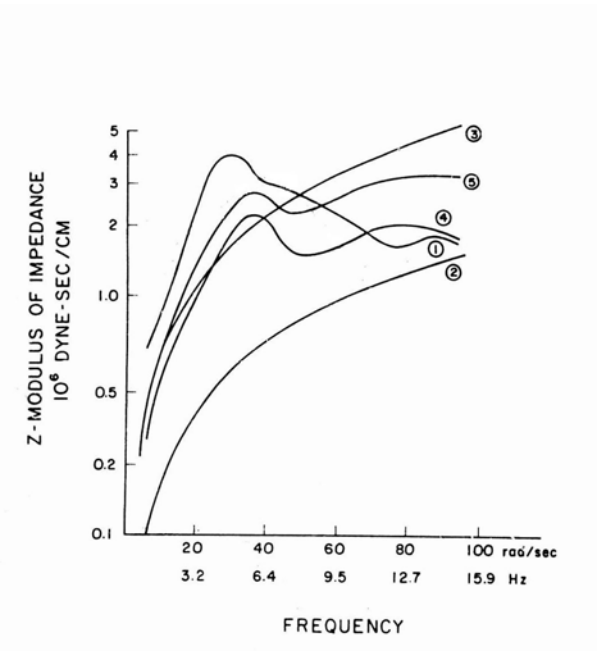


Figure 46 : Amplitude de l'impédance mécanique du modèle SSM sans tissus fessiers
1)Résultats expérimentaux Vogt *et al.* [VOG68]
2)Impédance mécanique de la masse bassin SSM
3)Impédance de la masse totale du modèle SSM
4)Impédance du modèle SSM sans la masse du bassin
5)Impédance mécanique du modèle SSM avec la

L'impédance du modèle SSM comprenant la modélisation des tissus mous, fait apparaître, dans les deux cas, une résonance principale à 4,30 Hz et une seconde moins marquée à 9,3 Hz, avec un léger décalage vers la droite pour le cas le plus rigide. L'analyse modale montre que le premier mode axial de l'ensemble rachis fessier

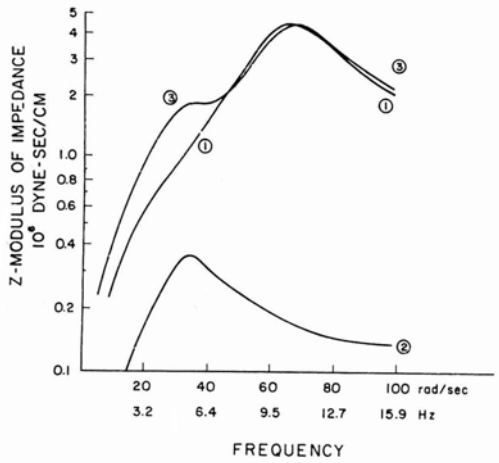


Figure 47: Impédance mécanique des sous-systèmes du modèle SSM. Déplacements restreints à la direction axiale.
1) rachis.
2) viscères.
3) Rachis et viscères.

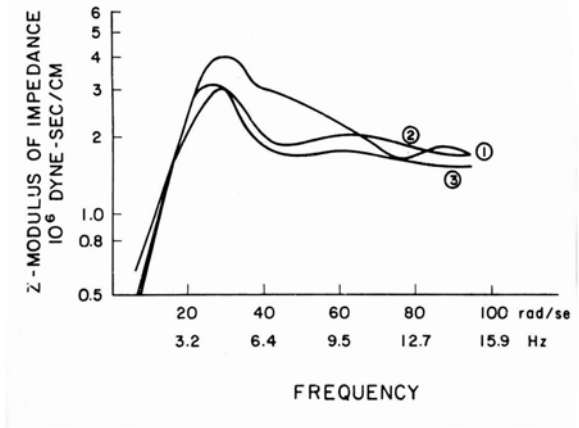


Figure 48: Impédance mécanique du modèle ISLV avec tissus mous fessiers.
1) Résultats expérimentaux Vogt et al.[VOG68].
2) ISLV : amortissement des fessiers 0,3.
3) ISLV amortissement des fessiers 0,15.

apparaît pour une fréquence de 4,10 Hz, et consiste en un mouvement de corps rigide de l'ensemble du rachis par rapport au siège. Le deuxième pic de l'impédance semble correspondre principalement au second mode viscéral. Il est intéressant de noter que le premier mode est dominé par le comportement des tissus mous fessiers, et qu'une modification de leur rigidité ne modifie quasiment pas l'impédance mécanique du système.

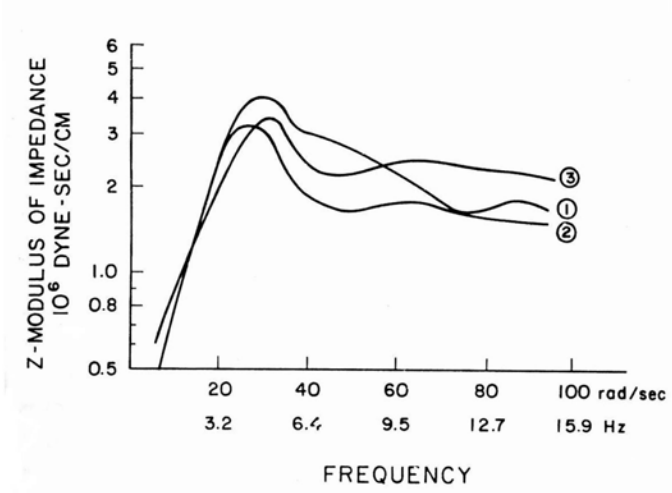


Figure 49: Impédance mécanique du modèle SSM avec tissus mous fessiers.
1) Résultats expérimentaux de Vogt et al.[VOG68].
2) SSM : rigidité des fessiers 6,55.10^7 dyne/cm.
3) SSM : rigidité des fessiers 1,31.10^7 dyne/cm.

L'impédance mécanique du modèle ISLV est similaire à celle du modèle simplifié, ce qui démontre l'efficacité de ce dernier. Ce modèle, sous ses différentes formes n'est validé que pour l'impédance mécanique sur la plage 0-15 Hz, mais il serait possible de calculer la transmissibilité dans chacune des directions de l'espace des segments représentés et notamment de chaque vertèbre.

II.2.3.2 Kitazaki et Griffin [KIT97]

Le modèle développé par Kitazaki et Griffin est une évolution du modèle simplifié de Belytschko et Privitzer [BEL78a]. C'est un modèle linéaire à deux dimensions dans le plan médio-sagittal, la tête, le rachis, le bassin, les viscères et les tissus mous fessiers sont modélisés par des éléments poutres, ressorts et masses concentrées. La géométrie et les caractéristiques mécaniques du modèle sont celles utilisées par Belytschko et Privitzer, complétées par d'autres données [EYC70] [LIU73] [MAW92] [MCC80] [NASA78] [SIN78] [WIL81].

Certaines caractéristiques ont été modifiées après comparaison des résultats de l'analyse modale du modèle avec les modes propres issus de l'analyse modale expérimentale [KIT98]. Le modèle est linéaire, et composé de 134 éléments et 87 degrés de liberté principaux. Dans la description qui suit, toutes les données dont les

sources ne sont pas précisées sont issues des travaux de Belytschko et *al.* [BEL76], et Belytschko et Privitzer [BEL78a].

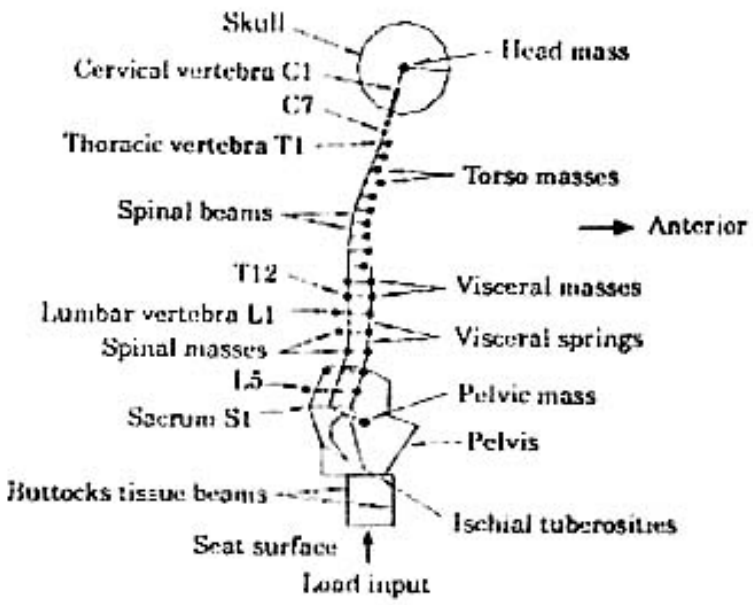


Figure 50 : Modèle éléments finis du corps humain développé par Kitazaki et Griffin. [KIT97].

Le rachis est modélisé par 24 poutres en série représentant les disques intervertébraux entre C1 et S1. Les poutres sont disposées de sorte que leurs extrémités correspondent aux centres des vertèbres adjacentes. Ces poutres n'ont pas de masse. La masse du tronc est prise en compte par des éléments masses concentrées disposées en avant des corps vertébraux, et rigidement fixées par rapport aux vertèbres entre les niveaux T1 et T10. Sous T10, la masse de chaque niveau est modélisée par deux éléments distincts, représentant les masses vertébrales et viscérales. Au niveau cervical, les masses ne sont pas excentrées. L'excentricité des masses par rapport aux segments vertébraux est issue des travaux de Liu et Wickstöm [LIU73].

Les viscères abdominaux sont modélisés par sept éléments masses de T11 à L5, connectés entre eux par des ressorts. L'extrémité inférieure est fixée par un élément rigide au bassin, l'extrémité supérieure est fixée à T10. Chaque masse viscérale est reliée à son niveau vertébral par des ressorts horizontaux. Les masses viscérales ne peuvent se déplacer que longitudinalement.

La tête est modélisée par un élément masse relié à la vertèbre C1 par une poutre représentant l'articulation occipito-atloïdienne. Le bassin est également modélisé par un élément masse rigidement lié à la vertèbre S1. Les tissus mous fessiers sont modélisés par deux poutres en parallèle entre le siège et le bassin.

Les courbures vertébrales du modèle sont issues de mesures réalisées sur 8 sujets. Trois postures sont considérées : « *assis redressé* » (posture 1), *« assis normalement* » (posture 2), et « *assis avachi* » (posture 3). Les apophyses épineuses des vertèbres T1, T6, T11 et L3, ainsi que les épines iliaques postéro-supérieures, sont palpées dans chaque posture. Le rachis cervical est considéré comme une ligne droite reliant le centre de masse de la tête au centre de masse de T1.

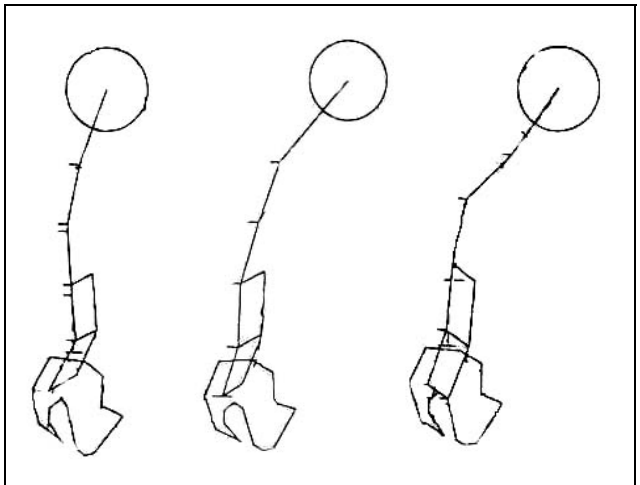


Figure 51 : Posture1 **Figure 52 : Posture 2** **Figure 53: Posture 3**

Les données d'inertie des segments vertébraux sont basées sur différents travaux [WIL81] [LIU73] [NASA78] [MCC80] [EYC70]. La masse des bras est répartie de façon égale entre les masses des niveaux T1 à T6. Les masses viscérales sous T10 sont celles du modèle ISLV de Belytschko et *al.*. Les inerties de la tête et du bassin sont issues des données de la NASA [NASA78], et d'autres études [MAW92] [MCC80] [SIN78]. La masse du bassin est augmentée de 30 % de la masse des cuisses, des avant-bras, et des mains. Les moments d'inertie sont augmentés de 50 %. La masse totale du modèle est de 60,064 kg.

La rigidité en flexion des poutres vertébrales correspond à celle des disques intervertébraux en flexion, l'hypothèse de vertèbre rigide pour les basses fréquences est faite par les auteurs. L'action des ligaments et des facettes articulaires n'est pas prise en compte dans la modélisation. La rigidité du ligament occipito-atloïdien est issue des travaux de Williams et Belytschko [WIL81]. La rigidité de la région lombaire est augmentée pour prendre en compte l'action de la précharge statique liée au poids du sujet, et à la non-linéarité du disque. Les rigidités axiales de départ des viscères et des tissus mous du bassin sont celles du modèle ISLV de Belytschko et Privitzer [BEL78a], la rigidité en flexion des poutres simulant les tissus mous fessiers est obtenue par identification de paramètres à partir des données de Kitazaki et Griffin [KIT98]. Les rigidités de départ sont ajustées, à l'exception de la rigidité axiale des vertèbres, en calant les résonances et les modes propres du modèle sur les résultats expérimentaux [KIT98]. Aucun amortissement structurel n'est pris en compte dans le modèle du fait du manque de données publiées. L'amortissement est pris en compte par l'intermédiaire d'un amortissement modal.

Le modèle a été développé sous ANSYS®, et sa validation se fait en deux étapes. La première étape consiste à identifier les modes principaux, en calculant la masse apparente du modèle sans amortissement. La rigidité du modèle est recalée par rapport à l'expérimentation, les coefficients d'amortissement sont également évalués par

calage de la réponse du modèle sur la masse apparente expérimentale. Pour cette première étape, le modèle est sollicité par un effort vertical harmonique imposé au siège. La seconde étape de la validation est réalisée par comparaison des résonances et modes propres obtenus par une analyse modale aux résonances et modes propres obtenus expérimentalement [KIT98]. Enfin, la transmissibilité verticale et antéro-postérieure (mouvements antéro-postérieurs du segment par rapport aux mouvements verticaux du siège) des segments représentés est calculée et comparée à des résultats expérimentaux.

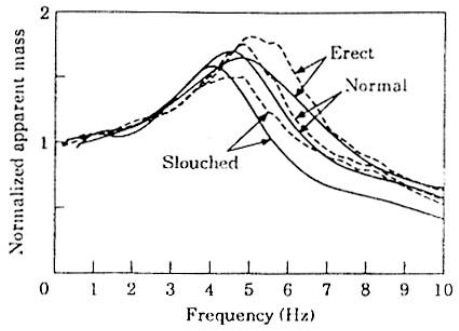


Figure 54 : Masse apparente normalisée calculée pour les trois postures (——) comparée aux résultats expérimentaux (- - -) [KIT98]. [KIT97].

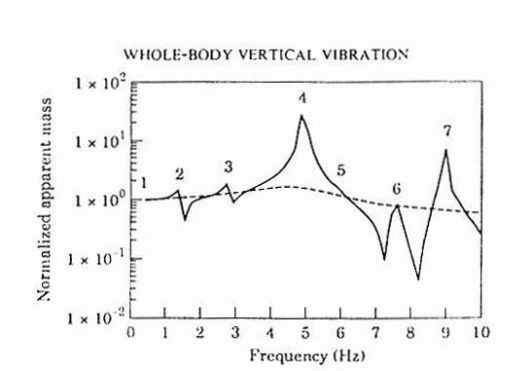


Figure 55 : Masse apparente normalisée du modèle en posture normale calculée sans amortissement (——), et avec amortissement.(- - - -) [KIT97].

Les réponses du modèle sont en accord avec l'expérimentation pour la masse apparente (fig. 54, 55), la transmissibilité verticale du rachis (fig. 58), et la transmissibilité verticale de la tête (fig. 57). La transmissibilité des viscères présente des similitudes avec les mesures expérimentales ; en revanche, la transmissibilité antéro-postérieure des différents segments est systématiquement surévaluée par rapport à l'expérimentation, pour la plage 0-5 Hz (fig. 56).

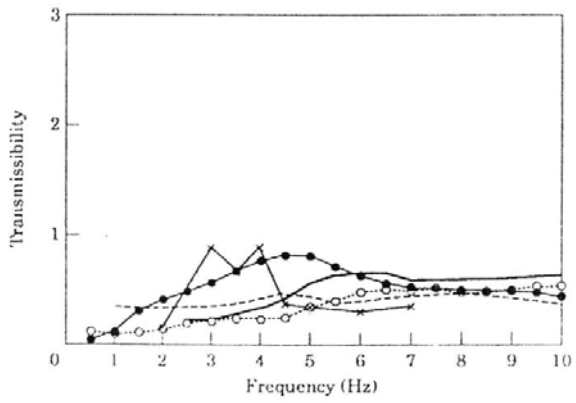


Figure 56 : Transmissibilité antéro-postérieure de la vertèbre L3 du modèle ( ) en posture normale comparée à différents résultats expérimentaux [KIT98] [PAN86] [SAN87] [MAG93]. [KIT97].

Le modèle présente deux modes principaux cohérents avec les résultats de l'analyse modale expérimentale réalisée par Kitazaki et Griffin [KIT98].

L'expérimentation a montré qu'un changement de posture entraîne une modification de la réponse aux vibrations, avec principalement un changement dans la fréquence de résonance de la masse apparente et de la transmissibilité. Les auteurs montrent que ce changement de réponse n'est pas observé avec le modèle lorsque seule sa posture est modifié, mais que la modification de la rigidité des tissus mous fessiers permet de reproduire les évolutions observées expérimentalement. Les auteurs expliquent cette différence de rigidité par la modification des dimensions de la surface de contact entre le sujet et le siège, liée au changement de posture.

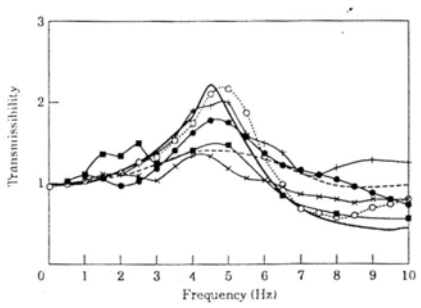


Figure 57 : Transmissibilité verticale siège tête du modèle en posture normale (-•-•-) comparée à différents résultats expérimentaux [COE62] [KIT98] [HIN87] [GRI78b] [PAD93]. [KIT97].

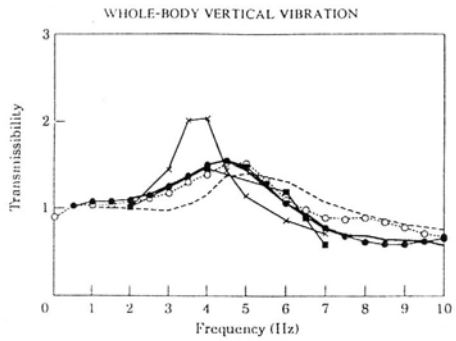


Figure 58 : Transmissibilité verticale de la vertèbre L3 du modèle en posture normale (-•-•-) comparée à différents résultats expérimentaux [PAN86] [POP86] [SAN87] [MAG93] [KIT98]. [KIT97].

II.2.3.3 Pankoke et al. [PAN98]

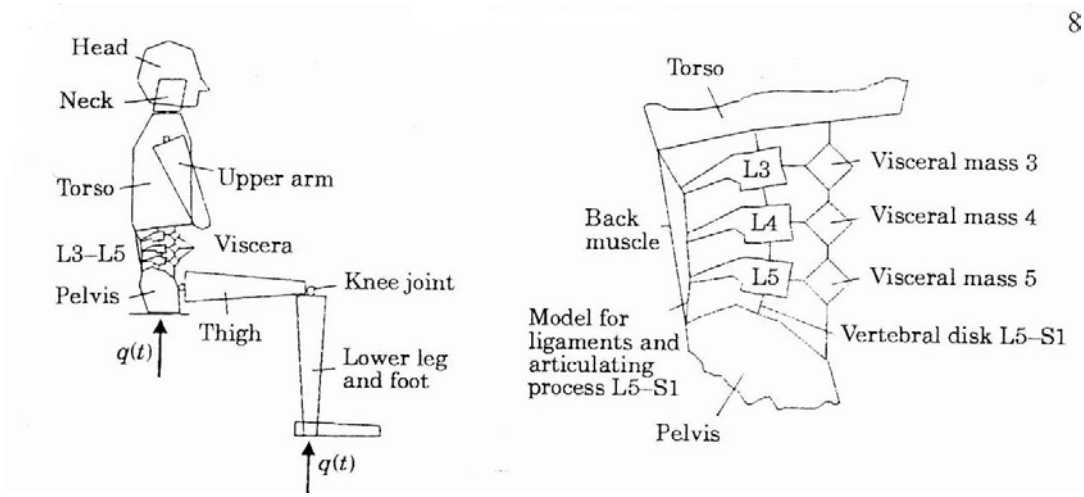


Figure 59 : Modèle complet à gauche. Région lombaire à droite. [PAN98].

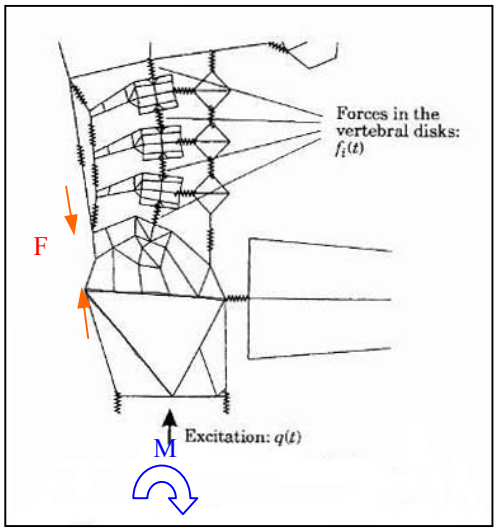


Figure 60 : Effort et moment maintenant le thorax en position. [PAN98]

Le modèle de Pankoke et Al. [PAN98] est un modèle linéaire à deux dimensions. L'objectif de départ de cette modélisation est la quantification des efforts occasionnés dans le rachis lombaire par la transmission des vibrations en position assise. Pour cette raison, seule la zone lombaire est détaillée, le reste du corps est modélisé par des corps rigides articulés.

Les vertèbres sont considérées comme des corps rigides. La rigidité des ligaments communs est prise en compte dans les éléments modélisant les disques. Seules les vertèbres L3, L4, L5 sont modélisées. La rigidité des segments T12/L1-L1/L2-L2/L3 est prise en compte en assignant une rigidité égale à un tiers de la rigidité d'un disque à l'élément simulant le disque sus-jacent à L3. Les caractéristiques inertielles de ces mêmes segments sont prises en compte dans le corps rigide « thorax ». Les viscères abdominaux sont modélisés par trois masses suspendues en série. Ces masses sont connectées entre elles, et à leur vertèbre adjacente, par des éléments ressorts. Les muscles agissant au niveau lombaire sont représentés par un ressort linéaire. La rigidité de ce ressort est issue des travaux de Buck [BUC97] ; elle regroupe la rigidité de 18 muscles situés entre le bassin et le rachis thoracique supérieur. Un effort constant est appliqué aux points d'attache du ressort pour simuler l'action musculaire. Un moment est appliqué au bassin pour maintenir le thorax en position. Les vertèbres sont connectées entre elles par plusieurs ressorts. Les disques et les ligaments communs sont modélisés par un même ressort bidirectionnel, disposé entre les centres des plateaux vertébraux de deux vertèbres adjacentes. Chacun de ces ressorts possède une rigidité axiale et une rigidité transversale. Un autre ressort, simulant l'action des ligaments et des articulaires, relie les éléments postérieurs des vertèbres. Les ressorts reliant les masses viscérales sont ajustées sur le modèle de Buck [BUC97]. Un ressort situé entre le siège et le bassin simule l'élasticité des tissus mous. Sa rigidité est obtenue par identification. L'amortissement est pris en compte par l'intermédiaire de coefficients d'amortissement modal.

Les autres segments anatomiques considérés sont modélisés par des corps rigides. On distingue la partie supérieure du tronc, le cou, la tête, les bras, les avant-bras, le bassin, les cuisses, les jambes, et les pieds. Ces corps rigides sont connectés par des ressorts linéaires auxquels sont rapportées toutes les élasticités.

Les données d'inertie du modèle sont issues de la littérature [AMI88] [DEM67].

Le modèle est adaptable en terme de masse, de taille, et de posture. Trois postures sont considérées pour les calculs. Une posture « *assis redressé* », une posture « *assis relâché* », et une posture « *penché en avant* » (fig. 61).

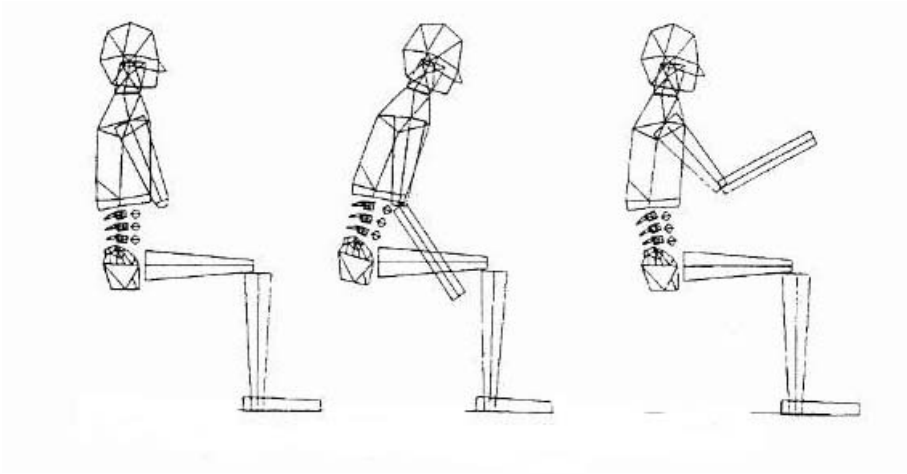


Figure 61 : Postures étudiées, "assis redressé", "assis penché en avant", "assis relâché". [PAN98].

Le comportement du rachis lombaire du modèle est évalué en statique par rapport à des essais *in vitro* [SCH79] [BER79]. Il est également évalué en dynamique par rapport à des mesures expérimentales [SEI95] de la transmissibilité siège-tête dans les directions verticales et antéro-postérieures, et de l'impédance mécanique. Pour les trois réponses dynamiques considérées, le modèle est un outil prédictif satisfaisant pour les basses fréquences (fig. 62, 63, 64). En revanche, au delà de 6-7 Hz, les réponses du modèles sont sous évaluées par rapport à l'expérimentation. Ce modèle permet de prédire le changement de réponse lié à la posture et à l'anthropométrie, sans modification de rigidité directe. Cependant, le modèle étant équilibré par des éléments forces au niveau des lombaire et un moment au niveau du bassin, la modification de la posture et de l'anthropométrie entraîne une modification de ces éléments pour conserver l'équilibre, et donc indirectement une modification de la rigidité.

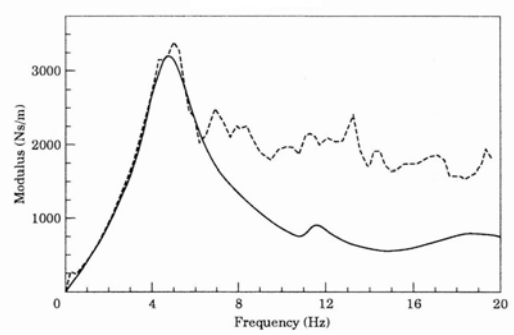


Figure 62 : Comparaison de l'amplitude de l'impédance du modèle ( ) à l'amplitude de l'impédance d'un sujet (- - -) en posture « *penché en avant* ». [PAN98].

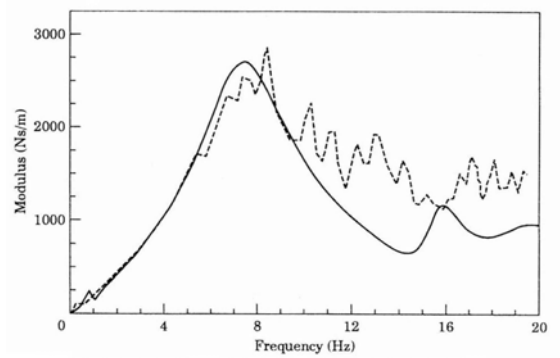


Figure 63 : Comparaison de l'amplitude de l'impédance du modèle (——) à l'amplitude de l'impédance d'un sujet (----) en posture « *normal* ». [PAN98].

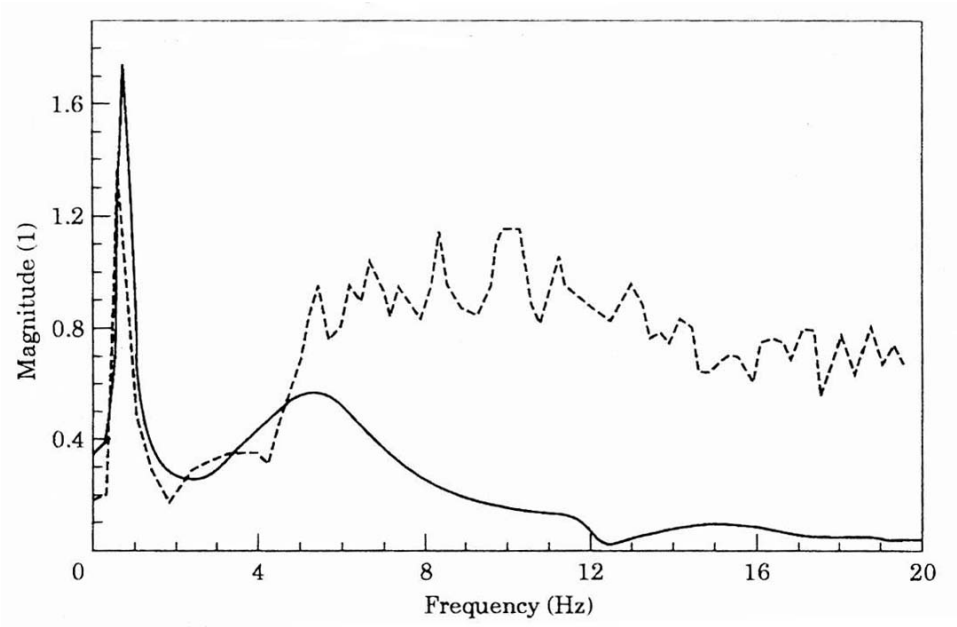


Figure 64 : Comparaison de la transmissibilité siège tête du modèle (—) et de la transmissibilité siège tête d'un sujet (- - -) en posture « *penché en avant* ». [PAN98].

II.2.4 Limitation des modèles actuels

Le tableau qui suit (tab. 10) résume les caractéristiques, fonctionalités, et non linéarités des modèles présentés. La réponse optimisée correspond, pour les modèles masse ressort, à la ou les réponses pour lesquelles les paramètres sont calculés. Dans certains cas, d'autres réponses peuvent être simulées, et faire l'objet d'une évaluation ou d'une validation. Pour les modèles éléments finis, la procédure est différente, et il n'y a pas de réponse optimisée, mais des réponses validées. Ainsi, pour ces modèles les réponses citées dans la rubrique " réponses validées ou évaluées " correspondent aux réponses validées.

Ce récapitulatif rapide nous permet de constater qu'aucun des modèles existants n'est en mesure de satisfaire aux objectifs fixés par le programme SCOOP. En effet, les modèles existants ne permettent pas d'expliquer ni de comprendre un certain nombre de phénomènes observés, tels que : l'évolution de la réponse lors d'un changement de posture, l'influence de certains paramètres morphométriques particuliers, ou l'influence des caractéristiques mécaniques des tissus mous. Nous pouvons noter qu'un modèle linéaire n'est pas en mesure de reproduire fidèlement une réponse sur une plage de fréquences supérieures à 10 Hz.

A la lumière des exigences fixées, une modélisation tridimentionelle volumique a été choisie. Cette option permet de prendre en compte bien plus de paramètres anthropométriques qu'une modélisation filaire ou bidimensionelle. Pour pouvoir isoler de façon rigoureuse chacun des paramètres pouvant influer sur la réponse du corps humain aux vibrations, il semble pertinent de se baser sur un modèle le plus réaliste et biofidèle possible. Ce choix a également été motivé par la possibilité de baser ce travail sur un modèle volumique existant [LIZ98]. Nous avons ainsi choisi de réaliser un nouveau modèle vibratoire, biofidèle en termes de géométrie de matériaux et de masse, afin de valider ou d'invalider un certain nombre d'hypothèses faites dans la littérature.

Années	Auteurs	Types de modèles	Réponses optimisées	Autres réponses simulées	Réponses validées(V) ou évaluées (E)	Nonlinéarités	Particularités
1962	Coermann	Masse ressort 1 ddl	• Impédance mécanique 0-10 Hz	✕	✕	✕	✕
1971	Payne & Band	Masse ressort 4 ddl	• Impédance mécanique 0-8 Hz	• Transmissibilité siège Z/ tête, Thorax Viscère Z	• (E) Transmissibilité siège Z / tête, Thorax Viscère Z	✕	✕
1974	Muskian & Nash	Masse ressort 6 ddl	• Transmissibilité siège Z / tête Z 0-30 Hz	• Transmissibilité siège Z / diaphragme, thorax, dos , abdomen Z • Impédance mécanique	• (E) Transmissibilité siège Z / diaphragme, thorax, dos , abdomen Z	Ressorts et amortisseurs non linéaires Non linéarité sur la plage de fréquences	Basé sur des considérations anatomiques et biomécaniques
1976-1978	Belytschko & Privitzer	Eléménts finis poutre 3 D	• Impédance mécanique 0-15 Hz	• Transmissibilité siège Z / tous segments représentés X Z	✕	✕	Différentes évolutions du modèle
1978	Mertens	Masse ressort 5ddl	• Impédance Mécanique 0-10 Hz • Transmissibilité siège Z / tête Z 0-10 Hz	• Transmissiblité siège Z / segments représentés Z	✕	✕	✕
1987	Amirouche	Corps rigides	• Transmissibilité siège Z / tête Z 2-8 Hz	• Transmissiblité siège Z / segments représentés Z	• (E) Transmissibilité (Z) siège bassin, bassin rachis cervical	✕	✕

Années	Auteurs	Types de modèles	Réponses optimisées	Réponses simulées	Réponses validées (V) ou évaluées (E)	Nonlinéarités	Particularités
1988	Amirouche	Masse ressort 5ddl	• Transmissibilité (z) siège tête	Transmissiblité (Z) des segments représentés Imédance mécanique	✕	✕	✕
1988	Patil & Palanichami	Masse ressort 6ddl	• Transmissibilité (Z) siège tête 0-30 Hz	• Transmissibilité (Z), diaphragme, thorax, dos , abdomen Impédance mécanique	• (E) Transmissibilité (Z), bassin, diaphragme, thorax, dos , abdomen (E)	Ressorts et amortisseurs non-linéaires Non-linéaritéé sur la plage de fréquence	Basé sur des considérations anatomiques et biomécaniques
1989	Fairley & Griffin	Masse ressortl 1 ddl	• Masse apparente 0-20 Hz	✕	✕	✕	✕
1993	ISO CD 5982	Masse ressort 4ddl	• Impédance mécanique • Transmissibilité (Z) siège tête	✕	✕	✕	✕
1994	Smith	Masse ressort 4 ddl	• Impédance mécanique 0-25 Hz pour 3 amplitudes de l'accélération (0,347 ms-2-1,734 ms-2)	• Transmissiblité (Z) des segments représentés	✕	• Modèle non linéaire quasistatique par rapport à l'amplitude du stimulus	✕

Année	Auteur	Type de modèle	Réponses optimisées	Réponses simulées	Réponses validées	Nonlinéarités	Particularité
1995	Boileau	Masse ressort 4 ddl	• Impédance mécanique 0-10 Hz • Transmissibilité (Z) siège tête 0-10 Hz	×	×	×	×
1997	Mansfield	Masse ressort 1 ddl	• Masse apparente 0-20 Hz pour 6 amplitudes du stimulus (0,25ms-2-2,5ms-2)	×	×	Modèle nonlinéaire par rapport à l'amplitude du stimulus	Deux types de modèles non-linéaires Quasisitatique et paramètres non linéaires
1997	Kitazaki & Griffin	Eléménts finis poutre 2 D	×	• Masse apparente • Transmissibilité (X, Z) des segments représentés. • Modes propres	• Masse apparente 0-10 Hz • Transmissibilité (Z) tête, rachis 0-10 Hz • Prinsipaux modes propres	×	3 postures
1998	Pankoke & al.	Eléments finis corps rigides 2D	×	• Transmissibilité (X, Z) des segments représentés • Impédance mécanique	• Impédance mécanique 0-6Hz • Transmissibilité tête (Z) 0-6 Hz • Transmissibilité (X) Tête 0-4 Hz	×	3 postures 3 morphométries
1998	Wei & Griffin	Masse ressort 1 et 2 ddl	Masse apparente 0-20 Hz	×	×	×	×

Tableau 10: Récapitulatif des modèles présentés.

II.3 DEVELOPPEMENT DU MODELE

II.3.1 Le modèle de départ [LIZ98]

II.3.1.1 Géométrie et maillage

Ce modèle a été développé pour simuler le comportement du corps humain lors d'un choc automobile. Il diffère des modèles précédemment présentés par son domaine d'utilisation et par la complexité de sa géométrie. Il s'agit d'un modèle en trois dimensions dont la morphométrie est basée sur celle d'un 50ème percentile homme. L'ensemble du tronc est modélisé de façon détaillée. Le squelette du modèle est composé du bassin, des rachis lombaire et thoracique simplifiés, du rachis cervical, de la cage thoracique, des têtes fémorales, des têtes humérales, des omoplates et des clavicules. Les tissus mous sont modélisés de façon globale, et l'on distingue les parties suivantes : les muscles des cuisses et des fessiers, les muscles abdominaux, les muscles du thorax, les muscles des épaules, les viscères abdominaux, les viscères thoraciques hauts, les viscères thoraciques bas. La modélisation de ces différentes parties ne prend pas en compte la géométrie et la structure des différents tissus qui les composent. Les caractéristiques de chaque partie sont homogènes.

L'enveloppe externe du modèle est issue des travaux de Robbins [ROB83] qui définissent un certain nombre de données géométriques concernant la position de conduite d'un américain moyen, comme la position dans l'espace de certains points anatomiques de l'enveloppe corporelle, la position des articulations, ainsi que la position des segments osseux. La géométrie des vertèbres cervicales et des disques provient des travaux de Panjabi et al. [PAN93], et Dansereau et al. [DAN88]. La position et la géométrie des épaules et de la cage thoracique sont reconstruites à partir de coupes scanner réalisées sur un sujet de type 50ème percentile (en taille et en poids). Les courbures rachidiennes et l'inclinaison des côtes proviennent des travaux de Dansereau et al [DAN88], Rebiffé et al. [REB], et Martens de Noordhout [MAR]. La géométrie du bassin est celle d'un 50ème percentile comme défini par Reynolds et al. [REY81]. Le bassin est rétroversé de 30°, cette orientation est basée sur les travaux de Cesari et *al*. [CES84]. La géométrie des têtes de fémurs est issue de mesures réalisées sur un panel de sujets proches d'un 50ème percentile. La tête ainsi que les membres inférieurs et supérieurs sont ceux du mannequin HYBRID III.

Le maillage du modèle a été réalisé avec pour objectif un nombre d'éléments maximum égal à 10000.

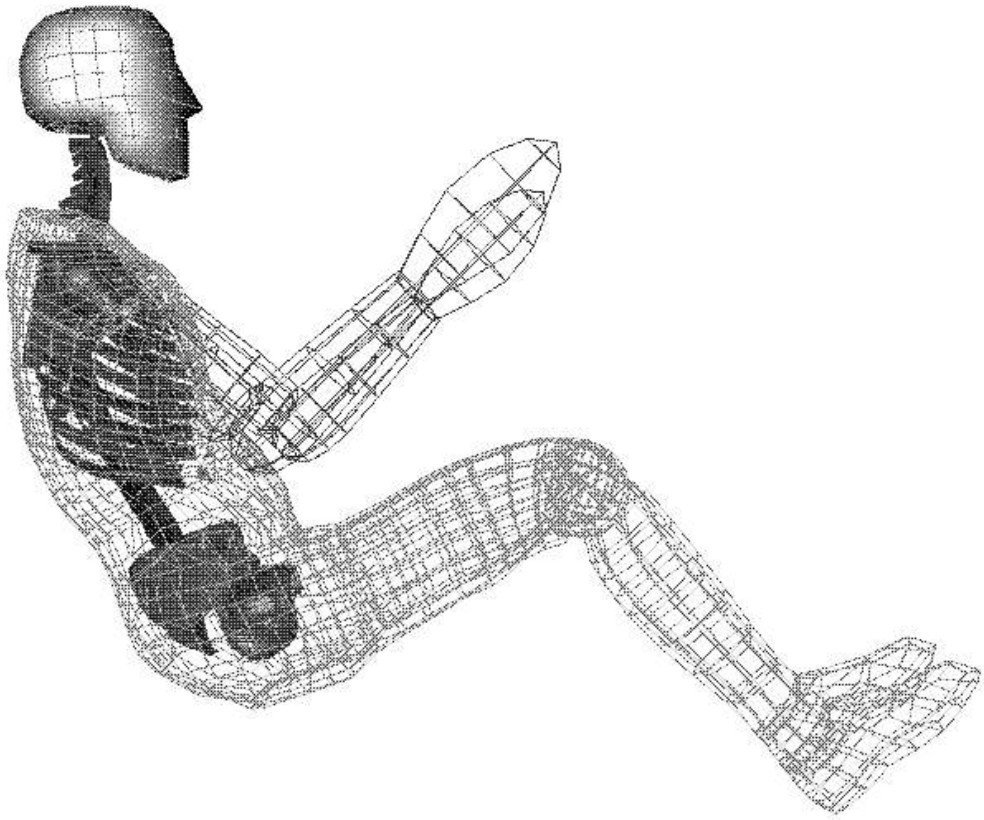


Figure 65 : Vue de profil du modèle entier.

- ***Cou***

La première génération de cette partie du modèle a été décrite par Dauvilliers et *al.* [DAU94]. La version la plus aboutie -qui n'est pas celle utilisée ici- provient des travaux de Bertholon [BER98]. Le rachis cervical supérieur est représenté par deux ressorts multidirectionnels situés dans le plan sagittal. L'articulation C0/C1 est située au dessus des condiles occipitaux. L'articulation C1/C2 est située en arrière de l'apophyse odontoïde. Les deux articulations sont reliées entre elles par un corps rigide simulant la vertèbre C1. Les vertèbres du rachis cervical inférieur sont modélisées par des corps rigides, connectés entre eux par l'intermédiaire des tissus mous. Les disques intervertébraux sont modélisés par quatre éléments briques, et les ligaments par 25 ressorts à chaque étage. Quatre ressorts modélisent les ligaments interépineux et sus-épineux. Les capsules articulaires sont modélisées par huit ressorts, et le ligament jaune par cinq ressorts. Le contact des apophyses articulaires est également modélisé.

- ***Rachis lombaire et thoracique***

La géométrie des vertèbres est réduite à celle du corps vertébral, considéré comme rigide. Parmi les éléments de liaison, seuls les disques sont modélisés. Chaque disque est formé de quatre éléments briques.

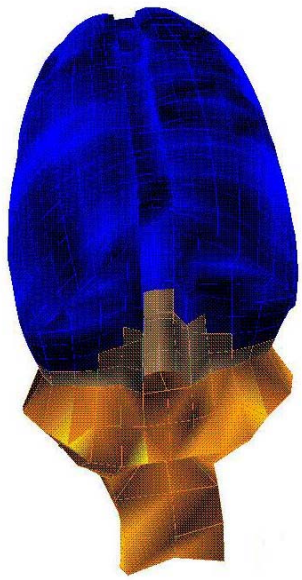


Figure 66 : Vue d'ensemble des viscères

- ***Tissus mous***

Les tissus mous du tronc sont modélisés de façon globale. Les viscères sont représentés par un maillage uniforme d'éléments briques. Les différents organes ne sont pas modélisés géométriquement. Pour prendre en compte les différences de caractéristiques mécaniques, les tissus mous sont divisés en trois zones. La première partie regroupe les poumons et le cœur ; la seconde la rate et l'estomac ; et enfin la dernière, les viscères abdominaux et les intestins. Les muscles et les tissus adipeux couvrant la cage thoracique et les organes abdominaux sont modélisés par une couche d'éléments briques. Pour les épaules et les fessiers, plusieurs couches d'éléments sont utilisées.

- ***Complexe articulaire de l'épaule***

L'épaule est composée de trois os : la clavicule, la tête humérale, et l'omoplate. La clavicule est modélisée par un cylindre à base carrée, d'éléments plaques. Les extrémités de la clavicule, la tête de l'humérus, et l'omoplate, sont considérées comme rigides. Trois paires de ressorts 3D modélisent les articulations entre ces trois éléments. Les omoplates sont liées au rachis par l'intermédiaire de muscles représentés par une couche d'éléments plaques en contact avec la cage thoracique. Une interface de contact est également définie entre les omoplates et la cage thoracique, ainsi qu'entre les clavicules et la cage thoracique. Certains nœuds de la partie représentant les muscles des épaules sont liés aux parties osseuses de l'épaule par l'intermédiaire d'un corps rigide.

- ***Cage thoracique***

La cage thoracique est composée des côtes, des ligaments intercostaux, du sternum et du cartilage, chacune de ces parties étant modélisée par des éléments plaques triangulaires, à l'exception des ligaments modélisés par des quadrangles. Les liaisons costo-vertébrales sont modélisées par un encastrement.

- ***Bassin et articulations coxo-fémorales***

La première génération de la modélisation du bassin a été décrite par Renaudin et al. [REN93]. Deux hypothèses sont faites pour cette modélisation. La première s'appuie sur les travaux de Dalstra et al. [DAL92], qui considèrent que l'influence de l'os spongieux sur les caractéristiques mécaniques du bassin est négligeable. L'os spongieux n'est donc pas modélisé. La seconde hypothèse revient à considérer les articulations sacro-iliaques et la symphyse pubienne comme rigides. Les os du bassin sont modélisés par des éléments plaques représentant l'os cortical. Sept épaisseurs de plaques sont utilisées pour modéliser les différentes parties du bassin. Un modèle plus récent du bassin a été réalisé par Besnault [BES99]. Il s'agit d'un modèle en éléments volumiques incluant les articulations du bassin. Il est toutefois trop complexe pour être utilisé ici. Les têtes fémorales et les cotyles sont modélisés par des corps rigides ; et leur surface externe est maillée par des plaques. L'articulation coxo-fémorale est modélisée par un ressort généralisé 3D, et par un contact entre la tête fémorale et le cotyle.

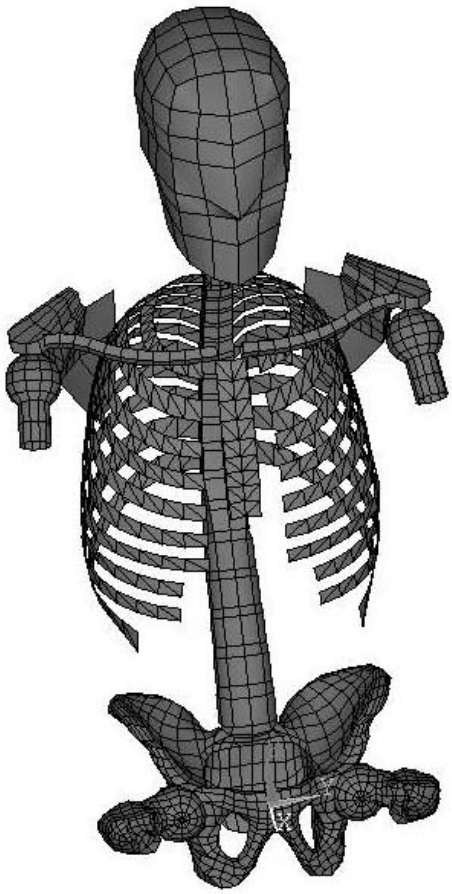


Figure 67 : Vue d'ensemble du squelette.

- ***Peau***

La peau du modèle est représentée par des plaques quadrangulaires et des membranes trois nœuds recouvrant les muscles du thorax, de l'abdomen et des cuisses. L'utilité de ces plaques est principalement numérique. Elles sont utilisées pour limiter les modes de propagation d'Hourglass dans les éléments briques représentant les muscles lors de l'impact.

Le maillage du modèle n'est pas continu. Pour des raisons de complexité géométrique, les maillages du bassin et du complexe osseux formant l'articulation de l'épaule ne sont pas coïncidents avec le maillage des tissus mous environnants. Deux méthodes peuvent être utilisées pour réaliser la connexion de deux maillages adjacents non coïncidents. La première méthode est l'utilisation d'interfaces de contact liées (bassin) ; la seconde consiste à inclure des nœuds de chaque partie dans un corps rigide (épaule).

La tête et les membres sont modélisés par des corps rigides. Chaque segment est modélisé par des éléments plaques reproduisant la géométrie du mannequin hybrid III. A ces maillages surfaciques sont associées des caractéristiques d'inertie.

Le maillage du modèle complet rassemble 8490 nœuds, 225 éléments ressorts, 1308 éléments plaques triangulaires, 5000 éléments plaques quadrangulaires ou membranes, et 3638 éléments briques.

II.3.1.2 Caractéristiques mécaniques

Les caractéristiques mécaniques sont, pour la plupart, issues de la littérature. La bibliographie permet de fixer un intervalle, ou des valeurs de départ, pour la majorité des paramètres requis. Dans les cas où aucune donnée n'a été publiée, une identification de paramètres est réalisée. Il est important de noter que, compte tenu des hypothèses liées au maillage du modèle (absence d'os spongieux dans le bassin …), les caractéristiques mécaniques réelles mesurées expérimentalement ne peuvent souvent pas être utilisées directement.

Les caractéristiques mécaniques des côtes fournies par la littérature se situent dans un intervalle assez large, allant de E=11,5 ± 2,1 GPa [GRA73] à E=6,1 ± 4,3 GPa [SAC82]. D'autre part, les caractéristiques sont dépendantes de l'épaisseur des plaques utilisées pour modéliser les côtes. Cette épaisseur est approximée par comparaison aux travaux de Got et al. [GOT], et est fixée à 3 mm. Finalement, l'élasticité du matériau est fixée à une valeur assez basse, dans un objectif de cohérence avec la déformation de la cage thoracique, ainsi que pour des raisons numériques.

Le module d'Young de l'os cortical du bassin est obtenu par identification à un test statique sur pièce isolée. L'épaisseur des différentes zones distinctes est mesurée sur des coupes centimétriques.

La rigidité des disques intervertébraux du rachis cervical prend en compte la rigidité des ligaments communs. Le module d'Young est fixé à 10 Mpa [MOR88]. Les caractéristiques statiques des différents ligaments du cou sont issues des travaux de Chazal et al. [CHA85], et de Myklebust et al. [MYK88]. Les caractéristiques dynamiques des disques et ligaments du cou prennent en compte celles des muscles, qui ne sont pas représentés. Ces caractéristiques sont obtenues par identification de paramètres, en comparant les résultats de simulations aux résultats de tests expérimentaux réalisés sur cou entier.

Les caractéristiques des articulations des épaules et des membres sont issues de la littérature [WIS88].

Les disques thoraciques et lombaires prennent en compte la rigidité de l'unité fonctionnelle entière, fixée à une valeur similaire à celle utilisée par Planck [PLA88]. Les viscères sont dotés d'une loi visco-élastique précédemment utilisée par Planck et al.

[PLA87] [PLA88] [PLA94], et définie par un module de compressibilité K et une fonction de relaxation en cisaillement :

$$G(t) = G_1 + (G_0 - G_1)e^{(-\beta t)} \qquad [27]$$

G_1 : module de cisaillement long terme

β : Constante de temps

G_0 : Module de cisaillement court terme

La même approche est utilisée pour la modélisation des zones musculaires. Pour pallier la faible rigidité des tissus mous, des interfaces de contact sont définies entre les côtes et la peau, ainsi qu'entre le sternum et les vertèbres. Ces interfaces sont utiles dans les cas de chargement extrême.

Segment anatomique	Elément	mm	E MPa	K MPa	G0 MPa	G1 MPa	β	ν	ρ g/cm³
Disques cervicaux	Briques	-	-	333,3	71,4	3,57	0,1	-	1,1
Disques L&T	Briques	-	-	16,7	3,57	2,68	1	-	1,1
Vertèbres	Briques		12000					0.3	1,8
Clavicules	Plaques ¾ nœuds	6	2000					0.3	1.8
Côtes/sternum	Plaques 4 nœuds	3	2500	-	-	-	-	0,3	1,8
Cartilage sternum	Plaques ¾ nœuds	3	15	-	-	-	-	0,4	1,2
Cartilage intercostal	Plaques 3 nœuds	3	100	-	-	-	-	0,4	1,1
Muscles omoplates	Plaques 4 nœuds	1	300	-	-	-	-	0,3	1,1
Viscères thoraciques hautes	Briques	-	-	0,066	0,014	0,0107	1	-	1
Viscères thoraciques basses	Briques	-	-	0,25	0,054	0,04	1	-	1

Viscères abdomen	Briques	-	-	0,166	0,036	0,027	1	-	1,1
Peau viscères	Plaques 3 noeuds	1	5	-	-	-	-	0,4	1,2
Tête de l'humérus	Plaques ¾ nœuds	6	12000					0.3	1.8
fémur	Plaques ¾ nœuds	3	15000					0.3	1
Bassin	Plaques ¾ nœuds	0,45/ 1,8	9000	-	-	-	-	0,3	1,22
Muscles	Briques	-	-	0,25	0,115	0,086	1	-	1
Peau	Plaques ¾ noeuds	1	10	-	-	-	-	0,3	1,1

Tableau 11: Caractéristiques mécaniques du modèle. [LIZ98].

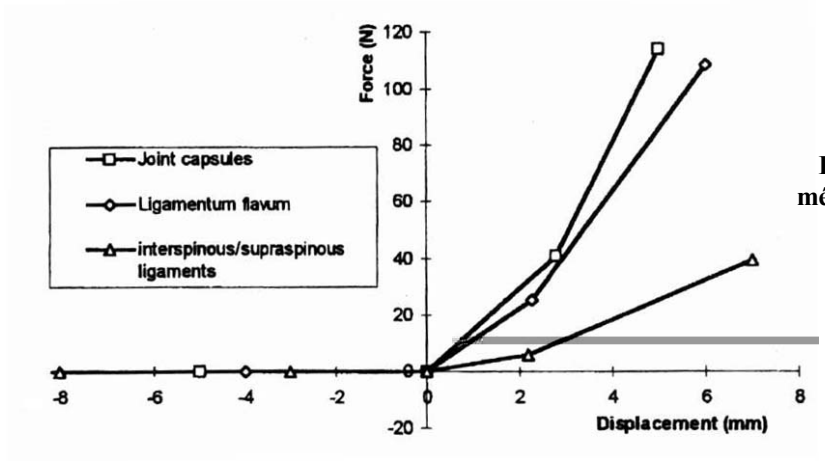


Figure 68 : Propriétés mécaniques des ligaments du rachis cervical inférieur. [LIZ98].

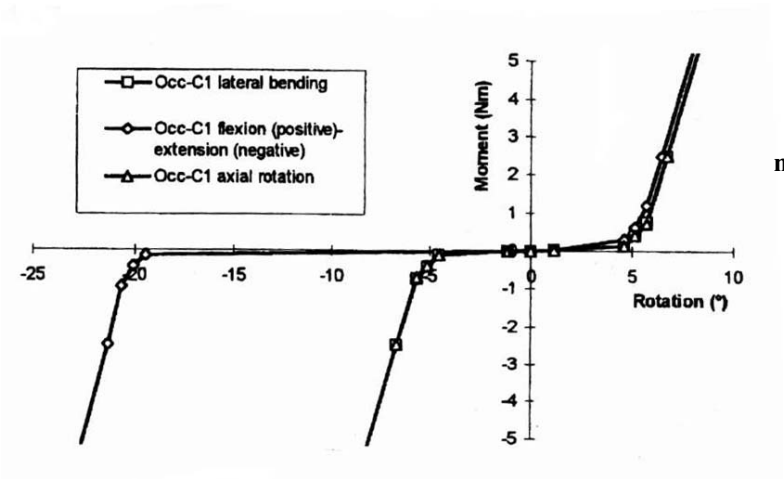


Figure 69 : Propriétés mécaniques de la liaison C0-C1. [LIZ98]

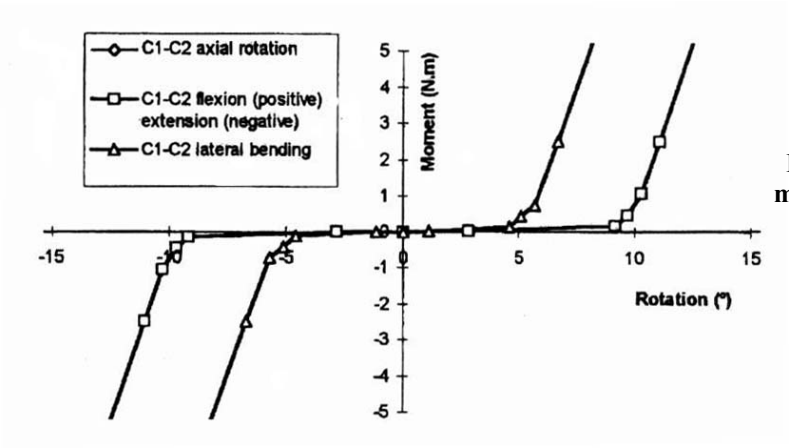


Figure 70 : Propriétés mécaniques de la liaison C1-C2. [LIZ98].

Les caractéristiques d'inertie du modèle sont basées sur les travaux de Robbins [ROB83] et Mc Conville [MCC83].

	Masse	Centre d'inertie			Ixx	Iyy	Izz
		X (mm)	Y (mm)	Z (mm)			
Robbins	76,6	42	0	173	7,96	7,50	2,54
Modèle	76,8	41	0	177	8,22	7,77	2,49

Tableau 12 : Comparaisons des caractéristiques globales de masse et d'inertie du modèle aux données Robbins [ROB83]. [LIZ98].

II.3.2 Le modèle vibratoire

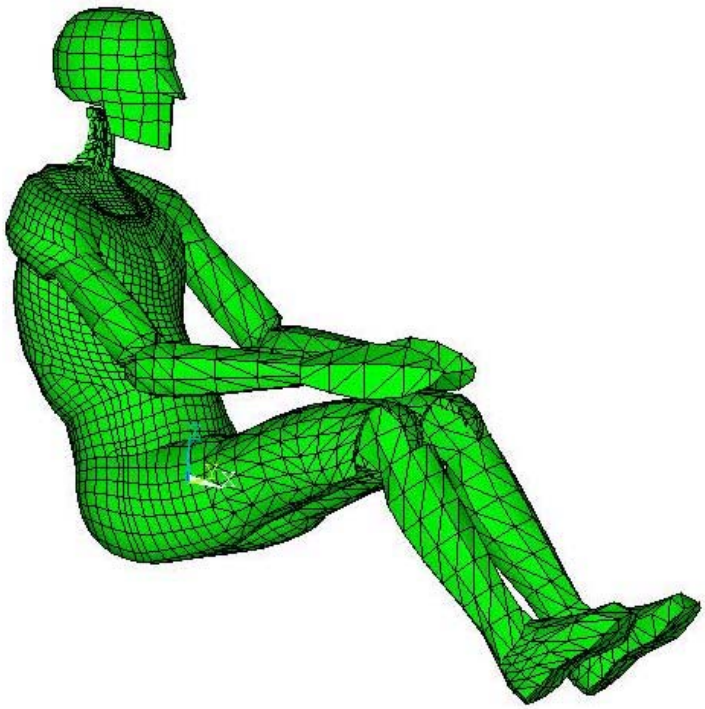


Figure 71 : Vue d'ensemble du modèle vibratoire.

Le modèle développé est issu du modèle choc précédemment présenté. La géométrie est identique; seuls le maillage et les caractéristiques des tissus mous ont été modifiés. La suite de cette partie présente les modifications apportées au modèle initial, ainsi que plusieurs évolutions de posture et de morphométrie.

II.3.2.1 Maillage

Le choix du logiciel ANSYS® version 5.6 pour l'exploitation du modèle a été fait pour des raisons pratiques de disponibilité. Le modèle initial ayant été développé sous RADIOSS®, ce choix a imposé une modification conséquente du maillage. En effet, les tolérances sur la déformation géométrique des éléments sous ANSYS® sont beaucoup plus restrictives que sous RADIOSS®. En outre, la divergence de fonctionnalité des deux logiciels ne permet pas un transfert direct de maillage ; ni dans un sens, ni dans l'autre. L'incompatibilité majeure du maillage initial avec les fonctionnalités ANSYS® réside principalement dans la non coïncidence des maillages de certaines zones adjacentes. En effet, nous avons vu que pour des raisons de complexité géométrique et de limitation en nombre d'éléments, certaines parties du maillage initial sont connectées par des interfaces de contact liées, ou par l'intermédiaire de corps rigides. Or, s'il est possible de procéder de la même façon avec ANSYS®, le coût en temps de calcul est très élevé. Le remaillage a donc été réalisé pour obtenir un maillage homogène et coïncident, respectant les exigences de forme d'élément imposées par le logiciel d'exploitation.

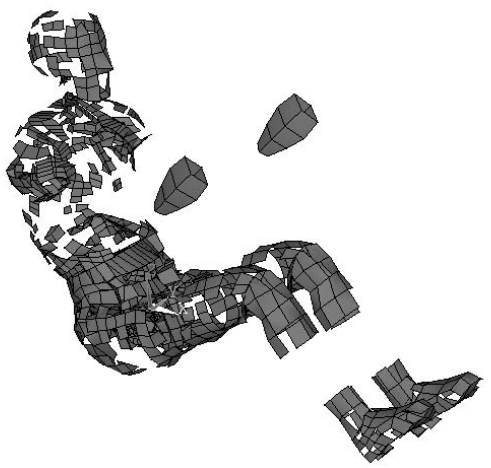


Figure 72 : Eléments plaques du modèle initial générant des erreurs.

II.3.2.1.1 Squelette, membres et articulations

Le maillage du squelette a été conservé pour la majeure partie, à l'exception des omoplates, des têtes fémorales et du rachis cervical. Les éléments plaques à quatre nœuds ont été découpés en deux éléments à trois nœuds, lorsque cela était nécessaire pour s'affranchir des problème de vrillage de surface.

- ***Rachis cervical et tête***

Le maillage des vertèbres du rachis cervical inférieur a été modifié. L'arc postérieur est modélisé par des éléments briques, à la place d'éléments plaques dans le maillage initial. Le rachis cervical supérieur n'a pas été modifié. L'appareil ligamentaire a été conservé. Les contacts entre apophyses articulaires inférieure et supérieure ont été supprimés, et remplacés par des ressorts en compression. Chaque vertèbre est constituée de 20 éléments briques, le corps vertébral en comprenant quatre. Les ligaments

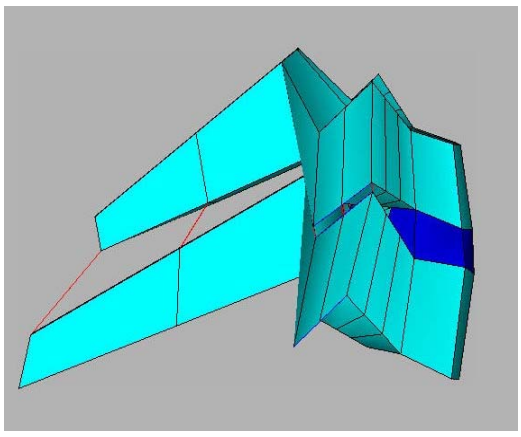


Figure 73 : Unité fonctionnelle du rachis cervical inférieur.

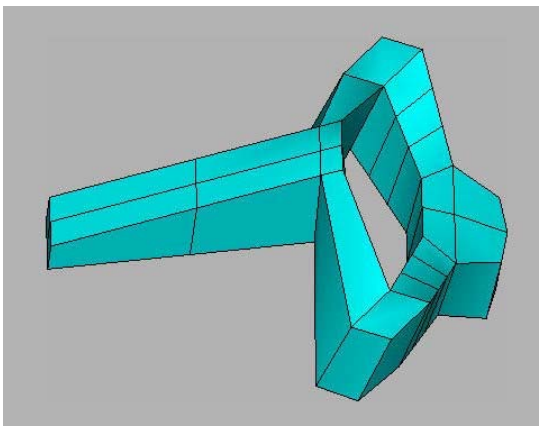


Figure 74 : Vertèbre cervicale.

interépineux et sus-épineux sont modélisés à chaque étage par six éléments câbles, et le ligament jaune par deux éléments câbles. La vertèbre C2 a la même structure que les vertèbres du rachis cervical inférieur, seule l'apophyse odontoïde de la vertèbre C1 est représentée. Les liaisons C1-C2 et C1-C0 sont modélisées par une poutre.

La tête est maillée en éléments briques, à la place des éléments plaques du maillage initial.

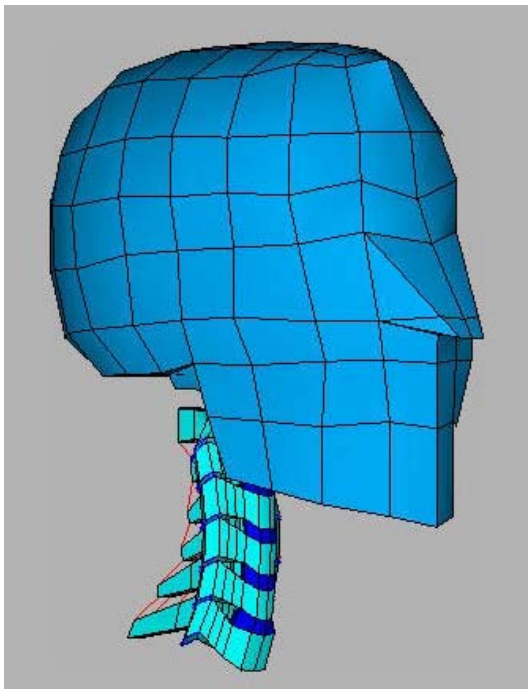


Figure 75 : Ensemble rachis cervical tête.

- ***Complexe articulaire de l'épaule***

L'omoplate a été modifiée pour être connectée au maillage des parties musculaires du dos. Le maillage est réalisé par des éléments plaques quatre et trois nœuds, la géométrie de l'omoplate est issue du modèle initial. Les tissus musculaires joignant les omoplates au rachis, initialement modélisés par des éléments plaques, ont été remplacés par des ressorts en traction.

Les articulations scapulo-humérales et acromio-claviculaires n'ont pas été modifiées. Chacune de ces articulations est modélisée par un élément poutre et un élément câble. Les clavicules sont connectées au sternum par un élément poutre et un élément câble. Lorsque les points d'insertion des éléments de liaison simulant ces articulations n'appartiennent pas au maillage du segment, ils y sont reliés par un réseau de poutres rigides (voir super-éléments).

Le maillage de la tête humérale a été affiné pour être connecté au maximum de nœuds des parties musculaires de l'épaule. Certains nœuds de la clavicule sont connectés aux muscles des épaules et du thorax.

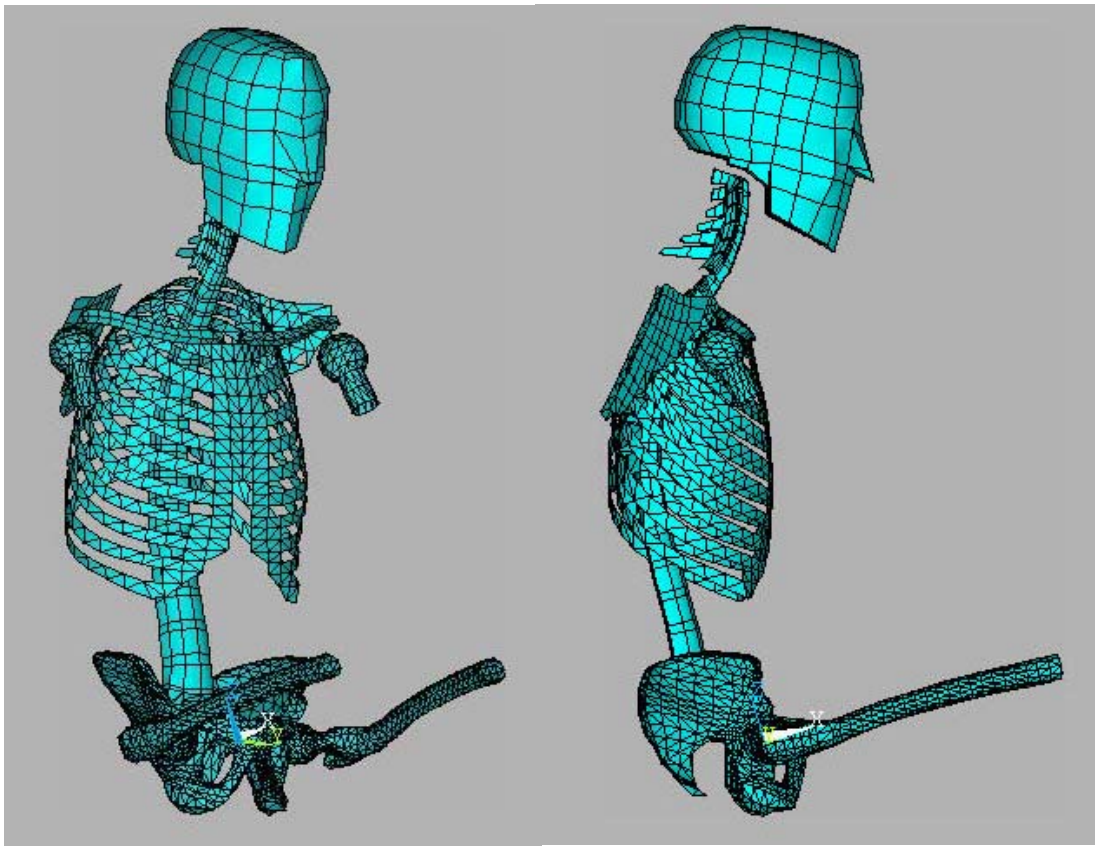


Figure 76 : Squelette entier du modèle.

- ***Fémur***

Le maillage de la tête fémorale a été modifié, et une partie du fémur a été ajoutée. La partie de diaphyse fémorale ajoutée est modélisée par un cylindre de plaques triangulaires à base circulaire. Sa géométrie n'est pas basée sur des données anthropométriques. La diaphyse fémorale est disposée à l'extrémité de la zone déjà modélisée. Cet ajout permet de connecter certains nœuds des tissus mous des fessiers et des cuisses aux fémurs.

- ***Membres inférieurs et supérieurs***

Comme pour la version choc du modèle, les membres sont modélisés par des corps rigides articulés. La géométrie des membres provient du mannequin HYBRID III, et seule la surface externe de ceux-ci est représentée ; chaque partie est maillée en éléments plaques trois nœuds ; et les membres n'ont qu'une influence inertielle sur le modèle.

Les articulations des membres inférieurs sont modélisées par des liaisons rotules. En effet, on peut considérer que pour les efforts mis en jeu, la rigidité propre de l'articulation en rotation est négligeable, et que la rigidité en translation est infinie. La liaison rotule est réalisée par un couplage des degrés de liberté en translation et en rotation (pour les rotations qui ne sont pas libres) de deux nœuds coïncidents non connectés, appartenant chacun à l'un des segments participant à l'articulation. Lorsque ces nœuds n'appartiennent pas au maillage du segment, ils y sont reliés par des poutres rigides. La rigidité en rotation de l'articulation coxo-fémorale autour de l'axe bi-coxo-fémoral est réalisée par les tissus mous environnants. Les articulations du poignet et du coude sont bloquées.

L'inertie des différents segments articulés des membres est prise en compte par un élément masse/inertie (MATRIX27), situé au centre de gravité du segment considéré. Cet élément particulier est constitué de deux nœuds, et d'une matrice de masse reliant ces deux nœuds. Dans notre cas, les deux nœuds sont confondus, et situés au centre d'inertie du segment. Ces deux nœuds sont reliés au maillage du segment par des poutres rigides. Les caractéristiques d'inertie des segments sont définies dans des repères locaux matérialisés par trois nœuds reliés au segment par des poutres rigides. Cette configuration permet de modifier la posture du modèle, sans toucher aux matrices d'inertie. Les caractéristiques d'inertie des membres dans le repère global sont données en annexe pour chacune des postures considérées.

II.3.2.1.2 Tissus mous

La totalité des parties molles a été remaillée, afin d'obtenir un maillage homogène et coïncident entre les différentes parties représentées. Le maillage des tissus mous doit également être connecté aux parties osseuses. De ce point de vue, l'objectif le plus contraignant est la connexion avec le bassin. Le remaillage est donc opéré en

commençant par la partie inférieure du tronc, soit les muscles des cuisses, des fessiers, de l'abdomen, ainsi que les viscères abdominaux.

Une procédure semi-manuelle est utilisée pour remailler cette première zone. Les parties musculaires et viscérales sont isolées dans le modèle initial. La surface externe du bassin en contact avec les fessiers est utilisée comme surface interne du volume regroupant les muscles. La surface externe du bassin en contact avec les viscères est utilisée comme surface externe du volume viscère. La surface engendrée par le maillage initial des parties considérées est utilisée pour compléter la définition des volumes. Le modèle étant symétrique, seule la partie gauche est considérée. On obtient ainsi deux volumes fermés complémentaires entre lesquels vient s'insérer le bassin. Les surfaces sont reconstruites en triangles à partir des nœuds du maillage initial. Le maillage surfacique obtenu est affiné pour obtenir la surface la moins accidentée possible.

Le logiciel de maillage automatique KUBRIX® est utilisé pour obtenir un premier maillage volumique des zones définies par les maillages surfaciques ainsi générés. Il est important de veiller à ce que les deux maillages générés soient de densité équivalente, car ils devront être connectés par la suite.

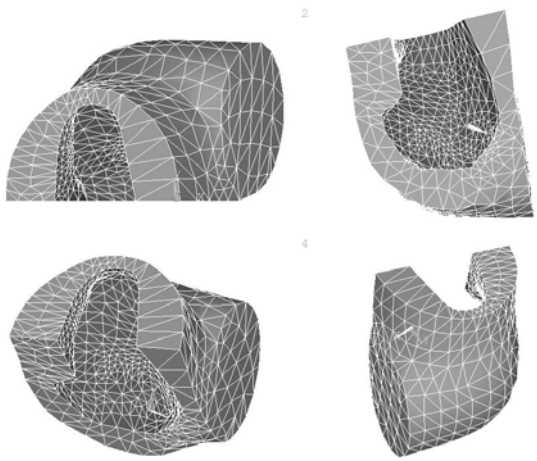


Figure 77 : Maillage surfacique du volume définissant les muscles des fessiers du haut de la cuisse et de l'abdomen.

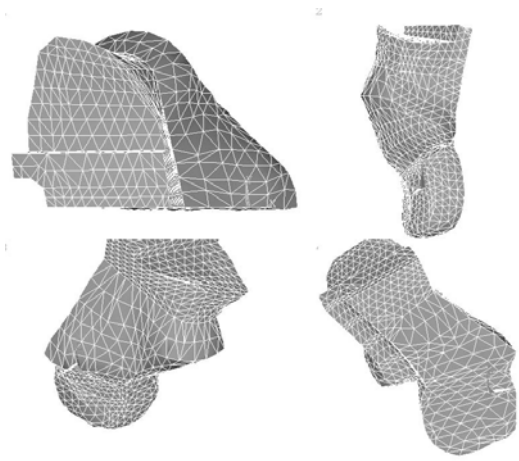


Figure 78 : Maillage surfacique du volume définissant les viscères abdominaux

La première version du maillage ainsi obtenue est modifiée en déplaçant les nœuds manuellement, afin que les muscles, les viscères et le bassin soient connectés. Etant donnée la différence de densité de maillage entre le bassin et les parties molles environnantes, tous les nœuds des tissus mous sont connectés, alors que seulement certains nœuds du bassin sont connectés. Les nœuds du bassin connectés aux tissus mous seront utilisés par la suite comme nœuds maîtres du super-élément bassin.

Les muscles et viscères du thorax, ainsi que les muscles des épaules, sont remaillés manuellement. La délimitation du modèle initial entre viscères thoraciques hauts et bas est conservée. Le maillage des tissus mous du thorax est connecté au maillage de la cage thoracique. Certains nœuds des tissus mous de l'épaule et du thorax sont connectés aux parties osseuses de l'épaule.

La peau n'est pas modélisée.

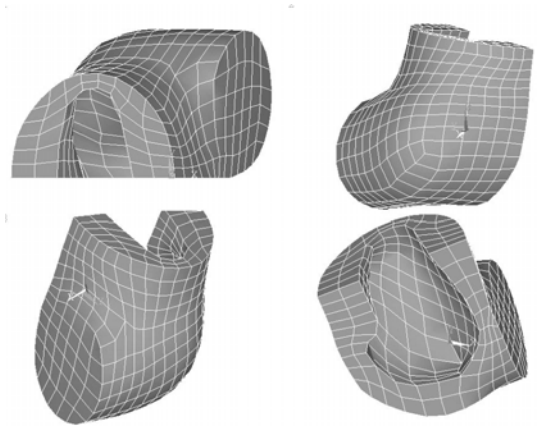


Figure 79 : Maillage des tissus mous fessiers obtenu automatiquement.

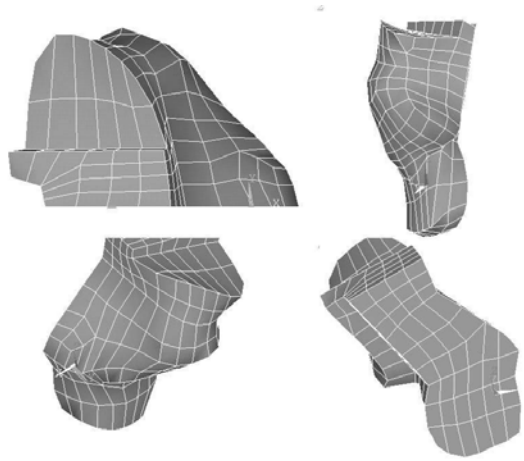


Figure 80 : Maillage des viscères abdominaux obtenu automatiquement.

Le maillage final des tissus mous est divisé en six parties distinctes, mais homogènes : les muscles de l'abdomen, du thorax, des épaules, des cuisses, les viscères abdominaux, thoraciques bas, et thoraciques hauts.

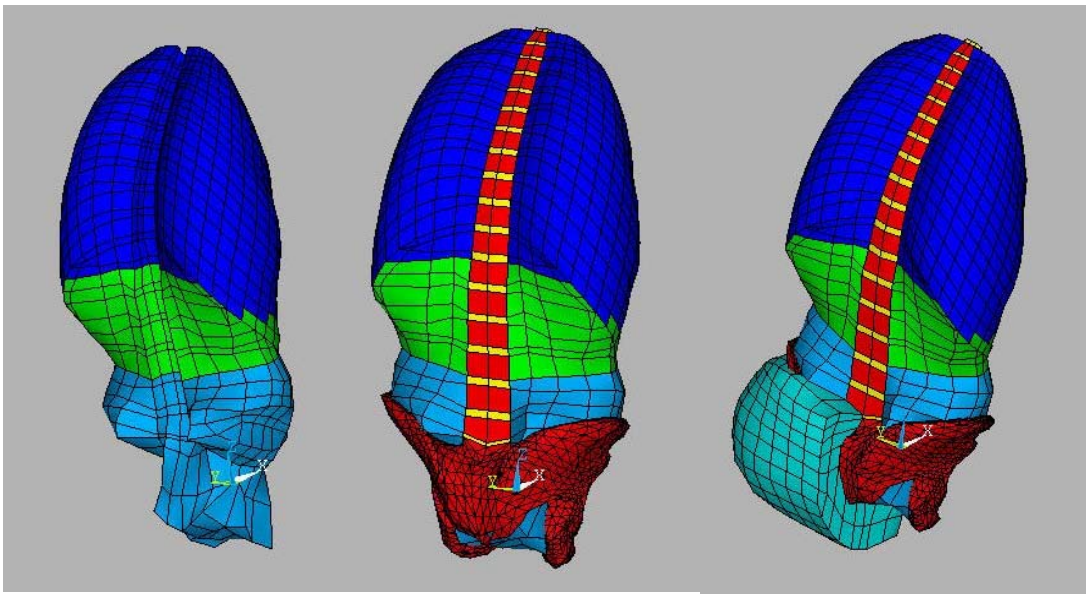


Figure 81 : Viscères du modèle. Viscères thoraciques hauts (bleu foncé), viscères thoraciques bas (vert), viscères abdominaux (bleu clair).

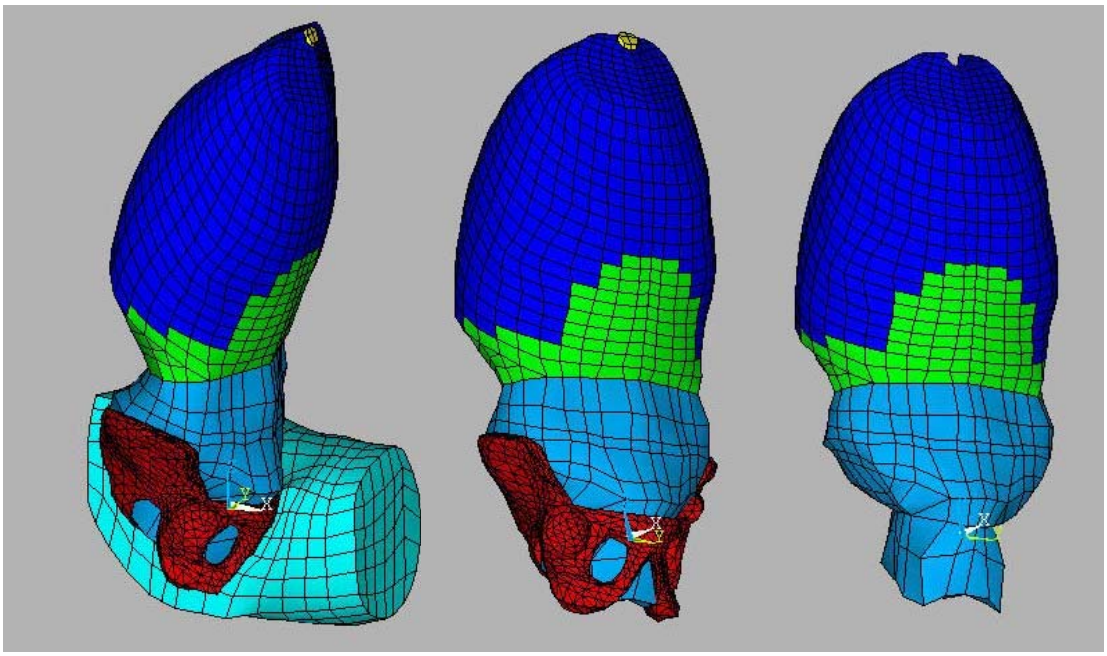


Figure 82 : Viscères du modèle. Viscères thoraciques hauts (bleu foncé), viscères thoraciques bas (vert), viscères abdominaux (bleu clair).

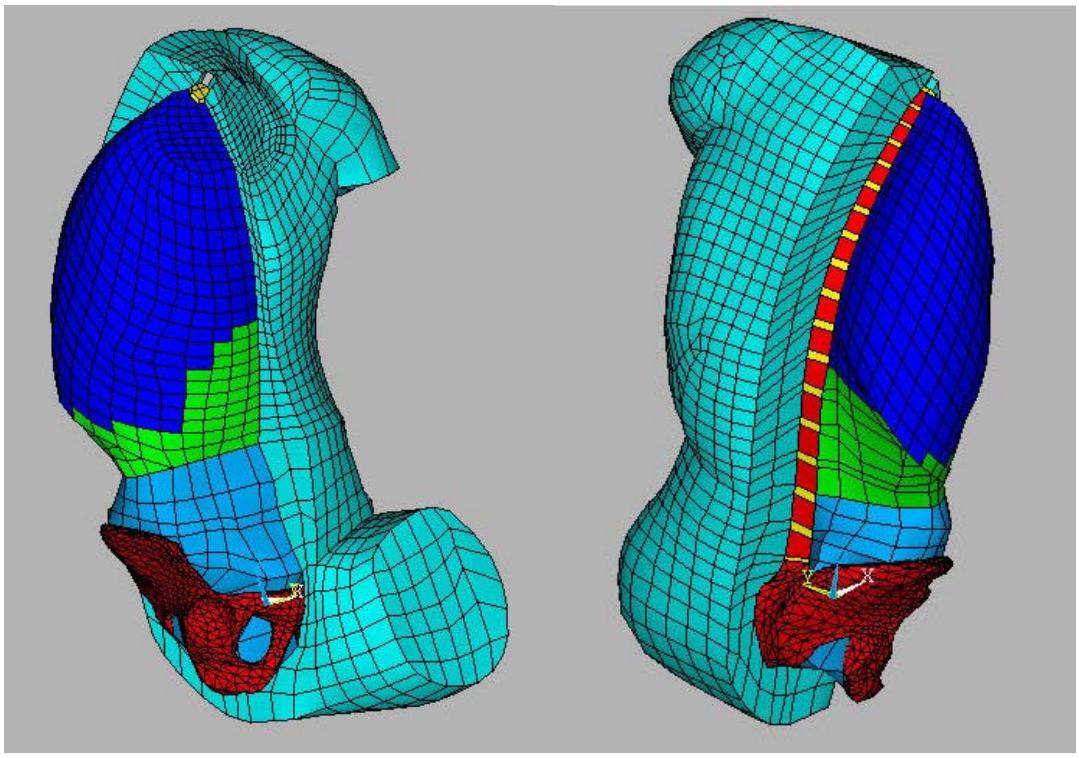


Figure 83 : Vues des tissus mous, du bassin et du rachis thoracique et lombaire. (seule la partie gauche des zones musculaires est représentée).

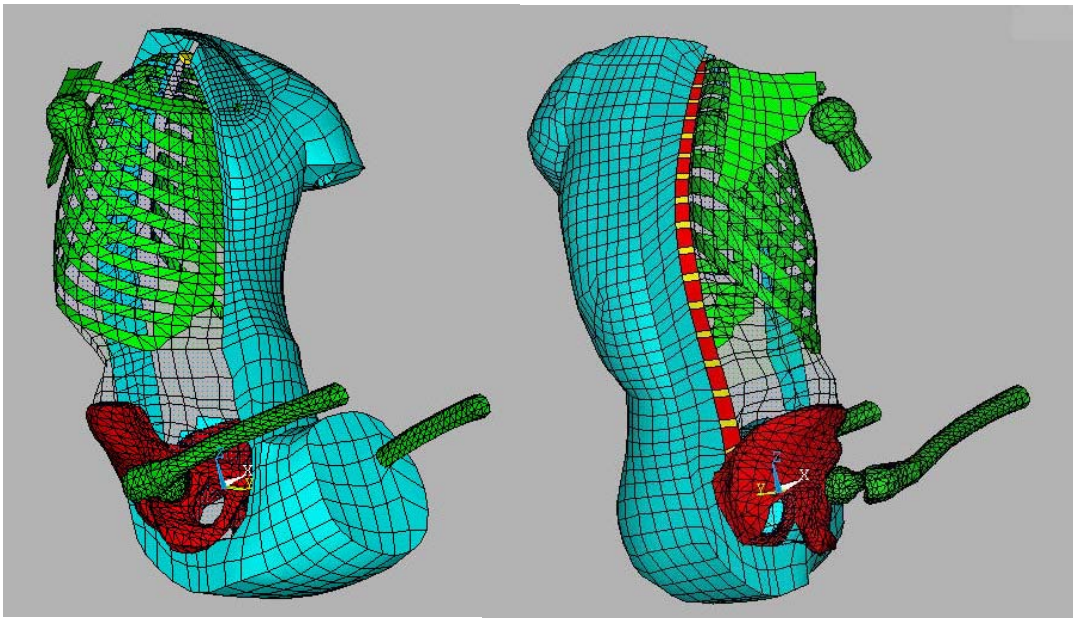


Figure 84 : Vue des tissus mous et du squelette. (Seule la partie gauche des zones musculaires est représentées).

Le tableau qui suit résume le nombre de nœuds et d'éléments de chaque partie.

Segment	Type d'élément	Nombre d'éléments	Nombre de nœuds
Bassin	Plaques 3 nœuds Poutres	2514 24	1255
Fémurs (D & G)	Plaques 3 nœuds Poutres	1924 30	976
Omoplates (D & G)	Plaques 3/4 nœuds Poutres MATRIX27	292 52 2	128
Clavicules (D & G)	Plaques 3/4 nœuds Poutres	176 16	99
Têtes de l'humérus (D & G)	Plaques 3 nœuds	360	194
Cage thoracique	Plaques 3 nœuds	1230	676
Rachis cervical	Briques Poutres Ressorts	148 310 125	563
Rachis lombaire et thoracique	Briques	136	315

Tête	Briques	186	563
Membres inférieurs (D & G)	Plaques 3 nœuds Poutres MATRIX27	1264 218 6	760
Membres supérieurs (D & G)	Plaques 3 nœuds Poutres MATRIX27	392 198 6	326
Viscères Abdominaux	Briques	320	471
Viscères thoraciques bas	Briques	530	773
Viscères thoraciques hauts	Briques	1524	2060
Muscles du thorax	Briques	2308	3513
Muscles abdominaux	Briques	312	567
Muscles des épaules	Briques	384	660
Muscles des omoplates	Ressorts	10	20
Muscles fessiers	Briques	788	1208
TOTAL		15785	14627

Tableau 13: Tableau récapitulatif des nœuds et éléments du modèle.

Les types d'éléments ANSYS®5.6 sont donnés en annexe.

II.3.2.2 Utilisation des super-éléments

La mise en place des super-éléments est motivée par l'ampleur du modèle. Le grand nombre de nœuds et d'éléments du modèle va, en effet, entraîner des temps de calcul importants, qui peuvent se révéler rédhibitoires pour des calculs non linéaires.

Les super-éléments sont utilisés pour sous-structurer un modèle (submodeling). Lorsque, par exemple, un maillage est trop grossier pour obtenir des résultats suffisamment précis dans une zone particulière, il est possible d'affiner le maillage de l'ensemble du modèle, ou d'affiner le maillage de la zone pour laquelle on souhaite des résultats. Le second choix, beaucoup moins coûteux, consiste à créer un sous-modèle avec un maillage beaucoup plus fin. Les solutions aux nœuds du maillage grossier seront utilisées comme conditions aux limites pour le sous-modèle. Ainsi, on découple le problème et le calcul. La solution globale et la solution du sous-modèle sont calculées lors de deux étapes différentes.

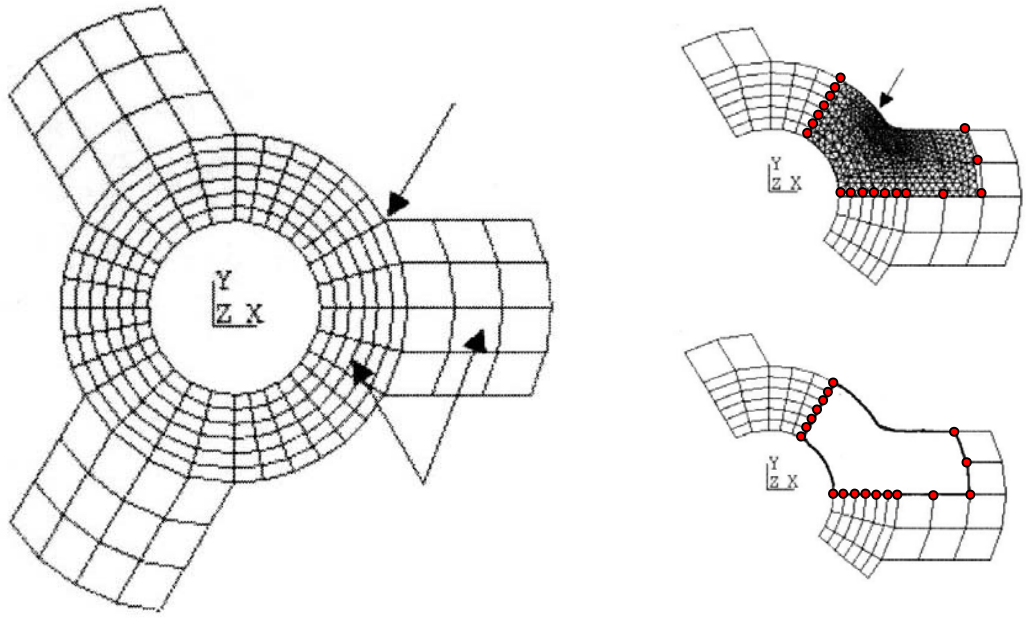


Figure 85 : Illustration de la sous-structuration. [images user guide ANSYS®]

La sous-structuration se fait en trois étapes : génération, utilisation, et expansion des résultats du super-élément. La première étape consiste à condenser des éléments classiques (poutres, briques, plaques) dans un unique élément, appelé super-élément. La condensation est faite en identifiant des nœuds maîtres qui sont utilisés pour définir l'interface avec le reste du modèle, et le lieu d'application de conditions aux limites. Les résultats de cette première étape sont la création de matrices de rigidité, de masse et d'amortissement, correspondant à l'ensemble de la zone condensée. En fait, cela revient à fabriquer un élément à n nœuds, possédant la géométrie externe de la zone condensée. Les n nœuds correspondent aux nœuds maîtres. La deuxième étape consiste à insérer le, ou les, super-éléments dans le reste du maillage ; et réaliser la simulation à proprement

parler. Les résultats de la simulation sont, pour le super-élément une solution réduite (efforts et déplacements aux nœuds maîtres), et la solution complète pour le reste du modèle. La troisième étape consiste à obtenir la solution complète pour tous les éléments et nœuds des super-éléments à partir des résultats des étapes précédentes.

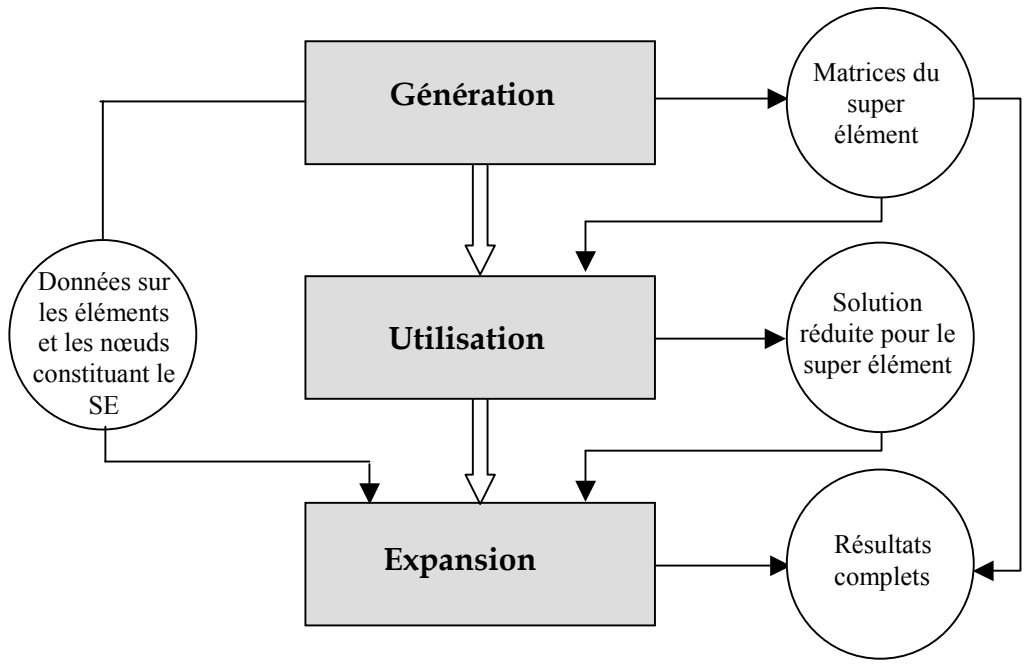


Figure 86: Etapes de la sous structuration.

Pour ce qui nous concerne, seules les deux premières étapes sont intéressantes. En effet, l'obtention de la solution complète ne nous intéresse pas pour les zones modélisées par des super-éléments. La solution réduite est largement suffisante. Nous allons maintenant décrire les différentes zones regroupées dans des super-éléments.

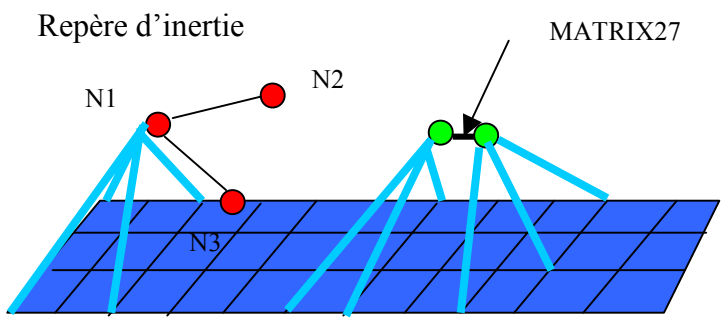


Figure 87 : Structure des super-éléments.

En général, chaque super-élément regroupe -- outre le maillage initial -- un élément de type MATRIX27, ainsi qu'un repère local d'inertie, matérialisé par trois nœuds reliés entre eux par deux poutres. Les éléments MATRIX27 sont définis par deux nœuds coïncidents et une matrice formée des caractéristiques de masse et d'inertie du segment considéré. Les nœuds formant les éléments MATRIX27, ainsi que les

nœuds définissant le repère d'inertie sont connectés au reste du segment par des poutres rigides. Cette configuration permet de prendre en compte les caractéristiques inertielles des segments qui ne sont pas modélisés complètement, comme les membres.

Lorsque les nœuds maîtres du super-élément n'appartiennent pas au maillage initial, ils sont connectés par l'intermédiaire de poutres rigides. Dans le cas des membres, des treillis de poutres sont utilisés pour connecter les différents segments composant le super-élément, et rigidifier la structure.

Membres inférieurs

Le super-élément cuisse est composé :

- Du fémur.
- De la coque modélisant la cuisse.
- D'un élément MATRIX27.
- D'un repère d'inertie matérialisé par deux poutres.
- De poutres connectant ces différents segments entre eux et connectant les nœuds maîtres n'appartenant pas au maillage.

Les nœuds maîtres (en violet fig. 90) sont :

- Les nœuds réalisant l'articulation avec le genou et le bassin.
- Les nœuds de la surface externe et du fémur communs aux tissus mous fessiers/cuisse.
- Deux nœuds sur la surface de la cuisse utilisés pour maintenir la main au niveau du genou lors des simulations.

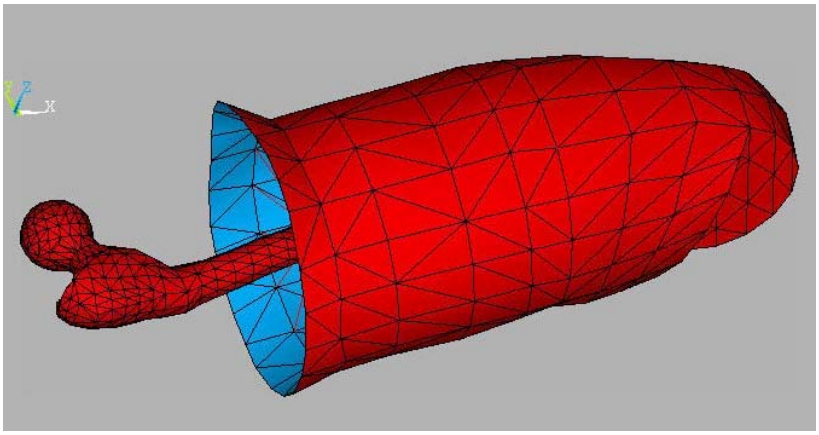


Figure 88: Segments constituant le super-élément cuisse: fémur, enveloppe externe de la cuisse.

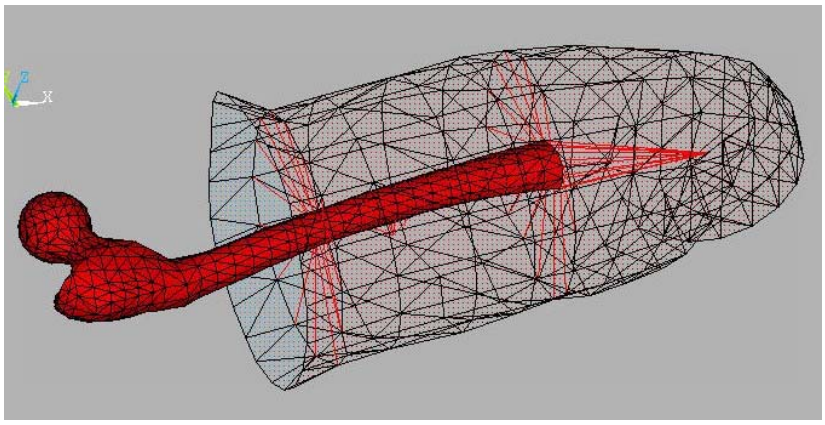


Figure 89 : Réseau de poutres connectant les différents segments entre eux, l'élément masse et inertie .

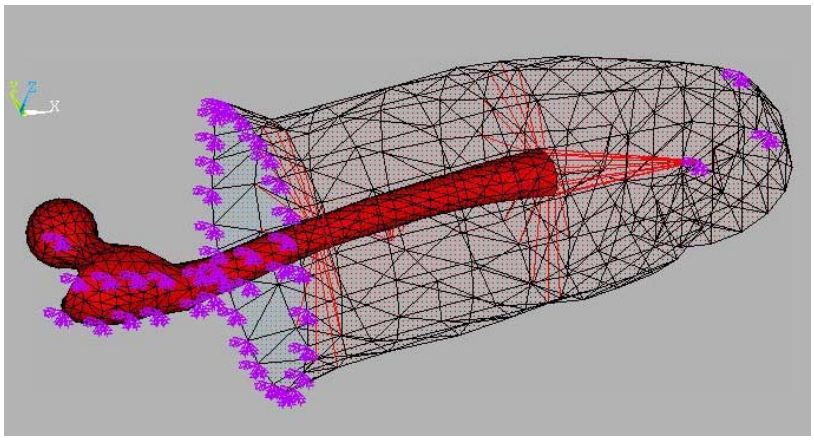


Figure 90 : Nœuds maîtres du super-élément cuisse.

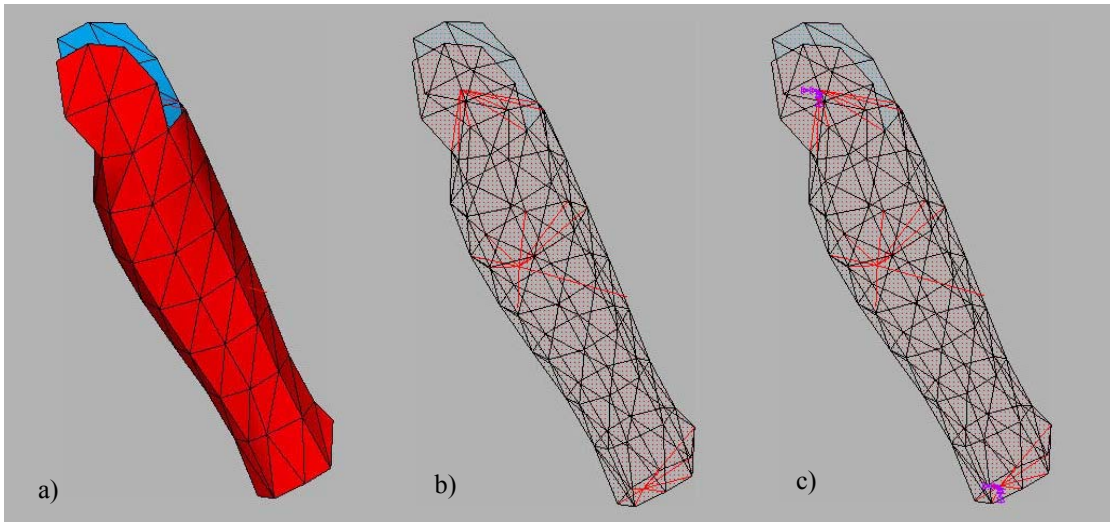


Figure 91 : Super-élément jambe. a) Segment. b) Réseaux de poutres. c) Nœuds maîtres.

Le super-élément jambe est composé de :

- La surface externe de la jambe.
- D'un élément MATRIX27.
- D'un repère d'inertie matérialisé par deux poutres.
- De poutres connectant ces différents segments entre eux et connectant les nœuds maîtres n'appartenant pas au maillage.

Les nœuds maîtres sont

- Le nœuds réalisant l'articulation avec la cuisse.
- Le nœuds réalisant l'articulation avec le pied.

Le super-élément pied est composé de :

- La surface externe du pied
- D'un élément MATRIX27.
- D'un repère d'inertie matérialisé par deux poutres.
- De poutres connectant ces différents segments entre eux et connectant les nœuds maîtres n'appartenant pas au maillage.

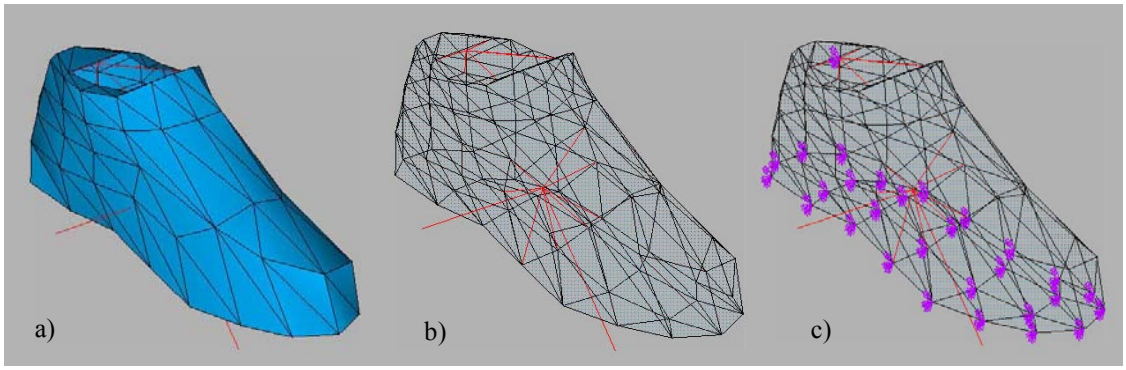


Figure 92: Super-élément pied. a) Segment. b) Réseaux de poutres. c) Nœuds maîtres.

Les nœuds maîtres sont :

- Le nœud réalisant l'articulation avec la jambe.
- Les nœuds de la semelle auxquels sont imposées les conditions aux limites.

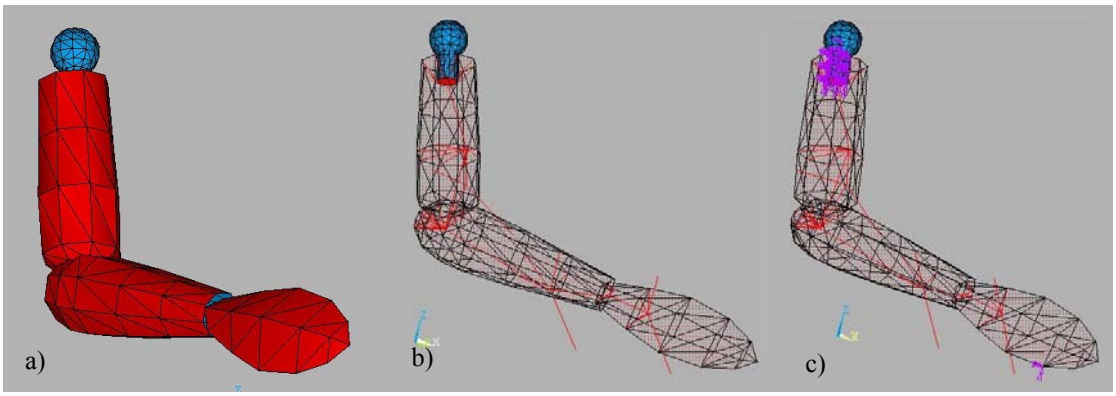


Figure 93 : Super-élément bras. a) Segment. b) Réseaux de poutres. c) Nœuds maîtres.

Membres supérieurs

Le membre supérieur est modélisé par un unique super-élément regroupant la main, le bras et l'avant bras.

Le super-élément membre supérieur est composé de :

- Le surface externe du bras, de l'avant bras et de la main.
- De la tête de l'humérus.
- De trois éléments MATRIX27.
- De trois repères d'inertie chacun matérialisé par deux poutres.
- De poutres connectant ces différents segments entre eux et connectant les nœuds maîtres n'appartenant pas au maillage.

Les nœuds maîtres sont :

- Les nœuds de la tête de l'humérus connectés aux muscles de l'épaule.
- Le nœud auquel s'attache le câble de l'articulation scapulo-humérale.
- Un nœud de la main utilisé pour la maintenir sur le genou lors des simulations.

Bassin

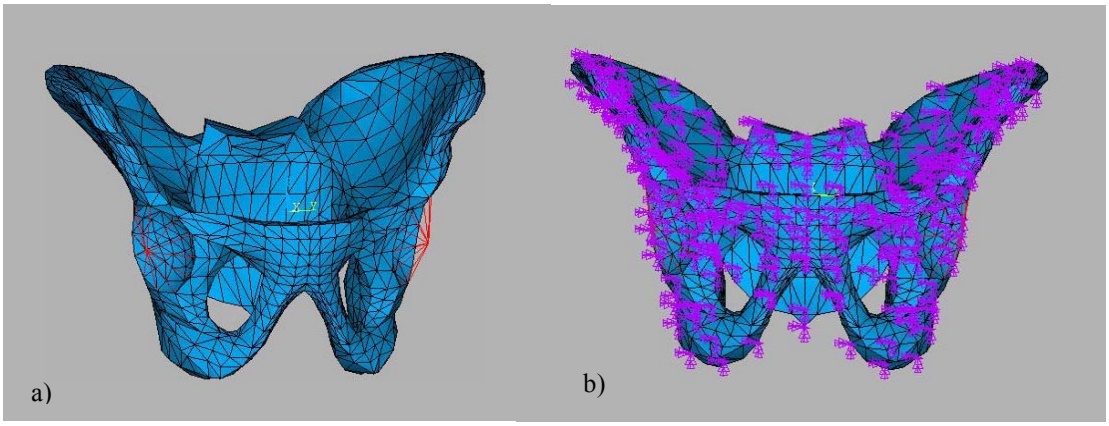


Figure 94: Super-élément bassin. a) Segment. b) Nœuds maîtres.

Le super-élément bassin est composé de :

- Du maillage du bassin.
- De poutres connectant les nœuds d'attache des liaisons coxo-fémorales. Ces nœuds sont situés au centre des articulations.

Les nœuds maîtres du super-élément bassin sont :

- Les nœuds du bassin connectés aux muscles cuisses/fessiers et aux viscères abdominaux.
- Les nœuds de connexion de l'articulation coxo-fémorale.

Omoplates

Le super-élément omoplate est composé de :

- Du maillage de l'omoplate.
- D'un élément MATRIX27.
- D'un repère d'inertie matérialisé par deux poutres.
- De poutres connectant ces différents segments entre eux et connectant les nœuds maîtres n'appartenant pas au maillage. (attaches des articulations).

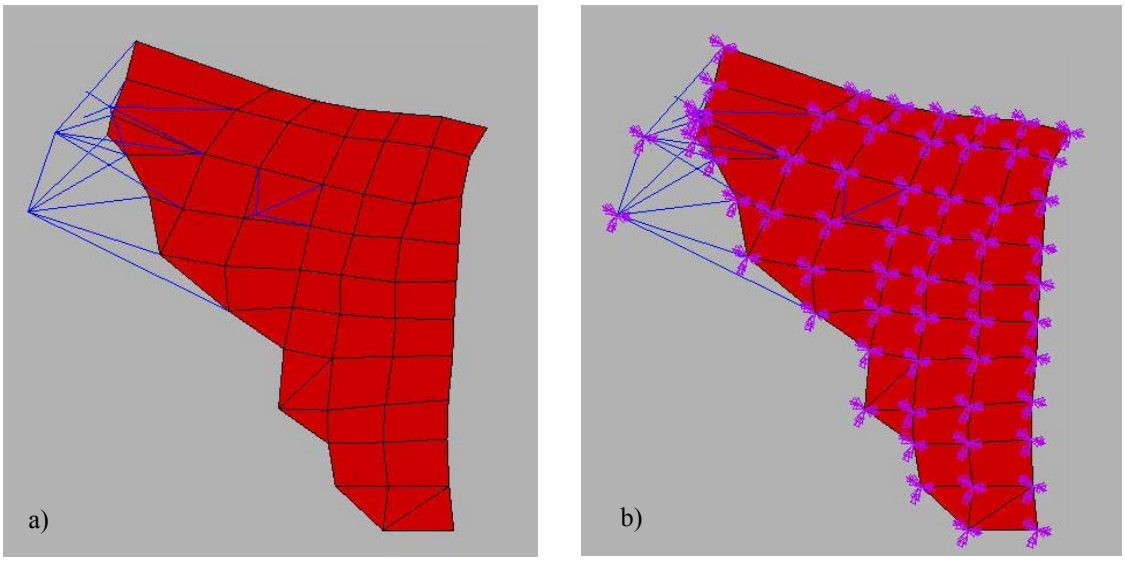


Figure 95 : Super-élément omoplate. a) Segments. b) Nœuds maîtres.

Les nœuds maîtres du super-élément omoplate sont :

- Les nœuds du maillage de l'omoplate connectés aux muscles du thorax.
- Les nœuds d'attache de l'articulation scapulo-humérale.

Clavicules

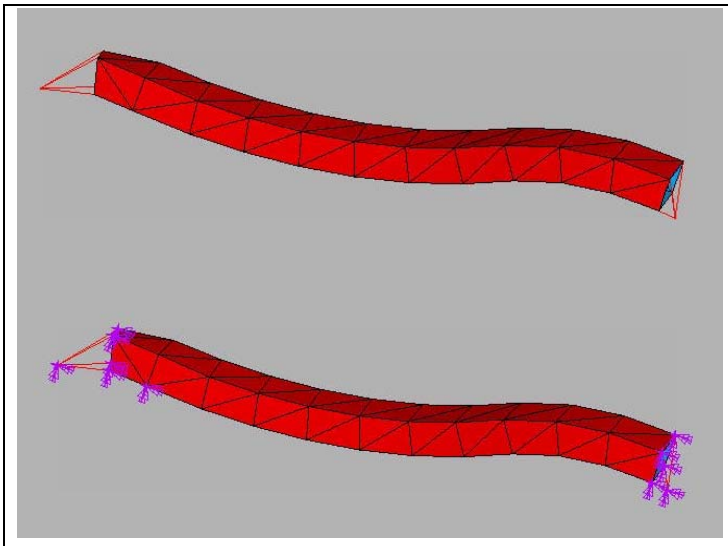


Figure 96 : Segments constituant le super-élément clavicule.

Figure 97 : Nœuds maîtres du super-élément clavicule.

Le super-élément clavicule est composé de :

- Du maillage des clavicules.
- De poutres connectant les nœuds de liaison des articulations acromio-claviculaire et sterno-claviculaire au maillage de la clavicule.

Les nœuds maîtres du super-élément clavicule sont :

- Les nœuds connectés aux muscles du thorax et de l'épaule.
- Les nœuds de liaison des articulations acromio-claviculaire et sterno-claviculaire.

II.3.2.3 Caractéristiques mécaniques

En position assise, et pour la transmission de vibrations dans la direction verticale, les segments les plus influents sont les muscles fessiers, le bassin, le rachis, et les viscères abdominaux. Nous avons pu constater que les modèles vibratoires du corps humain [BEL76] [BEL78a] [BEL78b] [KIT97] privilégient la modélisation de ces différents segments, alors que les autres n'interviennent qu'aux titres de masse et d'inertie. Les caractéristiques mécaniques et géométriques de ces éléments sont donc d'une importance primordiale pour la restitution du comportement vibratoire du corps humain. Si la géométrie peut être rendue de façon fidèle par la modélisation volumique, il reste le problème de la caractérisation des tissus.

II.3.2.3.1 Squelette et articulations

Il nous est apparu dans cette première approche, que des lois de matériaux élastiques linéaires pouvaient être utilisées pour modéliser le comportement des parties osseuses pour une plage de fréquences allant de 0 à 20 Hz, et pour des amplitudes d'accélération inférieures à $2ms^{-2}$. Cette hypothèse est faite par la majorité des auteurs, les éléments osseux étant d'ailleurs souvent considérés comme rigides. Nous conserverons donc les caractéristiques mécaniques précédemment publiées pour les éléments osseux du modèle [LIZ98](voir chapitre précédent).

II.3.2.3.2 Tissus mous

En ce qui concerne les caractéristiques des tissus mous, les conditions de simulation étant très différentes de celles du modèle initial, une reformulation a été envisagée. Les tissus mous ont un comportement complexe fortement non-linéaire, tant par rapport à la déformation, que par rapport à la fréquence et à l'amplitude des sollicitations imposées. De nombreux auteurs ont avancé des lois de matériaux plus ou moins complexes et non linéaires, pour modéliser leur comportement. Dans cette étude, nous nous contenterons d'une loi élastique linéaire et d'un amortissement visqueux pour simuler le comportement des tissus mous. La principale raison de ce choix est liée à l'impossibilité de réaliser une analyse modale ou harmonique avec un modèle non linéaire. De plus, pour une première approche, il semblait plus raisonnable d'utiliser une loi simple, sachant qu'il est toujours possible de prendre en compte les non-linéarités de façon discrète.

La littérature ne fournit quasiment pas d'informations sur les paramètres visco-élastiques des tissus mous pour les conditions qui nous intéressent. Cependant, certains travaux se sont portés sur la mesure de la rigidité dynamique du disque intervertébral. Les résultats des principales études sont consignés dans le tableau suivant :

Fréquence Hz	Référence	< 0.1 Hz Quasi-statique	1	10	20	30
Raideur (MN/m)	Brown 1957 [BRO57]	0,1-3,6				
	Kasra 1992 [KAS92]	1,5	1,5	1,25	1,11	0,5
	Markolf 1972 [MAR72]	1,23-3,32				
	Tencer 1982 [TEN82]	0,5				
	Li 1995 [LI95]	2,42				
	Koeller 1984 [KOE84]	1,8				
	Smeathers 1988 [SME88]	3,237-3,564	3,862-3,808	4,4145-4,111		

Tableau 14 : Principaux résultats publiés sur la rigidité dynamique du disque intervertébral. [BAZ00].

Des mesures de la résonance du disque en fonction de la précharge ont également été réalisées par Kasra [KAS92].

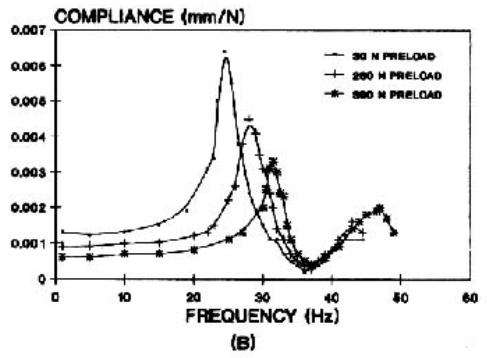


Fig 5. A typical axial compliance response (Specimen 2) with a mass of 40 kg and different compression preloads. A, Phase angle. B, Compliance magnitude.

Figure 98 : Compliance en compression du disque intervertébral en fonction de la fréquence du stimulus appliqué. [KAS92].

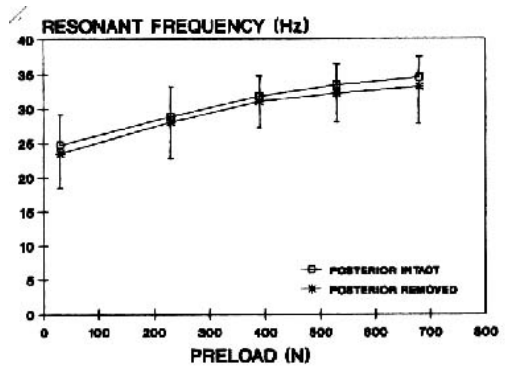


Fig 6. The measured variation of the resonant frequency, with the compression preload, for the segments with and without posterior elements. The mean and standard deviations are shown.

Figure 99 : Fréquence de résonance du disque intervertébral en compression en fonction de la précharge appliquée. [KAS92].

Aucune étude n'a pu être trouvée sur les caractéristiques d'amortissement du disque intervertébral.

En ce qui concerne les muscles, quelques études ont été relevées. Les résultats les plus intéressants proviennent de la mesure de la courbe effort/déplacement réalisée grâce à un dispositif d'indentation dynamique. Là encore, les résultats ne fournissent aucunes données sur l'amortissement des tissus. Le tableau qui suit regroupe des valeurs bornes du module d'Young mesurées pour les tissus mous du membre inférieur en considérant une loi élastique linéaire ou multilinéaire.

Auteur	Référence	Module d'Young tissus mous du membre inférieur (KPa)
Steege et Al.	[STE87]	60
Krouskop et Al.	[KRO87]	53 < 141
Reynolds et Lord	[REY92]	50 < 145
Torres-Moreno et Al.	[TOR92a] [TOR92b]	27 < 106
Mak et Al.	[MAK94a] [MAK94b]	21 < 194
Vannah et Childress	[VAN88] [VAN96]	2 < 600
Zheng et Mak	[ZHE99b]	10 < 89
Zheng et Mak	[ZHE99a]	11,2 pour une def. de 0% 25,6 pour une def. de 10% 40 pour une def. de 20% 54,4 pour une def. de 30%

Tableau 15: Récapitulatif de travaux publiés sur l'étude de la rigidité des tissus musculaires.

La dispersion des résultats obtenus par les différents auteurs s'explique par la non linéarité des tissus musculaires dont le comportement est approximé par une loi linéaire. De plus, la zone mesurée et les conditions expérimentales influent sur le résultat. Les résultats de Zheng et Mak [ZHE99a] montrent une forte non linéarité de la rigidité des tissus par rapport à l'amplitude de la déformation. En revanche, l'influence de la fréquence de sollicitation n'a pas été étudiée dans la littérature. Nous pouvons considérer que le module d'Young des tissus mous fessiers peut varier entre 2 KPa et 600 KPa, suivant la déformation des tissus.

Face aux lacunes de la littérature, nous avons choisi de mettre en place une étude expérimentale sur la caractérisation dynamique des disques intervertébraux et des tissus

mous fessiers. Ces travaux ont été menés au Laboratoire de Biomécanique de l'ENSAM par Frédérique Bazin et Stéphane Gaudon [BAZ00] [MIT01], dans le cadre de leur projet de fin d'étude ; ainsi que par Jean-Pierre Faure [FAU00] [FAU01] et Patrick Aimedieu [AIM00], dans le cadre de leur DEA.

Seule une présentation succincte du protocole et des principaux résultats sera rapportée ici, l'ensemble de l'étude étant détaillée dans les documents cités.

❖ ***Protocole d'essai***

Les tests ont été réalisés sur des tissus porcins et humains pour les muscles fessiers. Les muscles grand-fessiers sont prélevés suivant un protocole défini par le chirurgien [AIM00] [FAU00] [MIT01] [FAU01]. Un échantillon cylindrique est découpé dans le muscle; les tissus adipeux et la peau ne sont pas conservés. Le diamètre des échantillons est de 40 mm, leur hauteur est de 20 mm pour le porc, et de 15 mm pour l'humain.

Figure 100 : Echantillon de muscle grand-fessier. [AIM00].

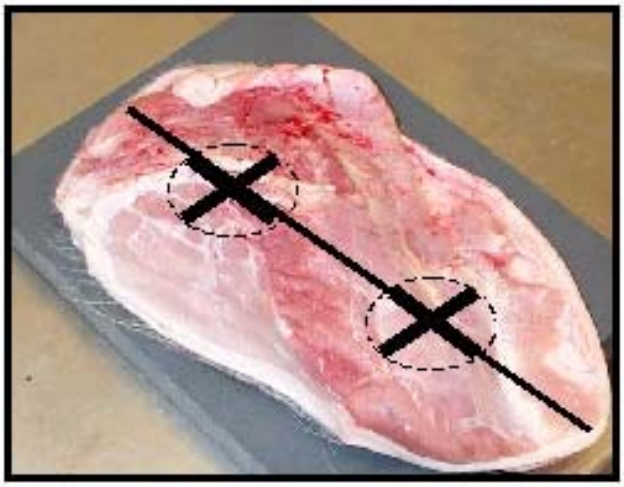


Figure 101: Zones de découpe des échantillon sur un muscle grand-fessier de cochon. [AIM00].

Les disques intervertébraux testés sont des disques humains. Les tests sont réalisés sur différents niveaux vertébraux L1L2, L2L3, L3L4, L4L5 et L5S1. Les ligaments, les muscles, les tissus adipeux et les arcs postérieurs des vertèbres sont supprimés. Les corps vertébraux sont découpés pour conserver un demi corps vertébral de chaque côté du disque. La partie de vertèbre inférieure des échantillons est moulée dans un alliage à bas point de fusion, de sorte que les faces inférieure et supérieure de l'échantillon soient parallèles.

Dans les deux cas les tissus sont formolés. Les tissus humains ont subi une congélation après prélèvement. L'influence de cette congélation est étudiée sur les tissus porcins.

La transmissibilité des échantillons est mesurée sur la plage de fréquences 0-20 Hz. Un dispositif à bras de levier associé à une machine INSTRON 8500 permet

d'appliquer une masse libre sur l'échantillon. Cette solution permet d'imposer une précharge, et d'obtenir une accélération à l'entrée et à la sortie du système. Le dispositif est fixé au bâti de la machine par l'intermédiaire du mors supérieur. Le mors inférieur impose le déplacement. Pour que la partie du dispositif en contact avec l'échantillon se déplace verticalement, il faut faire l'hypothèse de petits déplacements. Ainsi les déplacements sont-ils limités à 0,5 mm.

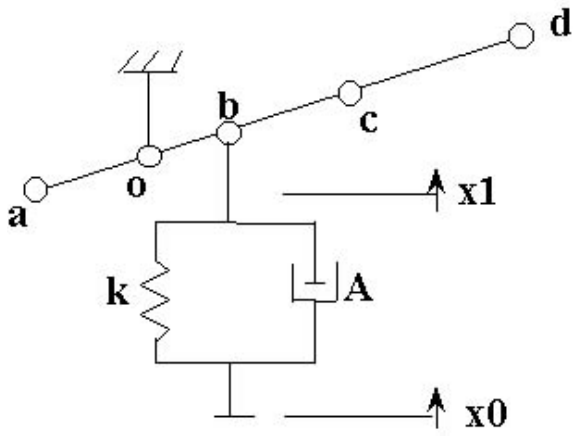


Figure 102 : Schéma de principe du dispositif, avec un modèle de Voigt pour modéliser l'échantillon. [BAZ00].

Les échantillons sont immergés dans du sérum physiologique à 37 °C.

Un déplacement sinusoïdal est imposé pour des fréquences allant de 5 Hz à 35 Hz. L'accélération est constante et égale à 0,5 ms^{-2}. Une précharge de 400 N est appliquée pour les tests réalisés sur le disque. Pour les essais réalisés sur les muscles, le déplacement est constant et égal à 0,01 mm, la précharge est égale à 50 N. Les accélérations en entrée et en sortie sont mesurées pour le régime permanent.

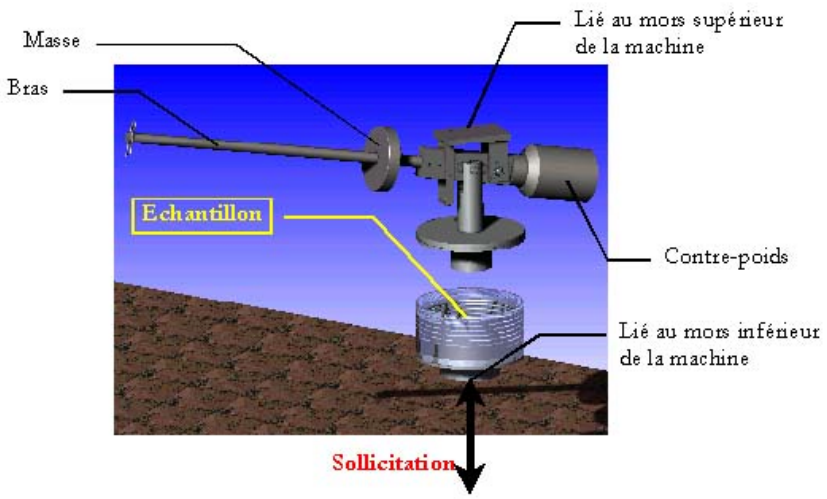


Figure 103 : Schéma du dispositif d'application de la masse libre. [BAZ00].

Les données sont traitées en approximant l'échantillon testé par un modèle de Voigt. La transmissibilité est alors égale à :

$$T = \frac{w^2}{\sqrt{(w_0{}^2 - w^2) + 4\alpha^2 w^2}} e^{i\left(\pi - \arctan\left(\frac{2\alpha w}{w_0{}^2 - w^2}\right)\right)} + 1 \qquad [28]$$

A partir de la phase et de l'amplitude de la transmissibilité, on peut calculer la rigidité et l'amortissement de l'échantillon.

❖ ***Résultats des essais***

- ***Muscle fessier***

Fréquence (Hz)	FRAIS (N/m) n=12	CONGELE (N/m) n=12	HUMAIN (N/m) n=8
5	8527+/-543	11803+/- 575	10881+/- 2208
10	32640+/-1125	26536+/- 961	27036+/- 6348
15	77957+/-2557	70982+/- 4000	74153+/- 8813
20	158718+/-4879	129659+/- 11721	139902+/- 10905

Tableau 16 : Raideurs des échantillons de muscle grand-fessier. [AIM00].

Fréquence	FRAIS (Ns/m) n=12	CONGELE (Ns/m) n=12	HUMAIN (Ns/m) n=8
5	36+/-13	46+/-7	31+/-6
10	17+/-3	63+/-27	29+/-2
15	23+/-5	77+/-29	13+/-3
20	75+/-30	99+/-33	19+/-7

Tableau 17 : Amortissement des échantillons de muscle grand-fessier. [AIM00].

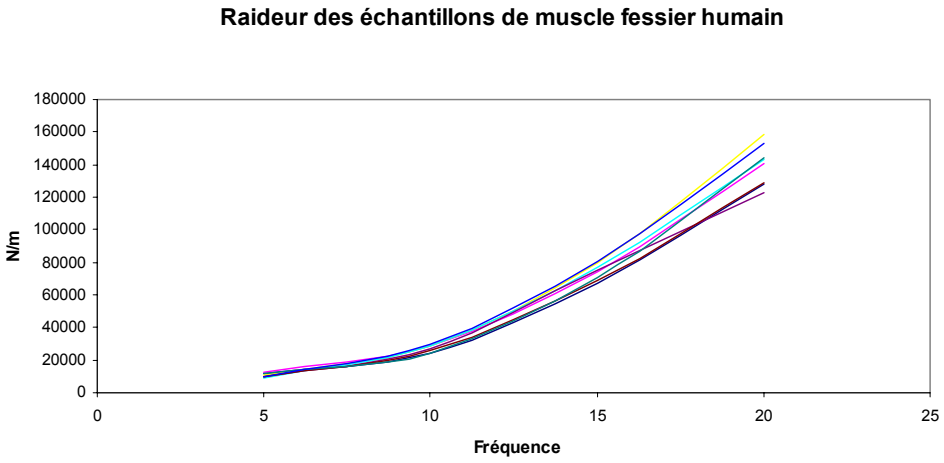


Figure 104 : Raideur des échantillons de muscles fessiers humains en fonction de la fréquence d'application du stimulus. [AIM00].

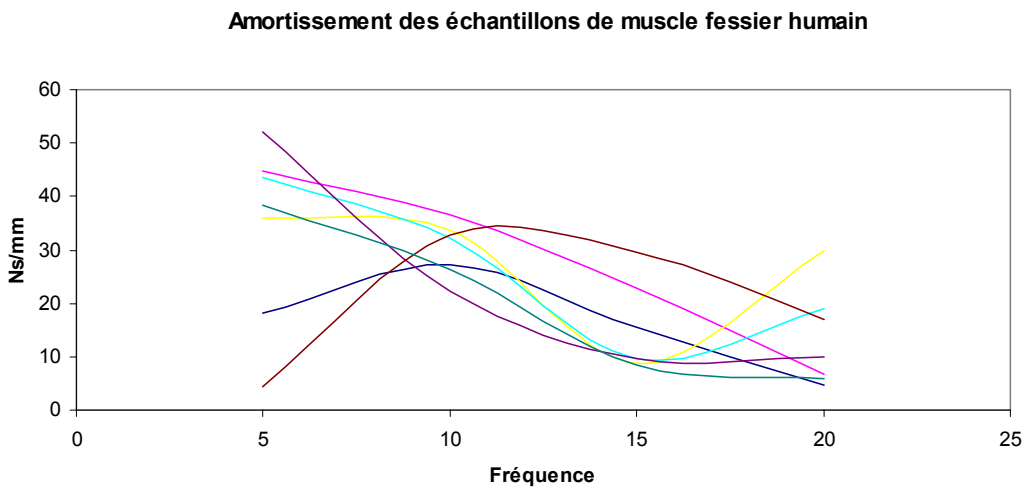


Figure 105 : Amortissement des échantillons de muscle fessier humain en fonction de la fréquence d'application du stimulus. [AIM00].

- ***Disques***

	Amortissement N.s/m		Raideur N/m	
Fréquence	moyenne	écart type	moyenne	écart type
5	1241	1241	118231	60924
10	242	202	221582	60367
15	182	196	650547	194126
20	510	757	1546727	538453

Tableau 18 : Raideur et amortissement des disques intervertébraux. [BAZ00].

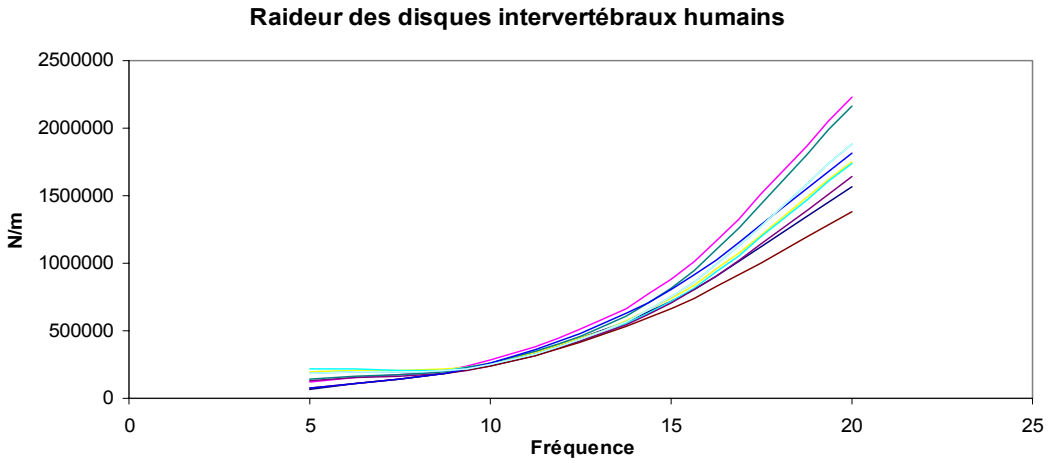


Figure 106: Raideur des disques intervertébraux humains en fonction de la fréquence d'application du stimulus. [BAZ00].

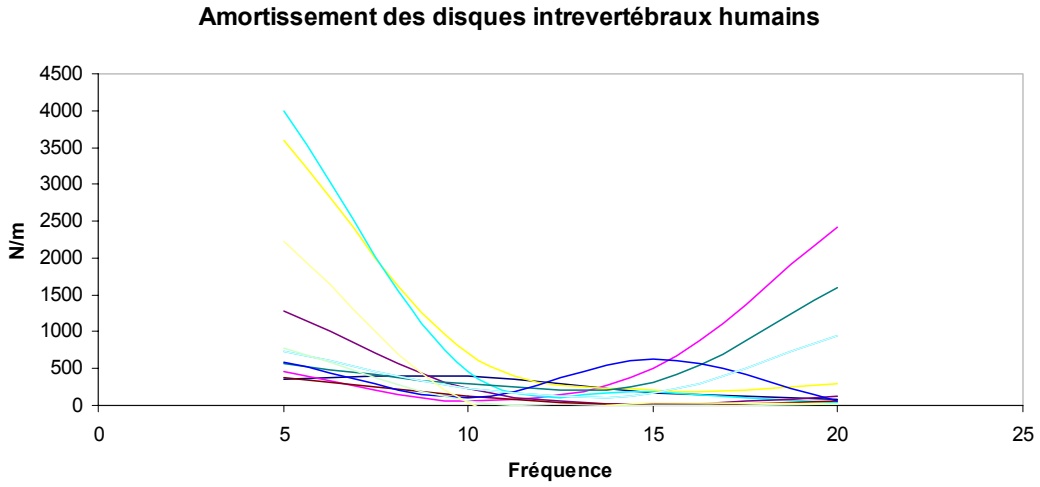


Figure 107 : Amortissement des disques intervertébraux humains en fonction de la fréquence d'application du stimulus. [BAZ00].

	Module d'Young moyen (Mpa)		Coefficient d'amortissement de l'échantillon	
	Disque	Muscles fessiers	Disque	Muscles fessiers
5	1,41	0,13	0,01	0,0028
10	2,64	0,32	0,0011	0,0011
15	7,76	0,88	0,00028	0,00017
20	18,46	1,67	0,00033	0,00013

Tableau 19 : Module d'Young et coefficients d'amortissement des disques intervertébraux et des muscles fessiers en fonction de la fréquence.

Les valeurs de rigidité sont cohérentes avec les résultats d'autres auteurs ; en revanche, les coefficients d'amortissement semblent très faibles. Aucune donnée n'ayant été publiée sur l'amortissement des tissus, il est impossible d'effectuer une comparaison directe, mais les coefficients d'amortissement que l'on retrouve dans les modélisations publiées varient entre 0,1 et 0,5.

L'étude du comportement des viscères abdominaux et de leurs tissus de maintien serait nécessaire, mais la modélisation choisie ne permet pas de les prendre en compte directement. Les caractéristiques mécaniques de départ seront du même ordre de grandeur que celles des tissus musculaires.

Le tableau suivant regroupe les caractéristiques mécaniques des tissus mous du modèle. Au stade actuel, l'aspect quasistatique des paramètres n'a pas été intégré. Les paramètres mécaniques des tissus mous sont choisis dans l'intervalle donné par la bibliographie ; puis ajustés, pour que la masse apparente et les principales transmissibilités du modèle soient les plus proches possibles de l'expérimentation. Les étapes de la validation du modèle sont regroupées dans le chapitre suivant. Une loi de

matériau linéaire élastique est utilisée pour tous les segments du modèle. L'amortissement visqueux est pris en compte par un coefficient d'amortissement global de 0,2 pour l'ensemble de la plage de fréquences.

	Elément	Epaisseur mm	E Mpa	ν	ρ g/cm^3
Côtes/sternum	plaques 3 nœuds	3	2500	0,3	1,8
Clavicule	plaques 3/4 nœuds	6	2000	0,3	1,8
Omoplate	Plaques 3/4 nœuds	6	12000	0,3	1,8
Cartilage Sternum	Plaques 3 nœuds	3	15	0,4	1,2
Cartilage intercostal	Plaques 3 nœuds	3	100	0,4	1,1
Fémur	Plaques 3 nœuds	3	15000	0,3	1,0
Vertèbre	Briques		12000	0,3	1,8
Tête de l'humérus	Plaques 3 nœuds	6	12000	0,3	1,8
Bassin	Plaques 3 nœuds	0,45/1,8	9000	0,3	1,22

Tableau 20 : Caractéristiques mécaniques des parties osseuses du modèle.

	Eléments	E (Mpa)	ν	ρ (g/cm^3)
Muscles fessiers	Briques	0,05	0,49	1,1
Muscles abdominaux	Briques	0,3	0,49	1,1
Muscles du thorax et des épaules	Briques	0,1	0,49	1,1
Viscères abdominaux	Briques	0,3	0,49	1,1
Viscères thoraciques bas	Briques	0,3	0,49	1,1
Viscères thoraciques hauts	Briques	0,3	0,49	1,1
Muscles omoplates	Ressorts	300	0,49	1,1
Disques lombaires et thoraciques	Briques	4	0,49	1,1
Disques cervicaux	Briques	10	0,49	1,1

Tableau 21 : Caractéristiques mécaniques des tissus mous du modèle.

II.3.2.4 Caractéristiques d'inertie

Les caractéristiques d'inertie du modèle n'ont pas été modifiées par rapport au modèle initial ; les densités sont identiques, ainsi que les masses et inerties des membres. Ces caractéristiques sont issues des travaux de Robbins [ROB83], qui donnent pour chaque segments les données principales d'inertie. Ces valeurs sont regroupées dans le tableau suivant.

On constate un écart d'environ 3 kg entre le modèle initial et le modèle vibratoire. Cette différence provient du remaillage réalisé. La masse totale du modèle est de 79,6 kg. L'ensemble des données inertielles des différentes versions du modèle sont fournies en annexe.

		Position du centre de gravité (mm)			Moments principaux d'inertie (g.cm²)		
	Masse (kg)	X	y	Z	Ix	Iy	Iz
Tête	4,257	-179	0	646	195021	215739	140762
Cou	949	-186	0	514	14410	17979	22310
Thorax	23,357	-169	0	271	4446703	3138086	2936823
Abdomen	2,268	-85	0	111	161163	102393	244924
Bassin	11,075	-74	0	17	1003834	858419	1083380
Bras droit	1,798	-80	-191	319	109519	119314	22509
Bras gauche	1,798	-80	191	319	109519	119314	22509
Avant bras droit	2,135	149	-174	320	302623	301145	19520
Avant bras gauche	2,135	149	174	320	302623	301145	19520
Cuisse droite	8,648	200	-131	64	1198634	1267424	357495
Cuisse gauche	8,648	200	131	64	1198634	1267424	357495
Jambe droite	3,739	504	-125	-5	506756	514493	59097
Jambe gauche	3,739	504	125	-5	506756	514493	59097
Pied droit	1,022	763	-110	-164	8499	41396	43317
Pied gauche	1,022	763	110	-164	8499	41396	43317

Tableau 22 : Caractéristiques inertielles du corps humain issues des travaux de Robbins. [ROB83].

II.3.2.5 Le paramétrage du modèle

Afin d'étudier l'influence des paramètres de posture et de morphométrie sur la réponse du corps humain, le modèle est décliné pour différentes configurations. Plusieurs modèles ont été développés sur la base du modèle initial en posture de Robbins précedemment présenté. Nous allons maintenant détailler les procédures d'obtention des différents modèles considérés.

II.3.2.5.1 Morphométrie

Les modifications anthropométriques du modèle ne peuvent être obtenues par un paramétrage direct. Le maillage du modèle est trop complexe pour le permettre. Afin de pouvoir étudier différents types anthropométriques, nous avons utilisé le krigeage. Le principe théorique de cette technique de déformation géométrique est explicité en détail en annexe.

Le krigeage permet -- à partir d'un objet géométrique de base, communément appelé objet générique -- d'obtenir diverses déclinaisons de cet objet. Pour cela, il est nécessaire de connaître un certain nombre de points de l'objet d'arrivée. Ces points sont appelés points de contrôle. A partir de là, le principe de la transformation est relativement simple : l'objet générique, composé d'un ensemble de points, est déformé de sorte qu'il viennent coller aux points de contrôle de l'objet d'arrivée. Il faut que les points utilisés comme points de contrôle existent dans l'objet générique. Une transformation géométrique est alors associée au changement de coordonnées de ces points, puis cette transformation est appliquée à tous les points de l'objet générique. On obtient ainsi l'objet d'arrivée. Sa forme est différente de celle de l'objet de départ, mais les deux objets sont du même type.

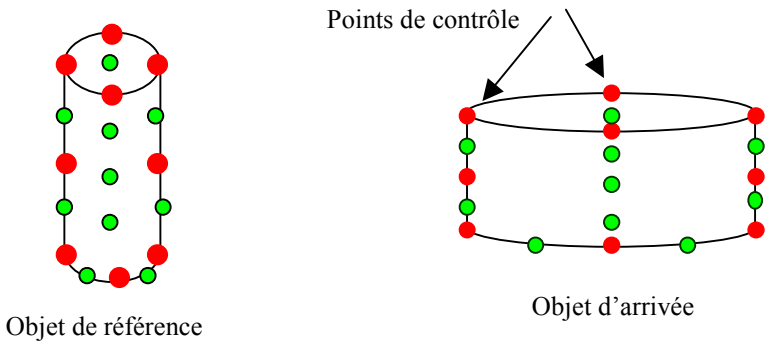


Figure 108 : Illustration du principe de déformation par krigeage.

Pour que la correspondance soit bonne entre l'objet de départ et l'objet d'arrivée, les points de contrôle doivent être suffisamment nombreux et bien répartis. En effet, la transformation géométrique étant définie à partir du changement de position des points

de contrôle, si une zone ne comporte pas de points de contrôle, la transformation sera en quelque sorte mal renseignée pour cette zone, et l'on aboutira à des résultats aberrants.

L'avantage considérable de cette méthode, par rapport à un paramétrage classique, réside dans le fait qu'une infinité de modifications peuvent être apportées au modèle de départ. Un paramétrage classique ne permettrait de prendre en compte qu'un nombre limité de paramètres, faute de quoi il deviendrait extrêmement complexe. L'utilisation du krigeage permet *a priori* de modifier tous les paramètres anthropométriques du modèle. Seule la nécessité d'obtenir une anthropométrie réaliste, et de ne pas dépasser un certain seuil de déformation des éléments, limitent le nombre de possibilités. En effet, dans le cas qui nous intéresse, l'ensemble de point définissant l'objet générique est constitué par les nœuds du modèle, et ces nœuds définissent des éléments. Lorsque l'on déforme l'ensemble de points, on déforme également le maillage.

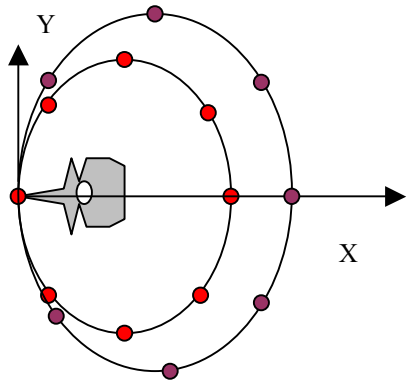


Figure 109 : Déplacement par homothétie des nœuds externe définissant l'abdomen.

La première étape de la procédure est l'obtention de points de contrôle. En général, les points de contrôle sont mesurés sur l'objet que l'on souhaite reconstruire. Dans notre cas, nous ne disposons d'aucune donnée, et nous allons donc fabriquer artificiellement les points de contrôle. Nous allons choisir comme points de contrôle les points du squelette, car ils définissent l'armature de la structure, et donnent une bonne information sur les dimensions globales du modèle que l'on souhaite obtenir. On pourra également choisir, suivant les cas, d'autres points de contrôle appartenant à l'enveloppe externe du modèle.

Nous allons maintenant démontrer la faisabilité de ce type de paramétrage sur le modèle entier à l'aide d'un exemple. L'exemple choisi n'inclut pas de modification du squelette, mais une augmentation du volume abdominal du modèle. Nous utilisons comme points de contrôle les points définissant le squelette, ainsi que certains points définissant l'enveloppe abdominale. La position des points du squelette n'est pas modifiée ; et les points de l'abdomen sont déplacés par une transformation homothétique suivant les axes X et Y de chaque plan de coupe sur lequel des points de contrôle sont utilisés. On obtient ainsi les points de contrôle de l'objet d'arrivée (fig. 109).

Les figures 110 et 111 montrent le résultat obtenu par krigeage du modèle en utilisant des points de contrôle artificiels.

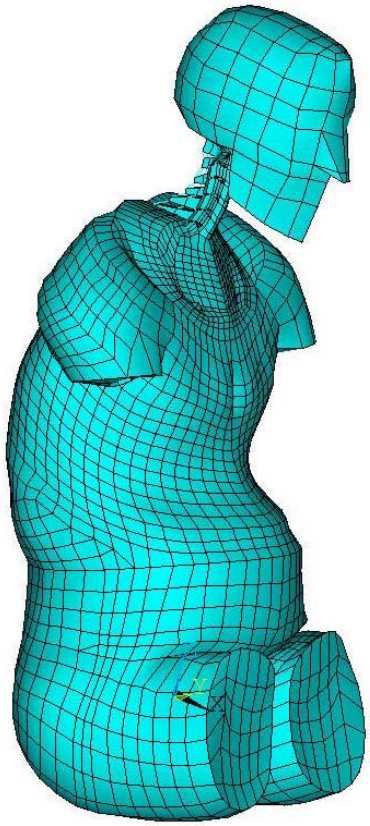


Figure 110 : Modèle après krigeage. Vue du tronc.

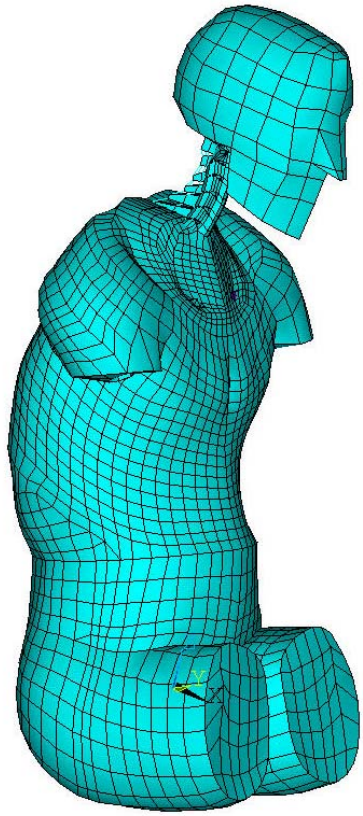


Figure 111 : Modèle initial. Vue du tronc.

Le krigeage pourrait être utilisé pour modifier les courbures rachidiennes du modèle, et ainsi augmenter la gamme de postures envisageables.

Nous avons privilégié ce type de modification non conventionnel de l' anthropométrie à l'étude d'un 5ème ou 95ème percentile, car aucune corrélation n'existe entre les caractéristiques de la réponse et les paramètres morphométriques classiques, tels que la taille ou le poids. Il est donc intéressant d'explorer d'autres voies.

II.3.2.5.2 Posture

Différentes postures du modèle peuvent être obtenues à partir de la posture de départ, en augmentant ou en diminuant l'angle formé par les cuisses et le buste du modèle. Pour obtenir ces modifications angulaires, nous avons procédé à une simulation numérique de la rotation du buste autour de l'articulation coxo-fémorale. Les fémurs du modèle sont bloqués suivant toutes les directions de l'espace, et un déplacement angulaire est appliqué au rachis. La position finale des nœuds est récupérée après calcul, et l'on obtient ainsi un nouveau modèle. Ces calculs de posture sont réalisés avec le modèle complet, c'est à dire que l'on utilise pas de super-élément. Les super-éléments sont ensuite calculés pour chaque nouveau modèle ainsi généré.

Les limites de la rotation dépendent de la déformation des éléments. Cependant, pour une posture de conduite, on peut se limiter à des angles contenus entre 90 et 110 degrés.

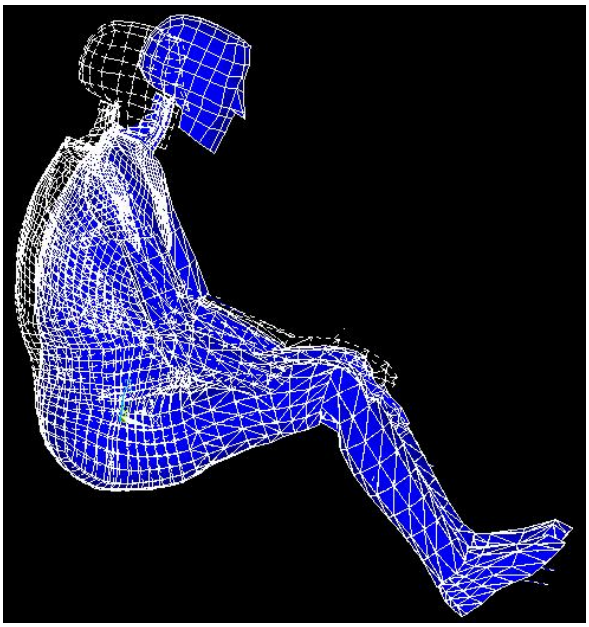


Figure 112 : Changement de posture : rotation du buste autour de l'axe bi-coxo fémoral.

Nous avons choisi de nous limiter à trois postures :

- La posture de Robbins, pour laquelle l'angle cuisse/buste est égal à 100°.

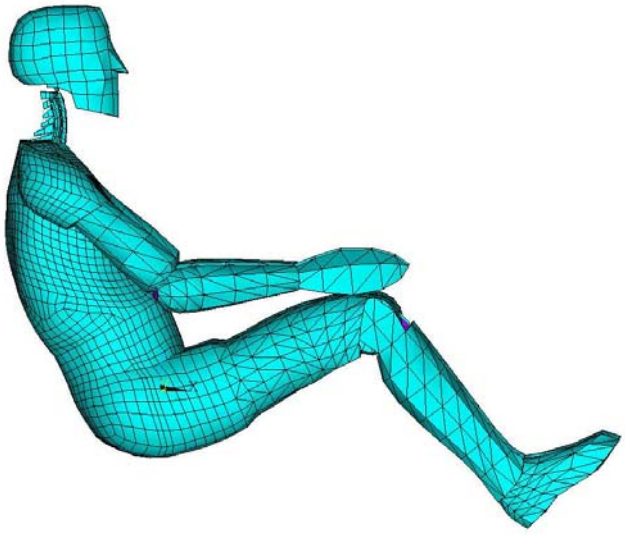


Figure 113 : posture de Robbins [ROB83].

- Une posture « assis droit relâché », pour laquelle l'angle cuisse/buste est égal à 90°. Bien qu'elle ne corresponde pas à une posture de conduite, cette posture est intéressante pour la validation du modèle.

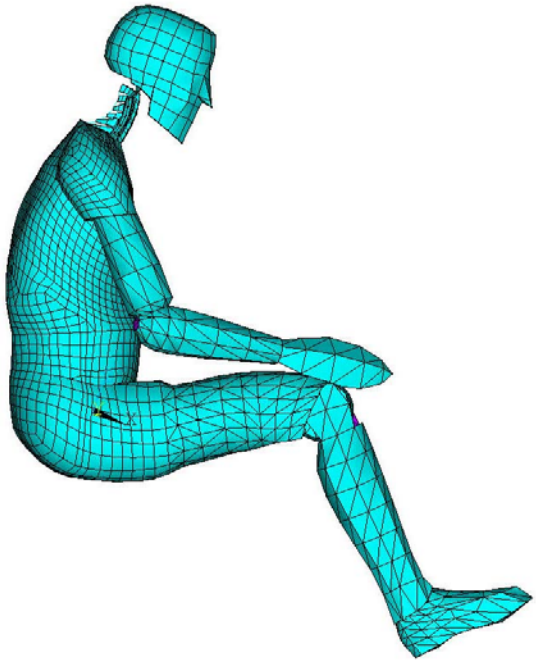


Figure 114 : Posture sans dossier. Angle buste fémur de 90°.

- Une posture assise avec un angle cuisse/buste de 110°.

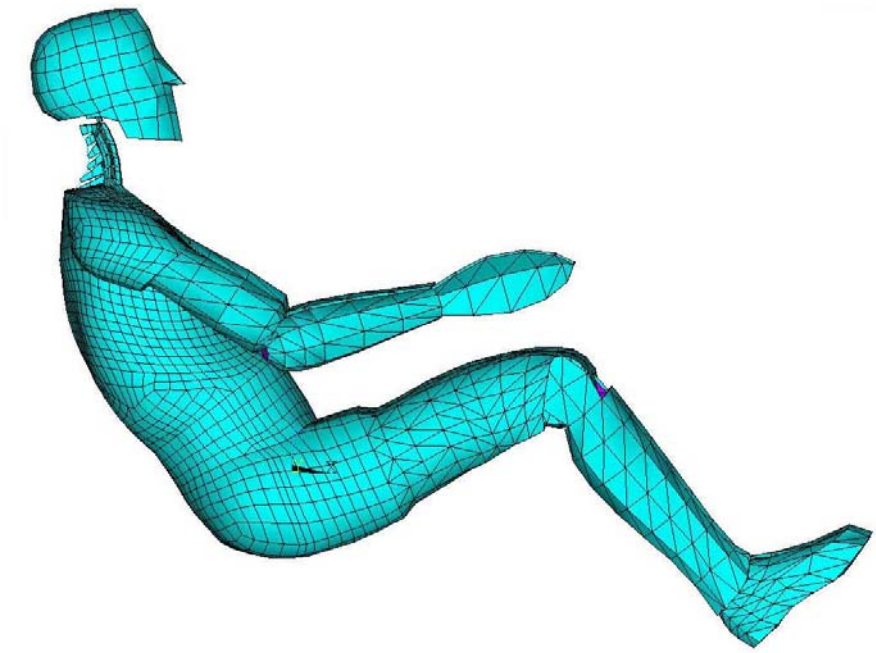


Figure 115 : Posture avec dossier. angle buste fémur 110°.

Ces trois postures sont suffisantes, car elles couvrent l'intervalle d'utilisation de l'inclinaison du dossier par rapport à l'assise d'un siège automobile.

II.3.2.5.3 L'ensemble homme-siège

Il convient désormais d'asseoir nos différents modèles. Pour ce faire, trois sièges simplifiés ont été modélisés : deux sièges comportant un dossier ; et un siège n'en comportant pas. Les sièges avec dossier sont utilisés pour les postures 100° et 110°, et le siège sans dossier pour la posture 90°.

Des éléments contacts sont générés sur l'enveloppe externe du sujet au niveau du dos et de l'assise. Des éléments contacts correspondants sont également générés sur le siège.

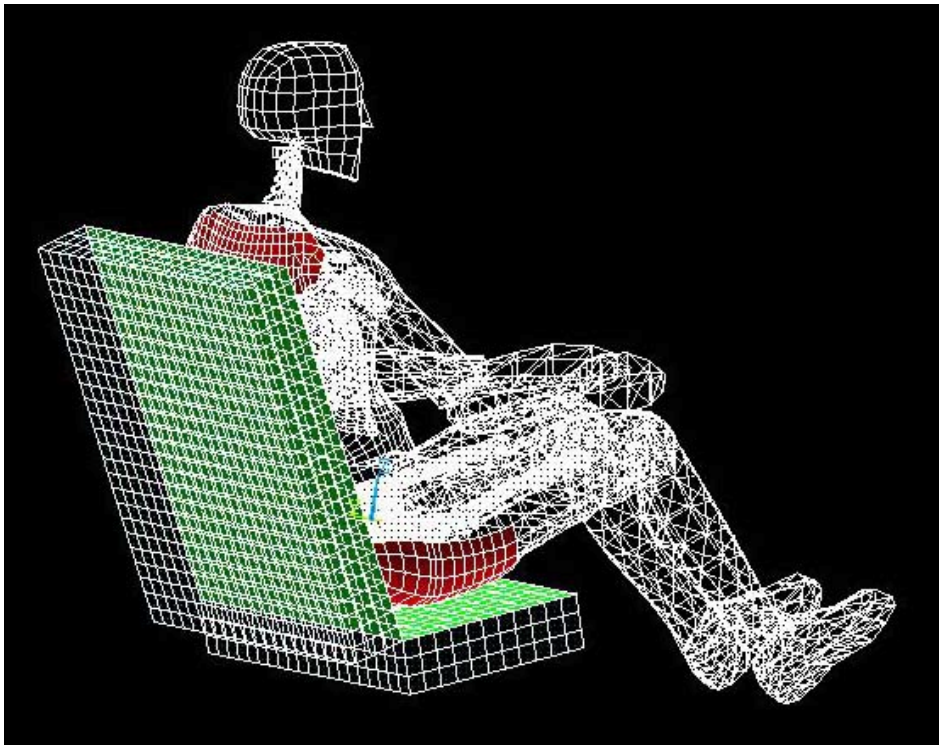


Figure 116 : Eléments contacts du modèle être humain et du siège.

II.3.2.6 Simulations réalisées

Le développement du modèle et les simulations sont réalisées avec ANSYS® 5.6 sur SGI Octane 10000.

La première étape du calcul est une simulation statique qui permet d'asseoir le modèle dans le siège. Elle permet de définir la surface de contact entre le sujet et le siège. La pression de contact est mesurée, ainsi que les efforts résultants au niveau de l'assise, du dossier et des pieds du modèle. La pression de contact mesurée lors de la simulation est comparée à des mesures expérimentales. Ces résultats sont obtenus pour chaque modèle et dans chaque posture.

Pour cette première étape, le modèle est prépositionné au dessus du siège. Tous les degrés de liberté du siège et des pieds du modèle sont bloqués. Le seul effort appliqué est le poids du modèle. A l'issue de la simulation, on récupère le maillage déformé de l'ensemble homme-siège. Ce maillage sera utilisé pour les simulations dynamiques. Cette étape permet de définir la surface de contact entre le modèle et le siège. Elle permet aussi une première évaluation du modèle, *via* la répartition de la pression sur le siège.

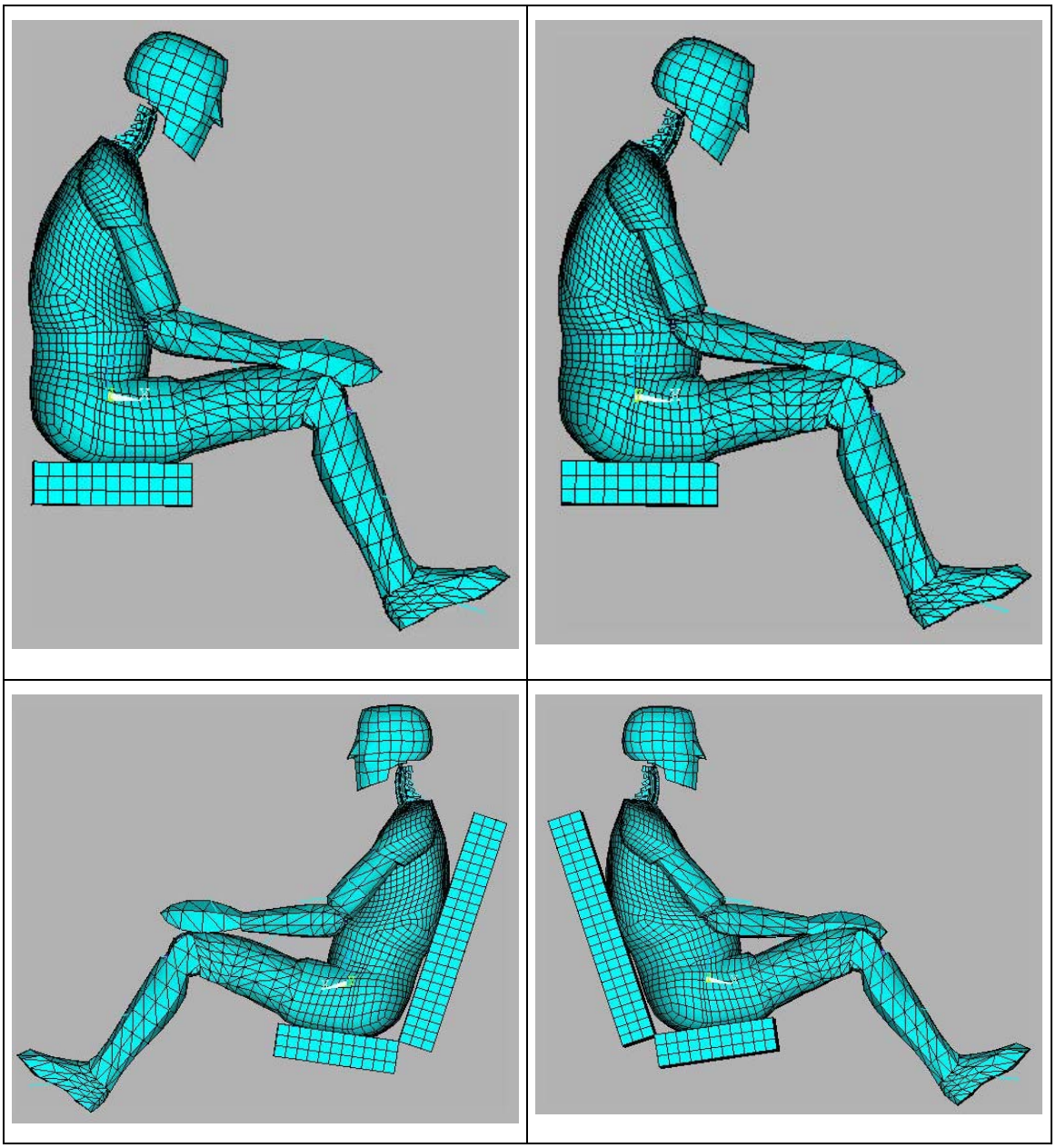


Figure 117 : Illustration de la mise en posture du modèle.

	Posture 110	Posture 100	Posture 90
Angle dossier/verticale	35°	25°	-
Angle assise/horizontale	15°	15°	0°

Angle cuisse/horizontale	18°	18°	3°
Angle cuisse buste	110°	100°	90°

Tableau 23 : Paramètres des différentes postures.

Le maillage du modèle assis issu des simulations statiques est ensuite utilisé pour les simulations dynamiques. Deux types de simulations dynamiques sont réalisées :

- Une analyse modale, qui permet d'accéder aux modes propres et fréquences propres du modèle. Les conditions aux limites sont les suivantes :
  - Tous les degrés de liberté sont bloqués pour les nœuds des pieds et du siège.
  - Les degrés de liberté des nœuds du plan sagittal sont bloqués suivant l'axe Y.

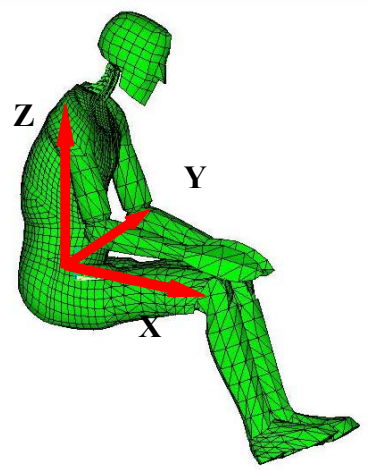


Figure 118: Repère utilisé.

- Une analyse harmonique, qui permet d'étudier le régime établi de la transmission des vibrations. Les conditions aux limites sont les suivantes :
  - Tous les degrés de liberté autres que la translation verticale sont bloqués pour les nœuds des pieds et du siège.
  - Les degrés de liberté des nœuds du plan sagittal sont bloqués suivant l'axe Y.
  - Un effort sinusoïdal d'amplitude constante est appliqué sur la plage 0-20 Hz à l'assise du siège en un point que l'on appellera "driving point".

L'accélération est relevée au "driving point" et en différents points du modèle, puis la masse apparente et les différentes transmissibilités sont calculées.

Les simulations sont réalisées sous ANSYS® version 5.6, en utilisant la méthode de superposition modale pour l'analyse harmonique.

Pour l'analyse modale et harmonique, seuls des modèles linéaires peuvent être utilisés. Les éléments contacts ne peuvent donc pas être conservés. A l'issue du calcul statique, les nœuds du siège sont déplacés pour être coïncidents avec les nœuds du modèle en contact avec le siège. C'est-à-dire que les maillages du siège et du modèle sont liés au niveau des interfaces de contact.

Le schéma ci-dessous illustre les différentes étapes nécessaires à l'utilisation du modèle. Chaque étape de calcul fait l'objet d'une validation plus ou moins poussée.

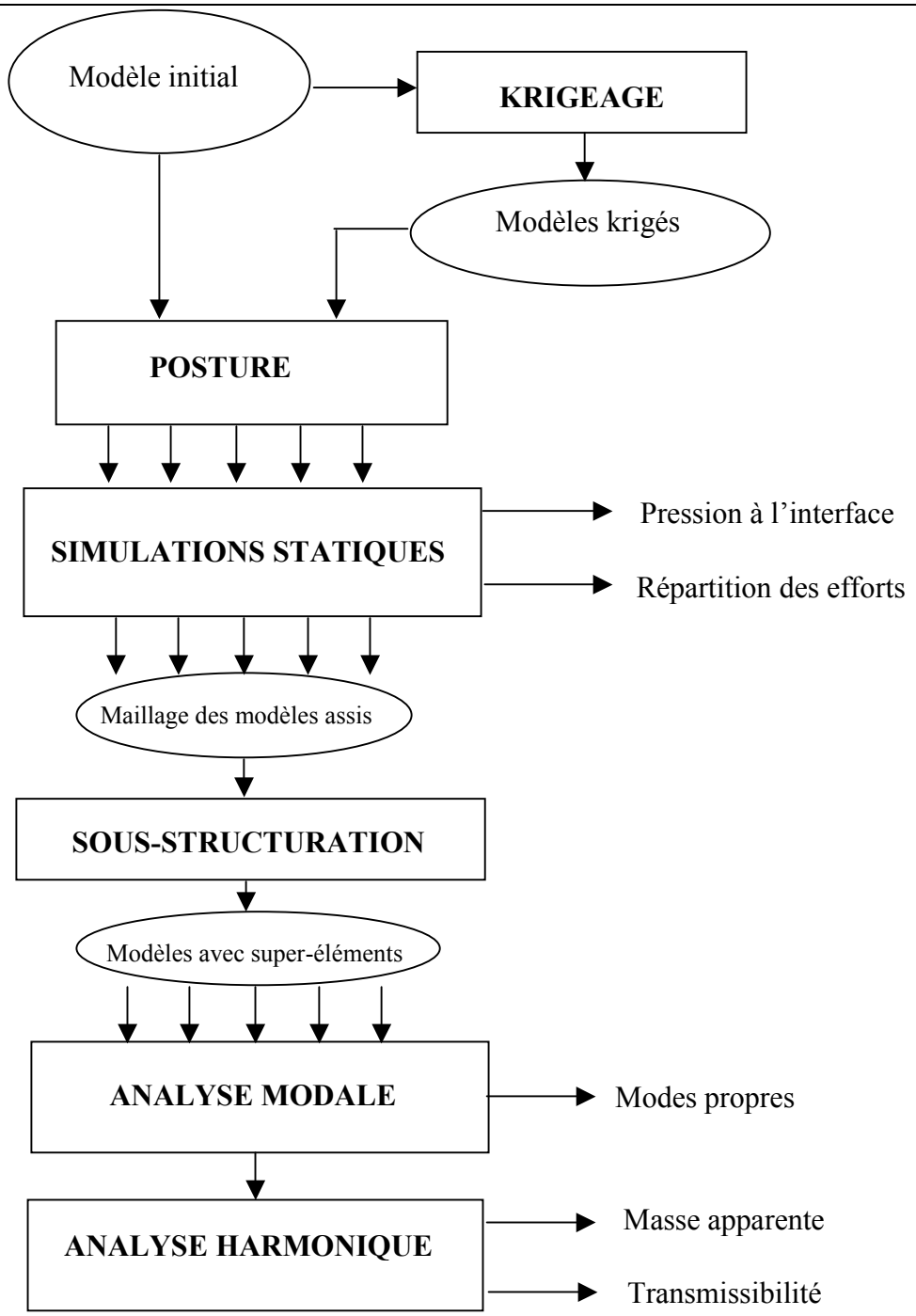


Figure 119: Schéma de principe des simulations.

III TROISIEME CHAPITRE : VALIDATION ET RESULTATS

III.1 Validation du modèle

III.1.1 Validation statique

Des mesures de répartition de pression ont été faites pour la validation statique du modèle. Les mesures expérimentales sont réalisées dans les conditions suivantes:

Un sujet proche d'un 50ème centile homme est assis dans un siège en bois en position de conduite. L'assise du siège est orientée à 15° par rapport à l'horizontale, le dossier est orienté à 25° par rapport à la verticale. On dispose une nappe de pression sur l'assise, et une autre sur le dossier ; et l'on vient relever la pression à l'interface sur une période de 12 secondes.

Les résultats expérimentaux sont comparés aux résultats de la simulation.

- **Assise**

Pour l'expérimentation, les pressions sont mesurées en g/cm² pour la simulation en N/m².

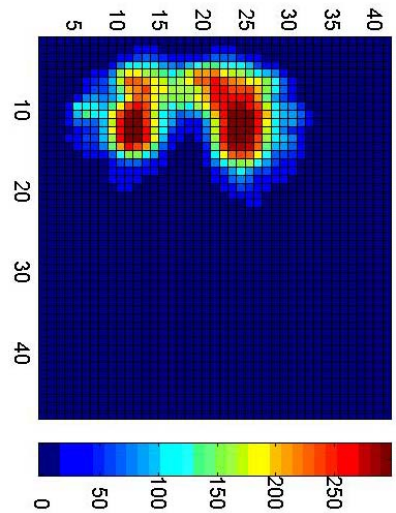


Figure 120 : Répartition de pressions au niveau de l'assise. Mesures expérimentales réalisées avec un 50ème centile. Unité g/cm².

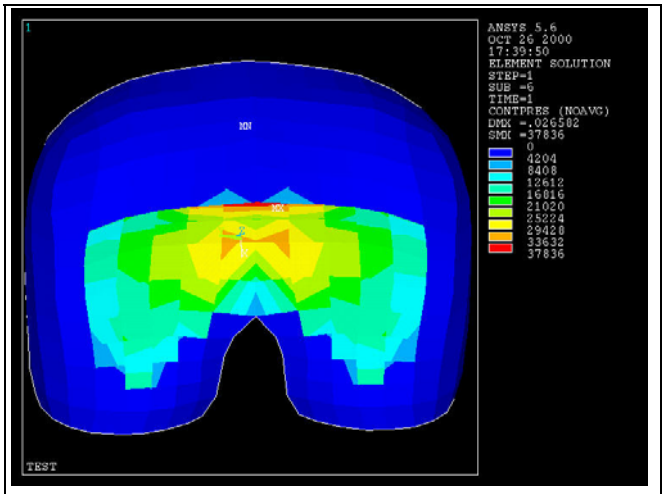


Figure 121 : Répartition de pressions au niveau de l'assise. Simulations réalisées avec un 50ème centile. Unité MPa.

On notera que la répartition de pression du modèle est tout à fait cohérente avec l'expérimentation. Les pics de pression au niveau des ischions ont une valeur d'environ 0,03 MPa pour la simulation, et d'environ 0,033 MPa pour le modèle. Les deux cartes de pressions ont la même allure. La seule différence notable est le pic de pression

correspondant au sacrum pour la simulation, qui n'apparaît pas pour les résultats expérimentaux. Les dimensions de la zone de contact sont d'environ 30 cm / 15 cm, soit une surface de contact d'environ 300 cm² pour l'expérimentation, et de 367,5 cm² pour la simulation. La surface de contact obtenue par simulation est un peu supérieure à la surface de contact réelle.

- **Dossier**

La répartition de pression est satisfaisante pour l'interface avec le dossier. La zone de contact se situe au niveau de la jonction entre le rachis lombaire et le rachis thoracique. La différence de répartition des zones de pressions maximales est due au fait que le modèle n'a pas d'apophyse épineuse. Par conséquent, le contact se fait au niveau des parties musculaires du dos. La pression maximum pour l'expérimentation est d'environ 0,012 Mpa, alors que pour la simulation elle est d'environ 0,019 Mpa. Les dimensions de la zone de contact sont équivalentes.

Cette première évaluation du modèle est satisfaisante au regard des objectifs de prédiction envisagés.

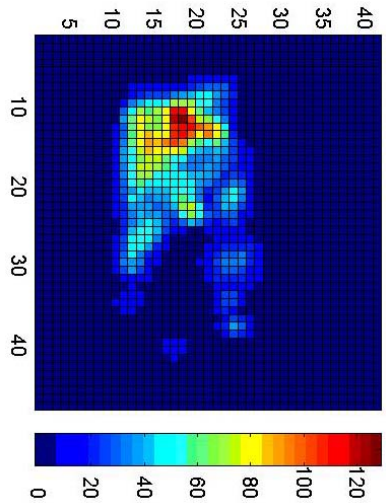


Figure 122 : Répartition de pressions au niveau du dossier. Mesures expérimentales réalisées avec un 50ème centile. Unité g/cm².

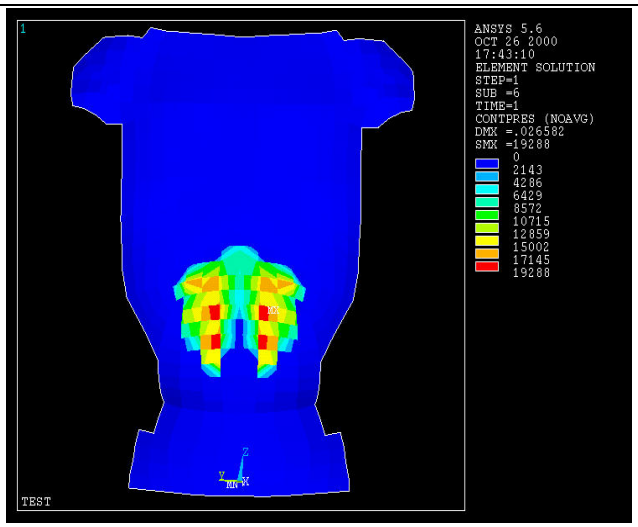


Figure 123: Répartition de pressions au niveau du dossier. Simulations réalisées avec un 50ème centile. Unité MPa.

III.1.2 Validation dynamique

La validation dynamique du modèle est effectuée avec le modèle 50ème centile pour deux postures, avec et sans dossier. La masse apparente et les transmissibilités de l'accélération verticale du siège aux segments du modèle sont calculées. Ces grandeurs sont ensuite comparées aux résultats des expérimentations décrites ci-après. Des données issues de la littérature seront également utilisées pour la validation du modèle.

III.1.2.1 Description des mesures et des résultats expérimentaux

III.1.2.1.1 Mesures sur siège rigide

Dans le cadre du projet SCOOP, une campagne de mesure d'un panel de sujets sur siège rigide a été réalisée [KIR00].

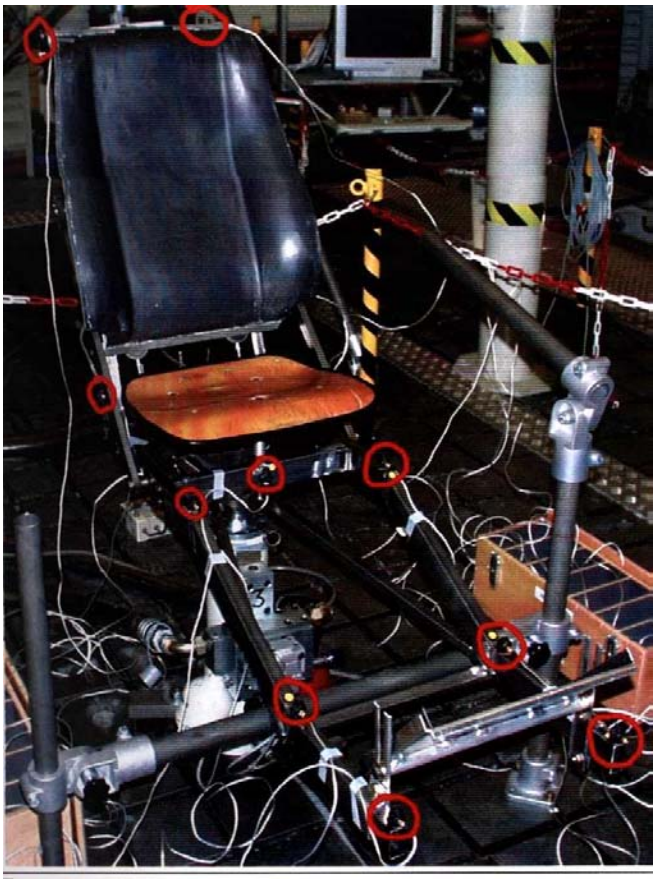


Figure 124 : Dispositif expérimental utilisé pour la campagne de mesure sur siège rigide. [KIR00].

Quatre sujets -- trois hommes et une femme -- ont participé aux expérimentations. Les sujets sont assis sur un siège rigide et soumis à des vibrations verticales. Le siège se compose d'une assise de bois de type chaise de bureau, et d'un dossier moulé rigide dont la surface est celle d'un siège de BMW série 3. L'assise du siège est légèrement inclinée du fait de sa forme, et fait un angle de 100° avec le

dossier. Les deux parties du siège ne sont pas solidaires l'une de l'autre, mais sont toutes deux fixées sur la plate-forme vibrante.

Trois postures sont testées : une posture assis redressé, une posture assis relâché, et une posture avec dossier. Pour les deux premières postures, les sujets n'utilisent pas le dossier et doivent conserver un position stable pendant toute la durée des mesures. Dans les trois cas, on utilise un repose pieds solidaire de la plate-forme vibrante.

Une accélération sinusoïdale d'amplitude constante est imposée au siège par l'intermédiaire de la plate-forme. Deux niveaux d'accélération sont testés pour chaque posture : $1ms^{-2}$, et $2\ ms^{-2}$.

Pour chaque sujet, six configurations différentes sont donc utilisées.

- Assis avec dossier ; amplitude d'accélération de $1\ ms^{-2}$.
- Assis avec dossier ; amplitude d'accélération de $2\ ms^{-2}$.
- Assis sans dossier en posture redressée ; amplitude d'accélération de $1ms^{-2}$.
- Assis sans dossier en posture redressée ; amplitude d'accélération de $2ms^{-2}$.
- Assis sans dossier en posture relâchée ; amplitude d'accélération de $1ms^{-2}$.
- Assis sans dossier en posture relâchée ; amplitude d'accélération de $2ms^{-2}$.

L'accélération est mesurée dans les trois directions de l'espace, en douze ou quatorze points anatomiques suivant la posture ; ainsi qu'au niveau de l'assise et du dossier, à l'interface avec le sujet. Des capteurs d'effort sont disposés au niveau de l'assise, et en deux points du dossier. La transmissibilité des différents segments anatomiques et la masse apparente pour chacun des capteurs d'effort sont calculées.

Pour les trois postures, les points anatomiques mesurés sont :

- L'arrière de la tête dans le plan sagittal.
- Les tempes, droite et gauche.
- Les acromions, droit et gauche.
- Le sternum dans le plan sagittal.
- Les épines iliaques antéro-supérieures droite et gauche.
- L'abdomen dans le plan sagittal.
- Les genoux, droit et gauche.
- L'épineuse de C7.

Pour les postures sans dossier sont également mesurées :

- L'épineuse de L3.
- L'épineuse de T7.

Les accéléromètres sont maintenus sur le sujet par l'intermédiaire de sangles, ou de plaques directement fixées par du ruban adhésif sur le sujet.

La masse apparente dans les différentes postures, ainsi que les transmissibilités dans les directions verticale et antéro-postérieure, seront utilisées pour la validation du modèle. La transmissibilité suivant l'axe médio-latéral n'est pas étudiée, car nous nous

intéressons aux mouvements et aux modes symétriques. L'ensemble des résultats, ainsi que les caractéristiques des sujets, sont fournis en annexe.

III.1.2.1.2 Mesures sur siège automobile

La campagne d'essais réalisée à Aubevoy sur le site RENAULT a été mise en place dans le cadre du programme SCOOP pour la validation des modèles mathématiques de transmissibilité de siège, et du modèle éléments finis corps humain siège. Des mesures de transmissibilité ont été réalisées sur cinq sièges fournis par les différents partenaires impliqués dans le projet. Trente et un sujets ont participé à la campagne d'essais. Pour chaque siège et chaque sujet, cinq signaux différents sont utilisés pour la sollicitation des sièges. Les accélérations sont mesurées au niveau du siège aux interfaces sujet/assise et sujet/dossier par deux accéléromètres triaxes. Les accélérations transmises au sujet sont mesurées en six points anatomiques par des accéléromètres monoaxes dont l'axe sensible est orienté verticalement. Le signal d'entrée est contrôlé au niveau de la glissière du siège par un accéléromètre monoaxe vertical.

Initialement, les sujets ont été sélectionnés par un plan d'expérience D optimal, basé sur les caractéristiques de masse apparente (7 paramètres). Les sujets sélectionnés sont issus de la base de données RENAULT, et leurs caractéristiques anthropométriques sont connues. Sur les 36 sujets choisis par le plan, certains ont du être remplacés pour cause d'indisponibilité. La sélection D optimal n'est donc plus respectée. Finalement, les essais ont été réalisés sur 31 sujets (11 femmes, 20 hommes).

Figure 125 : Instrumentation du sujet lors des mesures de transmissibilité sur siège réel.

Les sujets sont équipés avec six accéléromètres monaxes disposés au niveau de la tête, du thorax, des acromions, et des épines iliaques antéro-supérieures. Aucune tenue particulière n'est spécifiée, les sujets sont habillés normalement. Pour cette raison, les accéléromètres sont maintenus en place par l'intermédiaire d'appareillages simples :

Mesures tête : les sujets portent un casque de soudeur (fig.125) de circonférence réglable, sur lequel est fixée une charnière. Le capteur est collé avec du ruban adhésif double face sur la charnière, ce qui permet de régler l'orientation de l'axe sensible. L'accéléromètre est positionné sur le front dans le plan sagittal de la tête.

Mesures thorax : les sujets portent un baudrier constitué d'une plaque de métal et de deux sangles de cuir (fig. 125). Les sangles passent derrière le cou et autour du torse des sujets, la plaque de métal est plaquée contre le sternum. Là aussi, une charnière est fixée à la plaque de métal pour assurer l'orientation du capteur.

Figure 126 : Ceinture pelvienne utilisée pour la disposition des accéléromètres sur les EIAS.

Figure 127: Disposition des accéléromètres sur les acromions.

Mesures bassin : les sujets portent une ceinture élastique, sur laquelle sont fixées deux charnières. Les charnières doivent être disposées sur les épines iliaques, leur position est réglable en largeur pour s'adapter aux différentes morphologies (fig.126).

Mesures épaules : les accéléromètres sont directement collés sur les acromions avec du sparadrap physiologique. On suppose que les axes sont bien verticaux (fig. 127).

Compte tenu de la grande diversité anthropométrique des sujets, et des différences importantes entre les sièges, il n'a pas été possible d'établir une posture fixe et répétable pour les essais. Il a donc été demandé aux sujets de s'installer confortablement dans le siège (pas forcément en posture de conduite). Un système de cale permet de régler la position des jambes. L'angle des cuisses par rapport à l'horizontale est relevé pour chaque sujet et chaque siège. Pendant le déroulement des essais, le sujet doit rester immobile, la tête droite et les mains sur les cuisses.

Lors de ces essais, cinq sièges ont été testés pour chaque sujet :

N°	Identification	Type de siège
1	bm3	BMW série 3 compact
2	bm7	BMW série 7
3	iv	IVECO Daily
4	cl	RENAULT Clio
5	sc	RENAULT Scenic

Tableau 24 : Sièges testés.

Figure 128 : Disposition des cupules sur le siège.

Les sièges sont fixés sur le banc par l'intermédiaire de cales métalliques. Pour tous les sièges, l'angle glissière est de 4 degrés (angle glissière/horizontale), la hauteur et l'inclinaison de l'assise sont réglées au plus faible. L'angle assise/dossier est fixé à 98 degrés.

Sur chaque siège, on vient coller deux cupules (ISO pad) à l'intérieur desquelles se trouve un accéléromètre triaxe (fig. 128). Les cupules sont des disques en matière plastique souple d'une vingtaine de centimètres de diamètre, comportant une partie centrale creuse. Le capteur est disposé dans la cavité, et maintenu en place par une plaque vissée.

La position des cupules est définie par rapport à la ligne horizontale passant par le point H. Le centre de la cupule assise se situe à 35 mm en avant de cette ligne. Le centre de la cupule dossier se situe à 320 mm au dessus de cette ligne. On repère sur chaque siège la position des cupules.

- L'axe z du capteur assise est normal à l'assise, l'axe y est latéral.
- L'axe z du capteur dossier est normal au dossier, l'axe y est latéral.
- La direction de l'axe y du capteur assise est opposée à la direction de l'axe y du capteur dossier.

Pour chaque sujet il est prévu une heure d'essai : dix minutes de préparation et d'instrumentation du sujet, puis dix minutes par siège. Pour chaque siège, la durée de sollicitation est de 5 minutes et 30 secondes. Les sollicitations imposées (fig. 129) sont les suivantes (dans l'ordre) :

- S1 Bruit blanc à 0.8 $m.s^{-2}$ RMS pendant 2 mn.
- S2 Signal route D135 stationnarisé.
- S3 Signal route D135.
- S4 Signal route D65.
- S5 Signal route composé de trois saignées.

Lors de son arrivée le sujet est pesé, puis il est équipé avec le casque, la ceinture et le baudrier. Deux accéléromètres sont collés sur les acromions, de sorte que l'axe sensible soit le plus proche de la verticale. Le sujet s'assoit dans le premier siège sur lequel sont disposées les cupules. Une fois que le sujet a trouvé une position confortable, l'orientation des charnières est réglée à l'aide d'un niveau à bulle, et les quatre derniers capteurs sont collés. L'angle des cuisses est alors mesuré avec une planche posée sur les genoux du sujet.

Lors des changements de siège le sujet reste instrumenté. Les cupules sont installées sur le siège suivant. A chaque nouvelle installation du sujet, la position est modifiée. L'orientation des capteurs doit être à nouveau réglée, et l'angle de cuisse mesuré. Il faut également être attentif à la position de la ceinture élastique qui a tendance à remonter.

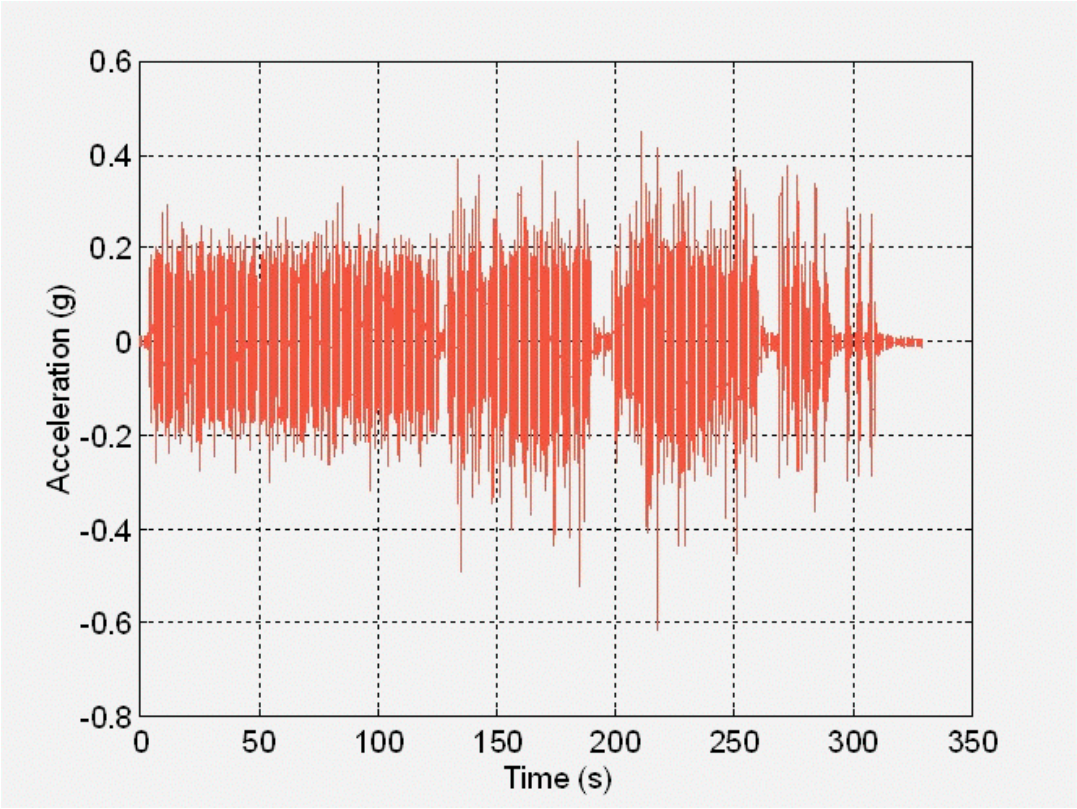


Figure 129: Signaux utilisés pour les essais sur sièges réels.

Nous avons pu réaliser des essais sur les variations de posture. Avec deux sujets, nous avons fait varier l'inclinaison du dossier par rapport à l'assise entre 90° et 110° pour un même siège (Clio).

Les résultats de ces essais n'ont pu être exploités, faute de temps, pour la validation du modèle homme/siège. Il apparaissait cependant intéressant de les inclurent dans ce document. Les résultats des essais traités sont fournis en annexe.

III.1.2.2 Validation du modèle en posture sans dossier

III.1.2.2.1 Masse apparente

Les données expérimentales de masse apparente les plus complètes ont été publiées par Fairley et Griffin en 1989 [FAI89]. La masse apparente d'un groupe de 60 sujets de sexe et d'âge très divers a été mesurée. Le groupe est composé de 12 enfants, 24 femmes, et 24 hommes sélectionnés au hasard, exception faite d'un effort fait pour avoir une vaste plage de poids et une répartition uniforme dans l'âge des sujets de

chaque sexe. Cette étude offre ainsi un corridor expérimental et une masse apparente moyenne représentatifs d'une très large population.

Les sujets sont assis sur la plate-forme vibrante, et ils adoptent une posture assis droit confortable. Le dispositif comprend un repose pieds solidaire de la plate-forme. La partie inférieure de la jambe est verticale et les mains sont posées sur les genoux. Outre la masse apparente brute, les auteurs ont calculé la masse apparente normalisée des soixante sujets, qui est la masse apparente rapportée à la masse statique (masse apparente à 0,5 Hz).

La masse apparente normalisée du modèle est comparée aux résultats expérimentaux de Fairley et Griffin, ainsi qu'aux résultats des essais sur siège rigide présentés précédemment. Parmi les mesures réalisées, nous utilisons dans cette partie la masse apparente des quatre sujets en posture assis-redressé et assis-relâché pour des amplitudes de stimulus de 1 ms^{-2} et 2 ms^{-2}. Nous utilisons la masse apparente normalisée afin de nous affranchir du poids des sujets testés.

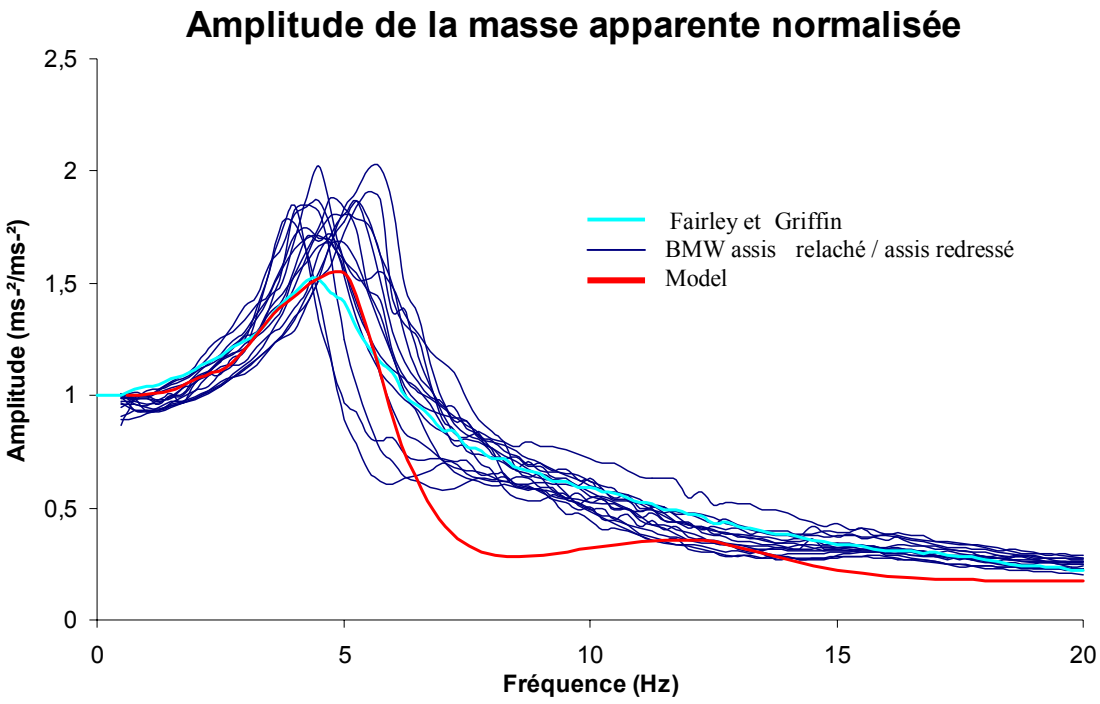


Figure 130 : Comparaison de l'amplitude de la masse apparente normalisée du modèle aux résultats expérimentaux et à l'amplitude de masse apparente moyenne obtenue par Griffin [GRI89]. Posture sans dossier.

La résonance principale apparaît aux alentours de 5 Hz avec une amplitude maximum de 1,53 à 5,075 Hz. Les résultats expérimentaux présentent également une résonance principale vers 5 Hz avec des amplitudes variant de 1,5 à 2. On notera une certaine dispersion des résultats dans cette zone, due aux différences anthropométriques des sujets, ainsi qu'aux différences de posture et d'amplitude de stimulus.

Entre 6,5 et 11 Hz, l'amplitude de la masse apparente du modèle est inférieure à celle des masses apparentes mesurées. On remarque une vallée sur la courbe du modèle, là où les courbes expérimentales présentent une seconde résonance.

La seconde résonance de la masse apparente du modèle apparaît vers 12 Hz, alors qu'elle apparaît entre 8 et 10 Hz pour les mesures expérimentales.

On notera un faible phénomène de résonance entre 3 et 4 Hz. Cette résonance n'existe pas pour tous les sujets mesurés, et est assez peu visible sur les courbes d'amplitude et de phase de la masse apparente.

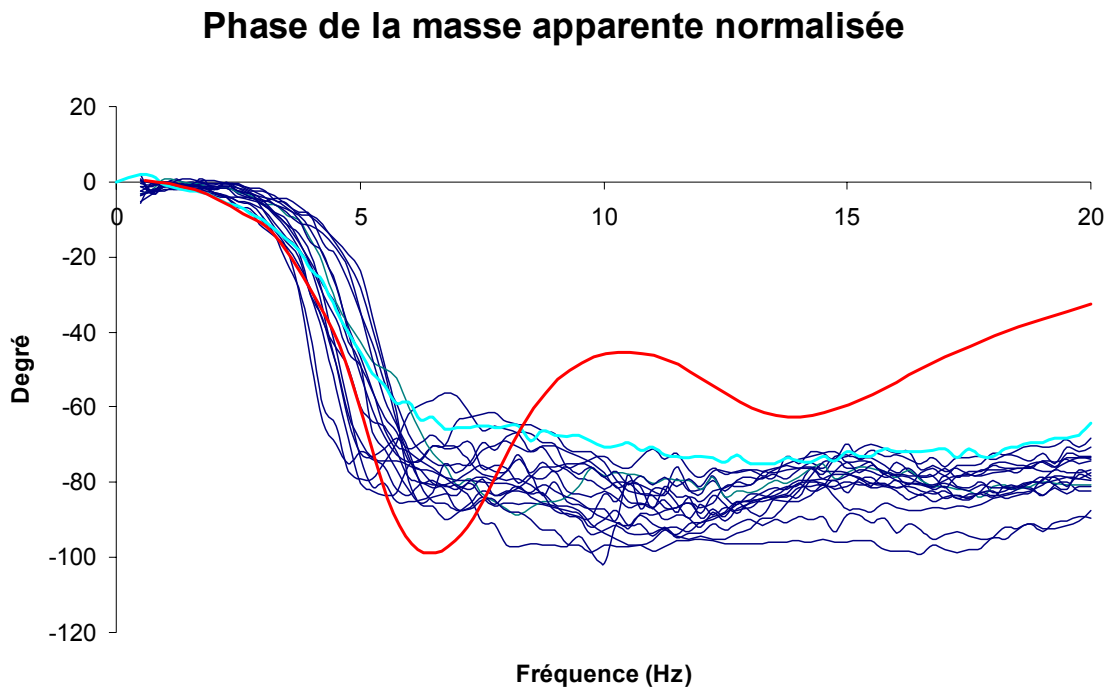


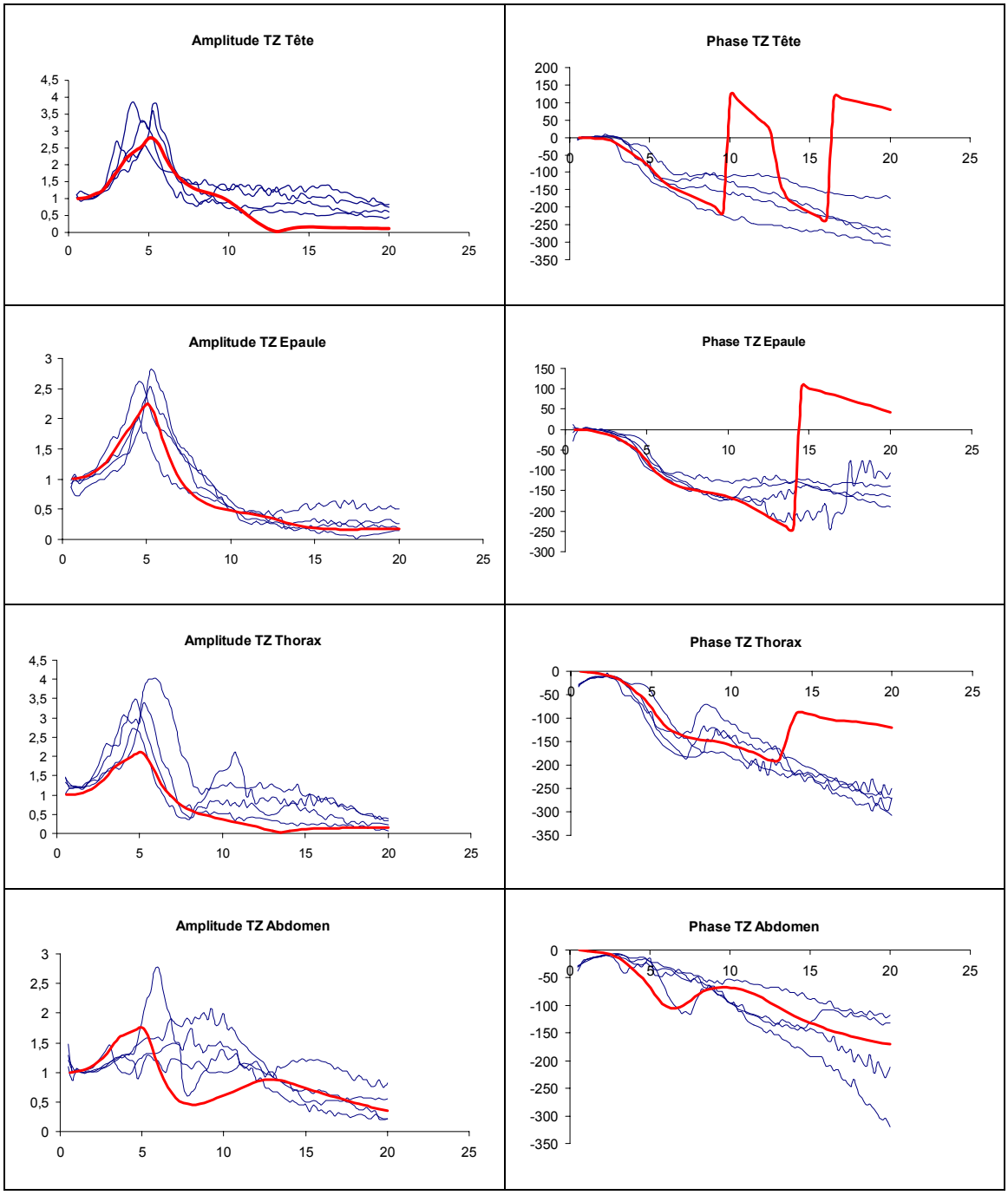
Figure 131 : Comparaison de la phase de la masse apparente normalisée du modèle aux résultats expérimentaux et à la phase moyenne obtenue par Griffin [GRI89]. Posture sans dossier.

Le même phénomène peut être observé sur les courbes de phase de la masse apparente -- où la phase du modèle a la même allure que la phase expérimentale -- à ceci près que la seconde résonance est décalée vers 12 Hz, et que les variations sont globalement plus accentuées.

III.1.2.2.2 Transmissibilité verticale et antéro-postérieure

Les transmissibilités entre l'accélération verticale du siège et l'accélération verticale de la tête, du thorax, des épaules, de l'abdomen, des épines iliaques antéro-supérieures et des vertèbres L3, T7 et C7 du modèle, ont été calculées et comparées aux mêmes grandeurs expérimentales. Dans un souci de lisibilité, seules les transmissibilités mesurées pour les quatre sujets en position assis-relâché à 1 ms^{-2} sont représentées.

Sont reproduites ci-après les amplitudes et phases des différentes transmissibilités.



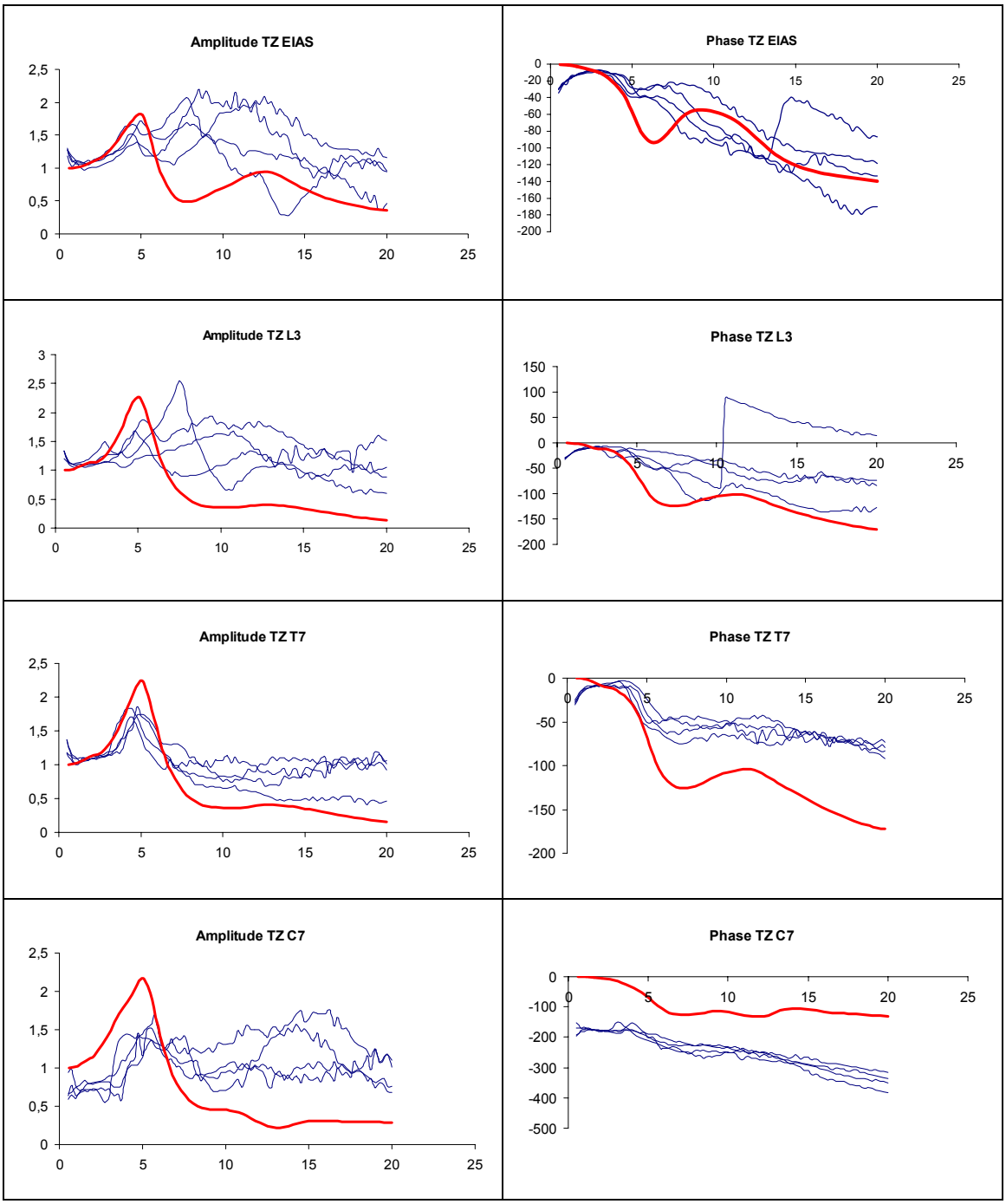


Figure 132: Comparaison des amplitudes et phases de transmissibilité verticale du modèle aux résultats espérimentaux. Posture sans dossier.

Les transmissibilités expérimentales de la tête, des épaules, du thorax ainsi que des vertèbres C7 et T7 ont des formes similaires, et présentent toutes une résonance principale aux alentours de 5 Hz, avec des amplitudes à la résonance variant entre 2 et 4. Ces résultats sont en accord avec les résultats issus de la littérature, qui rapportent l'existence d'une résonance entre 4 et 6 Hz pour ces segments [DON83] [HAG85] [MAT98] [MAN00] [PAN86] [PAD88a] [PAD92] [SAN87] [SMI00] [WIL82]. La transmissibilité du thorax présente une seconde résonance, moins marquée aux alentours de 10 Hz. Après la résonance principale, la transmissibilité des segments précédemment cités est atténuée avec des amplitudes voisines ou inférieures à 1.

Les transmissibilités de l'abdomen, des épines iliaques, et de la vertèbre L3, présentent des disparités interindividuelles importantes, avec des tendances peu claires notamment pour l'abdomen. Cela peut être dû au fait que les accéléromètres sont difficiles à placer de façon reproductible dans ces zones, et qu'il peut exister un mouvement entre l'accéléromètre et le sujet.

La transmissibilité de l'abdomen présente une plage de résonance entre 5 et 10 Hz suivant les sujets (pour l'un d'eux il existe deux maxima : le premier entre 6 et 7 Hz, et le second à 10 Hz).

La transmissibilité des EIAS présente une première résonance vers 5 Hz, et une seconde pour laquelle l'amplitude de la transmissibilité est maximum entre 8 et 15 Hz. Plusieurs auteurs ont montré que la transmissibilité verticale du bassin comporte deux résonances pour ces mêmes plages de fréquences [MAT98] [MAN00]. L'amplitude de la seconde résonance est plus élevée que celle de la première.

Pour la vertèbre L3, la transmissibilité d'un des sujets laisse apparaître deux résonances marquées à environ 7,5 et 13 Hz, alors que les autres présentent un maximum peu marqué entre 5 et 15 Hz. On remarque deux résonances à environ 5 et entre 10 et 15 Hz. Ces résultats sont cohérents avec la littérature [HAG85] [MAT98].

Les transmissibilités du modèle sont globalement proches des transmissibilités mesurées sur les sujets. Les transmissibilités les plus proches des résultats expérimentaux -aussi bien en ce qui concerne la phase que l'amplitude- sont celles de la tête, des épaules, du thorax et de la vertèbre T7, malgré une certaine sous-estimation de la réponse après la résonance.

Pour les autres points anatomiques mesurés, le modèle donne une réponse plus éloignée des résultats expérimentaux.

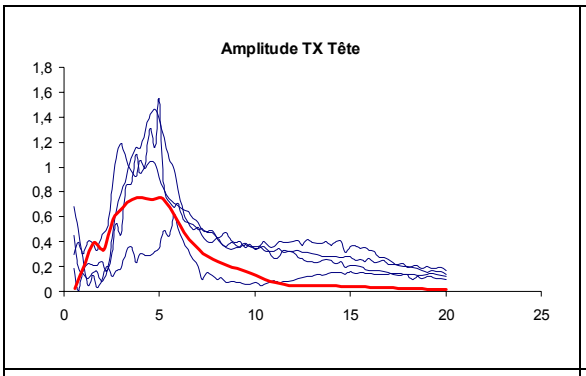
La large bande de résonance qui apparaît entre 5 et 15 Hz pour l'abdomen, les EIAS et la vertèbre L3, n'apparaît pas dans la réponse du modèle. On distingue deux résonances dans la réponse du modèle pour ces trois points, qui correspondent aux résonances de la masse apparente. Le modèle sous-estime l'amplitude de la transmissibilité de l'abdomen, de la vertèbre L3 et des EIAS entre 5 et 15 Hz.

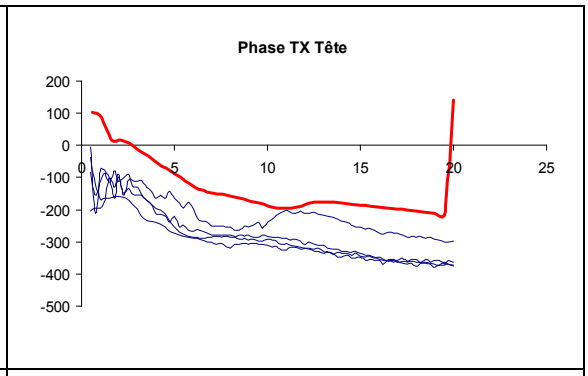
La réponse de la vertèbre C7 apparaît décalée par rapport à l'expérimentation. La réponse du modèle est supérieure à la réponse expérimentale jusqu'à 5 Hz, et inférieure après la résonance. De plus, la résonance qui apparaît à 15 Hz sur les courbes expérimentales n'apparaît pas pour le modèle.

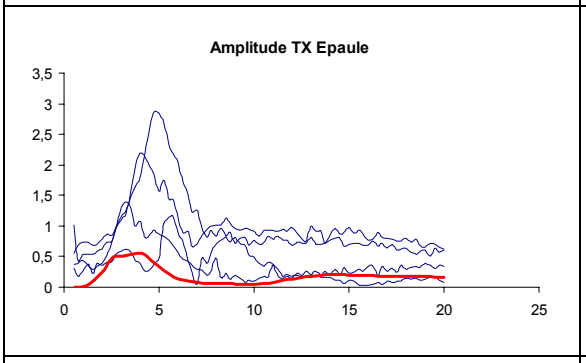
Les transmissibilités de la partie supérieure du modèle – à l'exception de C7 – sont plus proches des résultats expérimentaux que celles de la partie inférieure.

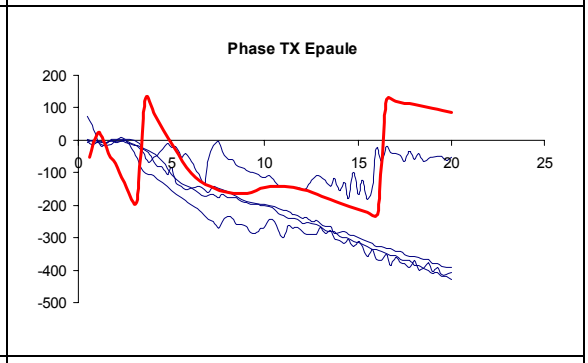
On retrouve, pour l'ensemble des points anatomiques mesurés, la résonance principale autour de 5 Hz qui correspond à la résonance principale de la masse apparente. On remarquera que, de même que pour la masse apparente, une résonance de faible amplitude apparaît vers 3-4 Hz pour les transmissibilités de la tête, des épaules, du thorax, de l' abdomen et de C7.

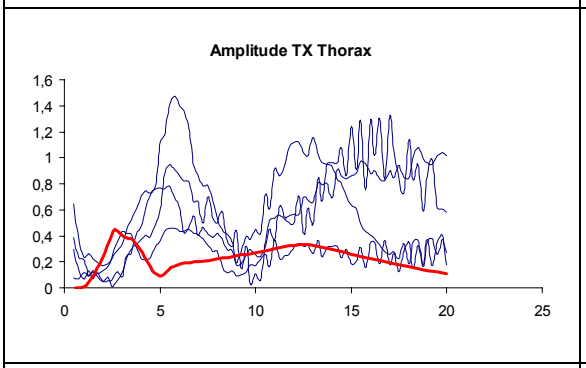
Les figures qui suivent représentent la transmissibilité entre les accélérations verticales du siège, et les accélérations antéro-postérieures des segments anatomiques étudiés.

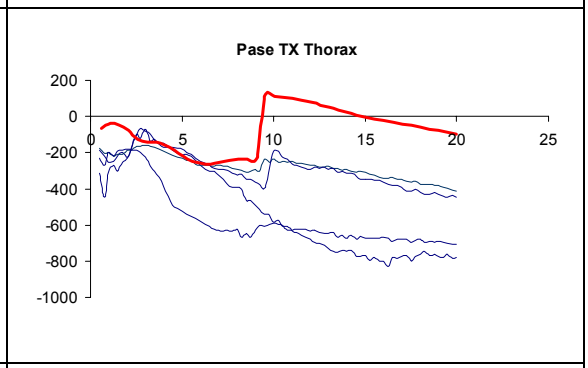


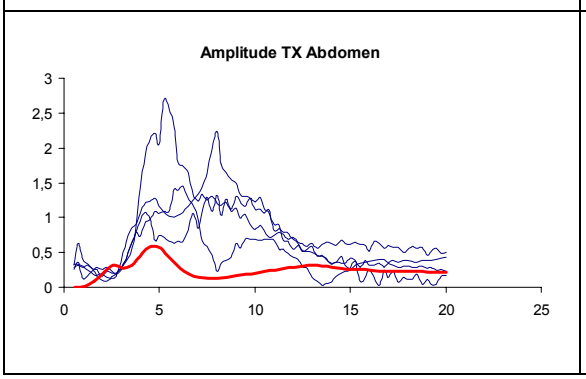


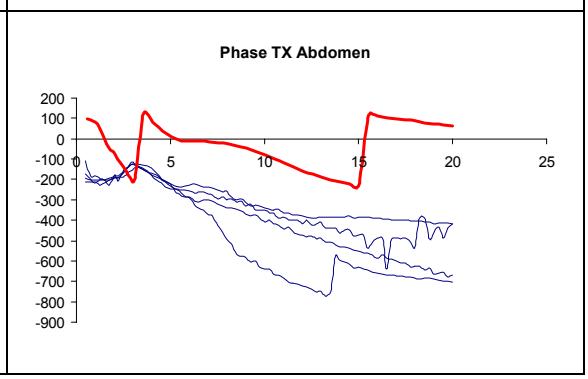












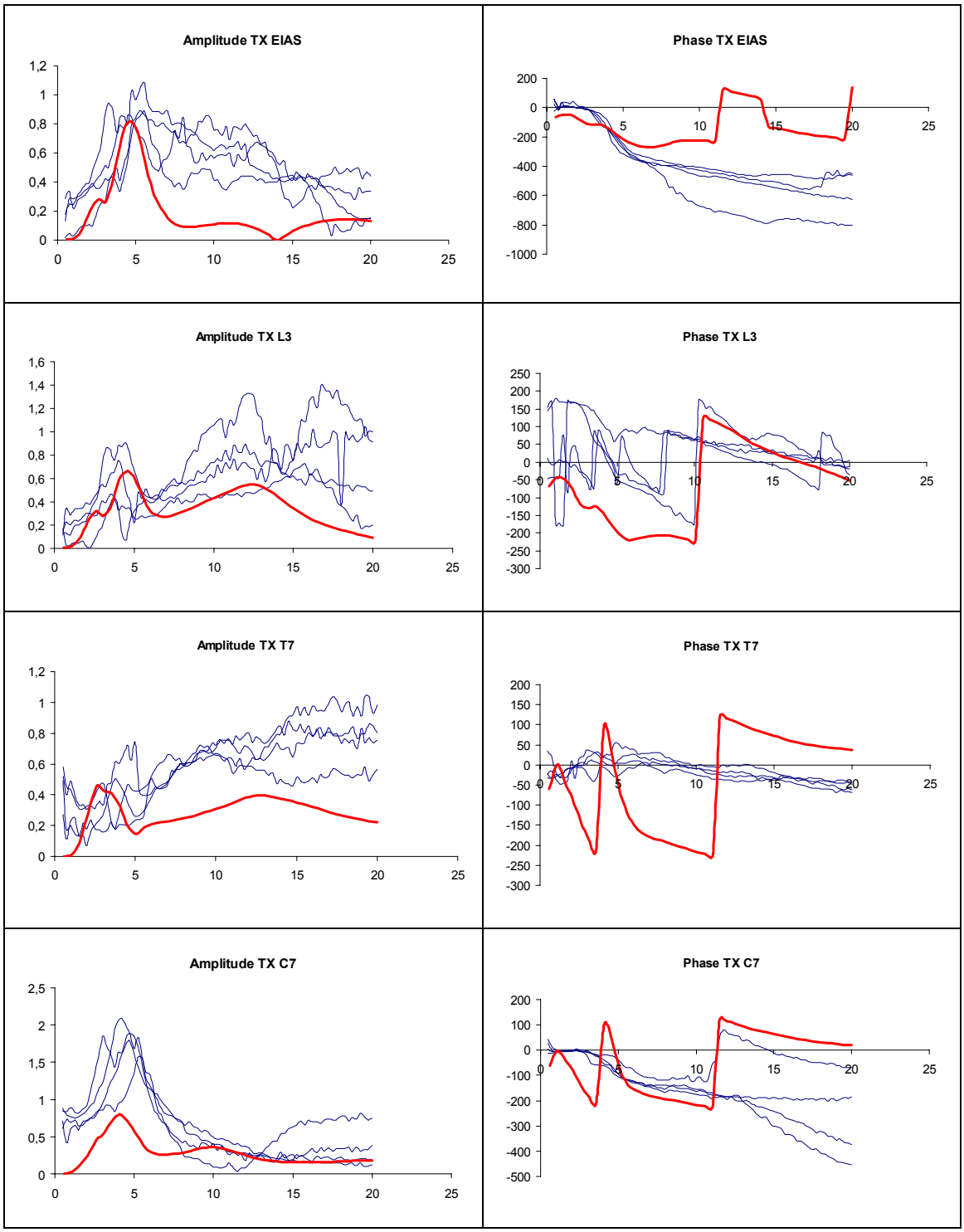


Figure 133: Comparaison des amplitudes et phases de transmissibilité antéro-postérieure du modèle aux résultats expérimentaux. Posture sans dossier.

Les disparités interindividuelles des résultats expérimentaux sont plus importantes que pour les transmissibilités des mêmes segments mesurées suivant l'axe vertical. Ces disparités sont notables aussi bien au niveau des fréquences de résonance, que de l'amplitude.

Les transmissibilités antéro-postérieures de la tête, des épaules et de C7 présentent une résonance marquée aux alentours de 5 Hz, suivie d'une atténuation sur le

reste de la plage. L'amplitude à la résonance de la transmissibilité antéro-postérieure varie entre 0,2 et 1,6 pour la tête, 0,5 et 3 pour les épaules, et 1,7 et 2 pour le cou. Après la résonance, l'amplitude de la transmissibilité reste à peu près constante. Les transmissibilités de la tête et des épaules ont une forme similaire dans les deux directions mesurées, avec des réponses dominées par une résonance principale proche de celle de la masse apparente.

La transmissibilité antéro-postérieure du thorax présente deux maxima d'amplitudes équivalentes : le premier se situe entre 6 et 8 Hz, et le second entre 12 et 20 Hz, avec des amplitudes variant de 0,4 à 1,4. On constate une atténuation importante de la réponse après la résonance principale dans la zone qui, par ailleurs, correspond à la seconde résonance du thorax dans la direction verticale.

La transmissibilité antéro-postérieure de l'abdomen est assez différente suivant les sujets. On remarque la présence d'un ou deux maxima entre 5 et 10 Hz, avec des amplitudes variant de 0,5 à 2,5. Après cette zone de résonance, l'amplitude de la transmissibilité décroît progressivement pour atteindre des valeurs situées entre 0 et 1.

La transmissibilité des EIAS présente une résonance principale peu marquée aux alentours de 5 Hz, d'amplitude voisine de 1, suivie d'une zone stable ou décroissante qui s'étend jusqu'à 20 Hz. L'amplitude de la transmissibilité des EIAS reste inférieure ou égale à 1 sur l'ensemble de la plage 0 – 20 Hz.

La transmissibilité antéro-postérieure de la vertèbre L3 présente un maximum local vers 3-4 Hz, d'amplitude comprise entre 0,4 et 1 Hz, suivie d'une atténuation marquée à environ 6 Hz. Après 6 Hz, l'amplitude croît lentement pour atteindre un second maximum entre 10 et 15 Hz. L''amplitude reste inférieure ou proche de 1 sur l'ensemble de la plage de fréquence considérée.

La transmissibilité antéro-postérieure de T7 présente également un premier maximum à 3-4 Hz, puis décroît jusqu'à 5 Hz, pour atteindre un nouveau maximum local vers 10 Hz. L'amplitude décroît à nouveau jusqu'à des fréquences situées entre 12 et 15 Hz suivant les sujets, pour augmenter à nouveau jusqu'à 20 Hz.

Les zones de résonance et l'amplitude à la résonance des transmissibilités expérimentales sont globalement en accord avec la littérature [PAD88a] [PAD92] [MAT98] [MAN00].

La transmissibilité des vibrations verticales du siège au modèle est globalement moins bio-fidèle dans la direction antéro-postérieure que dans la direction verticale. Il apparaît que l'amplitude de la réponse du modèle, dans cette direction, est inférieure aux réponses mesurées expérimentalement.

On notera que la forme des transmissibilités antéro-postérieures du modèle est cohérente, pour la plupart des points, avec celle des transmissibilités expérimentales. Les zones de résonance sont assez semblables pour la tête, les épaules, l'abdomen, les vertèbres et les EIAS, pour lesquels l'amplitude de la réponse reste malgré tout très en deçà des amplitudes observées expérimentalement. L'écart d'amplitude est inégal sur la plage de fréquence entre le calcul et l'expérimentation. Pour le thorax, la transmissibilité du modèle est très différente de la transmissibilité mesurée, aussi bien en terme de fréquence de résonance que d'amplitude.

Au regard de ces premières comparaisons, nous pouvons dire que le modèle est efficace pour simuler le comportement global du corps humain dans la direction verticale, pour une posture assis-redressé. La masse apparente et la plupart des transmissibilités verticales mesurées sur le modèle sont conformes aux mesures expérimentales. Il apparaît cependant que la seconde résonance principale se produit pour des fréquences trop élevées, et que la réponse du modèle est trop amortie après la résonance principale. Nous verrons par la suite les raisons de ces écarts et les possibilités envisagées pour les corriger. La réponse antéro-postérieure du modèle à des vibrations verticales est moins satisfaisante. Les transmissibilités calculées avec le modèle sont en général en deçà des transmissibilités mesurées, bien que les zones de résonance soient globalement respectées.

III.1.2.2.3 Analyse modale

Nous allons maintenant étudier les modes propres issus de l'analyse modale du modèle, et les comparer avec des résultats issus de la littérature et des expérimentations réalisées.

Peu d'auteurs se sont attachés à l'étude des modes propres du corps humain. La raison principale en est certainement la difficulté de mise en œuvre d'un protocole complet. La détermination des modes propres nécessite la connaissance des déplacements des différents segments rigides, ou considérés comme tels, du corps humain pour chaque fréquence sur la plage étudiée, et donc l'implantation de nombreux accéléromètres sur le sujet.

Une analyse modale expérimentale sur la plage de fréquences 0,5-20 Hz a été réalisée par Kitazaki et Griffin [KIT98]. A notre connaissance, cette étude est la seule en son genre, et sera donc utilisée comme référence.

Nous comparerons également les modes propres principaux, correspondant aux résonances de la masse apparente du modèle, aux mêmes modes propres expérimentaux issus des mesures sur sièges rigides.

Dans l'étude de Kitazaki et Griffin, les sujets testés sont en position assise sur un siège rigide sans dossier. L'accélération est mesurée au niveau des apophyses épineuses des vertèbres T1, T6, T11, L3 et S2 dans deux directions : l'une tangente, et l'autre orthogonale à la ligne des épineuses. L'accélération verticale est mesurée au niveau de l'épine iliaque antéro-supérieure et des viscères à hauteur de L2. La réponse de la tête est mesurée par l'intermédiaire d'une "bite bar" dans les directions perpendiculaires et tangentes au rachis cervical. L'effort à l'interface et l'accélération du siège sont mesurés.

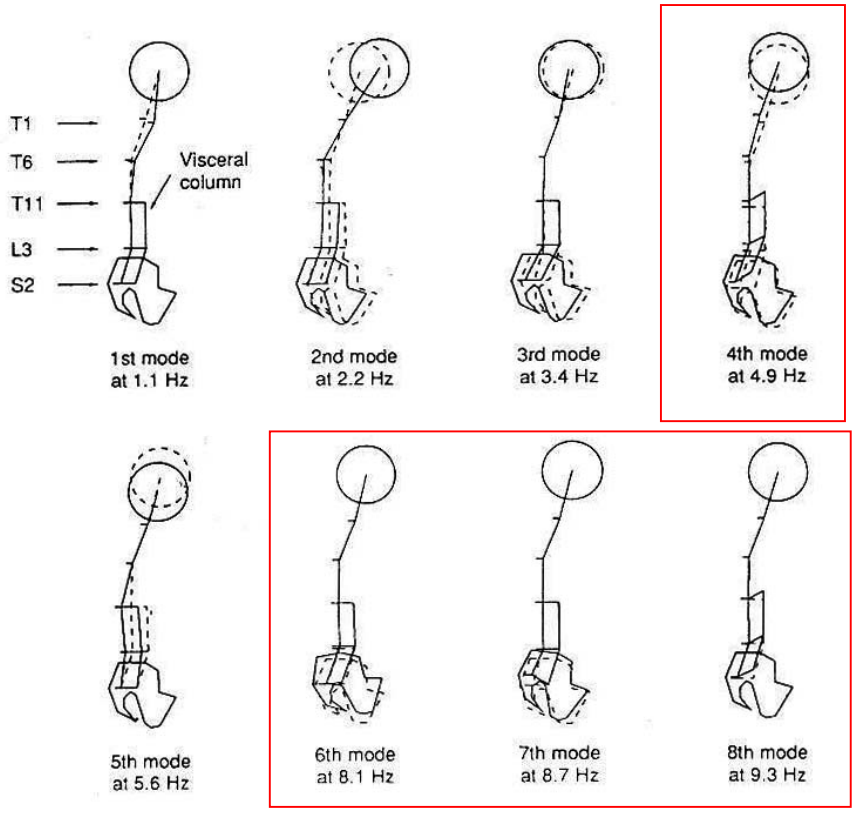
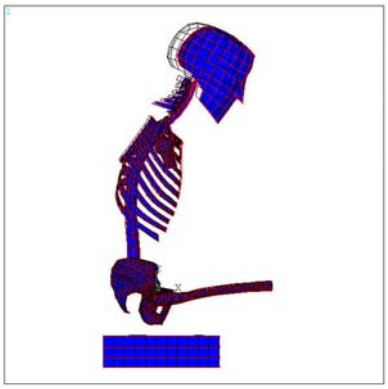


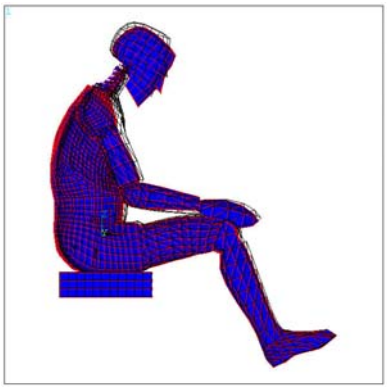
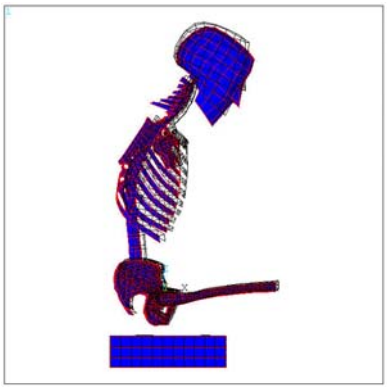
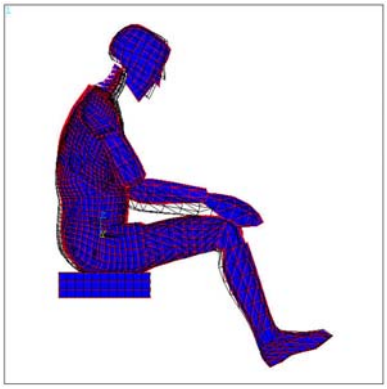
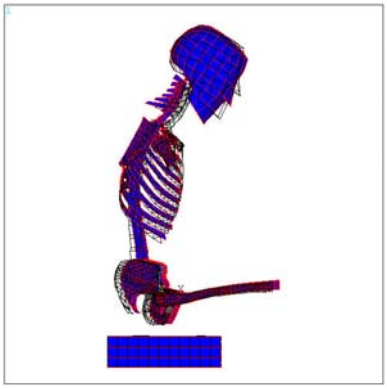
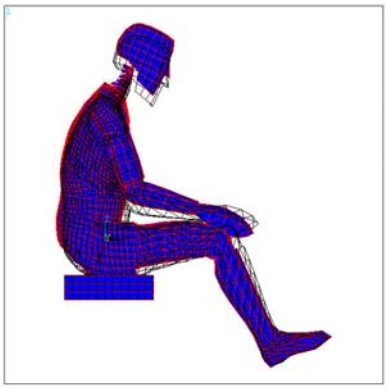
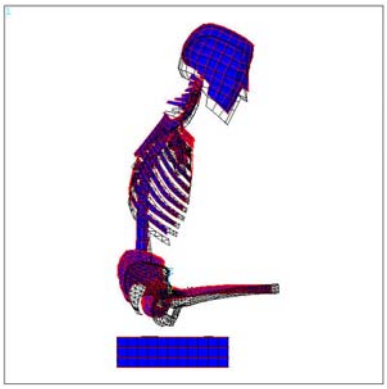
Figure 134 : Modes propres expérimentaux. Les modes encadrés participent aux résonances principales de la masse apparente. [KIT97].

Les auteurs ont extrait huit modes propres symétriques en dessous de 10 Hz.

L'analyse modale du modèle a été réalisée dans des conditions similaires de posture et de chargement. La masse du modèle est sensiblement équivalente à la moyenne des sujets testés par Kitazaki et Griffin.(74,6 ± 7,8 Kg). Les sujets testés sont âgés de 20 à 35 ans, et ont donc une morphologie cohérente avec celle du modèle.

Le tableau qui suit regroupe les principaux modes propres symétriques du modèle observés sur 0 -15 Hz.

A 1,336 Hz		

B 2,438 Hz		
C 3,968 Hz		
D 5,053 Hz		
E 9,867 Hz		

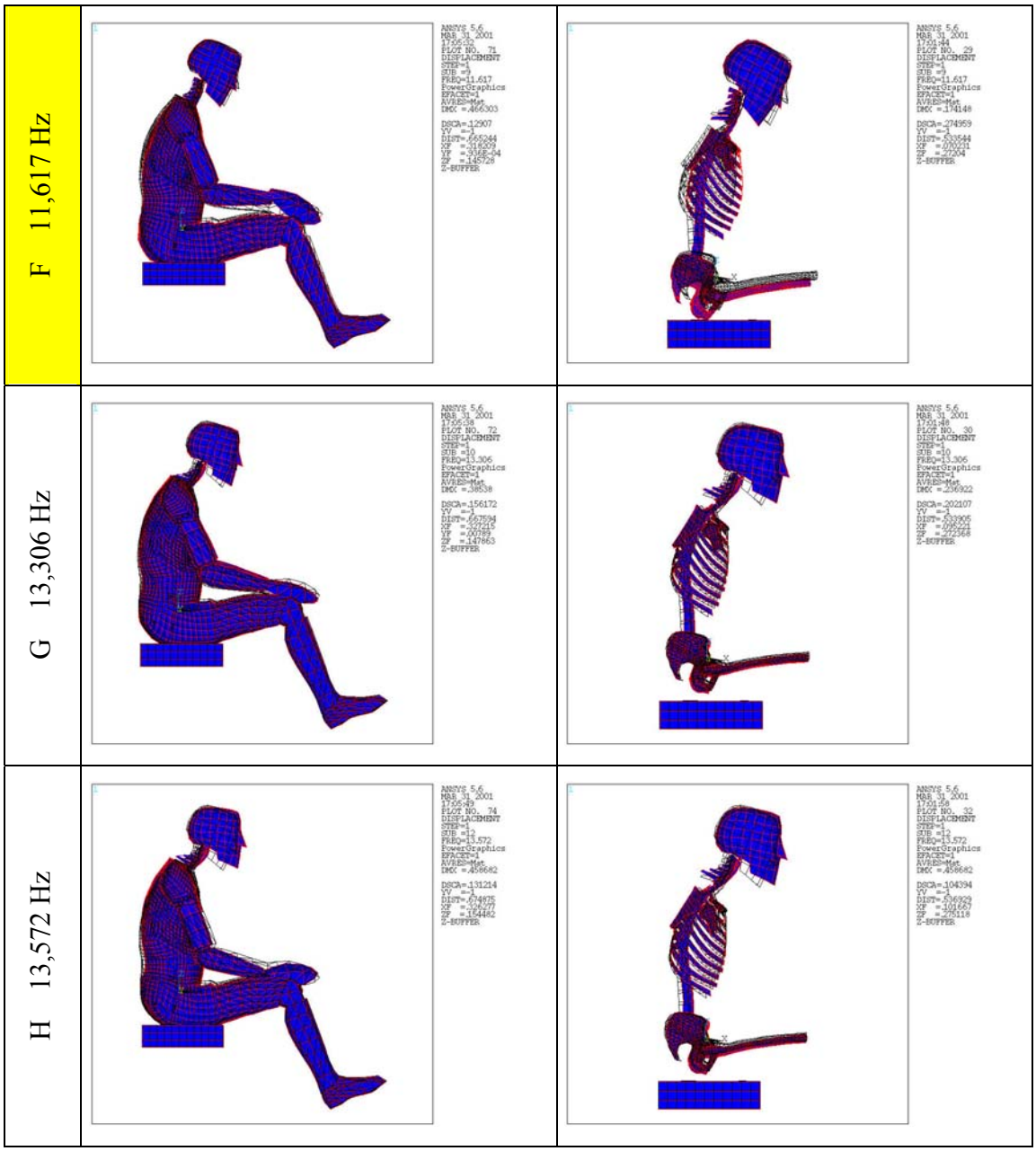


Figure 135: Modes propres du modèle entre 0 et 15 Hz pour la posture sans dossier. La posture initiale apparaît en filaire.

L'analyse modale met en avant l'existence de 8 modes symétriques entre 0 et 15 Hz.

Le premier mode à 1,336 Hz correspond à un déplacement antéro-postérieur de la tête, dû au mouvement de flexion-extension du rachis cervical et de la partie supérieure du rachis thoracique. Le même mode est observé par Kitazaki et Griffin à 1,1 Hz.

Le second mode à 2,438 Hz correspond à un mouvement de bascule du tronc, dû à une rotation du bassin autour des ischions en opposition de phase, avec un déplacement antéro-postérieur de la tête dû à la flexion-extension du rachis cervical. Le second mode observé par Kitazaki et Griffin se produit à 2,2 Hz, il est décrit comme un mouvement antéro-postérieur de la tête et du bassin en opposition de phase.

Le troisième mode à 3,968 Hz correspond à une bascule du tronc sous l'influence d'un mouvement de translation et de rotation antéro-postérieure du bassin en phase avec un mouvement de la tête causé par la flexion-extension du rachis cervical. Le troisième mode observé par Kitazaki et Griffin à 3-4 Hz correspond également à un mouvement antéro-postérieur de la tête et du bassin en phase.

Le quatrième mode se produit à 5,053 Hz et correspond à la résonance principale de la masse apparente. Résonance que l'on observe par ailleurs dans toutes les transmissibilités verticales, et dans certaines transmissibilités antéro-postérieures. Ce mode propre est dominé par une translation verticale de l'ensemble du tronc, accompagnée d'une déformation en traction compression des tissus mous fessiers. On note également une légère flexion extension du rachis au niveau thoraco-lombaire, en phase avec une flexion du rachis cervical et une rotation de la tête autour de C1. On retrouve ce mode à 4,9 Hz chez Kitazaki et Griffin avec les mêmes caractéristiques.

Le cinquième mode à 9,867 Hz est dominé par un mouvement de translation antéro-postérieure de la tête accompagné d'une rotation autour de C1. On note un léger mouvement de flexion de la colonne lombaire et thoracique haute, ainsi qu'une rotation du bassin dans la plan sagittal en phase avec les mouvements de la tête.

Le sixième mode à 11,617 Hz est proche du précédent, mais les amplitudes de mouvement du bassin sont plus importantes. Il est dominé par un mouvement de flexion du rachis lombaire et thoracique bas, accompagné d'une rotation du bassin dans le plan sagittal autour de la charnière lombo-sacrée. La tête subit une translation antéro-postérieure en phase avec les mouvements du bassin, ainsi qu'une rotation autour de C1 opposée à la translation. On constate également une translation verticale de la zone abdominale due à la rotation du bassin.

Les septième et huitième modes à 13,306 Hz et 13,572 Hz correspondent à une rotation du bassin dans le plan sagittal autour de la charnière lombo-sacrée, en opposition de phase avec une translation et une rotation antéro-postérieure de la tête autour de C1. Ce mouvement est provoqué par la flexion du rachis aux niveaux lombaire et thoracique bas. Ces deux modes sont très proches, la seule différence notable semble être la position de l'axe de rotation du bassin.

Les trois derniers modes participent à la seconde résonance de la masse apparente, qui apparaît à 12 Hz. Le sixième mode est prépondérant par rapport aux deux suivants, on peut donc principalement l'associer à ce phénomène de résonance.

Si l'on ne retrouve pas les trois derniers modes dans l'étude de Kitazaki, on peut cependant noter une certaine concordance de résultats avec notre étude. Il est fait état de trois modes participants à la seconde résonance de la masse apparente. Ces trois modes se produisent à 8,1 Hz, 8,7 Hz , et 9,3 Hz ; et ils correspondent respectivement à deux modes de rotation du bassin dans le plan sagittal autour d'axes différents, et à un mode de translation verticale des viscères. On retrouve les mêmes déformations que celles observées pour les trois derniers modes du modèle. Ainsi que nous avons pu l'observer sur les mesures de masse apparente, la fréquence de la seconde résonance principale du modèle est plus élevée que celle des mesures expérimentales.

Le cinquième mode mis en avant par Kitazaki et Griffin n'apparaît pas dans notre étude. Il correspond à un mode de flexion de la colonne, accompagné d'un mouvement vertical de la tête.

La comparaison des résultats issus du calcul aux résultats expérimentaux obtenus par Kitazaki et Griffin est satisfaisante. Les résultats sont globalement concordants. Les auteurs notent que la précision de leurs mesures est bonne jusqu'à 20 Hz pour la direction verticale, alors que celle des mesures horizontales n'est satisfaisante qu'entre 5 et 15 Hz, remettant en cause les trois premiers modes pour lesquels des mouvements de flexion du rachis sont observés. Les quatrième et sixième modes sont les plus cohérents entre les sujets. Ainsi, la validité des deux principaux modes propres est établie, même si le second se produit à une fréquence un peu élevée par rapport à l'expérimentation.

Nous allons maintenant comparer les modes propres du modèle aux déplacements des points anatomiques, mesurés aux résonances de la masse apparente. Les mesures expérimentales utilisées proviennent des essais sur siège rigide.

L'étude de la masse apparente met en avant, suivant les sujets, entre deux et quatre résonances. Le tableau qui suit récapitule les fréquences de résonance de la masse apparente pour chaque sujet mesuré et pour les différentes conditions. Les résonances sont classées par ordre d'importance.

	Posture	Accélération (ms^{-2})	F_1 (Hz)	F_2 (Hz)	F_3 (Hz)	F_4 (Hz)
Sujet 1	Redressé	1	4,25	8,25	10	2,5
		2	3,75	7	8,5	
	Relâché	1	4,5	9		2
		2	4	7,5	6	
Sujet 2	Redressé	1	5,75	7,5	9,5	
		2	5,5	8,75	9,75	3
	Relâché	1	5,25	7,25	8,5	3,75
		2	5,25	7		
Sujet 3	Redressé	1	5	8,75		2,5
		2	4,75	9		
	Relâché	1	4,75	8,25		2
		2	4,5	8,25		

Sujet 4	Redressé	1	4,75	9		3
		2	4,5	7,5		
	Relâché	1	4,5	7,5		
		2	4,25	8,75		2,5
Moyenne			4,7	8,07	(8,7)	2,6
Modèle			5,075	12,04		3,58

Tableau 25 : Fréquences de résonance de la masse apparente pour les quatre sujets et les deux postures sans dossier.

On distingue quatre zones de résonances pour la masse apparente des quatre sujets. La troisième n'étant pas très claire et assez rare, nous la laisserons de côté. Il reste donc les deux premières zones de résonance, correspondant aux résonances principales rapportées dans la littérature ; ainsi qu'une troisième résonance qui se produit entre 2,5 Hz et 3,75 Hz. Cette dernière fréquence de résonance n'apparaît pas systématiquement.

Les déplacements de chaque segment anatomique à la résonance principale de la masse apparente font apparaître un mode conforme aux résultats du modèle. On observe un déplacement vertical, en phase, de toute la partie supérieure du tronc, ainsi qu'un déplacement antéro-postérieur de la tête.

A la seconde résonance principale, on peut voir un mouvement de flexion-extension de la colonne, associé à un mouvement vertical de l'abdomen. Le raccourcissement de la distance qui joint la vertèbre L3 aux EIAS laisse supposer qu'il existe une rotation du bassin.

La déformée de la dernière résonance montre une flexion du rachis cervical et thoracique, accompagnée d'un mouvement antéro-postérieur de la tête en opposition de phase avec un déplacement antéro-postérieur du bassin.

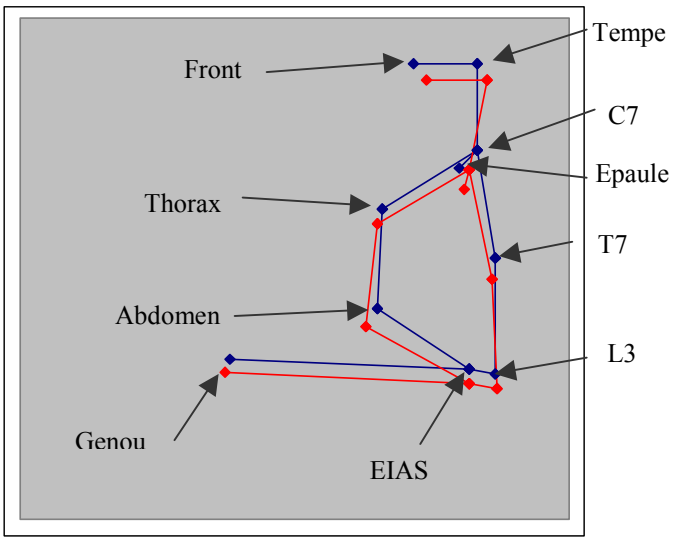
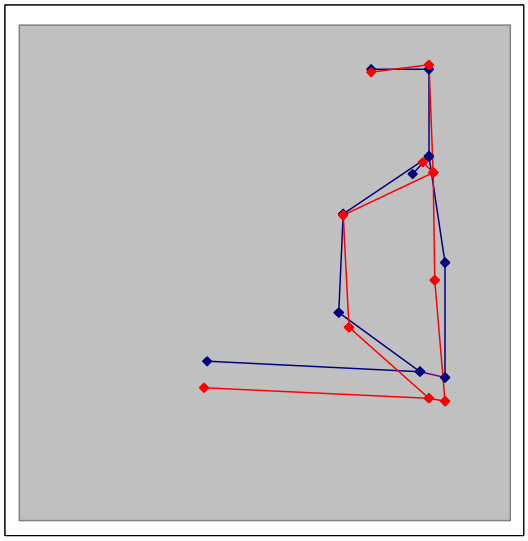
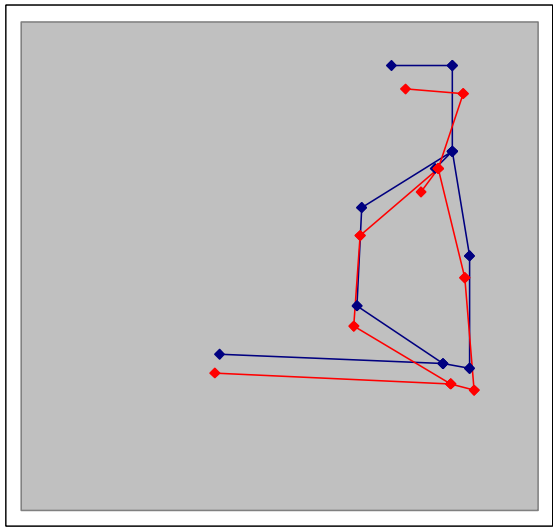
Déformée à la première re résonance (3,75-5,75 Hz)	
Déformée à la seconde résonance (7-8,75 Hz)	
Déformée à la troisième résonance (2-3,75 Hz)	

Figure 136: Modes propres correspondant aux résonances de la masse apparente mesurée sur quatre sujets en posture assis-relâché. La posture initiale est représentée en bleu sur la figure, les déplacements à la résonance en rouge. [KIR00].

Les déformées expérimentales sont en accord avec l'analyse modale du modèle, même si, là encore, la fréquence de la seconde résonance principale est trop élevée. Ces résultats mettent en avant l'existence d'une troisième résonance de la masse apparente chez certains sujets et qui apparaît également pour le modèle.

III.1.2.3 Validation du modèle en posture avec dossier

Nous n'avons pas trouvé dans la littérature de mesures réalisées dans des conditions similaires à celles du calcul. Nous allons donc comparer les résultats obtenus pour la posture avec dossier aux résultats des mesures expérimentales sur siège rigide précédemment présentés.

III.1.2.3.1 Masse apparente

Tout d'abord, il est important de noter que les conditions expérimentales sont quelque peu différentes des conditions du calcul. En effet, le dispositif expérimental comporte un siège dont le dossier et l'assise ne sont pas solidaires, alors qu'ils le sont dans le calcul. Les efforts pris en compte dans le calcul de la masse apparente expérimentale sont donc uniquement constitués par les charges appliquées à l'assise du siège par le sujet. Tout ce qui transite par le dossier n'est pas pris en compte. Dans le calcul de la masse apparente du modèle, tous les efforts appliqués par le sujet sur le siège sont pris en compte. Ce biais peut avoir une influence sur l'amplitude, mais il n'influe pas sur les fréquences de résonance.

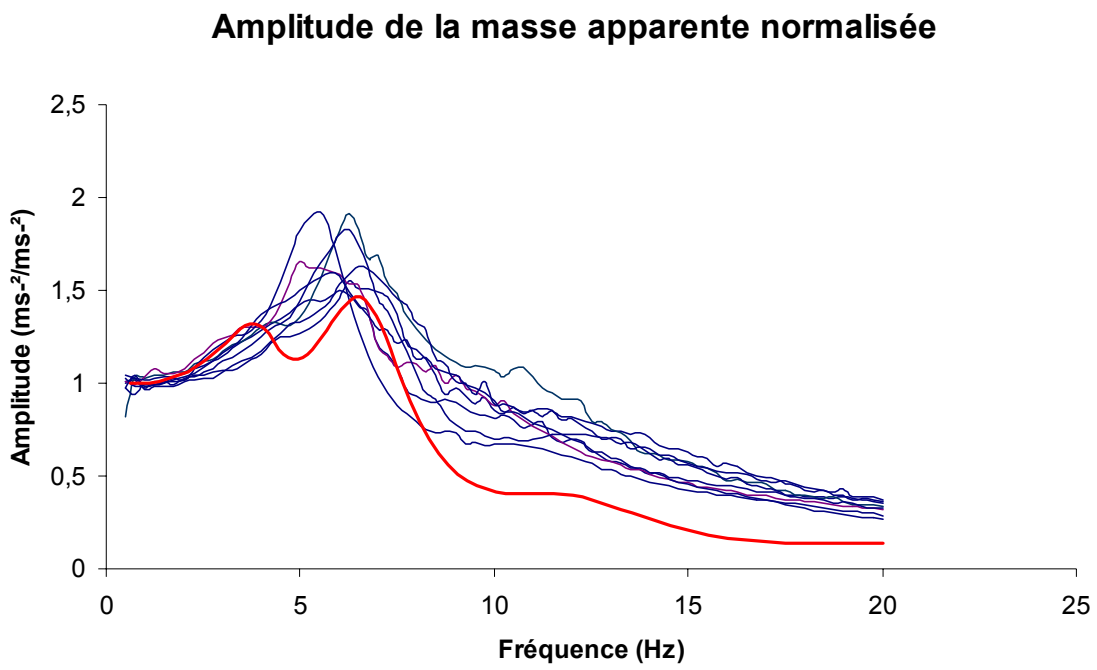


Figure 137 : Comparaison de l'amplitude de la masse apparente normalisée du modèle aux résultats expérimentaux. Posture avec dossier 100°.

La masse apparente du modèle présente trois résonances, comme pour la posture sans dossier. La première (dans l'ordre fréquentiel) apparaît à 3,6 Hz, la seconde à 6,5 Hz, et la troisième à 11,2 Hz. Les mêmes zones de résonance apparaissent sur les courbes expérimentales. Cependant, la première résonance est beaucoup plus marquée pour le modèle. Dans la suite du document nous appellerons résonance principale de la

masse apparente la résonance qui se produit à 6,5 Hz, seconde résonance celle qui se produit à 11,2 Hz, et enfin, troisième résonance la résonance qui se produit à 3,6 Hz.

Le diagramme de phase de la masse apparente montre une bonne cohérence de la simulation avec les résultats expérimentaux jusqu'à 15 Hz. On remarque, comme pour la posture sans dossier, que les variations de phase sont plus marquées pour le modèle.

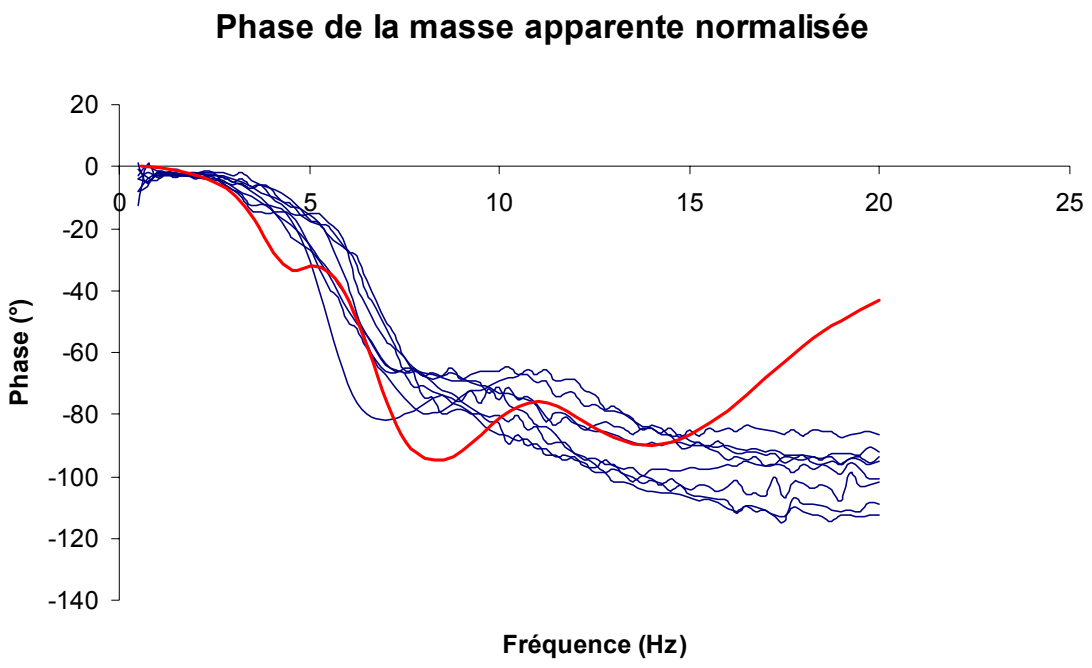
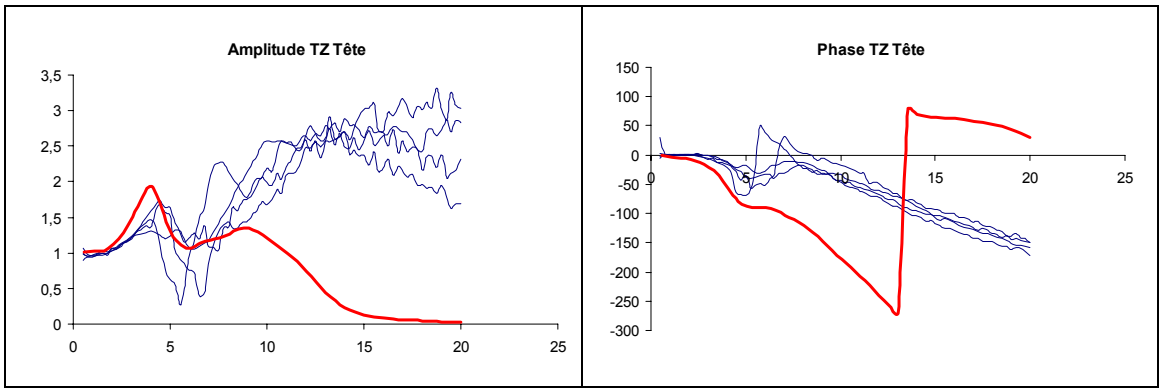
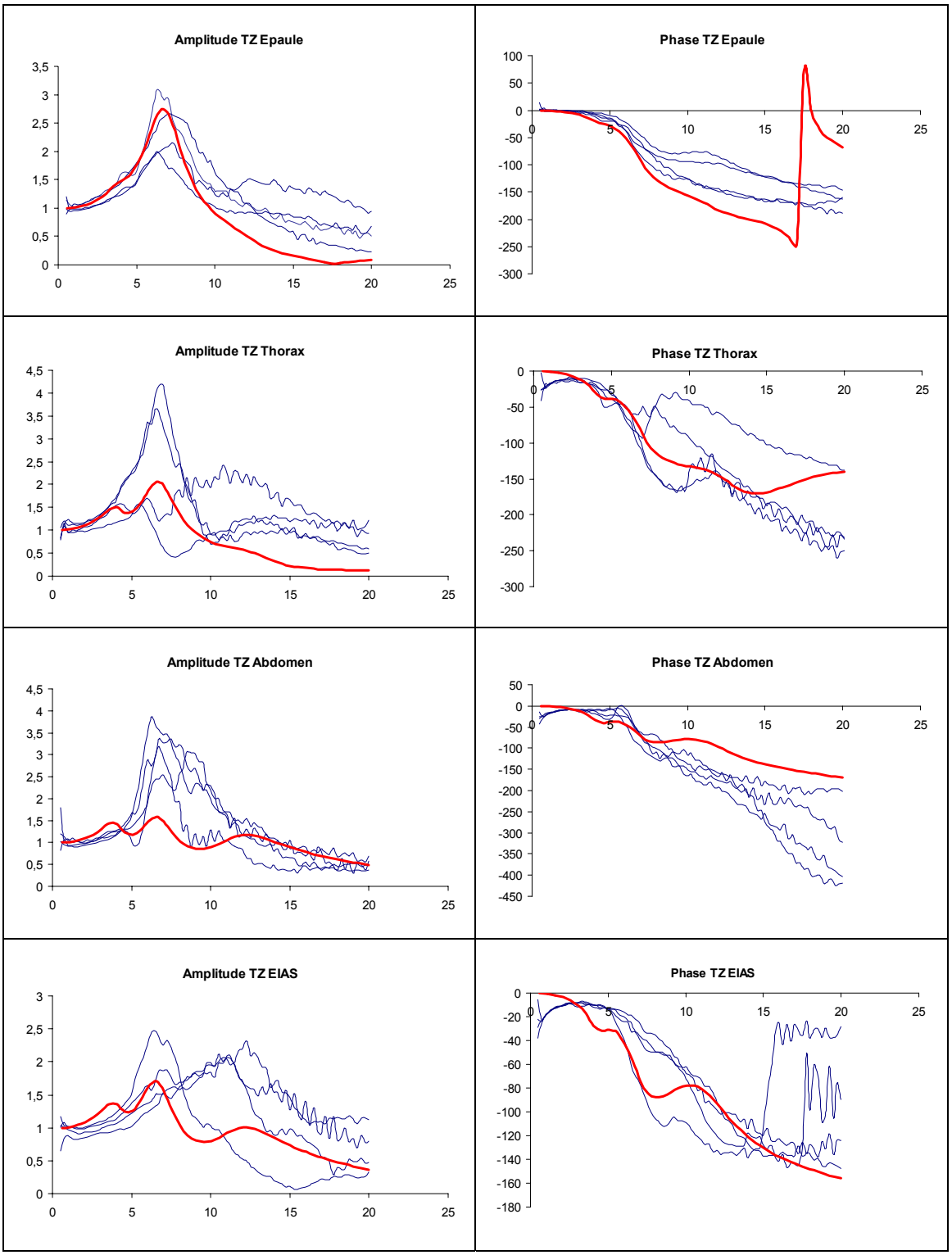


Figure 138: Comparaison de la phase de la masse apparente normalisée aux résultats expérimentaux. Posture avec dossier 100°.

III.1.2.3.2 Transmissibilité verticale et antéro-postérieure

Les transmissibilités entre l'accélération verticale du siège et l'accélération verticale de la tête, du thorax, des épaules, de l'abdomen, des épines iliaques antéro-supérieures et de la vertèbre C7 du modèle, ont été calculées et comparées aux mêmes grandeurs expérimentales. Dans un souci de lisibilité, seules les transmissibilités mesurées pour les quatre sujets à 1 ms^{-2} sont représentées.




Amplitude TZ Epaule
Phase TZ Epaule
Amplitude TZ Thorax
Phase TZ Thorax
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS

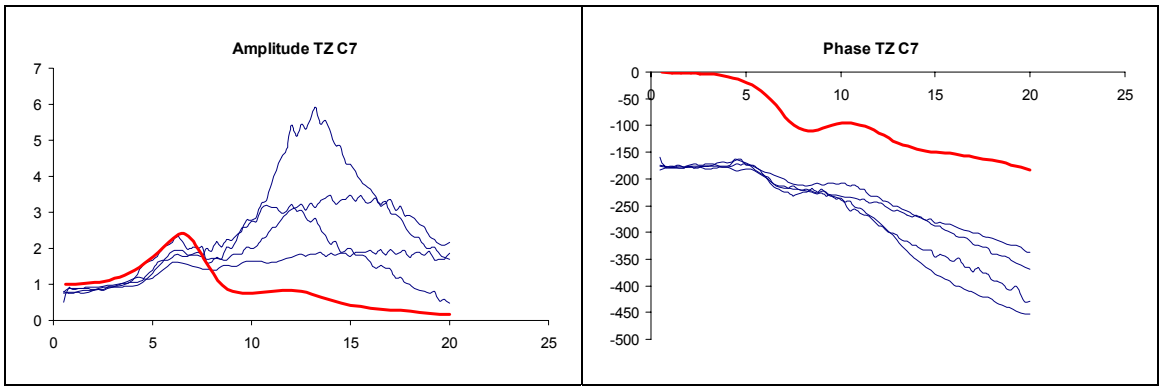


Figure 139: Comparaison des amplitude et phase de transmissibilité verticale du modèle aux résultats expérimentaux. Posture avec dossier 100°.

On constate une dispersion assez importante des résultats expérimentaux.

La transmissibilité verticale de la tête présente une résonance vers 4 Hz, puis elle décroît entre 5 et 7 Hz, pour atteindre un niveau maximum entre de 12 et 20 Hz. La première résonance est marquée avec une amplitude de 1,5. La seconde résonance intervient sur une bande de fréquences assez large ; son amplitude varie entre 2,5 et 3. Les vibrations transmises sont amplifiées sur l'ensemble de la bande de fréquences considérée, excepté pour la plage 5-7 Hz où elles sont égales ou inférieures aux vibrations du siège. Cette zone correspond à la résonance principale de la masse apparente. Les données de la littérature sur la transmissibilité de la tête en posture avec dossier diffèrent des résultats expérimentaux publiés ici [PAD88a] [PAD92]. Aucun des résultats publiés ne présente l'amplification que l'on peut observer entre 10 et 20 Hz.

La transmissibilité verticale des épaules est dominée par une résonance à 6-7 Hz, qui correspond à la résonance principale de la masse apparente ; son amplitude varie entre 2 et 3. Après cette résonance, la transmissibilité est atténuée sur le reste de la plage de fréquences. Deux sujets présentent une seconde résonance aux alentours de 12 Hz.

Pour deux sujets, la transmissibilité du thorax présente une résonance marquée, d'amplitude 3,5-4 à 6-7 Hz, correspondant à la résonance principale de la masse apparente. On note une seconde résonance vers 12-13 Hz. Pour les deux autres sujets, une résonance d'amplitude assez faible – 1,5 – apparaît vers 5 Hz, une autre zone de résonance apparaît vers 12 Hz. L'un des sujets présente une résonance à 4 Hz.

La transmissibilité de l'abdomen est dominée par une résonance à 6-7 Hz, dont l'amplitude varie de 2,5 à 4. Une autre résonance apparaît vers 10 Hz, dont l'amplitude varie de 1 à 3 suivant les sujets. L'un des sujets présente, enfin, une résonance à 4 Hz.

La transmissibilité des épines iliaques antéro-supérieures présente une résonance majeure à 12-14 Hz, dont l'amplitude est voisine de 2. Pour l'un des sujets cette résonance a une amplitude faible – 1 –. On note une résonance à 6-7 Hz, plus ou moins marquée suivant les sujets.

La transmissibilité de C7 présente une première résonance à 6-7 Hz, dont l'amplitude est proche de 2 pour l'ensemble des sujets. Après cette première résonance, l'amplitude augmente pour atteindre un second maximum plus ou moins visible et dont l'amplitude varie de 2 à 6.

Tous les segments mesurés participent à la résonance principale de la masse apparente, sauf la tête. Comme pour la posture sans dossier, on retrouve une seconde résonance vers 12-13 Hz dans la réponse verticale de l'abdomen et du bassin.

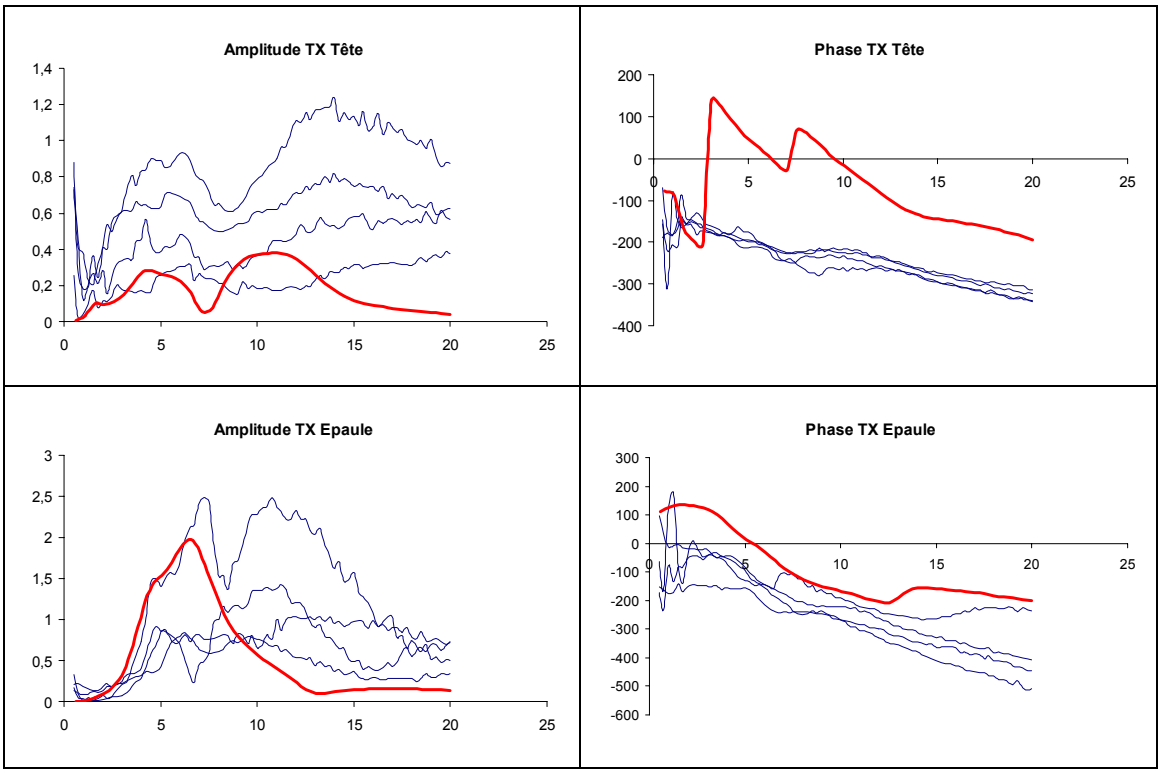
Les résultats obtenus avec le modèle en posture de Robbins sont moins satisfaisants qu'en posture assis-redressé. On peut observer que les fréquences de résonance des différents segments du modèle sont en adéquation avec les fréquences de résonance obtenues expérimentalement, mais l'amplitude des transmissibilités du modèle à ces résonances reste souvent trop faible.

Les transmissibilités du thorax et de l'abdomen présentent trois zones de résonance conformes aux résultats expérimentaux, mais l'amplitude de la résonance principale du modèle reste très inférieure à l'amplitude réelle. Pour les EIAS et la vertèbre C7, ce sont respectivement les amplitudes de la troisième et de la seconde résonance qui sont sous-estimées par le modèle.

La transmissibilité de la tête du modèle est très proche de la transmissibilité expérimentale jusqu'à environ 10 Hz, avec une résonance à 4Hz. Après 10 Hz, la réponse du modèle décroît jusqu'à être proche de zéro, alors que la transmissibilité expérimentale continue d'augmenter. Cependant, contrairement aux résultats expérimentaux, la réponse du modèle est cohérente avec les résultats issus de la littérature [PAD88] [PAD92].

La réponse des épaules est parfaitement cohérente avec l'expérimentation.

Les figures qui suivent représentent la transmissibilité entre les accélérations verticales du siège, et les accélérations antéro-postérieures des segments anatomiques étudiés.



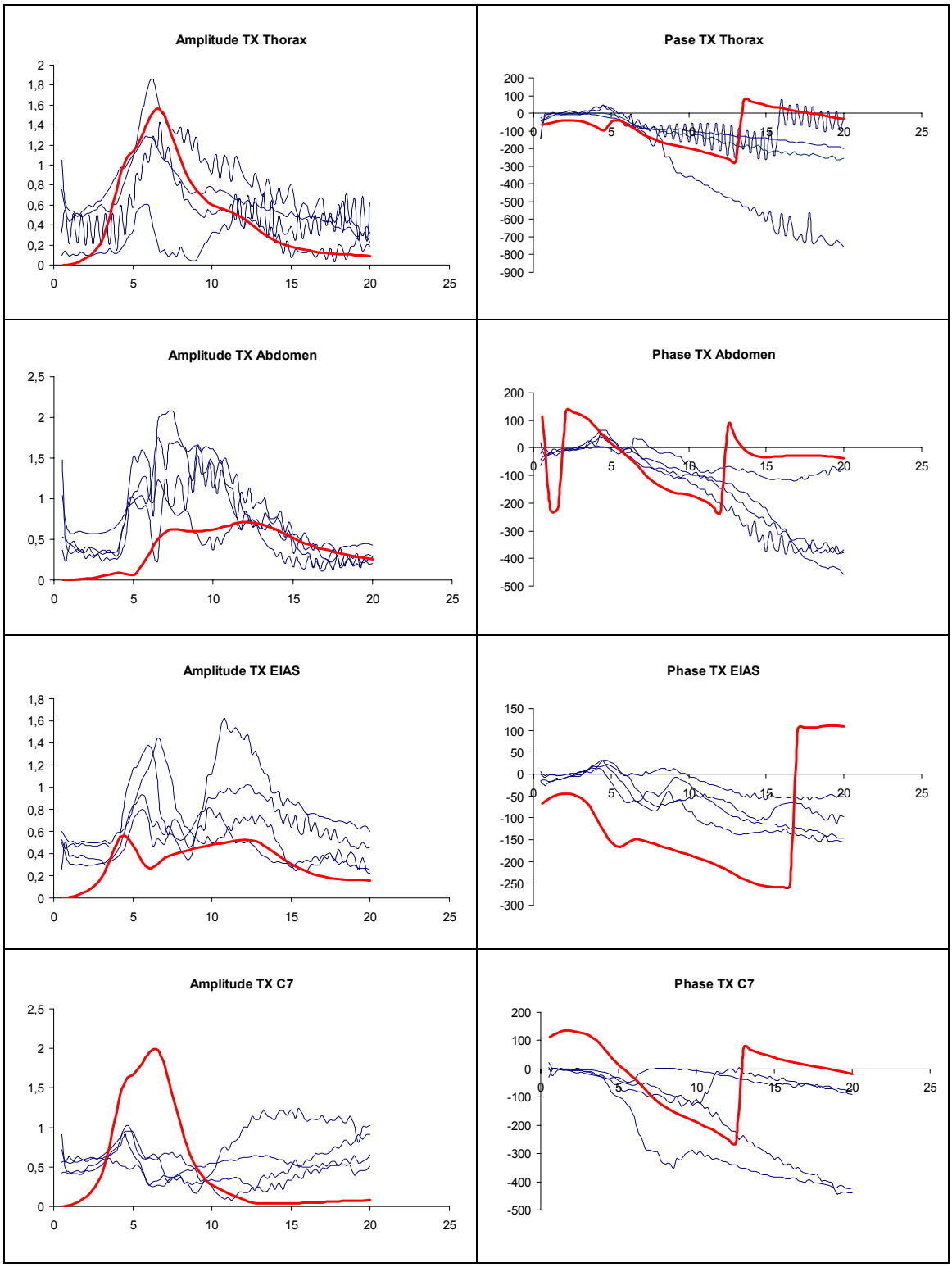


Figure 140: Comparaison des amplitude et phase de transmissibilité antéro-postérieure du modèle aux résulats expérimentaux. Posture 100°.

La transmissibilité antéro-postérieure de la tête présente un premier phénomène de résonance de faible amplitude entre 1 et 2 Hz. Puis, il apparaît une résonance assez diffuse centrée sur 5 Hz, avec une amplitude à la résonance variant de 0,2 à 1 selon les sujets. L'amplitude de la transmissibilité décroît ensuite jusqu'à environ 10 Hz, où elle atteint un minimum local. La réponse de la tête croît de nouveau jusqu'à 15 Hz, où un

troisième phénomène de résonance apparaît. L'amplitude de la transmissibilité à cette troisième résonance est plus élevée qu'à la première, et varie entre 0,3 et 1,2. Les transmissibilités mesurées ont une forme semblable, mais la dispersion des amplitudes est assez importante entre les quatre sujets mesurés. Les résultats présentés sont différents de ceux de Paddan et Griffin obtenus pour des conditions similaires [PAD88a] [PAD92]. Leurs travaux montrent que la transmissibilité antéro-postérieure de la tête est dominée par une résonance principale à 5 Hz.

On observe une disparité interindividuelle assez importante pour la transmissibilité antéro-postérieure des épaules. On peut néanmoins établir une tendance globale avec deux ou trois résonances, plus ou moins visibles suivant les sujets. La première résonance apparaît vers 4 Hz, avec une amplitude variant entre 0,4 et 1,5. La seconde résonance se situe vers 6-7 Hz, et présente une amplitude plus élevée que la première, comprise entre 0,8 et 2,5. Enfin, la troisième résonance apparaît vers 12 Hz. Les deux dernières résonances sont d'amplitude équivalente. Entre les deux résonances principales, on note un creux dans la réponse des épaules, qui se produit entre 7 et 8 Hz. Pour l'un des sujets, les vibrations transmises aux épaules dans la direction antéro-postérieure sont très amplifiées ; pour les autres, la transmissibilité reste globalement inférieure à 1.

La transmissibilité antéro-postérieure du thorax est dominée par une résonance principale à 6-7 Hz, qui correspond par ailleurs à la résonance principale de la masse apparente. L'amplitude de la transmissibilité à la résonance principale varie entre 0,5 et 2 ; pour trois des sujets elle est supérieure à 1. On note une autre résonance beaucoup plus faible vers 10-12 Hz.

La transmissibilité antéro-postérieure de l'abdomen est à peu près constante jusqu'à 5 Hz, avec une amplitude d'environ 0,5. A partir de 4 Hz, l'amplitude de la transmissibilité augmente brutalement pour atteindre une valeur proche de 1,5 qu'elle conserve entre 5 et 10 Hz. Puis l'amplitude de la transmissibilité décroît à partir de 10 Hz, pour atteindre des valeurs proches de 0,5. Le signal est assez bruité, il est possible que la mesure de l'accélération de l'abdomen ait été perturbée par des déplacements de l'accéléromètre.

La transmissibilité des EIAS présente deux résonances : la première vers 6-7 Hz, la seconde entre 10 Hz et 13 Hz. L'amplitude de ces deux résonances est équivalente, et varie de 0,8 à 1,6 suivant les sujets. Entre ces deux résonances, on note la présence d'un minimum local qui apparaît entre 6 Hz et 10 Hz. Après 15 Hz, et avant 5 Hz, les vibrations transmises dans la direction antéro-postérieure sont atténuées, et l'amplitude de la transmissibilité a une valeur proche de 0,5.

L'amplitude de la transmissibilité antéro-postérieure de C7 reste inférieure à 1 sur l'ensemble de la plage de fréquence étudiée. Une résonance apparaît vers 4 Hz, avec une amplitude proche de 1. Après 5 Hz, on note une importante disparité entre les réponses des différents sujets. Deux autres phénomènes de résonance apparaissent, le premier entre 5 et 10 Hz, le second après 15 Hz.

Comme pour la direction verticale, les zones de résonance du modèle sont cohérentes avec l'expérimentation. En revanche, l'amplitude de la transmissibilité des

différents segments aux résonances est parfois assez éloignée des résultats expérimentaux.

La transmissibilité antéro-postérieure de la tête présente -- comme pour les résultats expérimentaux -- deux zones principales de résonance séparées par un minimum local. La première résonance apparaît aux alentours de 5 Hz avec une amplitude de 0,2, la seconde vers 10 Hz avec une amplitude de 0,4. Pour ces deux résonances, l'amplitude calculée est plus faible que l'amplitude mesurée. On constate également que la seconde résonance principale apparaît pour des fréquences un peu plus élevées dans le cas expérimental. Enfin, une faible résonance est perceptible entre 1 Hz et 2 Hz, aussi bien pour les transmissibilités expérimentales, que pour la transmissibilité issue du calcul.

La transmissibilité antéro-postérieure des épaules du modèle présente trois résonances : la première à 4 Hz d'amplitude 1,5 ; la seconde à 6-7 Hz d'amplitude 2 ; et enfin la troisième, vers 12 Hz d'amplitude 0,5. Ces trois zones de résonance apparaissent aussi dans les résultats expérimentaux. La troisième résonance des épaules du modèle est suivie d'un minimum local vers 13 Hz. La transmissibilité du modèle est très proche de celle de l'un des sujets jusqu'à 8 Hz. En revanche, à la seconde résonance, l'amplitude de la transmissibilité est beaucoup plus élevée pour le sujet que pour le modèle.

La transmissibilité antéro-postérieure du thorax se rapproche le plus des résultats expérimentaux. Là encore, il apparaît trois résonances : la première à 4 Hz, pour laquelle l'amplitude de la transmissibilité est égale à 1 ; la seconde à 6-7 Hz d'amplitude 1,5 ; et la dernière, à environ 12 Hz d'amplitude 0,6.

La transmissibilité antéro-postérieure de l'abdomen du modèle présente trois zones de résonance à 4 Hz, 6-7 Hz, et 12-13 Hz. La première résonance dont l'amplitude est très faible est suivie d'un minimum à 5 Hz. L'amplitude augmente ensuite jusqu'à 6-7 Hz, pour atteindre une valeur d'environ 0,5, et elle reste à peu près constante jusqu'à la troisième résonance. La transmissibilité du modèle a une forme proche de celle issue des résultats expérimentaux, à ceci près qu'elle est décalée vers la droite et d'amplitude plus faible.

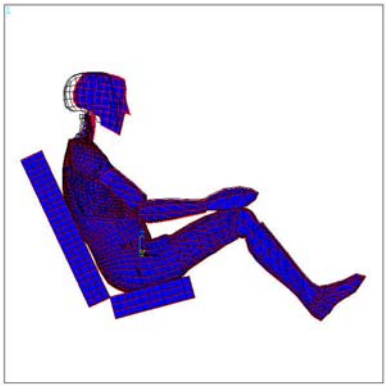
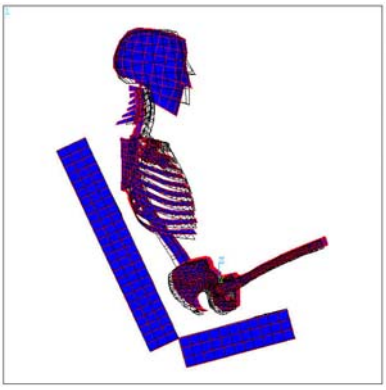
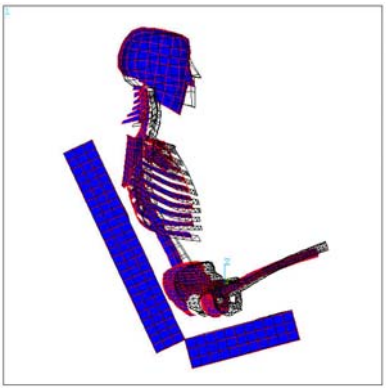
La transmissibilité antéro-postérieure des EIAS du modèle a une forme semblable à la transmissibilité mesurée. Il apparaît une première résonance à 4 Hz pour le modèle, et à 5 Hz pour les sujets mesurés. L'amplitude de la transmissibilité du modèle est plus faible que l'amplitude expérimentale à cette première résonance. Pour la seconde zone de résonance, l'amplitude obtenue avec le modèle est plus faible que l'amplitude mesurée. Enfin, le minimum local qui apparaît à 8 Hz pour l'expérimentation, apparaît à 6 Hz pour le modèle.

L'amplitude de la transmissibilité de la vertèbre C7 du modèle est beaucoup plus élevée que celle de la transmissibilité expérimentale au niveau des deux premières résonances. L'amplitude après 10 Hz est en revanche plus faible que pour l'expérimentation.

III.1.2.3.3 Analyse modale

Il n'existe pas dans la littérature d'analyse modale expérimentale réalisée pour une posture assise avec dossier. Nous nous contenterons donc de comparer les modes principaux de la masse apparente du modèle aux modes principaux issus des mesures réalisées.

Le tableau qui suit regroupe les modes symétriques du modèle pour la plage de fréquence 0-15 Hz.

A 1,427 Hz		
C 4,11 Hz		
B 5,324 Hz		

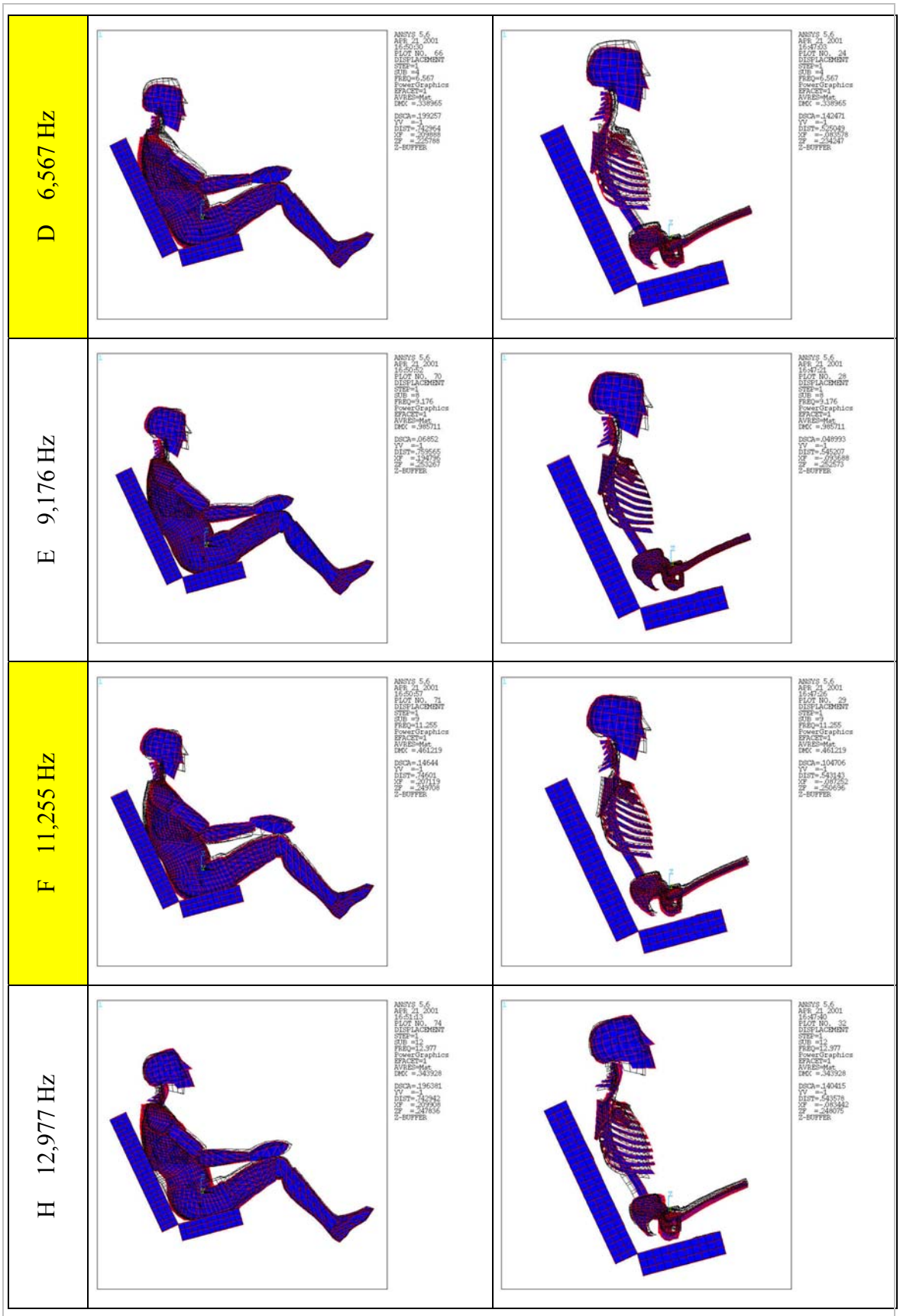


Figure 141: Modes propres du modèle entre 0 et 15 Hz pour la posture avec dossier 100°. La posture initiale apparaît en filaire.

L'analyse modale met en avant l'existence de 7 modes principaux symétriques sur la plage de fréquence 0-15 Hz. On retrouve globalement les mêmes modes propres que pour la posture assis sans dossier, mais ces modes apparaissent dans des ordres différents, et la composante antéro-postérieure du déplacement est plus importante pour la posture avec dossier. On notera une inversion des deuxième et troisième modes entre les deux postures, ainsi que la disparition du mode G pour la posture sans dossier. Le tableau qui suit donne la correspondance des modes propres entre les deux postures. Chacun des modes est identifié par une lettre, ces lettres apparaissent sur les tableaux d'illustration des modes propres.

	A	B	C	D	E	F	G	H
90	1	2	3	4	5	6	7	8
100	1	3	2	4	5	6	--	7

Tableau 26: Modes propres du modèle pour les deux postures de validation.

Les modes propres correspondant aux résonances de la masse apparente sont les modes C, D, F et G. La seconde résonance de la masse apparente correspond principalement au mode F, mais le mode G y contribue également. Il s'agit des mêmes modes que dans le cas de la posture sans dossier. On notera que le mode D, correspondant à la résonance principale de la masse apparente, présente un mouvement de rotation du tronc autour de l'axe bi-coxo-fémoral plus important que pour la posture sans dossier.

Dans le tableau qui suit sont consignées les fréquences de résonance de la masse apparente pour les quatre sujets et pour les deux amplitudes de stimulus. Pour chaque sujet, on dénombre trois résonances principales. Les fréquences des trois résonances principales du modèle sont très proches de la moyenne des fréquences de résonance des quatre sujets mesurés.

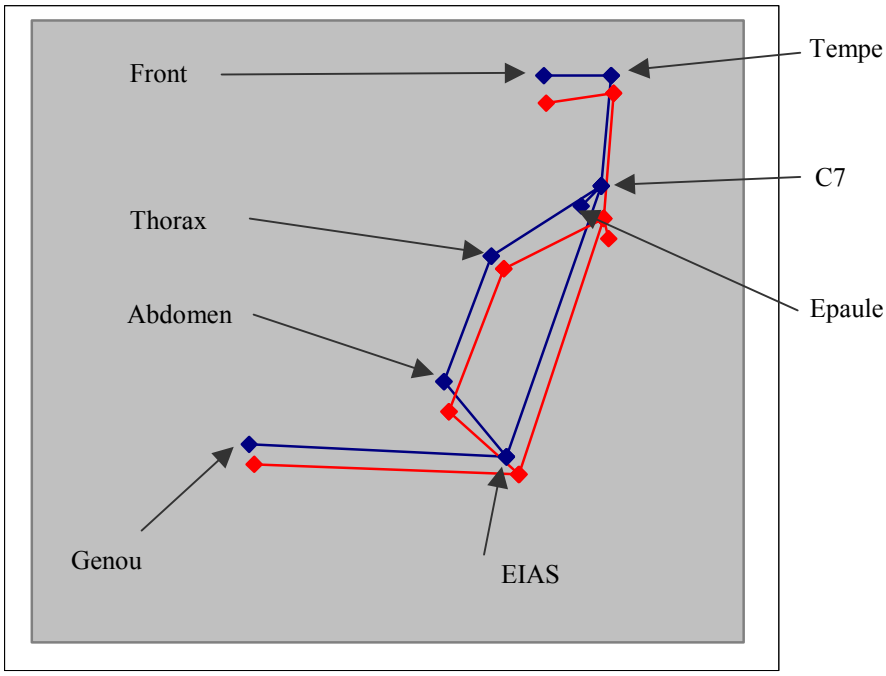
	Accélération	F1 (Hz)	F2 (Hz)	F3 (Hz)
Sujet 1	1	6,25	10,75	4,25
	2	5	9	3,75
Sujet 2	1	6,5	9,75	4,75
	2	5,75	9	4,25
Sujet 3	1	6,5	11,5	3
	2	6	11,25	2,25

Sujet 4	1	6,25	12	4,25
	2	5,5	10,5	3,25
Moyenne		5,96	10,47	3,72
Model		6,567	11,255	4,11

Tableau 27: Fréquences de résonance de la masse apparente des quatre sujets mesurés.

Le déplacement de chaque point anatomique aux trois résonances nous permet de visualiser les déformées. Là aussi, on retrouve les mêmes modes que ceux observés pour la posture sans dossier. Les résultats du modèle en terme de fréquences propres et de modes propres sont conformes aux résultats expérimentaux pour la posture de Robins.

Déformée à la première résonance (5,5-6,5 Hz)



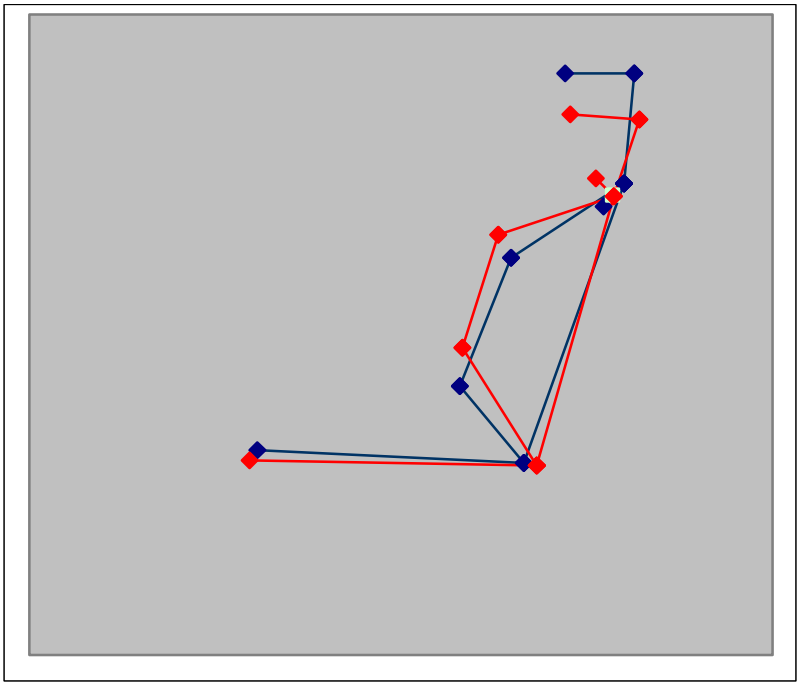
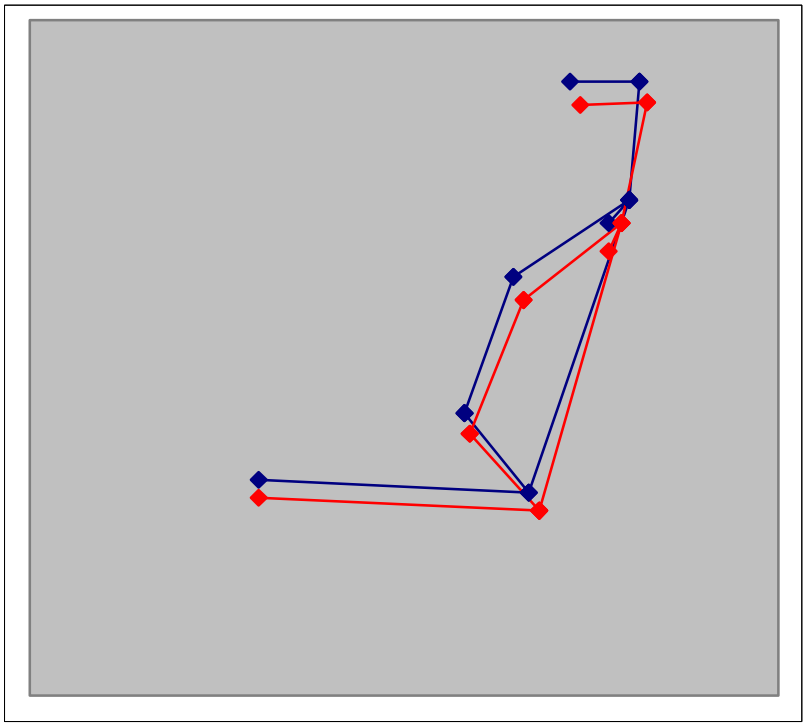
Déformée à la première résonance (9-12 Hz)	
Déformée à la première résonance (2,25-4,75 Hz)	

Figure 142 : Modes propres associés aux résonances de la masse apparente en posture avec dossier, mesurée sur quatre sujets. La posture initiale est représentée en bleu sur la figure, les déplacements à la résonance en rouge. [KIR00].

III.1.3 Conclusion

Nous avons comparé les résultats obtenus avec le modèle aux résultats issus de la littérature et de l'expérimentation pour apréhender la capacité du modèle à reproduire le comportement du corps humain soumis à des vibrations verticales. Pour les deux postures considérées – assis-redressé et posture de Robins – nous avons étudié la cohérence de la masse apparente, des transmissibilités verticales et antéro postérieures, et enfin des modes et fréquences propres du modèle.

A l'issue de cette étape d'évaluation nous pouvons faire les observations suivantes :

En posture assis-redressé, la réponse verticale du modèle est validée pour une plage de fréquence qui s'étend de 0 à 7 Hz. La cohérence entre simulations et expérimentations pour : la masse apparente, les fréquences propres, les modes propres et les transmissibilités verticales, sur cette plage de fréquence, nous permet de l'affirmer. Pour le reste de la plage de fréquence étudiée la réponse du modèle est trop amortie. Les résultats obtenus autour de la seconde zone de résonance sont plutôt insatisfaisants, aussi bien en terme d'amplitude que de fréquence. Pour la direction antéro-postérieure, la réponse du modèle est éloignée des résultats expérimentaux sur la quasi-totalité de la plage de fréquence étudiée. L'amplitude des transmissibilités mesurées sur le modèle est systématiquement inférieure aux résultats expérimentaux. Les modes propres du modèle pour cette posture sont les mêmes que ceux mis en avant par Kitazaki et Griffin. Il faut cependant noter une différence dans les fréquences propres qui apparaissent après la principale fréquence propre.

En posture de Robins, les résultats sont globalement moins satisfaisants qu'en posture assis-redressé. Seules les tranmissibilités verticales de la tête, des épaules et de C7, sont parfaitement cohérentes avec les résultats expérimentaux sur la plage 0-7 Hz. Pour les autres points anatomiques mesurés, les zones de résonance sont repectées mais l'amplitude à la résonance est trop faible. Sur le reste de la plage de fréquence, pour tout les points mesurés l'amplitude de la réponse est beaucoup plus faible pour le modèle que pour l'expérimentation. L'amplitude de la masse apparente apparaît trop élevée pour les fréquences les plus basses, et trop faible après la résonance principale. Pour la direction horizontale, la grande dispersion des résultats expérimentaux rend l'analyse difficile. Cependant les transmissibilités du modèle sont éloignées des transmissibilités expérimentales moyennes, aussi bien en terme de fréquence que d'amplitude. Enfin la comparaison des modes propres du model correspondant aux résonances de la masse apparente, aux modes propres des quatre sujets mesurés donne des résultats satifaisants, mais reste limitée.

En conclusion, la validation du modèle en l'état ne peut être établie que sur une plage de fréquence restreinte, et pour un nombre de réponse limité. Beaucoup de points doivent être améliorés pour que le modèle puisse être considéré comme biofidèle.

Notamment les transmissibilités antéro-postérieures, et l'ensemble des réponses après la résonance principale. Ces améliorations pourront être apportées par une optimisation des paramètres de rigidité, par une prise en compte des non-linéarités, par le choix de méthodes d'amortissement plus appropriées et enfin par la modification et l'amélioration de la modélisatin de certaines zones anatomiques comme le rachis ou les viscères.

Enfin, nous ne nous sommes attachés qu'à la caractérisation du comportement du modèle dans le domaine fréquenciel. Pour que la validation puisse être considérée comme complète, il reste à étudier son comportement dans le domaine temporel.

III.2 Analyse des résultats

III.2.1 Influence de la posture et du dossier

Nous allons ici étudier l'influence de la posture sur la transmission des vibrations au corps humain, au travers des résultats issus des simulations et de l'expérimentation.

Trois postures sont étudiées avec le modèle :

Posture assis sans dossier 90°
Posture assis avec dossier 100°
Posture assis avec dossier 110°

Trois postures sont utilisées pour l'expérimentation:

Posture assis sans dossier relâché
Posture assis sans dossier redressé
Posture assis avec dossier 100°

La posture du sujet, la présence d'un dossier, et l'inclinaison de ce dossier, ont une influence sur la réponse du corps humain aux vibrations verticales [FAI89] [ELK98a] [ELK98b] [MAN97b] [PAD88a]. Les modes propres et fréquences propres dépendent directement de la posture. L'analyse modale du modèle permet d'étudier l'évolution des fréquences propres. Nous avons présenté les résultats de l'analyse modale du modèle pour les postures 90° et 100°, les résultats obtenus pour la posture 110° sont fournis en annexe. Le tableau qui suit reprend les fréquences propres issues de l'analyse modale pour ces trois postures.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
90	1,336	2,438	3,968	5,053	9,867	11,617	13,306	13,572	
100	1,427	5,324	4,11	6,567	9,176	11,255		12,977	
110	1,425	5,013	4,169	7,448	9,8			13,015	6,062

Tableau 28: Fréquences propres du modèle pour les trois postures étudiées.

On notera que l'on ne retrouve pas systématiquement les mêmes modes propres suivant les postures (tab. 28). Par exemple, le mode I n'apparaît que pour la posture 110°, alors que le mode G n'apparaît que pour la posture 90°. Le mode F, qui contribue à la seconde résonance principale de la masse apparente, disparaît pour la posture 110°.

La fréquence propre qui correspond à la résonance principale de la masse apparente est plus élevée pour les postures avec dossier (fig. 143, 145). On observe ce phénomène aussi bien pour les résultats de simulations que pour les résultats expérimentaux. Pour les quatre sujets testés, la fréquence de résonance augmente systématiquement lorsque le sujet passe d'une posture sans dossier à une posture avec dossier incliné à 100°. La fréquence propre principale pour la posture avec dossier 100°

est supérieure de 30% à celle de la posture sans dossier, pour l'expérimentation et pour la simulation. La fréquence propre de la posture 110° est supérieure de 13,5% à la fréquence propre de la posture 100°, et de 47,5% à la fréquence propre de la posture 90°. Fairley et Griffin [FAI89] ont montré que la fréquence de résonance principale de la masse apparente est plus élevée lorsque le sujet s'appuie sur un dossier. El Khatib [ELK98a] [ELK98b] a aussi mis en avant cette dépendance de la résonance principale à la posture par l'étude de la transmissibilité des vertèbres lombaires.

Pour les deux autres modes principaux, les fréquences de résonance du modèle sont quasiment identiques pour chacune des postures (fig. 143). Les fréquences n'évoluent pas, on notera simplement que le mode F disparaît pour la posture 110°. Les résultats expérimentaux, au contraire, montrent une évolution des fréquences pour les deux autres résonances principales de la masse apparente (fig. 144, 146). On constate pour chaque sujet une augmentation des deux fréquences de résonance lorsque l'on passe de la posture sans dossier à la posture avec dossier, cette augmentation s'élève à 35% pour la seconde résonance principale (mode F) et à 49 % pour la troisième résonance de la masse apparente lorsqu'elle existe.

Le passage d'une posture assis-relâché à une posture assis-redressé a également une influence sur les fréquences de résonance. La fréquence de résonance principale a tendance à augmenter en moyenne de 7% (fig. 145). Cependant, l'augmentation n'est pas systématique, seuls trois sujets sur 4 présentant une telle augmentation. L'accroissement de la fréquence de résonance principale avec la rigidification de la posture a été observée par de nombreux auteurs [COE60] [COE62] [LAW74] [KIT98] [FAI89]. Pour les autres résonances, on n'observe aucune tendance claire.

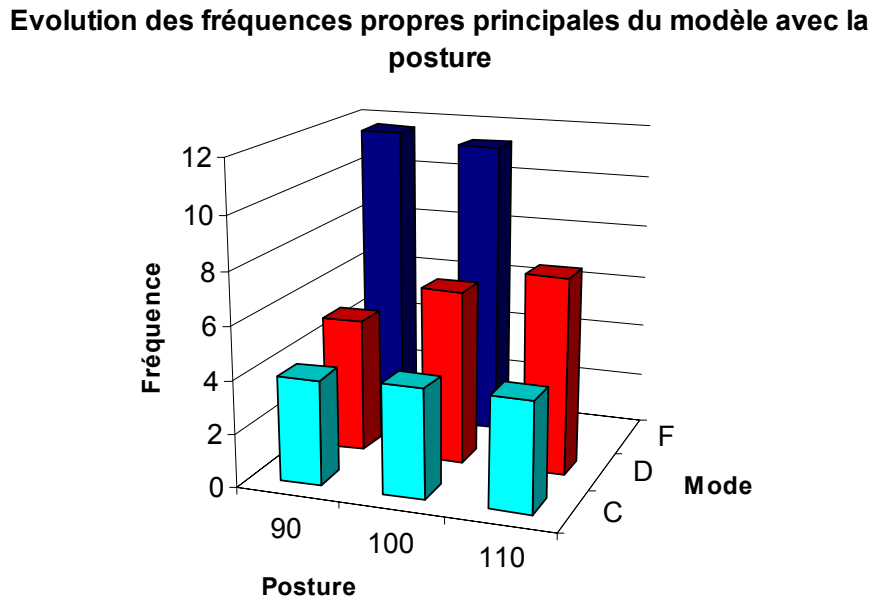


Figure 143 : Influence de la posture sur les fréquences de résonances principales du modèle.

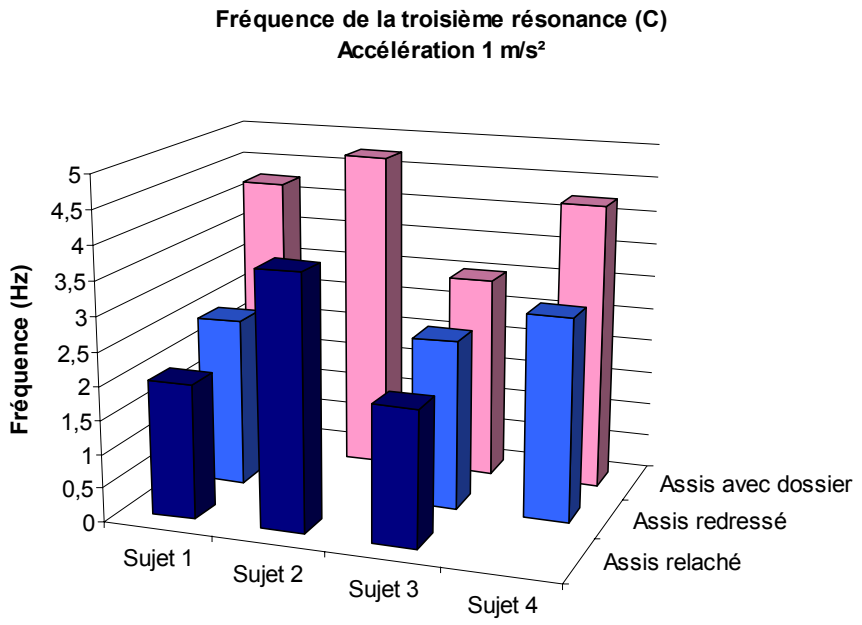


Figure 144 : Influence de la posture sur la fréquence de la troisième résonance de la masse apparente des quatre sujets mesurés.

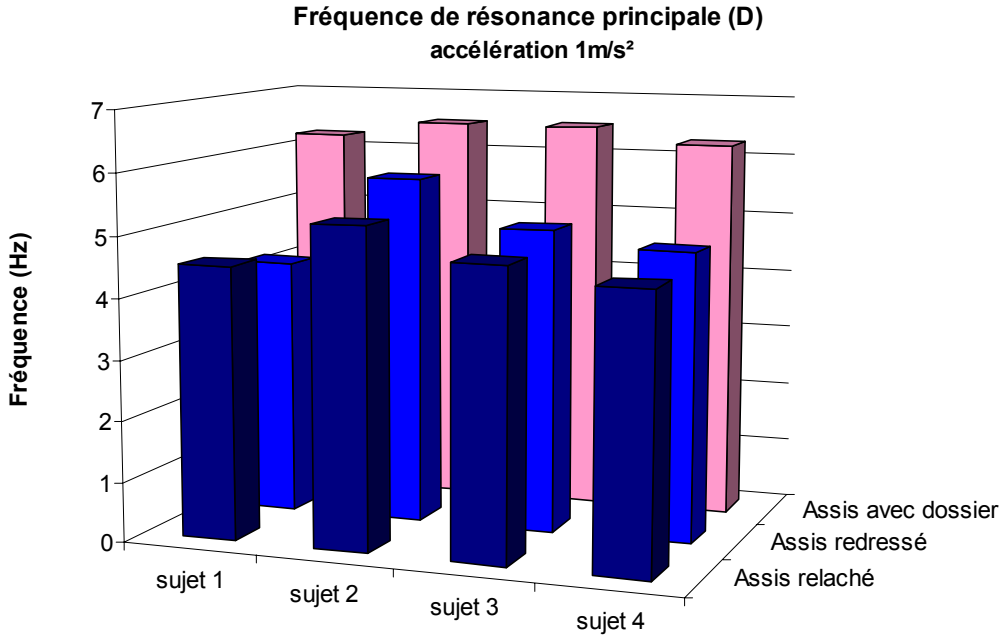


Figure 145 : Influence de la posture sur la fréquence de la résonance principale des quatre sujets mesurés.

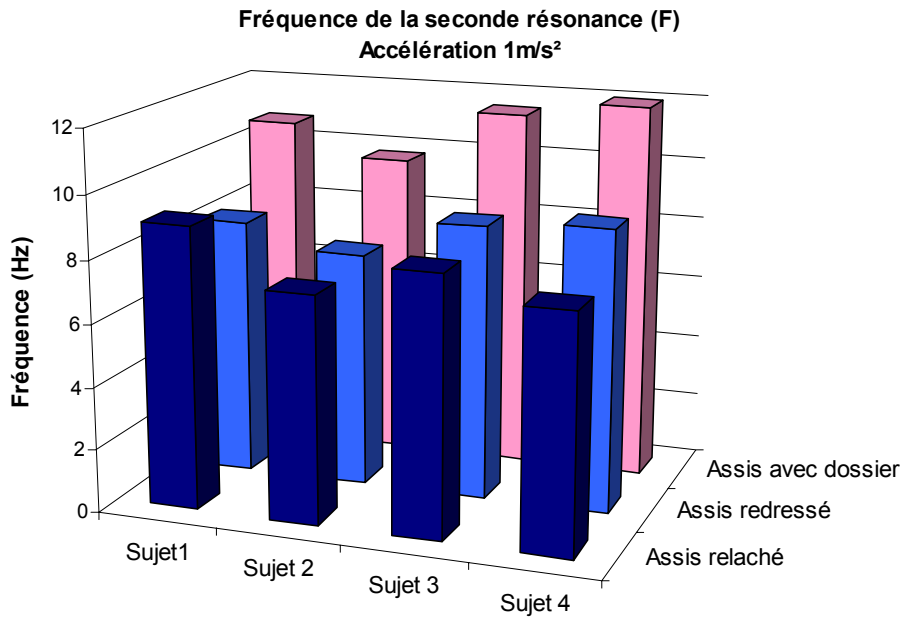


Figure 146: Influence de la posture sur la fréquence de la seconde résonance principale des quatre sujets mesurés.

Sur les courbes de masse apparente (fig. 147, fig. 148.), on observe clairement l'accroissement de la fréquence de résonance principale avec le changement de posture. L'évolution de fréquence s'accompagne d'une évolution d'amplitude de la réponse à la résonance. Lorsque l'on passe de la posture sans dossier à la posture avec dossier 100°, la résonance principale se décale vers la droite et l'amplitude de la masse apparente à la résonance principale diminue. Cette tendance est notable pour la masse apparente du modèle et pour la masse apparente mesurée. Fairley et Griffin ont observé les mêmes tendances sur un panel de 8 sujets [FAI89] ; ils ont également rapporté une augmentation de l'amplitude après la résonance plus marquée que ce qui apparaît pour le modèle. Les autres résonances ne sont quasiment pas affectées par le changement de posture. Il n' y a pas de différence notable entre les postures assis-redressé et assis-relâché pour ce qui concerne l'amplitude de la masse apparente (fig.148).

L'augmentation de l'angle entre le dossier et la verticale décale encore la résonance vers la droite, et entraîne un accroissement de l'amplitude de la masse apparente à la résonance principale. La variation d'amplitude atteint 24,5 % par rapport à la posture avec dossier à 100°, et 19,5% par rapport à la posture sans dossier.

La résonance principale et la troisième résonance sont confondues pour la posture sans dossier. La superposition de ces deux modes influe sur l'amplitude de la masse apparente. Pour les postures avec dossier ces deux résonances sont bien distinctes, et seule la résonance principale est affectée par le changement de posture.

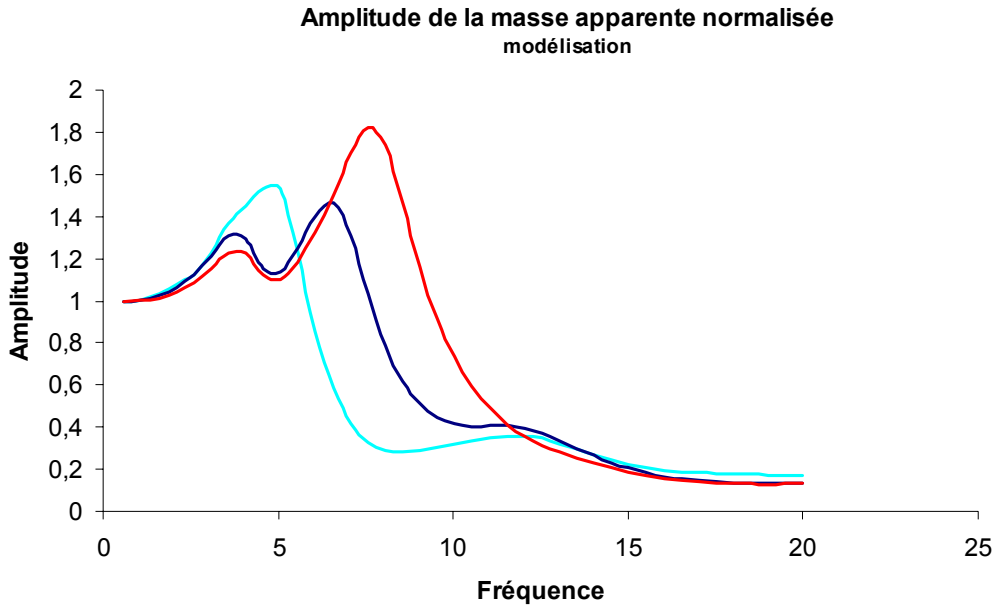


Figure 147: Amplitude de la masse apparente normalisée du modèle pour les trois postures.

Posture sans dossier
Posture avec dossier 100°
Posture avec dossier 110°

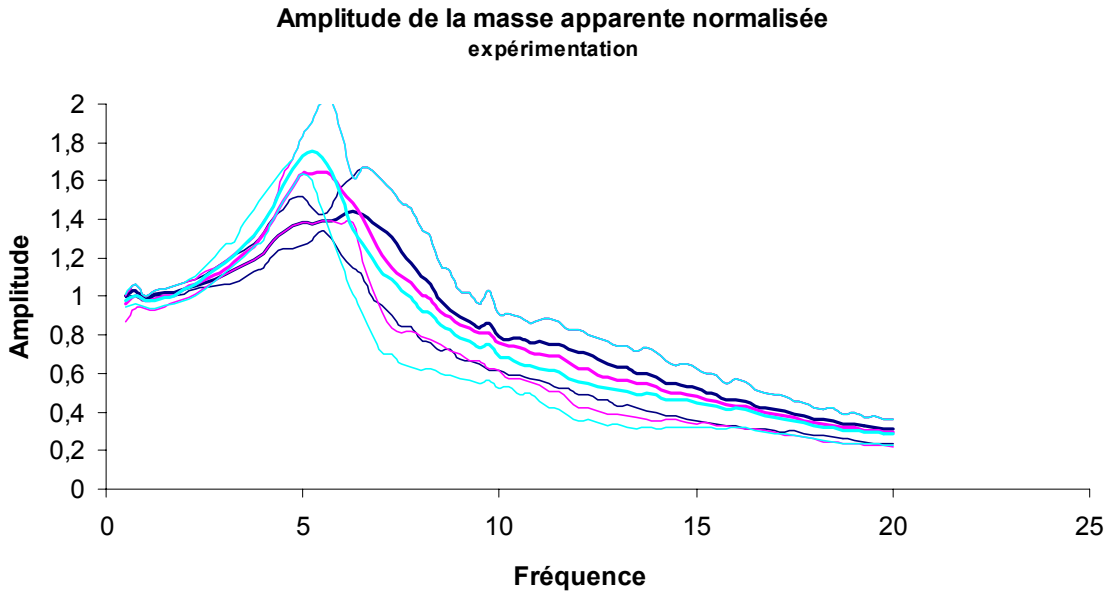
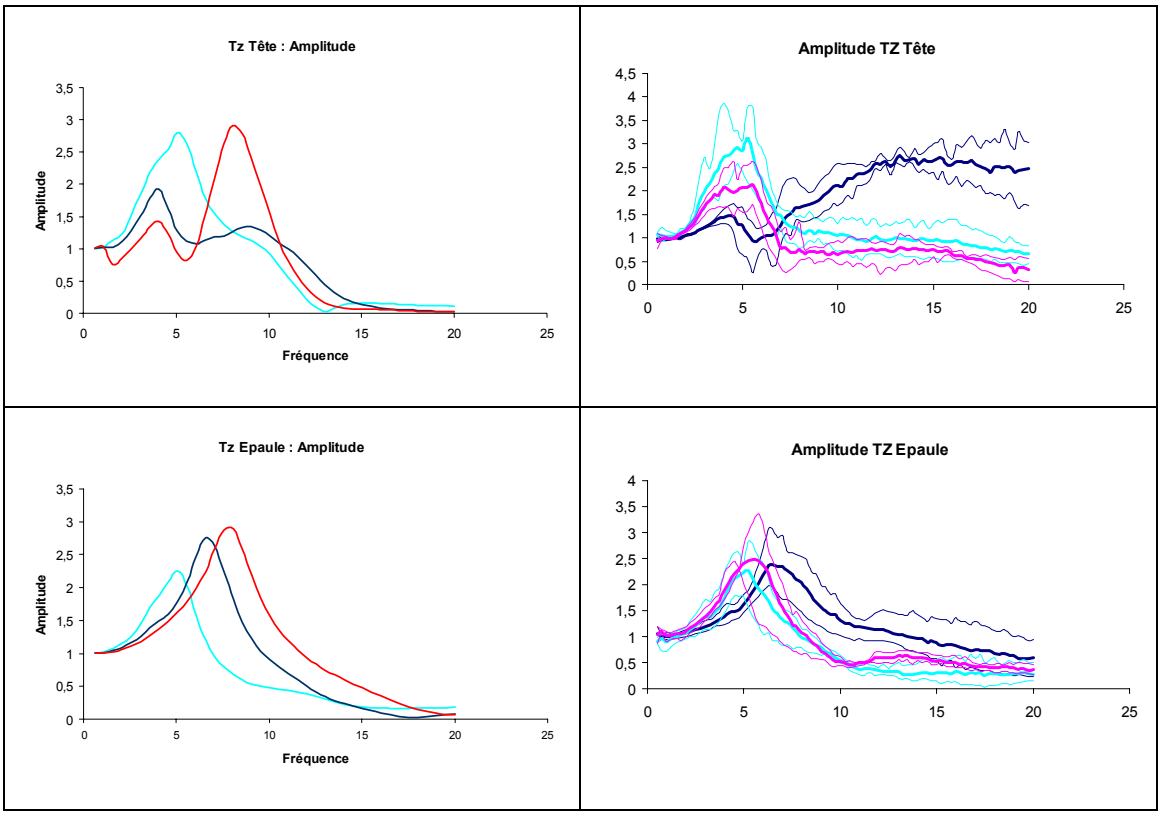


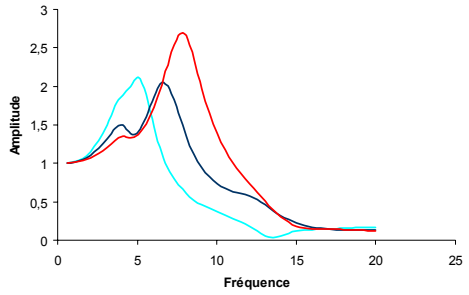
Figure 148: Moyenne et corridor expérimental de l'amplitude de la masse apparente normalisée mesurée sur les quatre sujets.

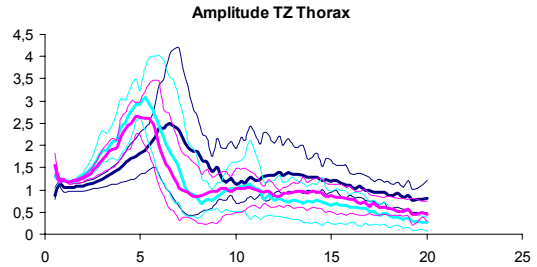
Posture assis relâché sans dossier
Posture assis redressé sans dossier
Posture avec dossier 100°

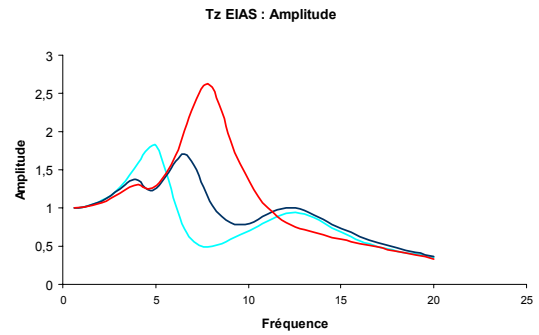
La réponse verticale du modèle est dominée par les résonances de la masse apparente. L'évolution des transmissibilités verticales avec le changement de posture est similaire à celle de la masse apparente. La fréquence de la résonance principale est plus élevée pour les postures avec dossier, et elle augmente avec l'accroissement de l'angle que fait le dossier avec la verticale. La fréquence des deux autres résonances n'est pas affectée par le changement de posture.

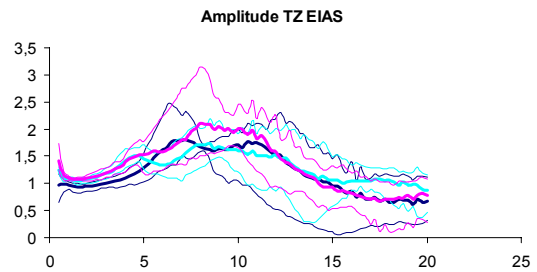
L'amplitude de la transmissibilité varie différemment pour chacun des segments (fig. 149). Lorsque la transmissibilité n'est marquée que par la résonance principale -- épaules, T7, C7--, on observe une augmentation de l'amplitude à la résonance, et après la résonance pour les postures avec dossier. Plus l'angle entre le dossier et la verticale est grand, plus l'amplitude augmente. Lorsque la réponse est marquée par la résonance principale et la troisième résonance de la masse apparente – thorax, EIAS, abdomen, L3 --, l'amplitude de ces résonances, qui se superposent pour les postures sans dossier, diminue légèrement pour la posture avec dossier. L'amplitude de la résonance principale augmente lorsque l'on accroît l'angle dossier. L'amplitude après la résonance principale augmente entre la posture sans dossier et avec dossier 100°. La transmissibilité de la tête diffère des autres ; c'est la seule réponse pour laquelle l'amplitude à la troisième résonance de la masse apparente diminue avec la présence d'un dossier. Cette diminution s'accroît avec l'augmentation de l'angle dossier. L'amplitude de la transmissibilité augmente après la résonance, pour les postures 100° et 110°.

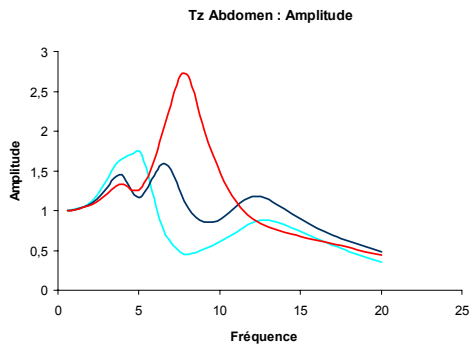


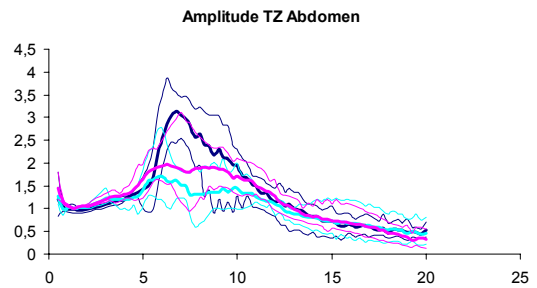

Tz Thorax : Amplitude
Amplitude
Fréquence

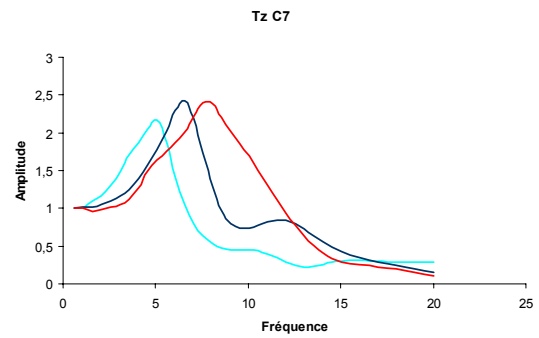

Amplitude TZ Thorax

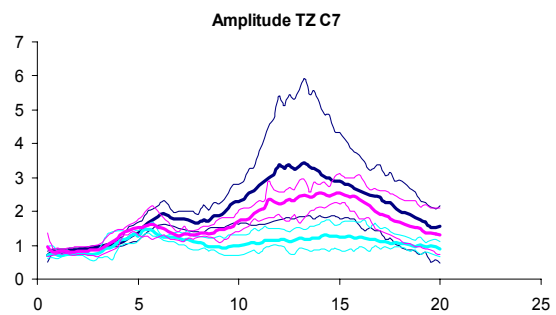

Tz EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence


Amplitude TZ EIAS


Tz Abdomen : Amplitude
Amplitude
Fréquence


Amplitude TZ Abdomen


Tz C7
Amplitude
Fréquence


Amplitude TZ C7

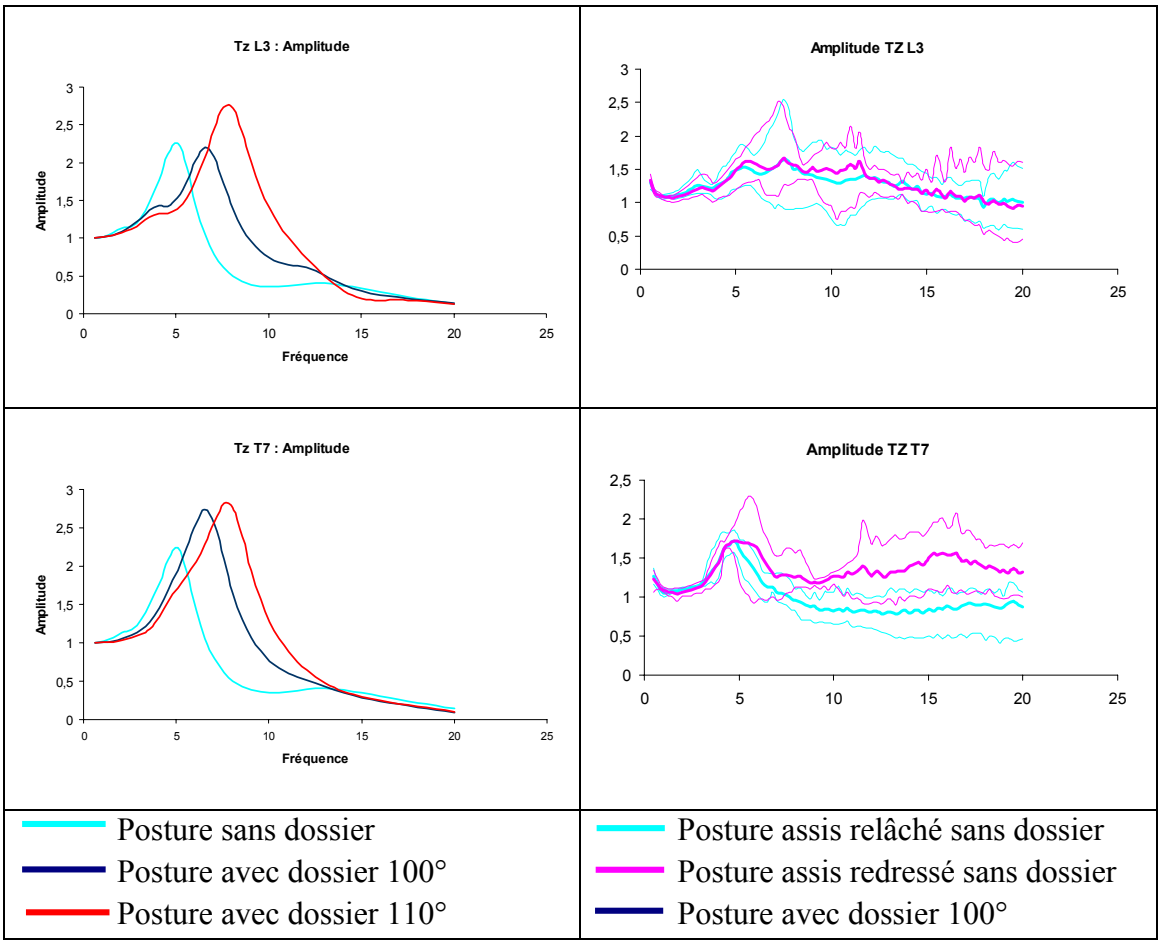
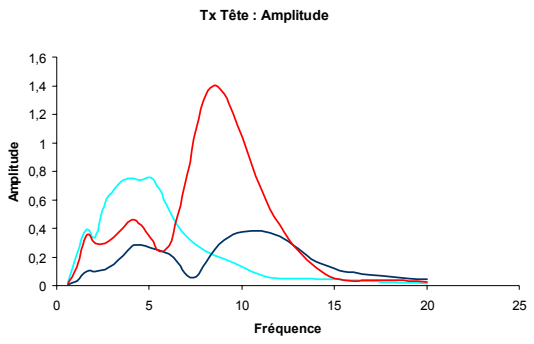


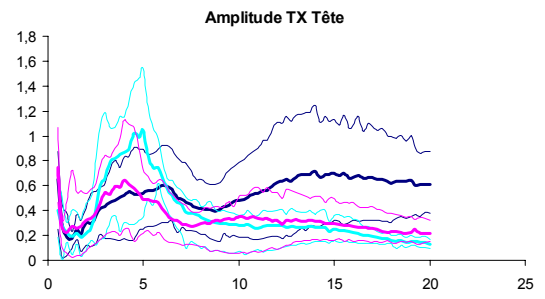
Figure 149: Influence de la posture sur les transmissibilités verticales du modèle et des sujets mesurés.

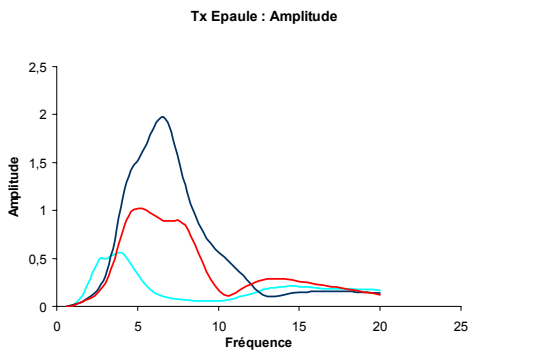
La présence d'un dossier augmente l'amplitude des mouvements antéro-postérieurs de la partie supérieure du tronc (fig. 150). Ce phénomène est très visible sur les courbes de transmissibilité du thorax, des épaules, de C7 et de T7. On peut voir que plus le dossier est incliné par rapport à la verticale, moins l'amplification est importante. Sur les courbes expérimentales, on peut observer le même phénomène. On notera cependant que les écarts sont plus faibles.

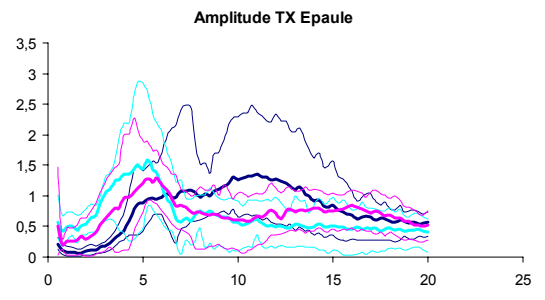
Pour la partie inférieure du tronc, la présence d'un dossier entraîne une atténuation de la transmission des vibrations avant 5 Hz, liée à la diminution de l'amplitude à la première résonance vers 4Hz, puis on constate une amplification du mouvement après la résonance. Cette tendance est visible sur les courbes de transmissibilité de l'abdomen et des EIAS.

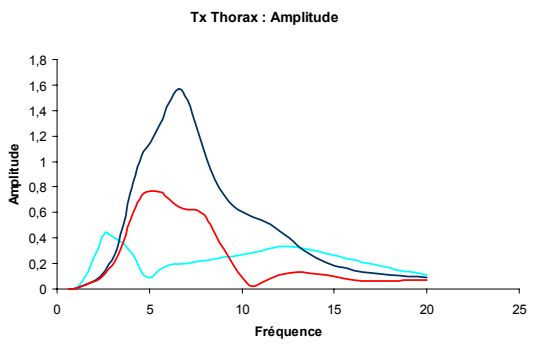
Enfin, la vertèbre L3 présente la même allure de réponse pour les trois postures. On notera que l'ajout d'un dossier entraîne une diminution de l'amplitude sur l'ensemble de la plage de fréquences. L'amplitude diminue avec l'augmentation de l'inclinaison du dossier, sauf à la résonance principale de la masse apparente.

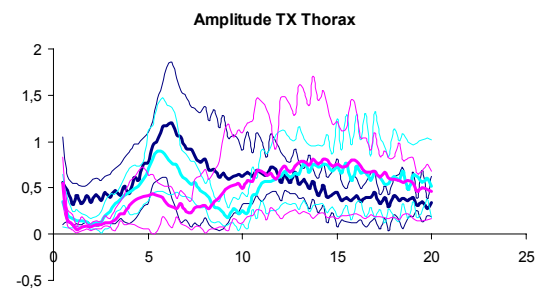

Tx Tête : Amplitude
Amplitude
Fréquence

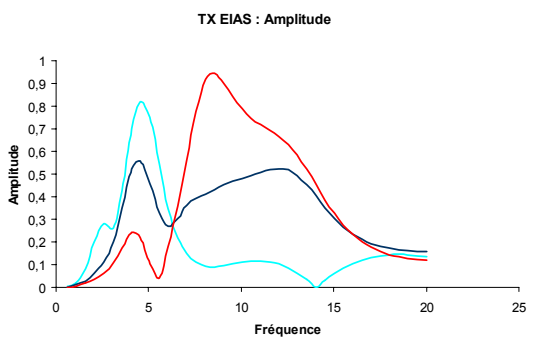

Amplitude TX Tête

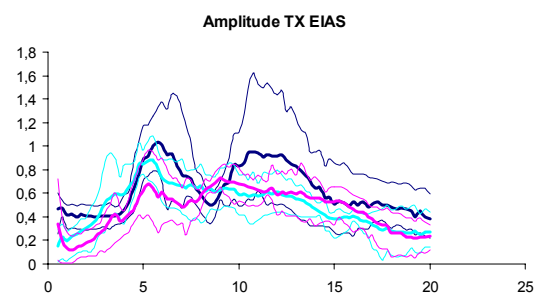

Tx Epaule : Amplitude
Amplitude
Fréquence


Amplitude TX Epaule


Tx Thorax : Amplitude
Amplitude
Fréquence


Amplitude TX Thorax


TX EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence


Amplitude TX EIAS

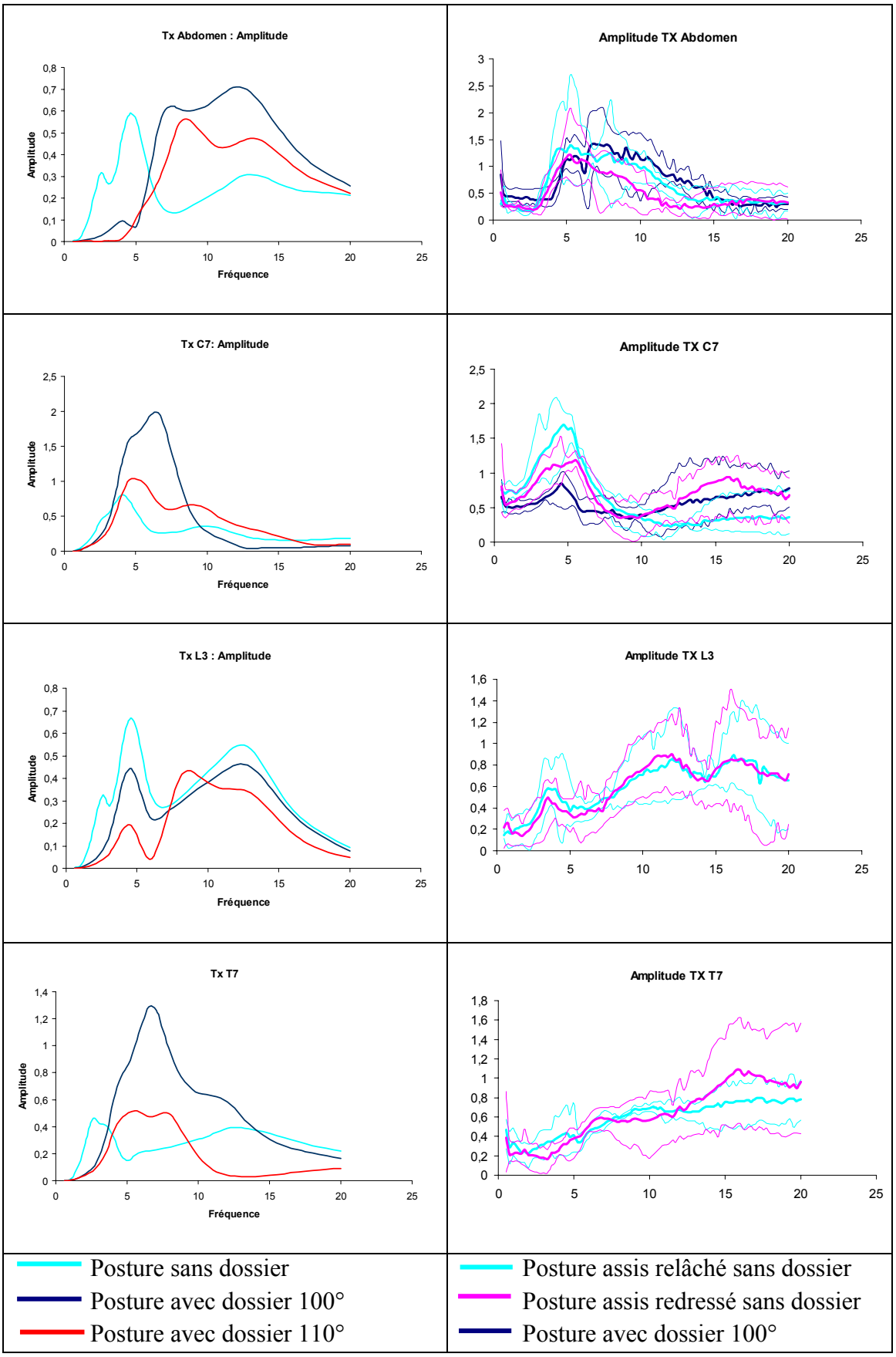


Figure 150: Influence de la posture sur les transmissibilités antéro-postérieures du modèle et des sujets mesurés.

Le modèle est en mesure de reproduire l'influence de certaines conditions extérieures sur la réponse du sujet. Il a été montré que la présence d'un dossier se traduit, sur le comportement du corps humain, par un accroissement de la fréquence de résonance principale et une augmentation de la masse apparente après la résonance [FAI89]. Il a aussi été montré que certains mouvements sont amplifiés par la présence d'un dossier : la transmissibilité verticale des vertèbres lombaires à la résonance augmente de 10% [ELK98a] [ELK98b], l'amplitude de rotation du bassin augmente de 50% vers 10-15 Hz [MAN97b], et la transmissibilité verticale de la tête de 60% à la résonance [PAD88a]. Si le modèle ne reproduit pas exactement ces changements, il montre que la réponse est très sensible à l'orientation du dossier. On peut en effet observer des écarts d'amplitude dépassant 50% pour certaines transmissibilités entre la posture 100° et 110°. L'analyse de l'influence du dossier peut conduire à des conclusions opposées suivant l'inclinaison de ce dossier. En effet, dans un cas l'amplitude de la masse apparente à la résonance diminue, alors que dans l'autre elle augmente. Cette variabilité peut expliquer certaines contradictions de la littérature [MAG93].

L'étude de la réponse du modèle dans différentes postures met en avant l'existence de deux modes superposés à la résonance principale de la masse apparente pour la posture sans dossier. Ces deux modes sont distincts pour les postures avec dossier. Ce phénomène montre un effet de seuil de l'orientation du dossier sur la réponse. L'amplitude de la masse apparente commence par décroître à la résonance principale du fait de la séparation des modes, puis augmente à partir d'une certaine valeur d'angle dossier. Les résultats expérimentaux sur siège rigide tendent à accréditer cette hypothèse. En effet, on observe le dédoublement de la résonance principale de la masse apparente pour la posture avec dossier. Il serait maintenant nécessaire d'étudier l'influence de l'orientation du dossier sur un panel de sujets.

Enfin, la présence d'un dossier augmente la rotation du tronc autour de l'axe coxo-fémoral, à la résonance principale. Cela se traduit par des transmissibilités antéro-postérieures plus élevées pour la posture avec dossier que pour la posture sans dossier. C'est aussi notable sur la déformée du mode principal. Là encore, il existe probablement un effet de seuil, car ce n'est plus vrai pour la posture 110°. Les transmissibilités antéro-postérieures pour la posture 110° sont plus faibles que pour la posture 100°. Le mode principal en posture 110° est dominé par un mouvement vertical de l'ensemble du tronc, la rotation du tronc est très faible. Des investigations supplémentaires sont nécessaires pour comprendre la modification de la réponse du modèle associée à un changement postural.

III.2.2 Influence du stimulus

Les expérimentations réalisées vont nous permettre d'étudier l'influence de l'amplitude du stimulus sur la réponse d'un sujet aux vibrations verticales, la linéarité du modèle ne nous permettant pas de réaliser une telle étude par la simulation. Les

sujets sont soumis à une accélération sinusoïdale d'amplitude 1 ms^{-2} et 2 ms^{-2} pour les trois postures étudiées.

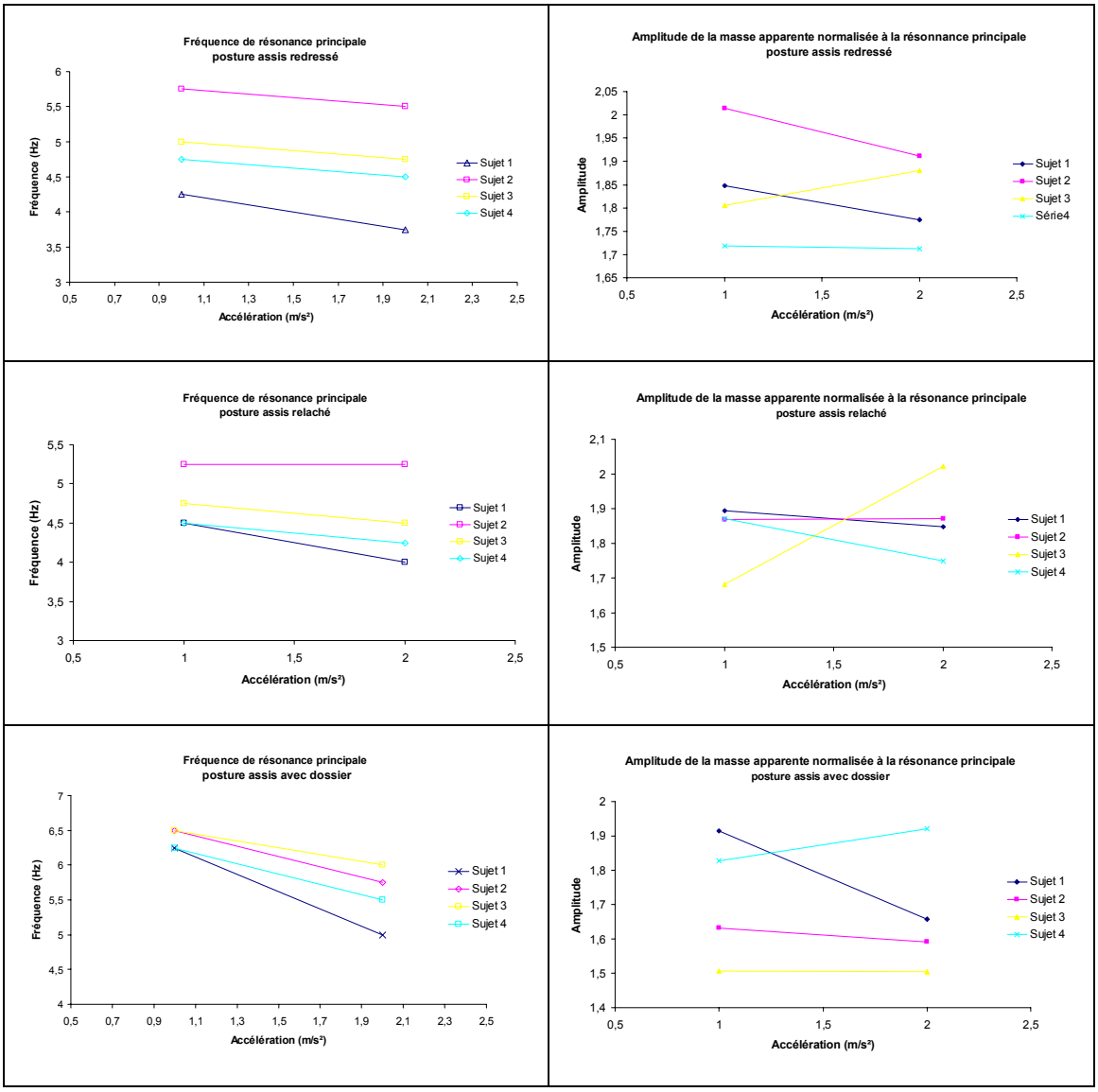


Figure 151: Influence de l'amplitude du stimulus sur les fréquences de résonances et l'amplitude de la masse apparente des sujets mesurés.

La fréquence de la résonance principale de la masse apparente diminue pour tous les sujets lorsque l'amplitude du stimulus augmente (fig. 151). Cette observation est vraie pour chaque posture. La non linéarité de la réponse du corps humain par rapport au stimulus a été rapportée pour différents niveaux d'accélération variant entre 0,25 ms^{-2} et 3ms^{-2} [HIN87] [FAI89] [SMI94a]. Ce comportement est attribué aux variations de la masse du corps en mouvement à la résonance, et aux variations de la rigidité du système. On ne constate aucune tendance pour l'amplitude de la masse apparente à la première résonance. Sur ce dernier point, nos résultats ne sont pas en accord avec certains résultats publiés qui montrent un accroissement de l'amplitude à la résonance avec l'augmentation de l'amplitude du stimulus [MAN00] [HOL00].

Dans cette campagne de mesures, comme dans certaines études publiées, l'amplitude du stimulus n'a pas d'influence claire sur les fréquences et amplitudes des deux autres résonances principales. L'analyse des transmissibilités ne permet pas non plus de dégager de tendance, en dehors de celles déjà observées pour la résonance principale.

III.2.3 Influence de la morphométrie

Des études ont été menées pour tenter de corréler les caractéristiques de la réponse d'un sujet aux vibrations avec certaines de ses caractéristiques anthropométriques. Il apparaît qu'aucune corrélation n'a pu être établie entre les caractéristiques classiques (poids, stature, longueur des membres…) et les paramètres mécaniques de la réponse du sujet. Il est intéressant d'étudier l'influence de paramètres anthropométriques moins conventionnels. Pour modifier l'anthropométrie du modèle nous avons utilisé le krigeage, qui nous permet facilement d'accéder aux informations recherchées.

A titre d'exemple et de test de faisabilité, nous avons étudié l'influence d'un accroissement du volume abdominal du modèle sur sa réponse aux vibrations verticales. L'étude a été menée pour deux postures, la posture sans dossier et la posture avec dossier à 100°.

Le tableau qui suit récapitule les fréquences propres du modèle pour les deux morphométries et les deux postures.

	A	B	C	D	E	F	G	H
90	1,336	2,438	3,968	5,053	9,867	11,617	13,306	13,572
90 gros	1,375	2,452	4,08	4,995	9,656	11,23	13,344	13,756
100	1,427	5,324	4,11	6,567	9,176	11,255		12,977
100 gros	1,429	5,345	4,236	6,602	8,684	10,126		12,933

Tableau 29 : Fréquences propres du modèle pour les deux morphométries et deux postures.

L'accroissement du volume abdominal du modèle a peu d'influence sur sa réponse en posture assis sans dossier. On constate en effet (tab.29) que les fréquences propres sont quasiment les mêmes pour les deux anthropométries.

Il y a très peu d'écart entre les amplitudes de réponse, aussi bien pour la masse apparente, que pour les transmissibilités verticales et antéro-postérieures. Les seules différences interviennent pour la transmissibilité de l'abdomen et des EIAS.

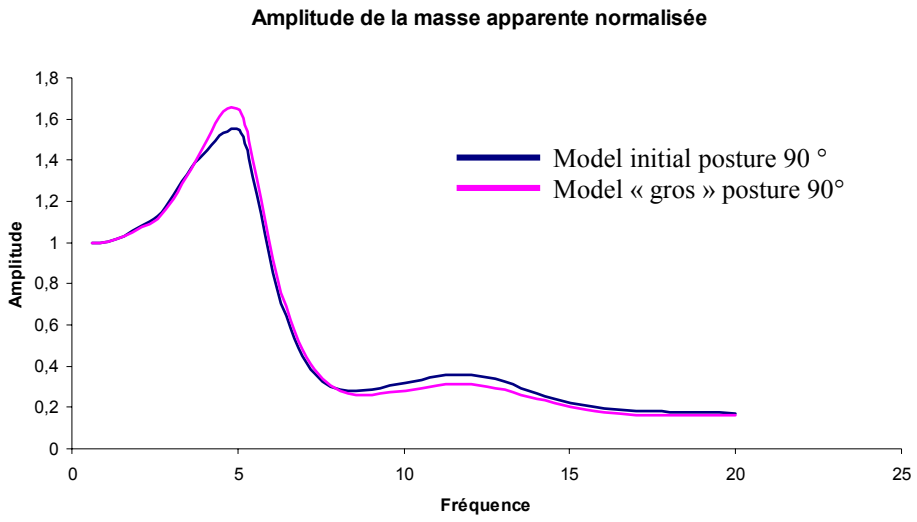


Figure 152: Influence de la morphométrie sur l'amplitude de la masse apparente du modèle pour la posture 90°.

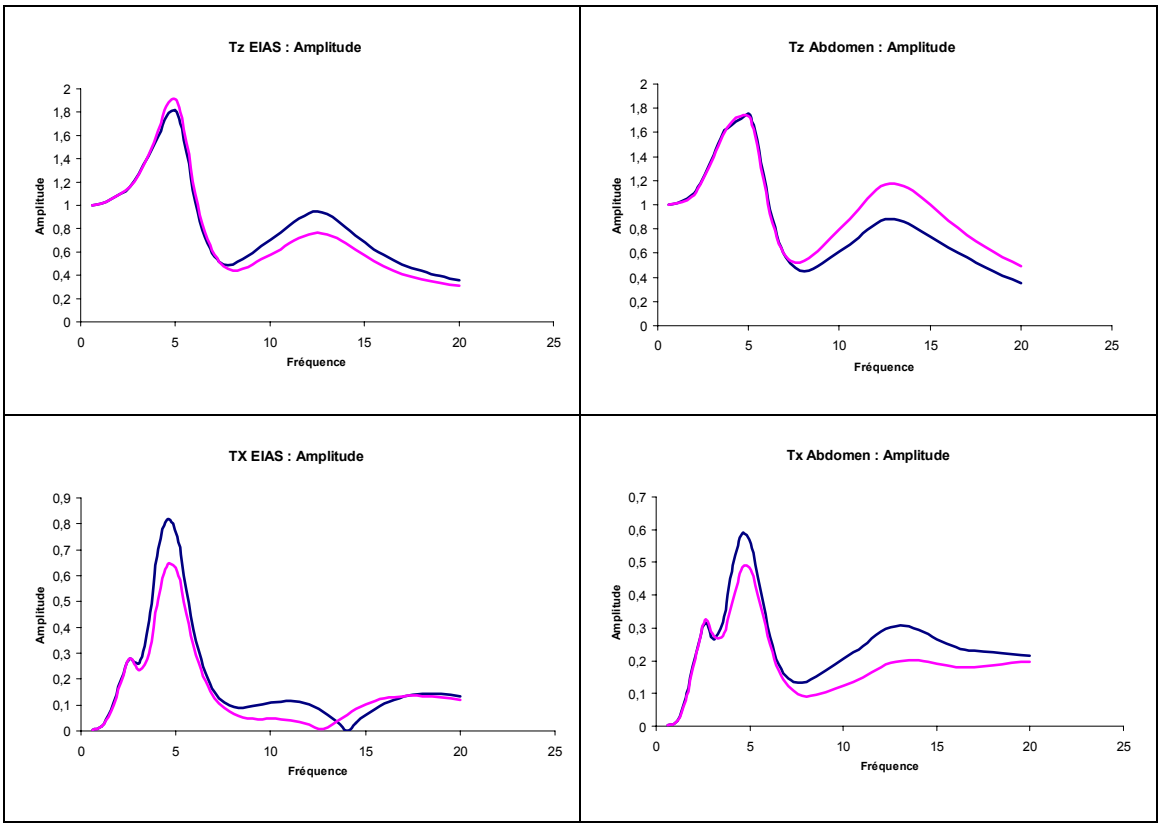


Figure 153: Influence de la morphométrie sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle pour la posture 90°.

L'accroissement du volume abdominal du modèle entraîne, pour la posture sans dossier, une augmentation de l'amplitude de la transmissibilité verticale de l'abdomen à la seconde résonance ; et une diminution de l'amplitude de la transmissibilité antéro-postérieure de l'abdomen à la première et à la seconde résonance. On observe une

légère augmentation de l'amplitude de la transmissibilité verticale des EIAS à la première résonance, et une diminution de cette même amplitude à la seconde résonance. Dans la direction antéro-postérieure, l'amplitude de la transmissibilité des EIAS du modèle modifié est inférieure à celle du modèle initial. Enfin, l'amplitude de la masse apparente à la première résonance est plus élevée pour le modèle modifié que pour le modèle initial.

Pour la posture avec dossier, l'accroissement du volume abdominal entraîne une diminution de 10% environ de la fréquence de la troisième résonance principale. Ce décalage provoque une modification de l'amplitude de la masse apparente aux alentours de cette résonance. Les modes E et F se trouvent ainsi plus proches, et leur superposition entraîne une augmentation de l'amplitude de mouvement de certains segments pour les deux directions étudiées, c'est le cas de la tête et de l'abdomen. La transmissibilité des autres segments est assez peu affectée par le changement morphométrique. On notera simplement que les transmissibilités dont la forme est proche de celle de la masse apparente présentent les mêmes modifications que cette dernière. C'est le cas, par exemple, pour la transmissibilité des EIAS.

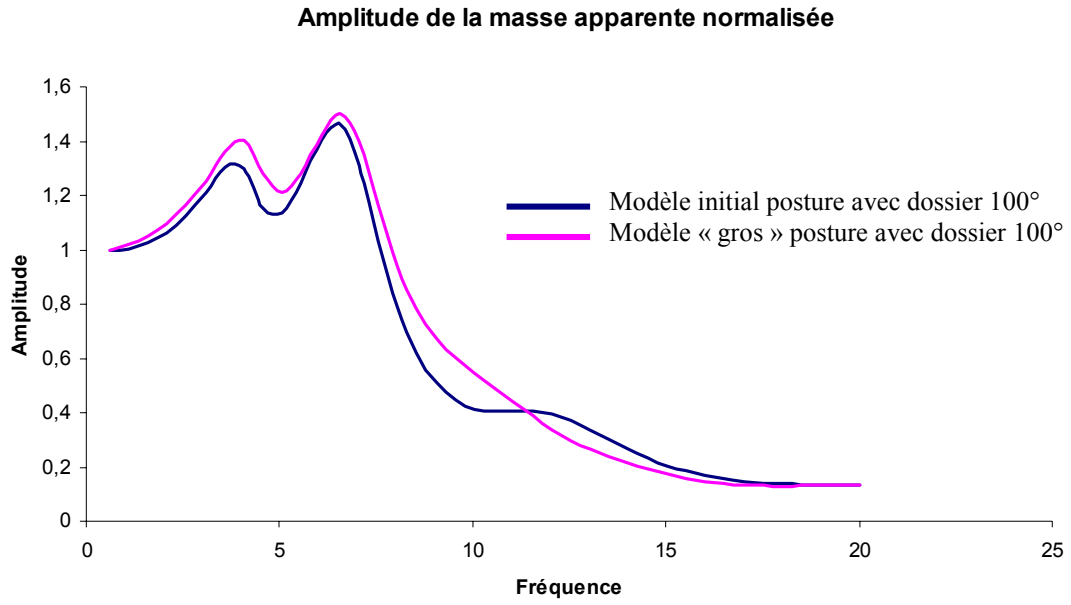


Figure 154: Influence de l'anthropométrie sur l'amplitude la masse apparente du modèle en posture 100°.

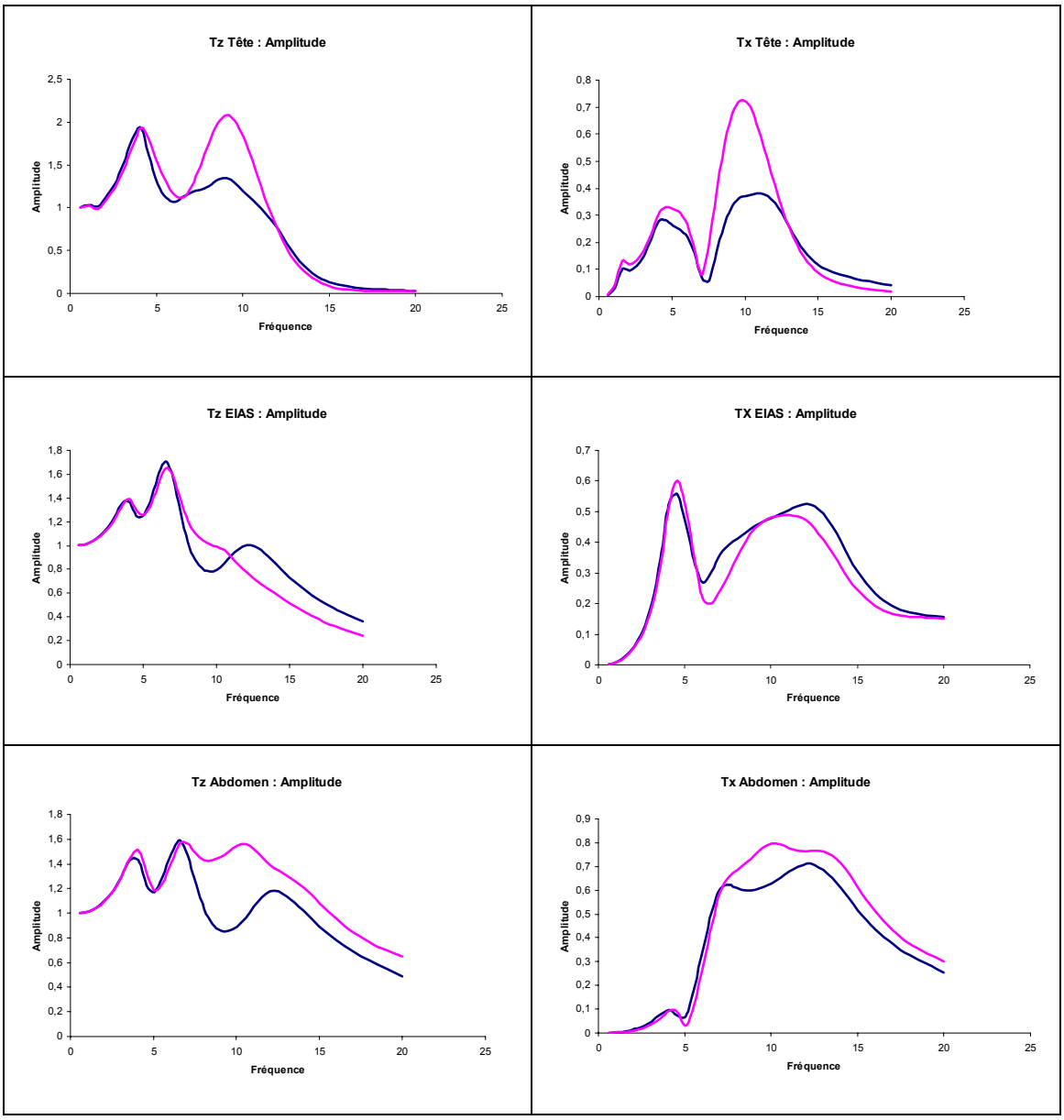


Figure 155: Influence de l'anthropométrie sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle en posture 100°.

III.2.4 Influence des caractéristiques mécaniques des tissus mous

Si certaines grandeurs anthropométriques ont une influence sur la réponse du corps humain aux vibrations, les caractéristiques mécaniques des tissus peuvent aussi jouer un rôle important. La modélisation par éléments finis présente un avantage considérable sur l'expérimentation et sur des modélisations plus simples de type masse ressort : elle permet de modifier à volonté les caractéristiques mécaniques de chaque élément du modèle et d'en étudier l'influence, chose qui serait naturellement impossible avec un panel de sujets. On peut penser *a priori* que la rigidité plus ou moins grande des tissus mous du corps humain joue un rôle dans sa réponse aux vibrations. Dans cette partie, nous allons évaluer l'impact d'une modification de la rigidité de différentes zones de tissus mous sur la réponse du modèle. Nous ferons varier la rigidité de chaque

zone séparément afin d'isoler la réponse de chaque paramètre, bien que cela ne soit pas forcément très réaliste.

Nous avons étudié l'influence de la rigidité des tissus mous pour la posture sans dossier. Seule l'influence de la rigidité des muscles du thorax a été étudiée pour une posture avec dossier.

III.2.4.1 Disques intervertébraux

La modification de la rigidité des disques intervertébraux aux niveaux lombaire, thoracique, et cervical, n'a pas d'influence sur la réponse du modèle. Les figures qui suivent (fig. 156, fig.157) montrent que les courbes de masse apparente sont parfaitement superposées, quelle que soit la rigidité appliquée aux disques. On n'observe pas non plus d'influence sur les transmissibilités. Ce résultat montre que la souplesse du rachis n'a pas d'influence significative sur la réponse globale aux vibrations.

D'après El'Khatib [ELK98a] [ELK98b], les disques intervertébraux ne se déforment pas sur la plage de fréquences étudiée, à l'exception de la charnière lombo-sacrée, dont la déformation contribue au second mode principal. En réalité, il existe de faibles déformations des disques [SAN87] [POP91] liées aux mouvements relatifs des vertèbres. Cependant, ces déplacements sont de très faible amplitude et ne sont pas affectés par le changement de rigidité.

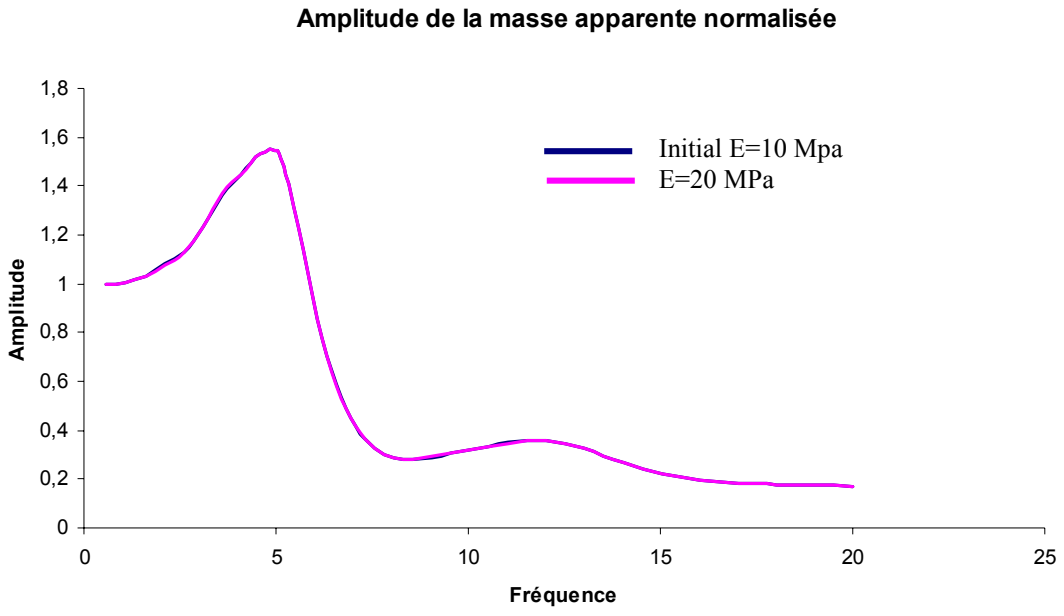


Figure 156: Influence de la rigidité des disques cervicaux sur la l'amplitude de la masse apparente du modèle en posture 90°.

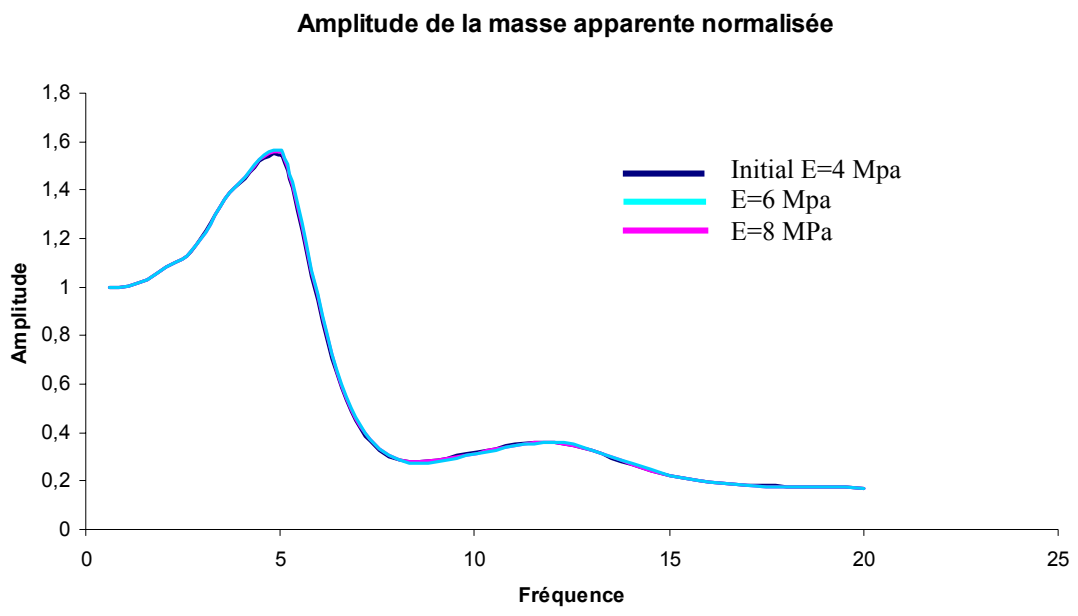


Figure 157: Influence de la rigidité des disques lombaires et thoraciques sur la masse apparente du modèle en posture 90°.

III.2.4.2 Muscles de l'abdomen

La rigidité de la ceinture abdominale a assez peu d'influence sur la réponse du modèle. On constate une légère baisse de l'amplitude de la masse apparente et des transmissibilités verticales à la première résonance, ainsi qu'une baisse de la seconde fréquence de résonance principale.

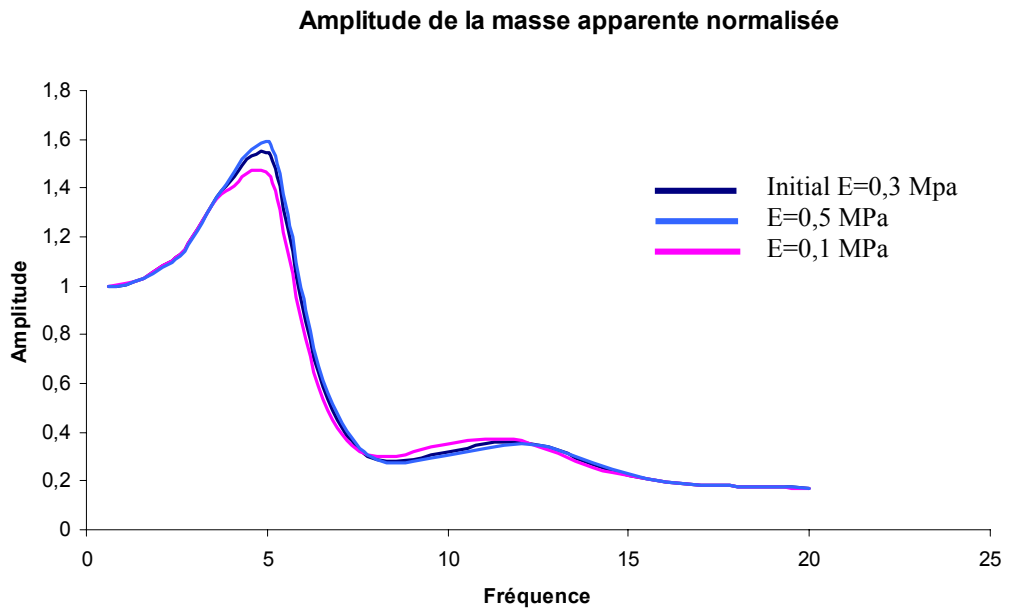


Figure 158: Influence de la rigidité des muscles abdominaux sur la masse apparente du modèle en posture 90°.

Les segments dont la réponse est la plus affectée par un changement de rigidité de la ceinture abdominale sont les EIAS et l'abdomen. La diminution de rigidité des muscles abdominaux se traduit par une baisse de l'amplitude à la seconde résonance, et une légère baisse de l'amplitude à la résonance principale pour la transmissibilité verticale de l'abdomen. A l'inverse, l'amplitude de la transmissibilité verticale des EIAS augmente à la seconde résonance. Pour la direction antéro-postérieure, on constate une augmentation de l'amplitude lorsque l'on diminue la rigidité.

Pour les autres segments, on ne constate aucune modification particulière lorsque l'on diminue la rigidité des muscles abdominaux, mises à part la légère baisse d'amplitude de la transmissibilité verticale à la résonance principale et la faible augmentation de l'amplitude de transmissibilité dans la direction antéro-postérieure.

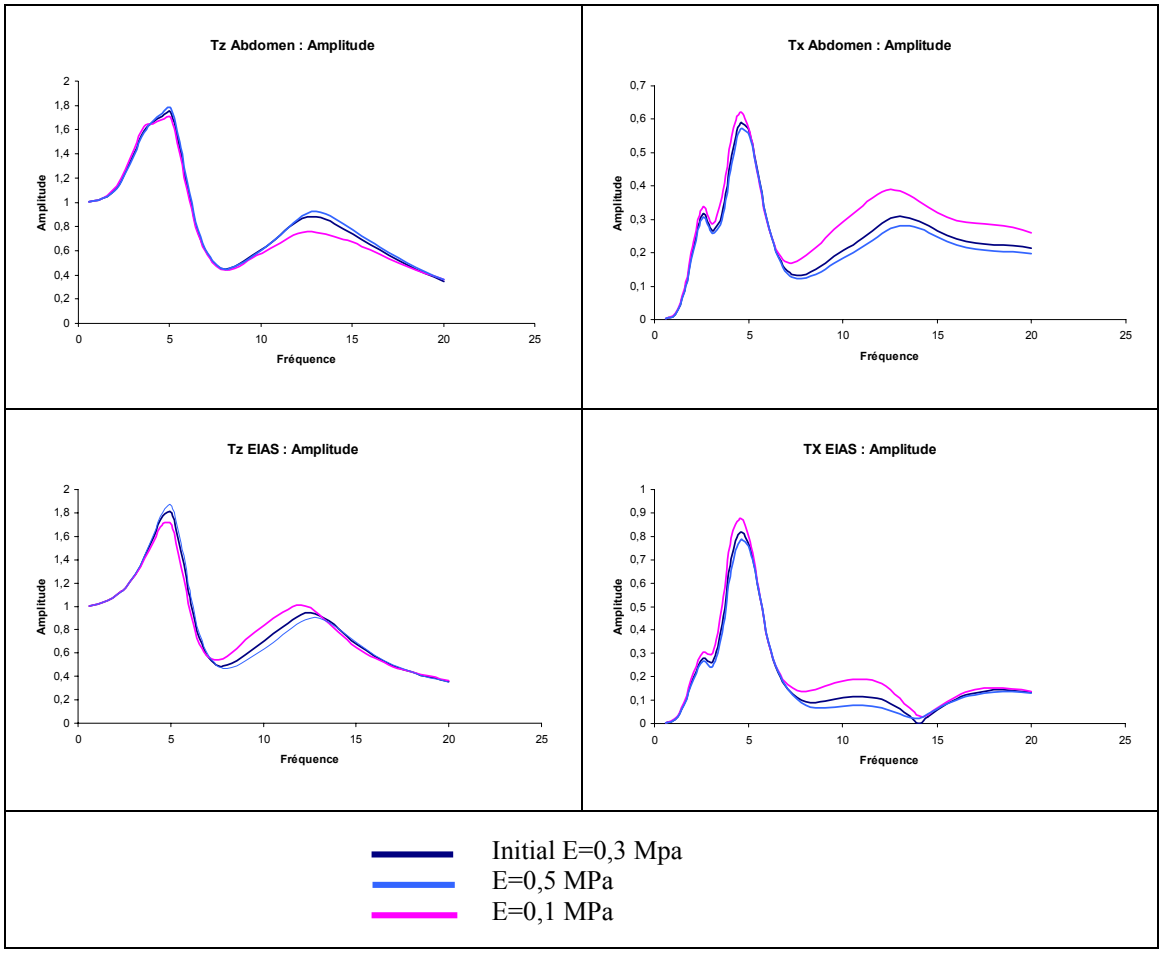


Figure 159 : Influence de la rigidité des muscles abdominaux sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle en posture 90 °.

III.2.4.3 Viscères

La rigidité des viscères a une influence sur les fréquences propres du modèle. On constate que les résonances principales de la masse apparente se décalent vers la gauche lorsque l'on diminue la rigidité des viscères du modèle. La baisse de la fréquence de résonance principale s'accompagne d'une diminution de l'amplitude de la masse

apparente à cette fréquence. L'amplitude de la masse apparente à la seconde résonance reste la même.

La troisième résonance de la masse apparente n'est pas affectée par un changement de rigidité des viscères. La fréquence et l'amplitude restent les mêmes.

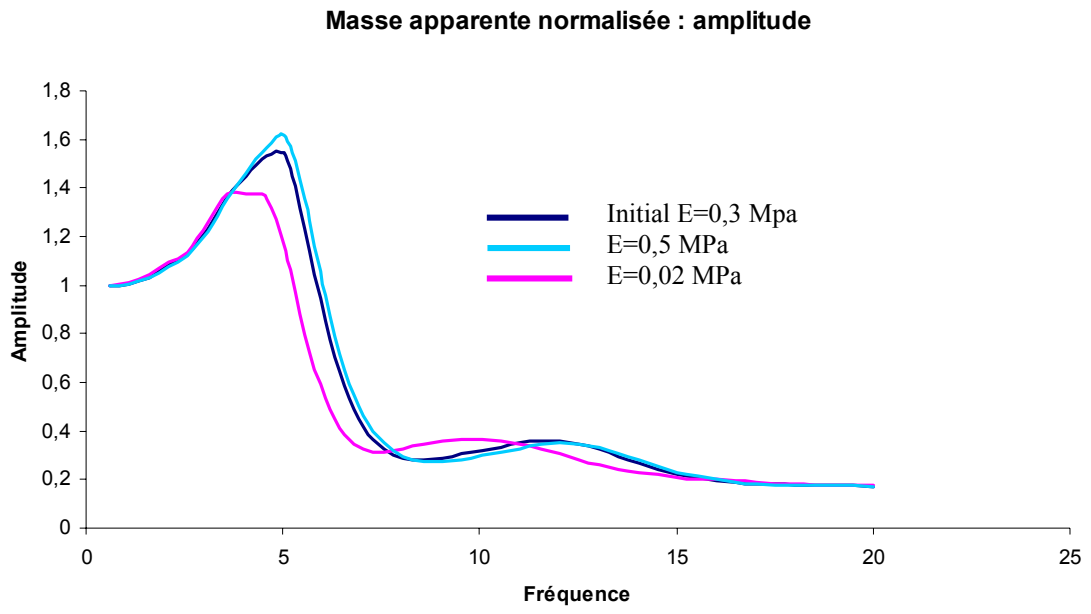
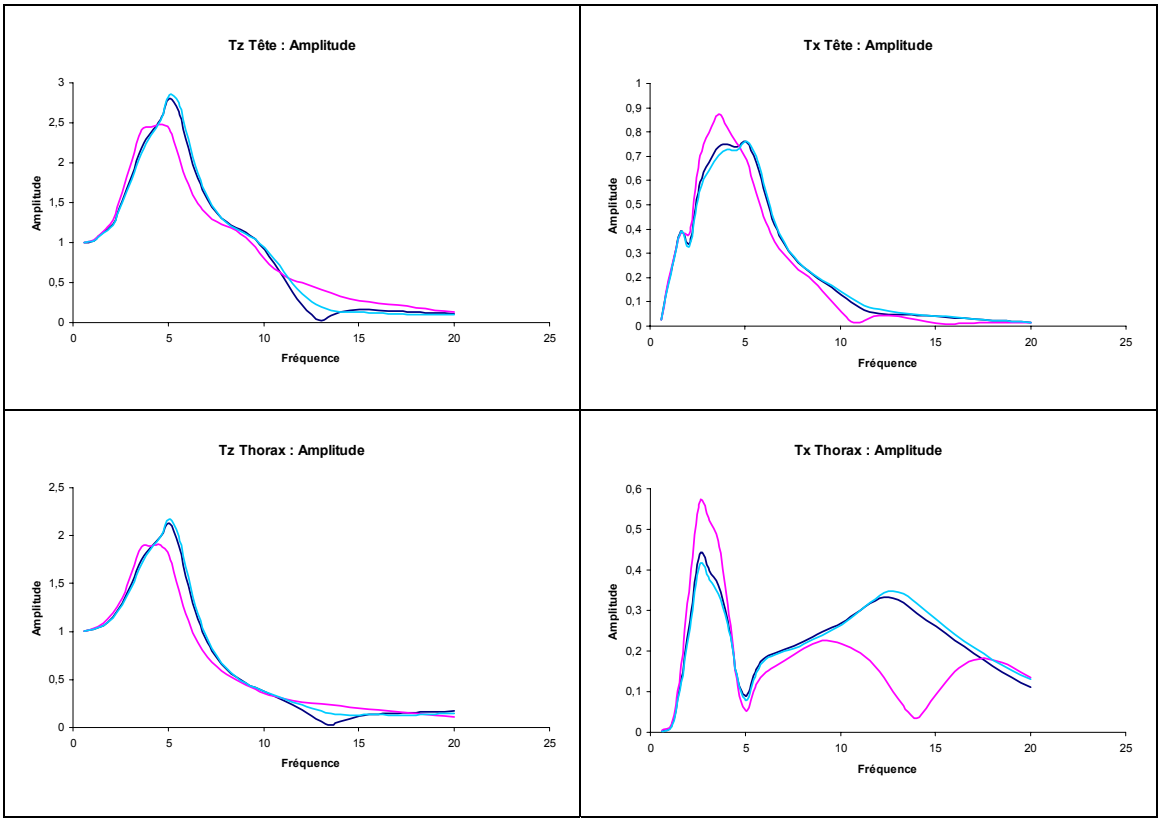
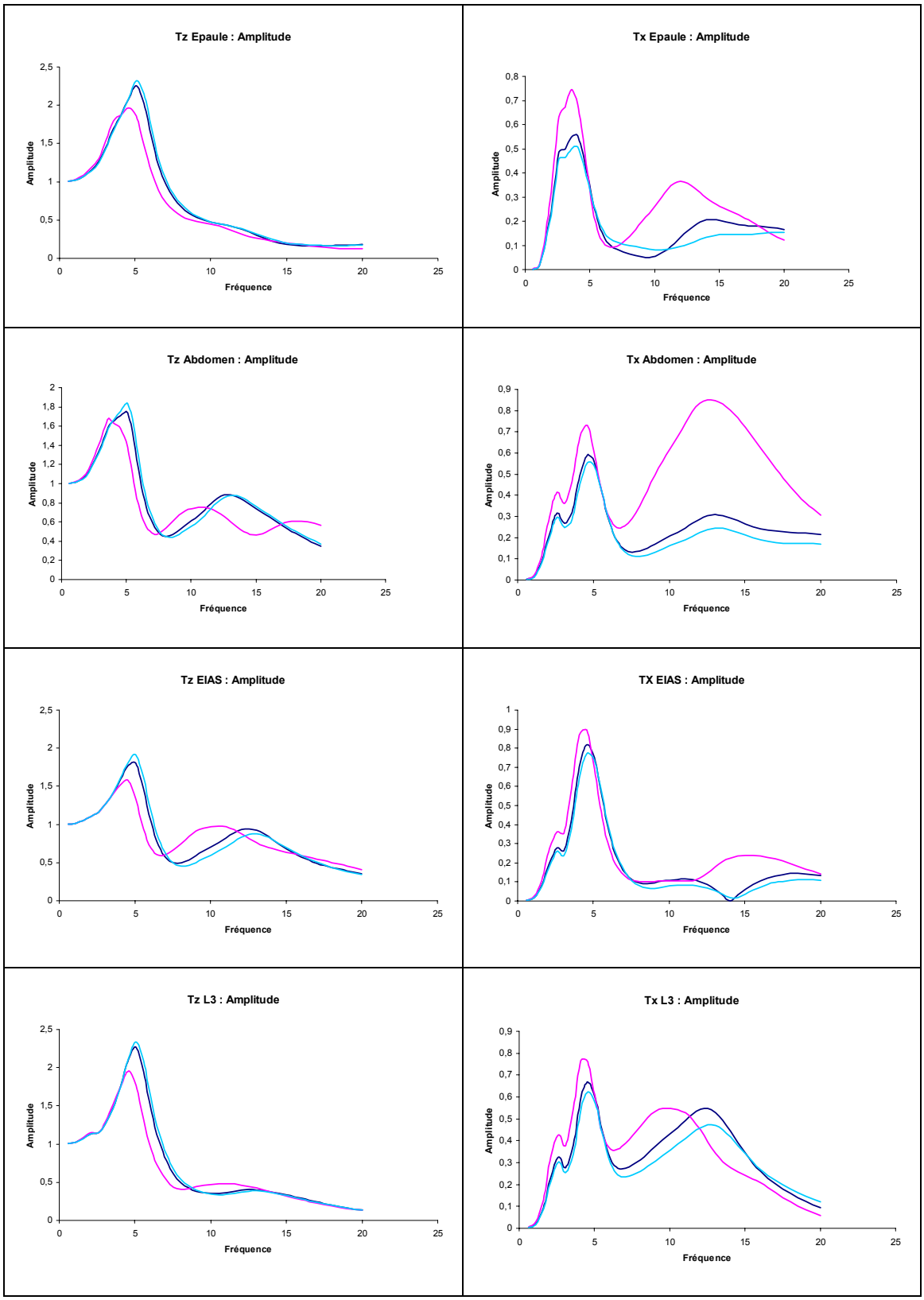


Figure 160 : Influence de la rigidité des viscères sur l'amplitude de la masse apparente du modèle en posture 90°.




Tz Epaule : Amplitude
Tx Epaule : Amplitude
Tz Abdomen : Amplitude
Tx Abdomen : Amplitude
Tz EIAS : Amplitude
TX EIAS : Amplitude
Tz L3 : Amplitude
Tx L3 : Amplitude
Amplitude
Fréquence

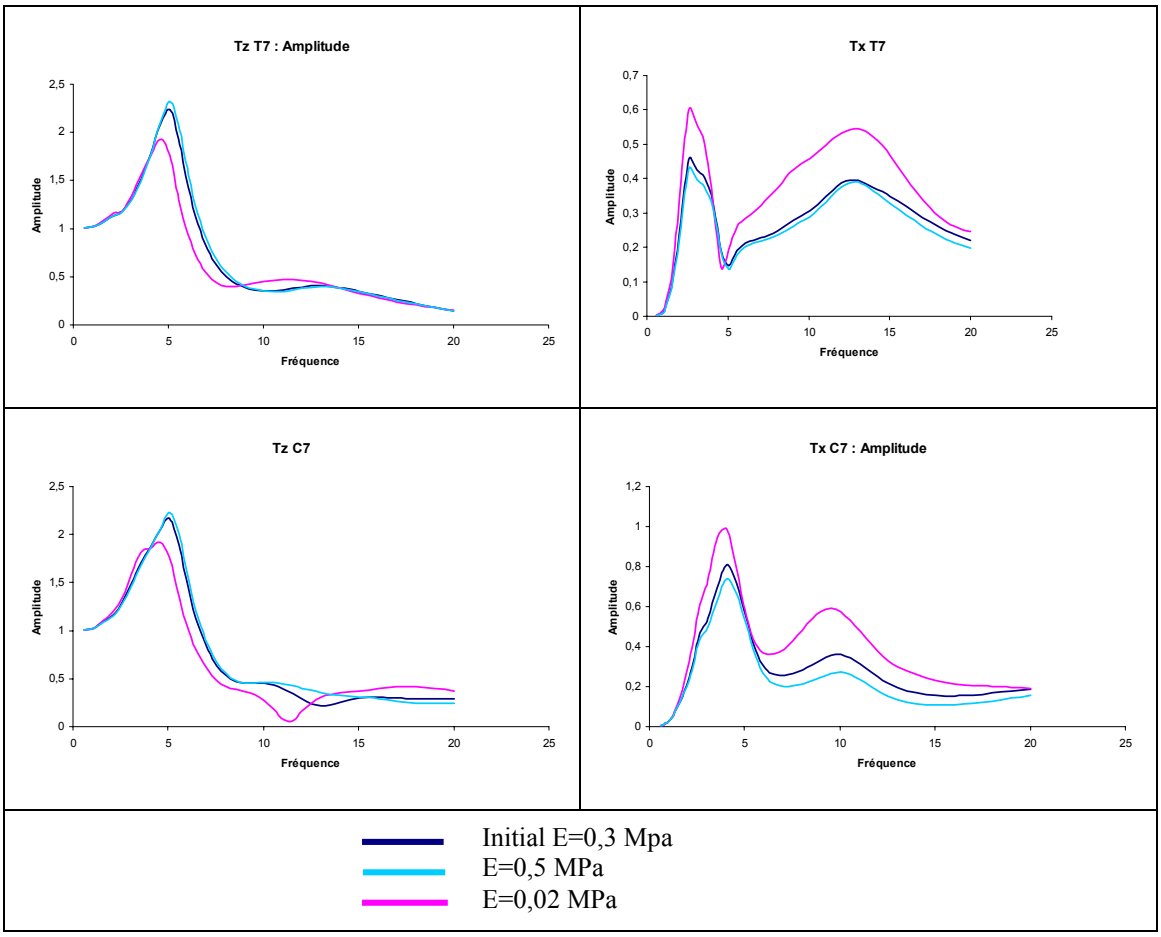


Figure 161: Influence de la rigidité des viscères sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle en posture 90°.

Pour ce qui concerne la transmissibilité verticale des différents segments, les remarques sont les mêmes que celles faites pour la masse apparente. On notera toutefois que l'amplitude à la seconde résonance de l'abdomen diminue lorsque l'on diminue la rigidité des viscères, tandis que celle des EIAS augmente.

L'amplitude de la transmissibilité antéro-postérieure de tous les segments a plutôt tendance à augmenter aux résonances principales lorsque l'on diminue la rigidité des viscères. Cette augmentation est particulièrement importante pour l'abdomen à la seconde résonance.

III.2.4.4 Tissus mous fessiers

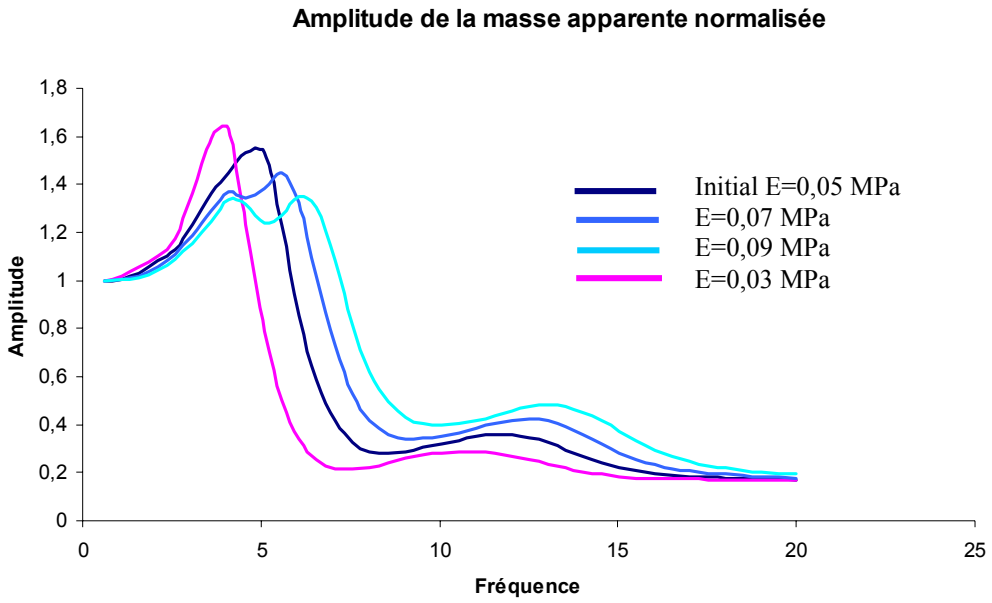


Figure 162: Influence de la rigidité des tissus mous fessier sur l'amplitude de la masse apparente du modèle en posture 90°.

La rigidité des tissus mous fessiers a une influence très importante sur la réponse du modèle. Les deux fréquences de résonance principale augmentent avec l'accroissement de leur rigidité. Ce décalage des résonances vers la droite s'accompagne d'une diminution de l'amplitude de la masse apparente à la première résonance, alors que l'amplitude de la masse apparente à la seconde résonance augmente. Comme pour le changement de posture, on observe le dédoublement de la résonance principale.

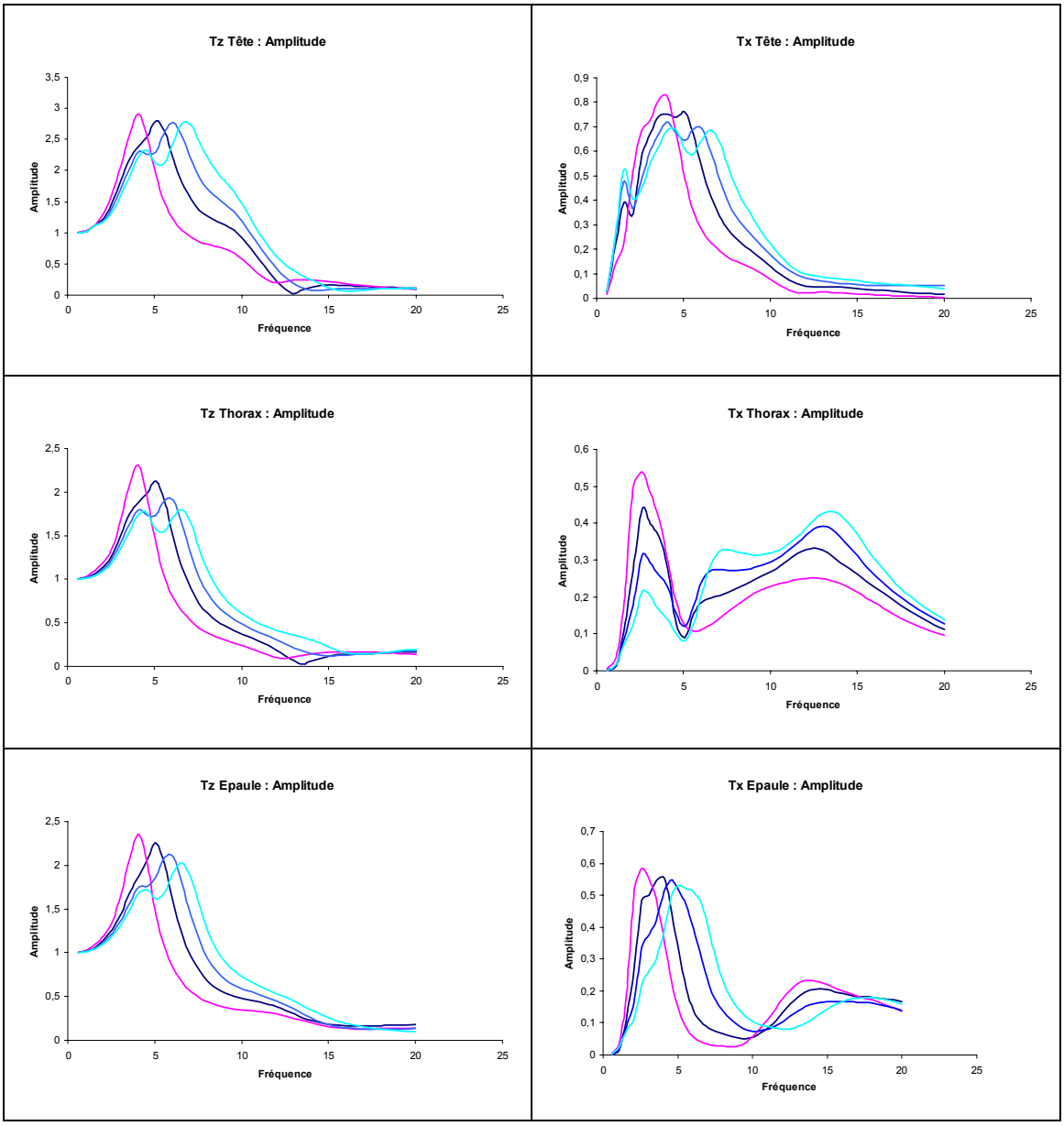
On constate la même influence sur les transmissibilités verticales. L'amplitude de la transmissibilité à la résonance principale a tendance à diminuer lorsque l'on rigidifie les tissus mous fessiers, et à augmenter après la résonance.

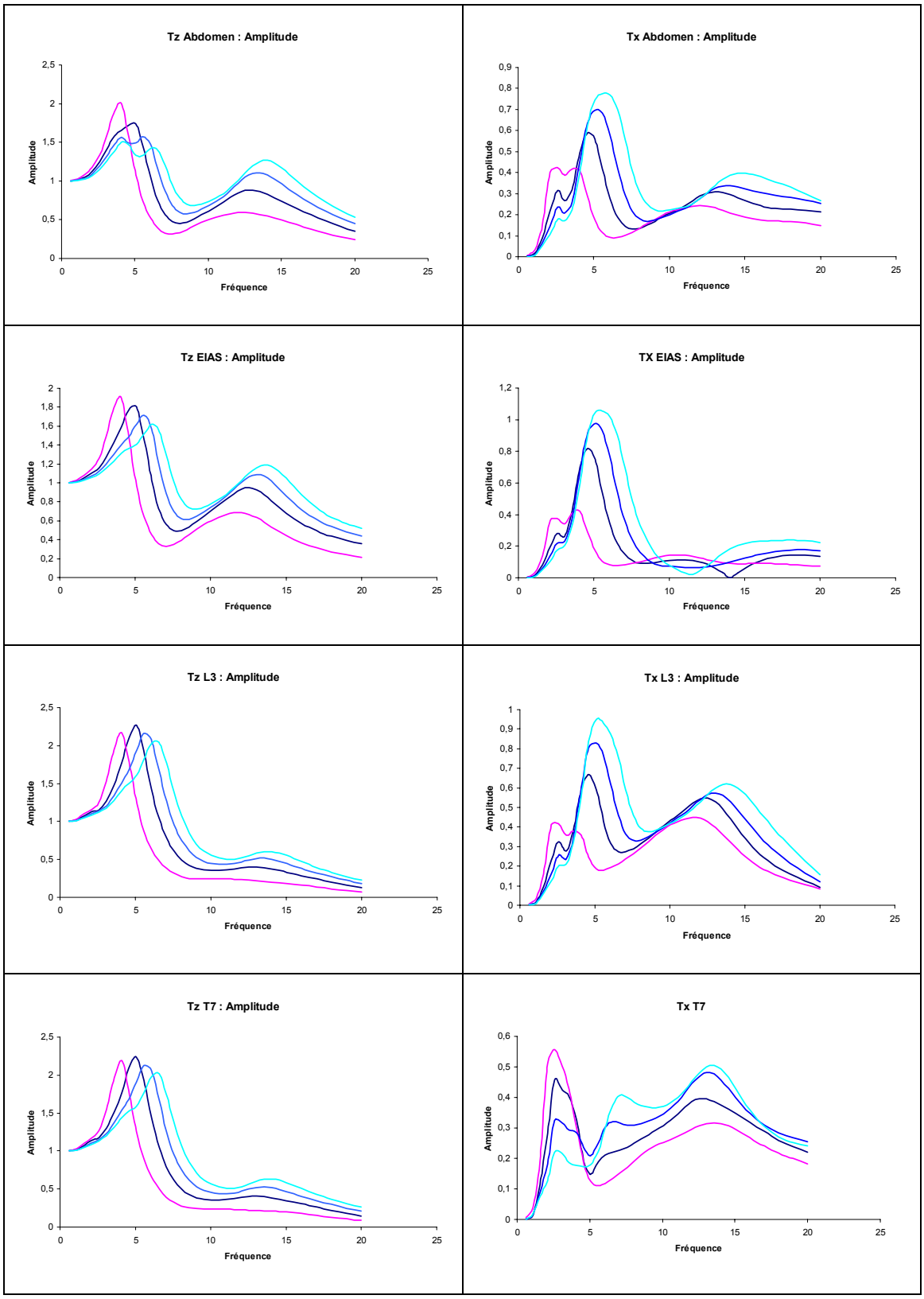
L'évolution du comportement dans la direction antéro-postérieure est assez différente. Pour la plupart des segments, la rigidification des tissus mous fessiers s'accompagne d'une augmentation de l'amplitude à la résonance principale, et après la résonance principale. Seules les transmissibilités de la tête et des épaules évoluent différemment, l'amplitude à la résonance principale diminuant avec l'accroissement de rigidité des tissus mous. Pour les épaules, on note une diminution de l'amplitude après la résonance principale. La fréquence des résonances secondaires qui apparaissent sur les courbes de transmissibilité antéro-postérieure ne sont pas modifiées. En revanche, l'amplitude de transmissibilité à ces fréquences diminue avec l'accroissement de rigidité.

Des résultats similaires ont été décrits par Kitazaki et Griffin [KIT97]. Dans leur modèle bidimensionnel du corps humain, les tissus fessiers sont modélisés par deux

poutres dont la rigidité axiale conditionne la fréquence de résonance principale. La multiplication de cette rigidité par un facteur 2 et 0,6 fait passer la fréquence de résonance principale de 5, à respectivement 5,25Hz, et 4,53 Hz. Le modèle de Belytchko et Al. [BEL78] présente le même comportement, avec un décalage de la résonance principale vers la droite lorsque la rigidité des tissus fessiers est augmentée. Aucun résultat n'a été publié sur l'influence que peuvent avoir des modifications de rigidité sur les autres résonances.

Il n'est pas surprenant qu'une modification de la rigidité des tissus mous fessiers entraîne une évolution de la fréquence et de l'amplitude de la résonance principale, puisque le mode propre associé à cette résonance est dominé par la déformation de ces mêmes tissus.




Tz Abdomen : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx Abdomen : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence
TX EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz L3 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx L3 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz T7 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx T7
Amplitude
Fréquence

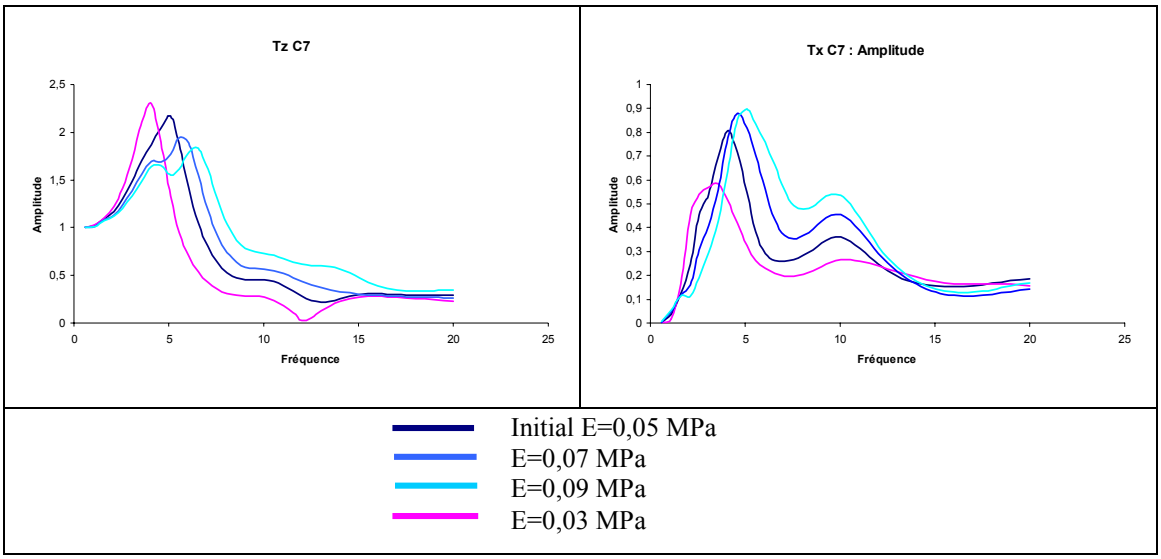


Figure 163: Influence de la rigidité des tissus mous fessiers sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle en posture 90°.

III.2.4.5 Muscles du thorax

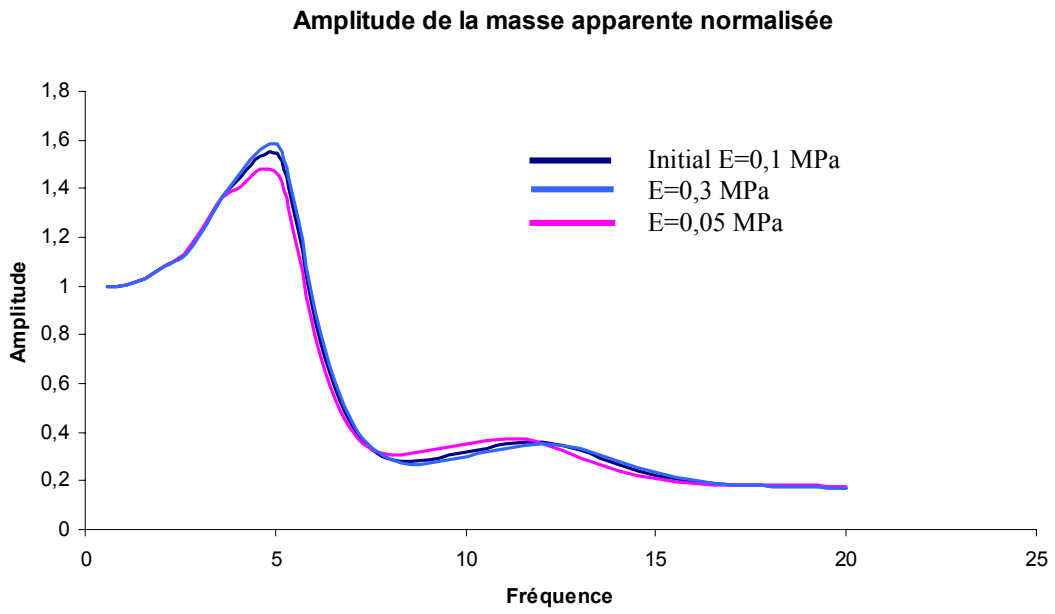


Figure 164 : Influence de la rigidité des muscles du thorax sur l'amplitude de la masse apparente du modèle en posture 90°.

La rigidité des muscles du thorax, qui enveloppent la cage thoracique, n'a que très peu d'influence sur la réponse du modèle en posture sans dossier. On note un léger décalage des résonances principales vers la gauche, qui s'accompagne d'une baisse de l'amplitude à la résonance principale lorsque l'on diminue la rigidité.

La modification de rigidité de ces tissus a beaucoup plus d'impact sur la réponse du modèle en posture avec dossier ; ce qui n'est pas étonnant, puisque la rigidité des muscles du dos va avoir une influence sur le contact entre le dossier et le modèle.

On peut observer sur la courbe d'amplitude de la masse apparente que la fréquence de la résonance principale augmente lorsque la rigidité des muscles du thorax augmente. L'amplitude de la masse apparente à la résonance principale diminue légèrement tant que les deux résonances principales ne sont pas superposées. On peut observer que la fréquence de la seconde résonance principale n'est pas modifiée. En revanche, cette résonance n'est plus visible lorsque la fréquence de la première résonance principale se rapproche de celle de la seconde.

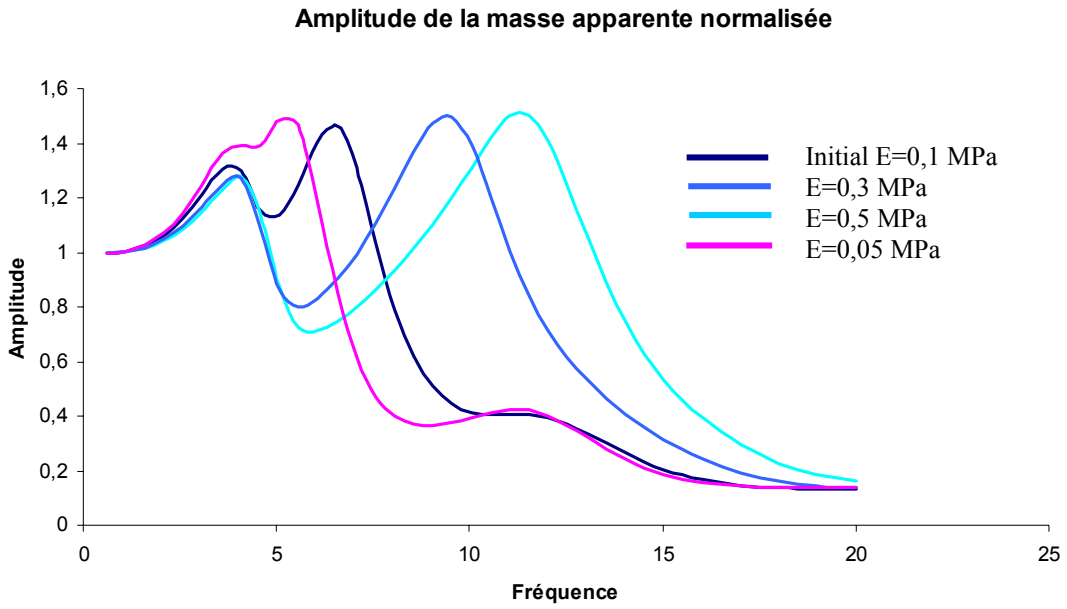


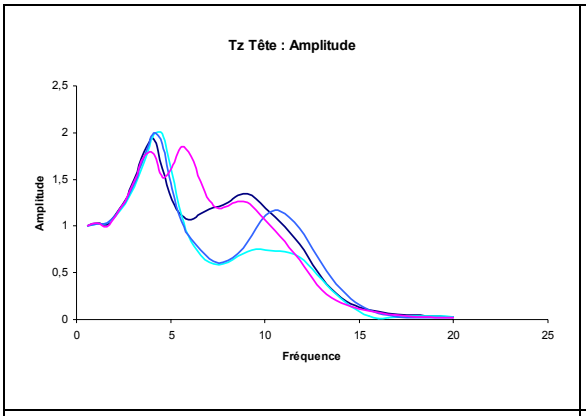
Figure 165: Influence de la rigidité des muscles du thorax sur l'amplitude de la masse apparente du modèle en posture 100°.

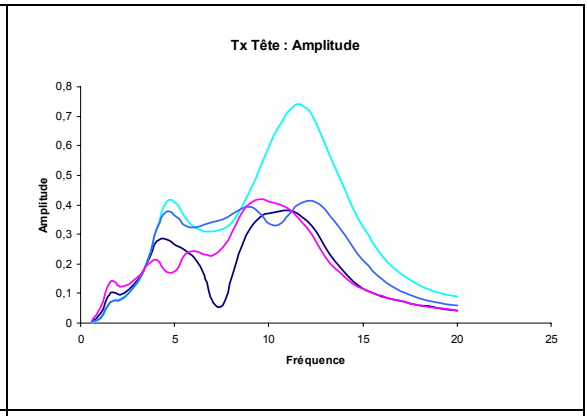
La réponse verticale du modèle étant dominée par les trois résonances de la masse apparente, l'influence de la rigidité des muscles du thorax sur la transmissibilité verticale des différents segments est à peu près la même que sur la masse apparente. Lorsque la transmissibilité est exclusivement dominée par la résonance principale, on observe un décalage de la réponse vers la droite, accompagné d'une baisse d'amplitude à la résonance : c'est le cas pour les épaules. Pour les réponses également dominées par la seconde résonance principale, on observe à partir d'une certaine rigidité une superposition des deux résonances qui modifie la baisse d'amplitude. Suivant l'importance de l'amplitude de la seconde résonance, l'amplitude de la résonance principale reste constante (Thorax, T7), ou augmente (Abdomen, EIAS, L3, C7) avec l'accroissement de la rigidité.

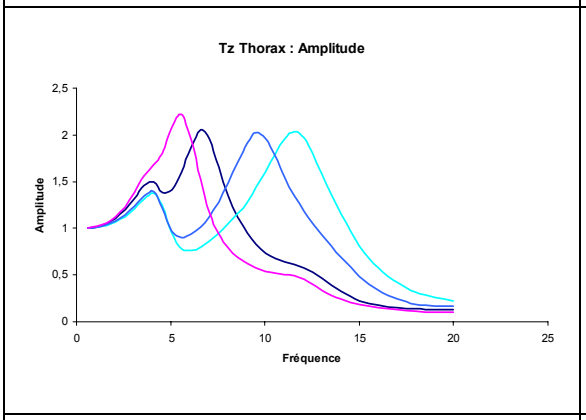
L'évolution de la réponse de la tête est plutôt difficile à analyser du fait du nombre de phénomènes de résonance mis en jeu, aussi bien pour la direction verticale, qu'antéro-postérieure.

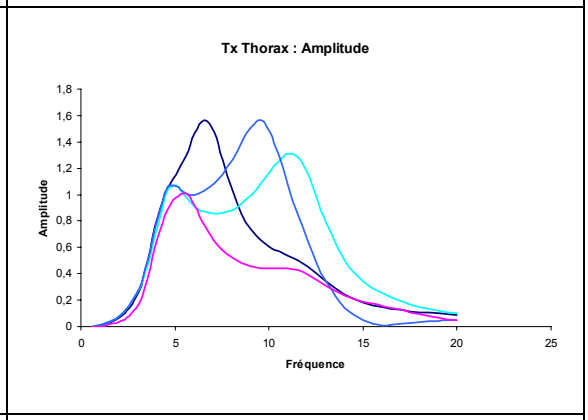
Pour les transmissibilités antéro-postérieures, le décalage vers la droite de la résonance principale s'accompagne aussi d'une variation d'amplitude à la résonance.

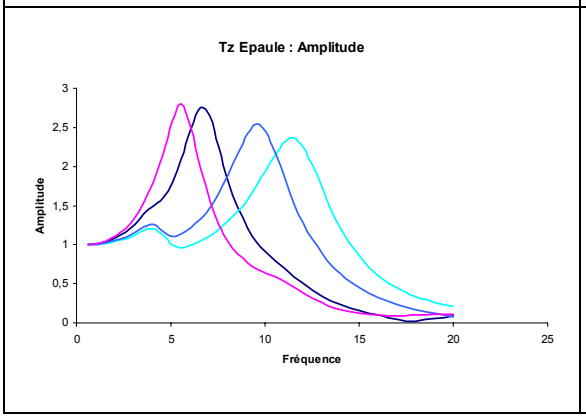
Lorsque l'on accroît la rigidité des muscles du thorax jusqu'à une certaine valeur borne, l'amplitude à la résonance augmente ; puis, lorsque la rigidité a dépassé cette valeur, l'amplitude décroît. Ce phénomène apparaît pour le thorax, les épaules, ainsi que les vertèbres C7, T7 et L3, mais pour des valeurs limites de rigidité différentes. L'amplitude de transmissibilité de l'abdomen diminue sur toute la plage de fréquences lorsque l'on augmente la rigidité des muscles du thorax. La transmissibilité des EIAS est assez peu impactée. On peut constater que la fréquence de la troisième (4Hz) résonance de la masse apparente n'est pas modifiée ; en revanche, l'amplitude de la transmissibilité de certains segments à cette résonance évolue avec l'accroissement de la rigidité des muscles thoraciques. Elle croît pour la tête, et décroît pour les EIAS et la vertèbre L3.

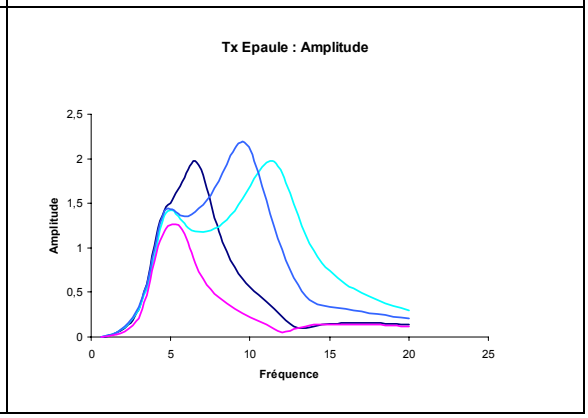


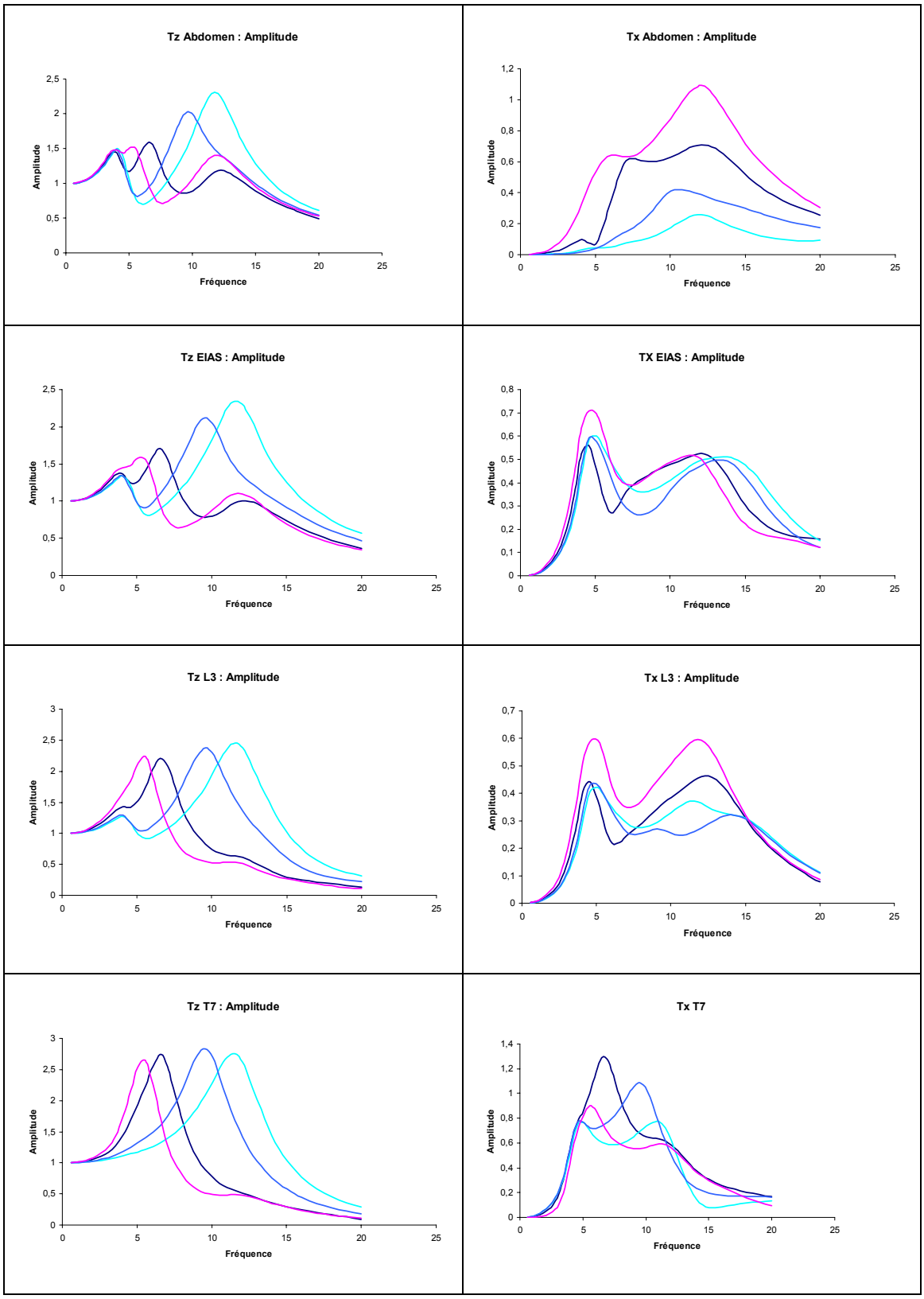











Tz Abdomen : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx Abdomen : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence
TX EIAS : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz L3 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx L3 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tz T7 : Amplitude
Amplitude
Fréquence
Tx T7
Amplitude
Fréquence

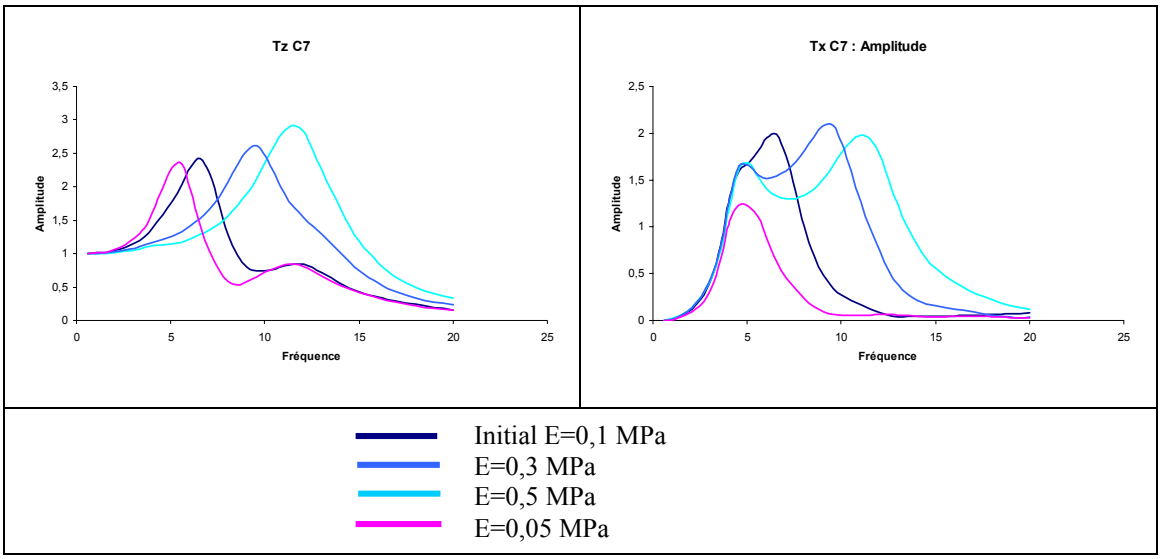


Figure 166: Influence de la rigidité des muscles du thorax sur les transmissibilités verticales et antéro-postérieures du modèle en posture 100°.

III.2.5 Conclusion

Le paramétrage géométrique et mécanique du modèle nous a permis dans cette dernière partie d'étudier l'influence de la posture, de la morphométrie et des caractéristiques mécaniques des tissus sur la réponse du modèle. Sans doute prématurée, cette analyse paramétrique apporte néanmoins des éléments intéressants.

Tout d'abord, nous constatons que la réponse du modèle évolue en fonction de la posture, conformément aux résultats issus de la littérature. La présence d'un dossier et l'inclinaison de celui-ci sont deux paramètres qui influent sur la réponse du modèle, et notamment sur la résonance principale. La fréquence de cette résonance augmente lorsque l'on ajoute un dossier, mais aussi lorsque l'on augmente l'angle que fait ce dossier avec la verticale. La dépendance de l'amplitude de cette résonance à ces deux paramètres est plus complexe ; et pour être définie, nécessite une étude plus poussée. D'autre part, les travaux expérimentaux que nous avons utilisé pour valider le modèle confirment que la fréquence de la résonance principale augmente avec la rigidité de la posture. Ils montrent aussi que l'augmentation de l'amplitude du stimulus provoque une augmentation de la fréquence de résonance principale.

Si les variations de morphométrie que nous avons choisi d'étudier ont peu d'influence sur la réponse, cette étude nous aura permis de montrer la faisabilité du type de paramétrisation choisie. L'utilisation du krigeage comme moyen de modifier les caractéristiques géométriques du modèle s'est en effet montrée très efficace, et son application à d'autres grandeurs anthropométriques ouvre de nombreuses perspectives.

Enfin, l'analyse de l'influence des caractéristiques mécaniques des tissus du modèle a montré que seuls certains d'entre eux avaient une réelle influence sur la réponse. Il s'agit, en premier lieu, des tissus en contact avec le siège tels que les muscles

fessiers et les muscles du dos (pour les postures avec dossier) et en second lieu, des viscères. Des écarts de rigidité de ces tissus pourraient expliquer en partie les disparités interindividuelles observées dans la littérature.

III.3 Discussion

Nous allons maintenant finaliser l'analyse de la validation et des résultats que nous avons obtenu en comparant : d'abord, les réponses du modèle ; puis, nos conclusions aux données issues de l'expérimentation et de la littérature.

La réponse globale du modèle, illustrée par la masse apparente, montre une bonne adéquation entre la simulation et l'expérimentation, aussi bien en ce qui concerne les fréquences de résonance, que l'amplitude de la réponse. Les transmissibilités principales du modèle sont cohérentes avec les mesures expérimentales et avec les résultats issus de la littérature ; notamment les transmissibilités verticales de la tête, des épaules, et du thorax, pour la posture sans dossier. Pour cette même posture, les transmissibilités antéro-postérieures du modèle sont plus éloignées des résultats expérimentaux. Les transmissibilités verticales du modèle en posture avec dossier 100° présentent des zones de résonances cohérentes avec les résultats expérimentaux, alors que, à l'exception des épaules, les amplitudes expérimentales et calculées sont relativement éloignées. Il en va de même pour les transmissibilités antéro-postérieures dans cette posture. Pour les deux postures étudiées, les réponses du modèle sont les meilleures entre 0 et 6-7 Hz.

Les modes propres du modèle sont cohérents avec les résultats de Kitazaki et Griffin [KIT98]. Le mode propre qui correspond à la résonance principale de la masse apparente est dominé par la déformation des tissus mous fessiers en traction-compression et en cisaillement. Ce résultat est en accord avec les travaux précédemment publiés [HAG85] [HIN88a] [POP90a] [KIT98] [KIT97] [MAT98]. Le modèle met aussi en avant un mouvement de rétroversion du bassin qui donne au tronc un léger mouvement de balancier. Le mouvement du bassin s'accompagne d'une flexion du rachis au niveau des charnières lombo-sacrée et thoraco-lombaire. Des déformations similaires ont été suggérées par de nombreux auteurs [HIN88a] [SAN87] [KIT98], et l'analyse des transmissibilités intervertébrales a montré que de faibles déplacements se produisent entre vertèbres adjacentes [CHR66] [SAN87] [POP91] [HIN88b]. Les déformations en flexion du rachis restent cependant localisées aux zones de jonctions rachidiennes, et négligeables au regard des déformations des fessiers. Le fait que ces déplacements relatifs soient très faibles explique la divergence des résultats sur ce point [ELK98a] [ELK98b] [PAN86]. En effet, l'amplitude des déplacements est proche du niveau d'erreur des dispositifs de mesure. Enfin, le modèle présente une flexion du rachis cervical au premier mode, également observée par Kitazaki et Griffin [KIT98].

Il a été suggéré par Matsumoto et Griffin [MAT98], et Kitazaki et Griffin [KIT97], que plusieurs modes participent à la résonance principale de la masse apparente : c'est ce qui apparaît pour le modèle en posture sans dossier. Il apparaît deux modes assez proches à 3,97 Hz et 5,05 Hz, qui se superposent à la résonance de la masse apparente. En posture sans dossier, ces modes correspondent à des résonances distinctes.

La seconde résonance de la masse apparente est aussi associée à plusieurs modes propres. Ces modes sont dominés par la rotation du bassin qui provoque la flexion du rachis. Les mêmes observations ont été rapportées par Kitazaki et Griffin [KIT97] [KIT98] et Pope et al. [POP90a]. L'étude de la transmissibilité du bassin en rotation confirme la prédominance de ce mouvement à partir de 10 Hz [MAN97b].

Aucune déformation en traction-compression du rachis n'existe sur la plage de fréquence étudiée, contrairement à ce qui a été rapporté par Hagena et al. [HAG85], le rachis se déforme uniquement en flexion-extension.

Les résultats présentés ici démontrent que le modèle a un comportement similaire à celui du corps humain, et ceci pour deux postures différentes : l'une sans dossier, l'autre avec dossier. Le modèle reproduit les variations de la fréquence de résonance principale entre les deux postures. L'accroissement de la fréquence de résonance principale du modèle entre une posture assis-relâché sans dossier et une posture avec dossier, est comparable à ce que montrent les résultats expérimentaux et les résultats issus de la littérature [FAI89] [PAD88a] [PAD92]. En revanche, l'augmentation de l'amplitude à la résonance qui a été rapportée par certains auteurs [PAD88a] [ELK98a] [ELK98b] n'apparaît pas entre les postures sans dossier et avec dossier à 100°. L'étude de l'influence de l'inclinaison du dossier sur la réponse montre un phénomène de seuil, et pourrait expliquer cette différence. On constate un accroissement de l'amplitude à la résonance principale entre la posture sans dossier et la posture avec dossier 110°. En outre les transmissibilités du modèle en posture avec dossier sont globalement inférieures aux résultats expérimentaux.

Il peut y avoir plusieurs raisons aux écarts observés entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations. La première provient du fait que les paramètres mécaniques du modèle ont été optimisés pour la posture sans dossier, et conservés pour la posture avec dossier. Une optimisation prenant en compte les deux postures permettrait certainement d'obtenir de meilleurs résultats.

Un autre point déterminant concerne les lois de matériaux utilisées. Ces lois sont linéaires élastiques, ce qui ne reflète pas le comportement des tissus, comme nous avons pu le constater par l'étude dynamique de disques et d'échantillons de fessiers. D'autre part, la modélisation prend en compte un coefficient d'amortissement global constant qui pénalise les fréquences les plus hautes (voir annexes). Cela peut expliquer le fort amortissement observé après la résonance principale pour le modèle, ainsi que l'importance exagérée de la première résonance du modèle en posture avec dossier. En outre, cette hypothèse ne prend pas en compte l'amortissement spécifique de chacun des tissus représentés, et ne permet pas d'avoir un amortissement différent pour chacun des modes. L'utilisation d'un amortissement modal, qui consiste à utiliser un coefficient d'amortissement différent pour chaque mode propre, permettrait en seconde approche de réduire certains écarts d'amplitude observés entre les résultats de la simulation et de l'expérimentation.

La dernière raison, liée à la modélisation, concerne la zone de contact entre le siège et le sujet, qui est représentée par un encastrement. Ceci a une influence sur la

réponse du modèle, notamment du fait des glissements et des rebonds qui peuvent intervenir au niveau du dossier. Une étude en transitoire, autorisant l'utilisation d'un modèle non linéaire, permettrait d'étudier l'influence de ce point.

Enfin, des biais peuvent provenir des expérimentations réalisées. Il est impossible de mesurer directement les accélérations transmises aux éléments du squelette. Les transmissibilités expérimentales sont donc calculées avec les accélérations mesurées sur la peau. Ces accélérations peuvent présenter une part d'erreur importante liée aux mouvements parasites des accéléromètres, pour des zones comme l'abdomen ou les épines iliaques.

L'étude de l'influence des paramètres géométriques et mécaniques du modèle sur sa réponse peut sembler prématurée au regard de l'état de validation du modèle. Cependant elle permet d'abord de montrer la faisabilité d'une modification géométrique du modèle, et aussi de déterminer les paramètres mécaniques qui influent sur la réponse du modèle.

Cette étude met tout d'abord en avant l'importance de la zone de contact entre le siège et le sujet. Nous avons pu constater qu'un changement postural se traduit sur la réponse, par un déplacement de la résonance principale. On observe le même phénomène lors d'un changement de rigidité des tissus mous en contact avec le siège. La corrélation entre changement postural et modification de la rigidité des zones de contact a déjà été faite par Kitazaki et Griffin [KIT97], elle peut être expliquée de la façon suivante. Lorsque l'on passe d'une posture sans dossier à une posture avec dossier on augmente la surface de contact et donc indirectement la rigidité de ce contact. On peut obtenir le même effet sur la réponse en diminuant la rigidité des tissus en contact ou en diminuant la rigidité du contact par un accroissement de la surface.

L'influence de la rigité des fessiers, des muscles du dos, et des surfaces de contact sur la réponse laisse supposer qu'une partie des disparités interindividuelles observées dans la plupart des études peuvent être liées à ce type de paramètres. L'utilisation du krigeage pour faire varier la surface de contact du modèle avec le siège en jouant sur la dimension des fessiers pourrait permettre d'accréditer cette hypothèse.

L'étude des paramètres qui influent sur la réponse du modèle doit être poursuivie par la mise en place d'un plan d'expérience qui permettrait d'établir les corrélations qui peuvent exister entre la valeur des paramètres mécaniques et les caractéristiques de la réponse du modèle.

Cette analyse montre que le choix d'un modèle volumique par éléments finis pour modéliser le comportement vibratoire du corps humain est un choix pertinent. Les méthodes de transformation géométrique choisies pour modifier la morphométrie et la

posture du modèle ont aussi montré leur efficacité. Cependant, ce modèle doit évoluer, et l'exploration des nombreuses voix d'amélioration permettra d'obtenir un outil de simulation puissant. A terme, ce modèle apportera des éléments de compréhension nouveaux sur le comportement vibratoire du corps humain, et permettra de prédire les niveaux vibratoires reçus au vu d'un environnement donné.

IV CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Nous sommes tous, tous les jours soumis à des environnements vibratoires. Certains à cause de leur travail, d'autres à cause de leurs loisirs, la plupart à cause des moyens de transport que nous utilisons.

Les vibrations peuvent avoir une influence très négative sur l'organisme et sur la santé. Outre l'inconfort qu'elles génèrent, les vibrations provoquent parfois des dommages irréparables. Les maladies recensées touchent principalement le système musculo-squelettique. Si les mécanismes d'apparition des troubles restent mal connus, ils sont liés à l'interaction des vibrations avec le fonctionnement normal du corps. Les vibrations agissent de différentes façons; l'imposition fréquentielle de déplacements, d'accélérations ou de vitesses provoque des mouvements relatifs des organes qui peuvent entraîner des lésions plus ou moins graves. Certaines vibrations agissent comme stimulus et modifient le métabolisme. Les "maladies vibratoires" sont causées par l'action à la fois mécanique et métabolique des vibrations.

La maladie la plus fréquemment rapportée est le "syndrome lombaire". Il provient de l'association de la position assise à l'imposition de vibrations verticales. La surcharge mécanique imposée au rachis lombaire par la position assise est aggravée par l'application des vibrations. Le défaut de nutrition et d'irrigation des disques qui résulte des modifications métaboliques accélère la fatigue des tissus.

D'autres conséquences de l'imposition des vibrations, moins graves, peuvent s'avérer particulièrement handicapantes pour la réalisation de certaines tâches. Les vibrations peuvent troubler la vision, diminuer le contrôle postural, modifier la parole et la respiration, ou encore troubler des réflexes.

La norme actuelle fixe des limites à respecter pour préserver la santé ou le confort des opérateurs. Elle prend en compte certains facteurs comme la durée d'exposition, les points et directions d'entrée dans l'organisme, ainsi que la dépendance de la sensibilité à la fréquence. Elle est pourtant beaucoup critiquée, car elle ne prend pas en compte les disparités individuelles, pas plus que la nature des vibrations reçues.

Dans un environnement automobile, les vibrations sont transmises à l'organisme par le siège, principalement dans la direction verticale, et pour des fréquences ne dépassant pas 20 Hz. Le corps humain est particulièrement sensible sur cette plage de fréquences, car son comportement est marqué par deux phénomènes de résonance principaux qui apparaissent entre 4 et 6 Hz pour le premier, et entre 8 et 12 Hz pour le second. Ces phénomènes de résonance sont associés à des déformations complexes de l'organisme qui touchent les fessiers, le système bassin-rachis-tête, et les viscères abdominaux. Les multiples non-linéarités de la réponse du corps humain aux vibrations rendent l'étude des phénomènes et la protection de l'organisme difficiles.

Le travail présenté ici s'intègre dans le projet européen SCOOP, dont l'objectif est d'améliorer le confort vibratoire des sièges automobiles. En offrant des outils appropriés à l'étude des vibrations, et en harmonisant les techniques utilisées par les constructeurs et les équipementiers, ce projet aura permis d'améliorer la démarche d'optimisation des sièges.

L'objectif de ce travail au sein du projet SCOOP, est d'améliorer la compréhension du comportement vibratoire du corps humain et de fournir un outil prédictif de sa réponse. Ce modèle permettrait ainsi d'optimiser les paramètres des sièges automobiles, ou autres, au regard des vibrations transmises. Pour cela, nous avons choisi la modélisation par éléments finis plutôt que l'utilisation de modèles masse ressort plus simples à mettre en œuvre. Ceux-ci ne permettent de modéliser qu'un nombre limité de phénomènes ou de réponses, et n'apportent pas d'éléments de compréhension sur les mécanismes de déformation. Les quelques modèles éléments finis publiés simulant le comportement vibratoire du corps humain sont des modèles à deux dimensions, validés pour un nombre restreint de réponses.

Le modèle présenté dans ce travail est le premier modèle éléments finis en trois dimensions simulant le comportement vibratoire du corps humain soumis à des vibrations verticales. Ce modèle utilise la géométrie d'un autre modèle volumique simulant le comportement du corps humain en configuration de choc automobile [LIZ98].

Ce modèle est paramétrable en termes de posture et d'anthropométrie. Nous avons montré la faisabilité d'un paramétrage basé sur le krigeage pour un modèle de cette envergure. Cette technique, déjà utilisée pour personnaliser des modèles éléments finis [BES98], permet de modifier l'anthropométrie du modèle de façon très souple et presque illimitée. Cette méthode permettra d'appréhender les paramètres anthropométriques déterminants au regard de la réponse. Trois postures correspondant à des angles buste-fémur différents ont été considérées. La validation du modèle pour deux postures différentes, bien qu'incomplète, est la plus aboutie à ce jour.

L'étude des paramètres du modèle a permis de montrer que la surface et la rigidité du contact sont des éléments déterminants de la réponse du corps humain aux vibrations verticales, la rigidité des tissus fessiers, des muscles du dos et des viscères influent sur la réponse du corps humain aux vibrations. La posture et l'inclinaison du dossier conditionnent également les caractéristiques de cette réponse. Une fois parfaitement validé, ce modèle pourra être utilisé comme outil prédictif de la réponse du corps humain soumis à des vibrations verticales. Le modèle peut d'ores et déjà être utilisé pour prédire les réponses pour lesquelles la validation est satisfaisante.

La principale perspective de ce travail est la finalisation de la validation du modèle. Plusieurs directions doivent être explorées pour améliorer les performances du modèle. Il est tout d'abord nécessaire d'optimiser les paramètres mécaniques de rigidité et d'amortissement par l'utilisation de méthodes statistiques comme les plans

d'expériences. Des lois d'amortissement distinctes doivent être utilisées pour les différents tissus représentés, et pour les différents modes simulés. Dans un deuxième temps, des lois non linéaires pourront être évaluées par des analyses transitoires du modèle. L'utilisation de l'analyse transitoire autorise une modélisation non-linéaire, les contacts pourront ainsi être pris en compte et leur influence évaluée. Enfin, un modèle non-linéaire permettra de prendre en compte la non-linéarité du corps humain par rapport à l'amplitude et au type du stimulus, ce qui n'est pas le cas actuellement. L'amélioration de la validation passe aussi par la réalisation d'essais sur un plus grand nombre de sujets, afin de définir un comportement moyen représentatif.

Il doit aussi être envisagé de simuler d'autres postures, avec des courbures rachidiennes différentes, pour évaluer l'impact de paramètres tels que l'orientation du bassin ou la lordose lombaire.

Enfin, il faut réaliser des simulations sur sièges réels et valider le modèle pour ce type de configurations. Ainsi nous aurons atteint la totalité de nos objectifs.

V BIBLIOGRAPHIE

A

[AIM00] **Aimedieu P.,** Caractérisation du comportement en compression axiale dynamique de muscles grand fessier porcins et humains. DEA de biologie ostéoarticulaire, biomécanique et biomatériaux. 2000.

[AGA47] **Agate J. N., Druett H. A.,** A study of portable vibrating tools in relation to the clinical effects they produce. Britannic Journal of Industrial Medicine. 1946; 3 167.

[AND74a] **Andersson B.J.G., Örtengren R., Nachemson A., Elfström G**., Lumbar disc pressure and myoelectric back muscle activity during sitting. I - Studies on an experimental chair. Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine. 1974 ; 6 104-114.

[AND74b] **Andersson B.J.G., Örtengren R., Nachemson A., Elfström G.,** Lumbar disc pressure and myoelectric back muscles activity during sitting. IV - Studies on a car driver's seat. Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine. 1974 ; 6 128-133.

[AND79] **Andersson G.B., Murphy R.W., Örtengren R., Nachemson L.**, The influence of backrest inclination and lumbar support on lumbar lordosis in sitting. Spine. 1979 ; 4(1) 52-58.

[AMI87a] **Amirouche F.M.L.**, Biodynamic analysis of the human body subjected to vibration. IEEE Engineering in Medicine and Biology Magazine. 1987 ; sept 22-26.

[AMI87b] **Amirouche F.M.L.**, Modelling of human reactions to whole body vibration. Journal of Biomechanical Engineering. 1987 ; 19 210-217.

[AMI88] **Amirouche F. M. L., Ider S.K.**, Simulation and analysis of a biodynamic human model subjected to low acceleration - A correlation study. Journal of Sound and Vibration. 1988 ; 123 (2) 281-292.

[ART85] **Artamonova V. G.,** Modern aspects of the clinics of vibrational disease as the result of whole body vibrations. Proceedings of the International Working Meeting Criteria for the Evaluation of the Effects of Whole Body Vibration on Man, Moscow : Institute of Industrial Hygiene and Occupational Diseases of the USSR Academy of Medical Sciences, March 12-15 1984. 1985; 113-115.

B

[BAZ00] **Bazin F., Gaudon S.,** Caractérisation du comportement en compression axiale dynamique de disques intervertébraux humains. Projet de fin

d'étude, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. 2000.

[BEL76] **Belytschko T., Schwer L., Schultz A.**, A model for analytic investigation of three dimensional head spine dynamics. Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-patterson Air Force Base, Ohio. 1976 ; AMRL-TR-76-10.

[BEL78a] **Belytschko T., Pritvizer E.**, Refinement and validation of a three dimensional head spine model. Aerospace Medical Research Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio. 1978 ; AMRL-TR-78-7.

[BEL78b] **Belytschko T., Schwer L., Privitzer E.**, Theory and application of a three dimensional model of the human spine. Aviation Space and Environmental Medicine. 1978 ; 49(1) 158-165.

[BER79] **Berkson M.H.,** Mechanical properties of human spine motion segments -- Part II : response in compression and shear; influence of gross morphology. Journal of Biomechanical Engineering. 1979 ; 101 46-52.

[BER98] **Bertholon N.,** Modélisation du cou humain en situation de chocs unidirectionnels, analyse cinématique et aspects lésionnels. Thèse, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. 1998.

[BES99] **Besnault B.,** Modélisation par éléments finis du bassin humain en configuration de chocs automobiles. Thèse, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers. 1999.

[BOI95] **Boileau P.E.**, A study of secondary suspensions and human driver response to whole body vehicular vibration and shock, Ph.D. Thesis, Concordio University, Montreal, Canada. 1995.

[BOI96] **Boileau P.E., Rakheja S., Yang X., Stiharu I.,** Comparison of biodynamic response characteristics of various human body models applied to seated vehicle drivers. United Kingdom Informal Group Meeting on Human Response to vibration, MIRA. September 18-20 1996 ; 1-13.

[BON88a] **Bongers P. M., Boshuizen H. C., Hulshof C. T. J., Koemeester A. P.**, Back disorders in crane operators exposed to whole body vibration. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1988 ; 60 129-137.

[BON88b] **Bongers P. M., Boshuizen H. C., Hulshof C. T. J., Koemeester A. P.,** Long term sickness absence due to back disorders in crane operators exposed to whole body vibration. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1988 ; 61 59-64.

[BON88c] **Bonney R.**, Some effects on the spine from driving. Clinical Biomechanics. 1988 ; 3 236-240.

[BON90] **Bongers P., Boshuizen H.,** Back disorders and whole-body vibration at work. Thesis, University of Amsterdam, ISBN 90-9003668-7, 1990.

[BOS90a] **Boshuizen H. C., Hulshof C. T. J., Bongers P.**, Long-term sick leave and disability pensioning due to back disorders of tractor drivers exposed to whole-body vibration. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1990 ; 62 117-122.

[BOS90b] **Boshuizen H.C., Bongers P.M., Hulshof C.T.J.,** Self reported back pain in tractor drivers exposed to whole body vibration. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1990 ; 62 109-115.

[BOV94] **Bovenzi M., Betta A.,** Low-back disorders in agricultural tractor drivers exposed to whole-body vibration and postural stress. Applied Ergonomics. 1994 ; 25 231-241.

[BOV96] **Bovenzi M**., Low back pain disorders and exposure to whole body vibration in the workplace. Seminar in Perinatology. 1996 ; 20 38-53.

[BOV98] **Bovenzi M., Hulshof C.T.J.,** An updated review of epidemiological studies on the relationship between exposure to whole body vibration and low back pain. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 215(4) 595-611.

[BRO57] **Brown T., Hansen R. J., Yorra A. J.,** Some mechanical tests on the lumbosacral spine with particular reference to the intervertebral discs. Journal of Bone and Joint Surgery. 1957; 39A 1135-1164.

[BUC97] **Buck B.,** Ein schwingungsmodel des sitzenden menschen mit detaillierter abbildung der wirbelsäule und muskulatur im lendenbereich, PhD thesis, TH Darmstadt. 1997.

[BUR93] **Burdorf A., Swuste P.,** The effect of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers. Annals of Occupational Hygiene. 1993 ; 37(1) 45-55.

[BUR97] **Burdof A., Sorock G.,** Positive and negative evidence on risk factors for back disorders. Scandinavian Journal of Work Environment and Health. 1997 ; 23 243-256.

[BS6841] British Standard Guide to Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. BS6841 : 1987.

C

[CES84] **Césari D., Bouquet R., Zac R.,** A new pelvis design for the European side impact dummy. 28th Stapp Car Crash Conference. 1984; 1-9.

[CHA85] **Chazal J., Tanguy A., Bourges M., Gaurel G., Escande G., Guillot M., Vanneuville G**., Biomechanical properties of spinal ligaments and histological study of the supraspinal ligament in traction. Journal of Biomechanics. 1985 ; 18(3) 167-176.

[CHR63] **Christ W.,** Über die Beanspruchung der menschlichen Wirbelsäule bei der Benutzung von landwirtschaftlichen Zugmaschinen. Die Wirbelsäule in Forshung und Praxis, Bd 27, Hippokrates-Verlag, Stuttgart. 1963 ; 223.

[CHR66] **Christ W., Dupuis H.,** Uber die beanspruchung der wirbelsaule unter dem einfluss sinusformiger und stochastischer schwingungen. Int Z Angew Physiol Ei. 1966 ; 247 22 258-278.

[COE60] **Coermann R.R., Ziegenruecker G.H., Wittwer A.L., Von Gierke**

H.E., The passive dynamic mechanical properties of the human thorax abdomen system and of the whole body system. Aerospace medicine. 1960 ; 31 443-455.

[COE62] **Coermann R.R.,** The mechanical impedance of the human body in sitting and standing positions at low frequencies. Human Factors. 1962 ; 4 227-253.

[COR89] **Corbridge C, Griffin M. J., Harborough** , Seat dynamics and passenger comfort. Journal of rail and rapid transit. 1989 ; 203 57-64.

D

[DAL92] **Dalstra M., Huiskes R**., Load transfer in pelvic cortical bone. Proceedings of the eighth Meeting of the European Society of Biomechanics, Rome. 1996.

[DAN88] **Dansereau J., Stokes A. F.,** Measurements of the three-dimensional shape of the rib cage. Journal of Biomechanics. 1988 ; 21(11) 893-901.

[DAU94] **Dauvilliers F., Bendjellal F., Weiss M., Lavaste F., Tarrière C.**, Development of a finite element model of the neck. SAE paper, Proceedings of the 28th Stapp Car Crash Conference. 1994 ; 942210 77-91.

[DEM67] **Dempster W. T., Gaughran G. R. L.,** Properties of body segments based on size and weight. American Journal of Anatomy. 1967 ; 120 22-54.

[DEN65] **Dennis J. P.**, The effect of whole-body vibration on a visual performance task. Journal of Applied Psychology. 1965; 49(4) 245-252.

[DON83] **Donati P. M., Bonthoux C.,** Biodynamic response of the human body in the sitting position when subjected to vertical vibration. Journal of Sound and Vibration. 1983 ; 90(3) 423-442.

[DON89] **Donati P., Boulanger P.,** Technical preventive measures against whole body vibration. Vibration at work. International Social Security Association, Paris, France. 1989.

[DRE95] **Drejer J., Thomsen H. S., Tanttu J.,** Low-Field MR imaging of the spine. A comparative study of a traditional and a new completely balanced gradient-echo sequence. Acta Radiologica. 1995 ; 36 505-509.

[DRO93] **Drouin B., Sennicourt J.-M., Lavaste F., Fezans G.**. De la mécanique vibratoire classique à la méthode des éléments finis ; Volume 1. AFNOR 1993.

[DUP87] **Dupuis H., Zerlett G.,** Whole body vibration and disorders of the spine. International Archives of Occupational and Environmental Health . 1987 ; 59(4) 323-336.

[DUP89] **Dupuis H**., Biodynamic behaviour of the trunk and abdomen during whole-body vibration. Acta Anaesthesiologica scandinavica Suppl. 1989 ; 90 34-38.

[DUP91] **Dupuis H., Hartung E, Haverkamp M.,** Acute effects of transient vertical whole body vibration. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1991 ; 63(4) 261-265.

[DUP94] **Dupuis H.,** Medical and occupational preconditions for vibration-induced spinal disorders: occupational disease n°. 2110 in Germany. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1994 ; 66 303-308.

E

[ELK98a] **El-Khatib A., Guillon F., Dömont A.,** Vertical vibration transmission through the lumbar spine of the seated subject - first results. Journal of Sound and vibration. 1998 ; 215(4) 763-773.

[ELK98b] **El-Khatib A.,** Contribution à l'étude de la transmission axiale des vibrations dans le rachis lombaire du sujet assis, Thèse, Université Paris XI Orsay. 1998.

[EYC70] **Eycleshymer A.C., Shomaker D.M.,** A cross section anatomy. Meredith Corporation. 1970.

F

[FAI86] **Fairley T.E., Griffin M.J.,** A test method for the prediction of seat transmissibility. SAE technical paper series. 1986 ; 860046 1-9.

[FAI89] **Fairley T.E., Griffin M.J.,** The apparent mass of the seated human body : vertical vibration. Journal of biomechanics. 1989 ; 22 (2) 81-94.

[FAU00] **Faure J.-P.,** Caractérisation du comportement en compression axiale dynamique de disques intervertébraux et de muscles fessiers. DEA de Génie Biologique et médical, option biomécanique. Ecole Nationale Supérieure d Arts et Métiers. 2000.

[FAU01] **Faure J.-P., Aimedieu P., Denninger L., Bazin F., Gaudon S., Mitton D., Lavaste F.,** Dynamic mechanical properties of fresh and frozen porcine muscles. Proceedings of the XVIII Congress of the International Society of Biomechanics. 2001, 287.

[FRA51] **Frank E.K.,** Mechanical impedance of the surface of human body. Journal of Applied Physiology. 1951; 3 582-590.

[FRY80] **Frymoyer J.W., Pope M.H., Costanza M.C**., Epidemiologic studies of low back pain. Spine. 1980 ; 5 419-422.

G

[GOL60] **Goldman B. E., Von Gierke H. E.,** The effect of shock and vibration on man. Naval Research Institute, Bethesda, Md. Report, 1960; 60-63.

[GOT] **Got C., Walfisch G., Fayon A., Faverjon ,** Les caractéristiques morphométriques, chimiques et physiques des côtes et leurs relations avec la déflexion provoquée du thorax. Rapport interne.

[GRA73] **Granik G., Stein I.,** Human ribs : static testing as a promising medical application. Journal of Biomechanics. 1973; 6 237-240.

[GRI75] **Griffin M. J.,** Vertical vibration of seated subjects: effects of posture, vibration level, and frequency. Aviation Space and Environmental Medicine. 1975 ; 46(3) 269-276.

[GRI78a] **Griffin M. J., Whitham E. M.,** Individual variability and its effect on subjective and biodynamic response to whole body vibration. Journal of Sound and Vibration. 1978 ; 58 239-250.

[GRI78b] **Griffin M. J., Lewis C. H., Parsons K. C., Whitham E. M.,** The biodynamic response of the human body and its application to standards. AGARD Conference proceedings. 1978 ; 253 (A28) 1-18.

[GRI78c] **Griffin M. J.,** The evaluation of vehicle vibration and seats. Applied Ergonomics. 1978 ; 9 15-21.

[GRI90] **Griffin, M. J.,** Handbook of human vibration. Academic Press, London. 1990.

[GRI95] **Griffin M.J., Wei L.,** A method of predicting seat transmissibility. United Kingdom Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, Silsoe Research Institute, West Park, Silsoe, Bedford MK45 4HS, September 18-20. 1995 ; 1-15.

[GU96] **Gu Y.,** A vibration transmissibility measurement using a mass dummy. SAE paper. 1996 ; 960475 221-231.

[GUI53] **Guillemin V., Wechsberg P.,** Physiological effects of long term repetitive exposure to mechanical vibration. Journal of Aviation Medicine. 1953 ; 264 24 127.

[GUI65] **Guibal, Broussole,** Etude des vibrations transmises aux équipages d'hélicoptères. Revue des corps de santé. 1965 ; 6(1) 51.

[GUI92] **Guillon F.,** Intérêt de la mesure de la pression intranucléaire pour l'étude du comportement dynamique du disque intervertébral humain, Mémoire de thèse, Université Paris XI – Orsay.1992.

[GUR45] **Gurdjian E. S., Walker L. W.,** Traumatic vasospastic disease of the hands. J. A. M. A.. 1945; 129 668.

H

[HAG85] **Hagena F. W, Wirth C. J., Piehler J., Plitz W., Hofmann G. O., Zwingers Th**., In vivo experiments on the response of the human spine to sinusoidal Gz-vibration. AGARD Conference Proceedings. 1985 ; 378 1-12.

[HEM81] **Hemminki K., Saloniemi I, Luoma K., Salonen T., Partanen T., Vainio H., Hemminki E.,** transplacental carcinogens and mutagens:

Chilhood cancer, malformations, and abortions as risk indicators. In Hainio H., Sorsa M., Hemminki K. (eds) :"Occupational cancer and Carcinogenesis." Washington, D.C. : Hemisphere Publishing Corporation. 1981.

[HIN87] **Hinz B., Seidel H.,** The non-linearity of the human body's dynamic response during sinusoidal whole-body vibration. Industrial Health. 1987 ; 25(4) 169-181.

[HIN88a] **Hinz B., Siedel H., Braüer D., Menzel G., Blüthner R., Erdmann U.,** Bidimensional accelerations of lumbar vertebrae and estimation of internal spinal load during sinusoidal vertical whole-body vibration: a pilot study. Clinical Biomechanics. 1988 ; 3 241-248.

[HIN88b] **Hinz B., Seidel H., Brauer D., Menzel G., Bluthner R., Erdmann U.,** Examination of spinal column vibrations: a non invasive approach. European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology. 1988 ; 57(6) 707-713.

[HOL00] **Holmlund P., Lundström R., Lindberg L.,** Mechanical impedance of the human body in vertical direction. Applied Ergonomics. 2000; 31 415-422.

[HUL87] **Hulshof C., Veldhuijzen van Zanten B.,** Whole-body vibration and low back pain : a review of epidemiologic studies. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1987 ; 59 205-220.

[HUN45] **Hunter D., McLaughlin A. I. G., Perry K. M. A.,** Clinical effects of the use of pneumatic tools. Britannic Journal of Industrial Medicine. 1945; 2 10.

I

[ISO2631] International Organisation for Standardisation. Evaluation of human exposure to whole body vibration. International Standards ISO. 102 ISO 2631.

[ISO7962] International Organisation for Standardisation. Mechanical vibration and shock--Mechanical transmissibility of the Human body in the z direction. International Standard ISO. 1987 ; 60 ISO 7962.

[ISO5982] ISO Committee Draft CD. Mechanical driving point impedance and transmissibility of the human body. International Standard ISO. 1993 ; 64 5982.

J

[JAN72] **Jankovitch J.P.,** The effects of mechanical vibration on bone development in the rat. Journal of Biomechanics. 1972 ; 5 241-250.

K

[KAP96] **Kapandji I. A.,** Physiologie articulaire tome III, tronc et rachis. Ed. Maloine, Paris. 1996.

[KAS92] **Kasra M, Shirazi-adl A., Drouin G.,** Dynamics of human lumbar intervertebral joints, experimental and finite element investigations. Spine. 1992 ; 17 (1) 93-102.

[KEE53] **Keegan J. J.,** Alterations of the lumbar curve related to posture and seating. Journal of Bone and Joint Surgery. 1953; 35A (3) 589-603.

[KEL75] **Kelsey J.L., Hardy R. J.,** Driving of motor vehicles as a risk factor for acute herniated lumbar intervertebral disc. American Journal of Epidemiology. 1975 ; 102(1) 63-73.

[KHÖ75] **Khöl U.,** Les dangers encourus par les conducteurs de tracteurs. Une enquête dans le canton de Vaud. Archives des maladies professionnelles de médecine du travail et de Sécurité Sociale. 1975 ; 36(3) 145-162.

[KIR00] **Kirchknopf P., Castellan F., Dallecoste A., Rekert C., Schulze C.,** Optimized seat vibrational comfort with dynamical analysis of the person/seat system. 4th Stuttgart International Symposium, 20 to 22 February 2001.

[KIT95] **Kitazaki S., Griffin M.J.,** A data correction method for surface measurement of vibration on the human body. Journal of Biomechanics. 1995 ; 28(7) 885-890.

[KIT97] **Kitazaki S., Griffin M.J.,** A modal analysis of whole body vertical vibration, using a finite element model of the human body. Journal of Sound and Vibration. 1997 ; 200(1) 83-103.

[KIT98] **Kitazaki S., Griffin M.J.,** Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture. Journal of Biomechanics. 1998 ; 31 143-149.

[KOE84] **Koeller W., Meier W., Hartmann F.,** Biomechanical properties of human intervertebral discs subjected to axial dynamic compression -- A comparison of lumbar and thoracic discs. Spine. 1984 ; 9 725-733.

[KOR96] **Korstjens C. M., Mosekilde L., Spruijt R. J., Gerat W. G. M., Van der Stelt P. F.,** Relations between radiographic trabecular pattern and biomechanical characteristics of human vertebrae. Acta Radiologica. 1996 ; 365 37(5) 618-624.

[KRA63] **Krause H.,** Das schwingungsmechanische verhalten der wirbelsaule. Internationale Zeitschrift für Angewaudte Physiologie Einschliesslich Arbeitsphysiologie. 1963 ; 20 125-155.

[KRO87] **Krouskop T. A., Muilenberg A. L., Dougherty D.R., Winningham D.J.,** Computer-aided design of a prosthetic socket for an above-knee amputee. Journal of Rehabilitation and Development. 1987 ; 24 (2) 31-38.

L

[LAN65] **Lange W., Coermann R.,** Relativbewegungen benachbarter wirbel unter schwingungsbelastung. Internationale Zeitschrift für Angewaudte Physiologie Einschliesslich Arbeitsphysiologie. 1965 ; 21 326-334.

[LAW74] **Lawes C. E.,** A study of the mechanical impedance of the human body at low frequency by continuous monitoring techniques, Ph.D Thesis, Loughborough University of Technology. 1974.

[LAW80] **Lawther A., Griffin M. J.,** Measurement of ship motion. Human Factors in Transport Research. 1980 ; 2 131-139.

[LEG93] **Legaye J., Hecquet J., Marty C.,** Duval-Beaupere G., Equilibre sagittal du rachis. Relation entre bassin et courbures rachidiennes sagitales en position debout. Rachis. 1993; 5(5) 215-226.

[LI95] **Li S., Patwardhan A. G., Amirouche F. M., Havey R., Meade K. P.,** Limitations of the standard linear solid model of intervertebral discs subject to prolonged loading and low-frequency vibration in axial compression. Journal of Biomechanics. 1995; 28 (7) 779-790.

[LIU73] **Liu Y.K., Wickström J.K.,** Estimation of the inertial property distribution of the human torso from segmented cadaveric data. Perspectives in Biomechanical Engineering, Proceedings of a symposium Organised in Association with Biological Engineering Society at Glasgow. 1973.

[LIZ98] **Lizee E., Robin S., Song E., Bertholon N., Le-Coz J-Y., Besnault B., Lavaste F.,** Development of a 3D finite element model of human body. SAE paper. 1998 ; 983152 115-138.

M

[MAG60] **Magid E. B., Coermann R. R., Ziegenruecker G. H.,** Human tolerance to whole body sinusoidal vibration. Aerospace Medicine. 1960 ; 31 915-924.

[MAG93] **Magnusson M., Pope M., Rostedt M., Hansson T.,** Effect of backrest inclination in the transmission of vertical vibrations through the lumbar spine. Clinical Biomechanics. 1993 ; 8 5-12.

[MAK94a] **Mak A. F. T., Liu G. H. W., lee S. Y.,** Biomechanical assessment of below-knee residual limb tissue. Journal of Rehabilitation and Development. 1994 ; 31 (3) 188-198.

[MAK94b] **Mak A. F. T., Huang D. T.,** Stresses within the above-knee stump tissues due to relative motions between femur and the prosthetic socket. Proceedings of the 2nd World Congress of Biomechanics, Amsterdam. 1994.

[MAN97a] **Mansfield N.J.,** A consideration of alternative non linear lumped

parameter models of the apparent mass of a seated person. United Kingdom Group Meeting on Human Response to Vibration, ISVR, University of Southampton, SO17 1BJ, England. 17-19 September 1997 ; 221-223.

[MAN97b] **Mansfield N.J., Griffin M.J.,** Effect of sitting posture on pelvis rotation during whole-body vertical vibration. Annual Conference of the Ergonomics Society. 1997 ; 147-152.

[MAN98] **Mansfield N.J., Griffin M.J.,** Effect of magnitude of vertical whole-body vibration on absorbed power for the seated human body. Journal of Sound And Vibration. 1998 ; 215(4) 813-825.

[MAN99] **Mansfield N. J., Eng B., Lundström R.,** Models of the apparent mass of the Seated human body exposed to horizontal whole body vibration. Aviation, Space, and Environmental Medicine. 1999 ; 70 (12) 1166-1172.

[MAN00] **Mansfield M. J., Griffin M. J.,** Non-linearities in apparent mass and transmissibility during exposure to whole-body vertical vibration. Journal of Biomechanics. 2000 ; 33 933-941.

[MAR] **Martens de Noordhout B.,** Etude radiographique et électromiographique des modalités de support lombaire adapté à un véhicule automobile.

[MAR72] **Markolf K.,** Deformation of the thoracolumbar intervetebral joints in response to external loads. Journal of Bone and Joint Surgery. 1972; 54A (3) 511-533.

[MAT67] **Matthews J.,** Progress in the application of ergonomics to agricultural engineering. Agricultural Engineering Symposium of the Institution of Agricultural Engineers, NCAE, Silsoe, 1967.

[MAT98] **Matsumoto Y., Griffin M.J.,** Movement of the upper-body of seated subjects exposed to vibration at the principal resonance frequency. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 215(4) 743-762.

[MAW92] **Mawn S. V., Lambert J. J., Katib J. L.,** The relationship between head and neck anthropometry and kinematics response during impact acceleration. Aviation, Space and Environmental Medicine. 1992 ; 63 32-36.

[MCC80] **Mc Conville J. T., Churchill T. D., Kaleps I., Clauser C. E., Cuzzi J.,** Anthropometric relationships of body dimensions and body segment inertia. Air Force Aerospace Medical Research Laboratory, Wright Patterson Air Force Base, Ohio. 1980 ; AFAMRL-TR-80-119.

[MCC83] **Mc Conville J. T.,** Anthropometric specifications for mid-sized dummy, volume2. US Department of Transportation National Highway Traffic Safety Administration. 1983. UMTRI-83-53-2.

[MER78] **Mertens H.,** Non-linear behaviour of sitting humans under increasing gravity. Aviation Space and Environmental Medicine. 1978 ; 65 287-298.

[MES89] **Messenger A. J., Griffin M. J.,** Effects of anthropometric and postural variables on the transmission of whole body vertical vibration from seat to head. Institute of Sound and Vibration Research, University of

Southampton. 1989 ; 172.

[MIL85] **Milkoz L. E.,** Classification of vibrational disease caused by whole body vibration. Proceedings of the International Working Meeting Criteria for the Evaluation of the Effects of whole body Vibration on man, Moscow : Institute of Industrial Hygiene and Occupational Diseases of the USSR Academy of Medical Sciences. March 12-15 1984. 1985; 116-120.

[MIT01] **Mitton D., Aimedieu P., Faure J.-P., Denninger L., Lavaste F..** Dynamical stiffness of biological tissues : a preliminary study. XXVI Congrès de la société de biomécanique. 2001; 109 104.

[MOR88] **Moroney S., Shultz A., Miller J., Anderson G.,** Load displacement properties of lower cervical spine motion segments. Journal of Biomechanics. 1988 ; 21(9) 769-779.

[MOS81] **Moseley M.J., Lewis C.H., Griffin M.J.,** The influence of seating conditions on head vibration and visual performance. United Kingdom Informal Group Meeting on Human response to vibration. Herot-Watt University, Edinburg. 9-11 September 1981.

[MUK70] **Muksian R.,** A non-linear model of the human body in the sitting position subjected to sinusoidal displacement of the seat, Ph. D Thesis, University of Rhode Island, Kingston. 1970.

[MUK74] **Muksian R., Nash C. D. A.,** A model for the response of seated human to sinusoidal displacement s of the seat. Journal of Biomechanics. 1974 ; 7 209-215.

[MYK88] **Myklebust J., Pintar F., Yaganandan N., Cusick J., Maiman D., Myers T., Sances A.,** Tensile Strength of Spinal Ligaments. Spine. 1988 ; 13(5) 526-531.

N

[NAC64] **Nachemson A., Morris J. J.,** In vivo measurements of intradiscal pressure : Discometry, a method for the determination of pressure in the lower lumbar discs. Journal of Bone and Joint Surgery. 1964 ; 46A(5) 1077-1092

[NAC70] **Nachemson A. L., Elfström G.,** Intravital dynamic pressure measurements in lumbar discs. A study on common movements, manoeuvres and exercises. Scandinavian Journal of Rehabilitation Medicine. 1970 ; 2 (suppl 1) 1-40.

[NASA78] **NASA,** Anthropometry for designers. NASA Reference Publication 1024. Anthropometric source book, volume 1. 1978 ; 1024.

P

[PAD88a] **Paddan G. S., Griffin M. J.,** The transmission of translational seat vibration to the head -- I. Vertical seat vibration. Journal of

Biomechanics. 1988 ; 21(3) 191-197.

[PAD88b] **Paddan G. S, Griffin M. J.,** The transmission of translational seat vibration to the head -- II. Horizontal seat vibration. Journal of Biomechanics. 1988 ; 21(3) 199-206.

[PAD92] **Paddan G. S.,Griffin, M. J.,** The transmission of translational seat vibration to the head : the effect of measurement position at the head. Journal of engineering in medicine. 1992 ; 206 159-168.

[PAD93] **Paddan G. S., Griffin M. J,** Transmission of vibration through the human body to head: a summary of experimental data. ISVR Technical Report 218, University of southampton. 1993.

[PAD94a] **Paddan G. S., Griffin M. J.,** Transmission of roll and pitch seat vibration to the head. Ergonomics. 1994 ; 37(9) 1513-1531.

[PAD94b] **Paddan G. S., Griffin M. J.,** Individual variability in the transmission of vertical vibration from seat to head. Institute of sound and vibration. Southampton, UK, Report n° 236. 1994.

[PAL00] **Palmer K. T., Griffin M. J., Bendall H., Pannett B., Coggon D.,** Prevalence and pattern of occupational exposure to whole body vibration in Great Britain : findings from a national survey. Occupational and Environmental Medicine. 2000 ; 57 229-236.

[PAN84] **Panjabi M. M, Andersson G. B. J., Jorneus L., Hult. E, Mattsson L.,** Vibration transmission in the spinal column, an in vivo study. 30th Annual Orthopedic Research Society, Atlanta. 7-9 February 1984 ; 205.

[PAN86] **Panjabi M. M., Andersson G. B. J., Jorneus L., Hult E., Mattsson L.,** In vivo measurements of spinal column vibrations. Journal of Bone and Joint Surgery. 1986 ; 68A 695-702.

[PAN93] **Pandjabi M., Oxland T., takata K., Goel V., Duranceau J., Krag M.,** Articular facets of the human spine. Spine. 1993 ; 18(10) 1298-1310.

[PAN98] **Pankoke S., Buck B., Woelfel H. P.,** Dynamic FE model of sitting man adjustable to body height, body mass and posture used for calculating internal forces in the lumbar vertebral disks. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 215(4) 827-839.

[PAR98] **Park S-J, Cheung W-S, Cho Y-G, Yoon Y-S.,** Dynamic ride quality investigation for passenger car. SAE Technical Paper Series. 1998 ; 980660 122-129.

[PAT88] **Patil M. K., Palanichamy M. S.,** A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimisation of vibration response. Applied Mathematical Modelling. 1988 ; 12 63-71.

[PAY71] **Payne D.G., Band E.G.,** A four degree of freedom lumped parameter model of the seated human body. U.S. Aerospace Medical Research Laboratory. 1971 ; AMRL-TR-70-35. Jan.

[PLA87] **Planck G. R., Gould H. G., Eppinger R. H.** On the relationship between kinematic variables and structural failure in a viscoelastic medium under impact. Proceedings of the 11th International Technical Conference of Experimental Safety Vehicles. 1987.

[PLA88] **Planck G. R., Eppinger R.H.,** Computed dynamic response of the human thorax from a finite element model. Proceedings of the 12th International Technical Conference of Experimental Safety Vehicles. 1988.

[PLA94] **Planck G. R., Kleinberger M., Eppinger R. H.,** Finite element modelling and analysis of thorax-restraint system interaction. Proceedings of the 14th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicle. 1994.

[POP86] **Pope M.H., Svensson M., Broman H., Andersson G.B.J.,** Mounting of the transducers in measurement of segmental motion of the spine. Journal of biomechanics. 1986 ; 19(8) 675-677.

[POP90a] **Pope M.H., Broman H., Hansson T.,** Factors affecting the dynamic response of the seated subject. Journal of Spinal Disorders. 1990 ; 3 135-142.

[POP90b] **Pope M. H.,** Impact and vibration and their effects on the lumbar spine, PhD Thesis, Department of Orthopaedics and Rehabilitation, University of Vermont, Burlington, and department of Orthopaedics, Gothenburg University, Sahlgren Hospital, Sweden. 1990.

[POP91] **Pope M. H., Kaigle A. M., Magnusson M., Broman H., Hansson T.,** Intervertebral motion during vibration. Journal of Engineering in Medicine. 1991 ; 205 39-44.

[POP94] **Pope M. H., Jayson M. I. V., Blann A. D., Kaigle A. M., Weinstein J. N., Wilder D.G.,** The effect of vibration on back discomfort and serum levels of von Willebrand factor antigen : a preliminary communication. European Spine Journal. 1994 ; 3 1-3.

[POP97] **Pope M. H., Magnusson M., Hansson T.,** The upper extremity attenuates intermediate frequency vibrations. Journal of Biomechanics. 1997 ; 30(2) 103-108.

[POP98a] **Pope M. H., Magnusson M., Wilder D.G.,** Low back pain and whole body vibration. Clinical Orthopaedics. 1998 ; 354 241-248.

[POP98b] **Pope M. H., wilder D. G., Magnusson M.,** Possible mechanisms of low back pain due to whole-body vibration. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 215(4) 687-697.

[PRA66] **Pradko L., Lee R., Kaluza V.,** Theory of human vibration response. ASME paper. 1966 ; 66-Wa/BHF 15.

[PRA67] **Pradko F., Lee R., Greene J. D.,** Human vibration response theory. ASME Biomechanics Monograph. 1967 ; 205-222.

Q

[QAS96] **Qassem W.,** Model prediction of vibrations effects on human subject seated on various cushions. Medical Engineering and Physics. 1996 ; 18(5) 350-358.

[QUA81] **Quandieu P.,** Etude en régime vibratoire, des fonctions de transfert des disques intervertébraux lombaires et de la masse apparente d'un primate. Thèse, Université René Descartes (Paris). 1981.

[QUA82] **Quandieu P., Pellieux L.,** Study in situ and in vivo of the acceleration of lumbar vertebrae of a primate exposed to vibration in the z-axis. Journal of Biomechanics. 1982 ; 12/15 985-1006

R

[RAK94] **Rakheja S., Afework Y., Sankar S.,** An analytical and experimental investigation of the driver-seat suspension system. Vehicle System Dynamics. 1994 ; 23 501-524.

[RAY56] **Raymond V.,** The effect of vibration on drivers of heavy vehicles. Archives des maladies professionnelles de médecine du travail et de Sécurité Sociale. 1956 ;17 301-310.

[REB] **Rebiffé R., Guillien J., Pasquet P.,** Enquête anthropométrique sur les conducteurs français.

[REN93] **Renaudin F., Guillemot H., Pécheux C., Lesage F., Lavaste F., Skalli W.,** A 3D finite element model of pelvis in side impact. 37th Stapp Car Crash Conference.1993 ; 241-252.

[REY81] **Reynolds H. M., Snow C. C., Young J. W.,** Spatial geometry of the human pelvis. 1981 ; AAC-119-81-5.

[REY92] **Reynolds D., Lord M.,** Interface load analysis for computer-aided design of below-knee prosthetic sockets. Med. Biol. Eng. Comput. 1992 ; 1 89-96.

[ROB83] **Robbins D., Schneider L. W., Snyder R. G., Pflug M., Haffner M.,** Seated posture of vehicle occupants. SAE. 1983 ; 831617 199-223.

[ROB89] **Robertson C. D., Griffin M. J.,** Laboratory studies of the electromyographic response to whole-body vibration. University of Southampton, Southampton UK. 1989 ; 184.

[ROS60] **Rosegger R., Rosegger S.,** Arbeitsmedizinische Erkenntnisse bei Schlepperfahrern. Arch Landtechnik. 1960 ; 2 3-65.

[RUN94] **Runkle V. A.,** Benchmarking seat comfort. SAE Technical Paper. 1994 ; 940217.

S

[SAC82] **Sacreste J., Brun-Castan F., Fayon A., Tarrière C.,** Proposal for a thorax tolerance level in side impacts based on 62 test performed with cadavers having known bone condition. SAE paper, Proceedings of the 26th Stapp Car Crash Conference. 1982 ; 821157.

[SAN75] **Sandover J., Soames R. W.,** Head movement during low frequency

vibration. J. Physiol.. 1975 ; 274 19-20.

[SAN81] **Sandover J.,** Vibration, posture and low back pain disorders of professional drivers. Department of Human Sciences, University of Technology, Loughborough. 1981 ; DHS 402.

[SAN82] **Sandover J.,** Measurements of the frequency response characteristics of man exposed to vibration, PhD Thesis, Loughborough University of technology. 1982.

[SAN83] **Sandover J.,** Dynamic loading as a possible source of low back disorders. Spine. 1983 ; 8 652-658.

[SAN87] **Sandover J., Dupuis H.,** A reanalysis of spinal motion during vibration. Ergonomics. 1987 ; 30 975-985.

[SAN88] **Sandover J.,** Behaviour of the spine under shock and vibration : a review. Clinical Biomechanics. 1988 ; 3 249-256.

[SCH74] **Schultz A., Benson D., Hirsch C.,** Force-deformation properties of human ribs. Journal of Biomechanics. 1974 ; 7 303-309.

[SCH79] **Schultz A. B.,** Mechanical properties of human lumbar spine motion segments -- Part I : responses in flexion, extension, lateral bending and torsion. Journal of Biomechanical Engineering. 1979 ; 101 46-52.

[SCH98] **Schwarze S., Notbohm G.,** Dose-response relationships between whole-body vibration and lumbar disc disease -- A field study on 388 drivers of different vehicles. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 215(4) 613-628.

[SEI86a] **seidel H., Bluethner R., Hinz B.,** Effects of sinusoidal whole-body vibration on the lumbar spine: the stress-strain relationship. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1986 ; 178 57(3) 207-223.

[SEI86b] **Seidel H., Heide R.,** Long-term effects of whole-body vibration: a critical survey of the literature. International Archives of Occupational and Environmental Health. 1986 ; 58 1-26.

[SEI93] **Seidel H.,** Selected health risks caused by long-term, whole body vibration. American Journal of Industrial Medicine. 1993 ; 23(4) 589-604.

[SEI95] **Seidel H.,** Belastung der Lendenwirbelsäule durch sto(ss)haltige Ganzkörperschwingungen. Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeit Medizin Berlin. 1995.

[SEI98] **Seidel H., Blüthner R., Hinz B., Schust M.,** On the health risk on the lumbar spine due to whole body vibration -- theoretical approach, experimental data and evaluation of whole body vibration. Journal of Sound and vibration. 1998; 215(4) 723-741.

[SIN78] **Singley G. T., Haley J. L.,** The use of mathematical modelling in crashworthy helicopter seating systems. Agard Conference Proceedings. 1978 ; 253 (A22) 1-17.

[SME88] **Smeathers et al,**. Dynamic Compressive Properties of Human Lumbar Intervertebral Joints : a Comparison Between Fresh and Thawed

Specimens. Journal of Biomechanics. 1988 ; 21 (5) 425-433.

[SMI92] **Smith S.D.,** Impedance response characteristics of the primate Mucaca Mulatta exposed to seated whole-body G-z vibration. Journal of Biomechanics. 1992 ; 25(8) 839-847.

[SMI94a] **Smith S.D.,** Non-linear resonance behaviour in the human exposed to whole body vibration. Shock and vibration. 1994 ; 1(5) 439-450.

[SMI94b] **Smith S.D., Kazarian L.E.,** The effects of acceleration on the mechanical impedance response of a primate model exposed to sinusoidal vibration. Annals in Biomedical Engineering. 1994 ; 22(1) 78-87.

[SMI00] **Smith S. D.,** Modelling differences in the vibration response characteristics of the human body. Journal of Biomechanics. 2000 ; 33 1513-1516.

[STE87] **Steege J. W., Schnur D. S., Childress D. S.,** Prediction of pressure at the below-knee socket interface by finite element analysis. ASME Symposium on Biomechanics of Normal and Prosthetic Gait. Boston, MA. B10-7B, BED-4, DSC-7. 1987 ;39-43.

[SUG60] **Suggs C. W., Stikeleather L. F., Harrisson J. Y., Young R. E**., Application of a dynamic simulator on seat testing. Annual Meeting American Society of Agricultural Engineers, Purdue University, Indiana, 1960.

T

[TEN82] **Tencer AF, Ahmed AM, Burke DL:** Some static mechanical properties of the lumbar intervertebral joint, intact and injured. Journal of Biomechanical Engineering 1982; 104 (3) 193-201.

[TOR92a] **Torres-Moreno R., Morrison J. B., Cooper D., Saunders C. G., Foort J.,** A computer-aided design procedure for above knee prostheses. J. Rehabil. Res. & Dev. 1992 ; 29 (3) 35-44.

[TOR92b] **Torres-Moreno R., Solomonidis S. E., Jones D.,** Three dimensional finite element analysis of the above-knee residual limb. Proceedings of the 7th world congress ISPO, Chicago. 1992 ; 274.

[TRO93] **Trochu F.,** A contouring program based on dual kriging interpolation. Engineering with computers.1993 ; 9 160-177.

V

[VAN88] **Vannah W. M., Childress D. S.,** An investigation of the three dimensional mechanical response of bulk muscular tissue : experimental methods and results. Symposium on computational methods in biomechanics at the 1988 ASME WAM.1988 ; 1-11.

[VAN96] **Vannah W. M., Childress, D. S.,** Indentor tests and finite element modelling of bulk muscular tissue in vivo. Journal of Rehabilitation Research and Development. 1996; 33(3) 239-252.

[VOG68] **Vogt H. L., Coermann R. R., Fust H. D.,** Mechanical impedance of the sitting human under sustained acceleration. Aerospace Medicine.1968 ; 39 675-679.

[VOG78] **Vogt L., Mertens H., Krause H. E.,** Model of the supine human body and its reactions to external forces. Aviation Space and Environmental Medicine. 1978 ; 49(1) 270-278.

[VON71] **Von Gierke H. E.,** Biodynamic models and their applications. Journal of the Acoustical society of America. 1971 ; 50(6).

[VYK68] **Vykukal H. C**., Dynamic response of the human body to vibration when combined with various magnitudes of linear acceleration. Aerospace Medicine. 1968 ; 39(11) 1163-1166.

W

[WAM87] **Wambold J. C.,** Vehicle ride quality -- Measurement and analysis. SAE Technical Paper Series. 1987 ; 861113 4583-4591

[WAN97] **Wan Y., Schimmels J. M.,** Optimal seat suspension design based on minimum "simulated subjective response". Journal of Biomechanical Engineering. 1997 ; 119 409-416.

[WEI88] **Weinstein J. N., Pope M., Schmidt** R., Neuro-pharmacologic effects of vibration on the dorsal root ganglion: an animal model. Spine. 1988 ; 13 521-525.

[WEI98a] **Wei L., Griffin J**., Mathematical models for the apparent mass of the seated human body exposed to vertical vibration. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 212(5) 855-874.

[WEI98b] **Wei L., Griffin J.,** The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance. Journal of Sound and Vibration. 1998 ; 214(1) 121-137.

[WIK94] **Wikström B.-O., Kjellberg A., Landström U.,** Health effects of long term occupational exposure to whole body vibration : a review. International Journal of Industrial Ergonomics. 1994 ; 14 273-292.

[WIL81] **Williams J. L., Belytchko T.,** A dynamic model of the cervical spine and head. Air Force Aerospace Medical Research Laboratory , Wright-Patterson Air Force Base, Ohio. 1981 ; AFAMRL-TR-81-5.

[WIL82] **Wilder D., Woodworth B., Frymoyer J., Pope M.,** Vibration and the human spine. Spine. 1982 ; 7 243-254.

[WIL85] **Wilder D., Frymoyer J., Pope M.,** The effect of vibration on the spine of the seated individual. Automedica. 1985 ; 6 5-35.

[WIL96] **Wilder D. G., Pope M. H.,** Epidemiological and etiological aspects of low back pain in vibration environments -- an update. Clinical

Biomechanics. 1996 ; 11 61-73.

[WIN88] **Winkleby A. M., Ragland D. R., FisherJ. M., Syme S. L.,** Excess risk of sickness and disease in bus drivers: a review and synthesis of epidemiological studies. International Journal of Epidemiology. 1988 ; 327 17 255-262.

[WIS83] **Wismans J.,** Comparison of mass distribution data of the Part 572 dummy. SAE, Warrendale, PA, Mathematical Simulation Subcommittee. 1983.

[WIS88] **Wisman J., Hermans J. H. H.,** MADYMO 3D simulation of HYBRID III dummy sled tests. SAE paper, SAE International Congress and Exposition, Detroit Michigan. 1988 ; 880645.

[WIT69] **Wittmann T. J., Phillips N. S.,** Human body non-linearity and mechanical impedance analyses. Journal of Biomechanics. 1969 ; 2 281-288.

Z

[ZER85] **Zerlett G.,** Relationships between whole-body vibration and disorders of the backbone diagnosed on operators of earth-moving machinery. Proceedings of the Congress on Backache and Back disorders, Naples. October 7-11 1985.

[ZHE99a] **Zheng Y. P., Mak A. F. T.,** Extraction of quasi-linear viscoelastic parameters for lower limb soft tissues from manual indentation experiment. Journal of Biomechanical Engineering. 1999 ; 121 330-339.

[ZHE99b] **Zheng Y. P., Mak A. F. T.,** Objective assessment of limb tissue elasticity : development of a manual indentation procedure. J. Rehabil. Res. & Dev. 1999 ; 36 (2) 71-85.

[ZIM93] **Zimmerman C. L., Cook T. M., Goel V. K.,** Effects of seated posture on erector spinae EMG activity during whole-body vibration. Ergonomics. 1993 ; 36 667-675.

[ZIM97] **Zimmerman C. L., Cook T. M.,** Effects of vibration frequency and postural changes on human responses to seated whole-body vibration exposure. International Archives of Occupational and Environmental Health Supplement. 1997 ; 69(3) 165-179.

RESUME

Le présent travail s'inscrit dans le projet Européen SCOOP (Seat Comfort Optimisation Procedure), dont l'objectif principal est la mise en place d'outils et de procédures permettant l'amélioration du confort vibratoire des sièges automobiles.

L'imposition de vibrations à l'ensemble du corps peut être source d'inconfort ou de dommage pour la santé, suivant l'amplitude, la fréquence et la durée d'exposition. L'amélioration du confort et de la protection contre des environnements vibratoires sévères passe par la compréhension du comportement du corps humain. En position assise, le corps humain soumis à des vibrations verticales est marqué par deux phénomènes de résonance principaux. Les déformations associées à ces résonances sont imparfaitement connues, mais elles concernent le bassin, le rachis, la tête ainsi que les masses abdominales. De nombreux modèles du corps humain ont été développés, mais ils atteignent rapidement leurs limites, et ils ne permettent pas une prédiction complète de la réponse du corps humain.

Nous proposons dans ce travail un modèle par éléments finis, volumique, adaptable en terme de posture et d'anthropométrie. Ce modèle a été développé sur la base d'un travail antérieur sur la modélisation du corps humain en configuration de choc automobile. Le maillage du modèle reprend le squelette du tronc, les viscères ainsi que les muscles des cuisses, des épaules de l'abdomen et du thorax. Les membres et la tête sont modélisés par des corps rigides articulés. Le paramétrage anthropométrique du modèle est réalisé par krigeage des nœuds du maillage. Le modèle est validé pour deux postures distinctes, l'une avec dossier, l'autre sans. De nombreuses réponses ont été simulées, et comparées à des résultats expérimentaux. Une étude de l'influence des paramètres posturaux et des paramètres mécaniques a été réalisée pour tenter de comprendre les phénomènes, et d'expliquer les disparités interindividuelles observées expérimentalement.

Ce modèle, dont la validation doit être éprouvée, peut d'ores et déjà être utilisé comme un outil prédictif d'une partie de la réponse du corps humain soumis à des vibrations verticales en position assise.

TITLE

Biomechanical Analysis of Human Seat System Interaction in Automotive Environment : Finite Element Modelling of Human Body Under Vertical Whole Body Vibration.

ABSTRACT

The present study was included in the European SCOOP (Seat Comfort Optimisation Procedure) program. The aim of this program is to define a vibrational seat testing comfort procedure, and to provide tools for comfort evaluation.

Whole body vibration can be a source of discomfort and damage to health, depending on vibration amplitude, frequency, and exposure time. To improve comfort and protection a precise knowledge of human behaviour under whole body vibration is required. The response of the seated body exposed to vertical whole body vibration is dominated by two main resonances. The mode shapes associated to these resonances are partially known and consist of deformations of the pelvis/spine/head system with abdominal masses displacement. Many different models of biomechanical responses to whole body vibrations have been proposed but they are limited and are not able to predict the complete response of human body.

In the present study , a 3 dimensional finite element model of the body is proposed. This model is able to adopt different sitting postures and its anthropometry can be modified by using kriging. It is based on a previous study on modelling human response under impact. The model includes the skeleton of the trunk, the viscera and the thorax, abdomen, shoulder and buttock muscles. The limbs and the head are modelled with articulated rigid bodies. The model has been validated for two distinct postures with and without backrest. Many responses of the model have been calculated and compared to experimental results. Influence of postural and mechanical parameters has been studied to improve knowledge on human response and try to explain interindividual variability.

The model needs further validation, but may be used to simulate a part of human body response to whole body vertical vibrations.

Mécanique option Biomécanique

MOTS-CLES : Eléments finis –corps humain –modélisation – vibrations – automobile.

VI ANNEXES

VI.1 Modèles

VI.1.1 Modèle corps rigides

Articulation	Rigidité N/m	Amortissement Ns/m
Tronc inf. (0/1)	50000	1000
Tronc milieu (1/2)	105000	2000
Tronc Sup. (2/3)	105000	2000
Cou (3/4)	120000	2500
Tête (4/5)	120000	2500

Tableau 1 : Paramètres de masse, de raideur et d'amortissement du modèle corpd rigides. [AMI87b].

Segment	M kg	Moment d'inertie Kgm²			Centre de gravité du segment m			Origine des articulations m		
		Ixx	Iyy	Izz	x	y	z	x	Y	z
Tronc inf	11,76	0,1297	0,0817	0,1393	0,026	0,000	-0,079	0,0	0,0	0,0
Tronc mid	2,69	0,0140	0,0159	0,0186	0,033	0,000	0,072	0,0	0,0	0,132
Tronc sup	17,36	0,2352	0,1896	0,1508	0,029	0,000	0,162	0,065	0,0	0,318
Cou	0,88	0,0014	0,0014	0,0006	0,000	0,000	0,063	0,0	0,0	0,124
Tête	4,42	0,248	0,0307	0,0184	0,006	0,000	0,0028	0,03	0,189	0,260
Bras	2,22	0,0161	0,0156	0,0016	0,000	0,000	-0,122	0,08	±0,2	-0,261
Avant bras	2,15	0,0311	0,301	0,0014	0,000	0,000	-0,167	0,042	0,087	-0,07
Cuisse	9,68	0,13	0,1387	0,0017	0,000	0,006	-0,207	0,0	±0,008	-0,405
jambe	4,42	0,1315	0,1271	0,0046	0,016	0,000	-0,272	0,46	0,0	0,0

Tableau 2 : Paramètres de masse et d'inertie des différentes parties du modèle. [AMI87b].

VI.1.2 Modèles éléments finis

VI.1.2.1 Belytchko et al.

MODEL ISLM

	Centre du plateau inférieur (cm)		Hauteur (cm)		Masse (kg)	Inertie (kg cm² 10^1)		
	y	z	CV*	DS*		Ixx	Iyy	Izz
L5	1,8	2,020	2,392	1,859	2,240	8,185	17,95	28,32
L4	1,1	5,700	2,636	1,354	2,187	8,083	17,04	22,91
L3	1,0	9,550	2,751	1,223	2,152	8,264	16,82	22,80
L2	1,331	13,450	2,792	1,173	2,012	8,354	16,95	22,91
L1	2,142	17,150	2,726	0,996	1,960	8,061	15,69	22,12
T12	3,003	20,590	2,567	0,822	1,676	7,022	13,09	19,19
T11	3,882	23,680	2,433	0,645	1,603	7,056	12,30	19,41
T10	4,594	26,500	2,298	0,477	1,352	6,028	11,29	16,48
T9	4,849	29,240	2,146	0,460	1,417	6,164	12,30	17,16
T8	4,638	31,830	2,073	0,459	1,326	5,543	12,08	16,70
T7	4,580	34,300	2,019	0,404	1,308	5,347	12,19	16,59
T6	4,250	36,610	1,990	0,314	1,193	4,425	11,62	15,46
T5	3,990	38,850	1,957	0,266	1,175	3,838	11,51	14,90
T4	3,690	41,000	1,902	0,214	1,064	3,138	10,60	13,54
T3	3,350	43,150	1,850	0,274	1,160	2,878	11,74	14,22
T2	2,920	45,260	1,790	0,306	1,074	2,077	10,29	12,30
T1	2,410	47,440	1,648	0,448	1,359	0,745	5,18	17,16
C7	1,909	49,420	1,612	0,394	--	--	--	--
C6	1,760	51,448	1,516	0,434	--	--	--	--
C5	1,460	53,516	1,515	0,576	--	--	--	--
C4	1,290	55,439	1,513	0,417	--	--	--	--
C3	1,484	57,332	1,511	0,398	--	--	--	--
C2	1,636	59,239	1,500	0,408	--	--	--	--
Tête	--	--	--		5,612	44,786	40,44	33,85
Bass,					16,2	128,00	200,00	193,00

Tableau 3 : Position, masse et inertie des différents segments du modèle ISLM. [BEL78a].

* CV corps vertébral, DS disque sous-jacent

Disque	Rigidité axiale (Dyne/cm10^9)	Rigidité en torsion (Dyne/cm10^9)	Rigidité en flexion (Dyne/cm10^9)		Paramètre de cisaillement
			Sagittale	Frontale	
S-L5	1,47	0,90	0,70	1,57	7
L5-L4	1,87	1,10	0,80	1,81	9
L4-L3	2,00	1,20	0,90	2,19	9
L3-L2	2,00	1,20	0,90	2,16	13
L2-L1	2,13	0,20	0,90	2,20	14
L1-T12	1,80	1,00	0,90	2,27	1641
T12-T11	1,50	0,80	1,00	2,34	3072
T11-T10	1,50	0,70	1,20	2,44	78
T10-T9	1,50	0,70	1,10	1,93	66
T9-T8	1,50	0,60	1,10	1,76	82
T8-T7	1,50	0,60	1,00	0,59	177
T7-T6	1,80	0,60	1,00	0,62	158
T6-T5	1,90	0,60	1,00	1,68	128
T5-T4	2,10	0,60	1,00	1,81	48
T4-T3	1,50	0,60	0,60	1,22	34
T3-T2	1,20	0,40	0,40	1,04	34
T2-T1	0,70	0,30	0,20	0,63	45
T1-C7	1,10	0,20	0,20	0,62	45
C7-C6	2,84	0,18	0,11	0,25	45
C6-C5	1,01	0,11	0,06	0,10	45
C5-C4	0,60	0,07	0,04	0,06	45
C4-C3	0,67	0,04	0,04	0,05	45
C3-C2	0,70	0,05	0,04	0,05	45
C2-C1	0,60	0,04	0,04	0,10	45
COU*	0,14	0,52	0,69	0,69	2

Tableau 4: Rigidité des différents segments du modèle ISLV. [BEL78a].

Les ligaments et facettes articulaires ont une rigidité axiale de $1.5*10^7$ dyne/cm.
* Elément se substituant au rachis cervical.
1 dyne = 10^{-5} N ; unité d'effort système CGS.

MODELE ISLV

Elément viscère	A (cm²)	Longueur (cm)	Rigidité (dyne/cm*10^7)
B-S1	191,56	3,59	0,92
S1-L5	268,77	3,60	1,29
L5-L4	370,80	3,83	1,68
L4-L3	371,35	3,93	1,64
L3-L2	425,65	3,87	1,91
L2-L1	468,90	3,65	2,24
L1-T12	472,10	3,37	2,42
T12-T11	459,20	3,03	2,62
T11-T10	459,20	2,79	2,86

Tableau 5 : Rigidité et dimensions des éléments viscères.[BEL78a].

Niveau vertébral	Masse (g)	Moments d'inertie (g cm² *10^4)		
		Ixx	Iyy	Izz
Caractéristiques d'inertie des vertèbres L5-T11				
L5	465,9	0,438	0,537	0,826
L4	562,1	0,417	0,962	1,228
L3	432,5	0,273	0,665	0,861
L2	342,0	0,183	0,672	0,795
L1	284,2	0,138	0,502	0,593
T12	332,9	0,135	0,319	0,349
T11	318,4	0,122	0,292	0,334
Caractéristiques d'inertie des viscères S1-T11				
S1	1708,0	1,000	1,000	1,000
L5	1774,0	5,897	17,410	21,140
L4	1625,0	4,851	16,080	18,870
L3	1720,0	4,417	16,160	18,370
L2	1670,0	5,367	16,280	19,310
L1	1676,0	5,556	15,190	19,160
T12	1341,0	4,758	12,770	16,710
T11	1282,0	4,898	12,010	17,040

Tableau 6 : Valeurs d'inertie des vertèbres et des masses viscérales du modèle ISLV. [BEL78a].

MODELE CSM

Niveau vertébral	Masse (kg)	Moments d'inertie (kgcm²*10[1])		
		Ixx	Iyy	Izz
Bassin	16,200	128,00	200,00	193,00
L5	1,500	2,783	17,95	23,82
L4	1,500	2,748	17,04	22,91
L3	1,500	2,809	16,82	22,80
L2	1,500	2,840	16,95	22,91
L1	1,500	2,740	15,69	22,12
T12	1,556	7,002	13,09	19,19
T11	1,453	7,056	12,30	19,41
T10	1,202	6,028	11,29	16,48
T9	1,267	6,164	12,30	17,16
T8	1,176	5,543	12,08	16,70
T7	1,158	5,347	12,19	16,59
T6	1,043	4,425	11,62	15,46
T5	1,025	3,383	11,51	14,90
T4	0,964	3,138	10,60	13,54
T3	1,010	2,878	11,74	14,22
T2	0,974	2,007	10,29	12,30
T1	1,209	0,745	5,180	17,16
C7-C2	1,000	0,700	5,000	15,00
Tête	5,612	44,786	40,440	33,85
Côtes T1 à T10	0,074	0,373	0,740	0,74
Viscères basses	1,500	10,700	5,500	10,00
Viscères hautes	1,500	10,700	5,500	10,00

Tableau 7 : Paramètres de masse et d'inertie des différents segments du modèle. [BEL78a].

Articulation	Segments connectés	Niveau	Rigidité		
			Axiale dyne/cm,10^7	Torsion dyne,cm,10^7	Flexion dyne,cm,10^7
Costo-vertébrale	Côte vertèbre	T1-T10	5,0	0,35	7,5
Costo-App trans	Côte vertèbre	T1-T10	5,0		
Intercostale	Côte côte	T6-T10	5,0	1,0	2,5
Cartilages	Côte côte	T1-T10	2,0		
Costo-sternale	Côte sternum	T1-T2	5,0	1,0	7,0
		T3-T5	5,0	1,0	2,5
		T6-T7	5,0	1,0	1,5

Tableau 8 : Rigidité des différents éléments du modèle. [BEL78a].

MODELE SIMPLIFIE

	Coordonnées globales du centre de masse* (cm)		Masse (kg)	Moments d'inertie (kg.cm².10²)		
	y	z		Ixx	Iyy	Izz
Masse et caractéristiques d'inertie des vertèbres						
Bassin	0,0	-4,000	14,880	13,08	20,09	19,38
L3	4,497	10,940	1,660	0,40	0,58	0,28
T10	1,469	27,640	6,846	5,328	8,560	8,307
T1	0,857	48,240	5,591	2,773	6,438	7,212
Tête	1,660	66,800	5,612	4,479	4,044	3,385
Masse et caractéristiques d'inertie des viscères						
L5	-3,407	3,190	4,295	1,272	2,985	3,158
L3	-5,321	10,940	3,368	1,203	3,484	3,746
L1	-3,515	18,460	5,134	2,576	5,598	6,257

Tableau 9: Caractéristiques d'inertie et de masse des différents segments du modèle SSM. [BEL78a].

*X=0 pour chaque centre de masse

Elément	Rigidités		
	Axiale (dyne/cm.10^7)	Torsion (dyne.cm.10^8)	Flexion (dyne.cm.10^8)
Cou	14,40	5,17	6,89
T1-T10	15,40	0,49	0,67
T10-L3	34,70	1,87	2,15
L3-S1	56,80	3,50	3,43
T10-L1	0,88		
L1-L3	1,03		
L3-L5	0,83		
L5-bassin	0,54		

Tableau 10 : Rigidité des différents éléments du modèle SSM. [BEL78a].

La rigidité des éléments connectant les viscères au rachis est de 1.10^7dyne/cm.

VI.1.3 Kitazaki et Griffin

Niveau	Posture redressée ($m*10^{-2}$)		Posture normale ($m*10^{-2}$)		Posture relâchée ($m*10^{-2}$)	
	x	z	x	z	x	z
Tête	2,983	80,863	2,570	80,250	14,856	78,157
C1	1,854	76,384	1,411	75,710	11,887	74,048
C2	1,629	75,493	1,180	74,807	11,296	73,230
C3	1,252	73,996	0,792	73,289	10,303	71,856
C4	0,877	72,507	0,407	71,780	9,316	70,490
C5	0,497	71,002	0,017	70,254	8,318	69,109
C6	0,088	69,379	-0,403	68,609	7,242	67,620
C7	-0,303	67,827	-0,805	67,036	6,214	66,196
T1	-0,694	66,275	-1,207	65,463	5,185	64,771
T2	-1,421	63,572	-2,176	62,861	3,521	62,435
T3	-2,192	60,908	-3,179	60,297	1,825	60,132
T4	-2,952	58,195	-4,179	57,686	0,124	57,786
T5	-3,608	44,474	-5,087	55,067	-1,472	55,434
T6	-4,094	52,625	-5,856	52,325	-2,930	52,971
T7	-4,296	50,032	-6,346	49,797	-4,135	50,415
T8	-4,276	47,283	-6,648	47,117	-5,085	47,705
T9	-4,036	44,411	-6,762	44,318	-5,769	44,873
T10	-3,591	41,392	-6,073	41,375	-6,202	41,897
T11	-2,969	38,250	-6,495	38,313	-6,407	38,800
T12	-2,364	35,528	-6,205	35,307	-6,436	35,622
L1	-1,792	32,519	-5,911	31,985	-6,391	32,108
L2	-1,529	29,239	-5,795	28,365	-6,437	28,280
L3	-1,961	25,748	-6,124	24,510	-6,829	24,203
L4	-3,472	21,933	-7,109	20,467	-7,742	20,077
L5	-5,522	18,202	-8,420	16,513	-8,915	16,042
S1	-7,188	15,113	-9,488	13,238	-9,871	12,700
Ischions	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Bassin*	-0,782	10,609	-2,436	10,355	-2,794	10,264
Angle de bassin**	-9,02°		0,0°		1,99°	

Tableau 11 : Position des nœuds de masse simulant la tête, des poutres simulant le rachis et de la masse du bassin dans les trois postures. [KIT97].

* La position de la masse du bassin est ajustée par comparaison aux modes propres.
** Angle de bassin initial par rapport à la posture normale. Le centre de rotation se situe au niveau des ischions.

Niveau	Position du centre de masse* ($m*10^{-2}$)		Masse tronc ou vertèbre		Masse viscérale	
	Vertèbre ou tronc	Masse viscérale	Masse (kg)	Moment d'inertie + (kgm^2*10^{-2})	Masse (kg)	Moment d'inertie + (kgm^2*10^{-2})
Tête			4,5	2,0	_	
C1	0,0	_	0,815	0,0601	_	_
C2	0,0	_	0,815	0,0601	_	_
C3	0,0	_	0,815	0,0601	_	_
C4	0,0	_	0,815	0,0601	_	_
C5	0,0	_	0,815	0,0601	_	_
C6	0,0	_	0,900	0,0656	_	_
C7	0,0	_	1,200	0,0775	_	_
T1	1,351	_	2,114	0,0745	_	_
T2	1,351	_	1,829	0,2077	_	_
T3	1,351	_	1,915	0,2878	_	_
T4	3,080	_	1,819	0,3138	_	_
T5	2,500	_	1,930	0,3838	_	_
T6	2,880	_	1,948	0,4425	_	_
T7	2,800	_	1,308	0,5374	_	_
T8	3,220	_	1,326	0,5543	_	_
T9	3,810	_	1,417	0,6164	_	_
T10	3,640	4,640**	1,352	0,6028	_	_
T11	-0,636	4,390	0,3184	0,1283	1,282	0,5130
T12	-0,558	4,470	0,3329	0,1270	1,341	0,5079
L1	-2,917	3,980	0,2842	0,1036	1,676	0,5870
L2	-2,233	3,650	0,3420	0,1253	1,670	0,6119
L3	-1,007	3,970	0,4325	0,1482	1,720	0,5927
L4	-3,542	4,240	0,5621	0,1427	1,625	0,4126
L5	-6,335	4,280	0,4659	0,0993	1,774	0,3781
S1	_	4,280**	_	_	1,708	00,100
Bassin&	_	_	16,879	14,13	_	_

Tableau 12: Propriétés d'inertie communes aux trois postures. [KIT97].

* Position relative de la masse par rapport au centre du corps vertébral.
** Extrémités inférieure et supérieure de la colonne viscérale (nœuds sans masse).
+ Moment d'inertie dans le repère lié au centre de masse.
& Somme de la masse du bassin (10,9 kg) cuisse*0,3 (4,86 kg) et main *0,3 (1,119 kg).

Niveau	Rigidité initiale		Rigidité ajustée	
	Axiale ($N/m*10^6$)	Flexion ($Nm*10^2$)	Axiale ($N/m*10^6$)	Flexion ($Nm*10^2$)
Tête-C1	0,550	0,40	0,550	10*0,40
C1-C2	0,300	0,90	0,300	10*0,90
C2-C3	0,700	0,08	0,700	10*0,08
C3-C4	0,760	0,10	0,760	10*0,10
C4-C5	0,794	0,12	0,794	10*0,12
C5-C6	0,967	0,16	0,967	10*0,16
C6-C7	1,014	0,22	1,014	10*0,2
C7-T1	1,334	0,37	1,334	10*0,37
T1-T2	0,70	0,20	0,70	7*0,20
T2-T3	1,20	0,40	1,20	7*0,40
T3-T4	1,50	0,60	1,50	7*0,60
T4-T5	2,10	1,00	2,10	7*1,00
T5-T6	1,90	1,00	1,90	7*1,00
T6-T7	1,80	1,00	1,80	7*1,00
T7-T8	1,50	1,00	1,50	7*1,00
T8-T9	1,50	1,10	1,50	7*1,10
T9-T10	1,50	1,10	1,50	7*1,10
T10-	1,50	1,20	1,50	7*1,20
T11-	1,50	1,00	1,50	7*1,00
T12-L1	1,80	0,90	1,80	7*0,90
L1-L2	2,13	0,90	2,13	7*0,90
L2-L3	2,00	0,90	2,00	7*0,90
L3-L4	2,00	0,90	2,00	7*0,90
L4-L5	1,87	0,80	1,87	7*0,80
L5-S1	1,47	0,70	1,47	1*0,70
Fessier 1	$0,5*6,55,10^{-2}$	_	$0,15*6,55,10^{-2}$	0,04913
Fessier 2	$0,5*6,55,10^{-2}$	_	$1,2*6,55,10^{-2}$	0,04913

Tableau 13 : Rigidité des poutres modélisant le rachis. En commun pour les trois postures. [KIT97].

Fessier 1 : poutre antérieure ; Fessier 2 : poutre postérieure.

Niveau	Rigidité axiale (N/m*10^4)
T10-T11	2,86
T11-T12	2,62
T12-L1	2,42
L1-L2	2,24
L2-L3	1,91
L3-L4	1,64
L4-L5	1,68
L5-S1	1,29
Ressorts viscère/ vertèbre	Initiale=1,00 Ajusté=3,00

Tableau 15 : Rigidité des ressorts Connectant les viscères. [KIT97].

Mode	Coefficient d'amortissement
1	0,5
2	0,5
3	0,5
4	0,3
5	0,3
6	0,2
7	0,2
8 et +	0,3

Tableau 14: Coefficients d'amortissement modal. [KIT97].

VI.1.4 Modèle de Pankoke et al.

Segment	Masse (kg)	Iyy (kgm²*10^{-2})	Coordonnées des centres d'inertie (mm)					
			Redressé		Penché en avant		Relâché	
			x	z	x	z	x	z
Tête	4,42	2,960	24,2	632,2	236,6	583,9	33,9	627,3
Cou	0,88	0,429	18,3	585,3	215,2	541,7	24,0	581,6
Thorax	18,00	27,200	4,6	331,0	116,5	306,9	-11,2	329,3
Bras	6,67	4,95	74,4	307,6	151,9	262,0	104,2	328,5
Avant bras	2,74	3,05	142,3	147,4	236,7	-53,0	376,2	293,8
Cuisse	15,07	17,4	246,1	-62,0	225,8	-89,6	249,5	-55,4
Jambe	6,65	11,6	477,8	-271,3	459,8	-301,6	480,8	-270,3
Pied	2,14	1,33	561,0	-534,4	535,8	-566,9	565,4	-533,0
Bassin	10,24	2,63	-11,5	-20,0	-16,0	-30,4	-11,1	-18,8
Viscères (total)	8,00	_	_	_	_	_	_	_
Rachis lombaire	0,17	_	_	_	_	_	_	_
Somme	74,97	_	_	_	_	_	_	_

Tableau 16 : Caractéristiques d'inertie du modèle pour les trois postures étudiées.[PAN98].

Niveau	Rigidité		
	Axiale (N/m)	Transversale (N/m)	Torsion (Nm)
Tête cou	120000	∞	1200
Cou thorax	120000	∞	1200
Thorax bras	66650	75740	_
Bras avant-bras	∞	∞	0
Thorax avant-bras (contact)	100000	0	_
Thorax L3 disque	266000	66000	_
Thorax L3 ligaments postérieurs	12800	0	_
Disque lombaire	800000	200000	_
Ligament postérieur lombaire	38000	0	_
Muscles	10000	0	_
Viscère thorax	32000	22000	_
Viscère viscère	32000	22000	_
Viscère vertèbre	22000	1000	_
Viscère bassin	32000	22000	_
Bassin cuisse	∞	∞	0
Cuisse jambe	∞	∞	0
Bassin siège (fessiers)	64000	132000	147,4

Tableau 17 : Rigidité des ressorts du modèle. [PAN98].

Mode	Fréquence propre (Hz)	Coefficient d'amortissement %	Description du mode propre
1	0,594	10	1er Mode de flexion du rachis
2	2,747	35	2ème Mode de flexion du rachis
3	4,681	26	1er Mode vertical
4	7,775	20	3ème Mode de flexion du rachis
5	11,420	5	Mode local épaules
6	14,341	10	Mode local, viscères, horizontal
7	15,392	10	Mode local, viscères, vertical
8	18,376	15	2ème mode vertical

Tableau 18 : Fréquences, modes propres et amortissement modal. [PAN98].

VI.2 Outils numériques

VI.2.1 Le krigeage

Les modifications morphométriques du modèle ont été obtenues par krigeage. Cette méthode se révèle très pratique et puissante, et elle permet *a priori* d'obtenir une infinité de modèles différents. Dans notre cas, la seule contrainte est le taux de distorsion du maillage, après déplacement des nœuds par krigeage. La présentation de la méthode est issue des travaux de Trochu [TRO93].

VI.2.1.1 Historique

Cette technique d'interpolation d'origine statistique a été appliquée pour la première fois en 1951 par D. C. Krige, en Afrique du Sud, pour estimer les ressources d'une mine d'or.

Son formalisme mathématique date des années 60, et il est issu des travaux d'un mathématicien Français, G. Matheron. La technique d'estimation par krigeage fut affinée de nouveau dans les années 1970, en géostatistique minière.

La krigeage est une méthode d'interpolation qui généralise la méthode des moindres carrés en permettant au modèle de passer par les points de mesure. Cette méthode est simple à manipuler et facile à généraliser. Elle permet l'interpolation de fonctions à plusieurs variables qui passent par les points de mesure, et elle contient la méthode des moindres carrés comme cas particulier.

VI.2.1.2 Méthode

L'interpolation consiste à approximer une fonction $u(x,y,z)$ à partir de la connaissance d'un échantillon de N valeurs u_i mesurées aux points de coordonnées x_i, y_i, z_i.

Par la mesure de différentes valeurs u_i d'un phénomène physique en différents points X_i de l'espace, le krigeage permet la construction d'une approximation du phénomène physique par la fonction $u(X)$ définie par :

$$u(X_i) = u_i \qquad 1 \le i \le N$$

La fonction est décomposée en une somme de deux termes :

$$u(X) = a(X) + b(X) \qquad [29]$$

Où $a(X)$ représente le comportement moyen du phénomène, et $b(X)$ la fluctuation de celui-ci autour de la moyenne. La fonction $a(X)$ est appelée dérive ; c'est souvent une constante ou un polynôme. Plus généralement, la dérive peut être

représentée par un polynôme de degré k, ou par des fonctions trigonométriques. Le choix de la dérive est arbitraire. Le terme de correction qui correspond aux fluctuations autour de la moyenne est ajusté pour que la fonction passe par les points mesurés. Plus la dérive est proche du phénomène réel, meilleur est le résultat.

Chaque point mesuré contenant la même quantité d'informations au regard de la fonction recherchée, la fonction $b(X)$ dépend de tous les points mesurés. Elle est définie comme une fonction linéaire de N paramètres indépendants b_j, $1 \leq j \leq N$, pondérés par une fonction de correction $g_j(X)$ associée à chacun des points mesurés.

$$b(X) = \sum_{j=1}^{N} bjgj(X) \qquad [30]$$

Plus X est éloigné de X_j, et plus l'influence de l'échantillon j sur la valeur $u(X)$ est faible. Ainsi, les fonctions de pondération associées aux points mesurés sont dépendantes de la distance Euclidienne $|X - X_j|$ qui sépare le point X d'un point mesuré. D'autre part, comme aucun point mesuré n'a de rôle particulier, les fonctions de pondérations sont générées par des fonctions de même formes définies comme suit:

$$g_j(X) = K(|X - X_j|) \qquad 1 \leq j \leq N \qquad [31]$$

$K(h)$ est appelée covariance généralisée, c'est une fonction arbitraire.

Finalement, la fonction approximée s'écrit:

$$u(X) = \sum_{i=O}^{M} a_i p_i(X) + \sum_{j=1}^{N} b_j K(|X - X_j|) \qquad [32]$$

Il existe $N + M + 1$ inconnues ; il faut donc $N + M + 1$ équations pour résoudre le système.

Si $a(X)$ est un polynôme de degré M, alors le système linéaire à résoudre se compose de :

- N équations qui traduisent le passage de $u(X)$ par les points mesurés.

$$u_i = \sum_{k=0}^{M} a_k X_i^k + \sum_{j=1}^{N} b_j K(|X_i - X_j|) \qquad 1 \leq i \leq N \qquad [33]$$

- $M + 1$ équations qui traduisent le fait que $a(X)$ est la moyenne de $u(X)$

$$\sum_{j=1}^{N} b_j X_j^k = 0 \qquad 0 \leq k \leq M . \qquad [34]$$

Le système linéaire du krigeage peut s'écrire sous la forme :

$$\begin{bmatrix} \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 1 & \dots & X_1^p & \dots & x_1^M \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & K\left(\left|X_i - X_j\right|\right) & \dots & \dots & 1 & \dots & X_j^p & \dots & X_j^M \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 1 & \dots & X_N^p & \dots & X_N^M \\ 1 & \dots & 1 & \dots & 1 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_1^p & \dots & X_i^p & \dots & X_N^p & \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_1^M & \dots & X_i^M & \dots & X_N^M & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 \\ \dots \\ b_j \\ \dots \\ b_N \\ a_0 \\ \dots \\ a_i \\ \dots \\ a_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_1 \\ \dots \\ u_j \\ \dots \\ u_N \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ 0 \end{bmatrix} \quad [35]$$

On le résout par inversion de matrice.

Dans notre cas précis, les points de l'espace auxquels le phénomène est mesuré correspondent aux nœuds du modèle initial ; et la fonction que l'on cherche à approximer correspond au déplacement des nœuds entre la position finale et la position initiale. Il est donc nécessaire de connaître la position de certains nœuds du modèle déformé, pour obtenir les N valeurs nécessaires au calcul des paramètres. Ces points sont appelés points de contrôle.

$$X(x,y,z) \xrightarrow{u(X)} Y(x,y,z)$$

Avec $X(x,y,z)$ correspondant à la position du nœud i pour le modèle initial, et $Y(x,y,z)$ correspondant à la position du nœud i dans le modèle déformé. L'étape suivante consiste à appliquer la déformation géométrique approximée par la fonction $u(X)$ à l'ensemble des nœuds du modèle. On obtient ainsi l'ensemble des nœuds du modèle déformé.

Pour obtenir une approximation correcte de la déformation géométrique, il est nécessaire que les points de contrôle soient répartis sur l'ensemble du modèle, c'est la raison pour laquelle nous utilisons des points de l'ensemble du squelette comme points de contrôle.

VI.2.2 La méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est relativement récente. En effet, on fait généralement coïncider sa naissance avec la parution des articles de Argyris et de Cough en 1956. Trois éléments essentiels semblent avoir imposé l'apparition de cette méthode:

L'explosion des besoins en calcul de structures dans les industries de pointe comme l'aéronautique.

La nécessité d'effectuer une synthèse des techniques utilisées (méthodes matricielles pour les déplacements ou forces, travaux des mathématiciens sur les méthodes d'approximation).

L'apparition des premiers ordinateurs.

VI.2.2.1 Principe

Les informations recherchées dans un problème général de calcul de structure sont les déplacements, les déformations, et les contraintes au cours du temps. Les fonctions qui expriment le déplacement de chaque point de la structure peuvent être considérées comme les inconnues principales du problème. Les relations déformation déplacement et les lois de comportement permettant de déduire les déformations et les contraintes.

La première étape caractérisant la méthode consiste à décomposer la structure en éléments simples, appelés éléments finis. Les frontières de chaque élément sont définies par des points particuliers, appelés nœuds de l'élément. La nature de ces éléments dépend du type de structure. Cette étape constitue le maillage de la structure.

Au cours de la déformation, un point P de l'élément (e) subit un déplacement $\{u\}$ définissable de façon unique par les déplacements des n nœuds de l'élément $\{q^{(e)}\}$:

$$\{u\}=[\phi]\{q^{(e)}\} \qquad [36]$$

Où $\{u\}$: vecteur des fonctions déplacements (inconnues)

$[\phi]$: la matrice des fonctions d'interpolation (fonctions connues dépendantes du type d'élément).

$\{q^{(e)}\}$: le vecteur (à déterminer) des paramètres cinématiques (degrés de liberté) de l'élément (e).

De même, les champs de vitesses et d'accélérations prennent les formes générales suivantes:

$$\{\dot{u}\}=[\phi]\{\dot{q}^{(e)}\} \qquad \{\ddot{u}\}=[\phi]\{\ddot{q}^{(e)}\}$$

La prise en compte de cette approximation dans les expressions de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique permet de mettre en évidence les notions de matrice élémentaire des raideurs, et de matrice élémentaire des masses.

Pour un matériau à comportement linaire, l'énergie potentielle et l'énergie cinétique d'un élément peuvent s'exprimer de la façon suivante:

$$V_{\text{int}(e)} = \frac{1}{2}\int_{v_e} \{\sigma\}^T \{\varepsilon\}.dv_{(e)} \qquad [37]$$

$$T_{(e)} = \frac{1}{2}\int_{v_{(e)}} \rho\{\dot{u}\}^T \{\dot{u}\}.dv_{(e)} \qquad [38]$$

Avec $\{\varepsilon\}$, le vecteur des déformations.

$\{\sigma\}$, le vecteur des contraintes.

$v_{(e)}$, le volume de l'élément (e).

$\{\dot{u}\}$, le vecteur vitesse.

Quel que soit le type d'élément considéré, on met en évidence les relations suivantes:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q^{(e)}\} \qquad \{\sigma\} = [E][B]\{q^{(e)}\} \qquad [39]\ [40]$$

Avec $[B]$ la matrice reliant les déformations aux paramètres cinématiques. Cette matrice est obtenue à partir des relations déformation-déplacement et de la matrice $[\phi]$. La matrice $[E]$ traduit les relations contrainte-déformation.

En reportant ces relations dans les expressions de l'énergie potentielle interne [37] et de l'énergie cinétique [38] sur un élément (e), il vient :

$$V_{\text{int}(e)} = \frac{1}{2}\{q^{(e)}\}^T [K^{(e)}]\{q^{(e)}\} \quad [41] \qquad T_{(e)} = \frac{1}{2}\{\dot{q}^{(e)}\}^T [m^{(e)}]\{\dot{q}^{(e)}\} \quad [42]$$

Avec la matrice élémentaire des rigidités : $[K^{(e)}] = \int_{v_{(e)}} [B]^T [E][B] dv_{(e)}$ [43]

Et la matrice élémentaire des masses : $[m^{(e)}] = \int_{v_{(e)}} \rho[\phi]^T [\phi] dv_{(e)}$ [44]

La matrice d'amortissement de l'élément s'exprime de façon similaire à la matrice de masse. Si l'on considère un coefficient d'amortissement c fonction linéaire de la vitesse, la matrice élémentaire d'amortissement s'écrit alors :

$$[c^{(e)}] = \int_{v_{(e)}} c[\phi]^T [\phi] dv_{(e)} \qquad [45]$$

L'étape suivante consiste à assembler les différentes matrices de tous les éléments, afin d'obtenir les matrices de rigidité de masse et d'amortissement de la structure complète. Pour cela, il faut exprimer les matrices élémentaires dans le repère global ; puis, procéder à l'assemblage proprement dit, en effectuant la somme des travaux et énergies élémentaires. A l'issue de cette étape, les matrices $[K^{(S)}]$, $[M^{(S)}]$ et $[C^{(S)}]$ sont connues.

La matrice colonne des efforts -ou, vecteur force- est obtenue en calculant la puissance développée par l'ensemble des efforts externes exercés sur la structure. Cette puissance peut s'exprimer sous la forme suivante:

$$P_{ext} = \sum_{k=1}^{p} \vec{F}_k \vec{V}(M_k) + \int_S \vec{T}_p . \vec{V}(P).dS + \int \vec{f}_M . \vec{V}(M).dv \qquad [46]$$

Où $\vec{F}_k$, est la force concentrée sur le point M_k ;

$\vec{T}_p$, la force de surface ;

$\vec{f}_M$, la force de volume.

Soit, sous forme matricielle:

$$P_{ext} = \sum_{k=1}^{p} \{\dot{Q}\}^T [\phi(M_k)]^T \{F_k\} + \int_S \{\dot{Q}\}^T [\phi]^T \{T_p\} dS + \int \{\dot{Q}\}^T [\phi]^T \{f_M\}.dv \qquad [47]$$

La somme des puissances développées par ces trois types de forces externes donne:

$$P_{ext} = \{\dot{Q}\}^T \{F_{ext}\} \qquad [48]$$

avec F_{ext} le vecteur forces externes de la structure.

La résolution du problème se fait par l'application du théorème des puissances virtuelles à l'ensemble étudié, en prenant un champ de vitesses virtuelles $\vec{V}^*(M)$, obtenu en imposant des vitesses arbitraires à chacun des nœuds de l'ensemble.

$$P^*_{\text{int}} + P^*_{ext} = P^*_{acc} \qquad [49]$$

L'utilisation du théorème des puissances virtuelles avec un champ de vitesses virtuelles permet de déterminer un système différentiel linéaire de p équations à p inconnues, qui ne sont autres que les déplacements inconnus des nœuds, et les efforts inconnus aux liaisons externes. Ce système différentiel s'écrit:

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [C]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F_{ext}\} \qquad [50]$$

Il existe deux types de méthodes de résolution de cette équation.

Les méthodes implicites consistent à résoudre directement le système par inversion de matrice. C'est la méthode utilisée pour résoudre les problèmes de statique et de quasistatique. Elle peut être utilisée pour résoudre des problèmes de type dynamique ; dans ce cas, elle se caractérise par un calcul simultané des déplacements, vitesses, et accélérations. Le principal avantage de la méthode est sa stabilité, quel que soit le pas de temps adopté. Son principal inconvénient est d'obliger à l'inversion d'une matrice de grande taille. Ce défaut n'est pas admissible lorsque l'obtention de la solution pour un grand nombre d'étapes intermédiaires est nécessaire.

Les méthodes explicites ont été mises au point pour pallier cet inconvénient. Elles se caractérisent par un calcul non simultané des variables cinématiques, déplacements, vitesses, et accélérations. Elles autorisent l'obtention de la solution sans inversion de matrice. En revanche, elles sont conditionnellement stables ; c'est-à-dire que le pas de temps possède une valeur maximum au delà de laquelle le schéma diverge. Ces méthodes sont particulièrement adaptées : à la résolution de problèmes de grande taille ; à la résolution de problèmes de dynamique rapide ; à la prise en compte de grandes déformations ; et, à la prise en compte de grandes non linéarités de comportement.

Dans ce travail, nous n'avons utilisé que la méthode explicite.

VI.2.2.2 Analyse statique

En statique, l'équation [50] se simplifie, car l'accélération et la vitesse sont nulles, ou négligées pour un problème quasistatique. L'équation devient :

$$[K]\{Q\} = \{F_{ext}\} \qquad [51]$$

Pour un problème linéaire, il suffit d'inverser la matrice de rigidité pour connaître l'ensemble des déplacements et des efforts aux nœuds.

Pour un problème non-linéaire, la matrice de rigidité [K] est elle-même une fonction des déplacements (ou des dérivés). La non-linéarité peut être liée aux contacts ou aux lois de comportement non-linéaires introduites au niveau des éléments.

$\{F_{ext}\}$ est la matrice des efforts extérieurs appliqués à la structure.

Pour résoudre le problème, il faut alors utiliser un processus de résolution des équations non-linéaires par itération. Dans ce travail, nous utilisons la méthode de Newton Raphson qui peut être décrite de la façon suivante:

$$[K_i^T]\{\Delta Q_i\} = \{F_{ext}\} - \{F_i^{nr}\} \qquad [52]$$

$$\{Q_{i+1}\} = \{Q_i\} + \{\Delta Q_i\} \qquad [53]$$

Où $[K_i^T]$ est la matrice de rigidité tangeante en Q_i.
i est l'indice de l'itération.
$\{F_i^{nr}\}$ représente les efforts de cohésion.

La partie droite de l'équation représente le résidu d'effort dû au non-équilibre du système.

Plusieurs itérations sont nécessaires pour obtenir la convergence. Les étapes de l'algorithme sont les suivantes:

1- On connaît $\{Q_0\}$ qui est la solution de l'itération précédente. A la première itération, $\{Q_o\} = 0$.

2- On calcule la matrice de rigidité tangeante $\lfloor K_i^T \rfloor$, ainsi que les efforts de cohésion $\{F_i^{nr}\}$ pour $\{Q_i\}$

3- On calcule $\{\Delta Q_i\}$ à partir de l'équation [52].

4- On additionne $\{\Delta Q_i\}$ et $\{Q_i\}$, afin d'obtenir l'approximation suivante $\{Q_{i+1}\}$ [53]

5- On répète les étapes 2 à 4 jusqu'à ce que la convergence soit établie.

Lorsque la matrice de rigidité est calculée à chaque itération, on parle de la méthode de Newton Raphson complète.

La convergence est étalie lorsque les critères de convergence sont satisfaits:

Critère de convergence en effort:

$\|\{R\}\| \prec \varepsilon_R R_{ref}$ traduit l'équilibre entre efforts de cohésion et efforts externes $\{R\} = \{F_{ext}\} - \{F^{nr}\}$.

et/ou

Critère de convergence en déplacement:

$$\|\{\Delta Q_i\}\| \prec \varepsilon_Q Q_{ref}$$

R_{ref} et Q_{ref} sont les valeurs de référence utilisées pour la convergence; ε_R et ε_Q sont les tolérances

VI.2.2.3 Analyse modale

L'analyse modale permet de déterminer les fréquences et modes propres de la structure. En considérant un système libre non-amorti, l'équation à résoudre est la suivante :

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{0\} \qquad [54]$$

Si le système n'est pas libre, alors : $[M]\{\ddot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F_{ext}\}$ [55]

Dans ce cas, on résout d'abord le problème statique $[K]\{Q_0\} = \{F_{ext}\}$; puis, on procède au changement de variable $\{Q'\} = \{Q\} - \{Q_0\}$, $\{\ddot{Q}'\} = \{\ddot{Q}\}$ qui nous ramène à l'équation [54] d'un problème libre.

Pour un système linéaire, les vibrations libres sont harmoniques :

$$\{Q\} = \{\phi\}_i \cos \omega_i t \qquad [56]$$

avec $\{\phi\}_i$ vecteur propre représentant le mode propre de la $i^{ème}$ valeur propre.

ω_i $i^{ème}$ valeur propre (pulsation).

t temps.

L'équation [54] devient :

$$\left(-\omega_i^2 [M] + [K]\right)\{\phi\}_i = \{0\} \qquad [57]$$

Cette équation est satisfaite si $\{\phi\}_i = \{0\}$, ou si le déterminant de la matrice $\left([K] - \omega^2 [M]\right)$ est nul. La première option n'est d'aucun intérêt, la solution est donc donnée par l'équation suivante :

$$\left|[K] - \omega^2 [M]\right| = 0 \qquad [58]$$

Ce problème admet n valeurs propres ω^2, et n vecteurs propres $\{\phi\}_i$, où n est le nombre de degrés de liberté du modèle. La structure discrétisée admet n fréquences propres avec :

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

f_i est la $i^{ème}$ fréquence propre.

Il existe différentes procédures d'extraction des valeurs propres. Celle que nous avons utilisée est la méthode « subspace iteration » d'ANSYS® 5.6.

VI.2.2.4 Analyse harmonique

Lorsqu'il y a de l'amortissement, l'équation du mouvement s'écrit :

$$[M]\{\ddot{Q}\} + [C]\{\dot{Q}\} + [K]\{Q\} = \{F_{ext}\} \qquad [59]$$

Le détail de la matrice d'amortissement est donné à la fin de cette partie.

Cette analyse ne s'applique qu'aux modèles linéaires, tous les nœuds de la structure se déplacent à la même fréquence imposée au système. Le déplacement de tous les nœuds de la structure peut donc être écrit de la façon suivante :

$$\{Q\} = \{Q_{\max} e^{i\phi}\} e^{I\Omega t} \qquad [60]$$

Où $\{Q_{\max}\}$ est le déplacement maximum.

i est la racine carrée de –1.

Ω est la pulsation imposée $\Omega = 2\pi f$, où f est la fréquence des vibrations imposées.

t est le temps.

ϕ est le déphasage du déplacement.

On peut écrire le déplacement sous forme complexe :

$$\{Q\} = \left\{Q_{\max}\left(\cos\phi + i\sin\phi\right)e^{i\Omega t}\right\} \qquad [61]$$

$\{Q_1\} = \{Q_{\max}\cos\phi\}$ partie réelle du déplacement.

$\{Q_2\} = \{Q_{\max}\sin\phi\}$ partie imaginaire du déplacement.

Finalement : $\{Q\} = \left(\{Q_1\} + i\{Q_2\}\right)e^{i\Omega t}$ [62]

On peut également exprimer les efforts de la même façon :

$$\{F_{ext}\} = \left\{F_{\max}e^{i\Psi}\right\}e^{i\Omega t} \qquad [63]$$

$$\{F_{ext}\} = \left\{F_{\max}\left(\cos\Psi + i\sin\Psi\right)\right\}e^{i\Omega t} \qquad [64]$$

$\{F_1\} = \{F_{\max}\cos\Psi\}$ partie réelle de l'effort.

$\{F\ \} = \{F_{\max}\sin\Psi\}$ partie imaginaire de l'effort.

Finalement : $\{F_{ext}\} = \left(\{F_1\} + i\{F_2\}\right)e^{i\Omega t}$ [65]

L'équation du mouvement devient :

$$\left(-\Omega^2[M] + i\Omega[C] + [K]\right)\left(\{Q_1\} + i\{Q_2\}\right)e^{i\Omega t} = \left(\{F_1\} + i\{F_2\}\right)e^{i\Omega t} \qquad [66]$$

On peut retirer $e^{i\Omega t}$ de part et d'autre de l'équation :

$$\left([K] - \Omega^2[M] + i\Omega[C]\right)\left(\{Q_1\} + i\{Q_2\}\right) = \{F_1\} + i\{F_2\} \qquad [67]$$

Il existe de nombreux algorithmes de résolution de cette équation ; nous avons utilisé la méthode de superposition modale.

Méthode de superposition modale

On peut convertir l'équation sous forme modale, il vient :

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \xi_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \qquad [68]$$

Avec y_j Coordonnées modales.

ω_j Pulsation propre du mode j.

ξ_j Taux d'amortissement critique du mode j.

f_j Effort en coordonnées modales.

Dans le cas d'un régime sinusoïdal établi, l'effort prend la forme suivante :

$$f_j = f_{jc} e^{i\Omega t}$$

Où f_{jc} est l'amplitude complexe de l'effort, et Ω la pulsation imposée.

Pour que l'équation soit satisfaite quel que soit le temps, il faut que y_j soit de la même forme que f_j, soit :

$$y_j = y_{jc} e^{i\Omega t}$$

Finalement, l'équation à résoudre est la suivante :

$$-\Omega^2 y_{jc} e^{i\Omega t} + 2\omega_j \xi_j \left(i\Omega y_{jc} e^{i\Omega t} \right) + \omega_j^2 y_{jc} e^{i\Omega t} = f_{jc} e^{i\Omega t} \qquad [69]$$

en simplifiant l'équation [69], il vient :

$$\left(-\Omega^2 + i2\omega_j \Omega \xi_j + \omega_j^2 \right) y_{jc} = f_{jc} \qquad [70]$$

donc $y_{jc} = \dfrac{f_{jc}}{\left(\omega_j^2 - \Omega^2\right) + i\left(2\omega_j \Omega \xi_j\right)}$ [71]

La contribution de chaque mode est calculée comme suit :

$$\{C_j\} = \{\phi_j\} y_{jc} \qquad [72]$$

Où $\{C_j\}$ est la contribution du mode j.

$\{\phi_j\}$ est le vecteur propre du mode j.

Finalement, les déplacement complexes sont obtenus en faisant la somme des contributions modales : $\{Q_c\} = \sum_{j=1}^{n} \{C_j\}$ [73]

Où $\{Q_c\}$ est le déplacement complexe.

La matrice d'amortissement :

La forme générale de la matrice d'amortissement est la suivante :

$$[C] = \alpha[M] + (\beta + \beta_c)[K] + \sum_{j=1}^{NMAT} \beta_j [K_j] + \sum_{k=1}^{NEL} [C_k] + [C_\xi] \quad [74]$$

Où $[C]$ Matrice d'amortissement de la structure.

α Coefficient multiplicateur constant de la matrice de masse.

$[M]$ Matrice de masse de la structure.

β Coefficient multiplicateur constant de la matrice de rigidité.

β_c Coefficient multiplicateur variable de la matrice de rigidité.

$[K]$ Matrice de rigidité de la structure.

$NMAT$ Nombre de matériaux avec amortissement.

β_j Coefficient multiplicateur constant de la matrice de rigidité du matériau j.

$[K_j]$ Portion de la matrice de la structure correspondant au matériau j.

NEL Nombre d'éléments avec amortissement.

$[C_k]$ Matrice d'amortissement de l'élément k.

$[C_\xi]$ Matrice d'amortissement dépendante de la fréquence.

$[C_\xi]$ est calculée à partir d'un coefficient d'amortissement constant ξ, comme suit :

$$\{Q_i\}^T [C_\xi] \{Q_i\} = 4\pi f_i \xi \quad [75]$$

Où ξ Coefficient d'amortissement constant

$\{Q_i\}$ Déformée au mode i.

f_i Fréquence propre du mode i.

Dans ce travail, nous avons utilisé cette forme d'amortissement avec ξ=0,2.

Les informations de ce chapitre sont issues du guide théorique d'ANSYS®5.6 et d'un ouvrage sur la méthode des éléments finis et la dynamique vibratoire [DRO93.]

VI.2.2.5 Eléments utilisés

Types d'éléments	Eléments ANSYS® 5.6.	Degrés de liberté
Poutres	BEAM 4	6 de grés de liberté par nœuds
Briques	SOLID 45	3 degré de liberté par nœuds
Plaques	SHELL 63	6 degrés de liberté par nœuds
Matrices	MATRIX27	6 degrés de liberté par nœuds
Ressorts (traction compression)	LINK 8	3 degré de liberté par nœuds
Câbles (traction ou compression)	LINK 10	3 degrés de liberté par nœuds
Contacts	CONTACT 173 (Contact surface/surface)	3 degrés de liberté par nœuds

Tableau 19: Type d'éléments utilisés.

VI.3 Résultats expérimentaux

VI.3.1 Essais siège rigide

VI.3.1.1 Fréquences de résonance

			f_1	f_2	f_3	f_4
Sujet 1	Relâché	1 ms^{-2}	4,75	8,25	(2,00)	-
		2 ms^{-2}	4,50	8,25	-	-
	Redressé	1 ms^{-2}	5,00	8,75	(2,50)	-
		2 ms^{-2}	4,75	9,00	-	-
	Dossier	1 ms^{-2}	6,50	11,50	3,00	
		2 ms^{-2}	6,00	11,25	(2,25)	
Sujet 2	Relâché	1 ms^{-2}	4,50	9,00	(2,00)	-
		2 ms^{-2}	4,00	7,50	6,00	-
	Redressé	1 ms^{-2}	4,25	8,25	10,00	(2,50)
		2 ms^{-2}	3,75	7,00	8,50	-
	Dossier	1 ms^{-2}	6,25	10,75	4,25	
		2 ms^{-2}	5,00	9,00	3,75	
Sujet 3	Relâché	1 ms^{-2}	5,25	7,25	(8,50)	(3,75)
		2 ms^{-2}	5,25	7,00	-	-
	Redressé	1 ms^{-2}	5,75	7,50	9,50	-
		2 ms^{-2}	5,50	8,75	(9,75)	(3,00)
	Dossier	1 ms^{-2}	6,50	9,75	(4,75)	-
		2 ms^{-2}	5,75	(9,00)	(4,25)	-

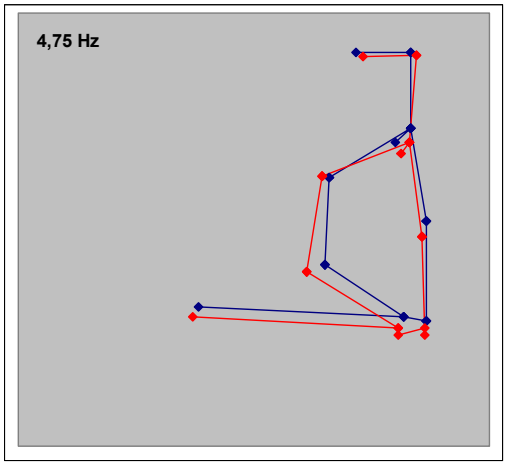
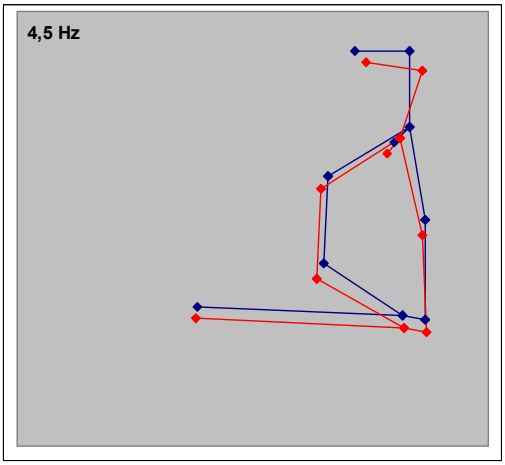
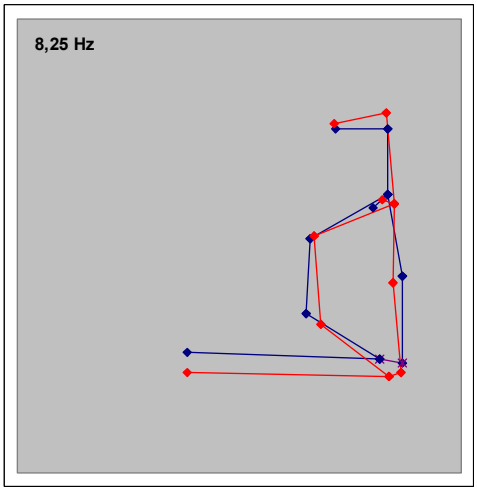
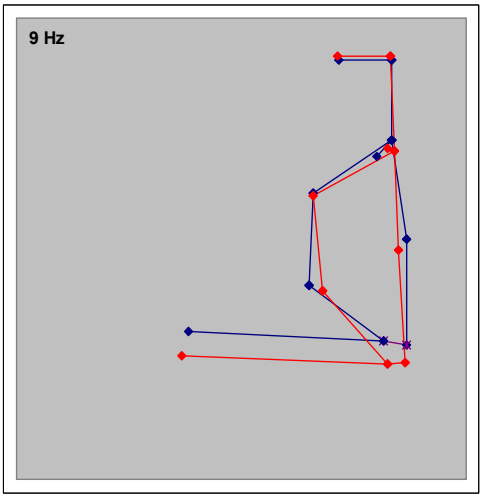
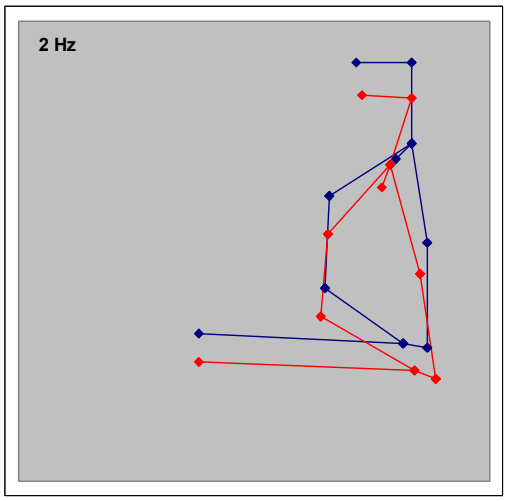
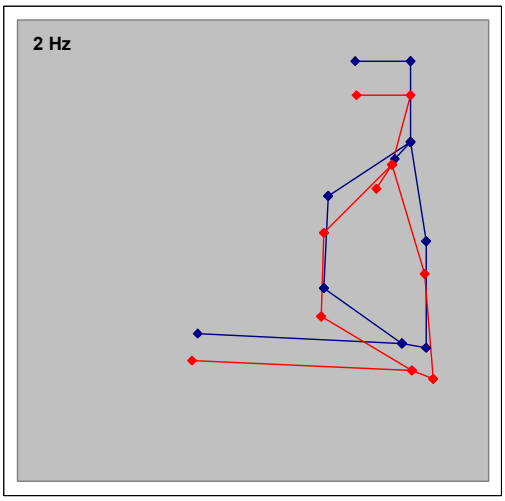
Sujet 4	Relâché	1 ms^{-2}	4,50	7,50	-	-
		2 ms^{-2}	4,25	8,75	(2,50)	-
	Redressé	1 ms^{-2}	4,75	9,00	(3,00)	-
		2 ms^{-2}	4,50	7,50	-	-
	Dossier	1 ms^{-2}	6,25	12	(4,25)	-
		2 ms^{-2}	5,50	10,50	3,25	

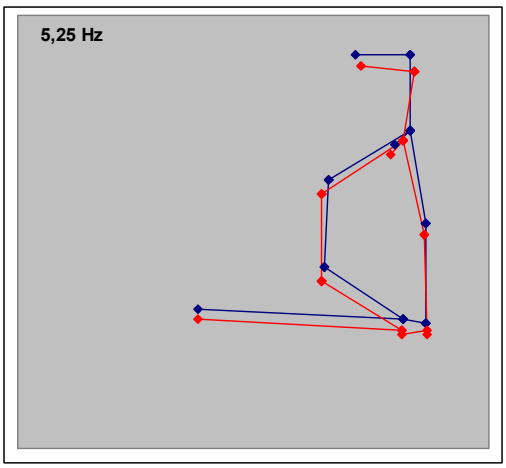
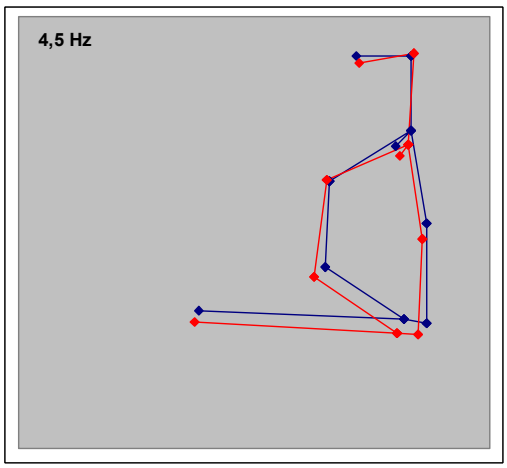
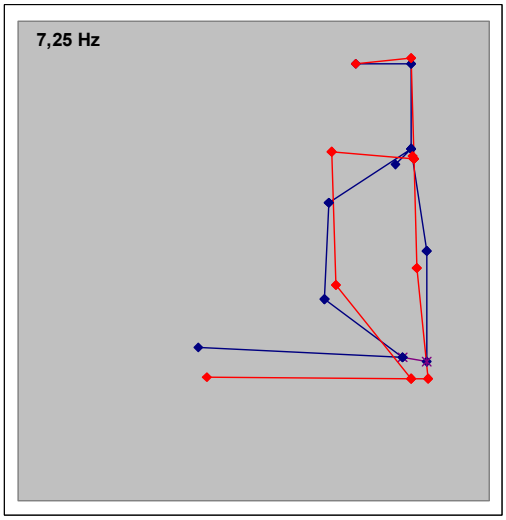
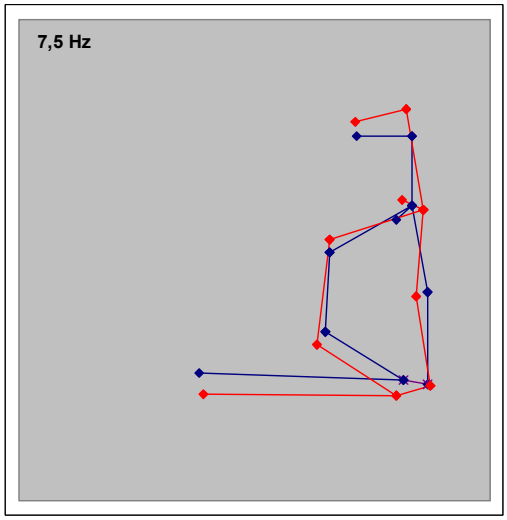
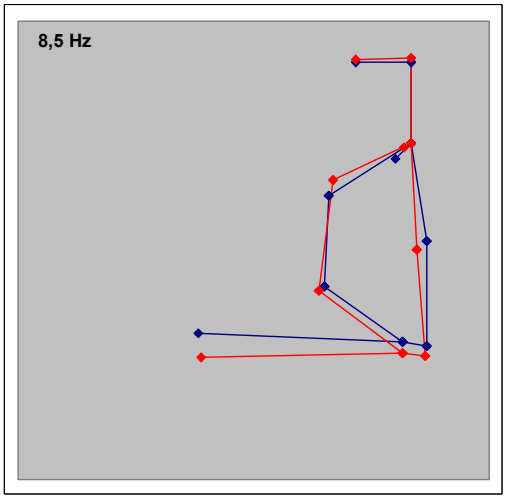
Tableau 20: Fréquences de résonance pour les quatre sujets pour chaque configuration.

VI.3.1.2 Posture sans dossier

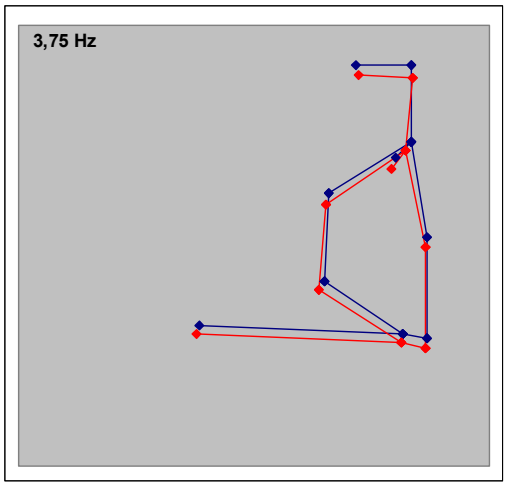
VI.3.1.2.1 Assis relâché 1 ms^{-2}

Fréquences de résonances et modes propres: Assis relaché 1ms^{-2}

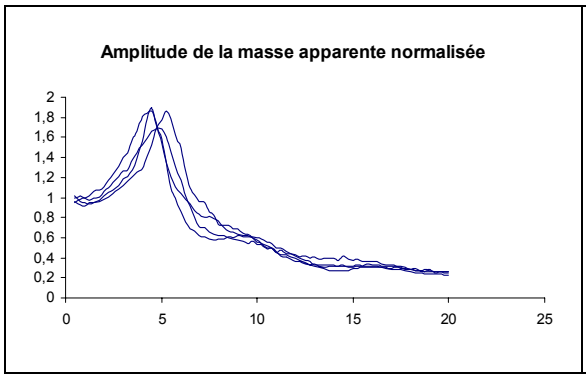
	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

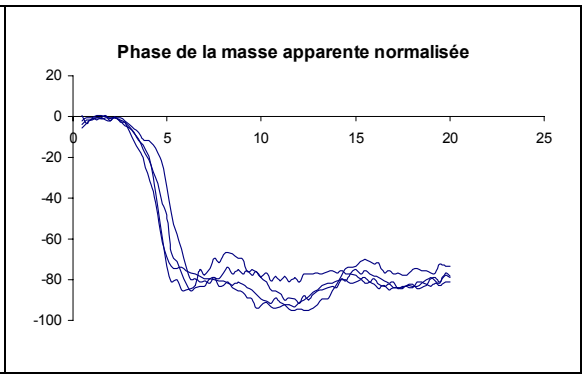
	Sujet 3	Sujet 4
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

Mode propre 4

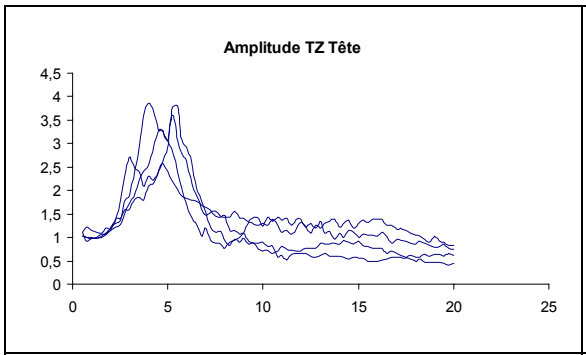


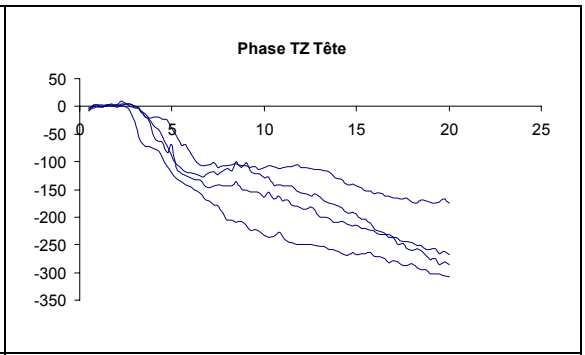
Masse apparente : Assis relaché 1ms⁻²

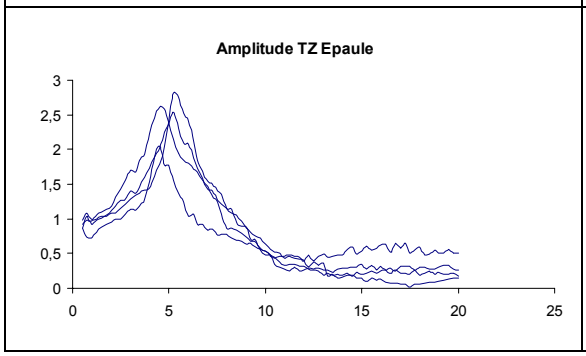


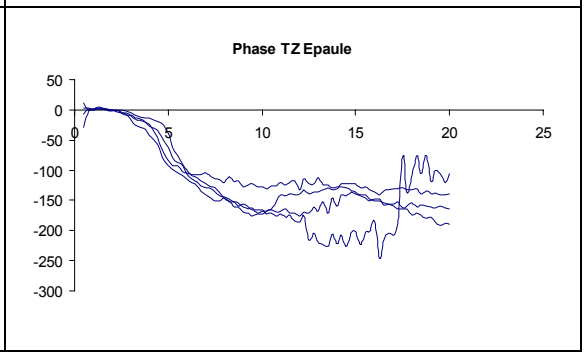


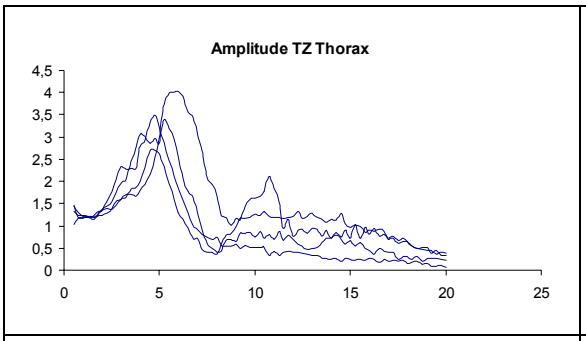
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Assis relaché 1ms⁻²

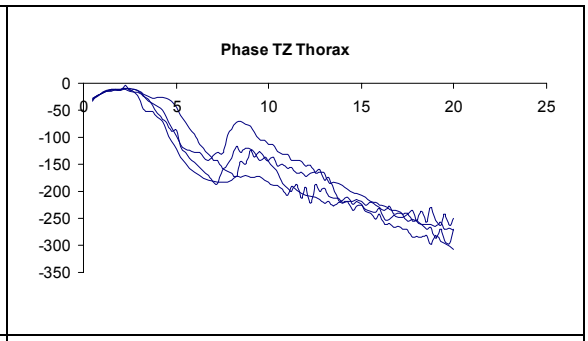


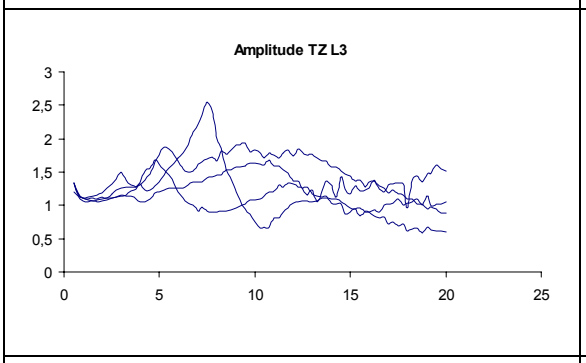


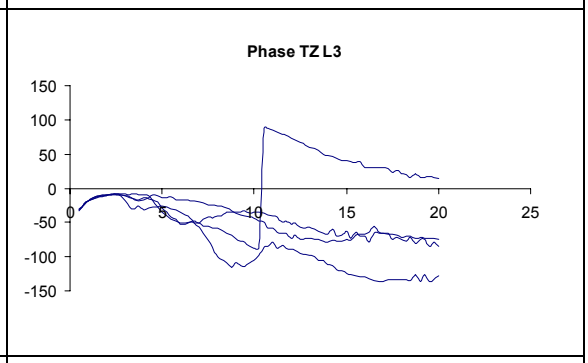


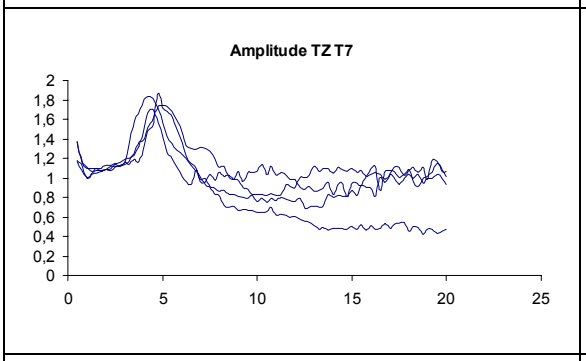


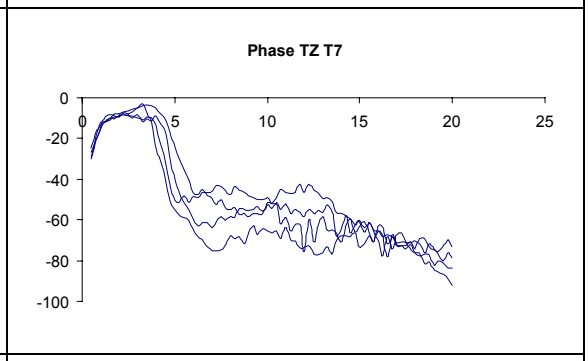

Amplitude TZ Thorax
4,5
4
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

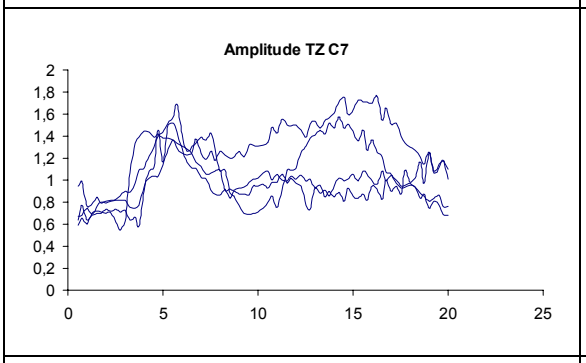

Phase TZ Thorax
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
-350
0
5
10
15
20
25

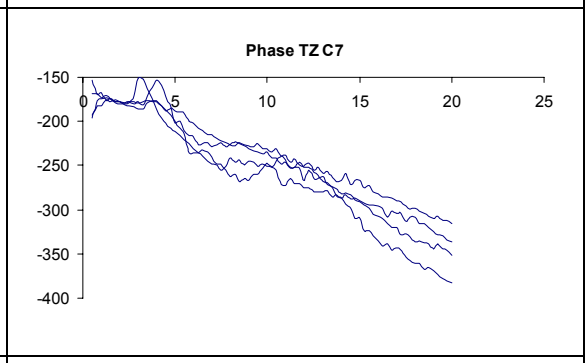

Amplitude TZ L3
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

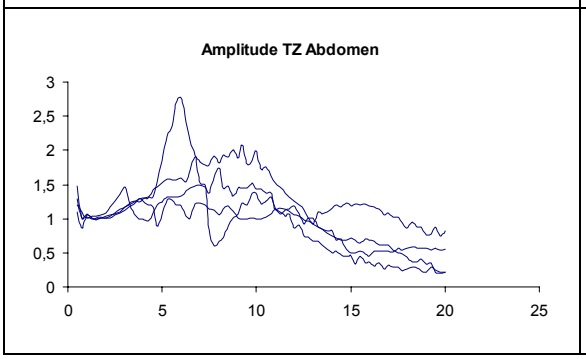

Phase TZ L3
150
100
50
0
-50
-100
-150
0
5
10
15
20
25

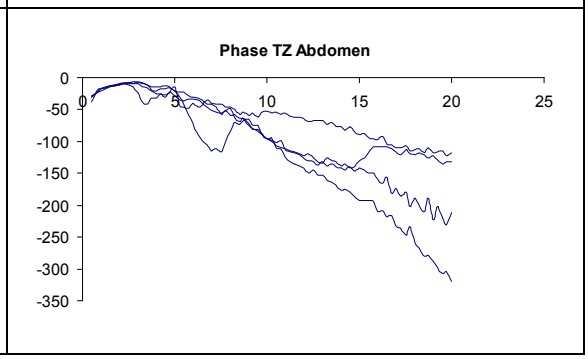

Amplitude TZ T7
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

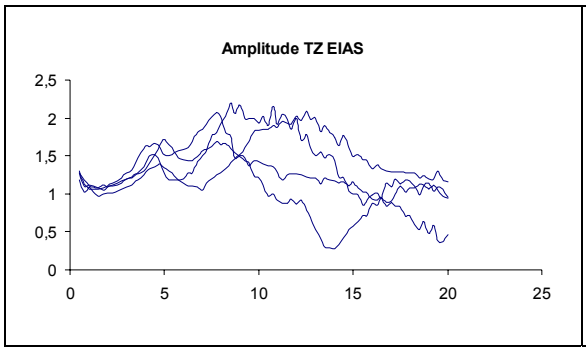

Phase TZ T7
0
-20
-40
-60
-80
-100
0
5
10
15
20
25

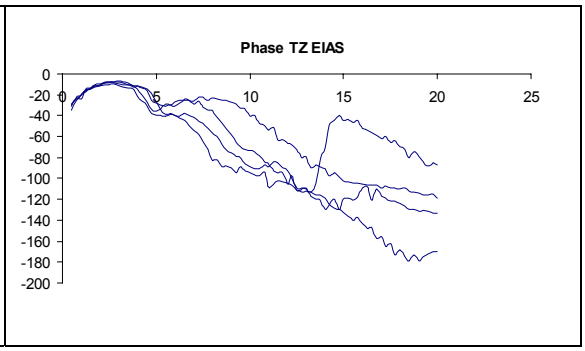

Amplitude TZ C7
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
-150
-200
-250
-300
-350
-400
0
5
10
15
20
25

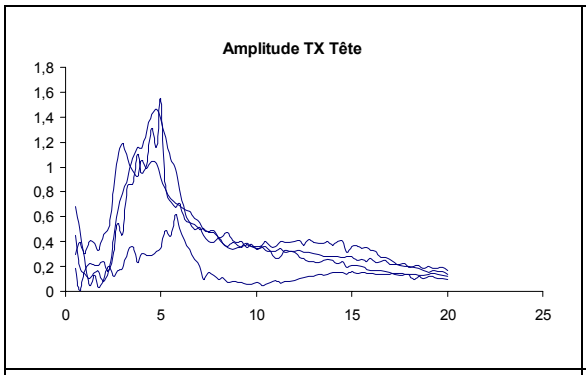

Amplitude TZ Abdomen
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

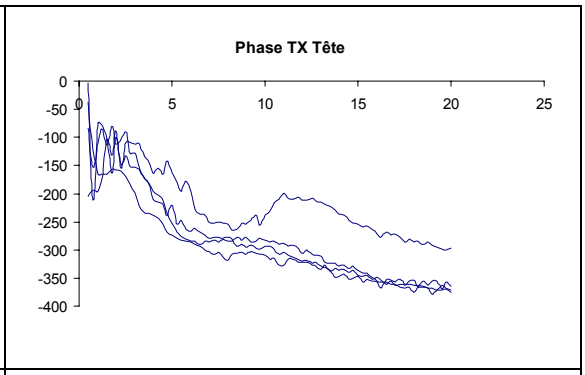

Phase TZ Abdomen
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
-350
0
5
10
15
20
25

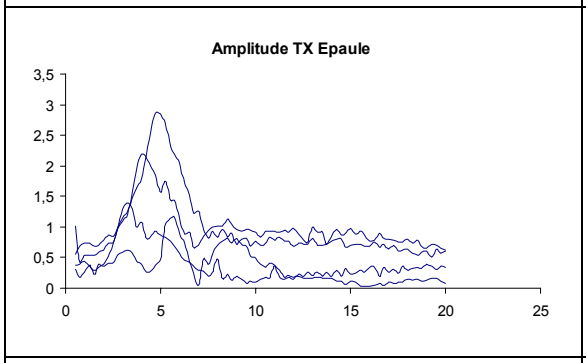


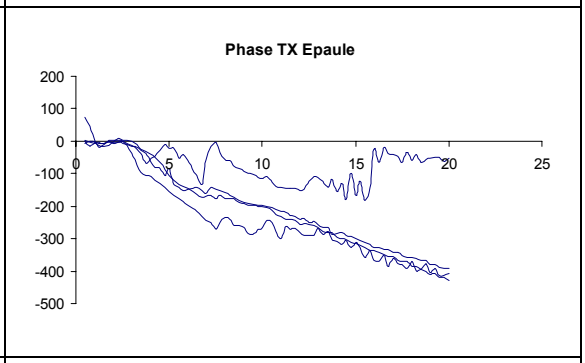


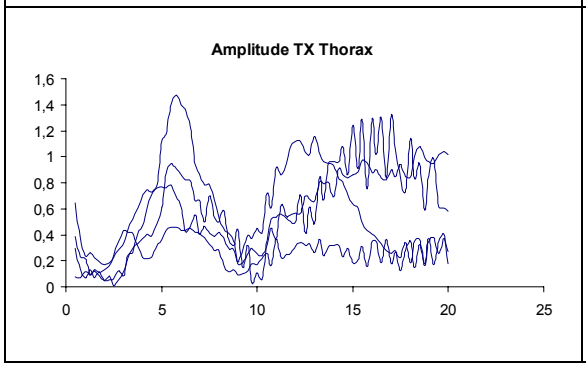
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X): Assis relaché 1ms^{-2}

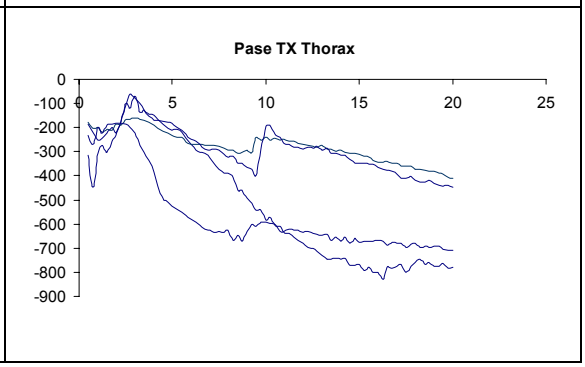


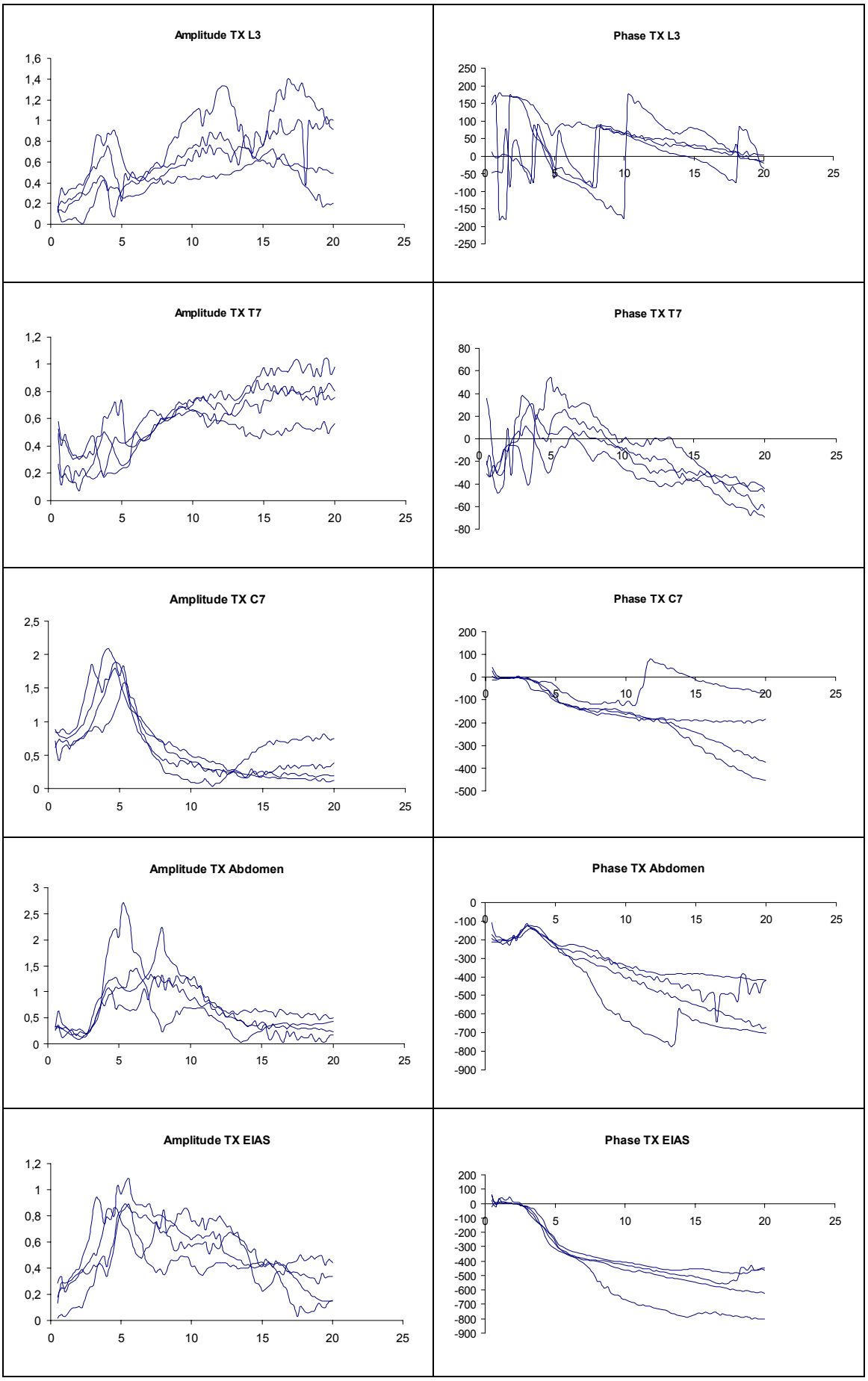






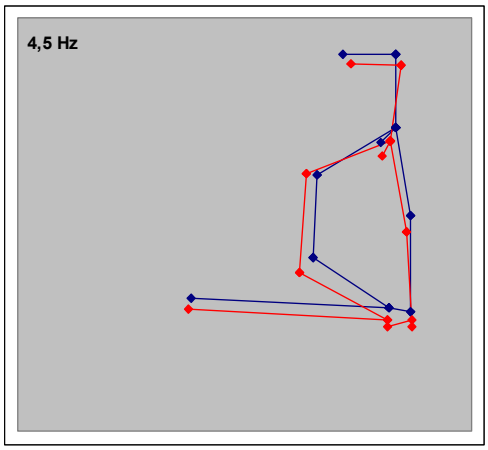
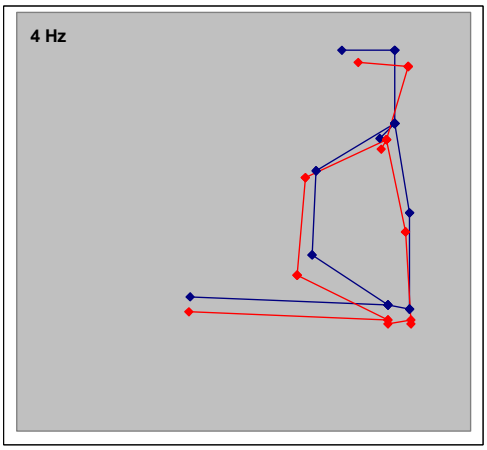
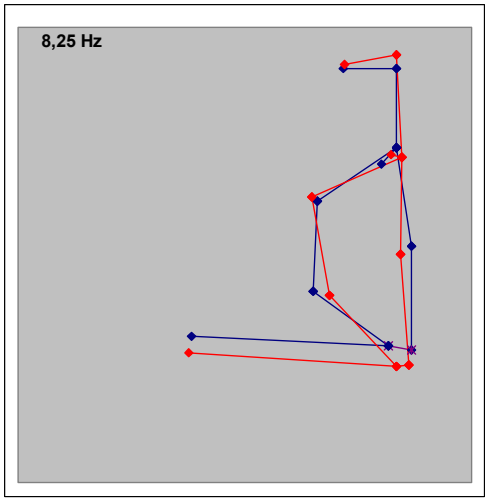
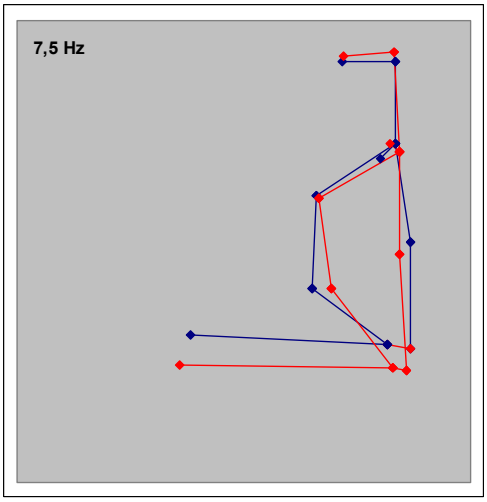
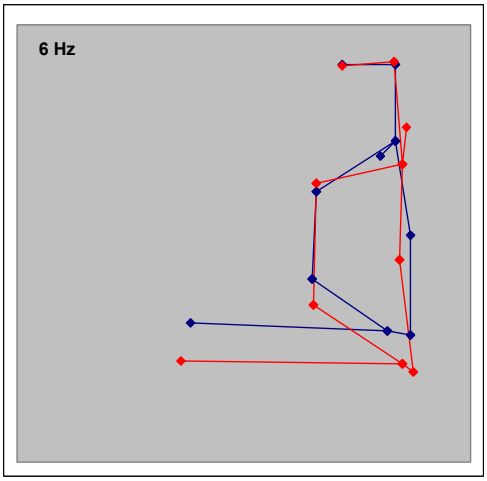


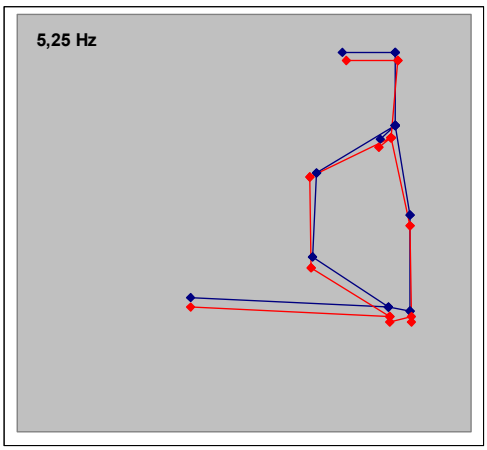
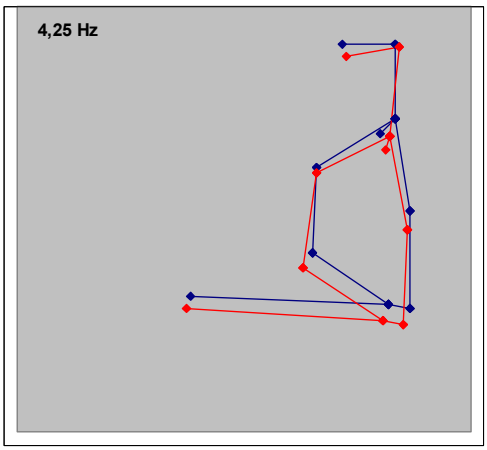
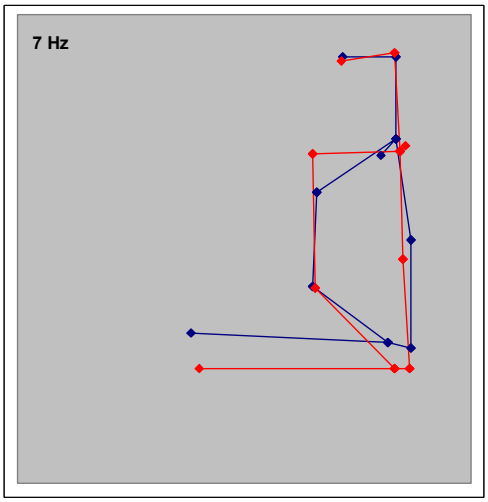
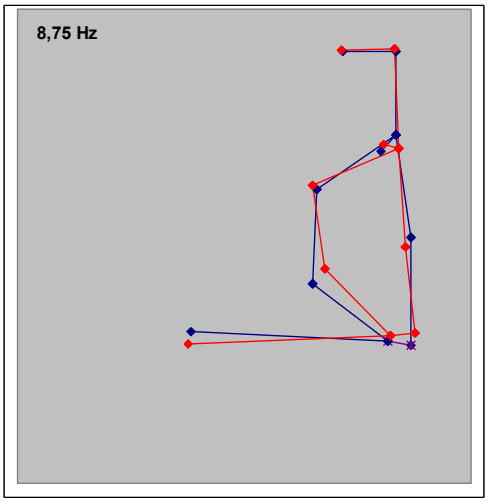
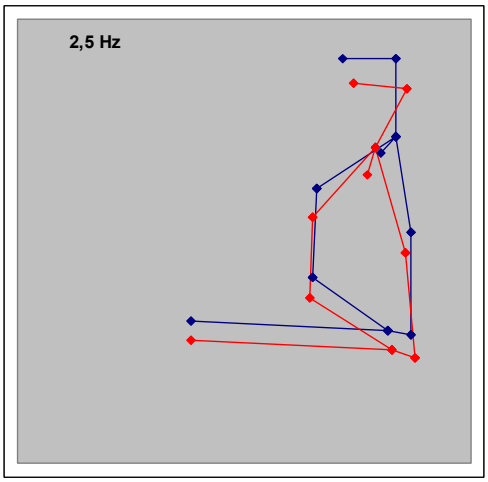



Amplitude TX L3
Phase TX L3
Amplitude TX T7
Phase TX T7
Amplitude TX C7
Phase TX C7
Amplitude TX Abdomen
Phase TX Abdomen
Amplitude TX EIAS
Phase TX EIAS

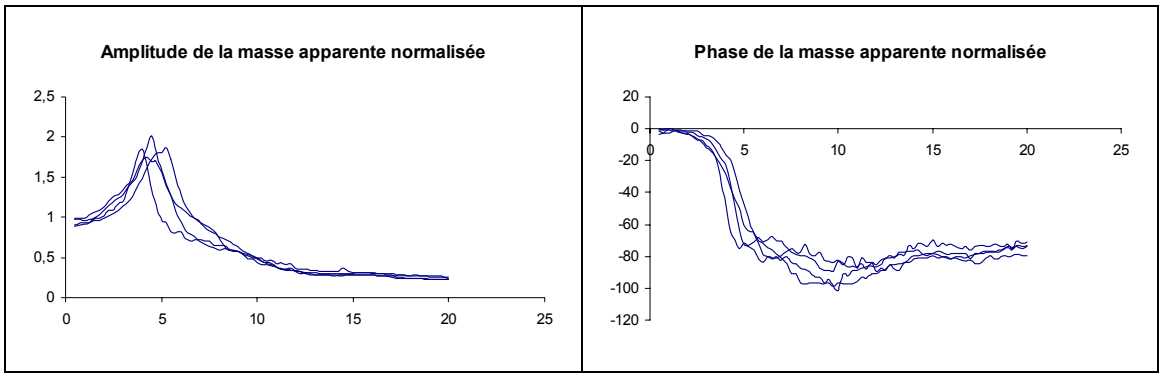
VI.3.1.2.2 Assis relâché 2 ms^{-2}

Fréquences de résonances et modes propres : Assis relâché 2 ms^{-2}

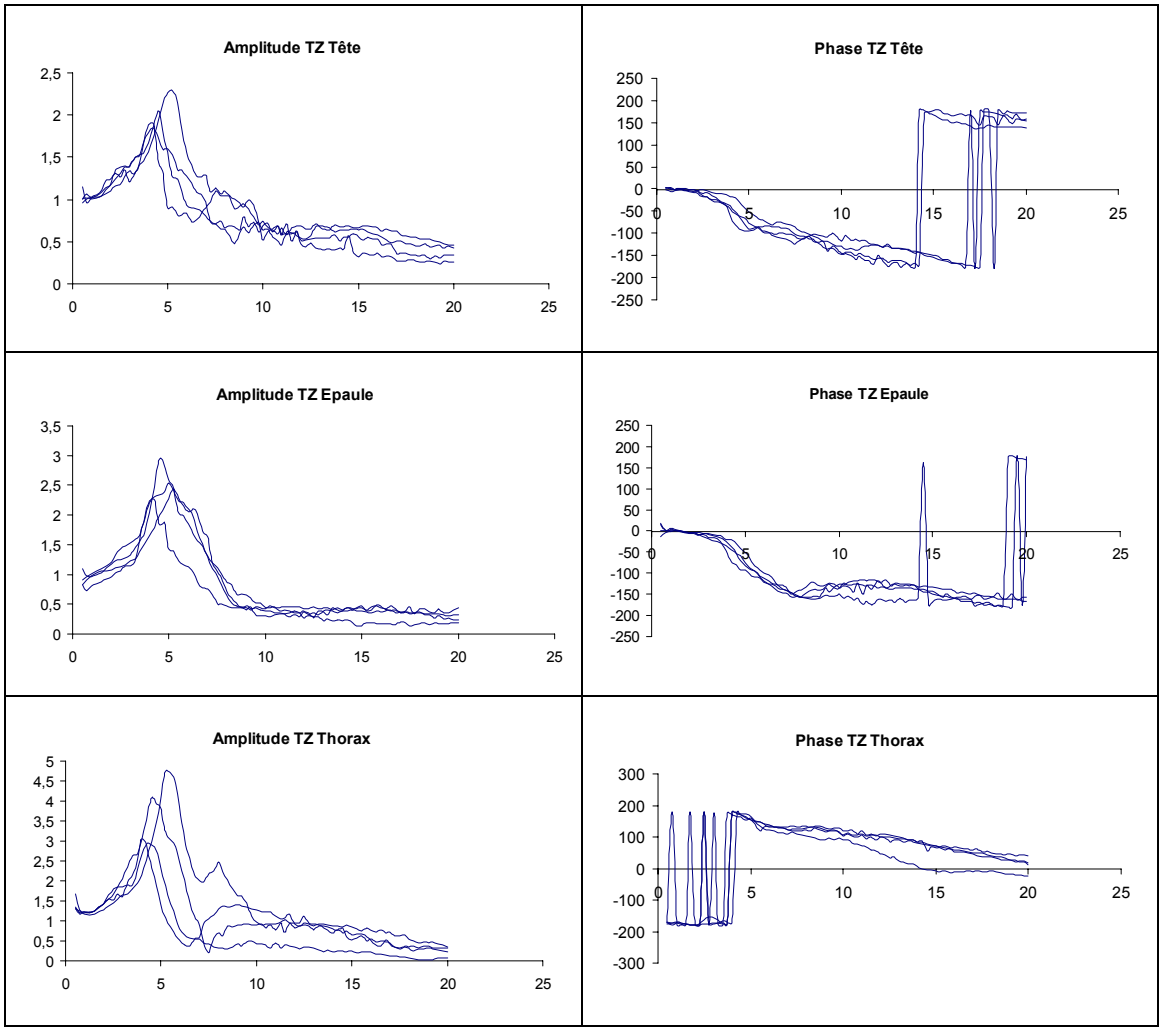
	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

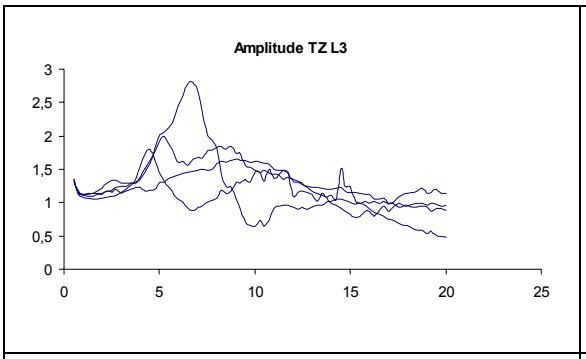
	Sujet 3 Peter	Sujet 4 Sarah
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

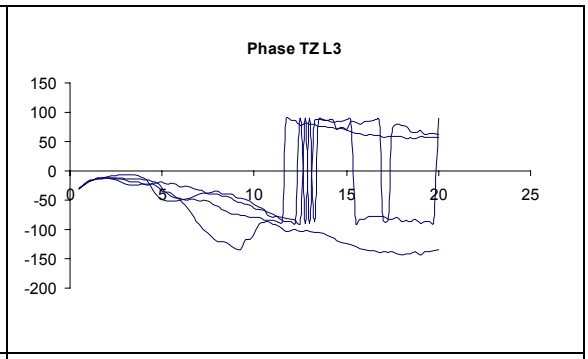
Masse apparente : Assis relâché 2 ms⁻²

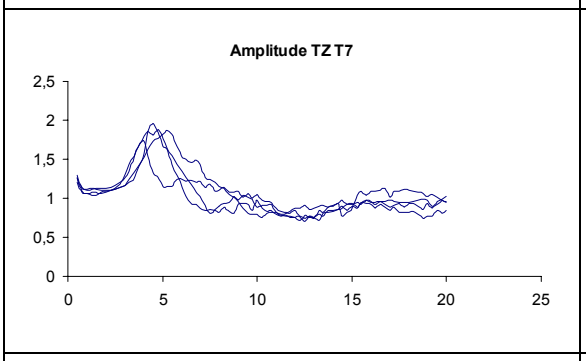


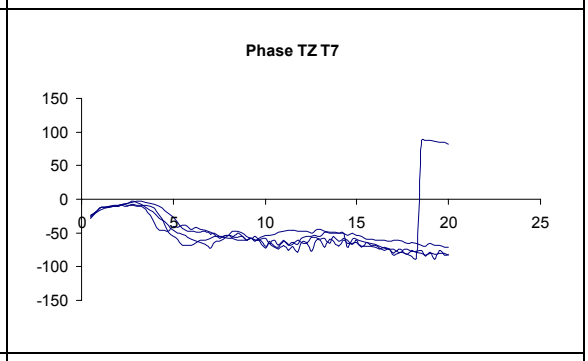
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Assis relâché 2 ms⁻²

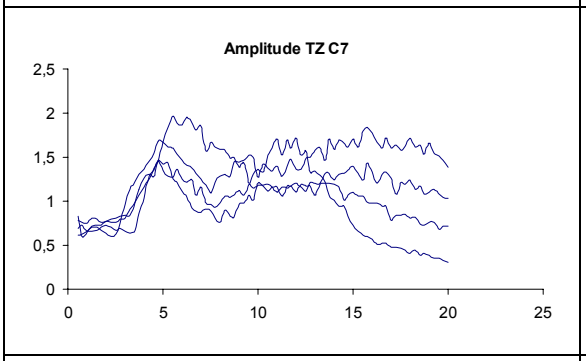


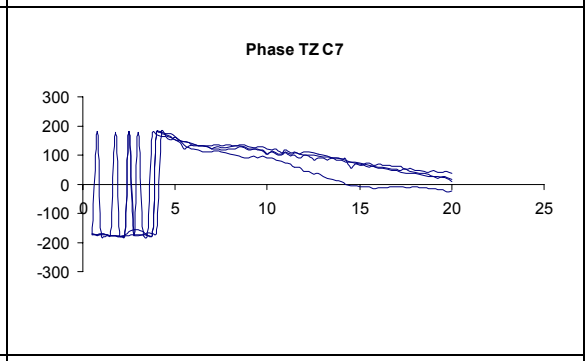

Amplitude TZ L3
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

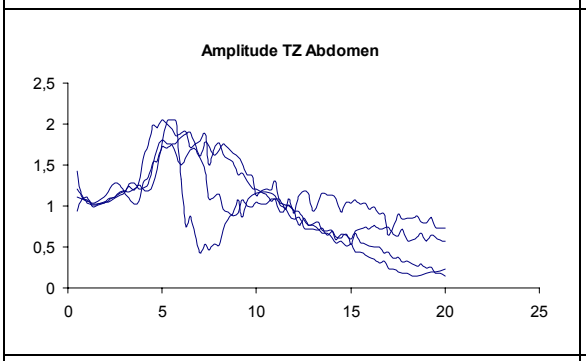

Phase TZ L3
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

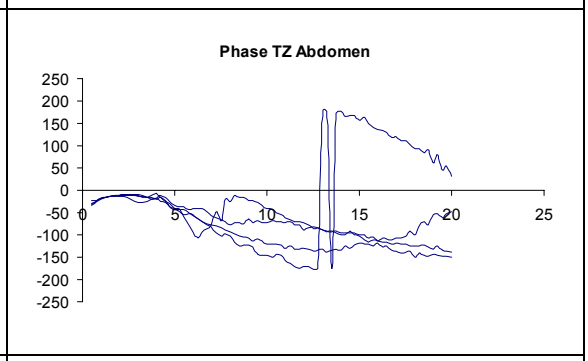

Amplitude TZ T7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

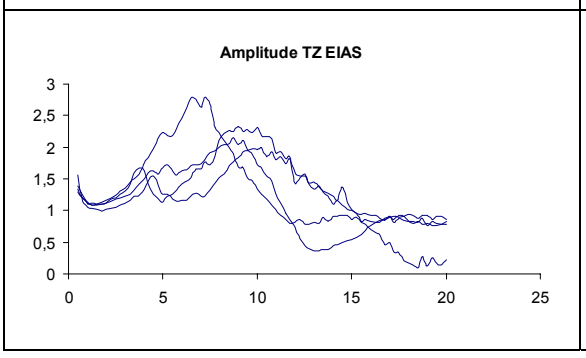

Phase TZ T7
150
100
50
0
-50
-100
-150
0
5
10
15
20
25

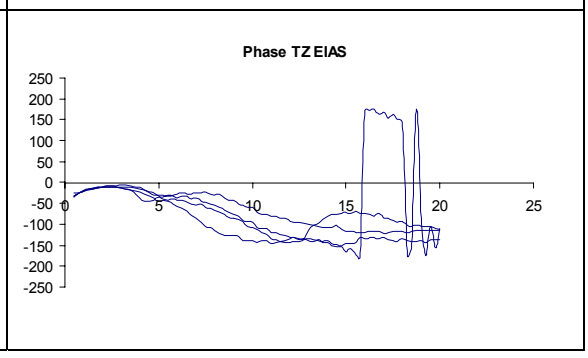

Amplitude TZ C7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
300
200
100
0
-100
-200
-300
0
5
10
15
20
25

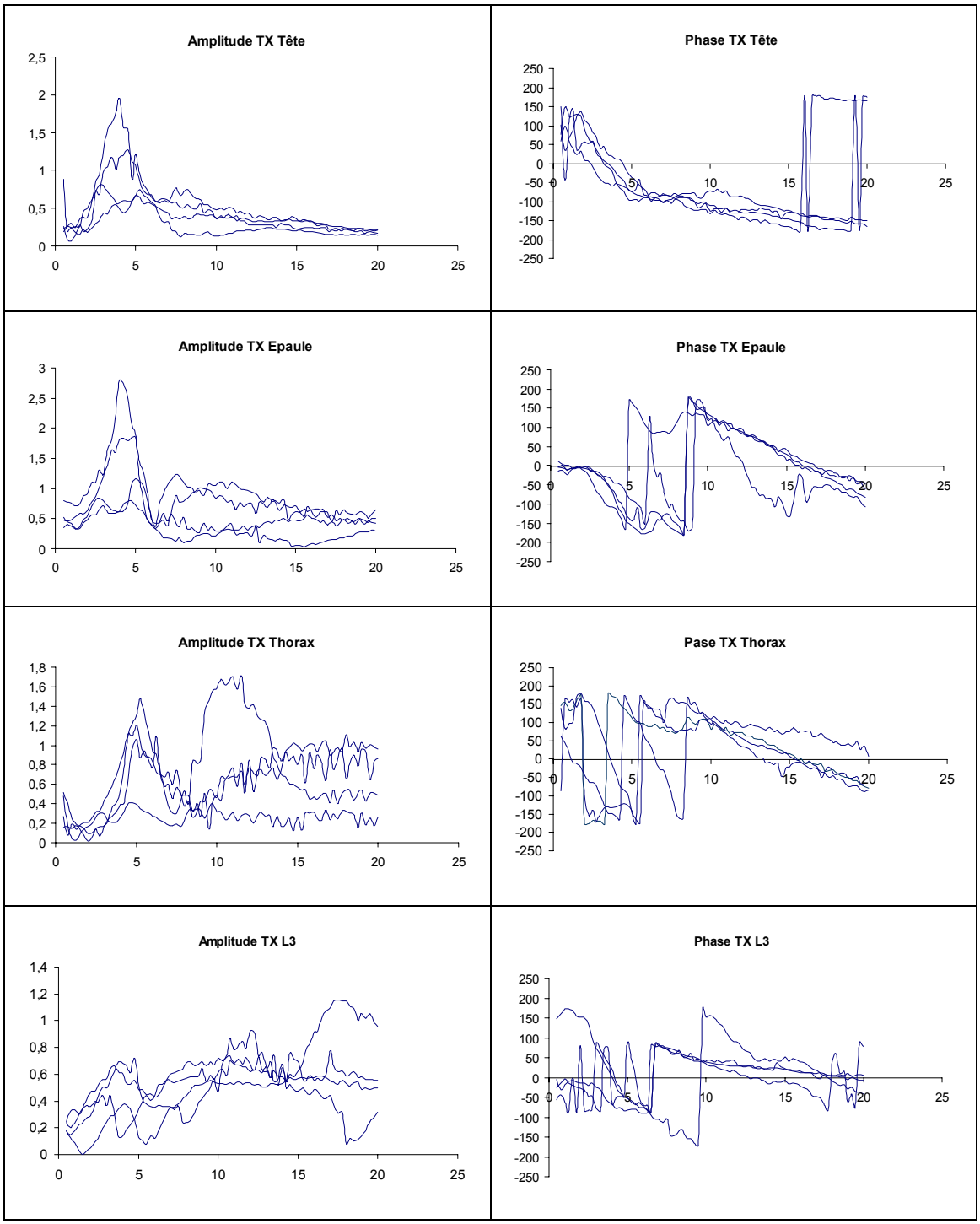

Amplitude TZ Abdomen
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

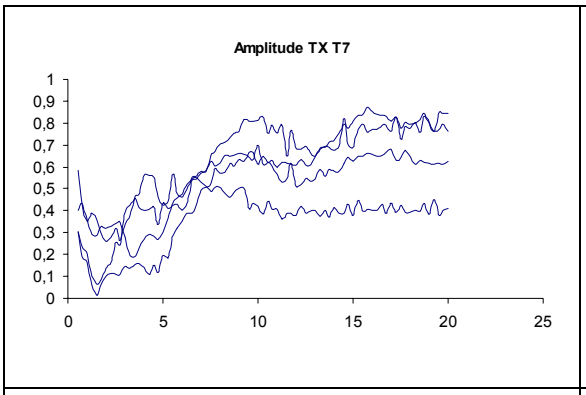

Phase TZ Abdomen
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

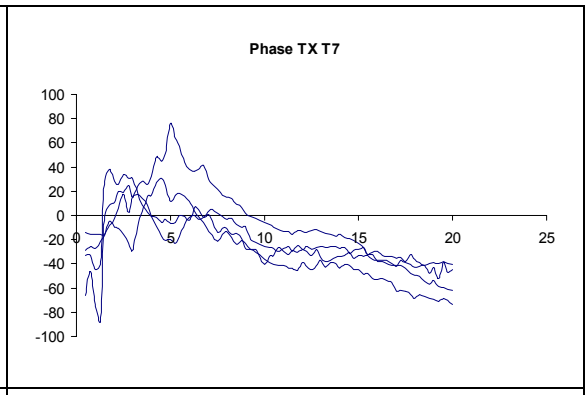

Amplitude TZ EIAS
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

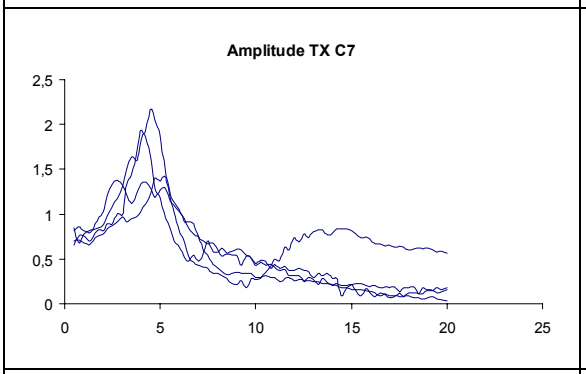

Phase TZ EIAS
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

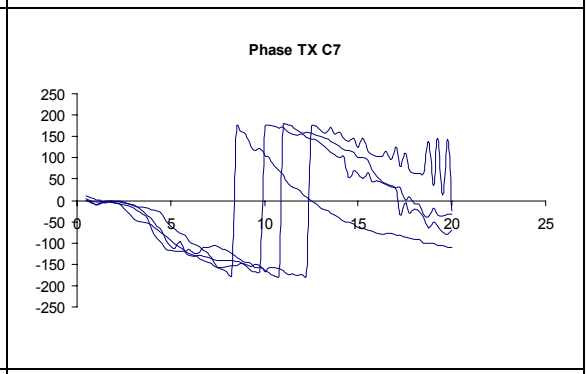
Transmissibilité antéro postérieure (Siège Z / Segment X) : Assis relâché 2 ms^{-2}

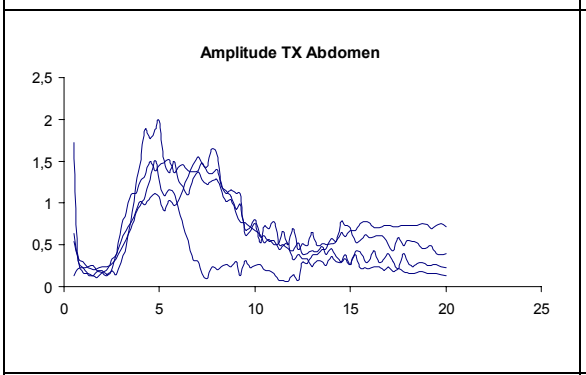


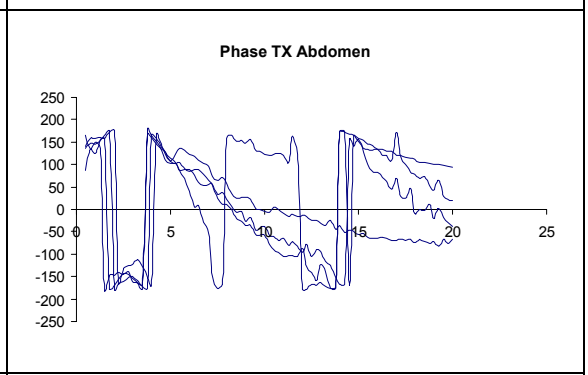

Amplitude TX T7
1
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25

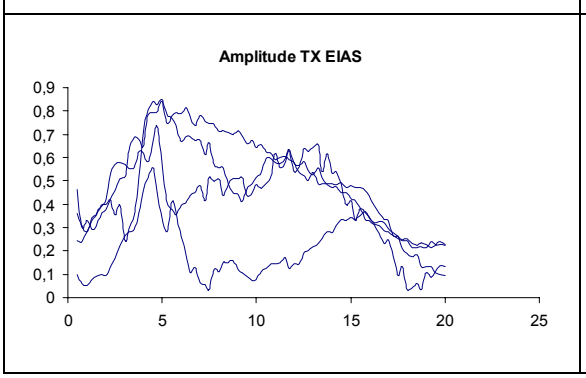

Phase TX T7
100
80
60
40
20
0
-20
-40
-60
-80
-100
0
5
10
15
20
25

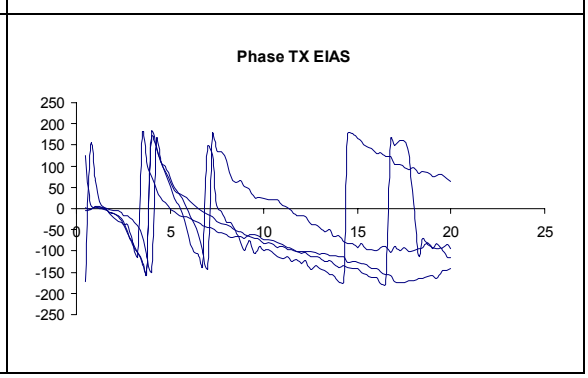

Amplitude TX C7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX C7
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25


Amplitude TX Abdomen
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

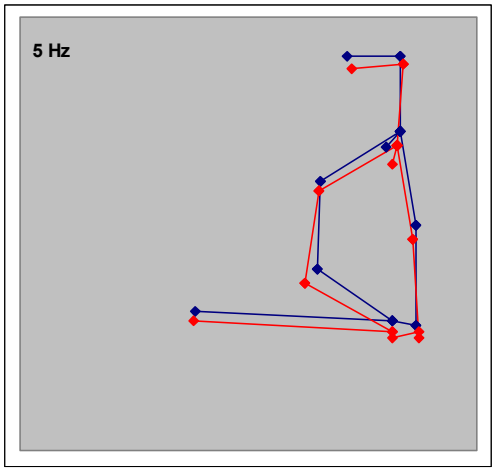
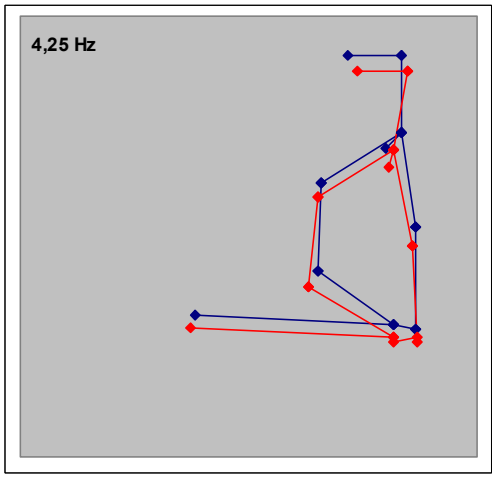
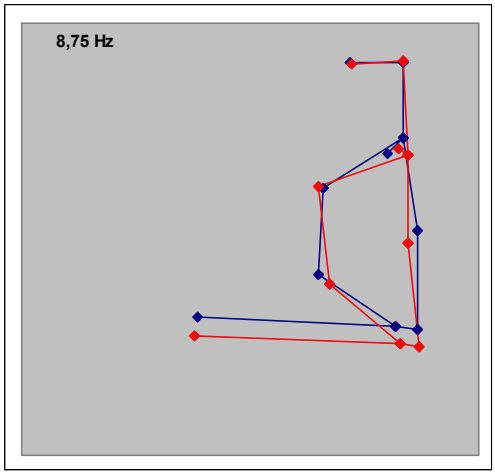
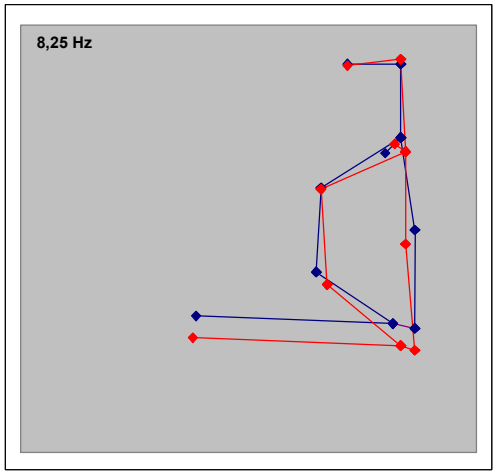
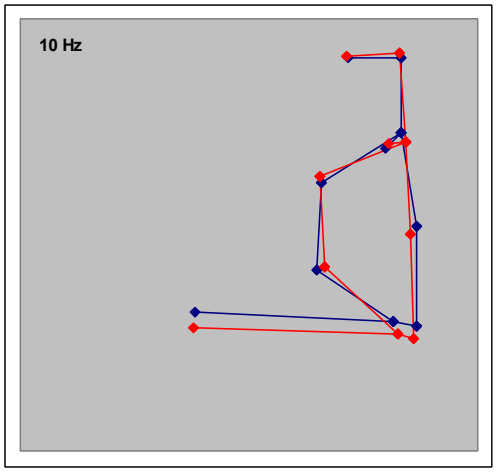

Phase TX Abdomen
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

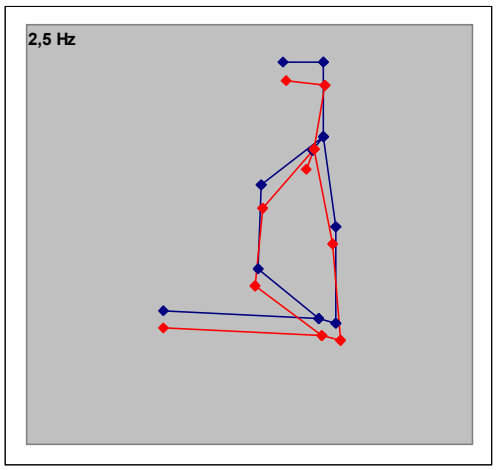
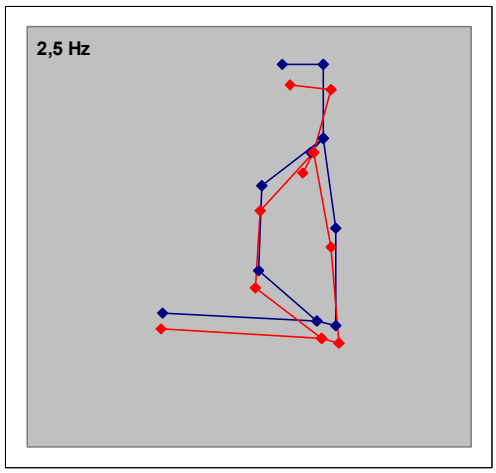

Amplitude TX EIAS
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25

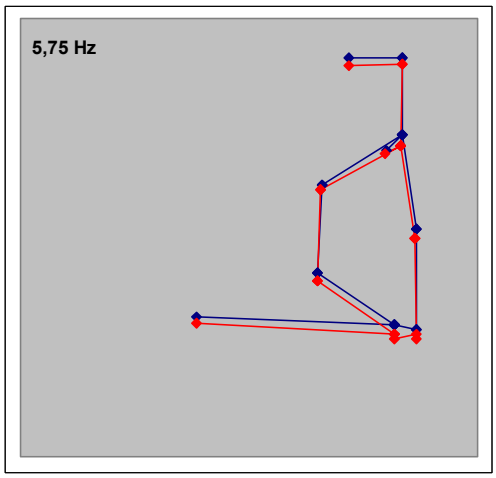
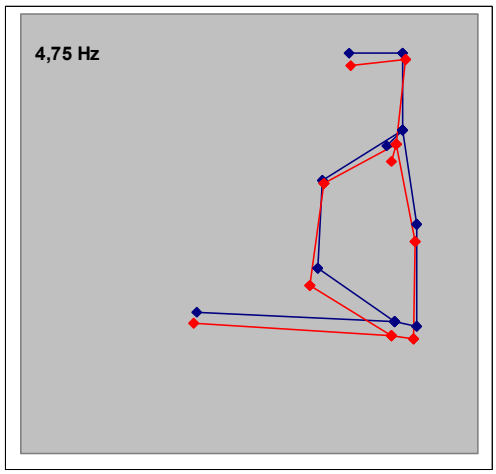
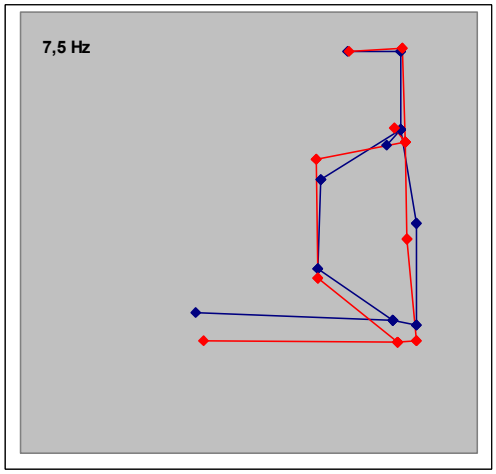
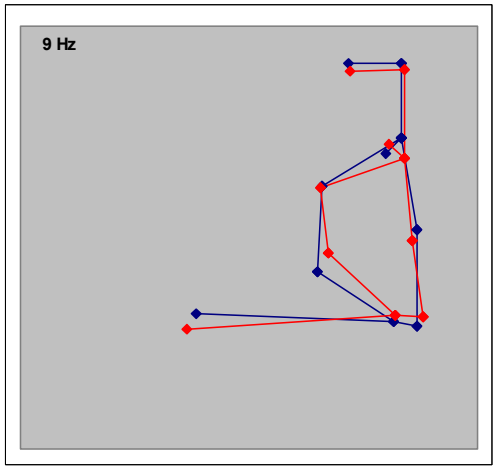

Phase TX EIAS
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

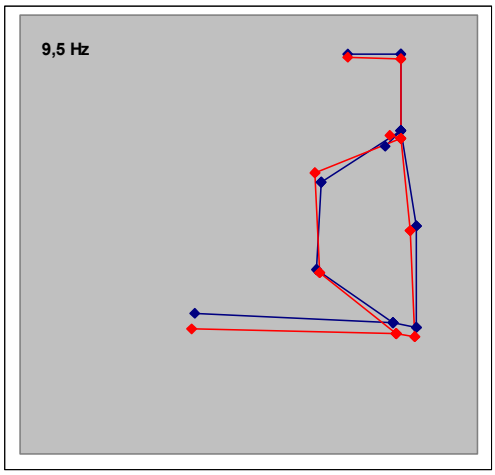
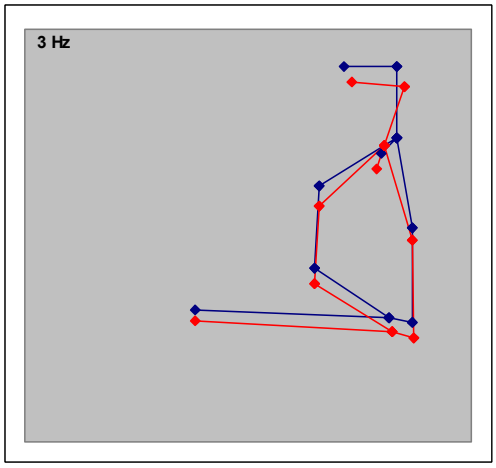
VI.3.1.2.3 Assis redressé 1 ms^{-2}

Fréquences de résonance et modes propres : Assis redressé 1 ms^{-2}

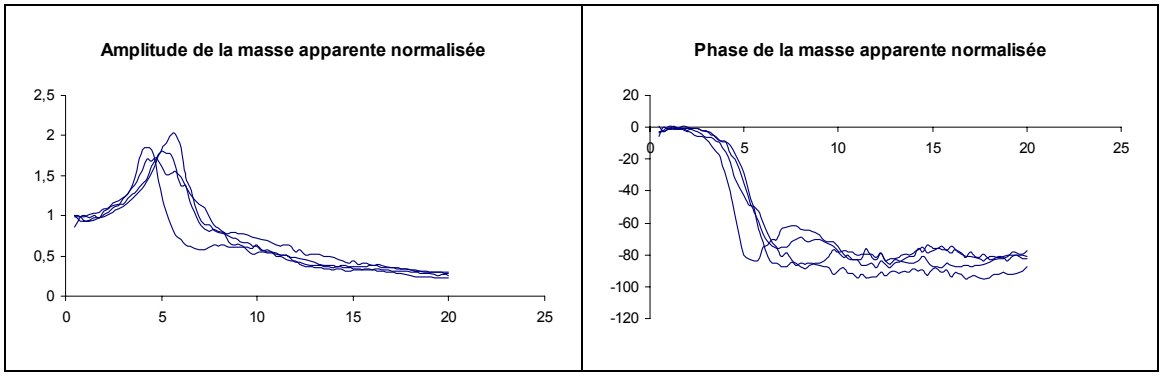
	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

Mode propre 4		

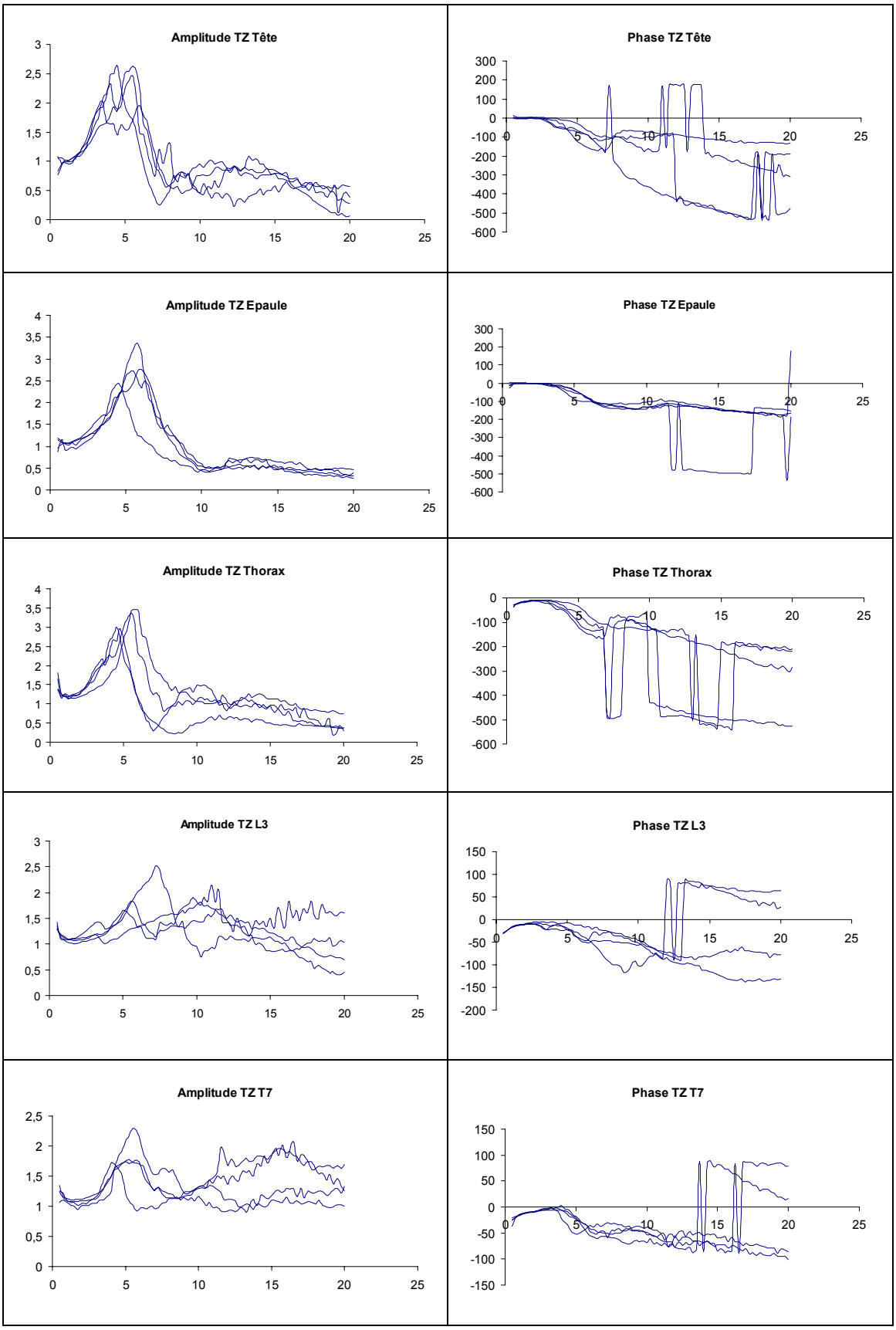
	Sujet 3	Sujet 4
Mode propre 1		
Mode propre 2		

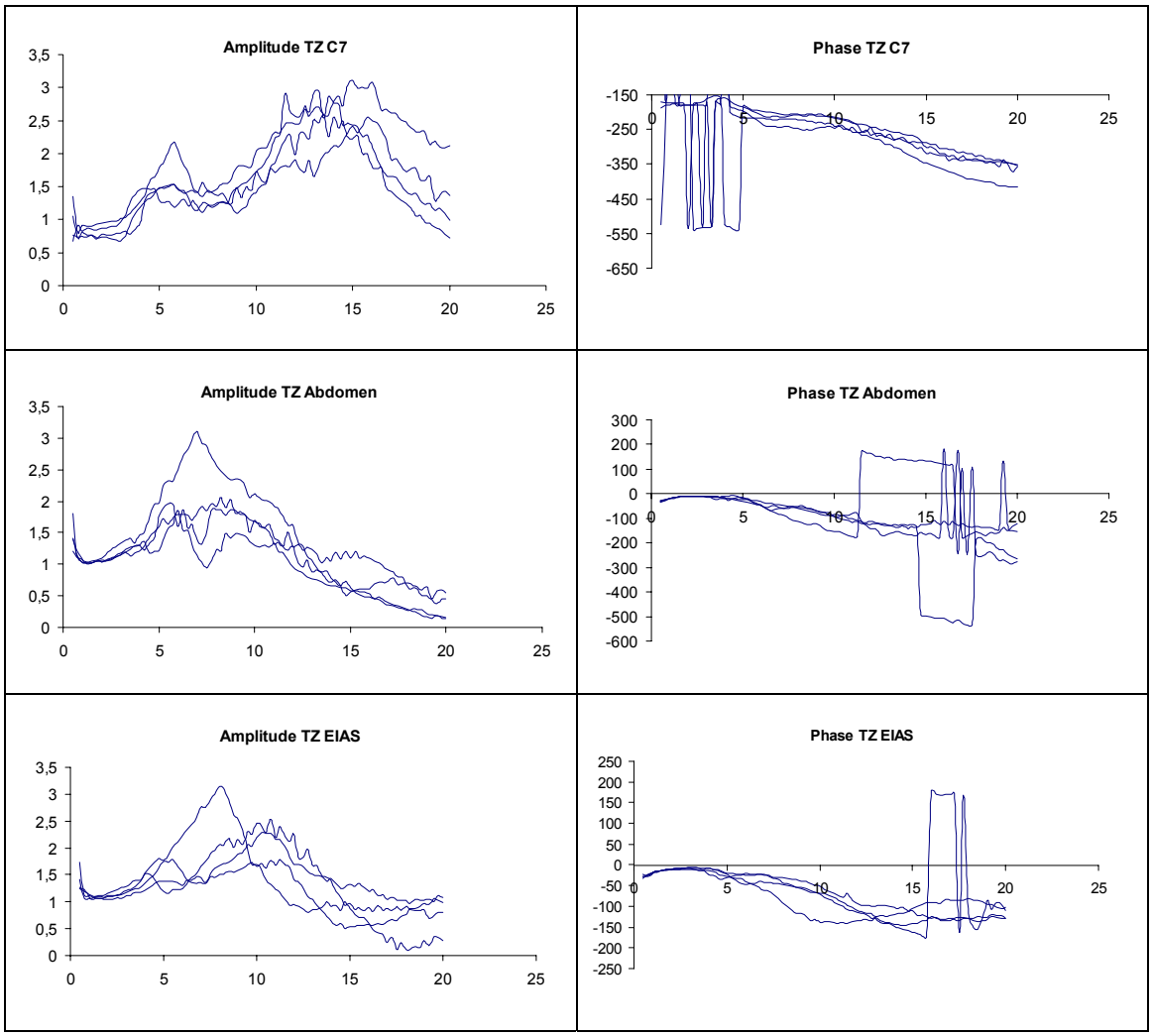
Mode propre 3		
Mode propre 4		

Masse apparente : Assis redressé 1 ms^{-2}

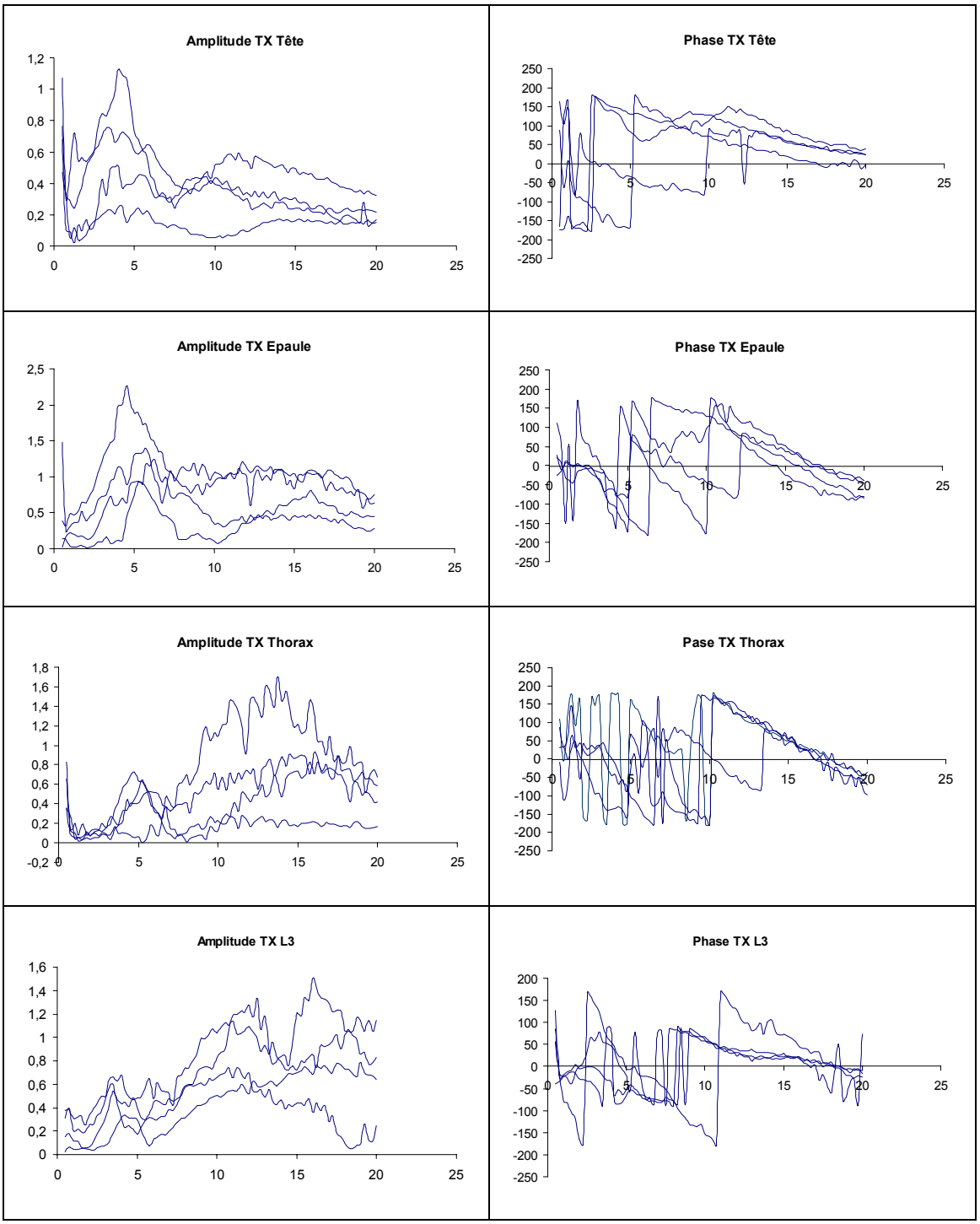


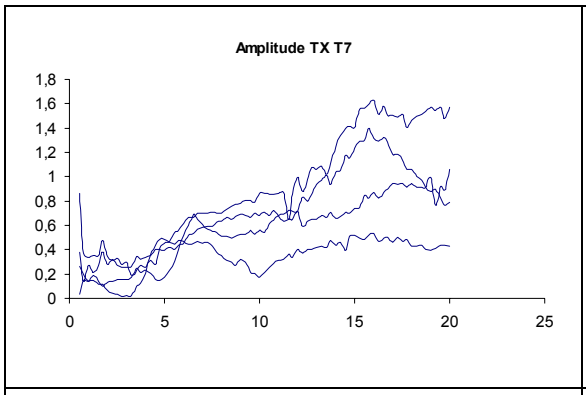
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Assis redressé 1 ms^{-2}

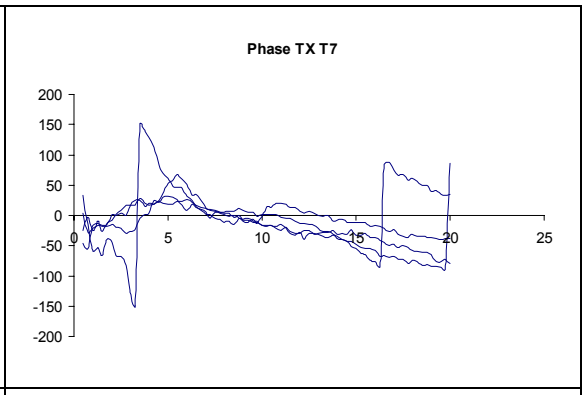


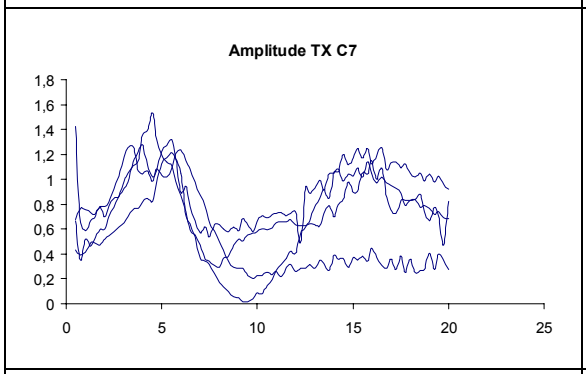

Amplitude TZ C7
Phase TZ C7
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS

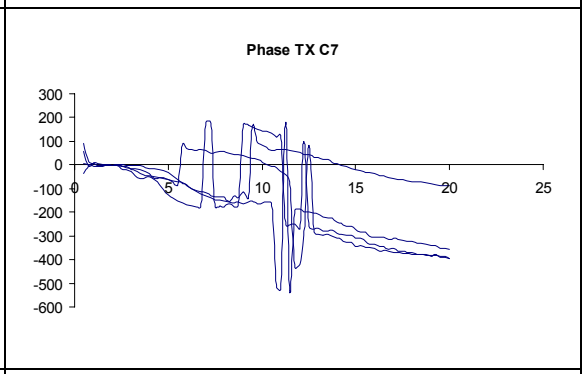
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : Assis redressé 1 ms^{-2}

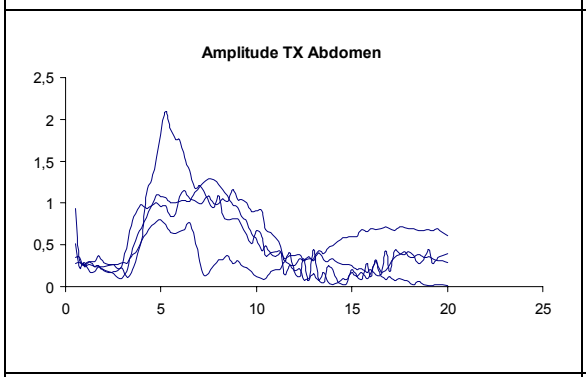


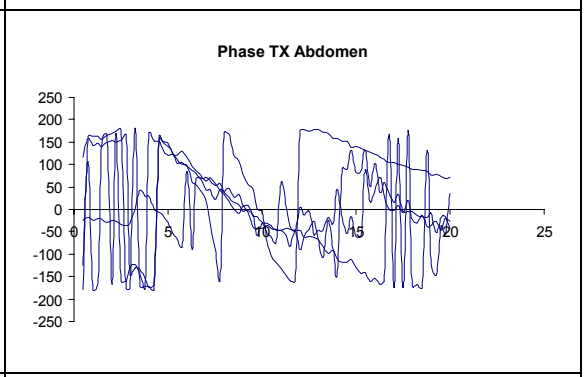

Amplitude TX T7
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

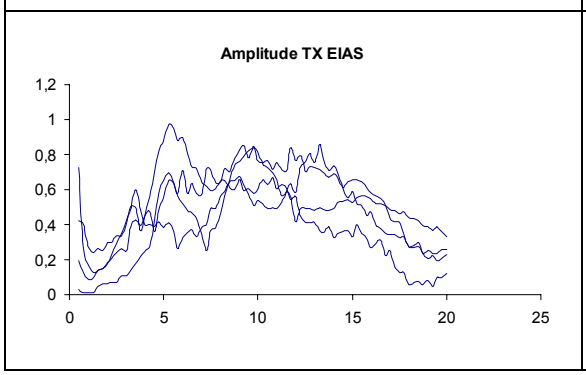

Phase TX T7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

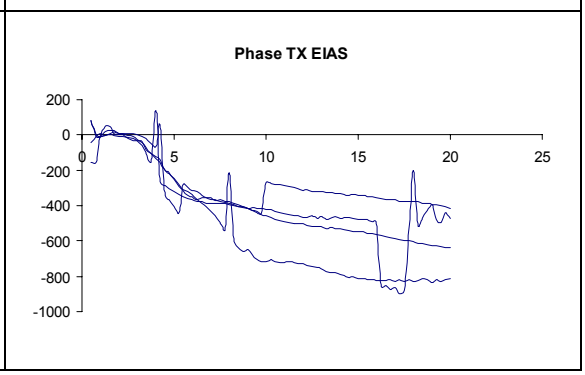

Amplitude TX C7
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX C7
300
200
100
0
-100
-200
-300
-400
-500
-600
0
5
10
15
20
25


Amplitude TX Abdomen
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

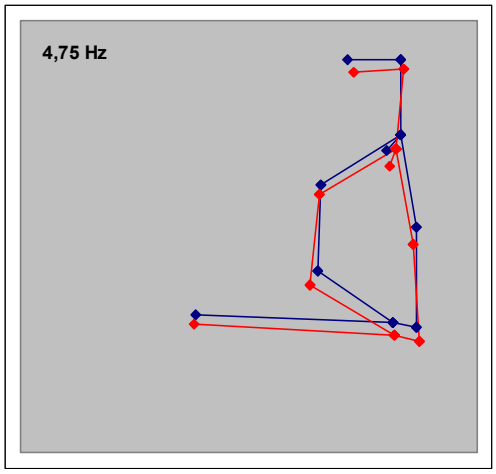
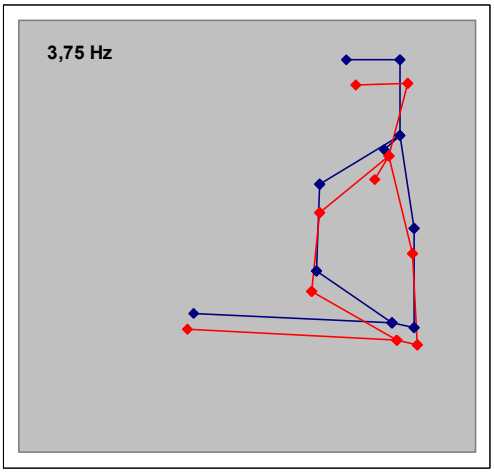
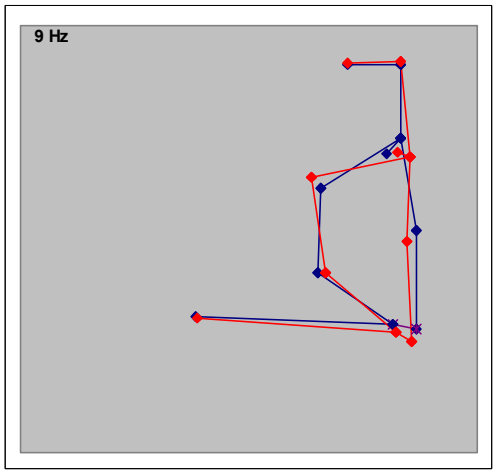
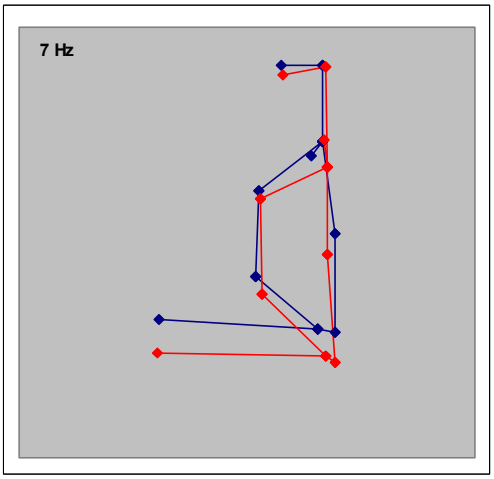
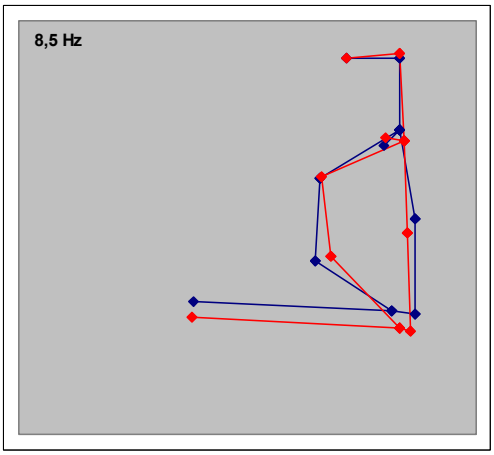

Phase TX Abdomen
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

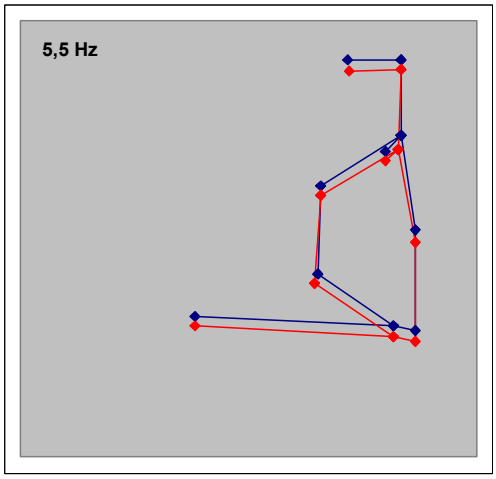
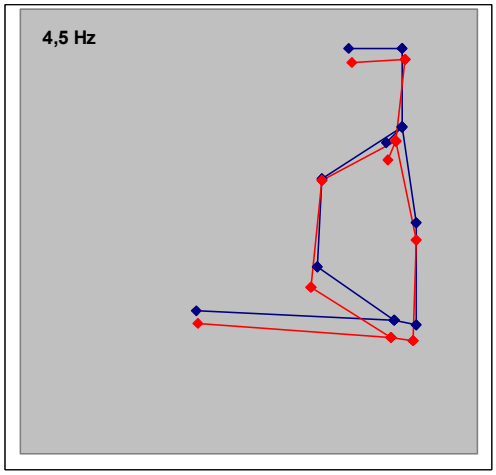
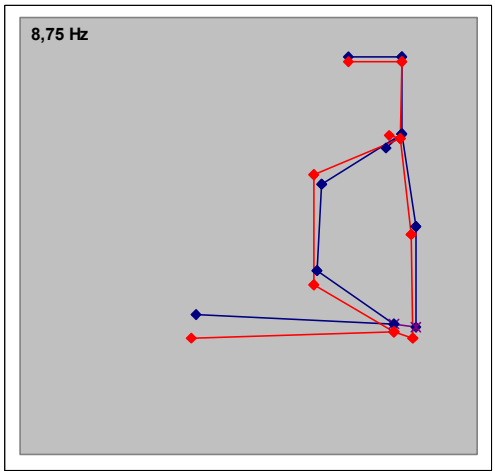
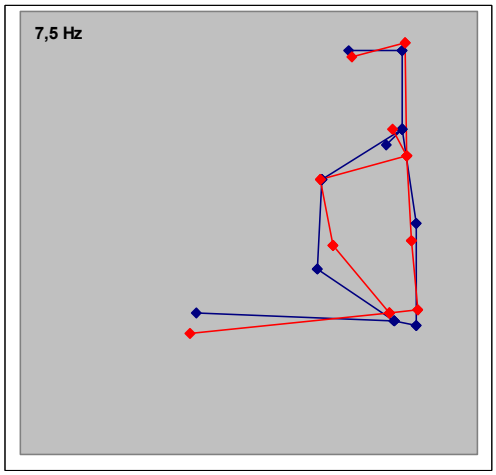
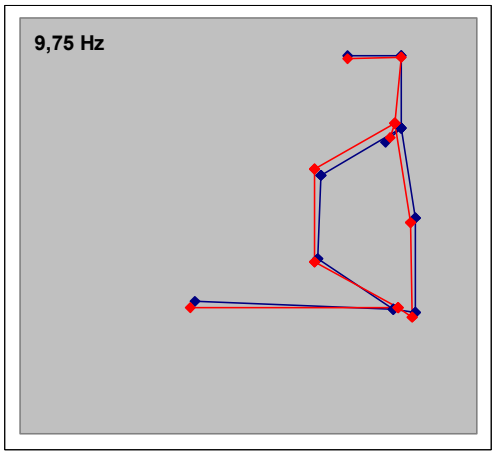

Amplitude TX EIAS
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX EIAS
200
0
-200
-400
-600
-800
-1000
0
5
10
15
20
25

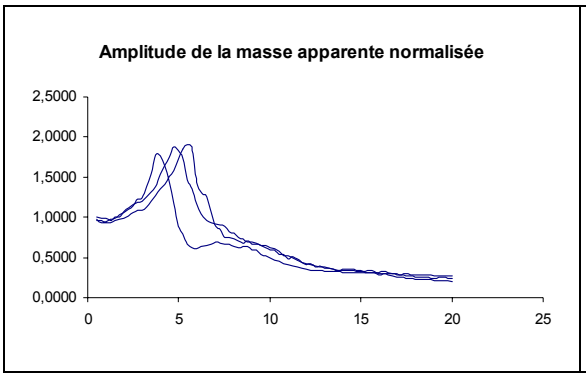
VI.3.1.2.4 Assis redressé 2 ms^{-2}

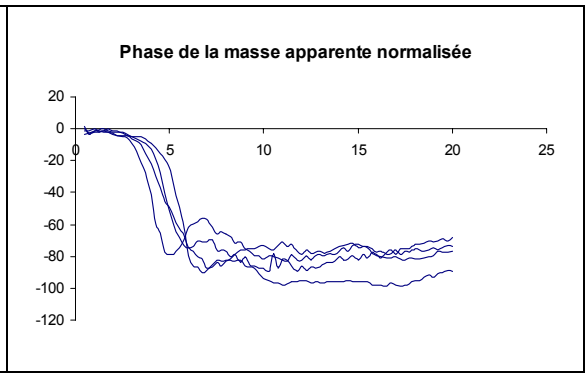
Fréquences de résonance et modes propres : Assis redressé 2ms^{-2}

	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

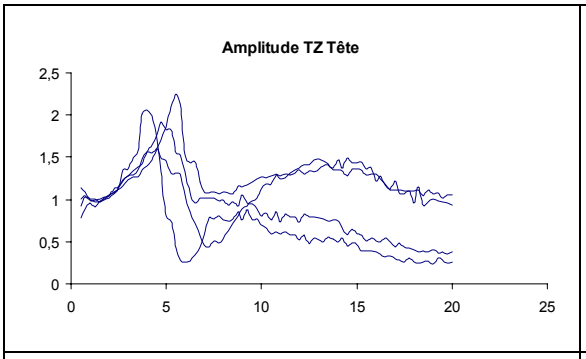
	Sujet 3	Sujet 4
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

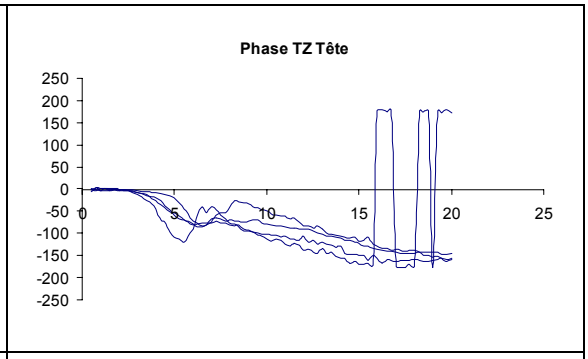
Masse apparente : Assis redressé 2ms⁻²

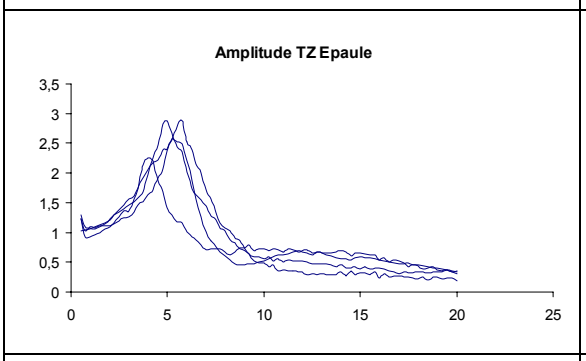


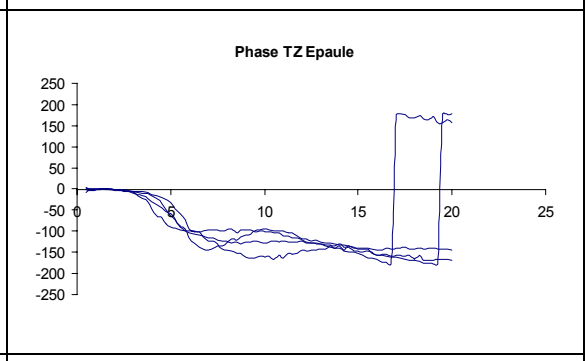


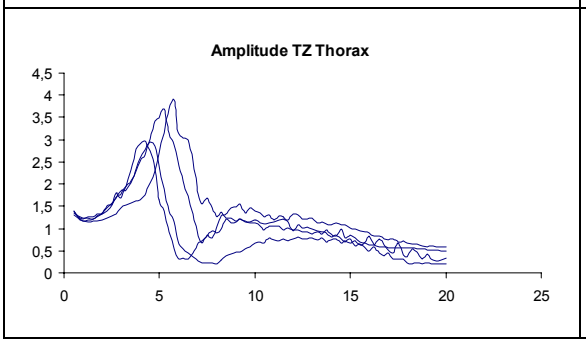
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Assis redressé 2ms⁻²

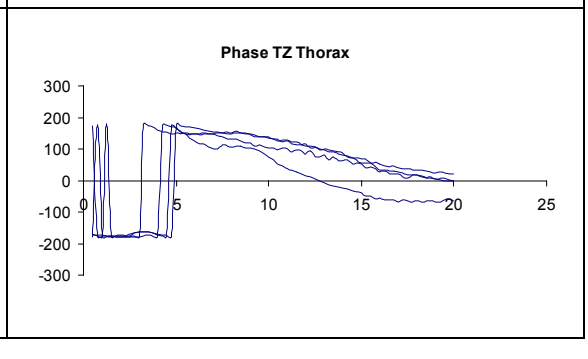


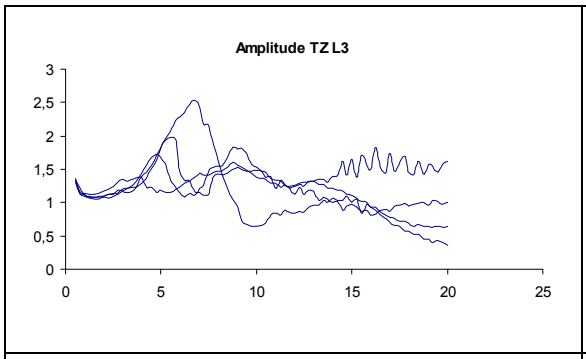


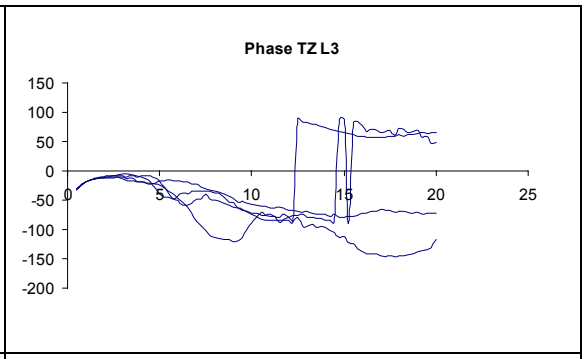


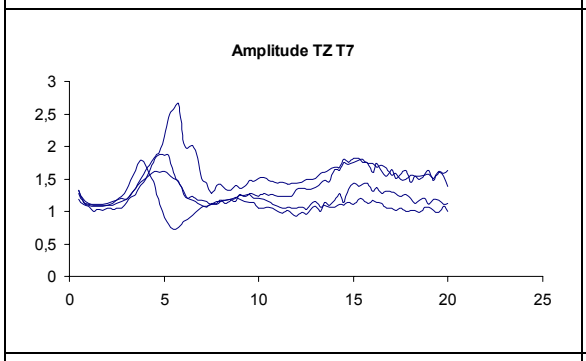


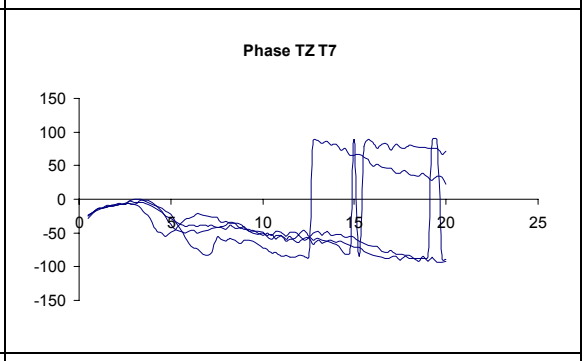


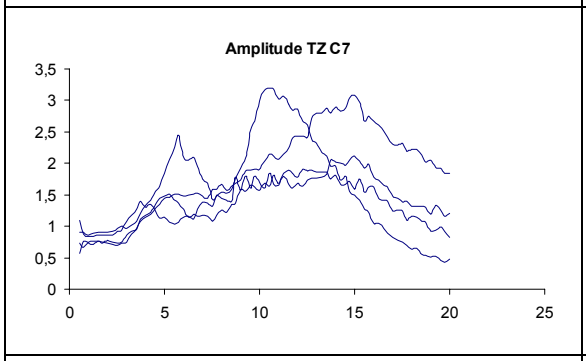


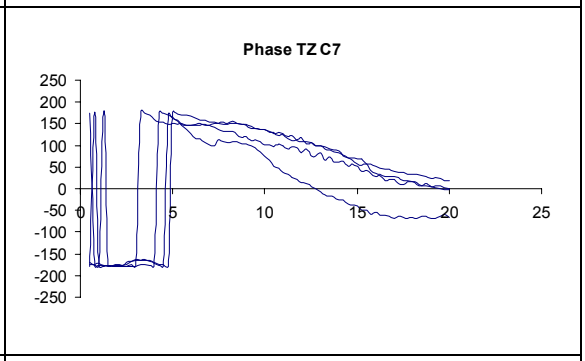

Amplitude TZ L3
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

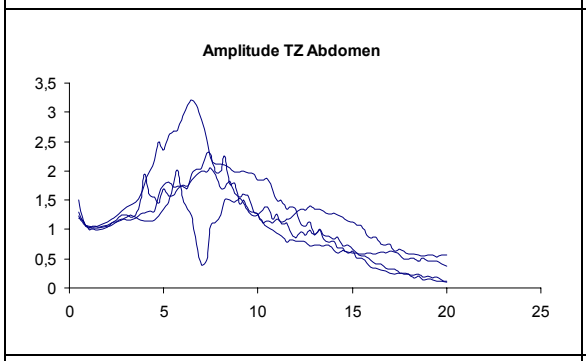

Phase TZ L3
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

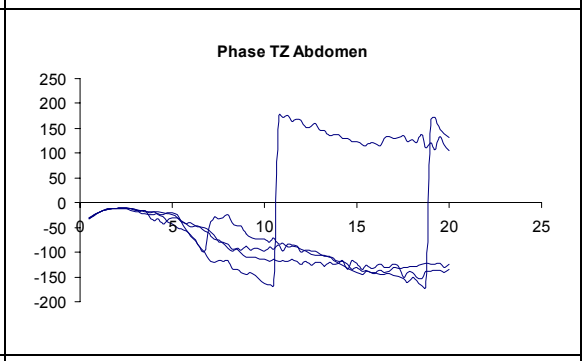

Amplitude TZ T7
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

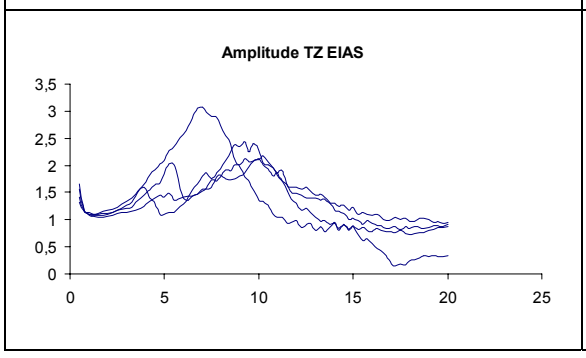

Phase TZ T7
150
100
50
0
-50
-100
-150
0
5
10
15
20
25

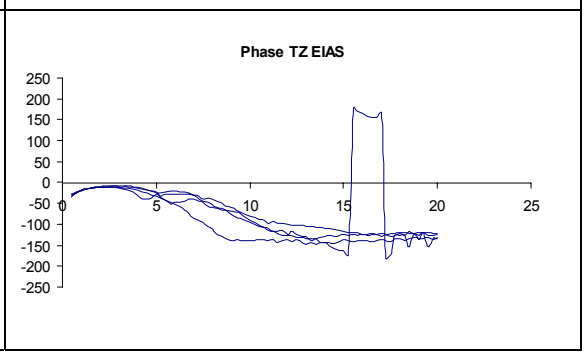

Amplitude TZ C7
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

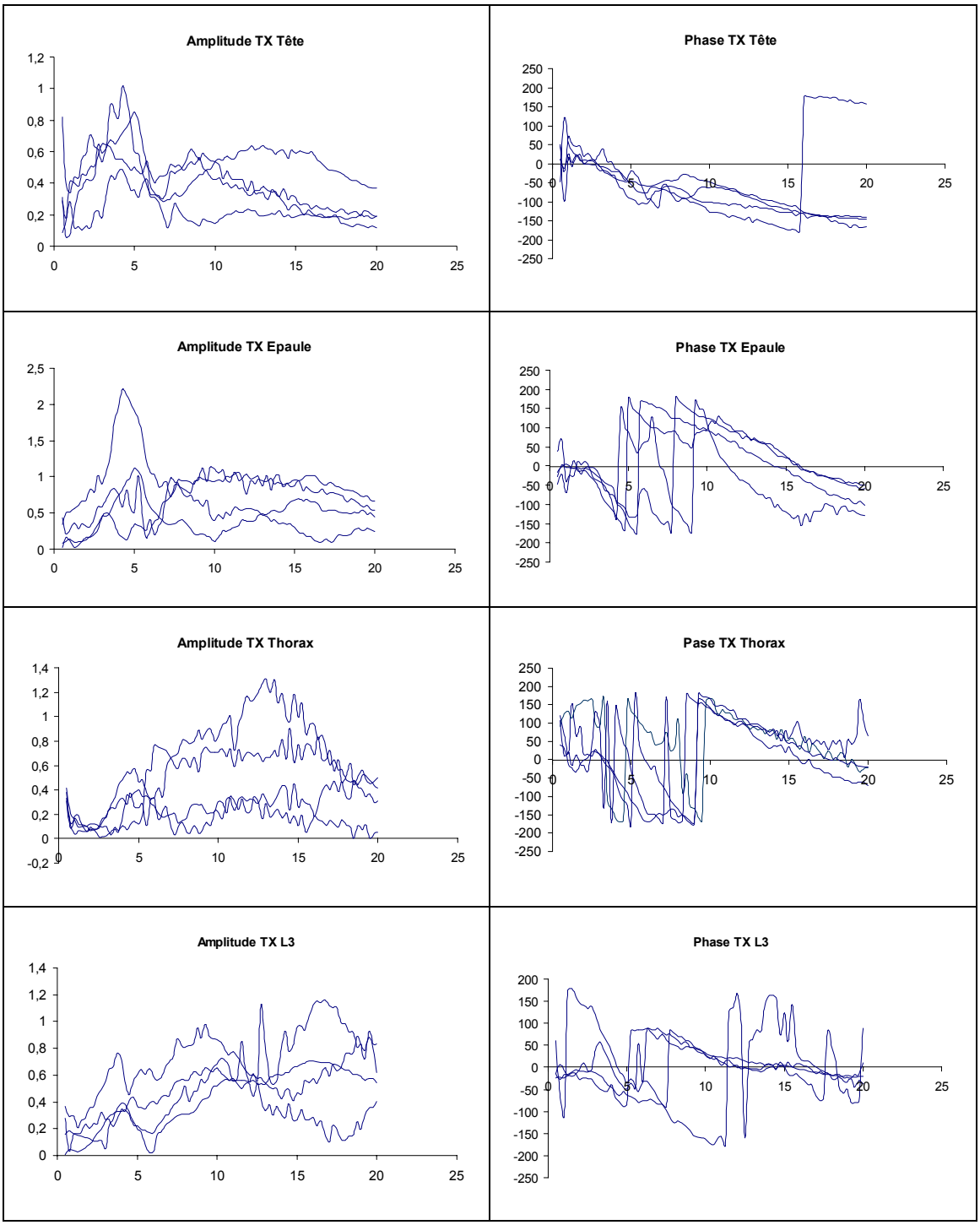

Amplitude TZ Abdomen
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

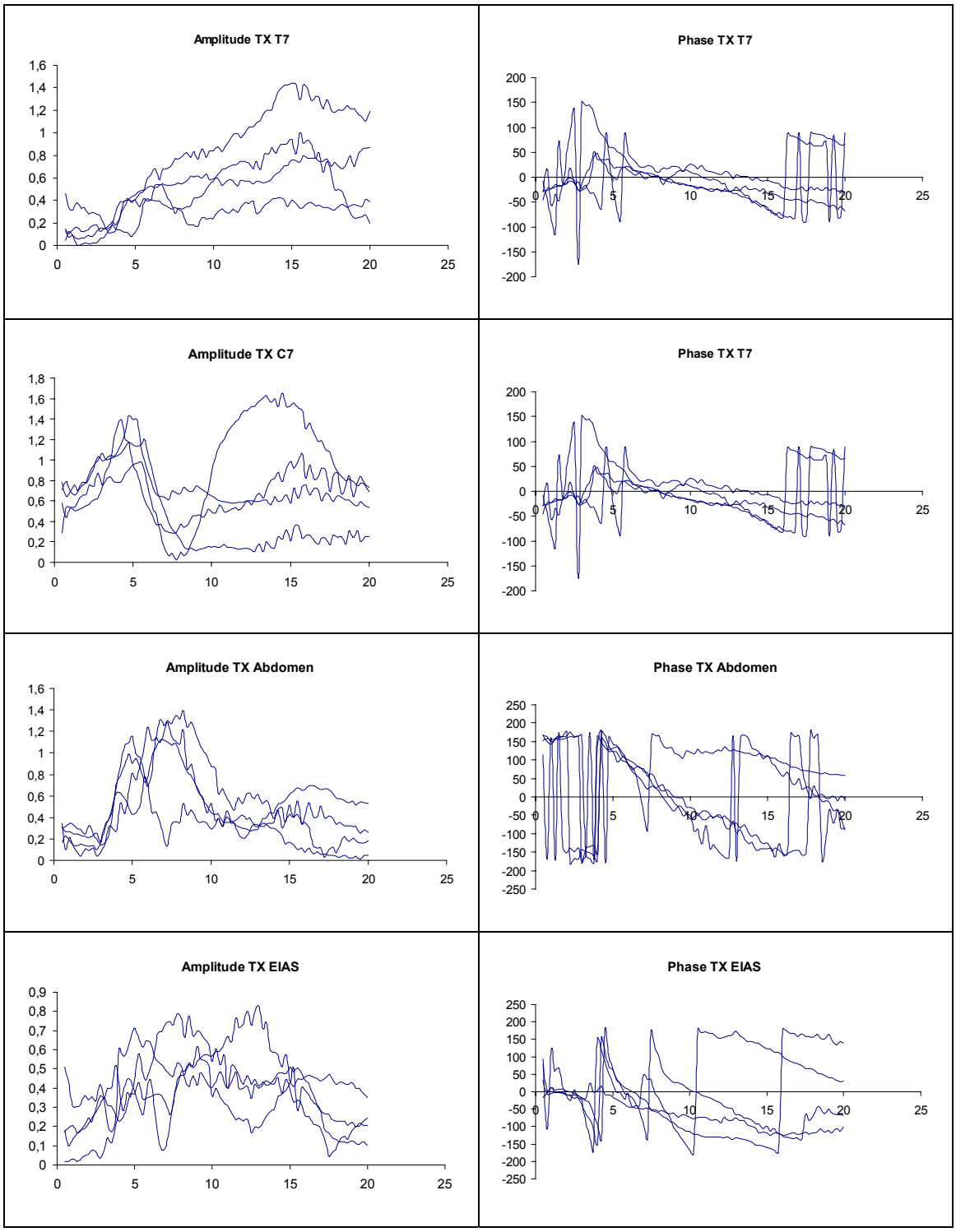

Phase TZ Abdomen
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25


Amplitude TZ EIAS
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ EIAS
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25

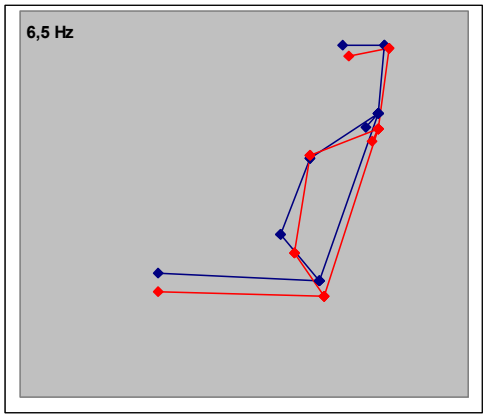
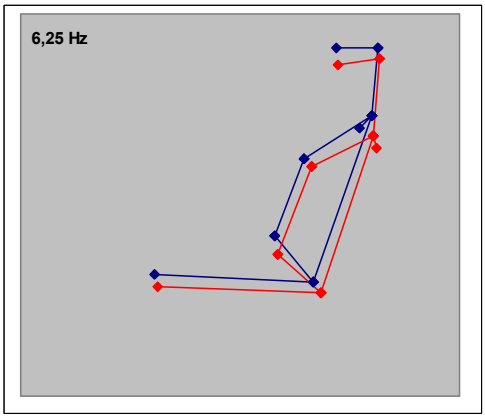
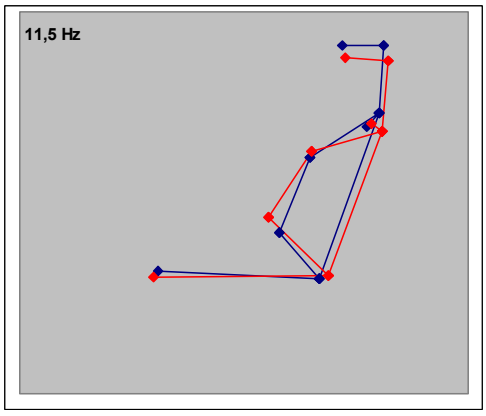
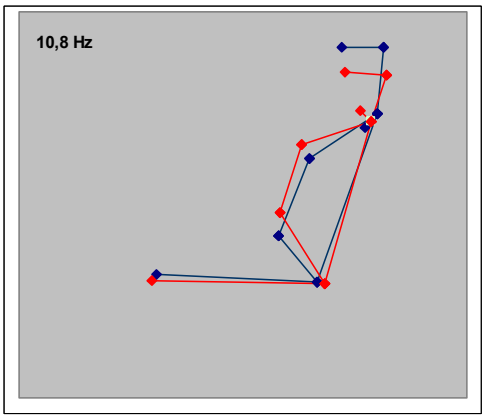
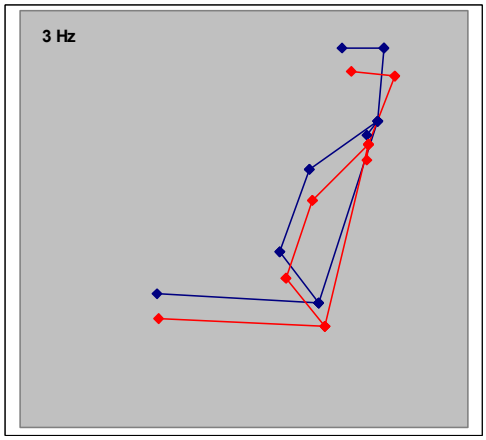
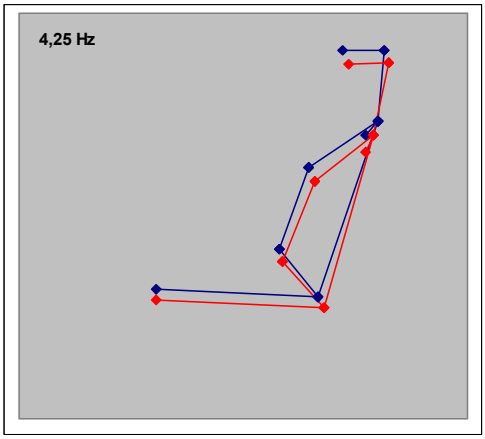
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : Assis redressé 2ms^{-2}

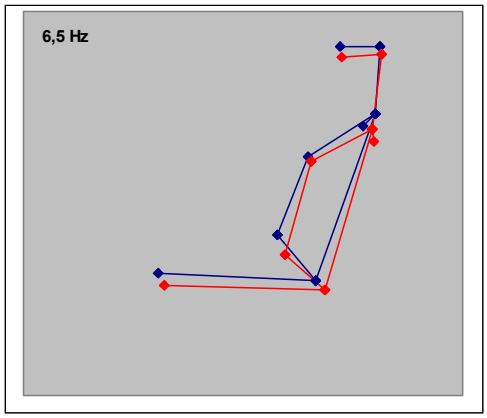
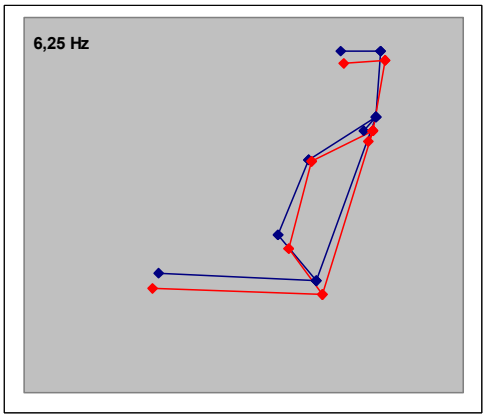
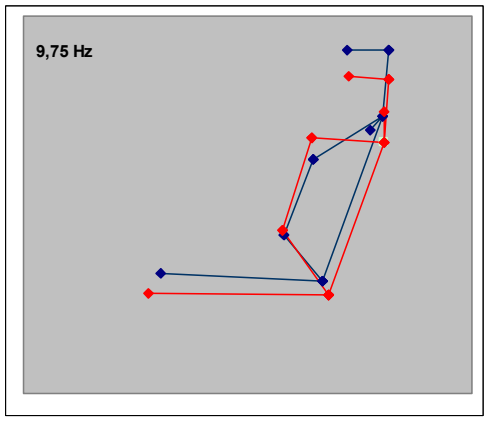
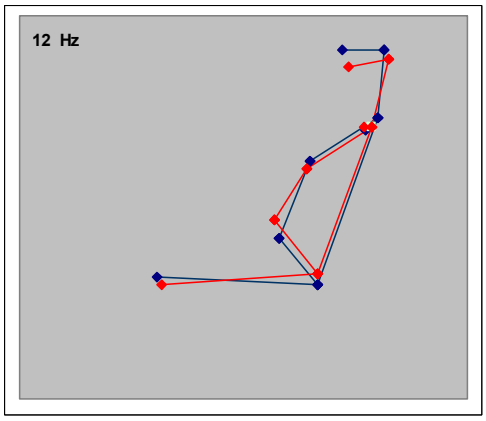
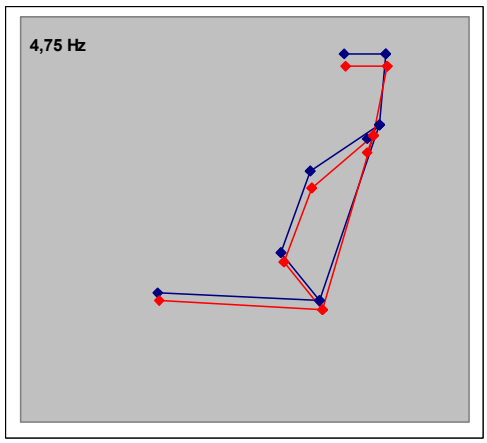
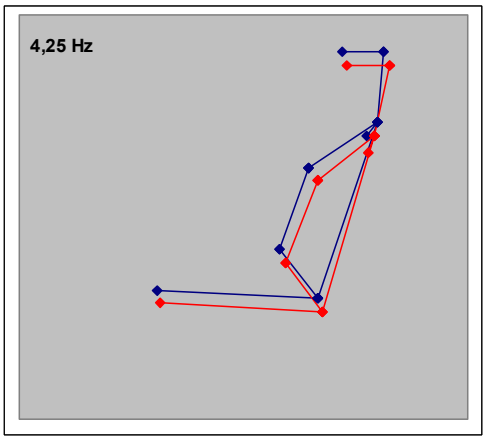



Amplitude TX T7
Phase TX T7
Amplitude TX C7
Phase TX T7
Amplitude TX Abdomen
Phase TX Abdomen
Amplitude TX EIAS
Phase TX EIAS

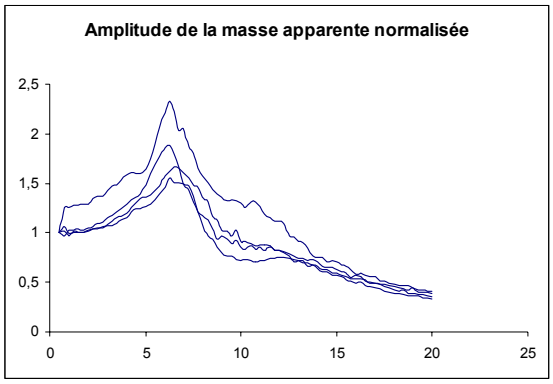
VI.3.1.2.5 *Avec dossier* 1 ms^{-2}

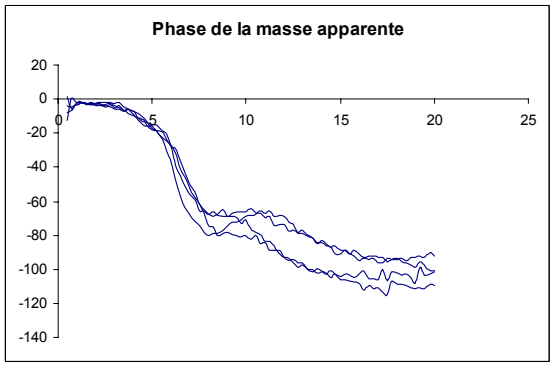
Fréquences de résonance et modes propres : Dossier 1 ms^{-2}

	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

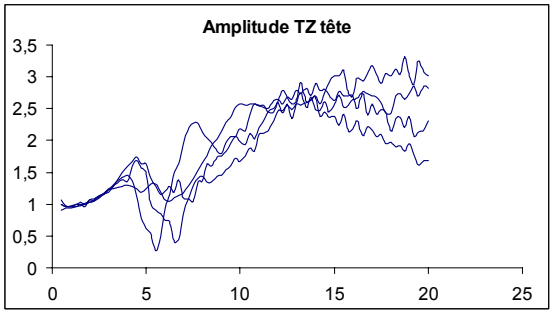
	Sujet 3	Sujet 4
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode Propre 3		

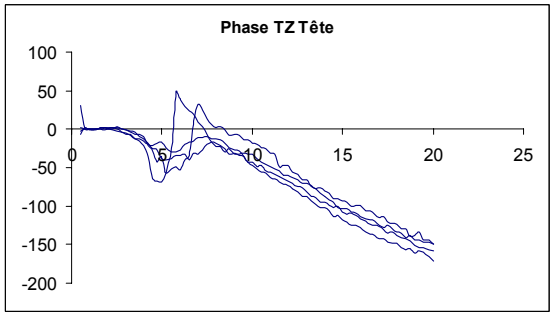
Masse apparente : Dossier 1 ms^{-2}

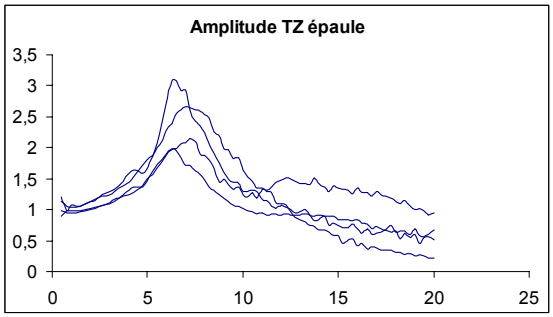


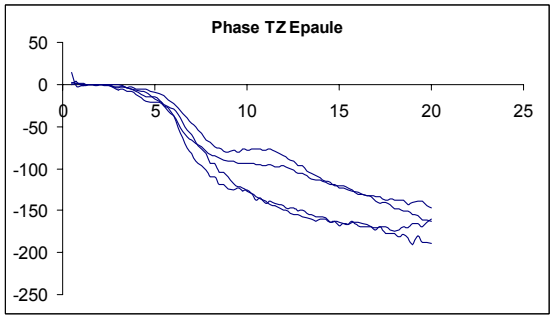


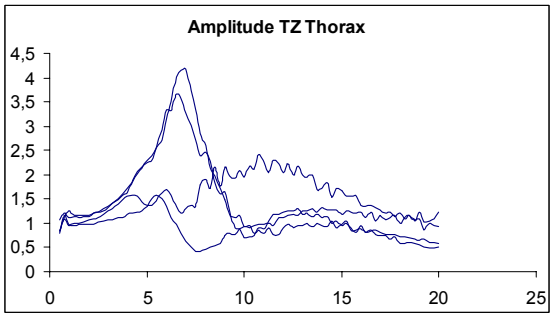
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Dossier 1 ms^{-2}

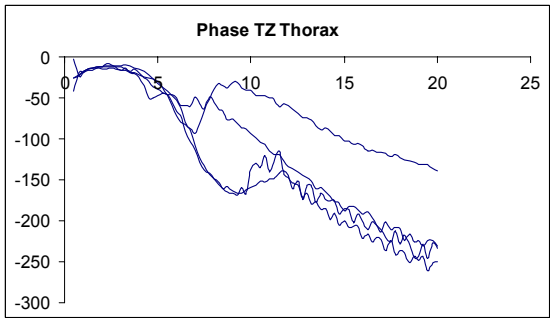


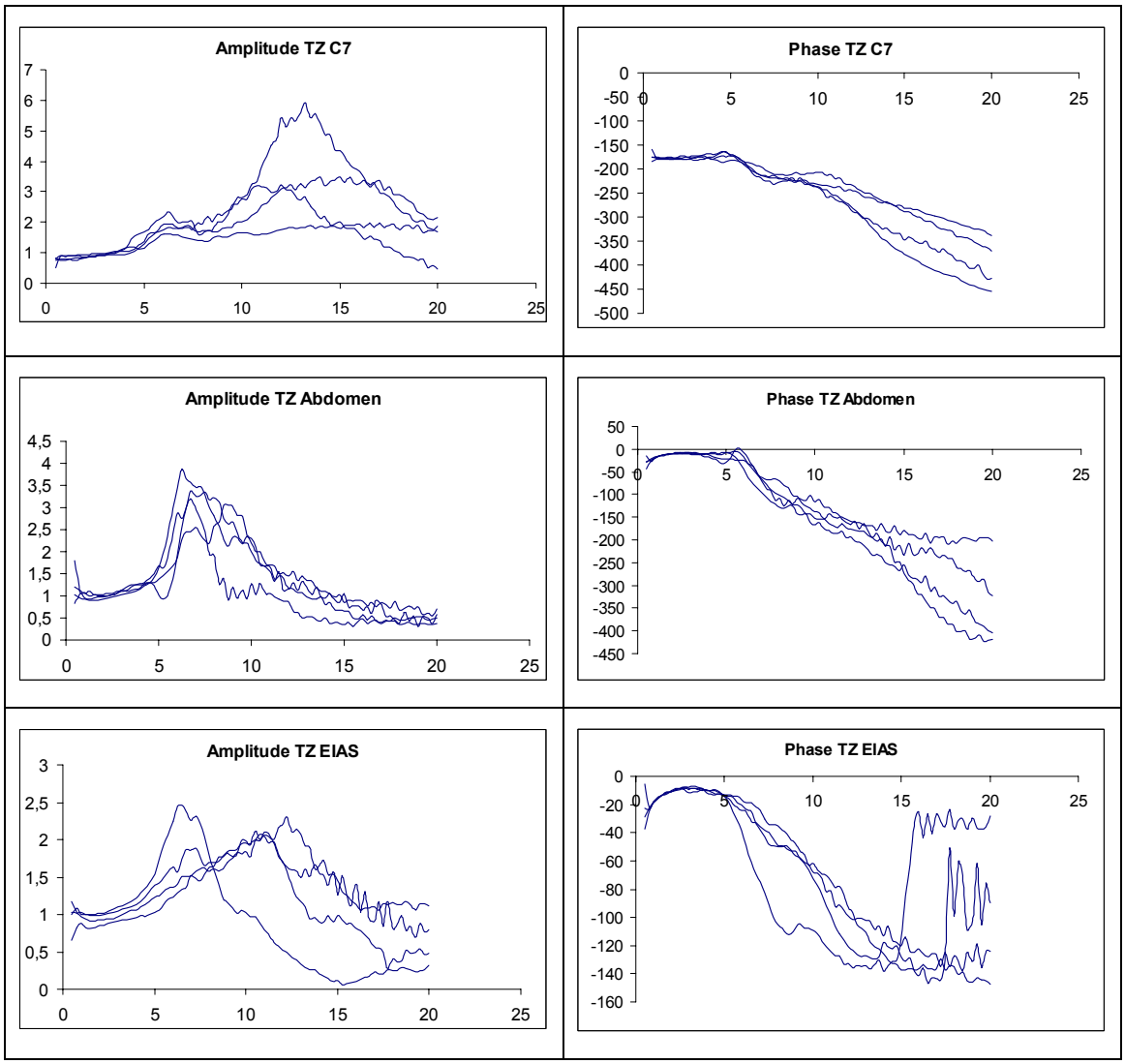




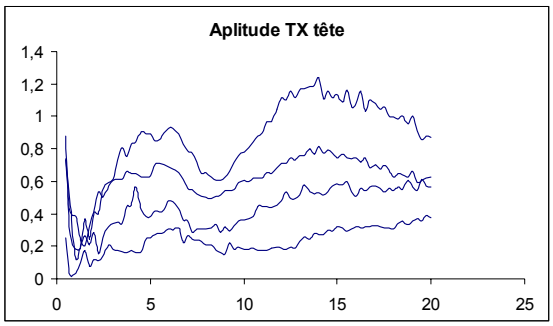


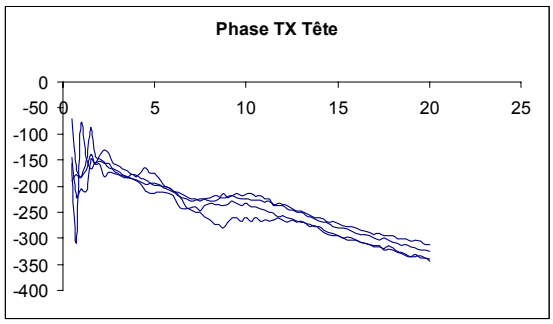


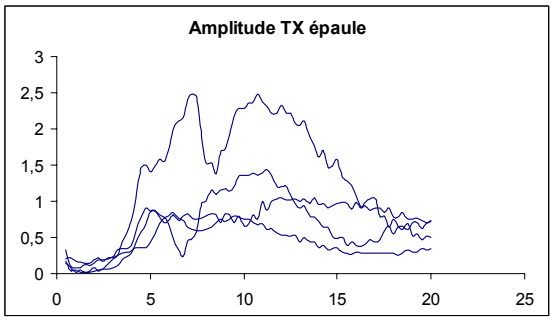


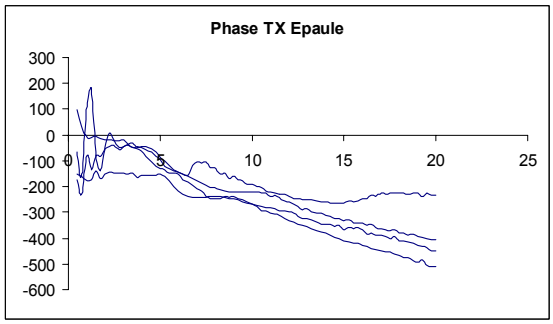

Amplitude TZ C7
Phase TZ C7
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS

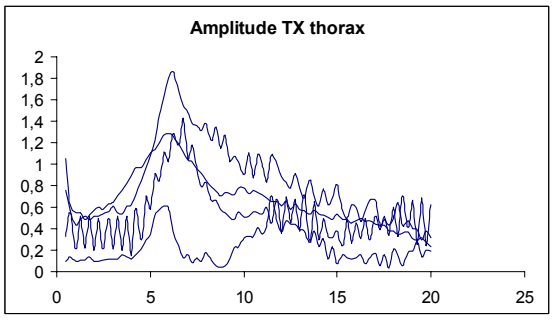
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X): Dossier 1 ms^{-2}

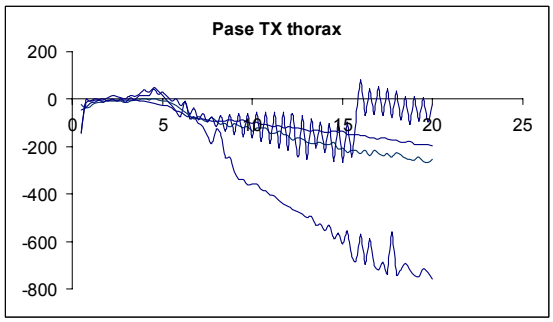


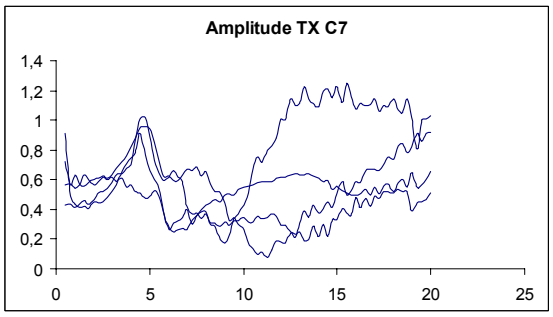


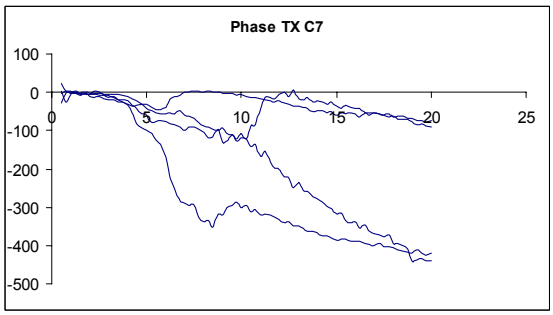


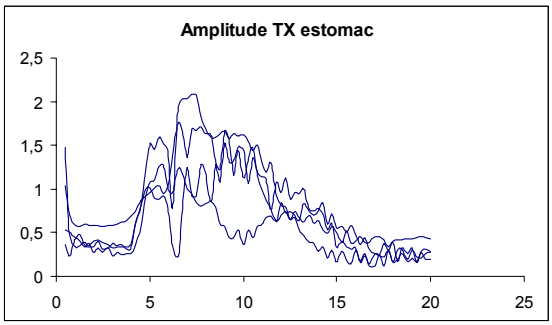


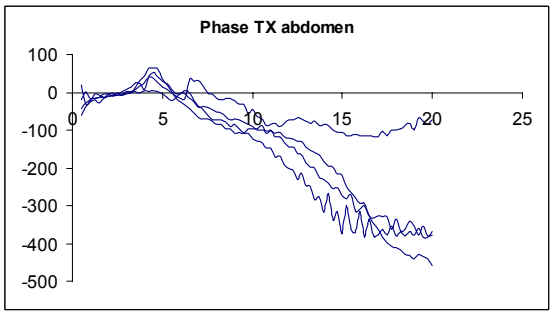


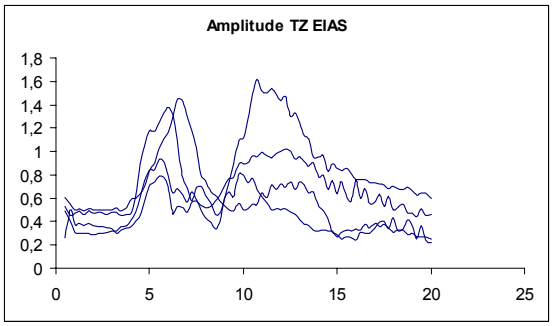


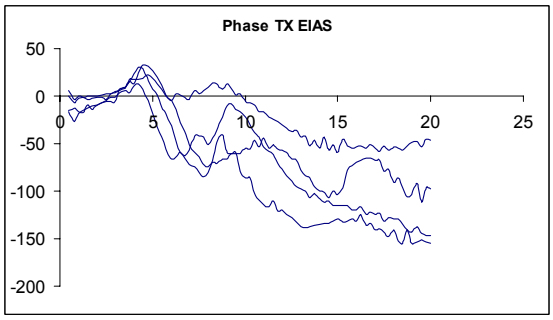





Amplitude TX estomac
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

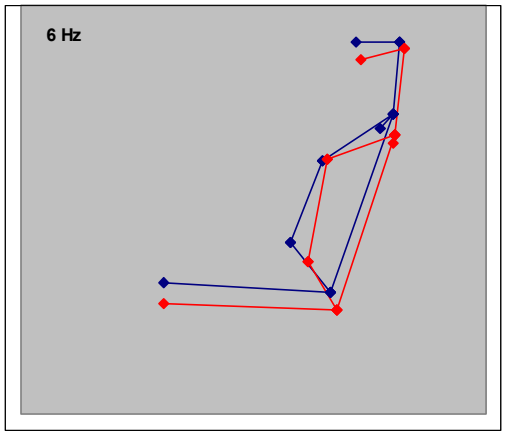
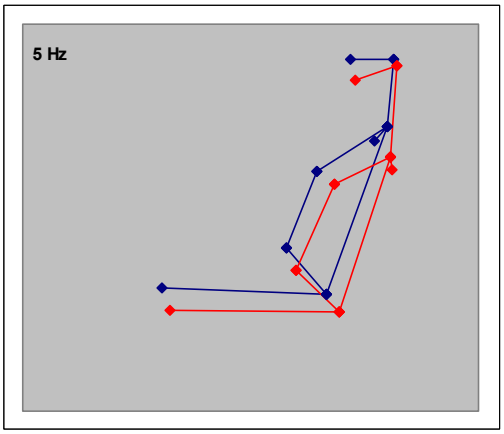
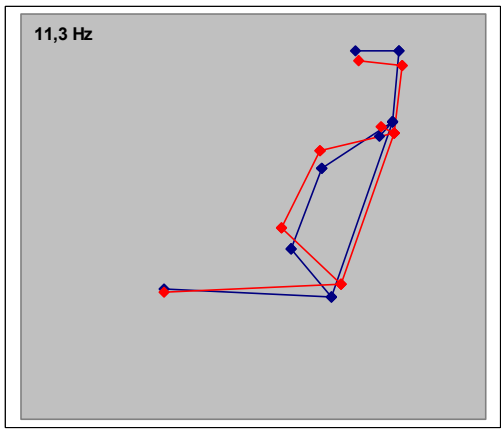
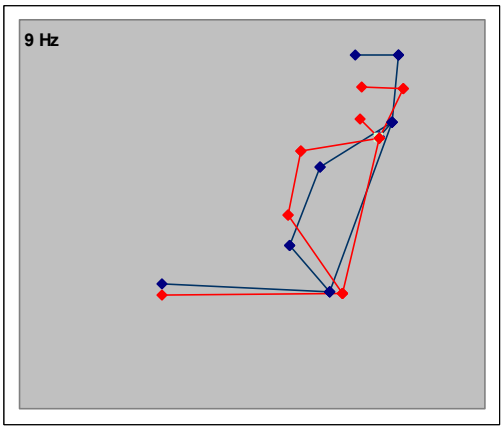
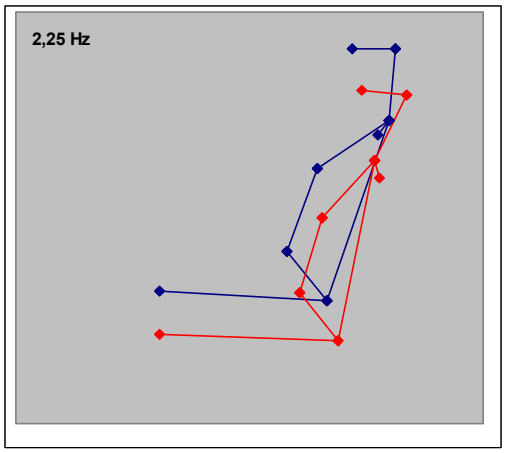
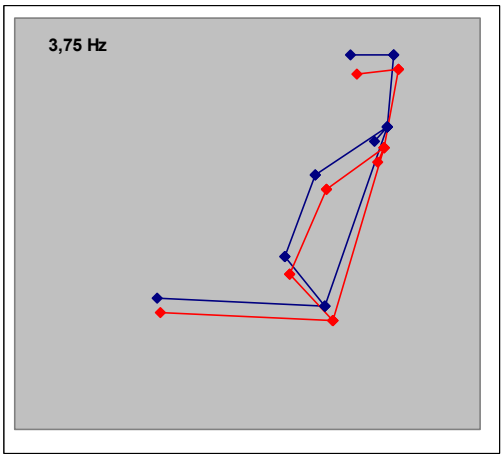

Phase TX abdomen
100
0
-100
-200
-300
-400
-500
0
5
10
15
20
25

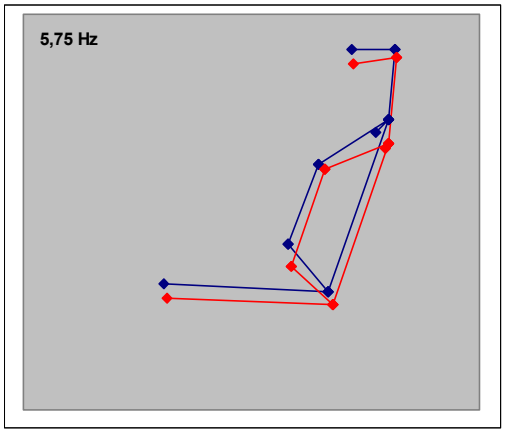
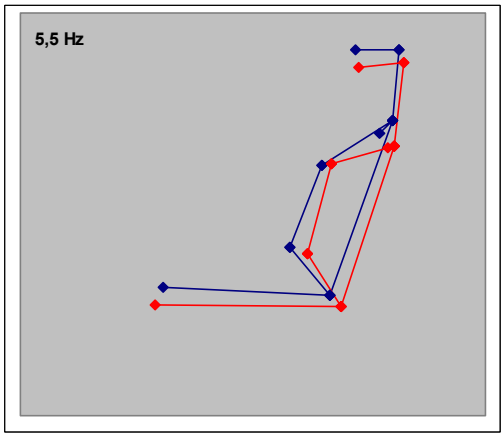
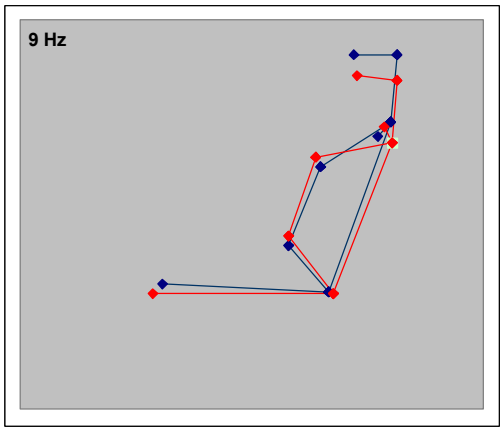
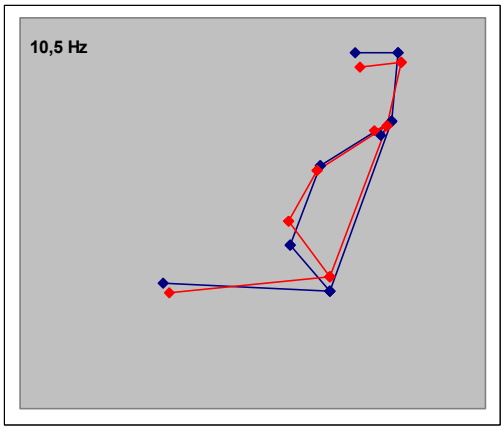
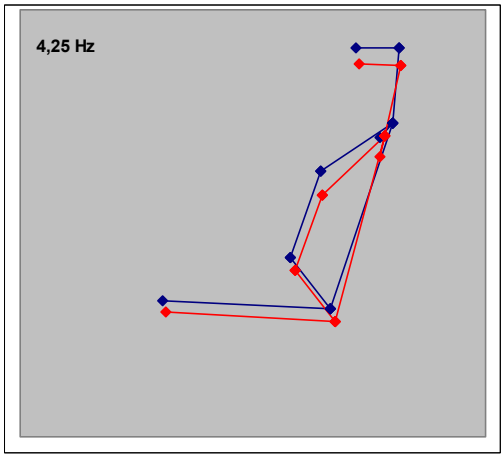
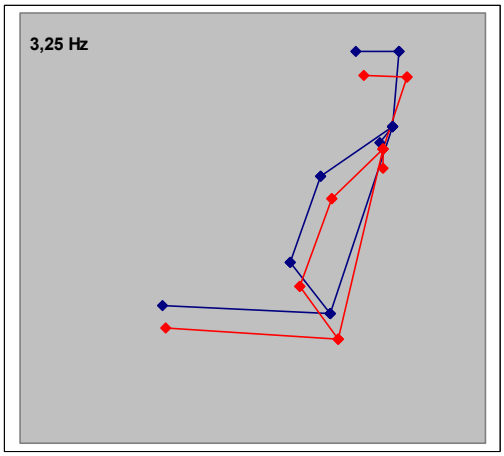

Amplitude TZ EIAS
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX EIAS
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

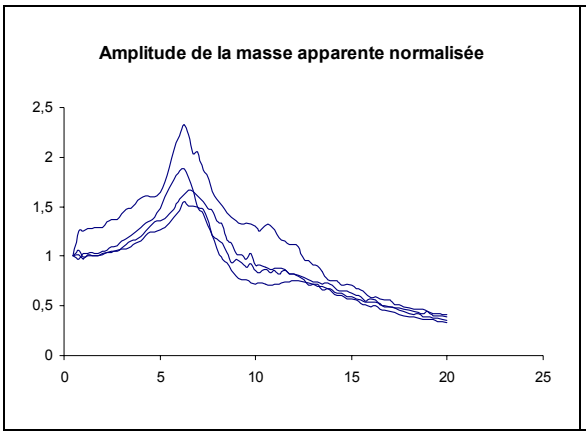
VI.3.1.2.6 Avec dossier 2 ms-²

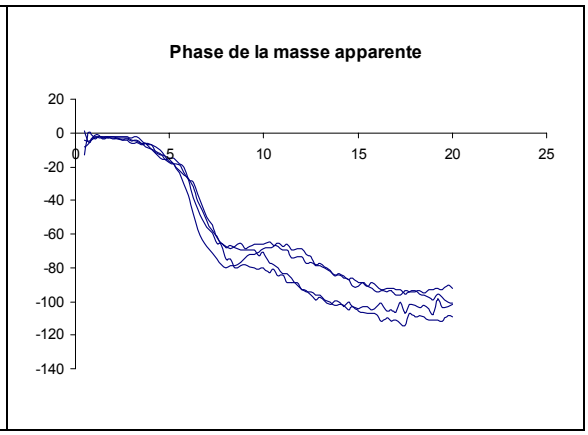
Fréquences de résonances et modes propres : Dossier 2 ms^{-2}

	Sujet 1	Sujet 2
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

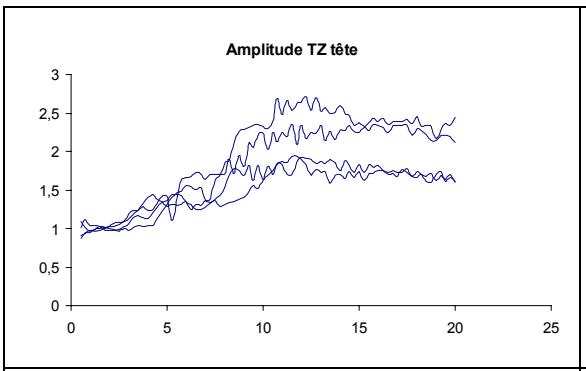
	Sujet 3	Sujet 4
Mode propre 1		
Mode propre 2		
Mode propre 3		

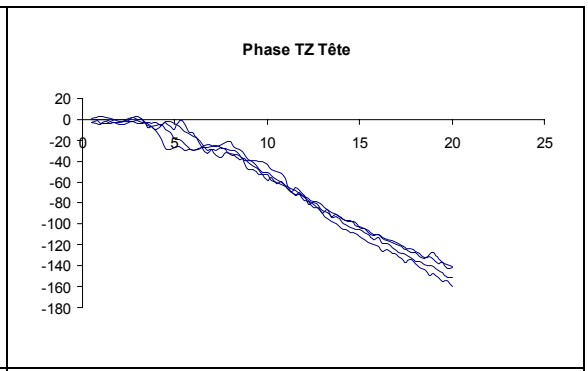
Masse apparente : Dossier 2 ms^{-2}

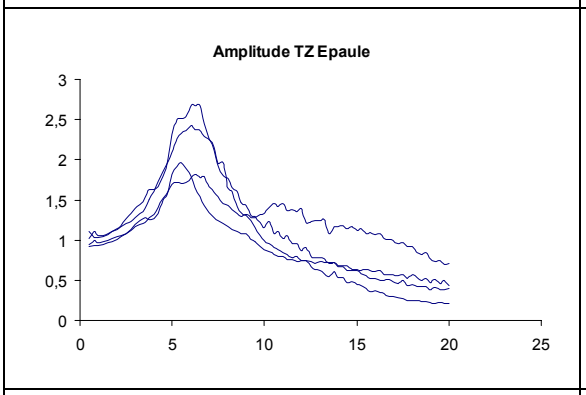


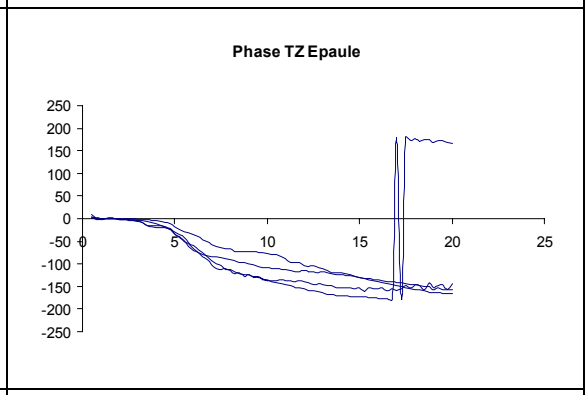


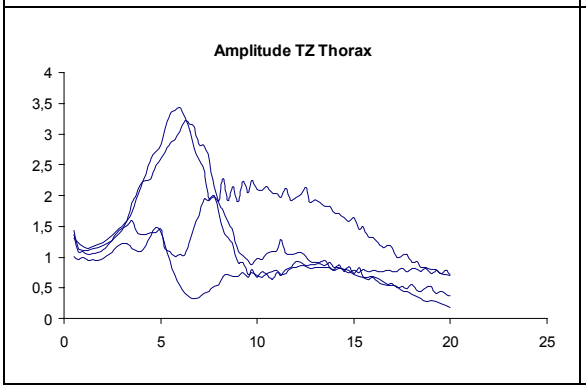
Transmissibilité verticale (Siège Z/ Segment Z) : Dossier 2 ms^{-2}

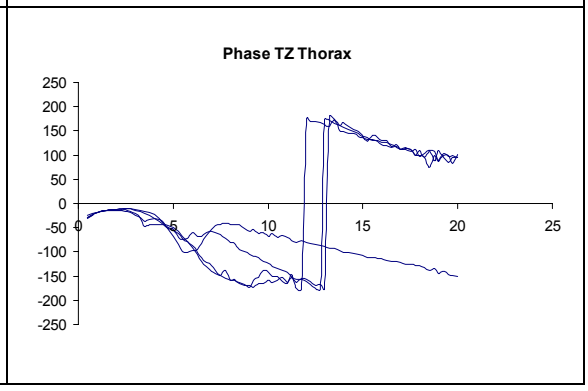


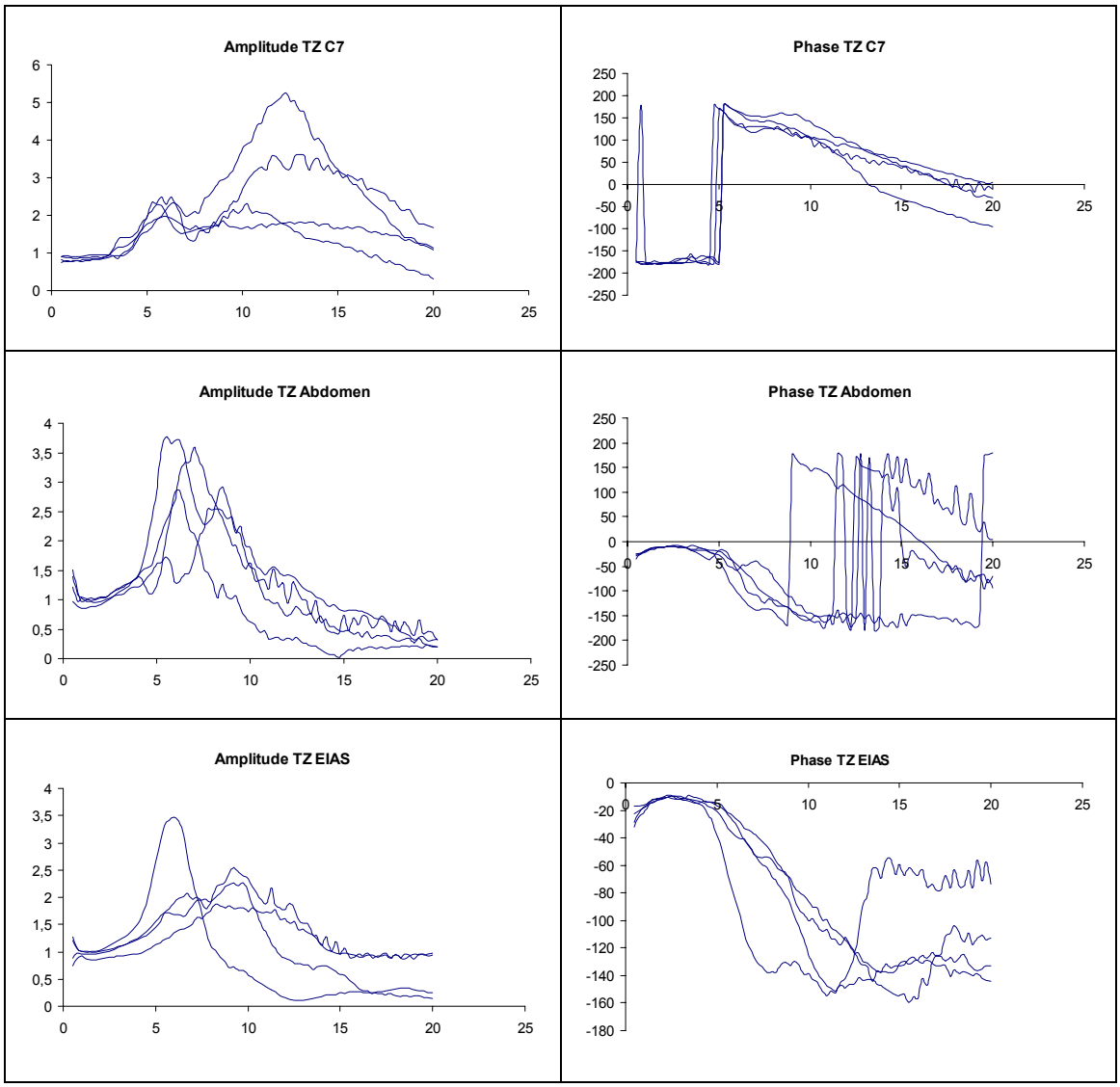




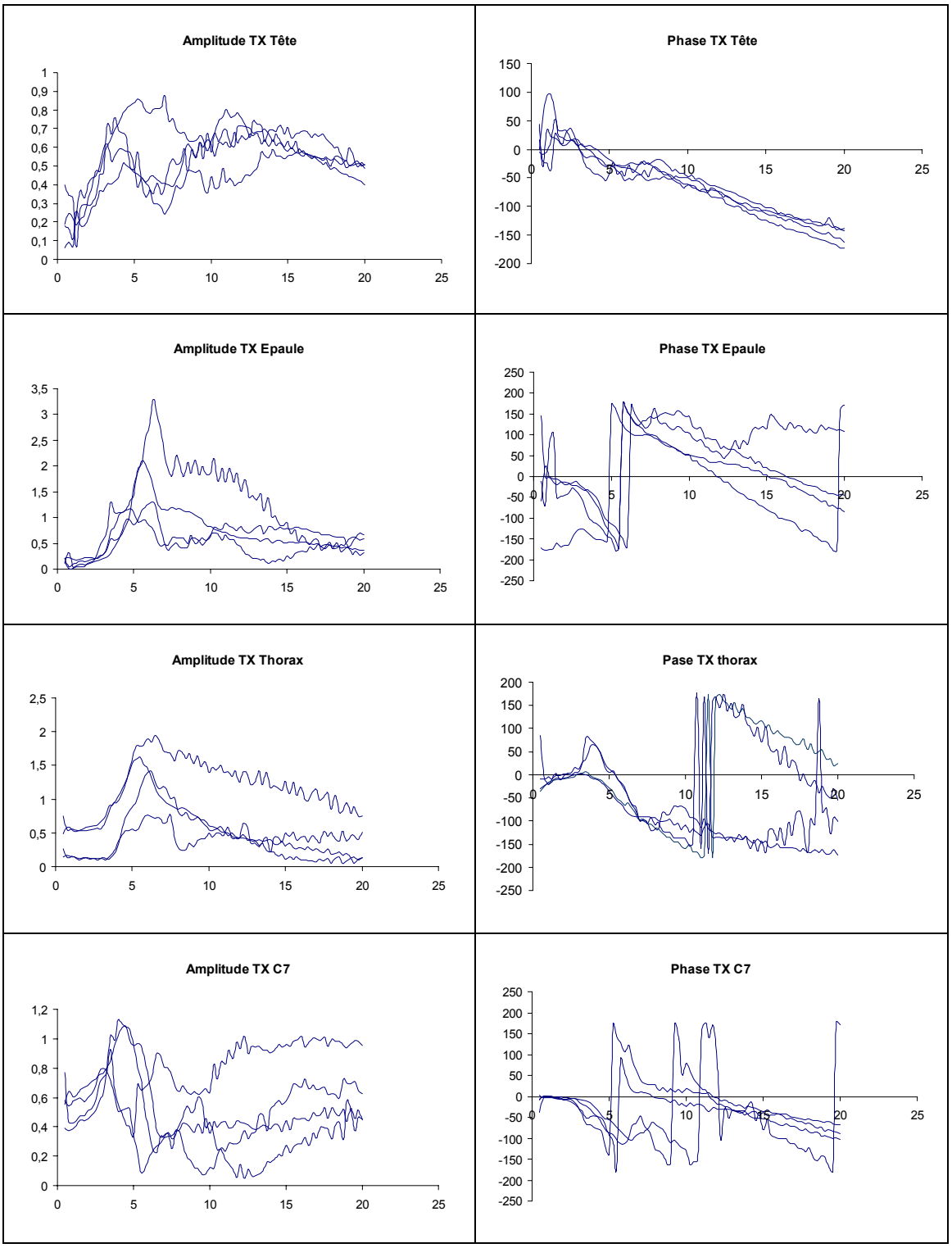


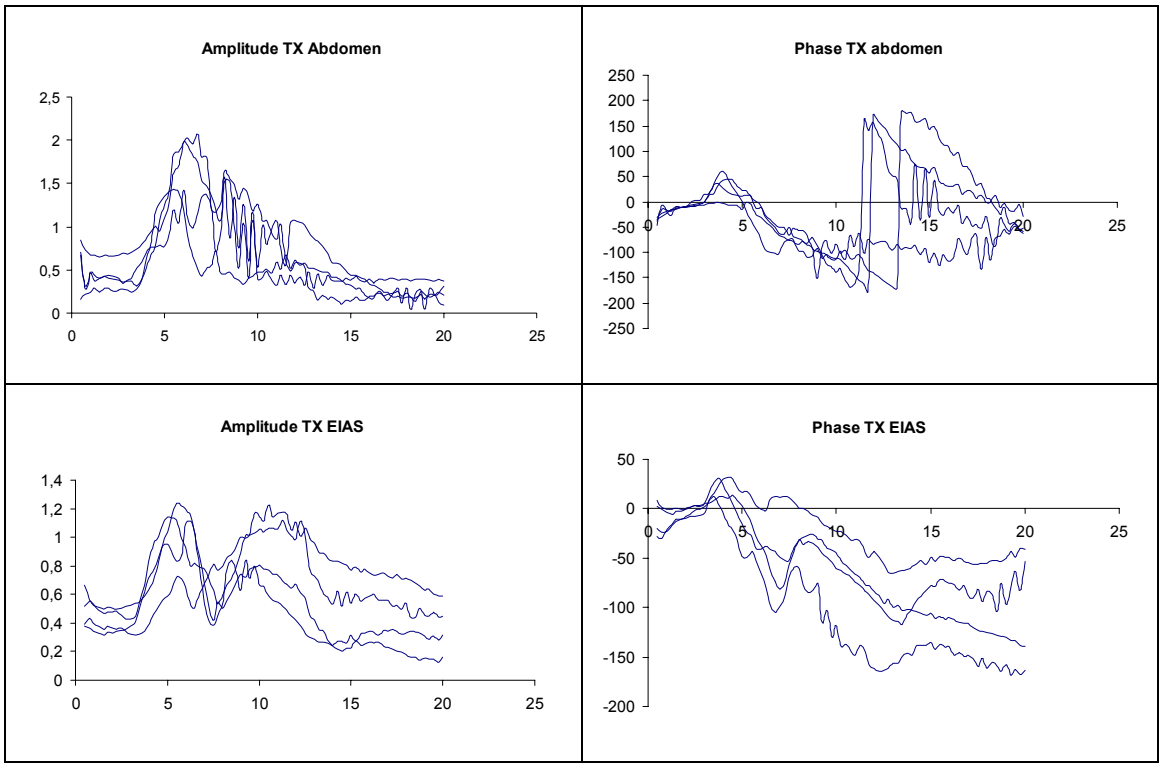





Amplitude TZ C7
Phase TZ C7
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS

Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : Dossier 2 ms^{-2}




Amplitude TX Abdomen
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25
Phase TX abdomen
250
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25
Amplitude TX EIAS
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25
Phase TX EIAS
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

VI.3.2 Essais sièges auto

VI.3.2.1 Caractéristiques des sujets mesurés

Caractéristiques anthropométriques des sujets :

Poids	Stature	Taille assis redressé	Largeur des épaules	Profondeur thorax	Largeur des fesses	Longueur des cuisses	Hauteur sol genou	Longueur des bras	Longueur de l'avant bras
65	1740	778	456	327	340	580	545	362	484
63	1666	753	436	285	413	578	525	331	450
66	1715	744	440	305	369	615	520	370	445
52	1715	742	423	305	324	590	530	361	483
72	1675	756	420	297	426	605	525	341	425
74	1730	711	467	325	380	640	545	390	477
73	1775	770	457	307	365	615	550	397	500
67									
95									

Sexe	Homme	homme	femme	homme	homme	femme	homme	homme	homme	homme
Sujet	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Tableau 21 : Caractéristiques anthropométriques des sujets.

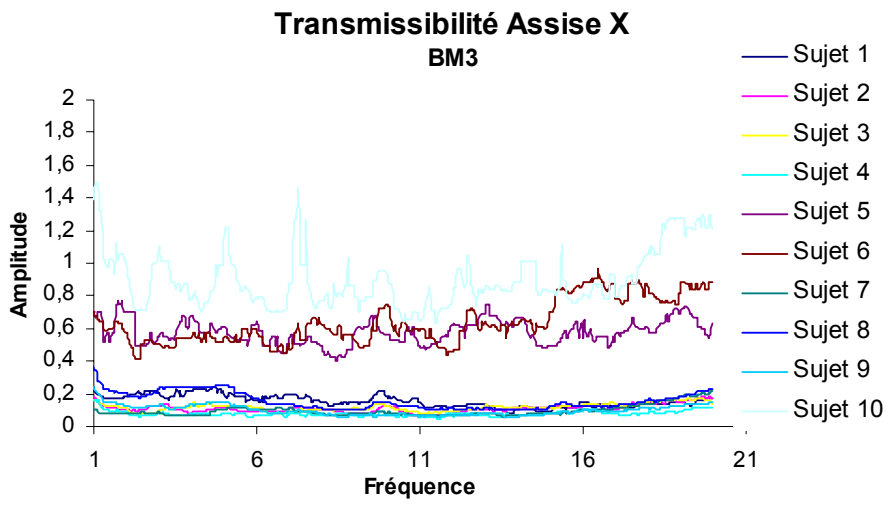
Angles cuisse :

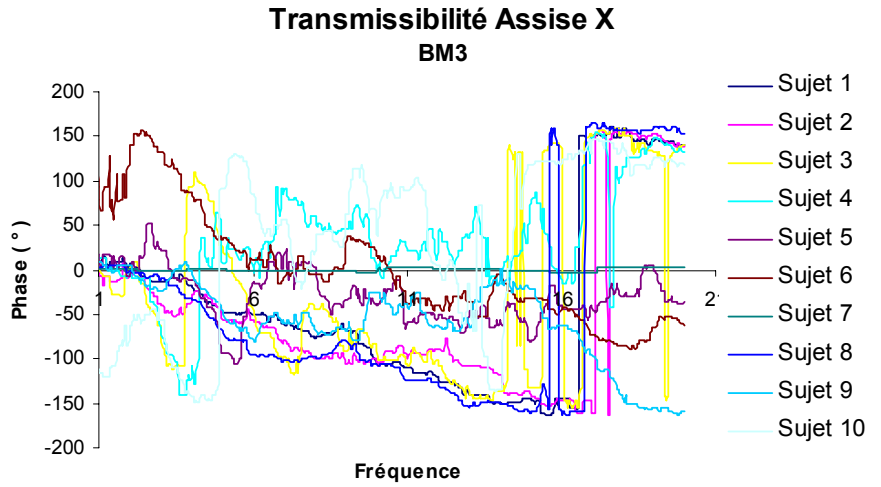
Sujet	BMW3	BMW7	Clio	Scenic	Iveco
1	10	15	11	15	12
2	5	6	1	3	3
3	0	1	1	1	0
4	2	8	4	3	2
5	6	11	10	13	5
6	-1	2	0	3	-4
7	3	12	2	3	8
8	3	5	-2	2	2
9	5	9	7	8	0
10	8	9	2	3	2

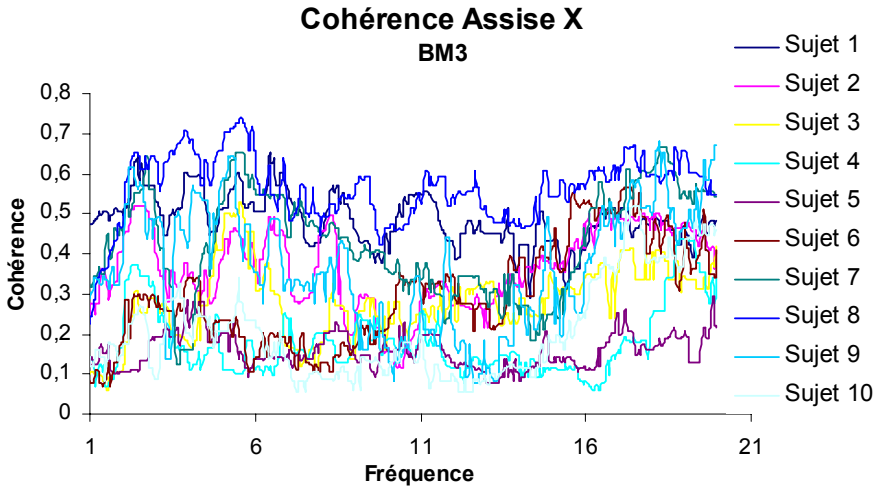
Tableau 22: Caractéristiques posturales des sujets.

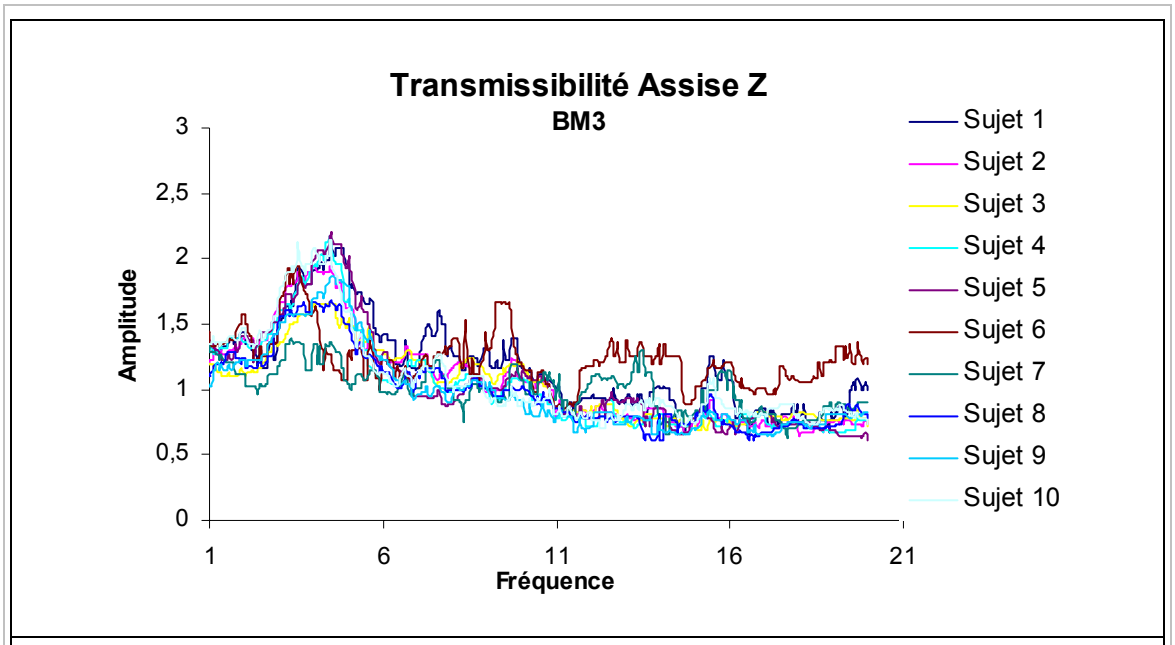
VI.3.2.2 Résultats

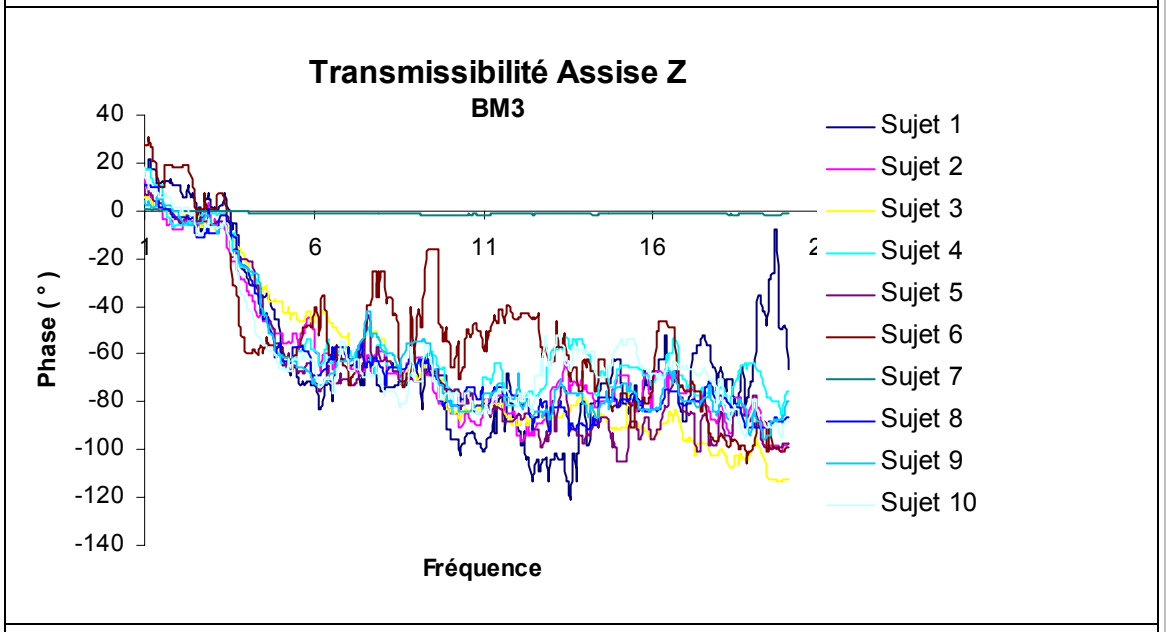
Siège BMW série 3 :

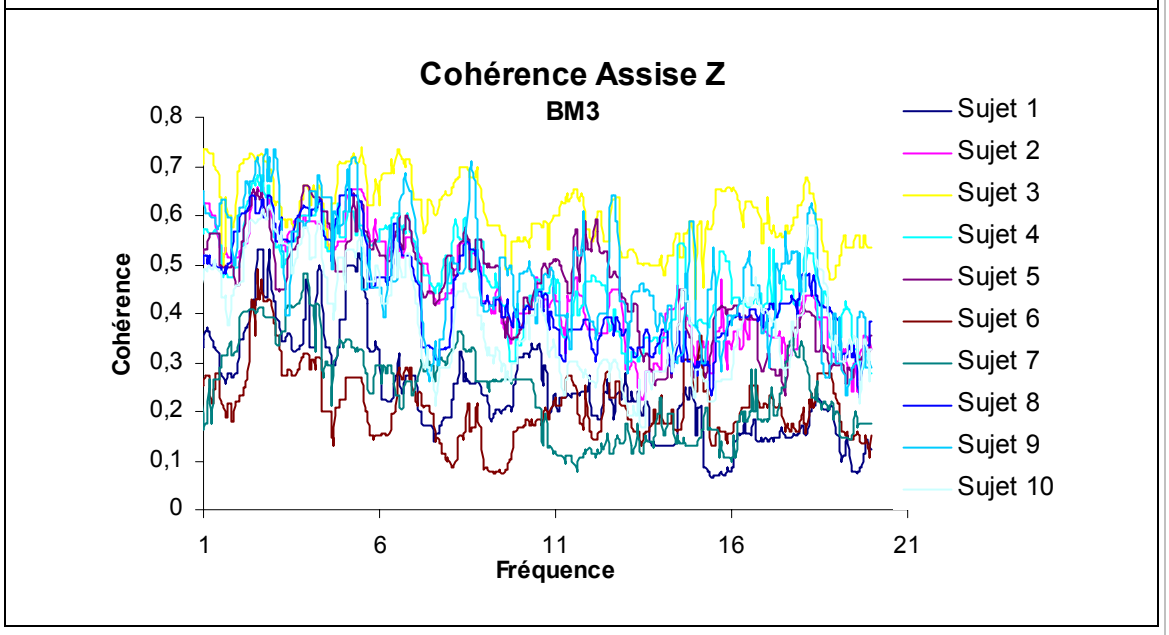


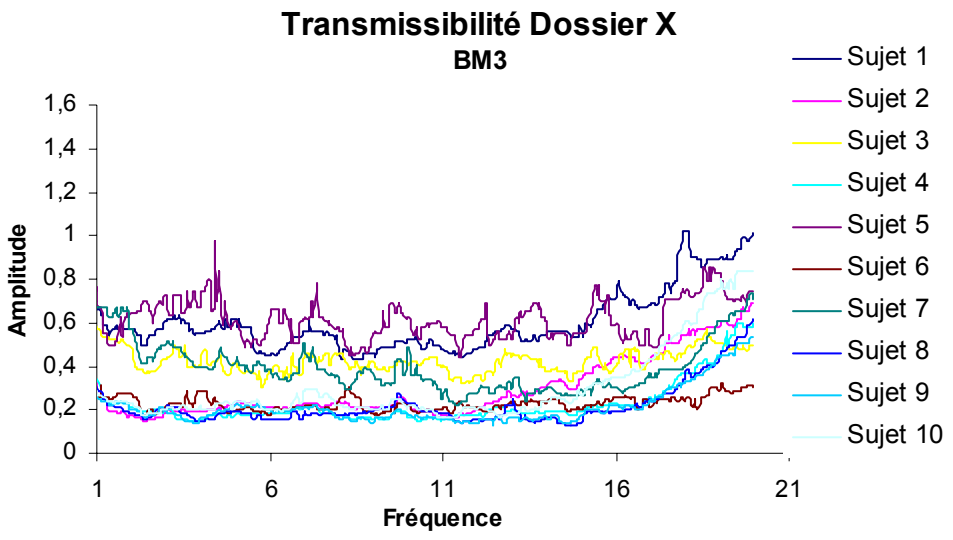


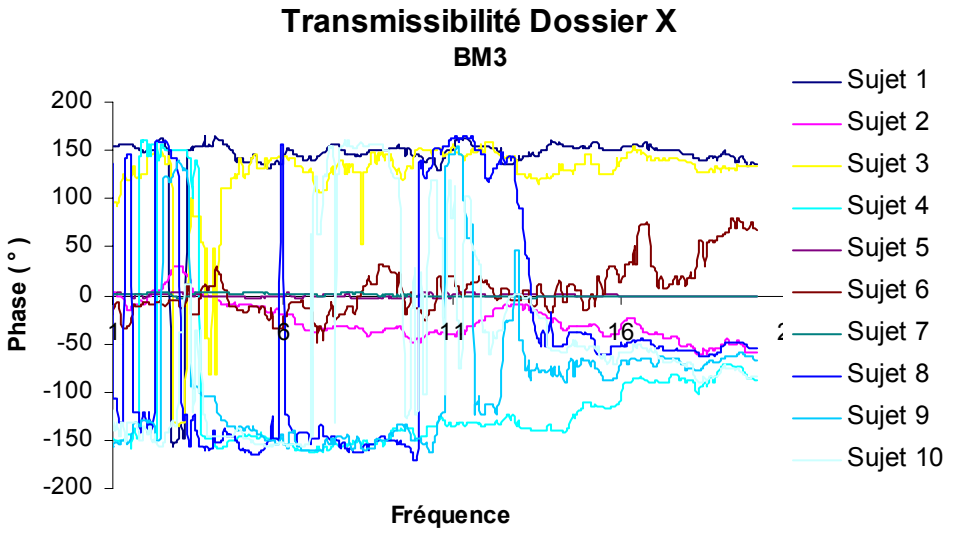


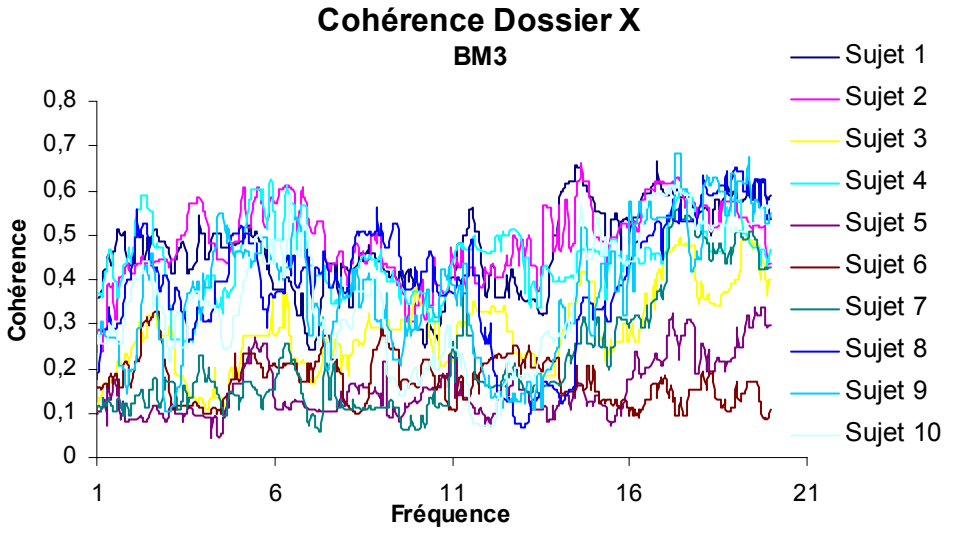

Transmissibilité Assise Z
BM3
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

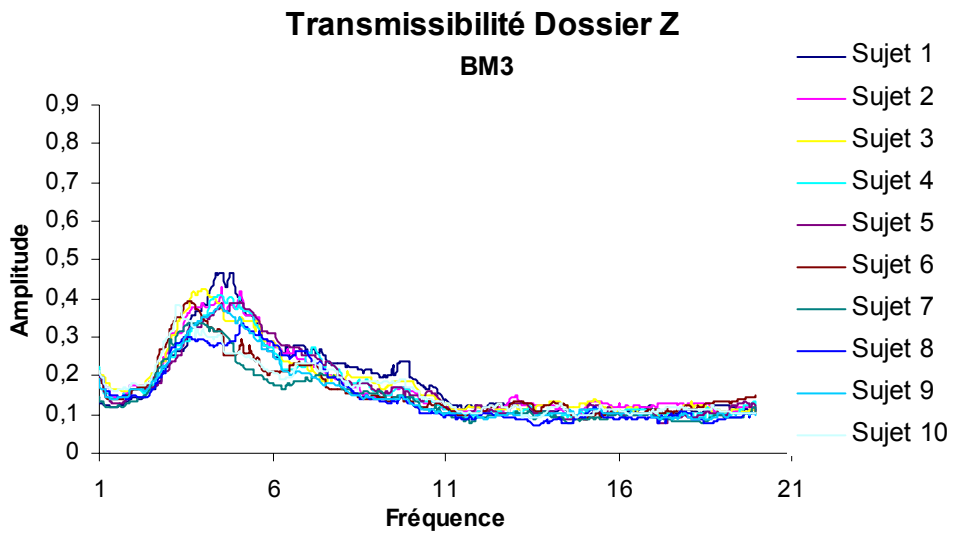

Transmissibilité Assise Z
BM3
Phase (°)
40
20
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

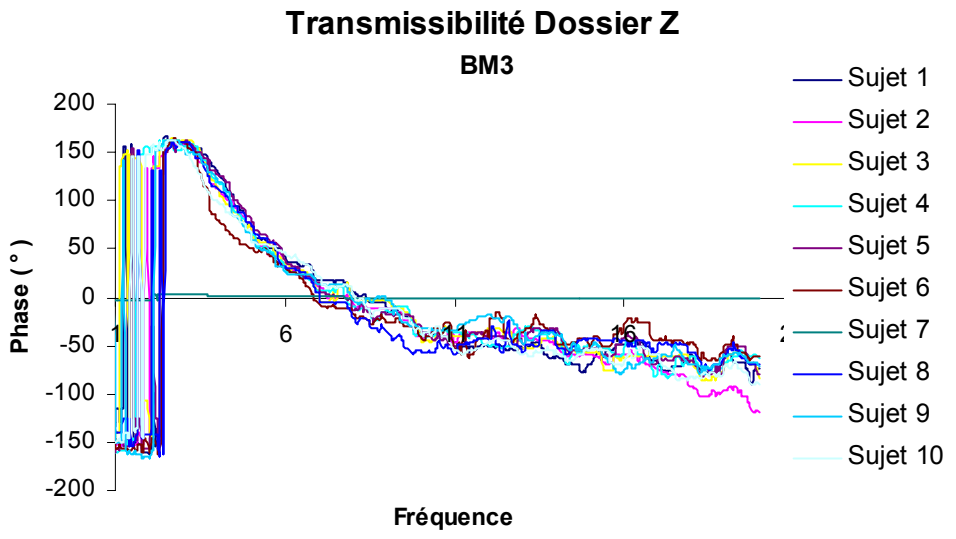

Cohérence Assise Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

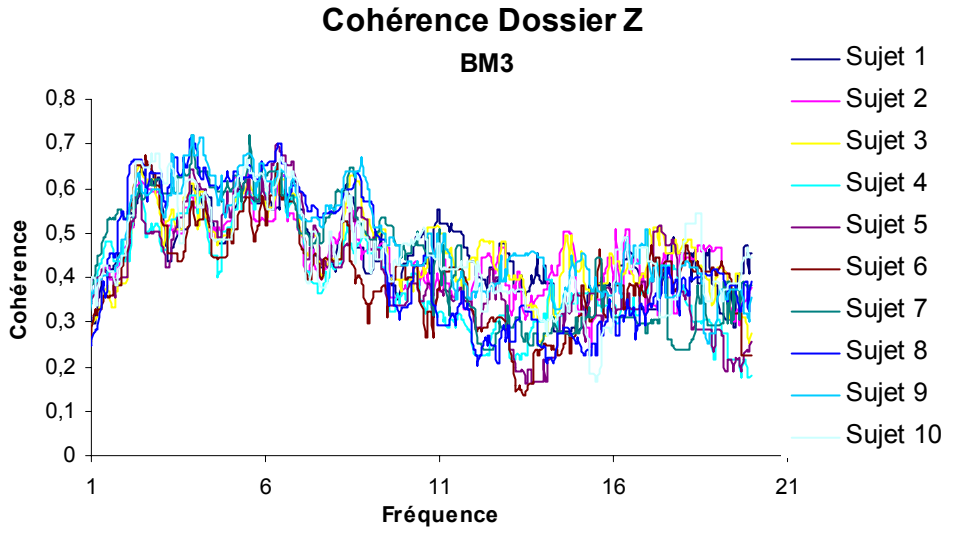

Transmissibilité Dossier X
BM3
Amplitude
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

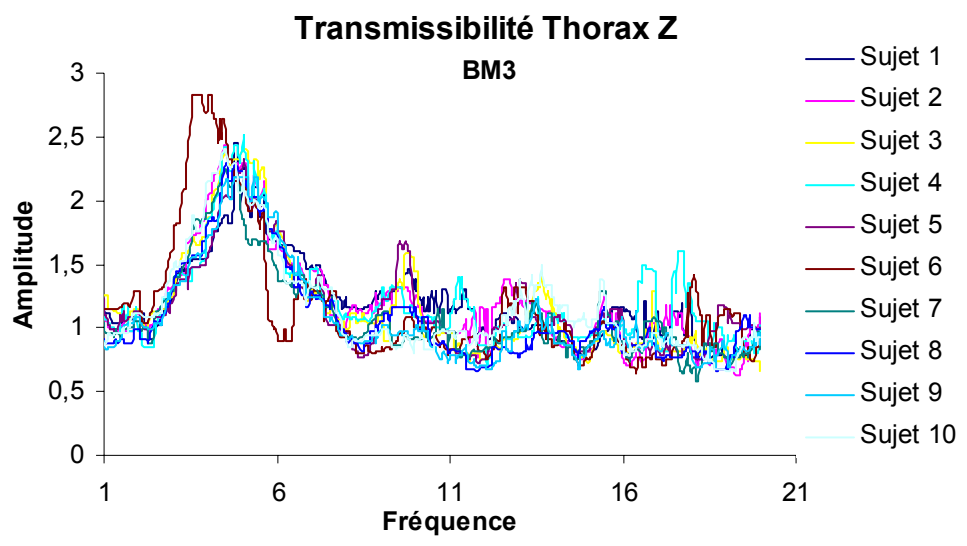

Transmissibilité Dossier X
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

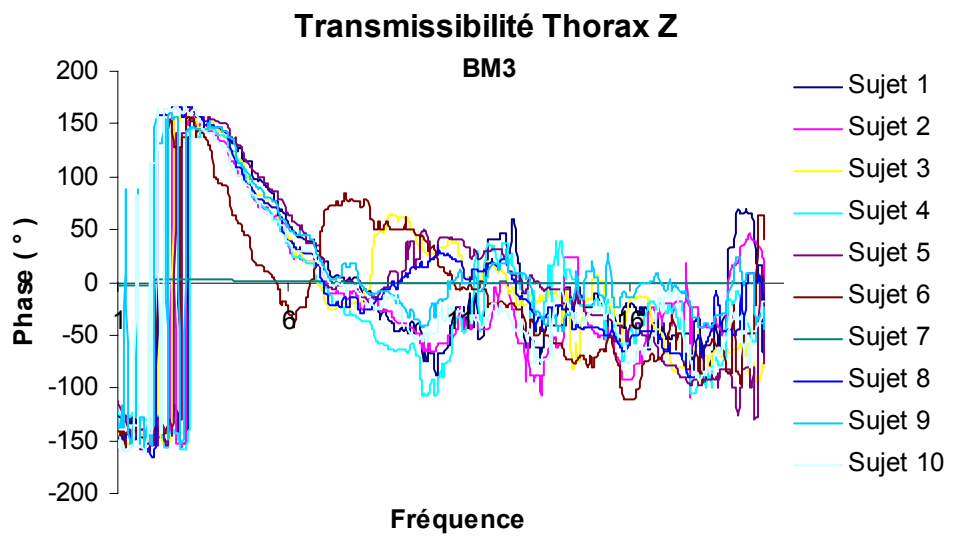

Cohérence Dossier X
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

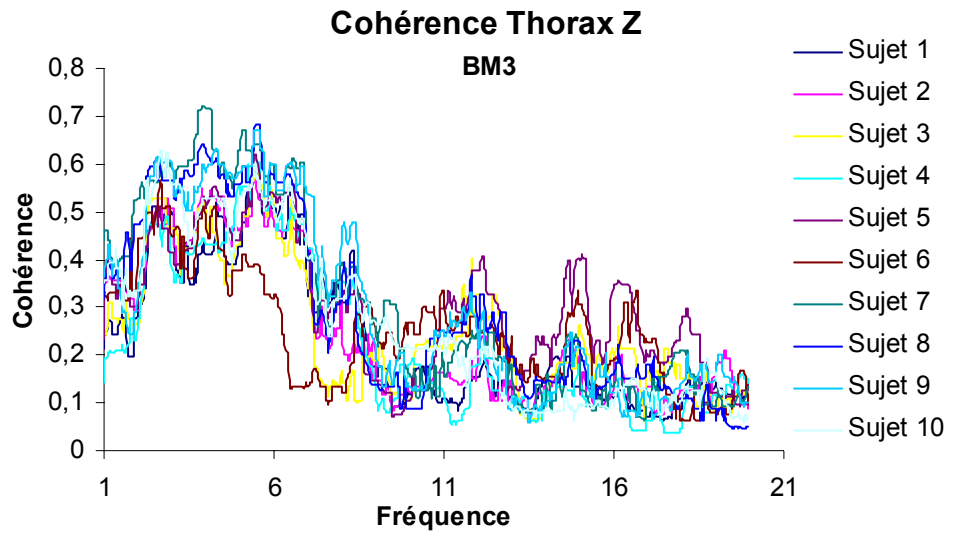

Transmissibilité Dossier Z
BM3
Amplitude
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

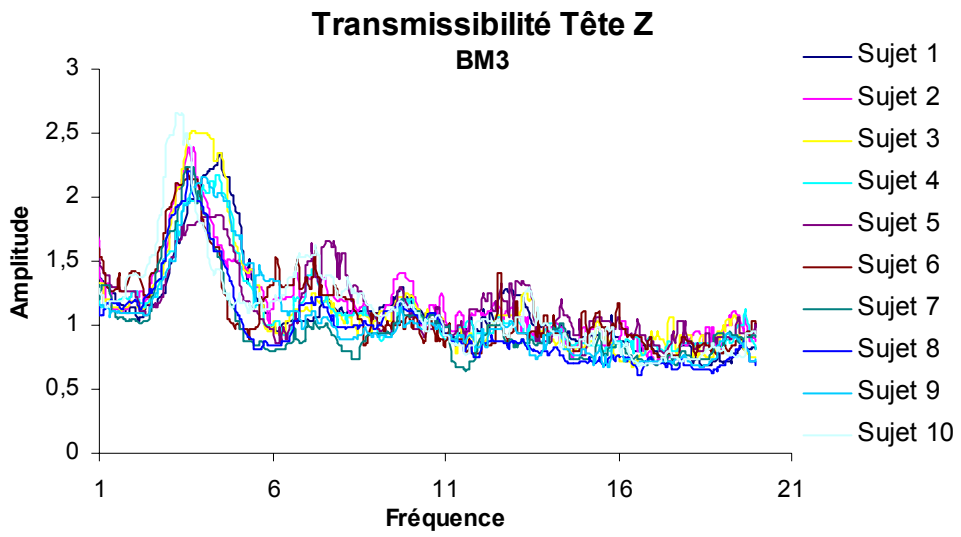

Transmissibilité Dossier Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

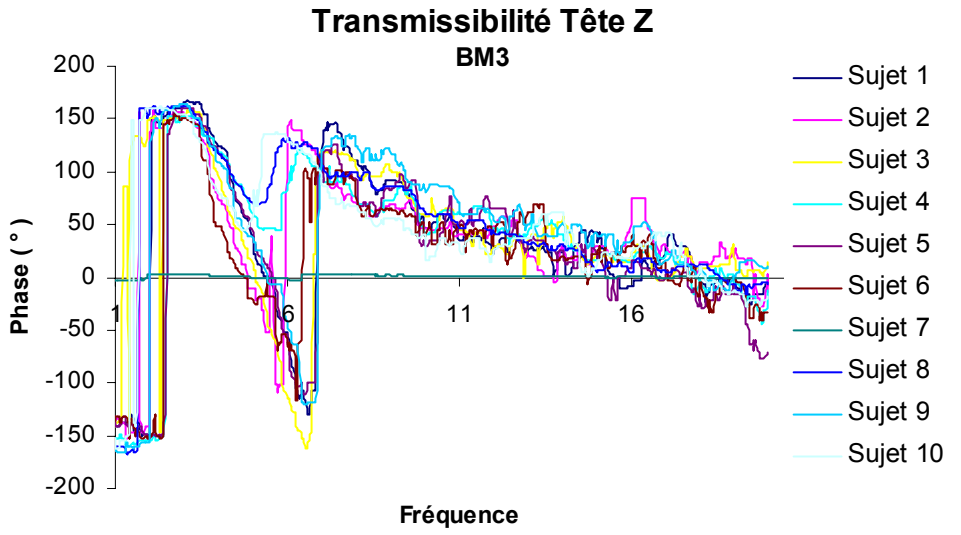

Cohérence Dossier Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

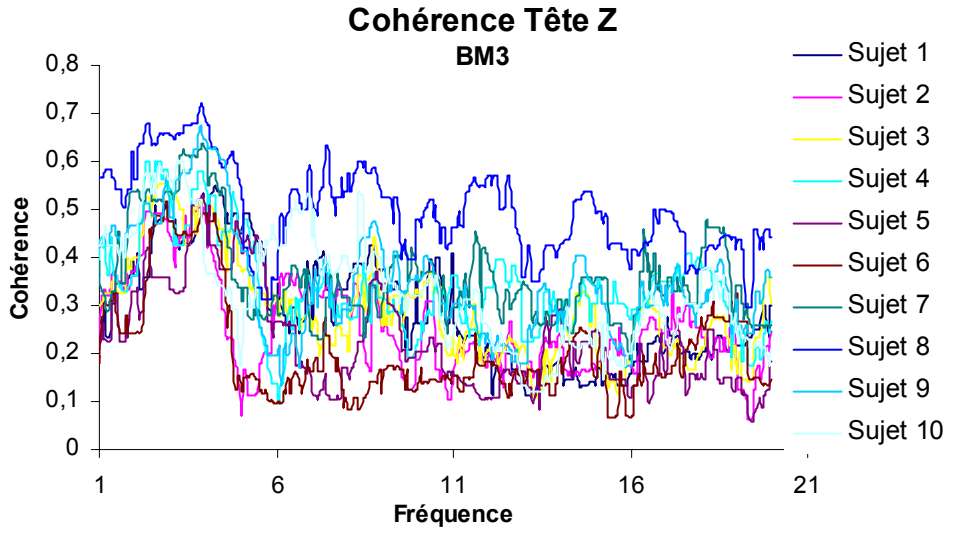

Transmissibilité Thorax Z
BM3
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

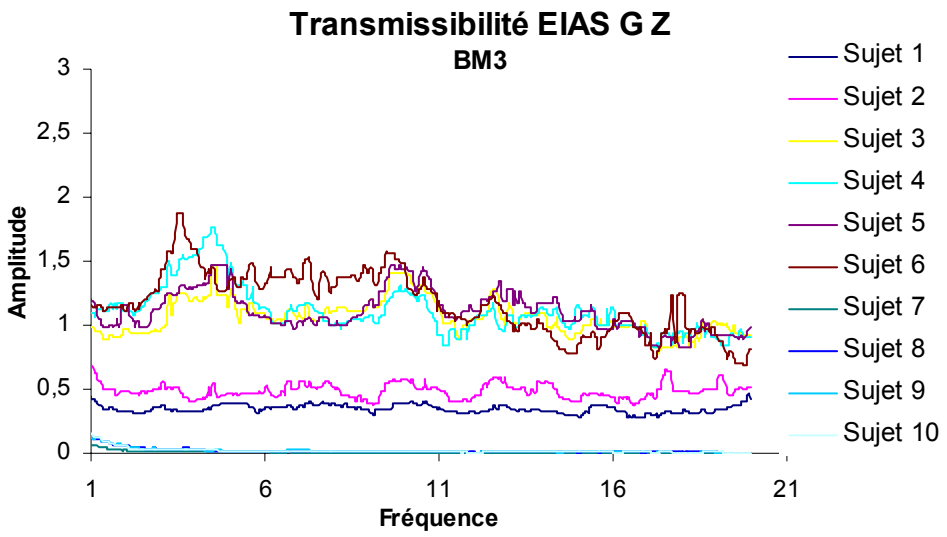

Transmissibilité Thorax Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

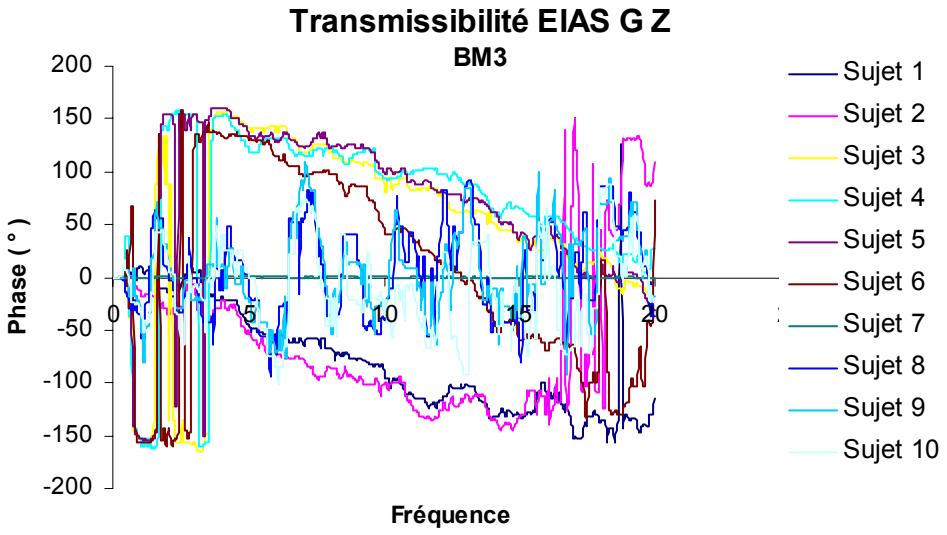

Cohérence Thorax Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

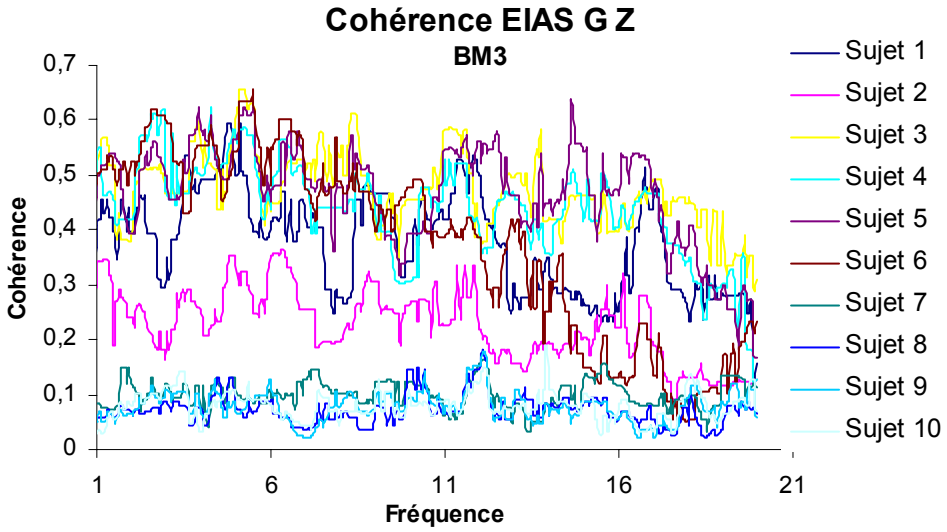

Transmissibilité Tête Z
BM3
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

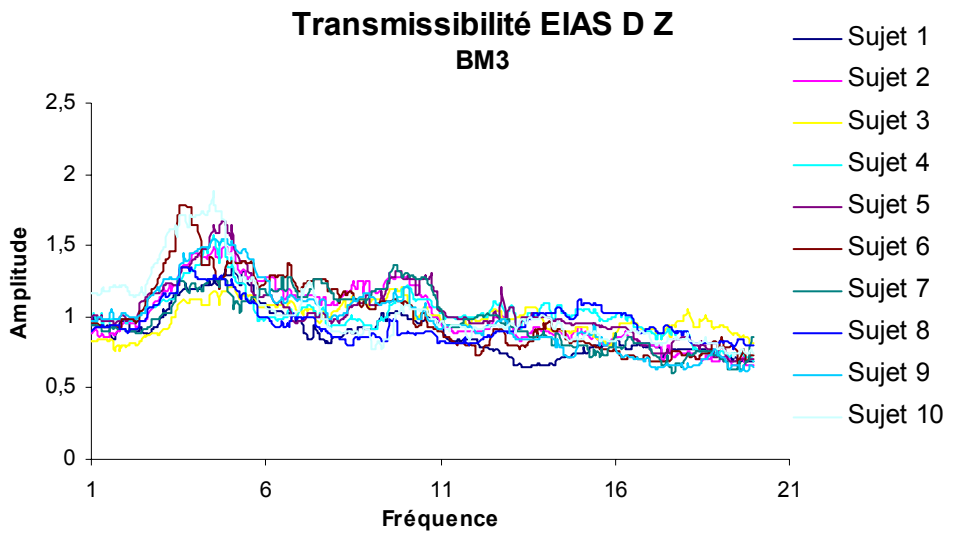

Transmissibilité Tête Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

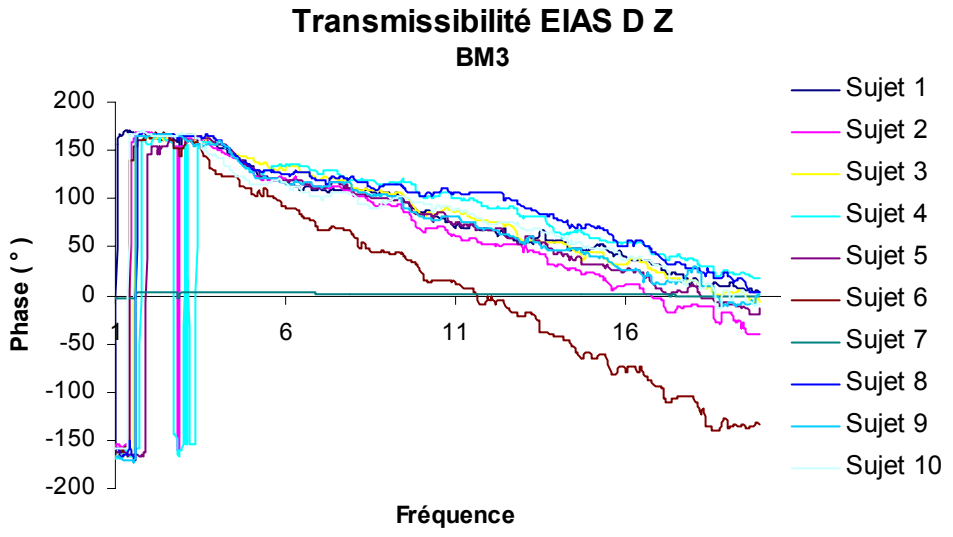

Cohérence Tête Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

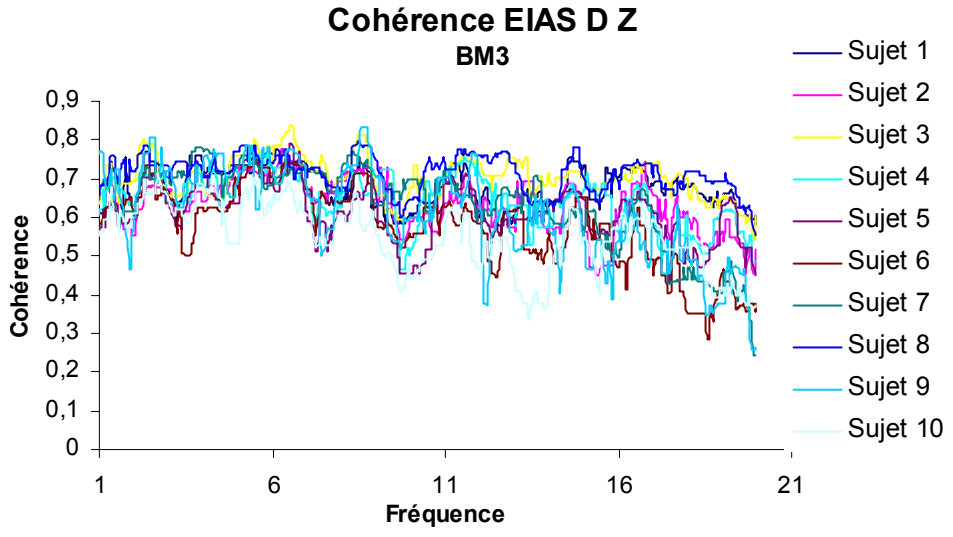

Transmissibilité EIAS G Z
BM3
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

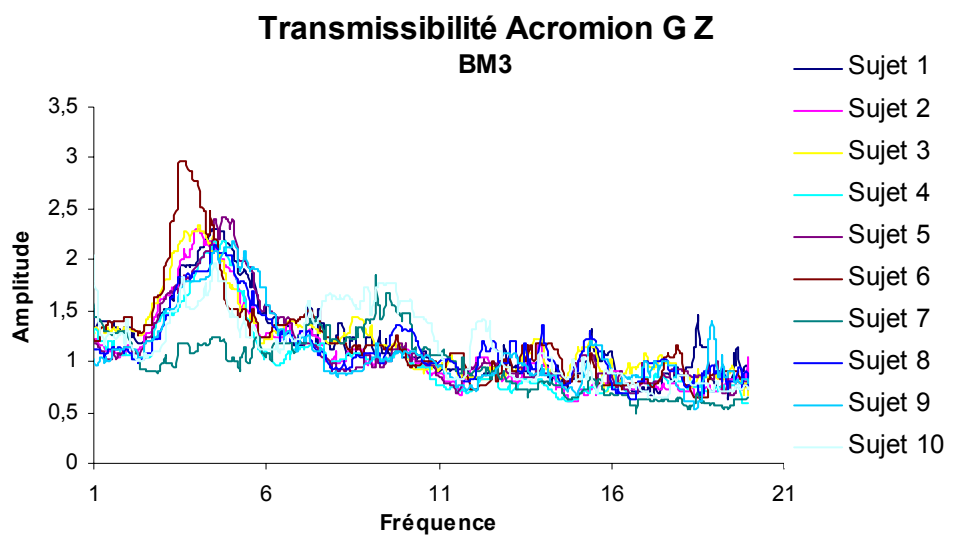

Transmissibilité EIAS G Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

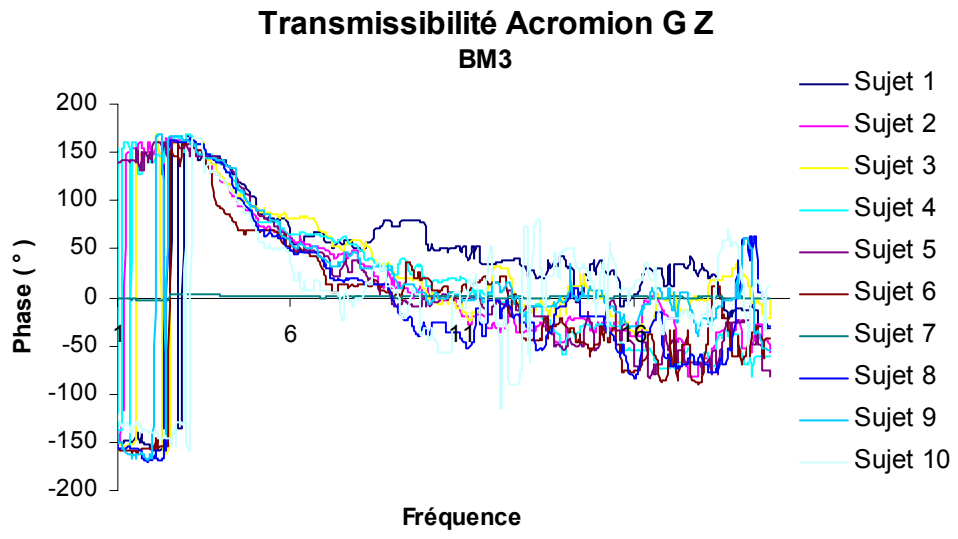

Cohérence EIAS G Z
BM3
Cohérence
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

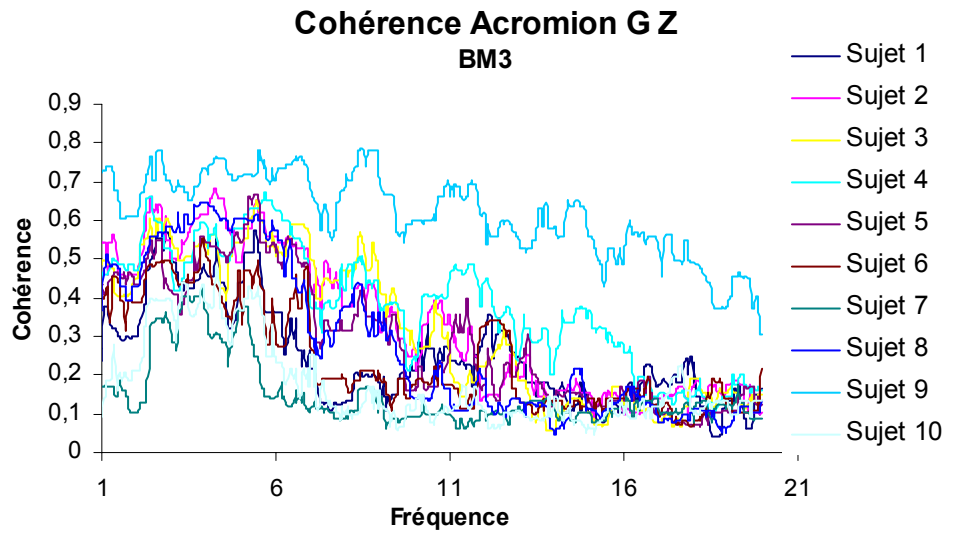

Transmissibilité EIAS D Z
BM3
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

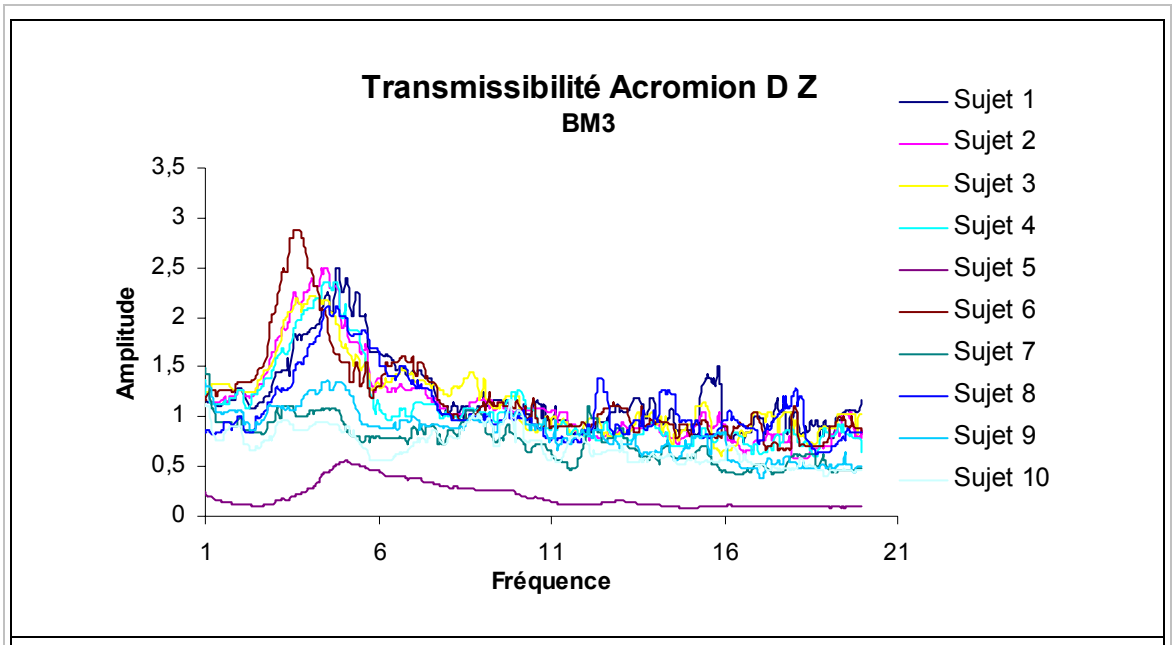

Transmissibilité EIAS D Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

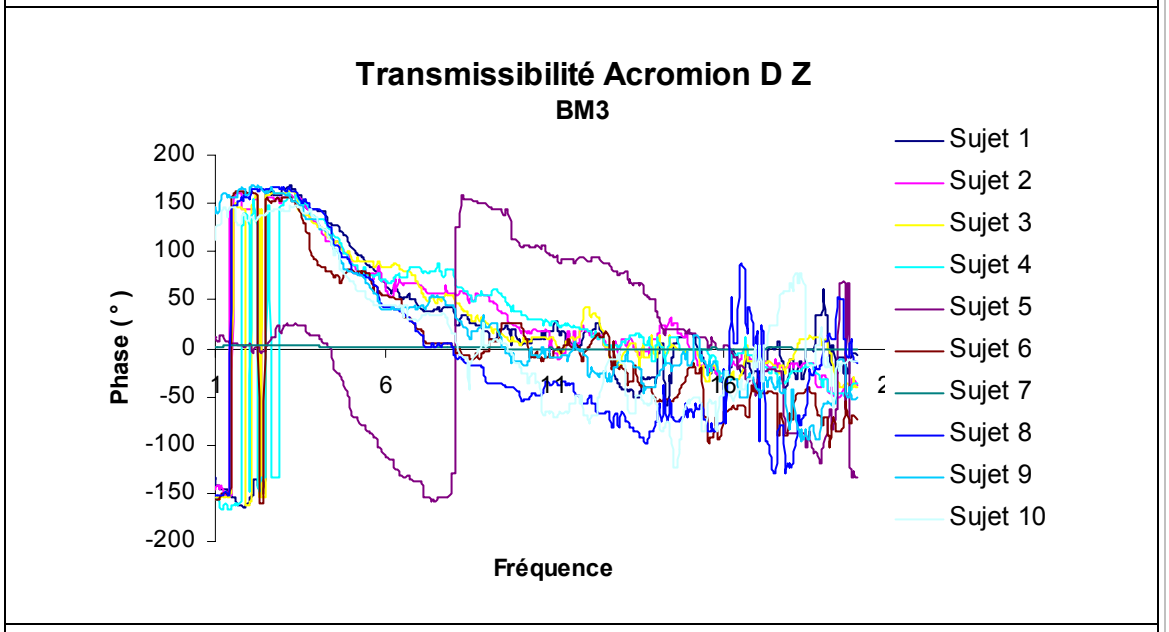

Cohérence EIAS D Z
BM3
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

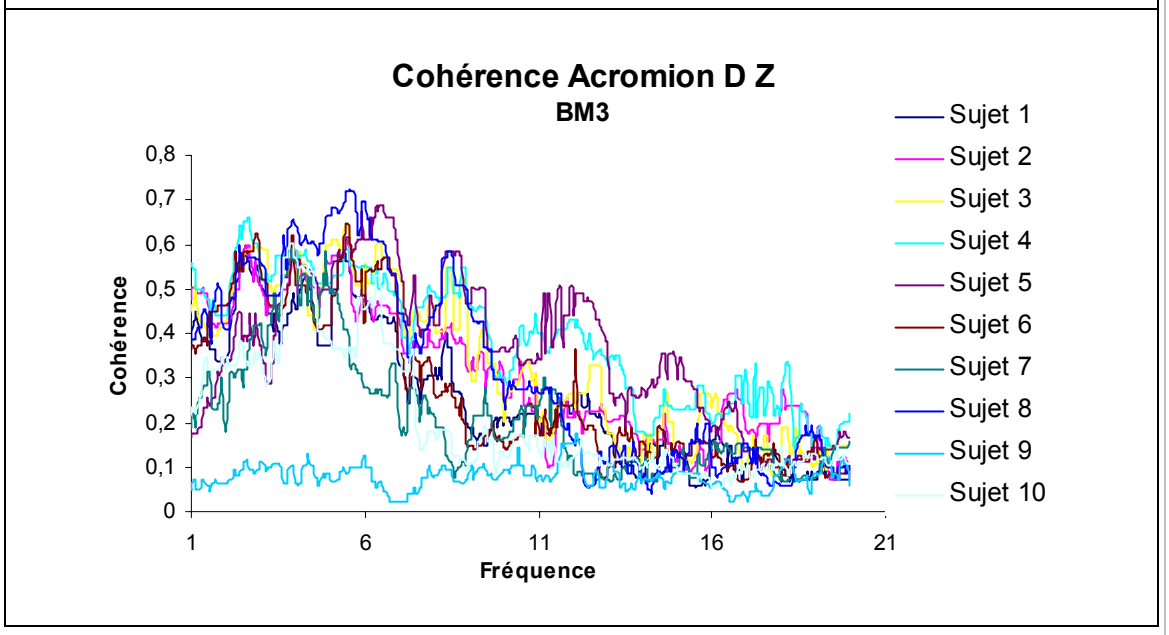

Transmissibilité Acromion G Z
BM3
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion G Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

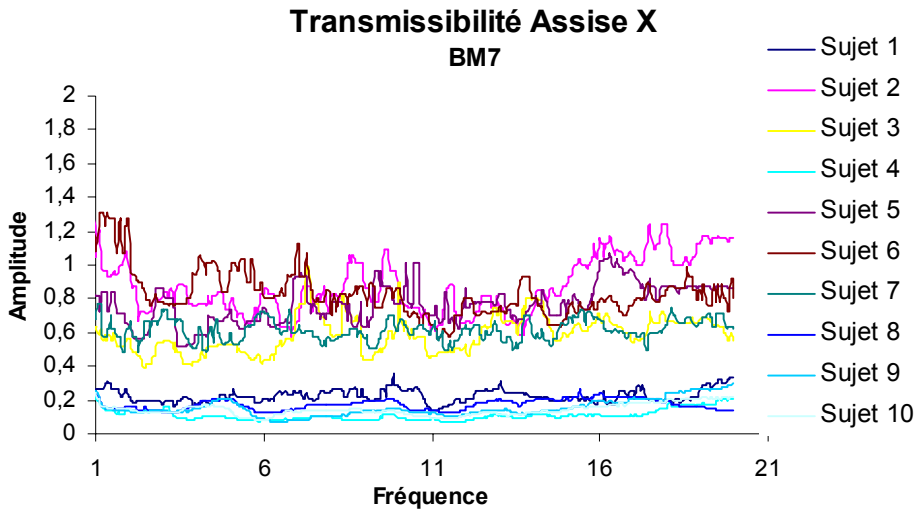

Cohérence Acromion G Z
BM3
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

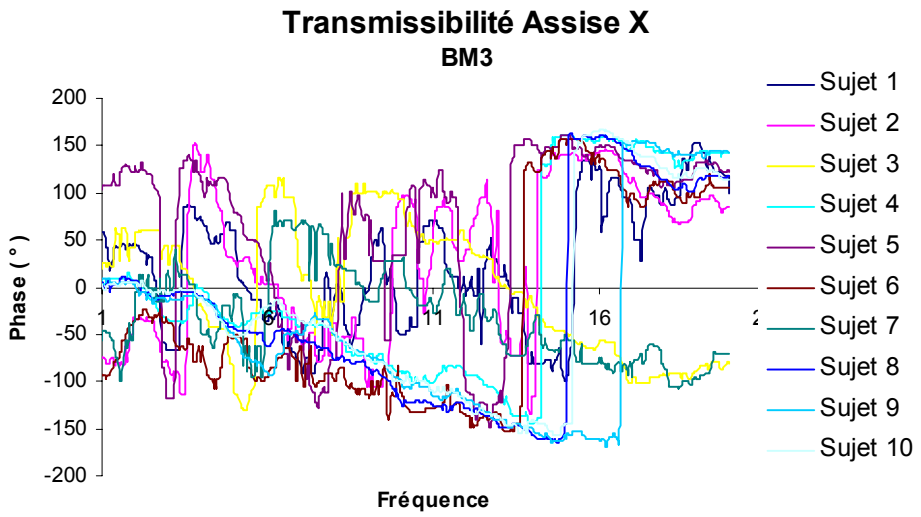

Transmissibilité Acromion D Z
BM3
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

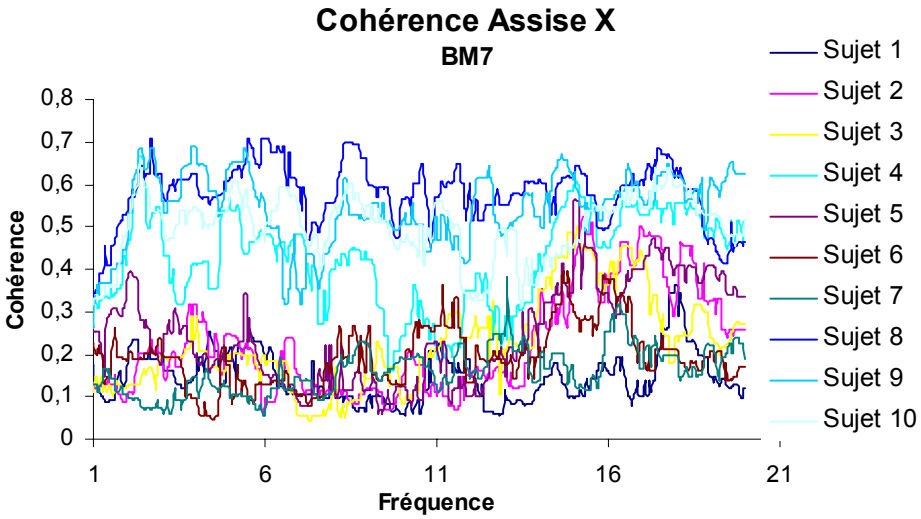

Transmissibilité Acromion D Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

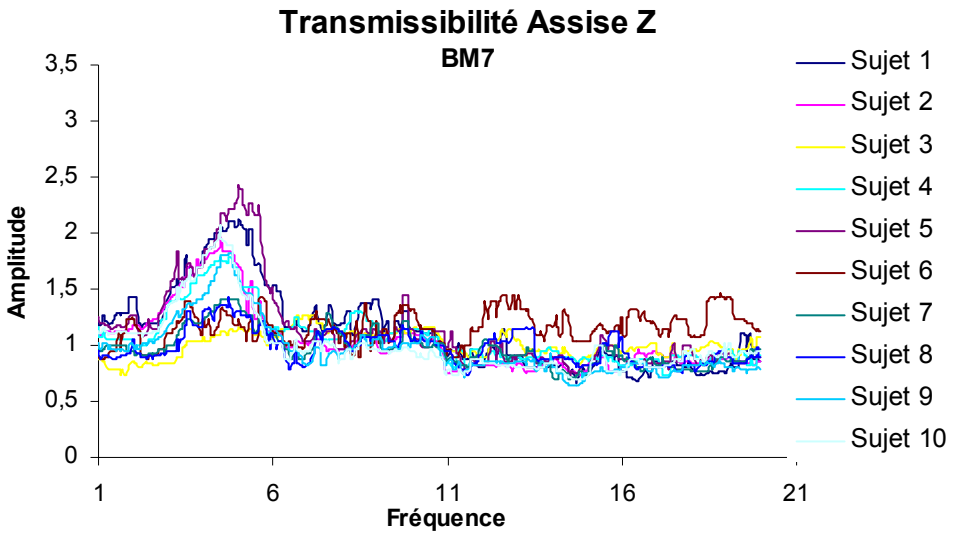

Cohérence Acromion D Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

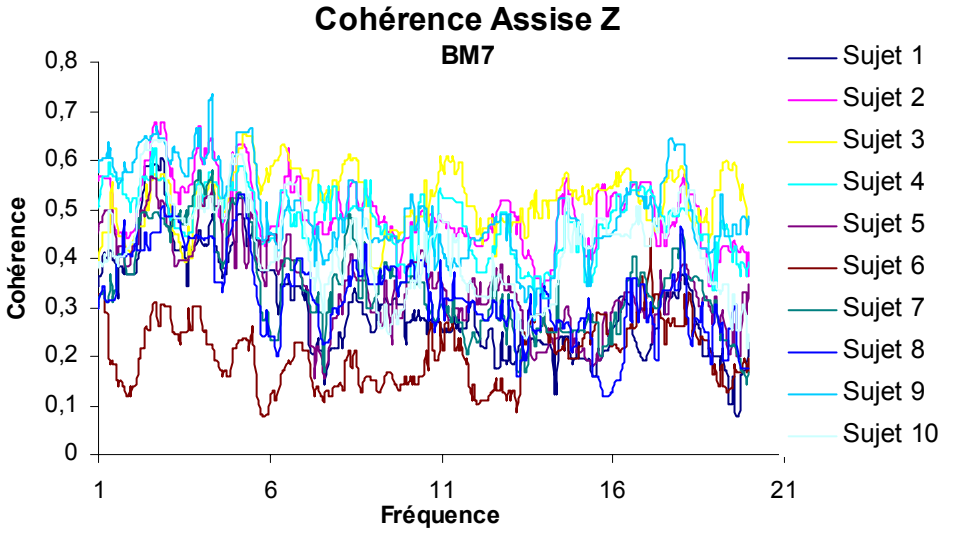
Siège BMW série 7

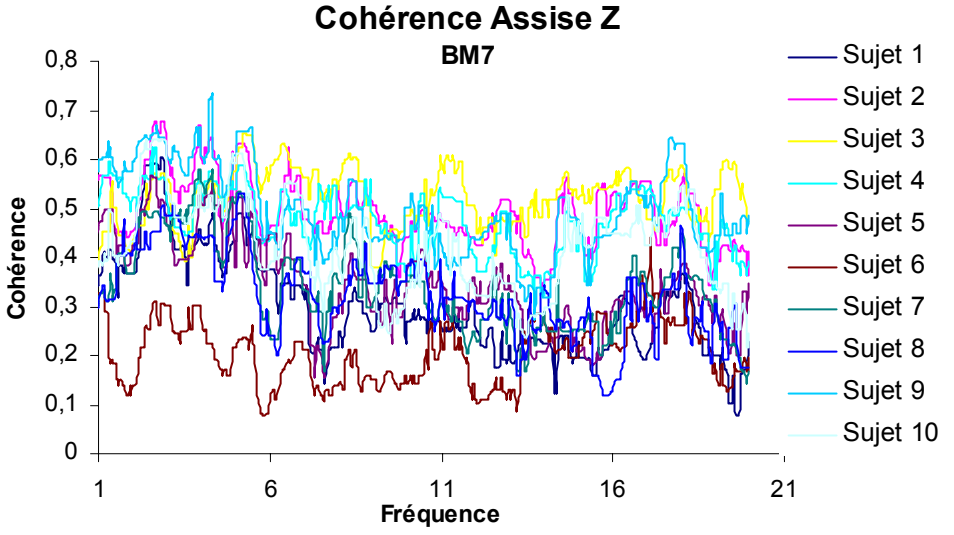


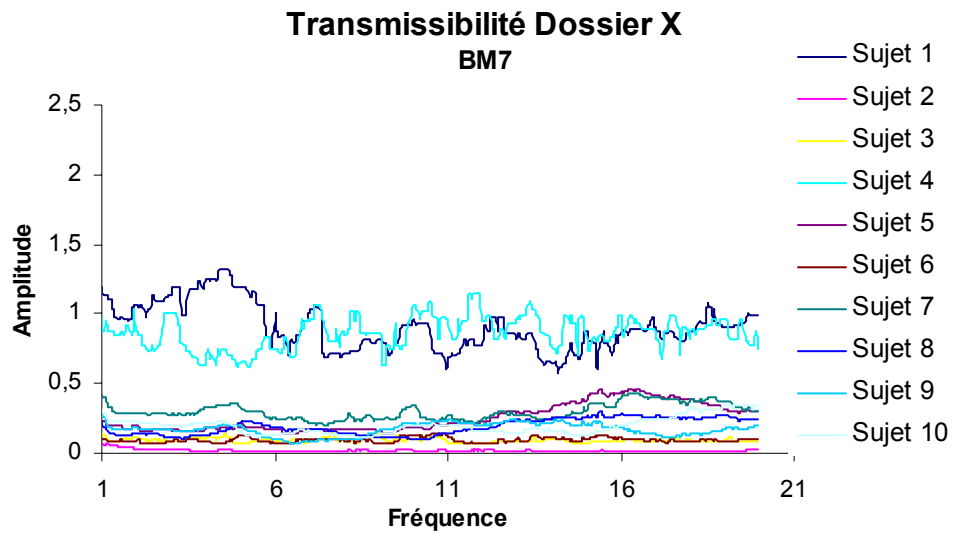


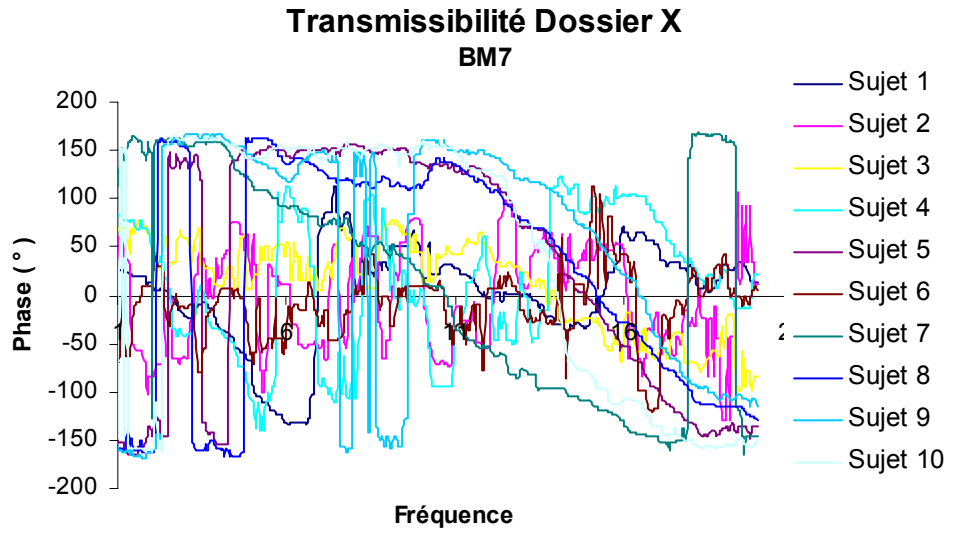


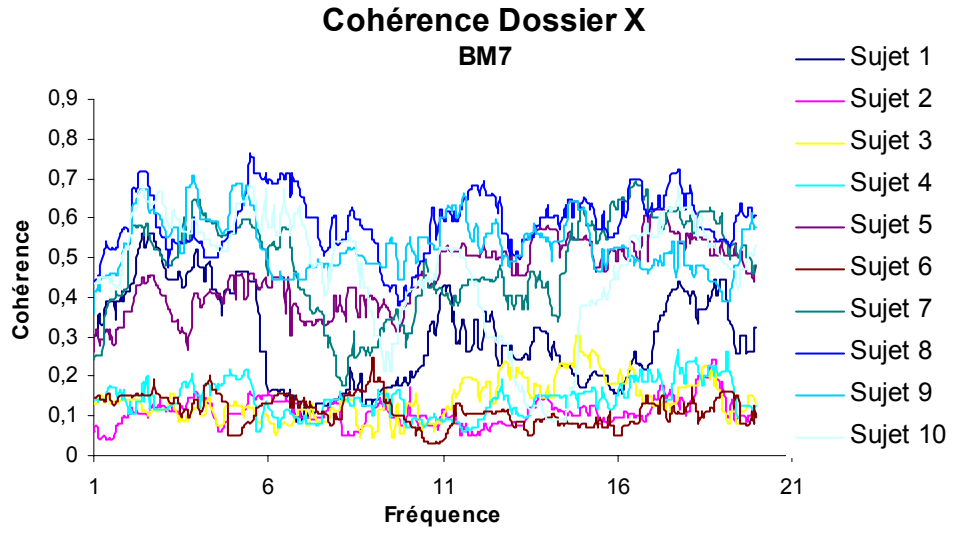

Transmissibilité Assise Z
BM7
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

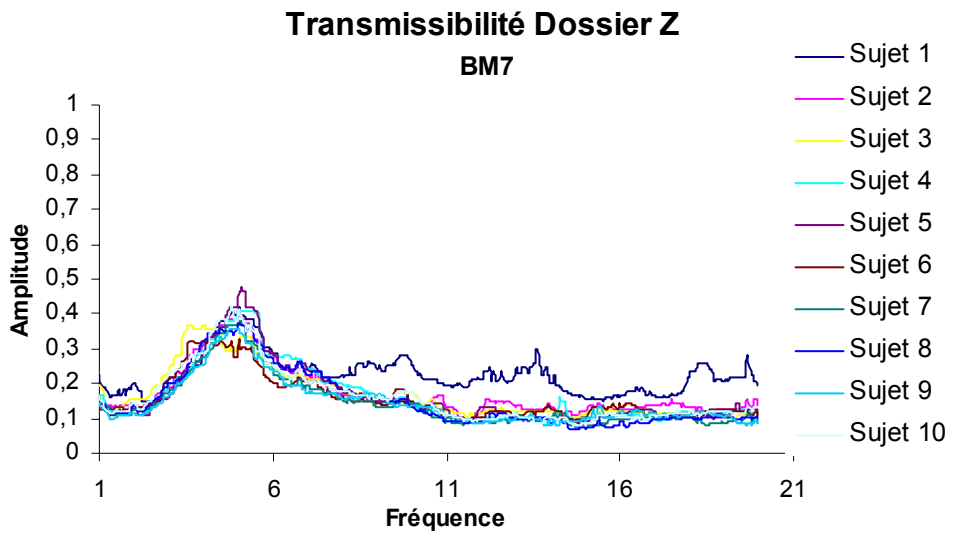

Cohérence Assise Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

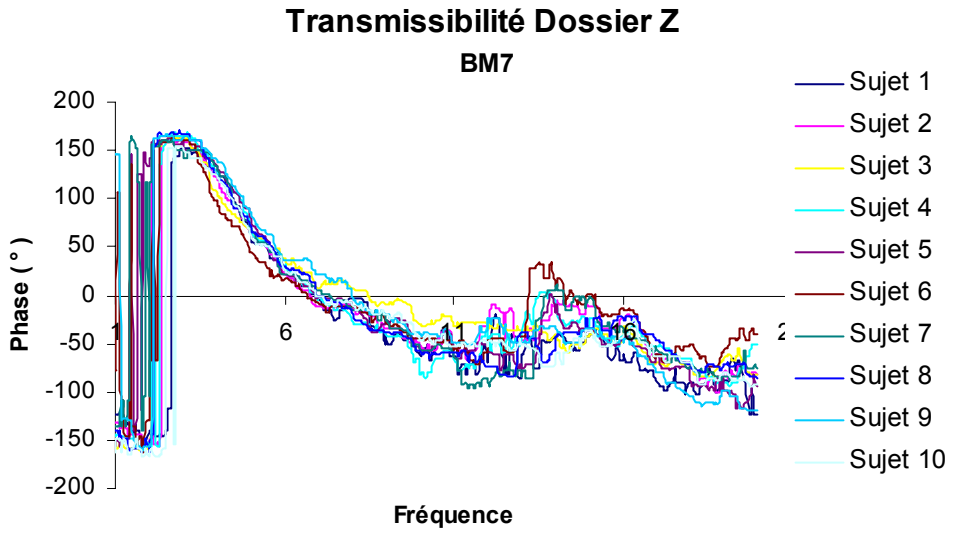

Cohérence Assise Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

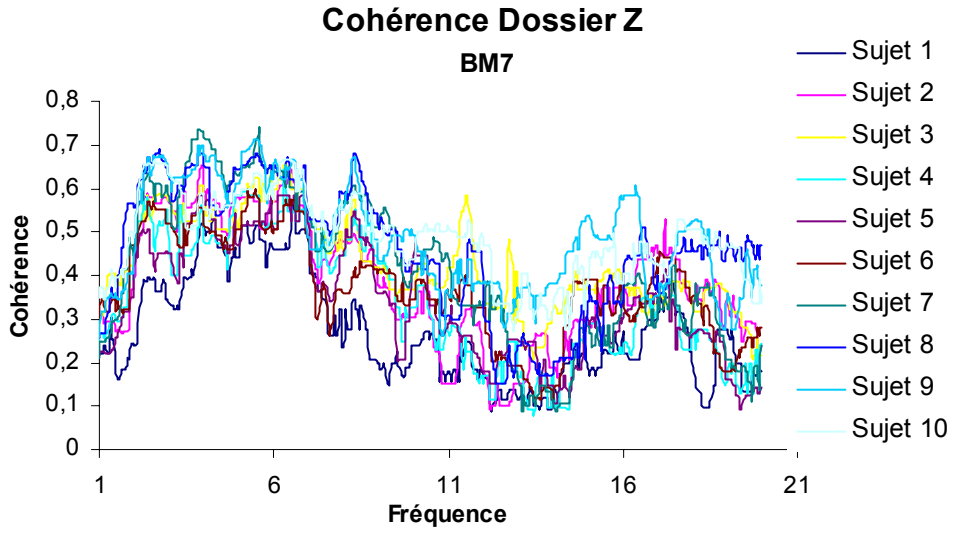

Transmissibilité Dossier X
BM7
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

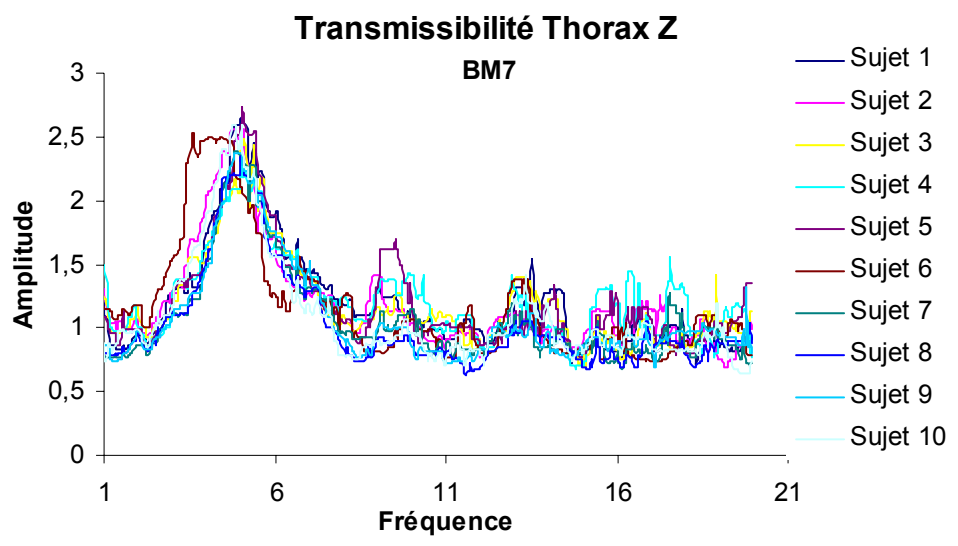

Transmissibilité Dossier X
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

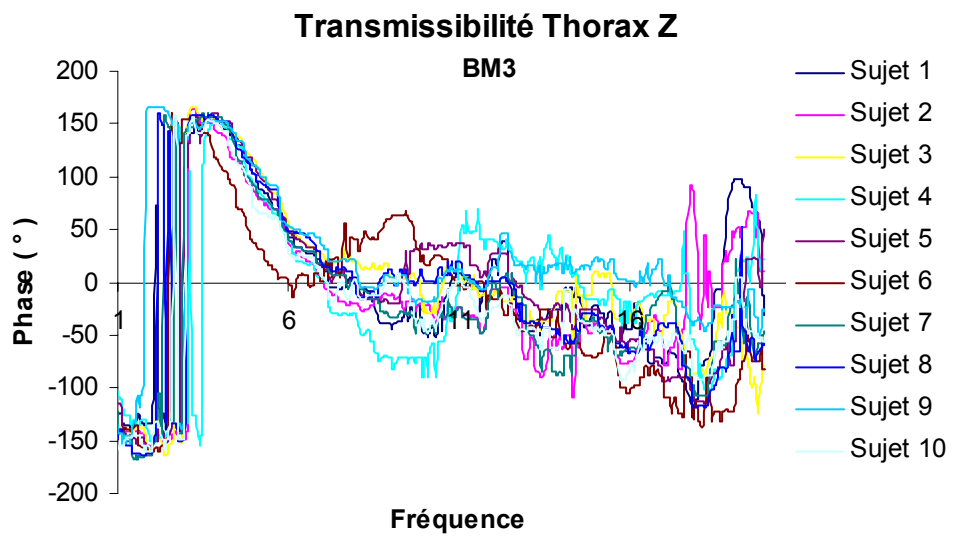

Cohérence Dossier X
BM7
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

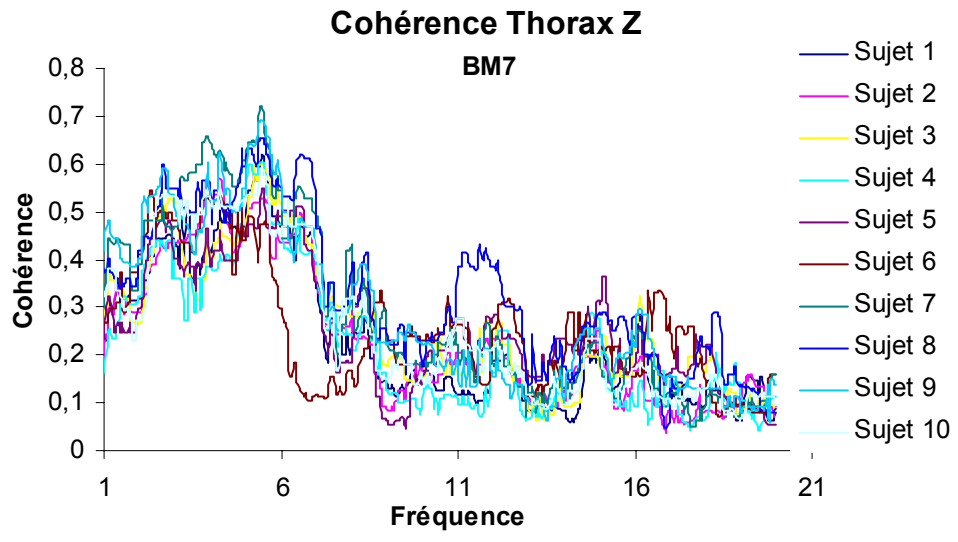

Transmissibilité Dossier Z
BM7
Amplitude
1
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

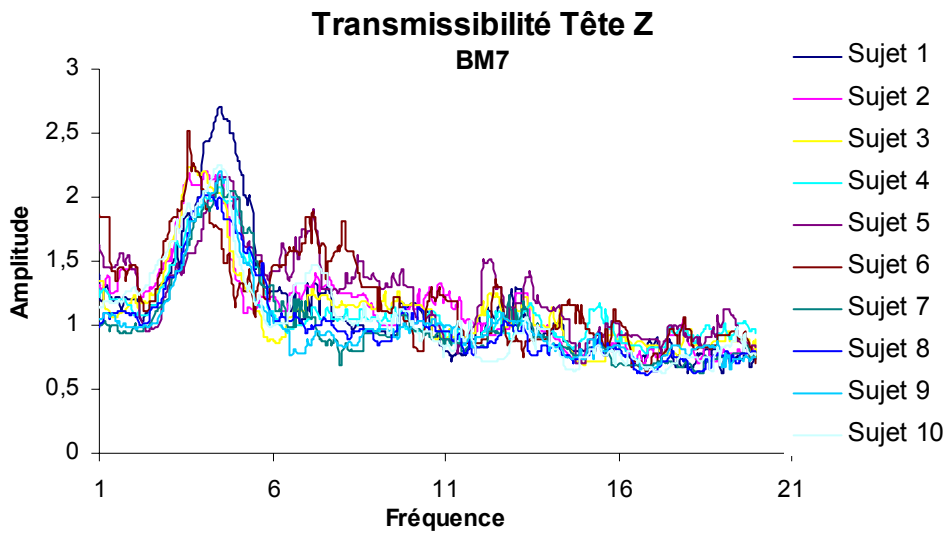

Transmissibilité Dossier Z
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

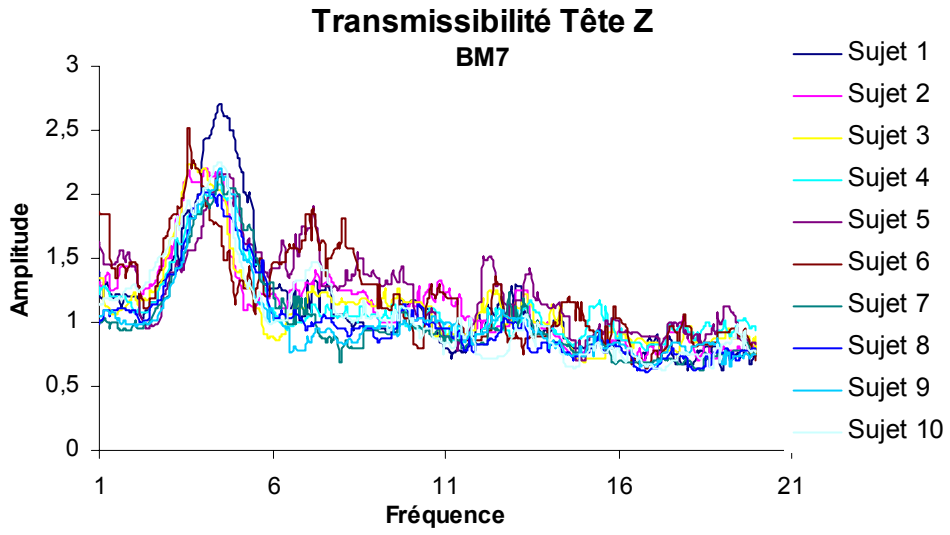

Cohérence Dossier Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

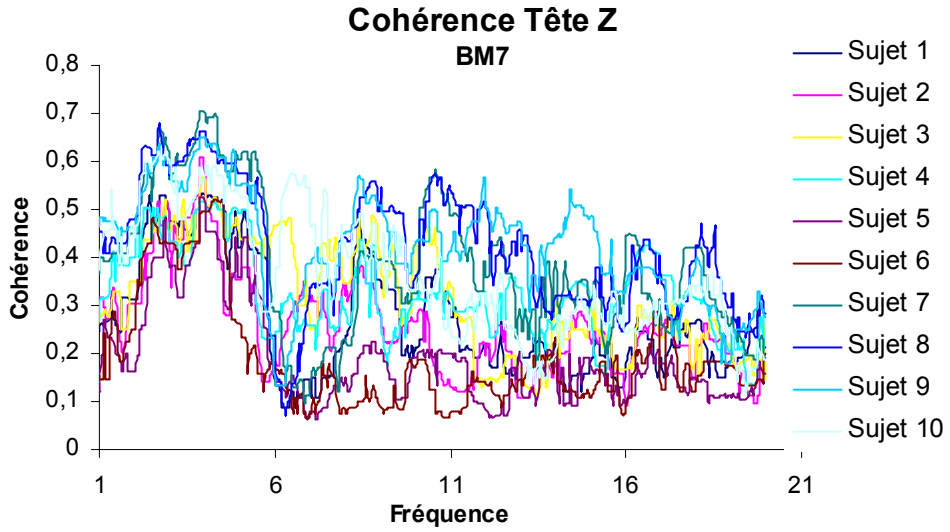

Transmissibilité Thorax Z
BM7
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

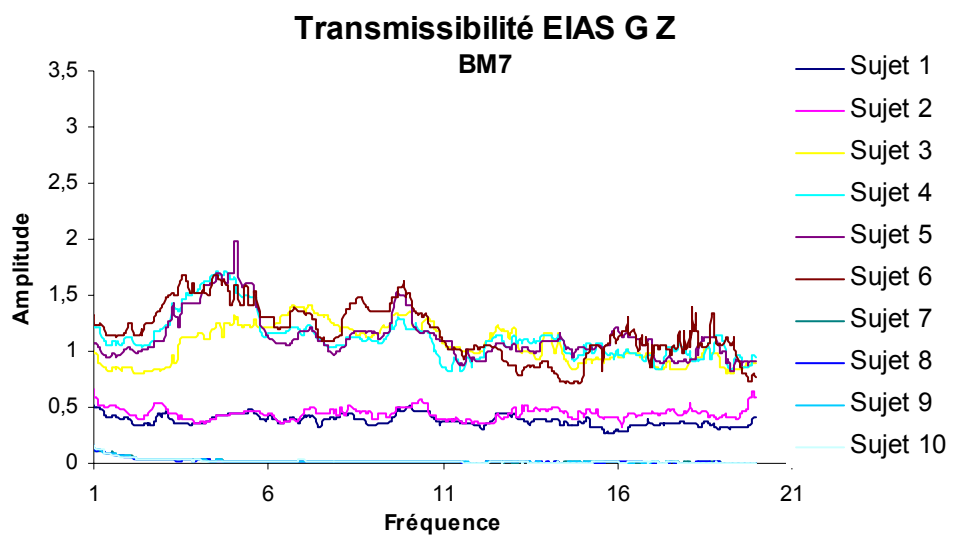

Transmissibilité Thorax Z
BM3
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

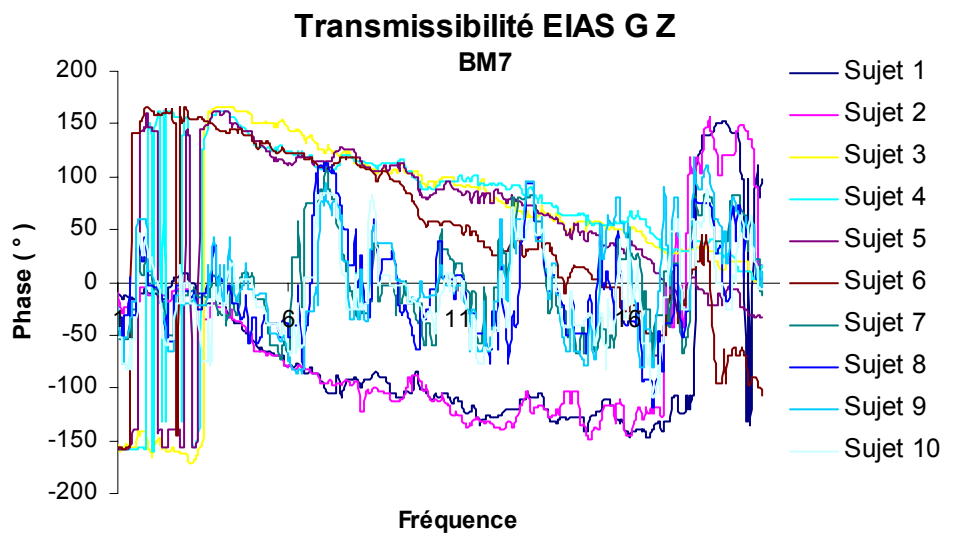

Cohérence Thorax Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

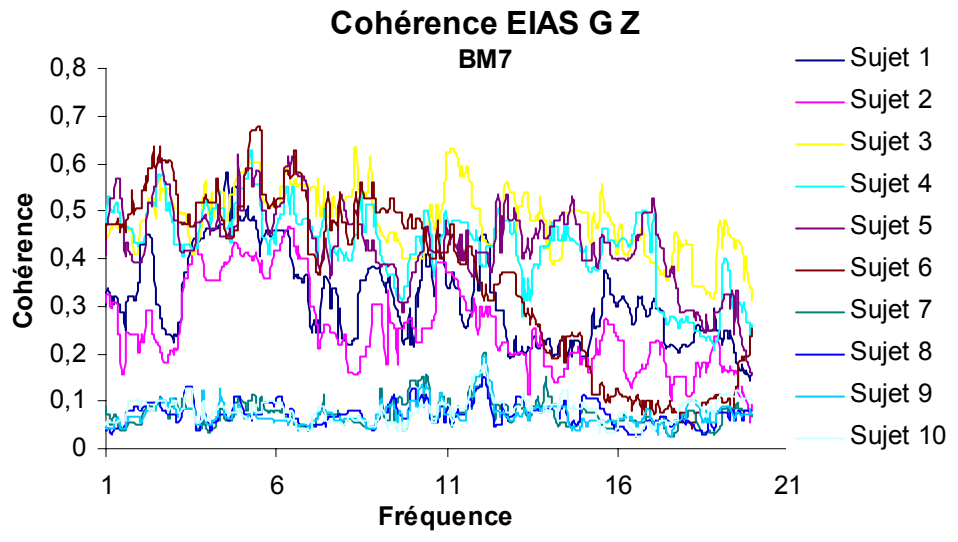

Transmissibilité Tête Z
BM7
Amplitude
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

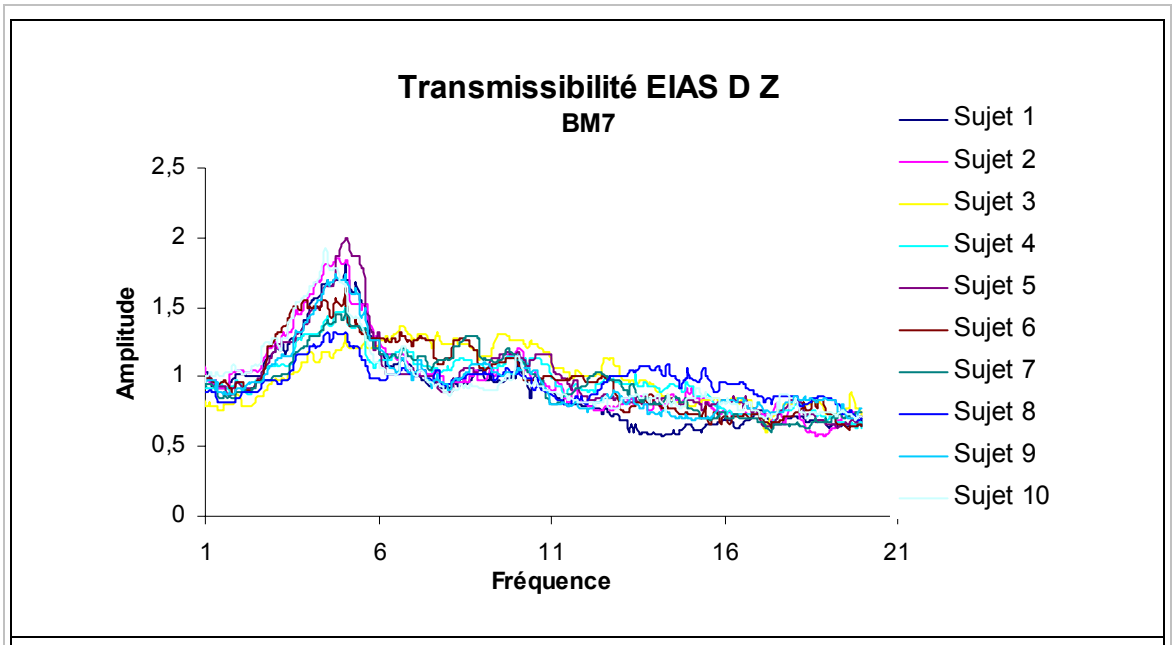

Transmissibilité Tête Z
BM7
Amplitude
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

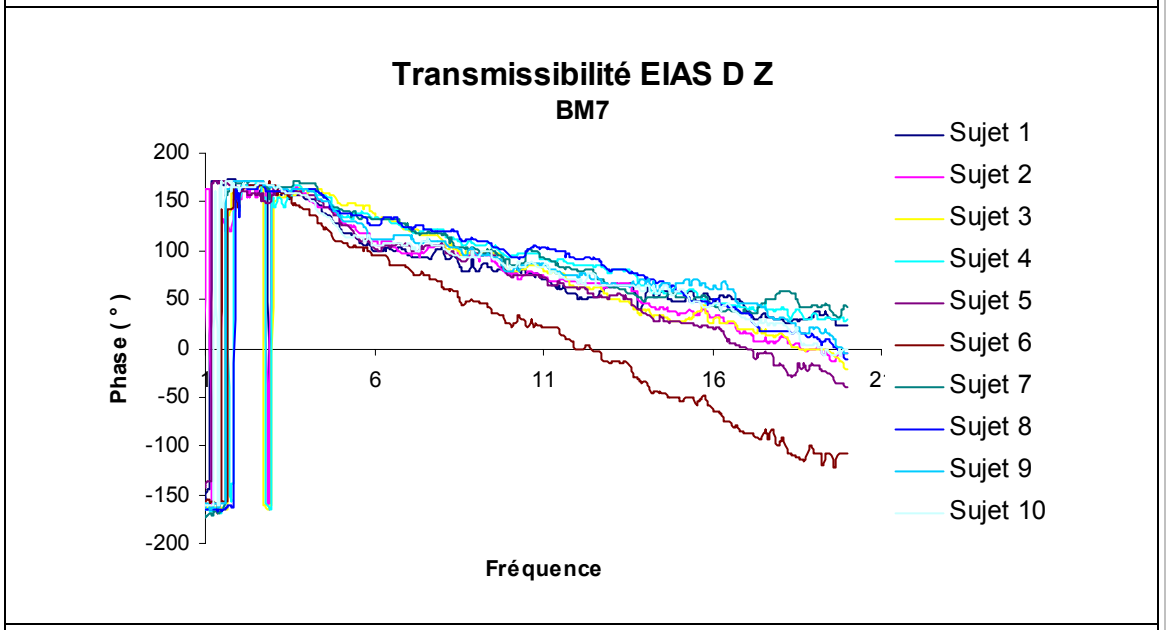

Cohérence Tête Z
BM7
Cohérence
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

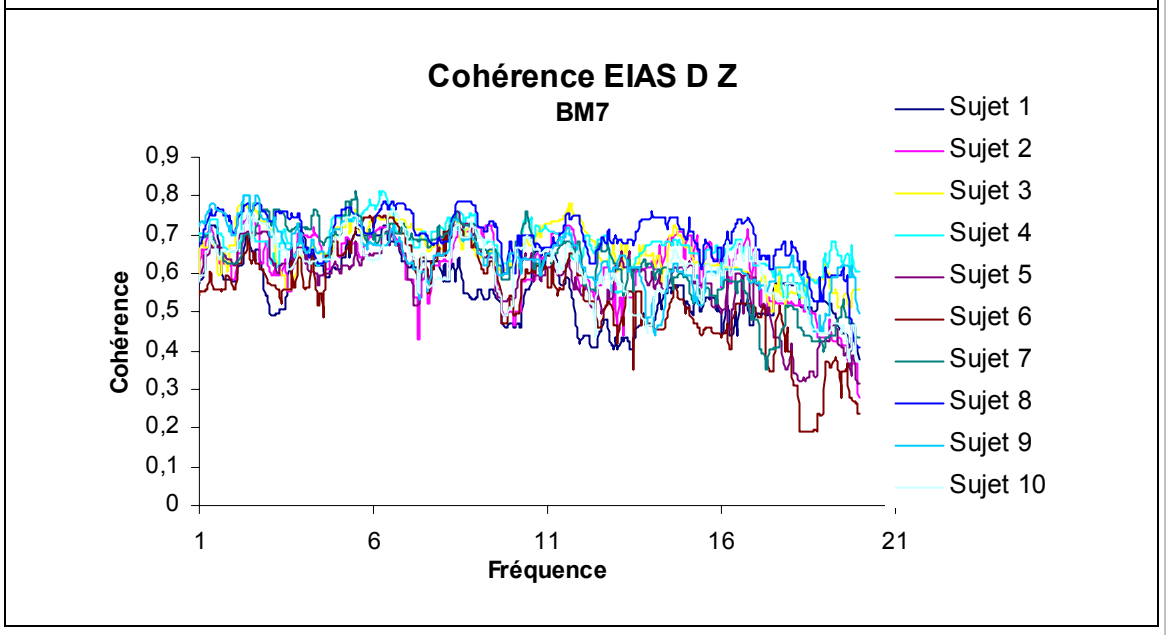

Transmissibilité EIAS G Z
BM7
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

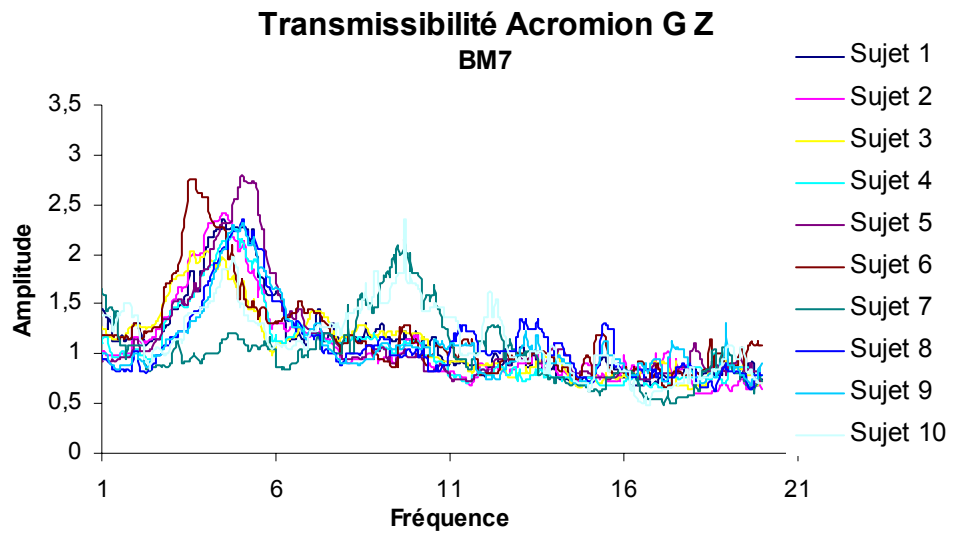

Transmissibilité EIAS G Z
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

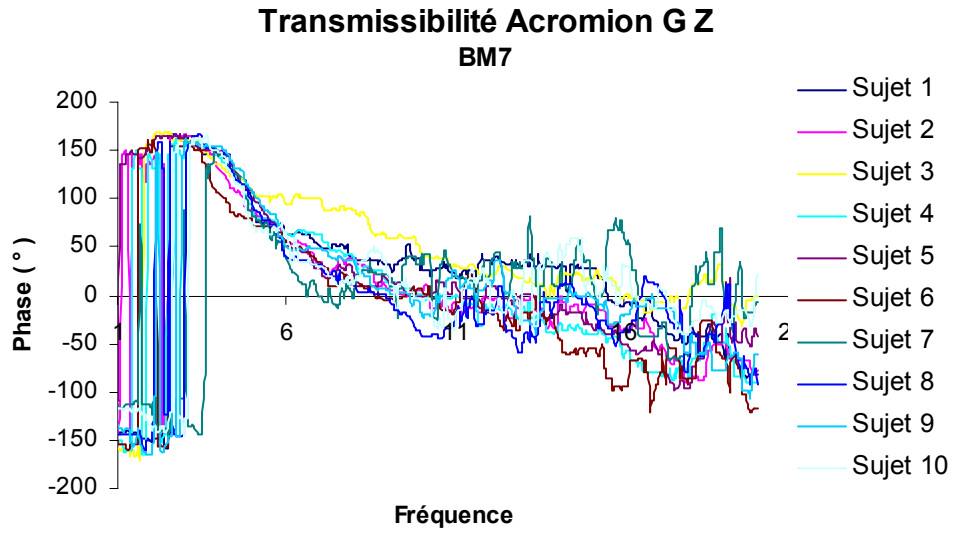

Cohérence EIAS G Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

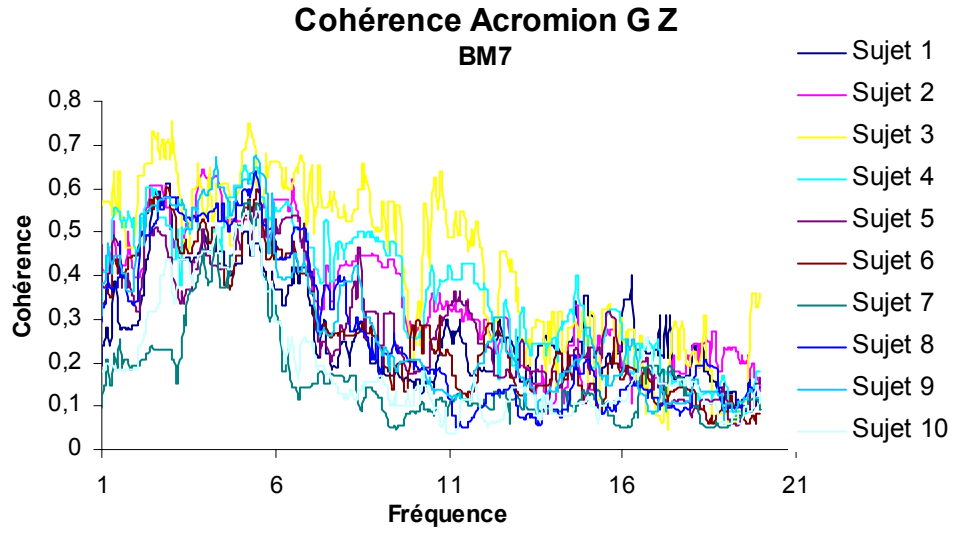

Transmissibilité EIAS D Z
BM7
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

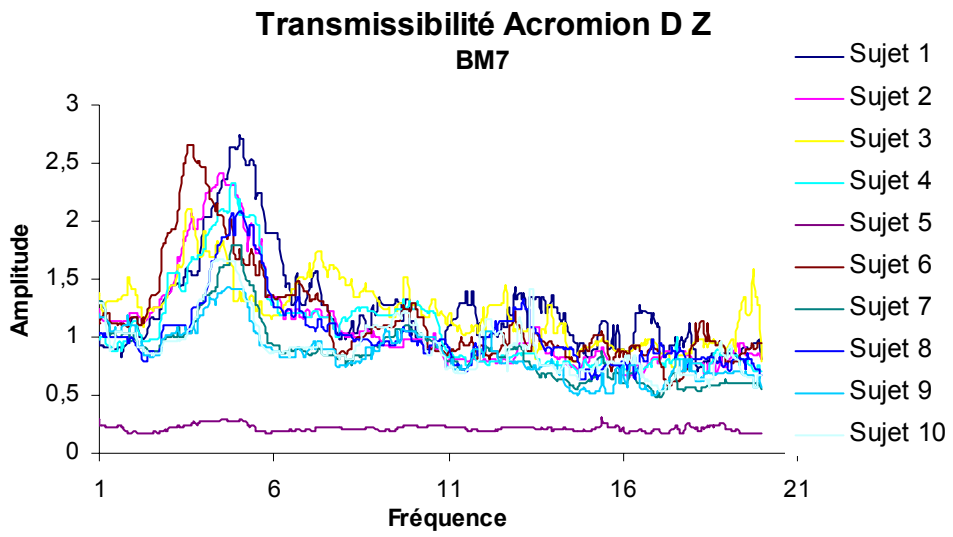

Transmissibilité EIAS D Z
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

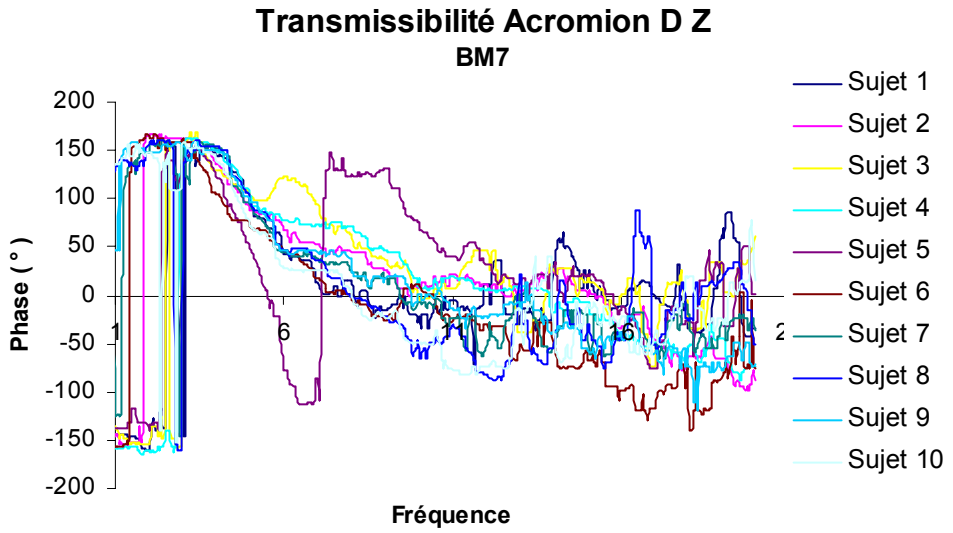

Cohérence EIAS D Z
BM7
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

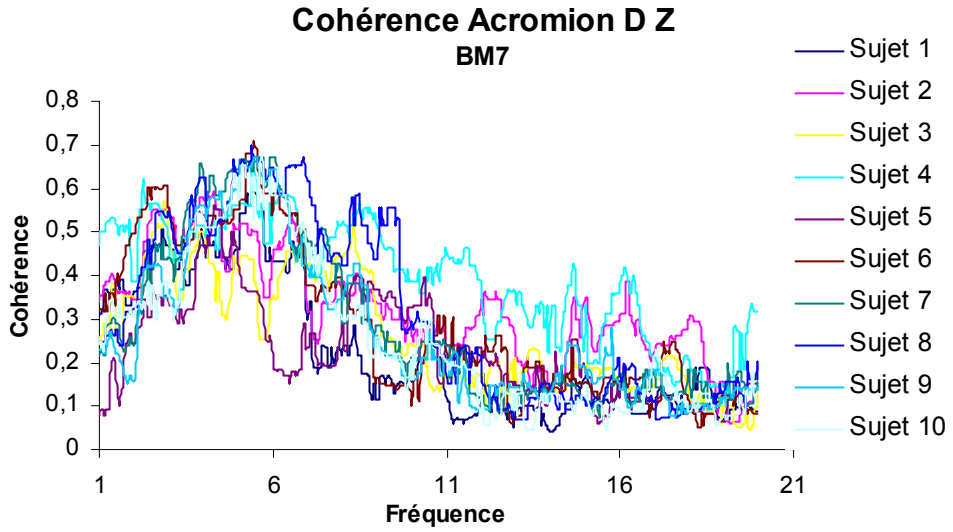

Transmissibilité Acromion G Z
BM7
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion G Z
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

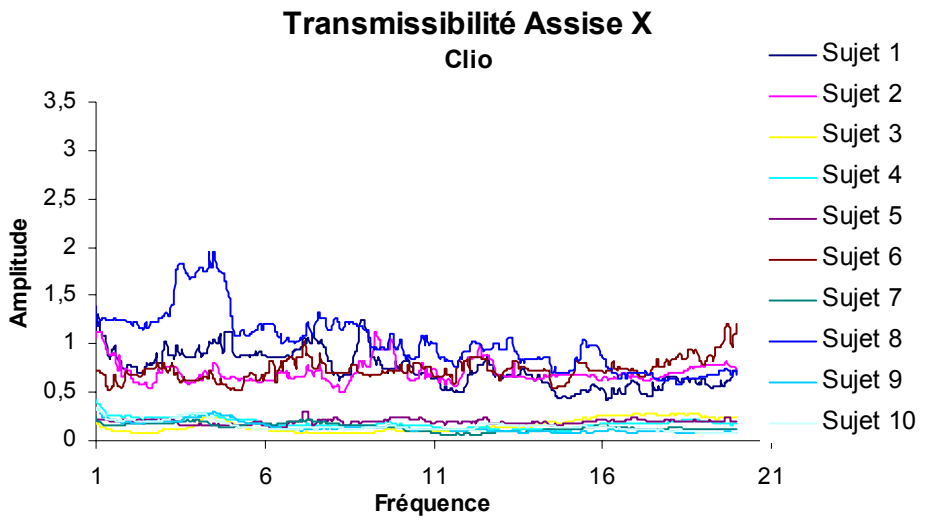

Cohérence Acromion G Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

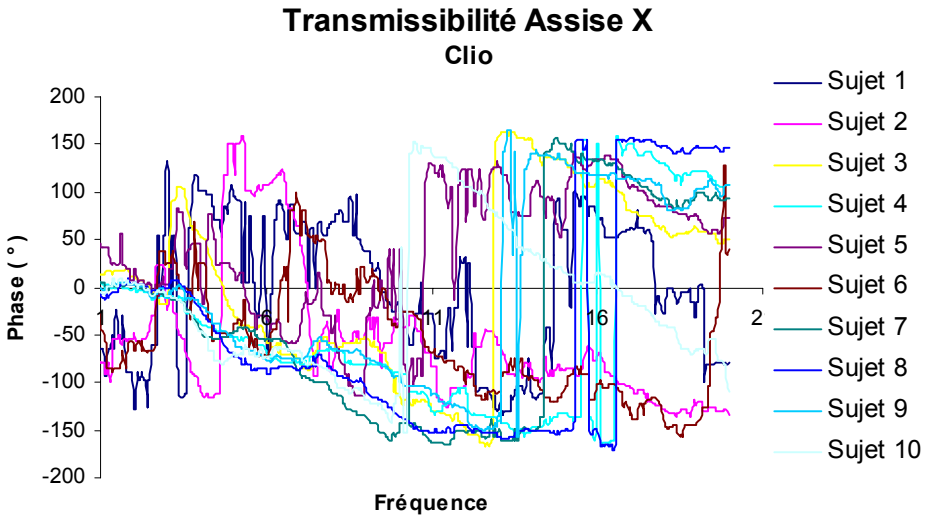

Transmissibilité Acromion D Z
BM7
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

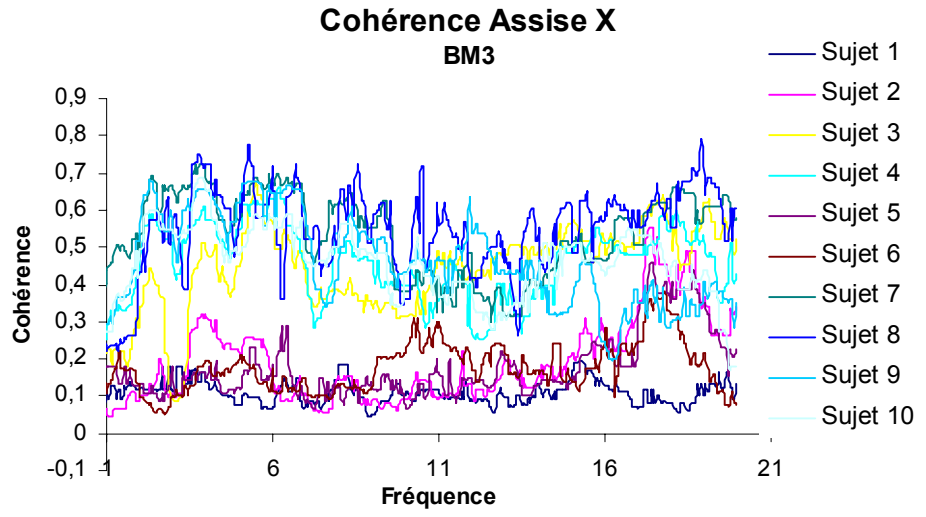

Transmissibilité Acromion D Z
BM7
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

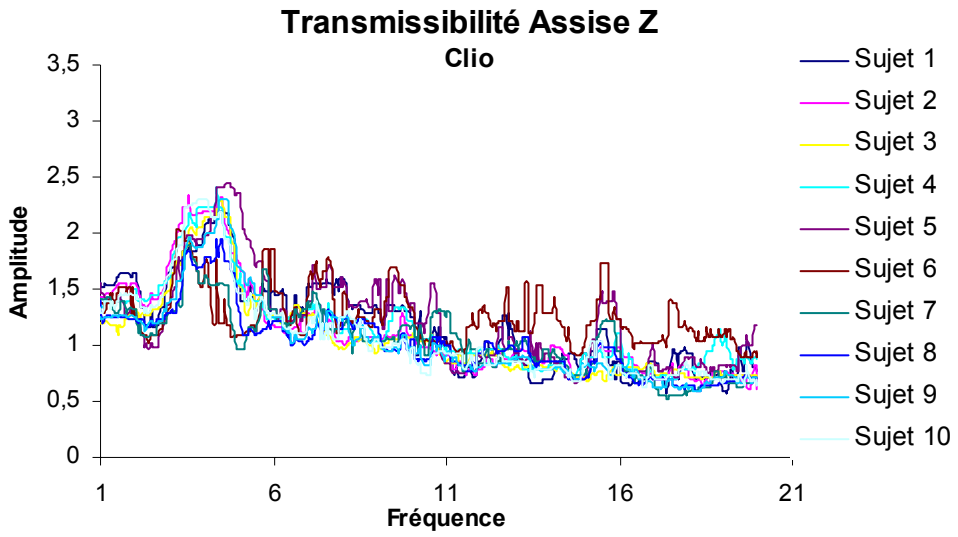

Cohérence Acromion D Z
BM7
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

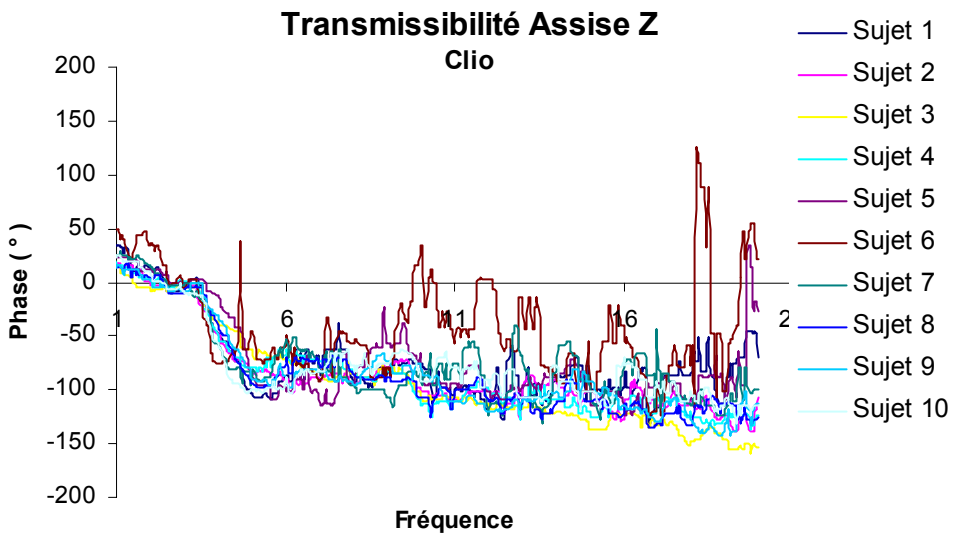
Siège Clio

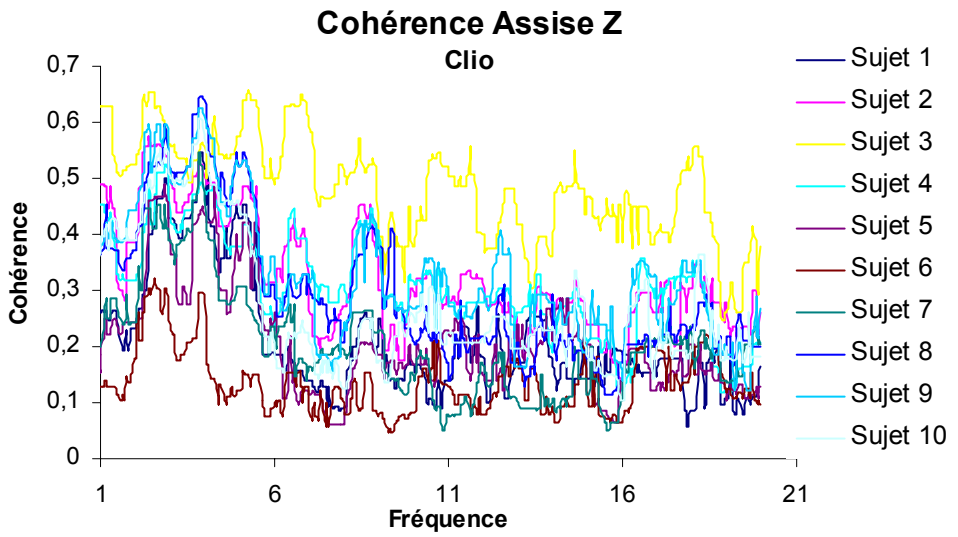

Transmissibilité Assise X
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

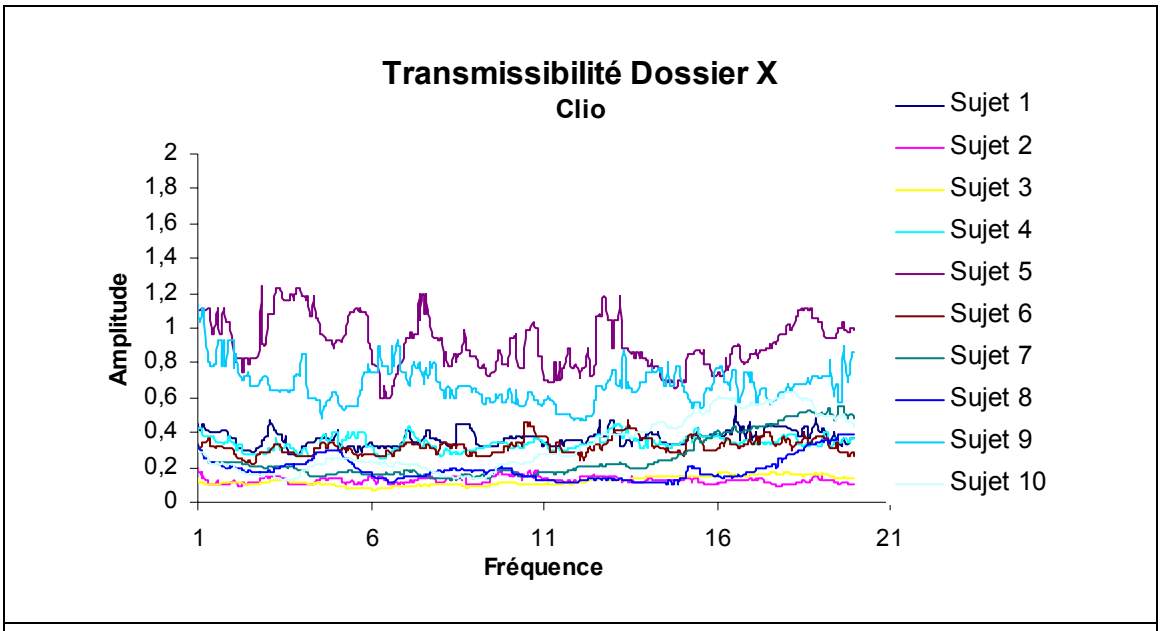

Transmissibilité Assise X
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

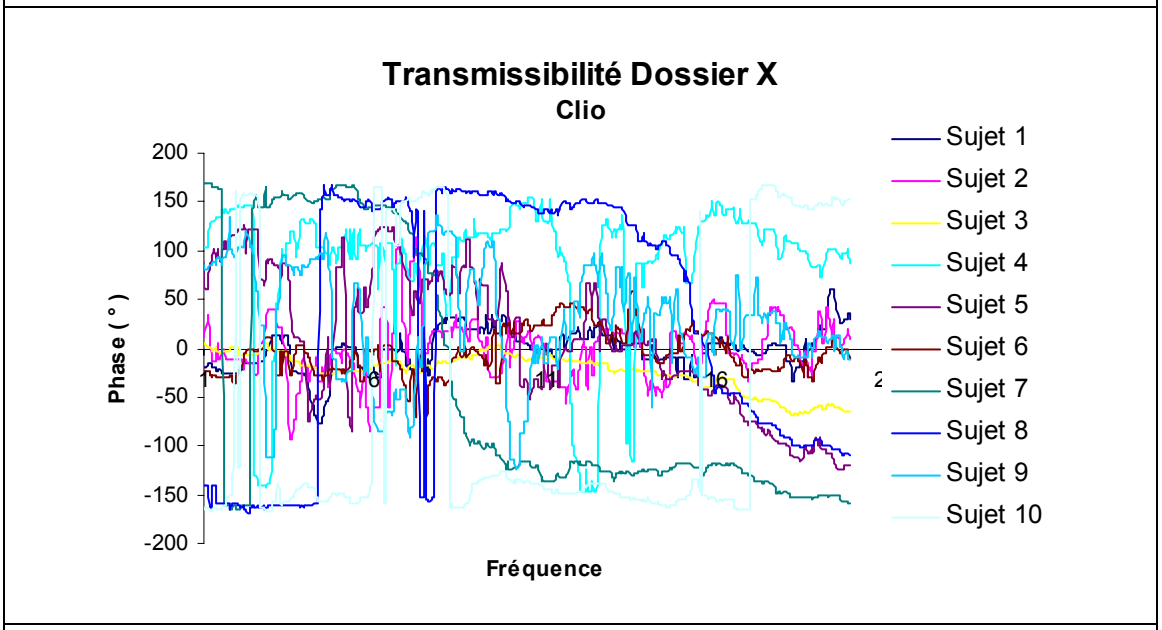

Cohérence Assise X
BM3
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

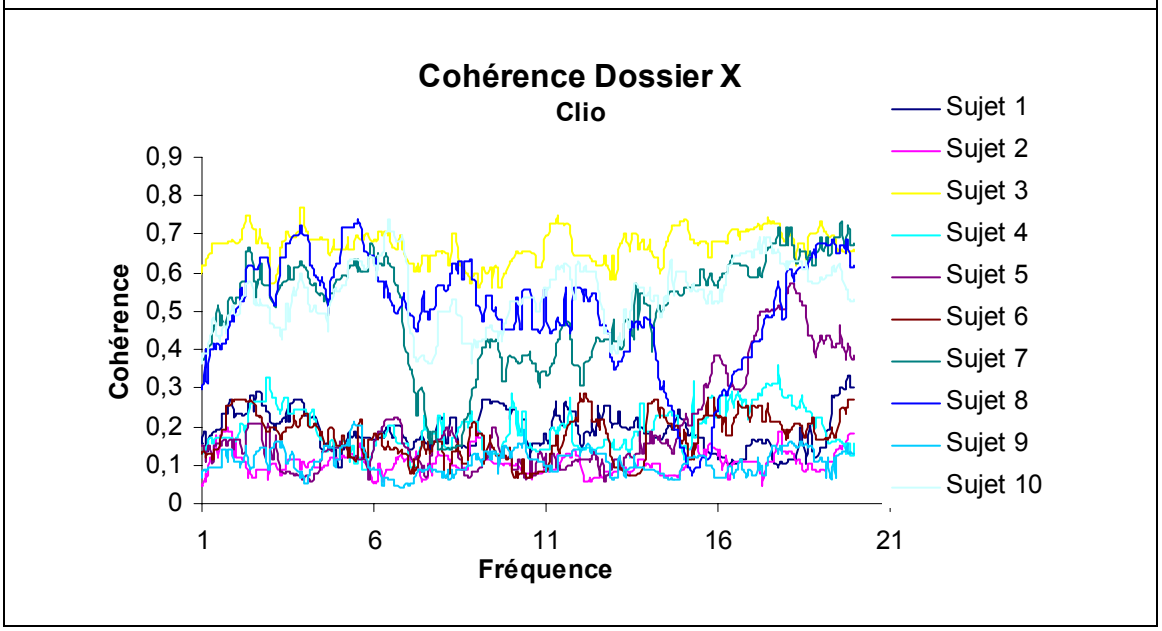

Transmissibilité Assise Z
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

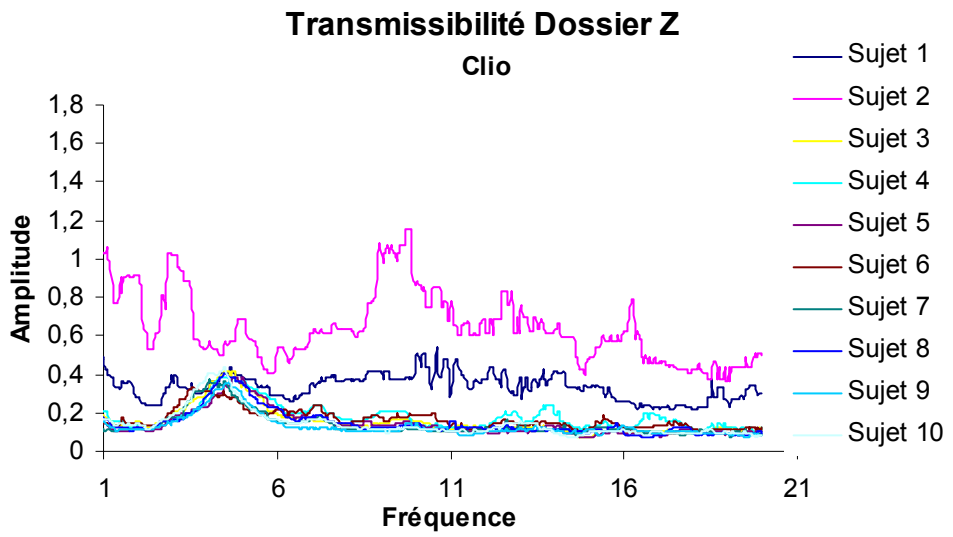

Transmissibilité Assise Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

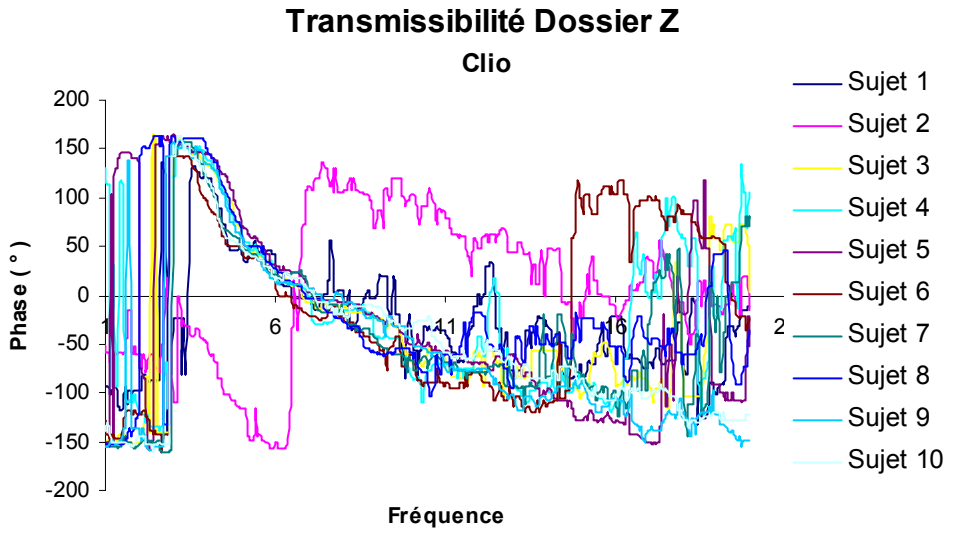

Cohérence Assise Z
Clio
Cohérence
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

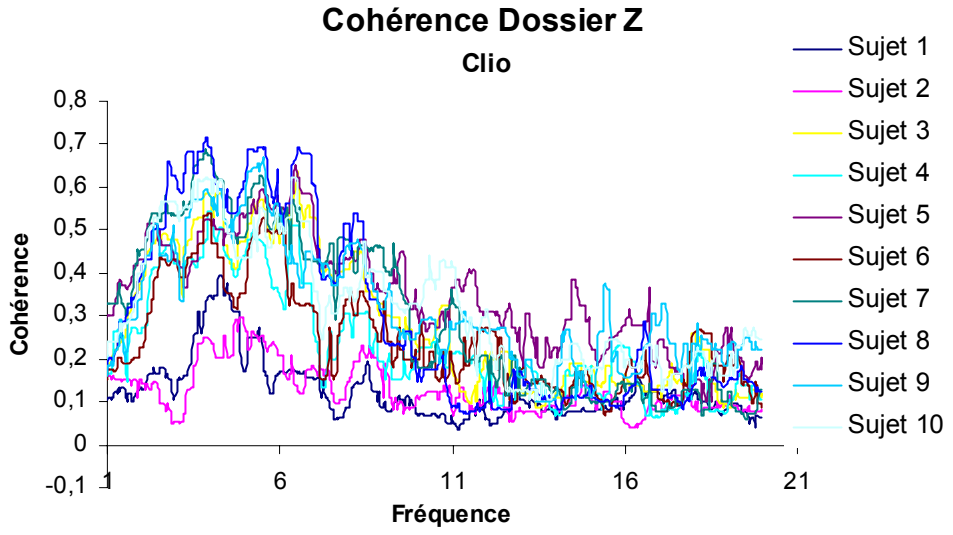

Transmissibilité Dossier X
Clio
Amplitude
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

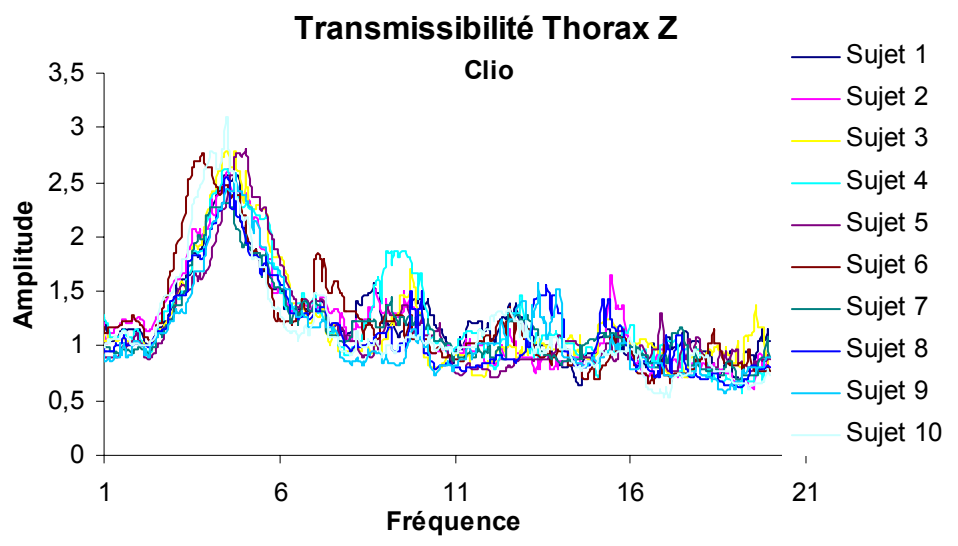

Transmissibilité Dossier X
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

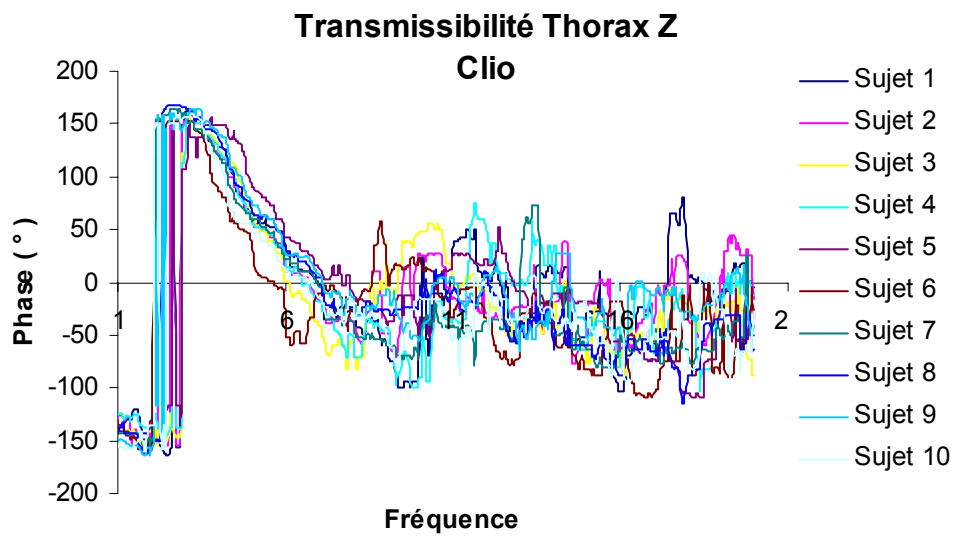

Cohérence Dossier X
Clio
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

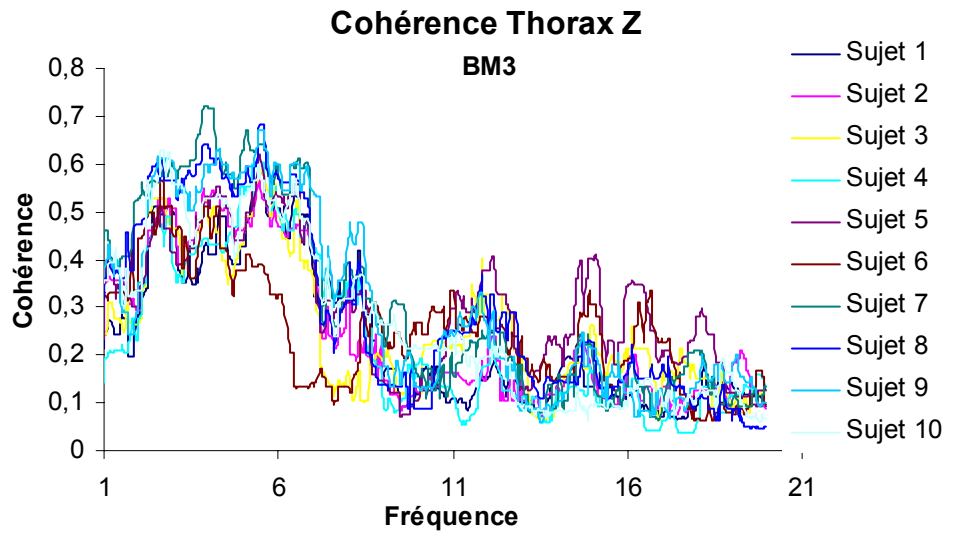

Transmissibilité Dossier Z
Clio
Amplitude
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

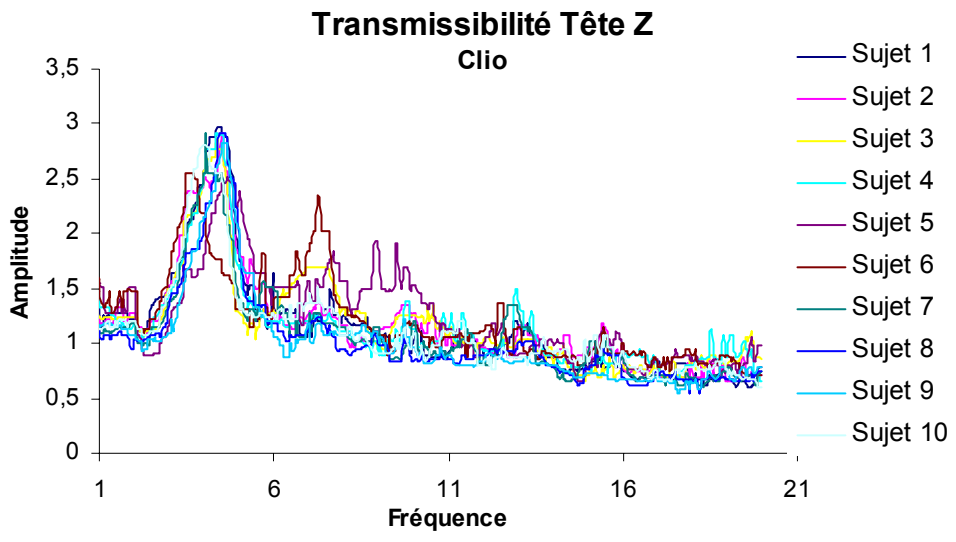

Transmissibilité Dossier Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

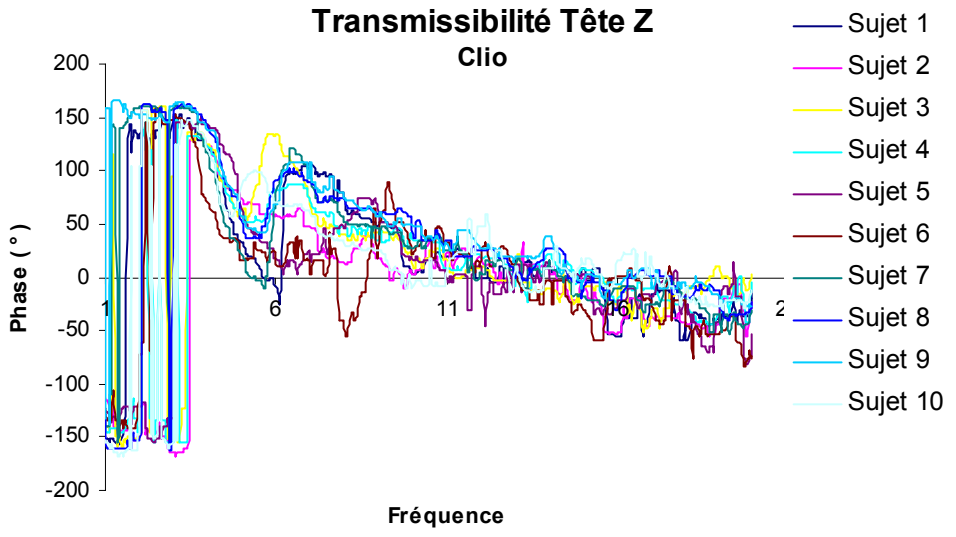

Cohérence Dossier Z
Clio
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

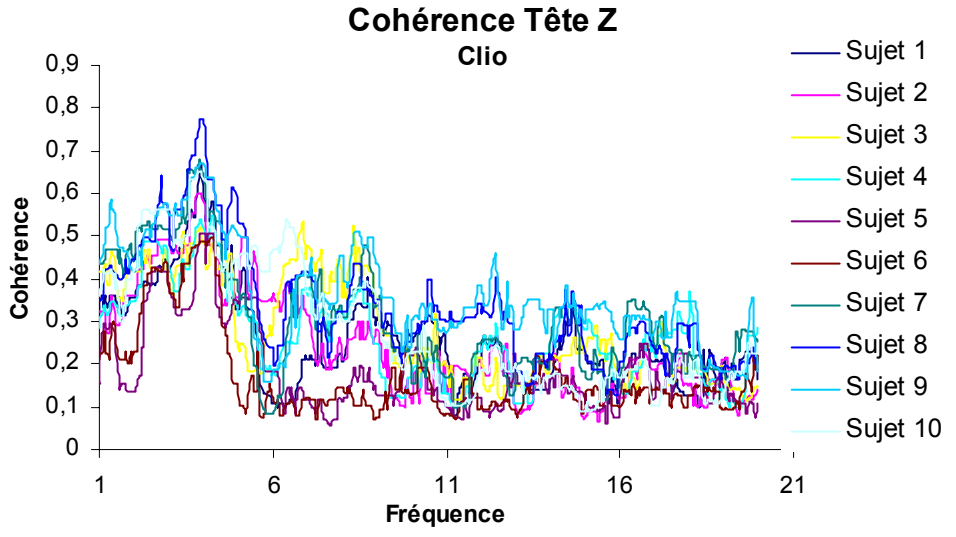

Transmissibilité Thorax Z
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

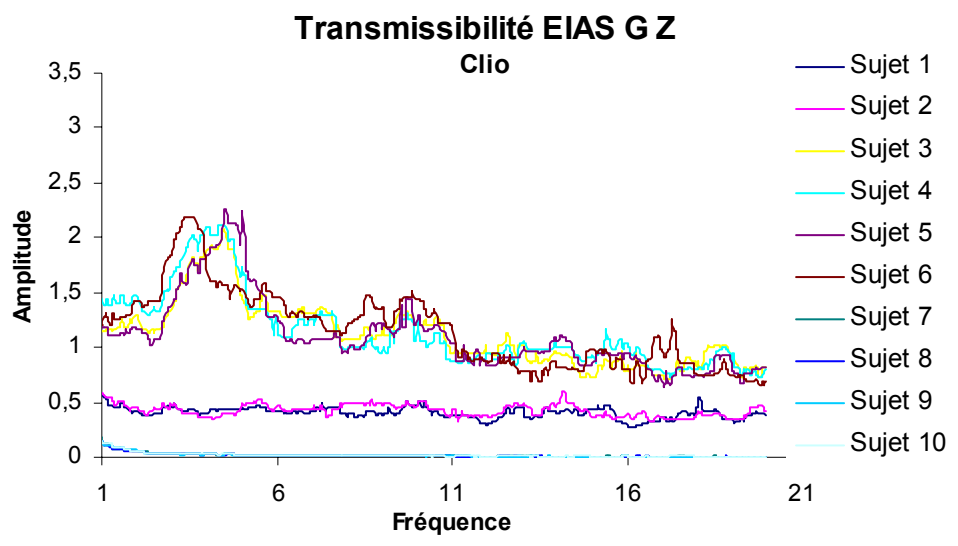

Transmissibilité Thorax Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

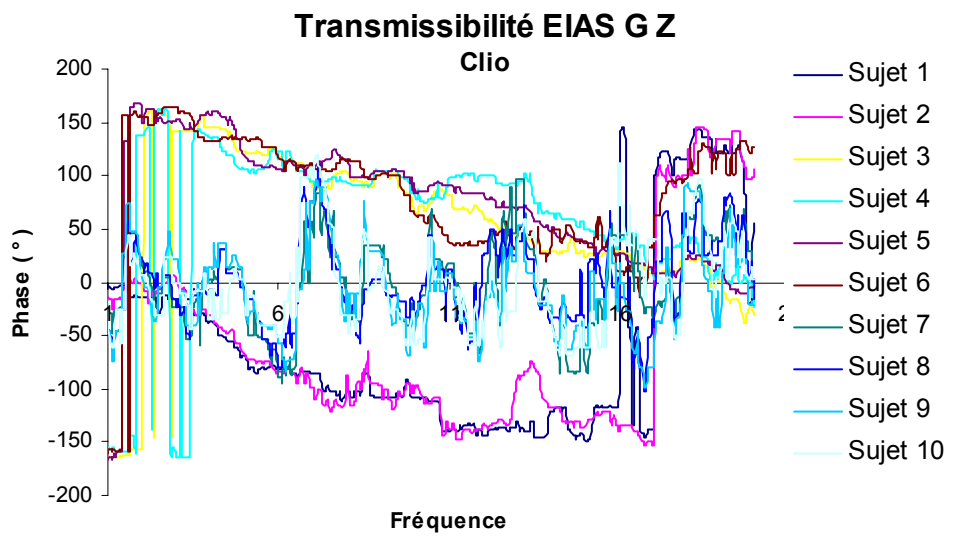

Cohérence Thorax Z
BM3
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

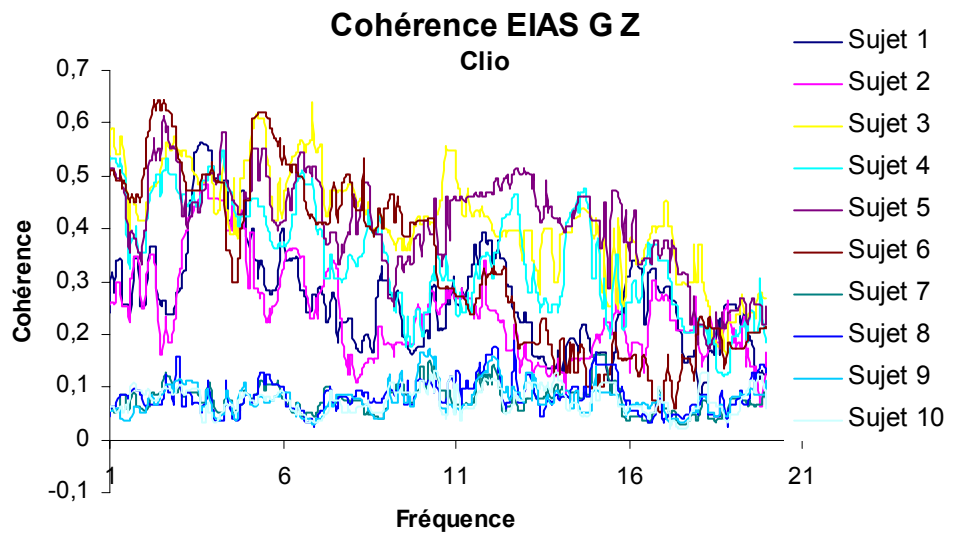

Transmissibilité Tête Z
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

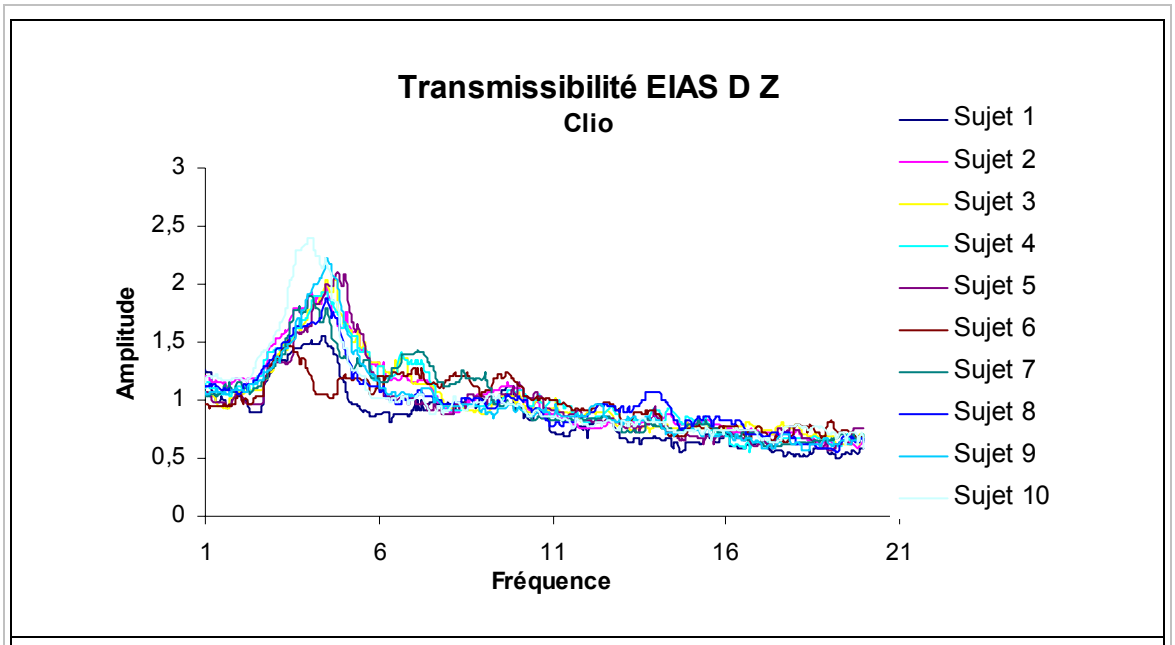

Transmissibilité Tête Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

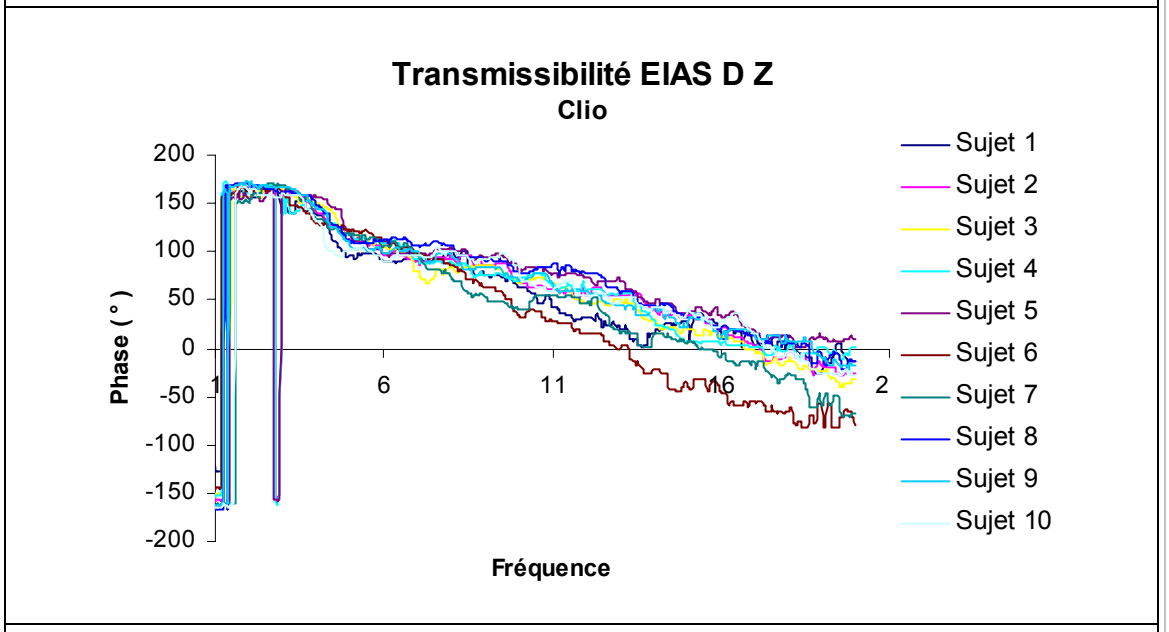

Cohérence Tête Z
Clio
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

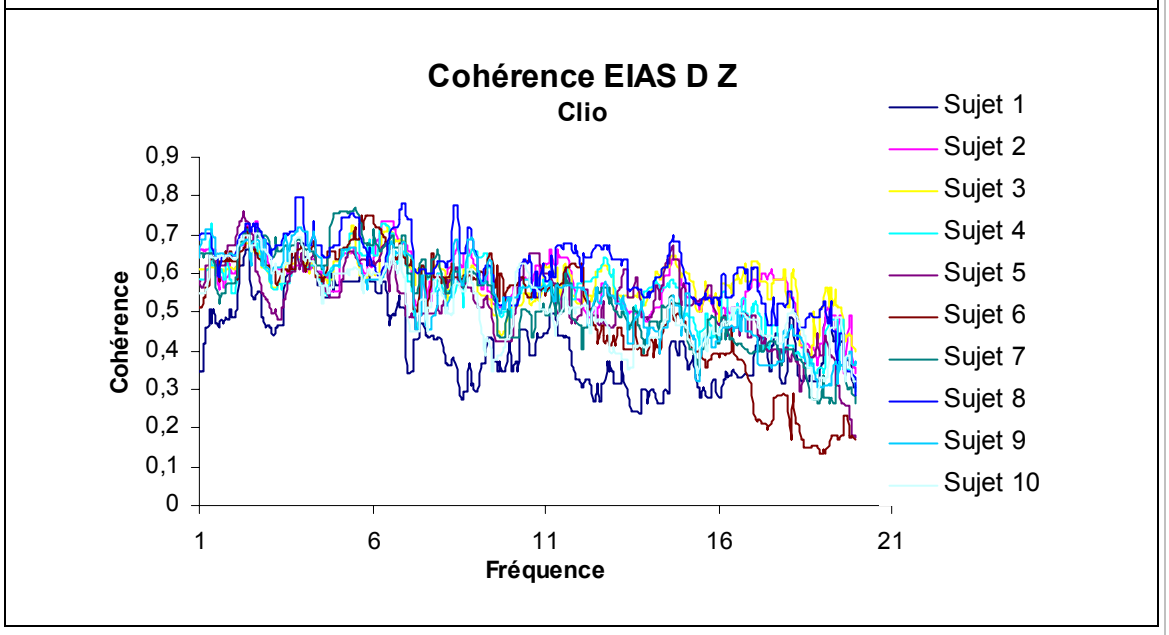

Transmissibilité EIAS G Z
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

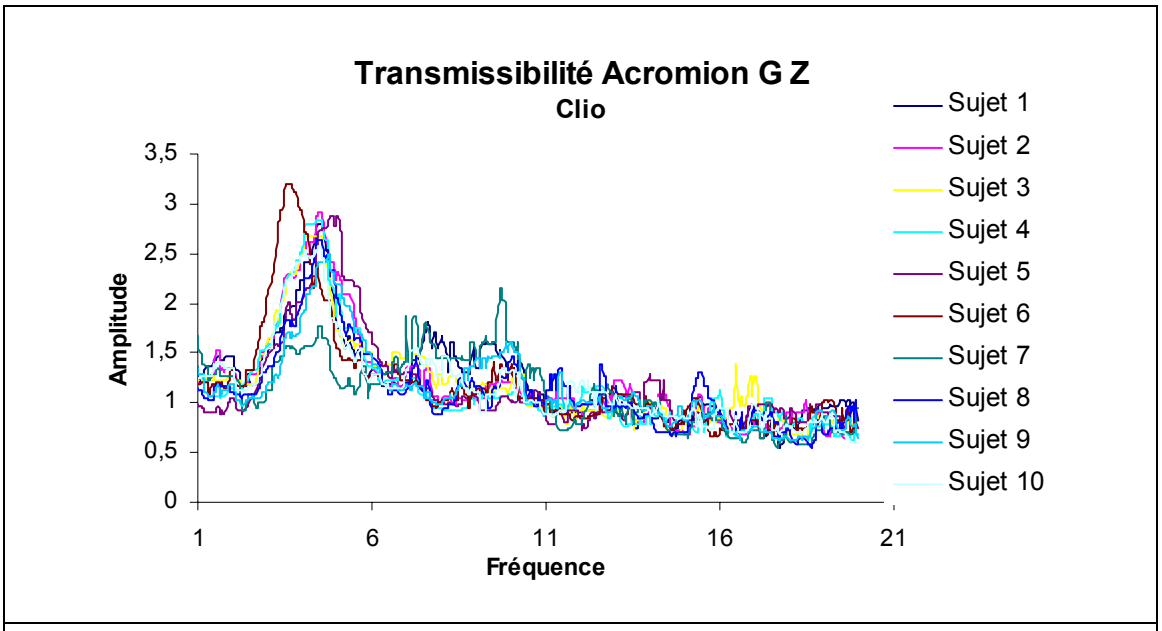

Transmissibilité EIAS G Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

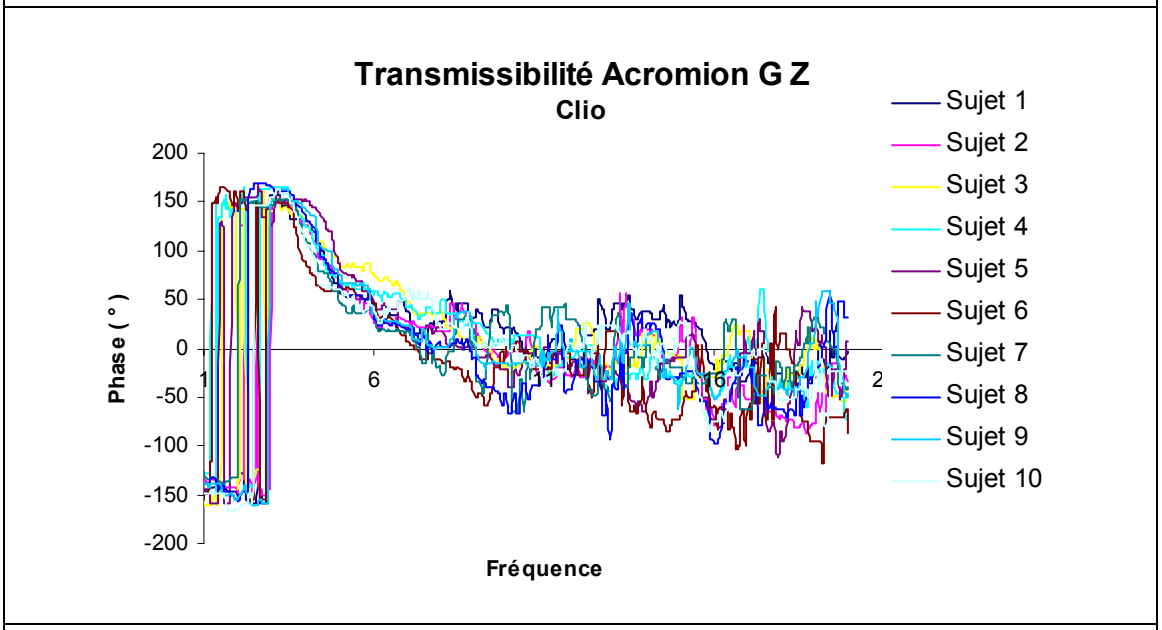

Cohérence EIAS G Z
Clio
Cohérence
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
-0,1
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

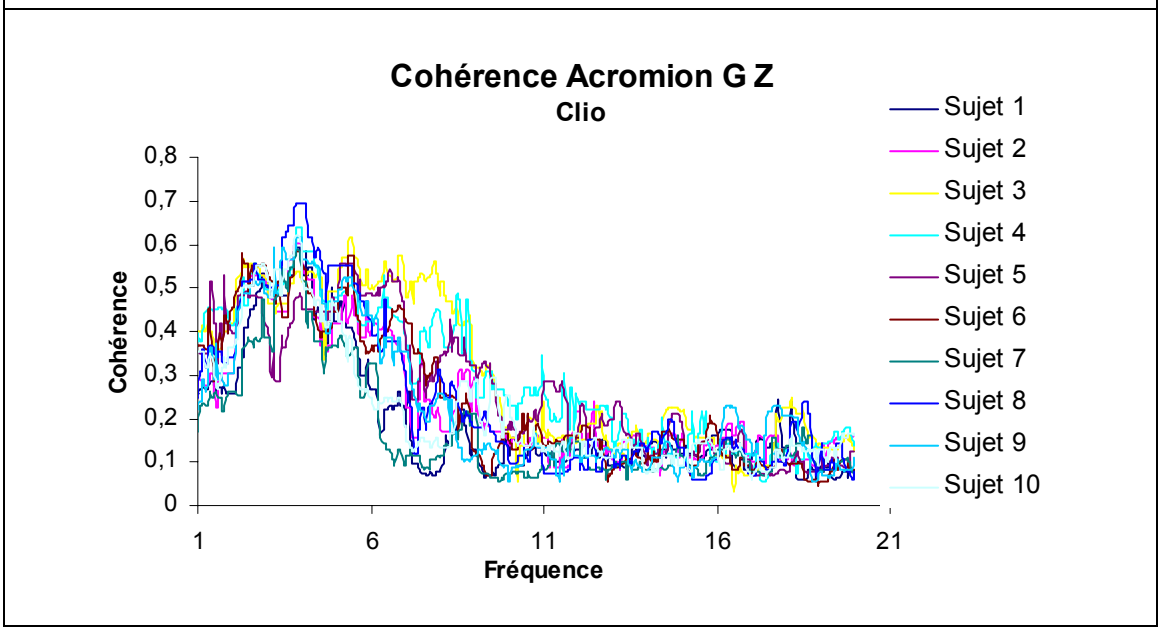

Transmissibilité EIAS D Z
Clio
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

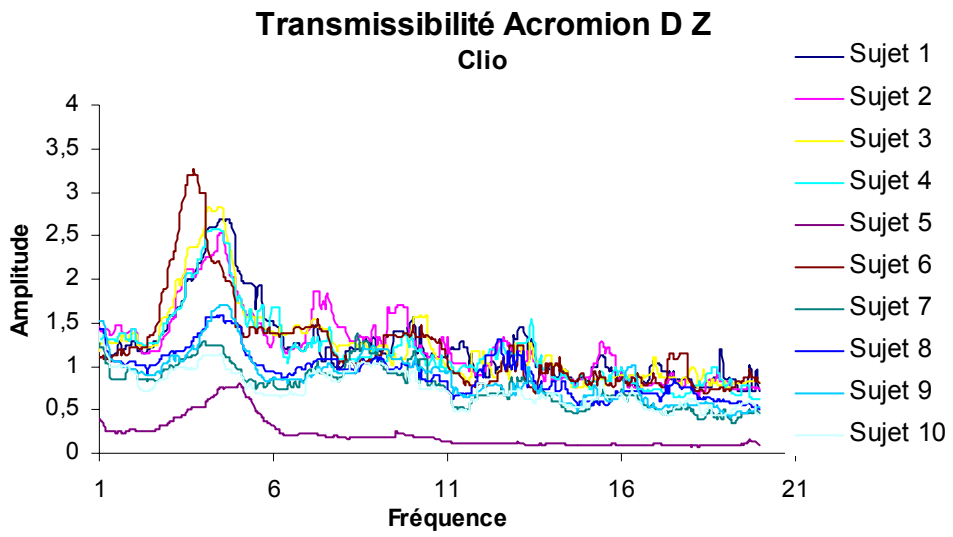

Transmissibilité EIAS D Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

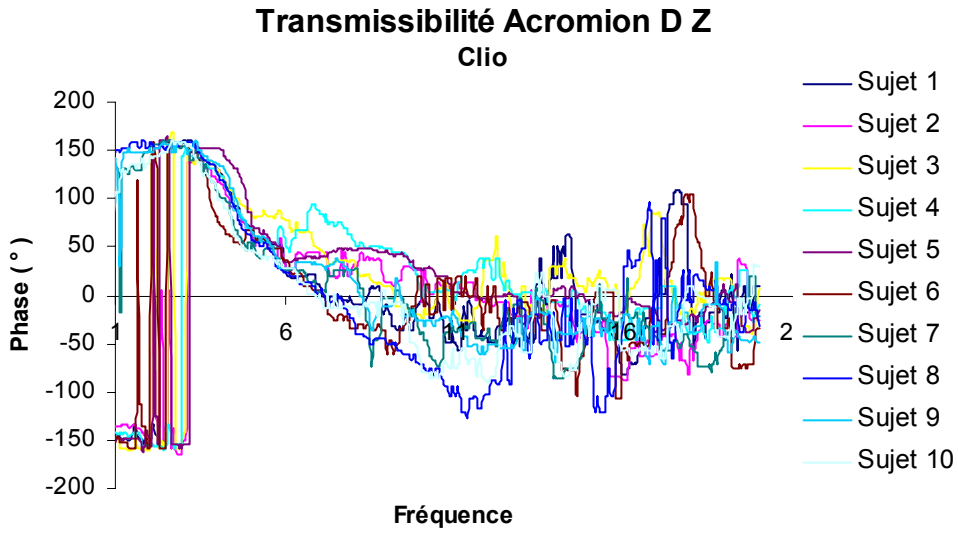

Cohérence EIAS D Z
Clio
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

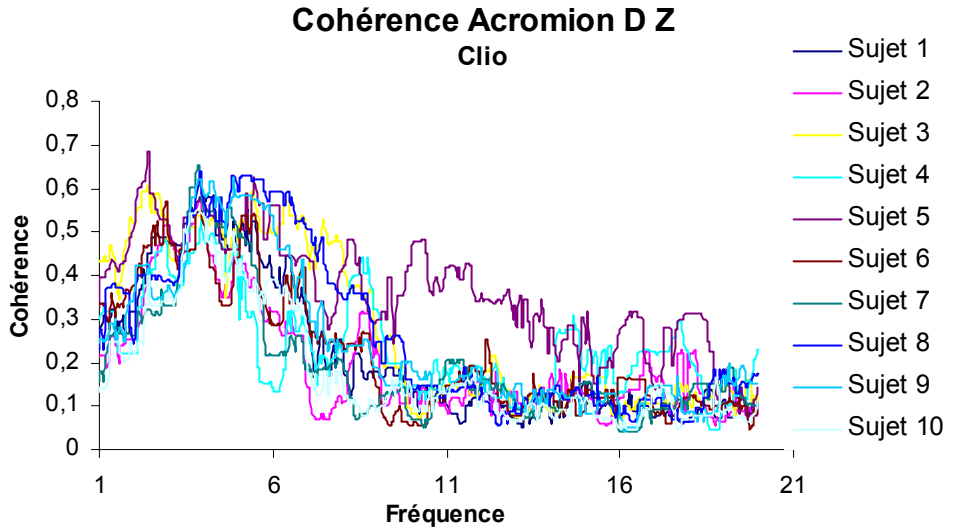

Transmissibilité Acromion G Z
Clio
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion G Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

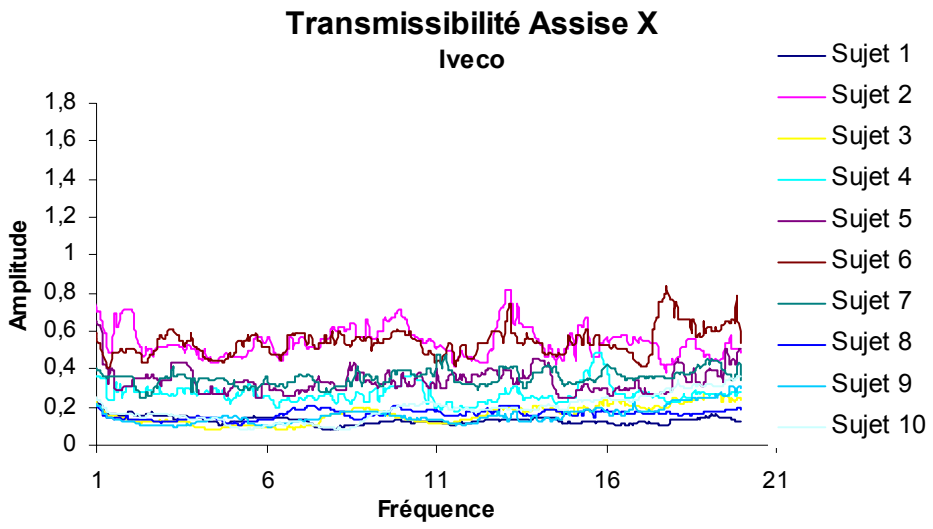

Cohérence Acromion G Z
Clio
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

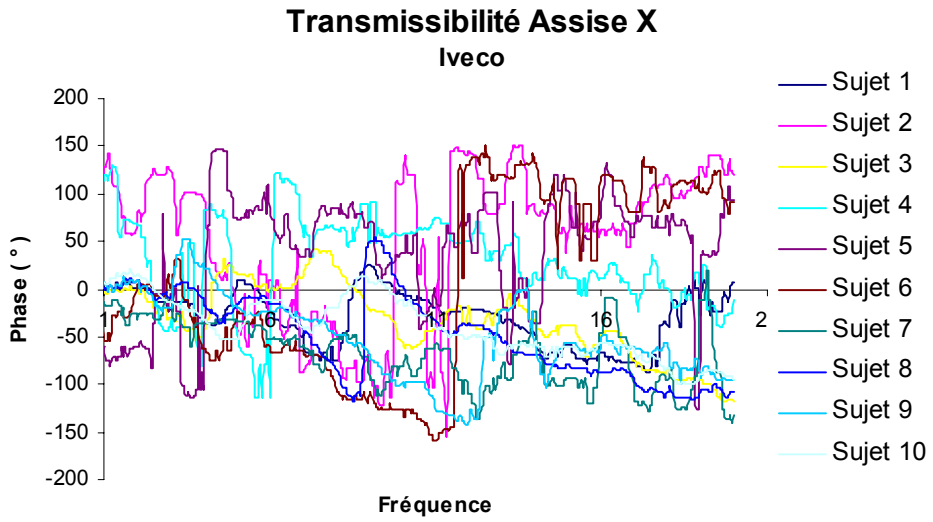

Transmissibilité Acromion D Z
Clio
Amplitude
4
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

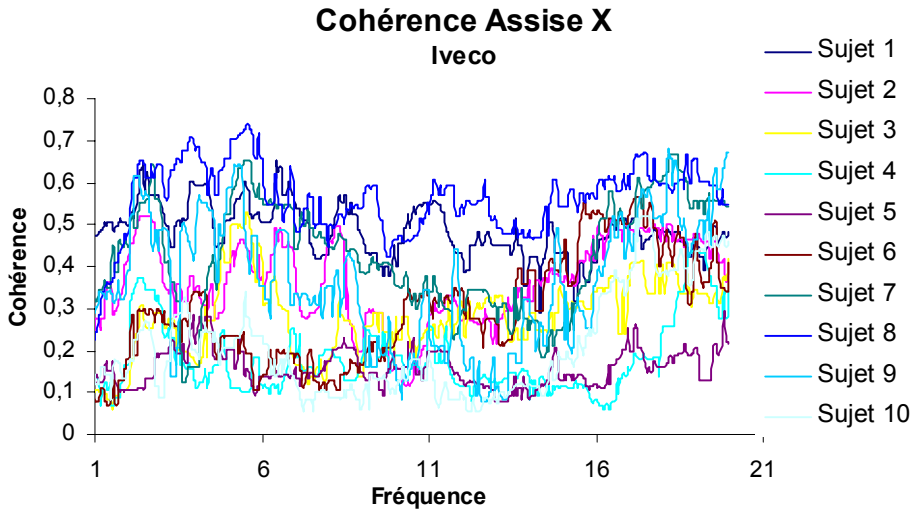

Transmissibilité Acromion D Z
Clio
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

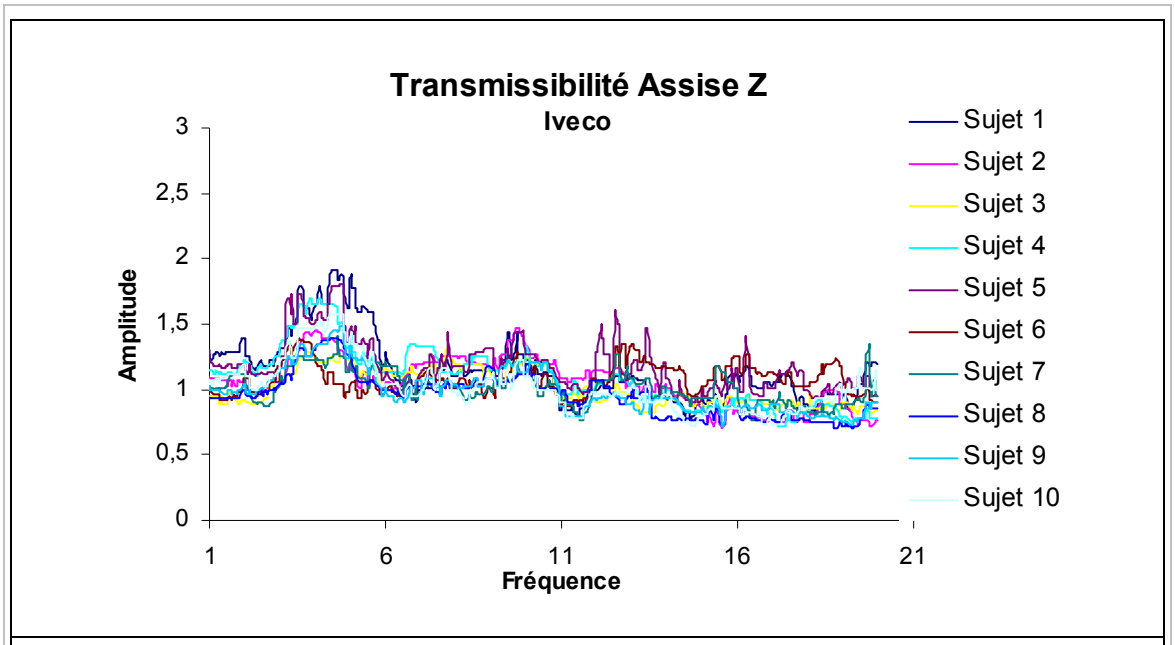

Cohérence Acromion D Z
Clio
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

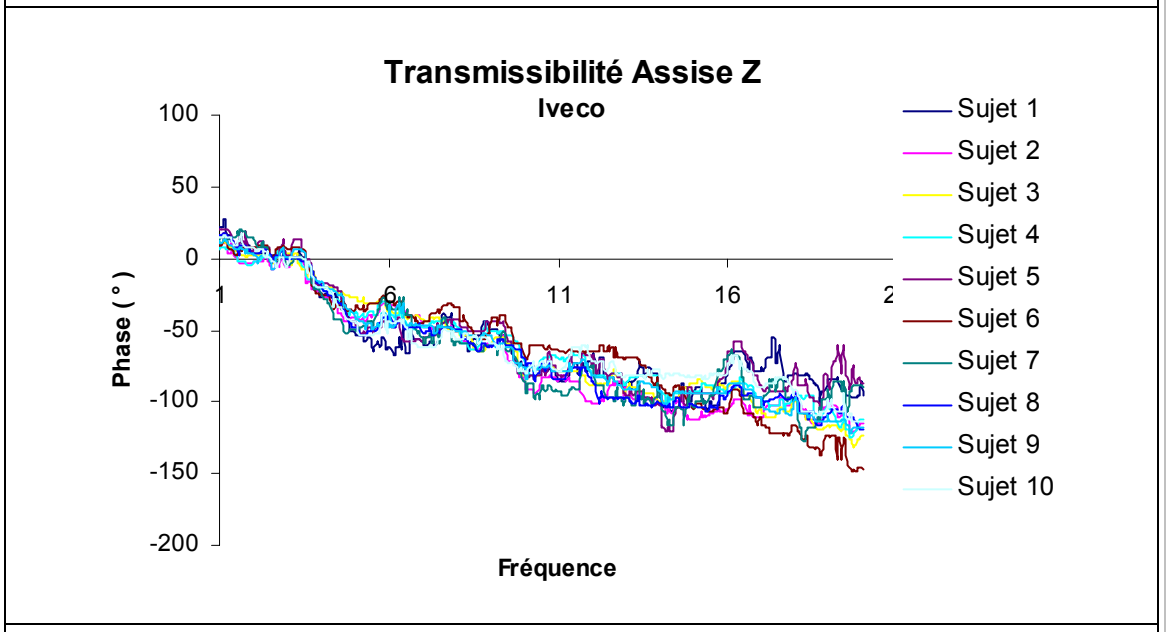
Siège Iveco :

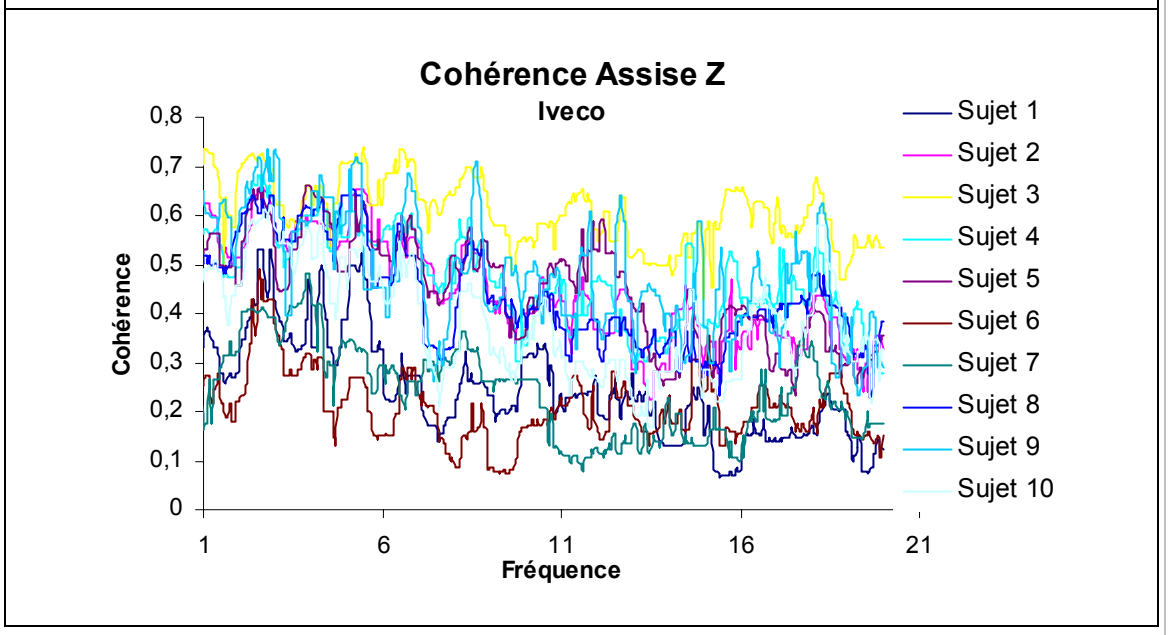

Transmissibilité Assise X
Iveco
Amplitude
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

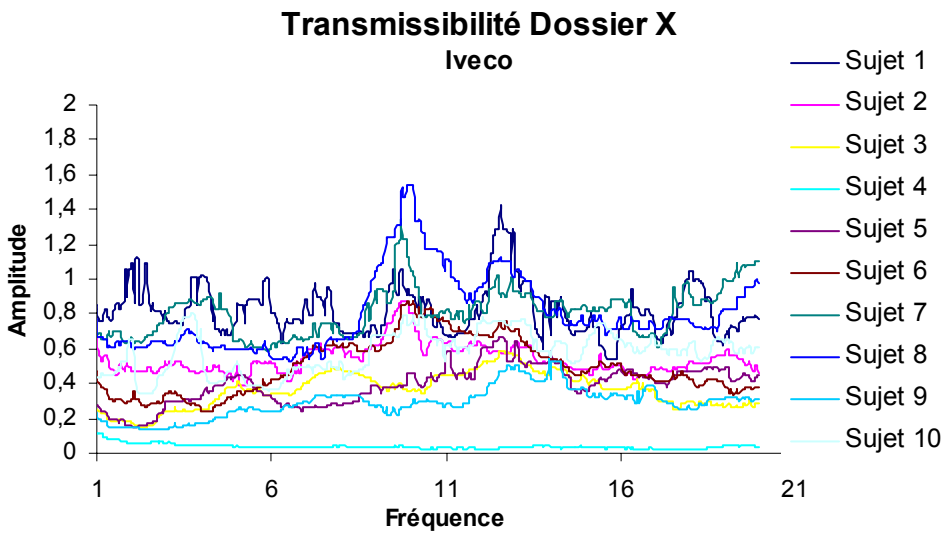

Transmissibilité Assise X
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

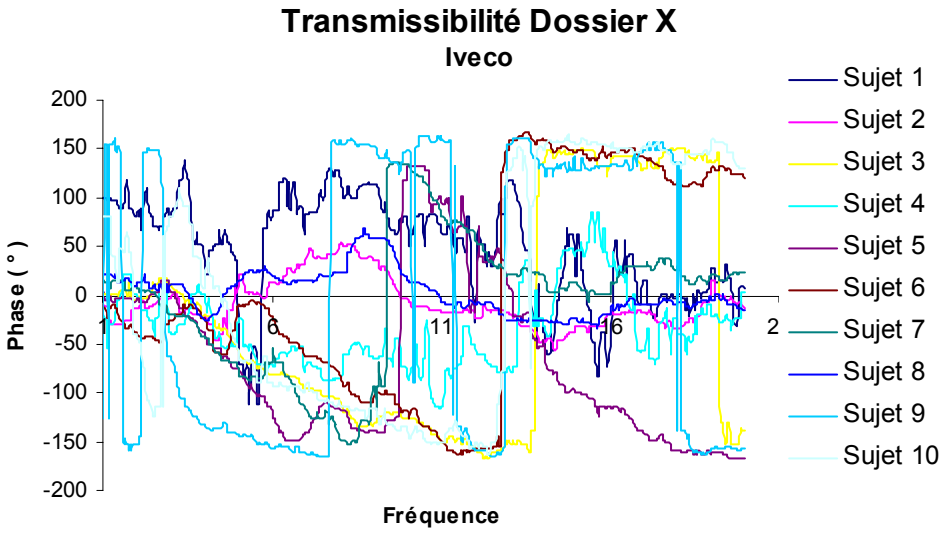

Cohérence Assise X
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

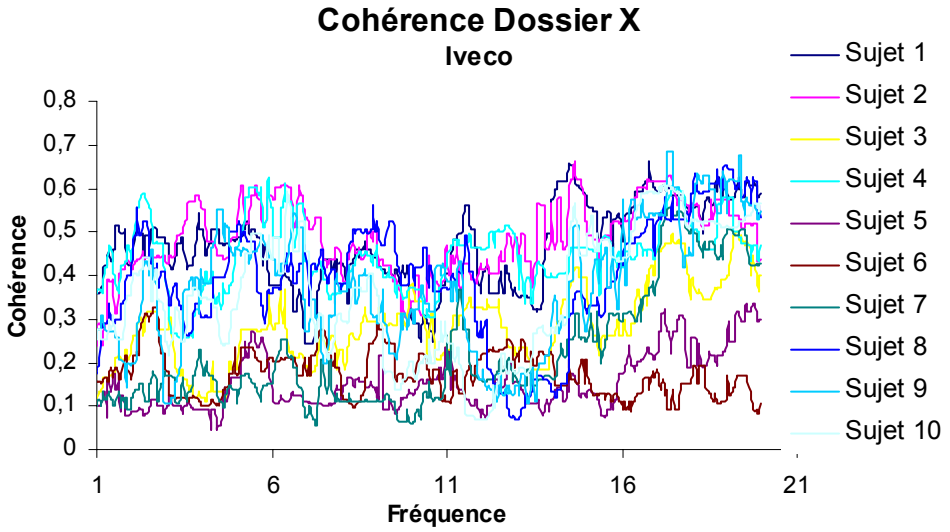

Transmissibilité Assise Z
Iveco
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

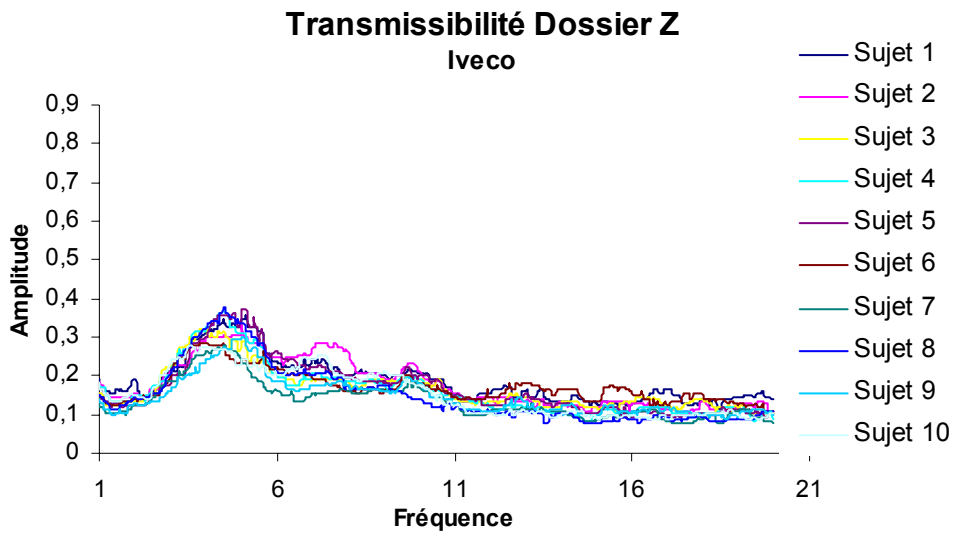

Transmissibilité Assise Z
Iveco
Phase (°)
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

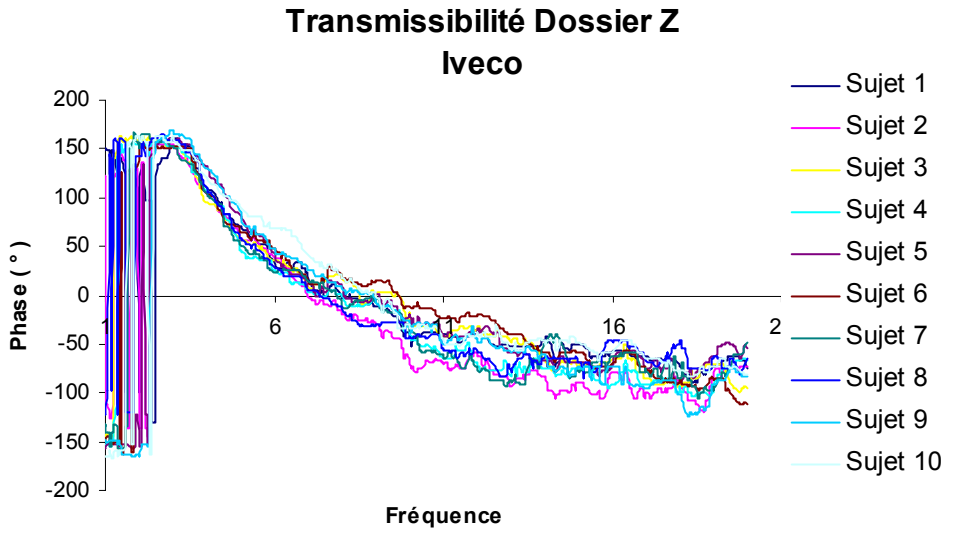

Cohérence Assise Z
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

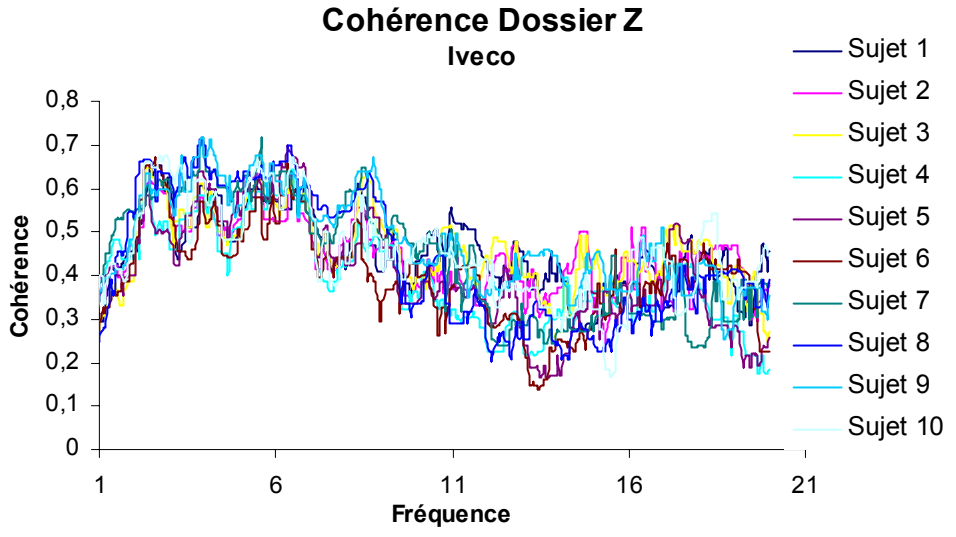

Transmissibilité Dossier X
Iveco
Amplitude
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

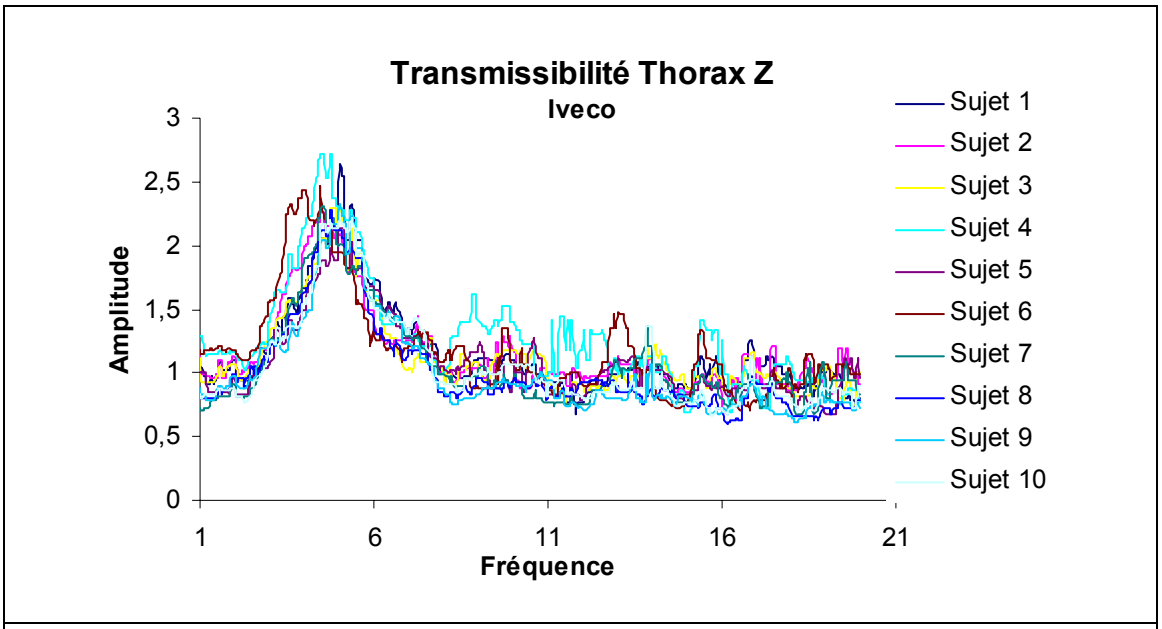

Transmissibilité Dossier X
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

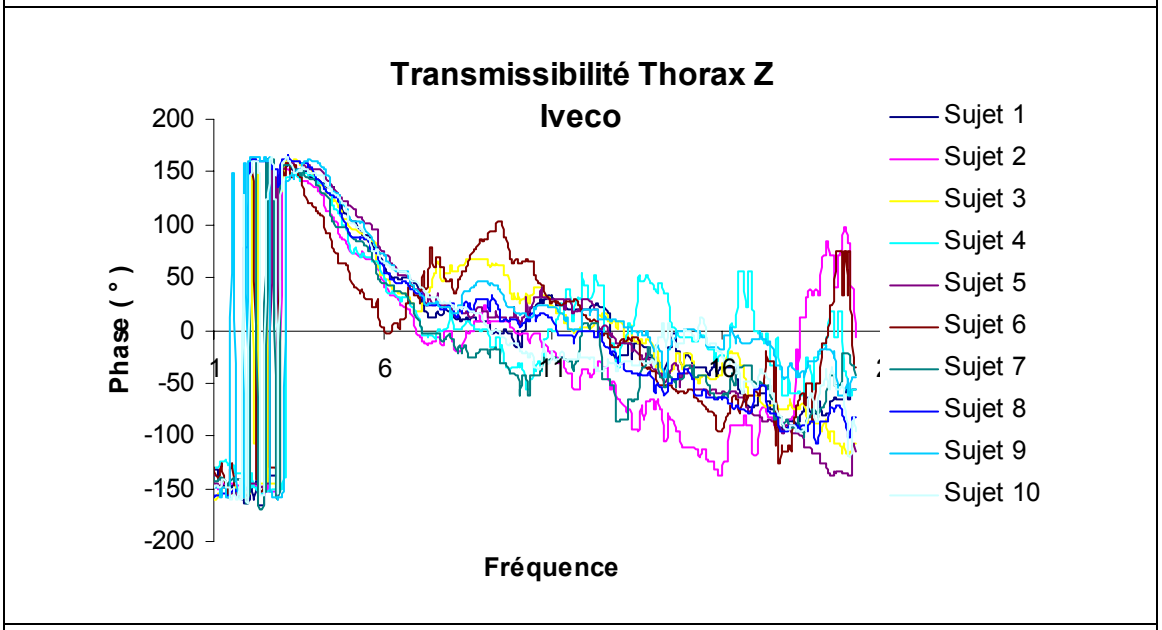

Cohérence Dossier X
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

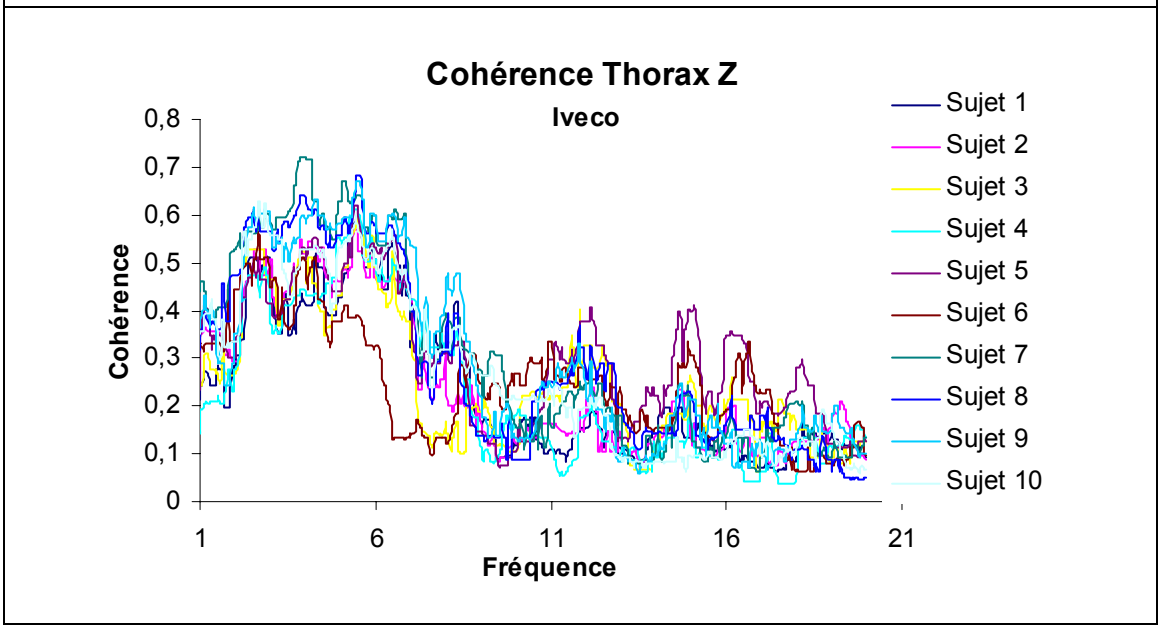

Transmissibilité Dossier Z
Iveco
Amplitude
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

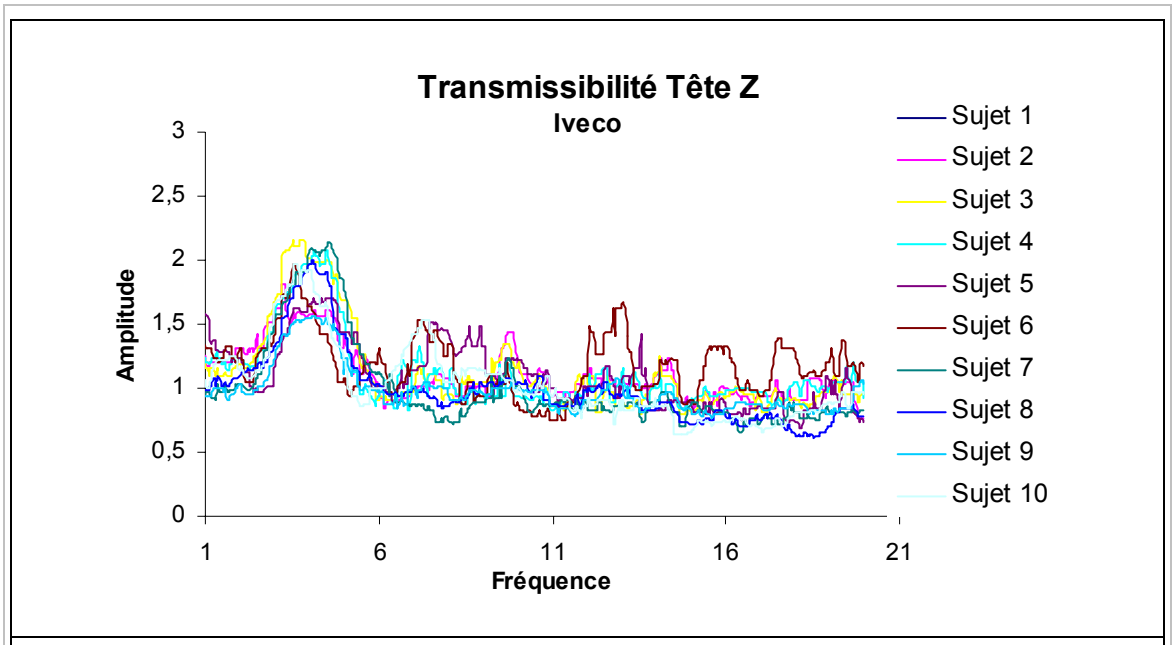

Transmissibilité Dossier Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

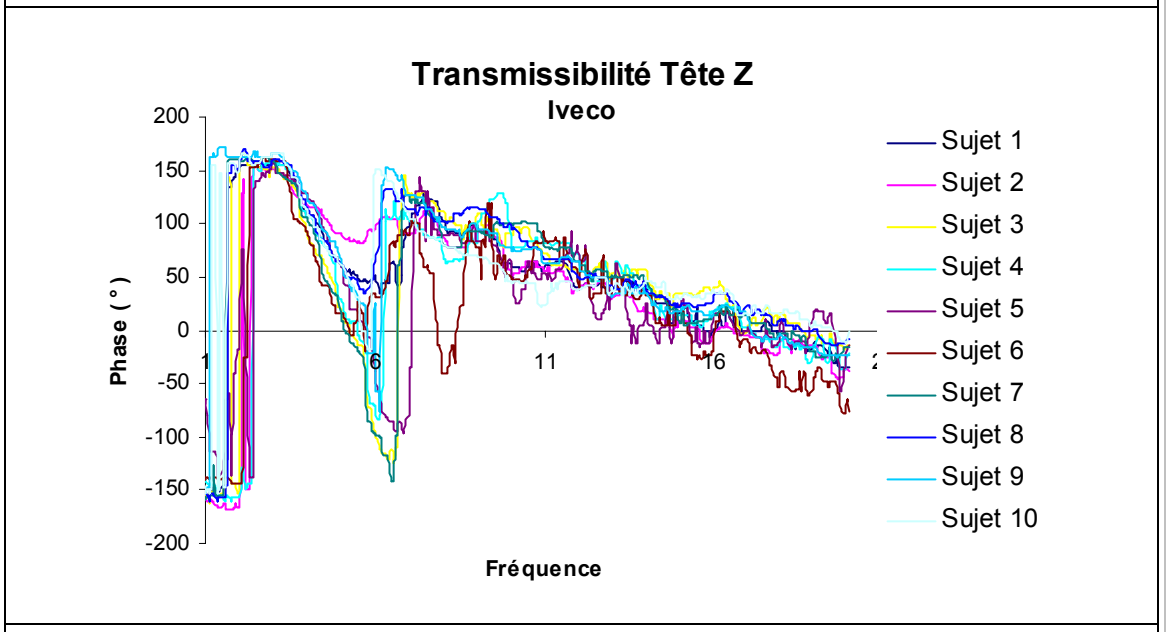

Cohérence Dossier Z
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

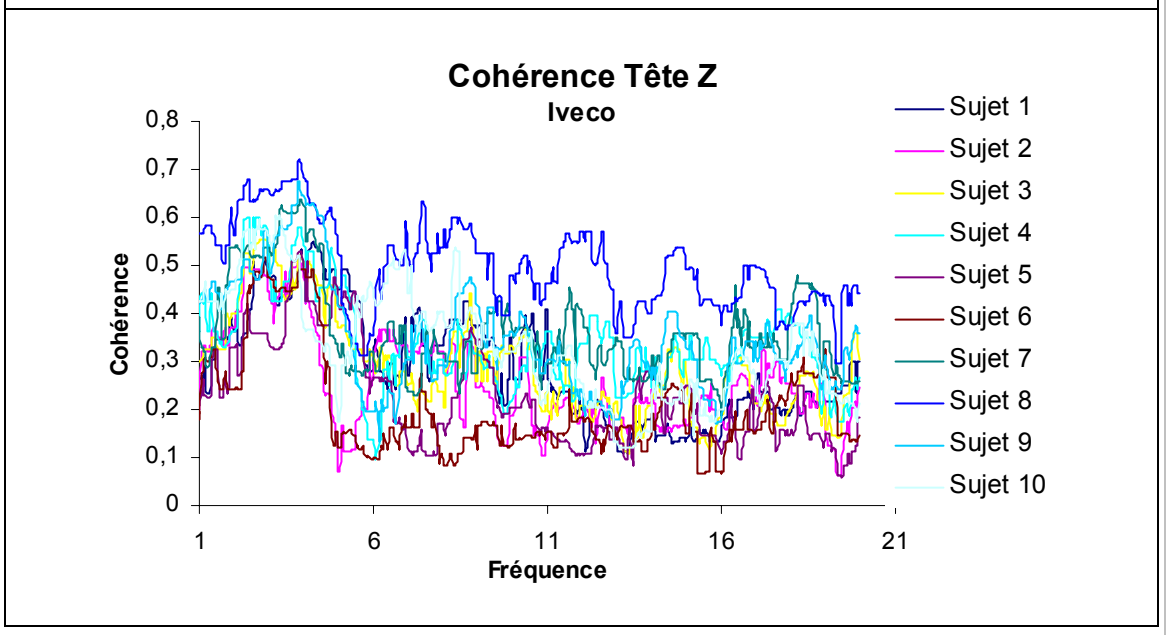

Transmissibilité Thorax Z
Iveco
Amplitude
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

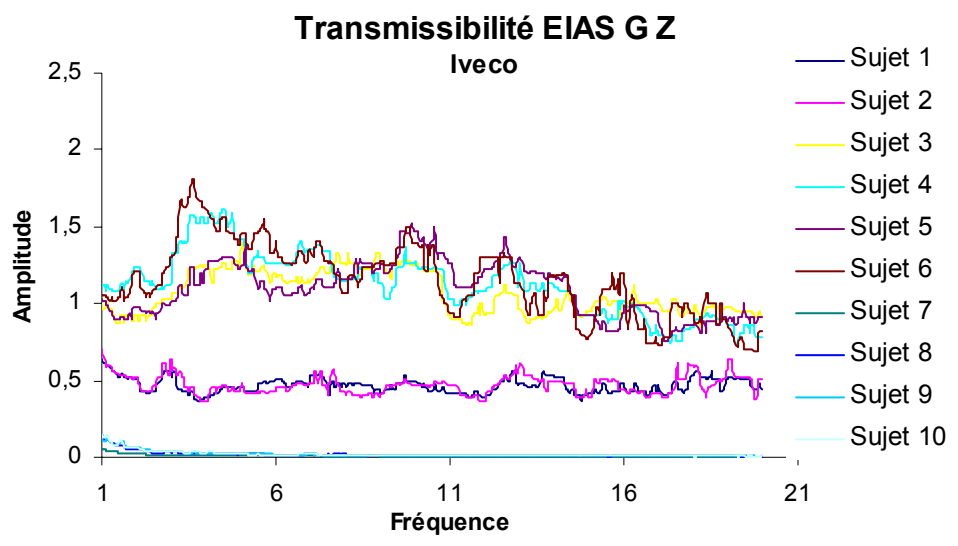

Transmissibilité Thorax Z
Iveco
Phase (°)
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

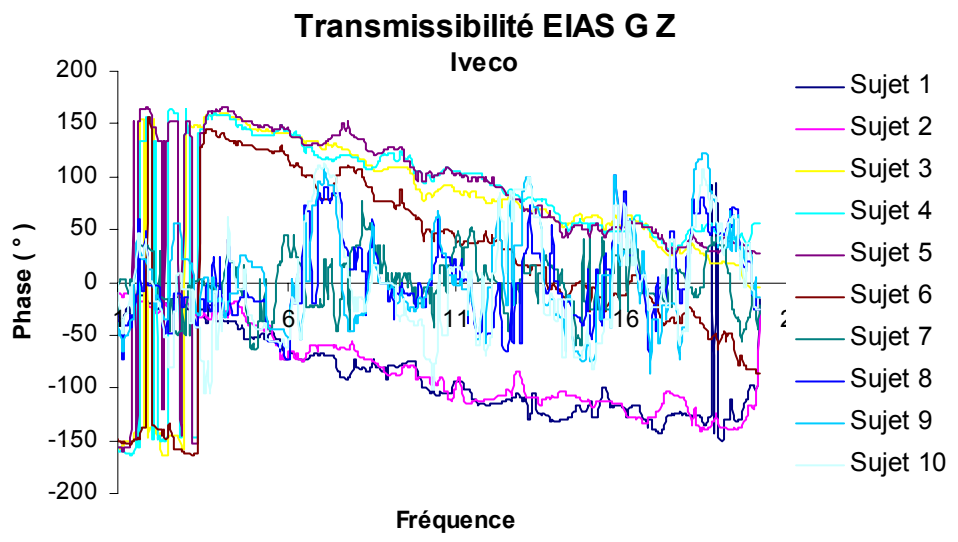

Cohérence Thorax Z
Iveco
Cohérence
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

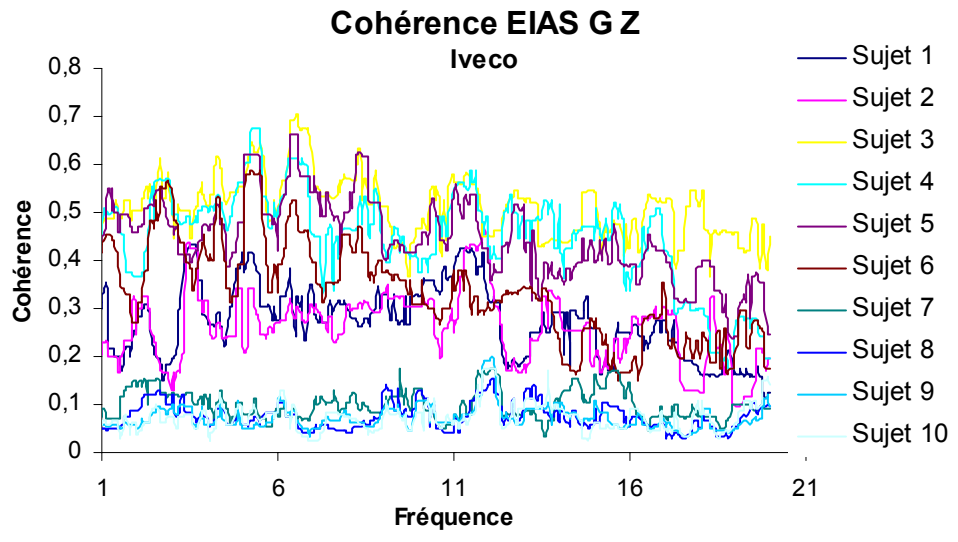

Transmissibilité Tête Z
Iveco
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

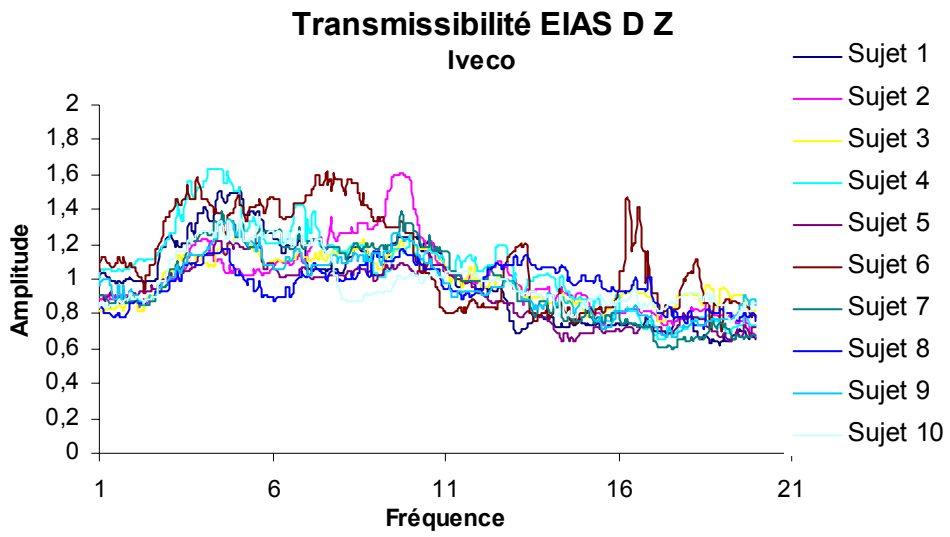

Transmissibilité Tête Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

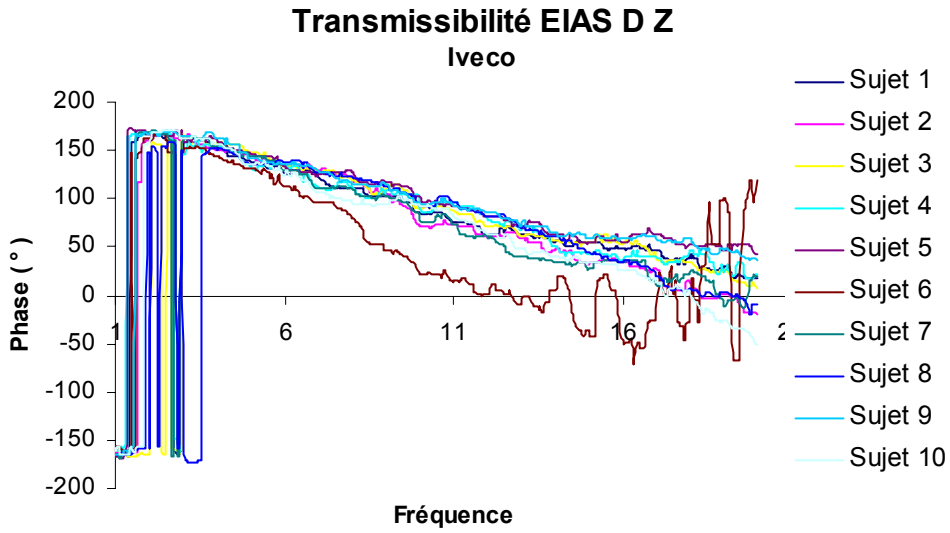

Cohérence Tête Z
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

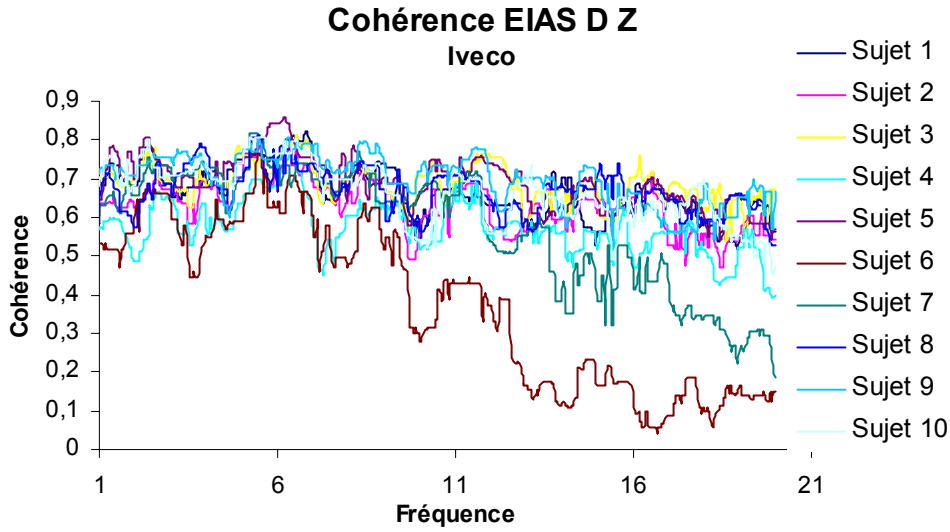

Transmissibilité EIAS G Z
Iveco
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

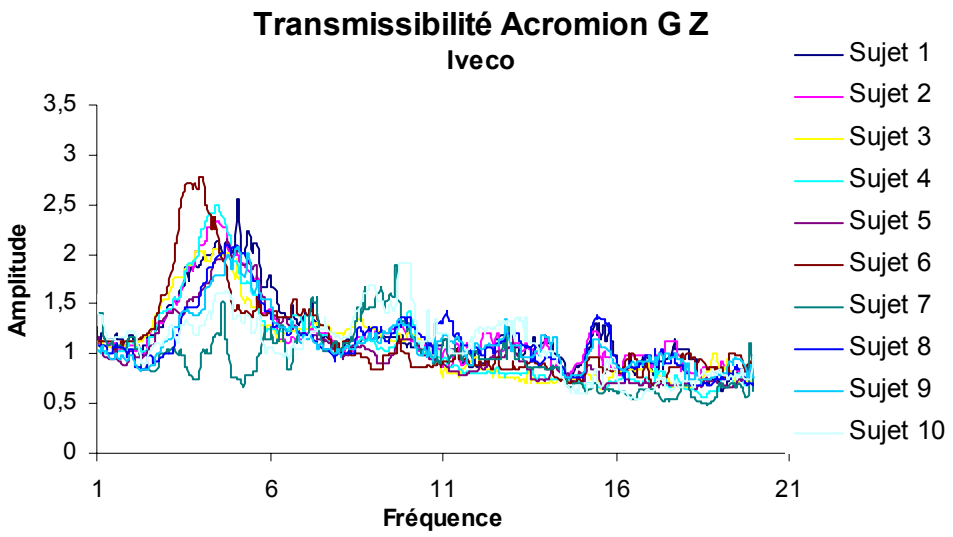

Transmissibilité EIAS G Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

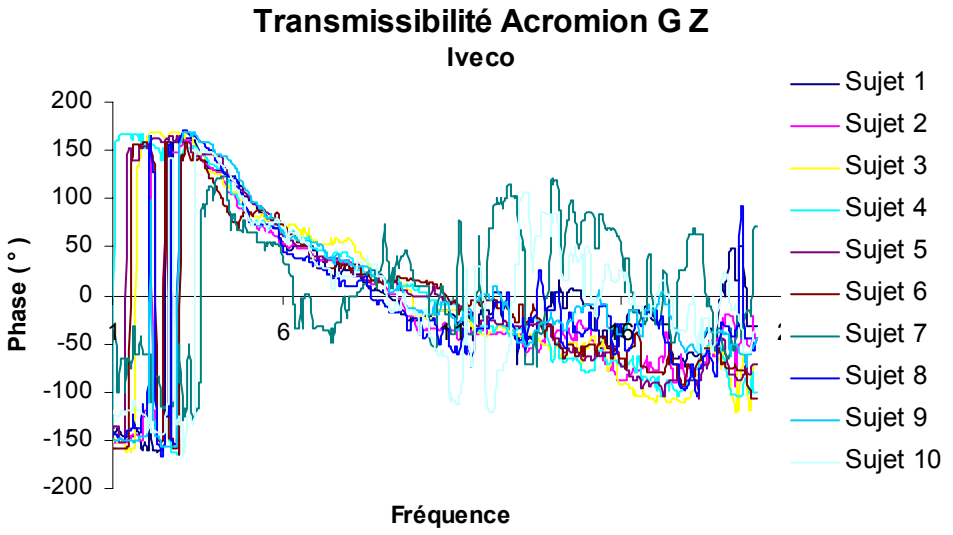

Cohérence EIAS G Z
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

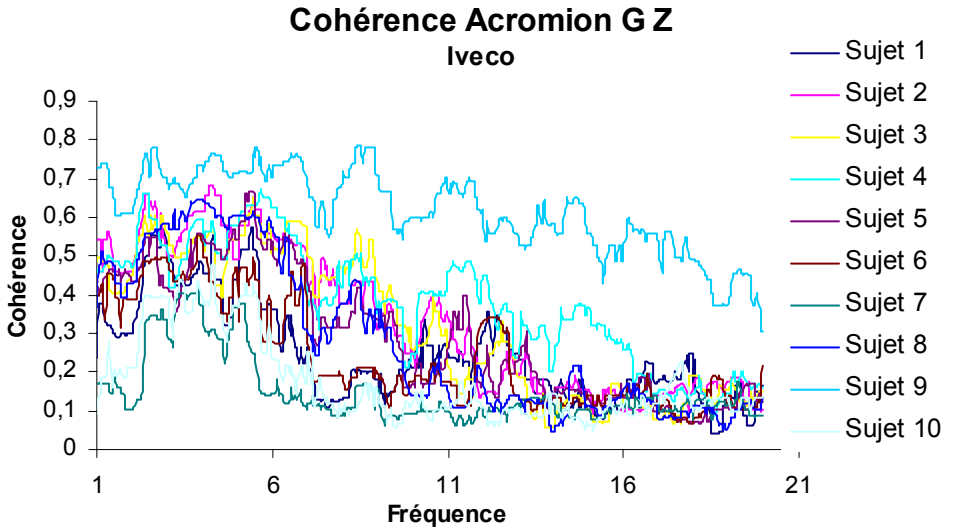

Transmissibilité EIAS D Z
Iveco
Amplitude
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

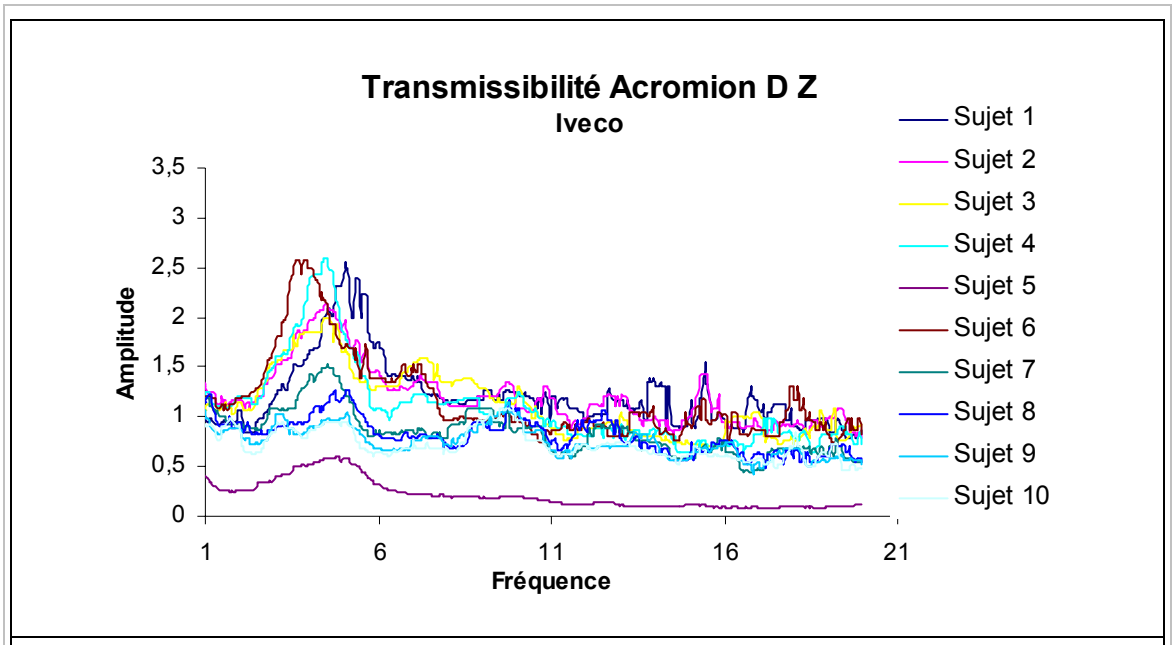

Transmissibilité EIAS D Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

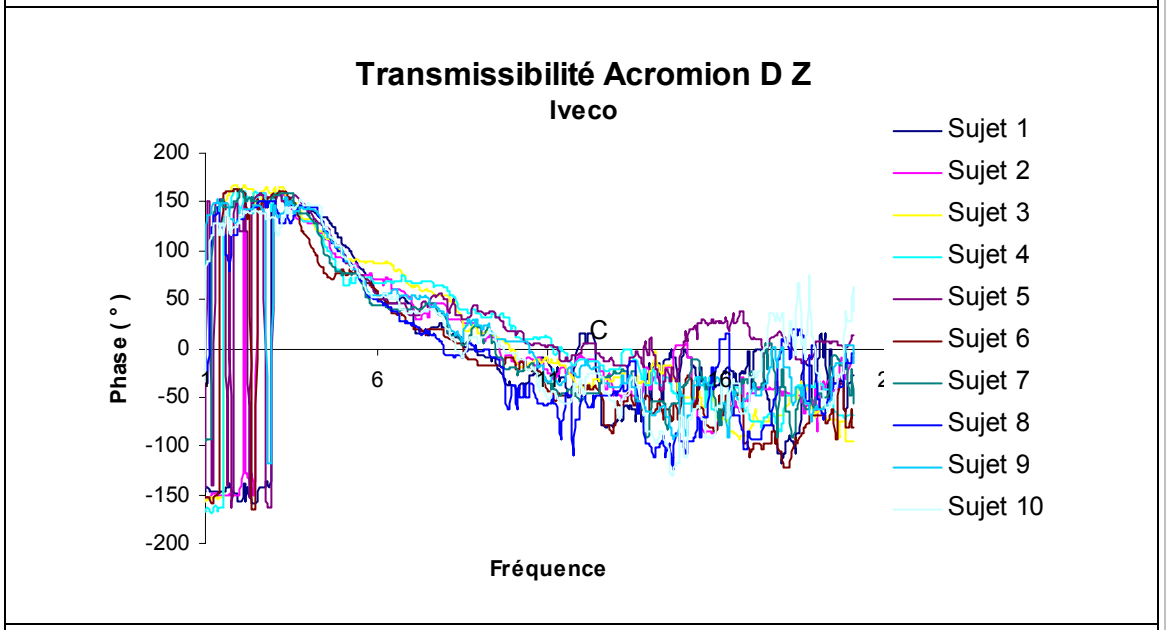

Cohérence EIAS D Z
Iveco
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

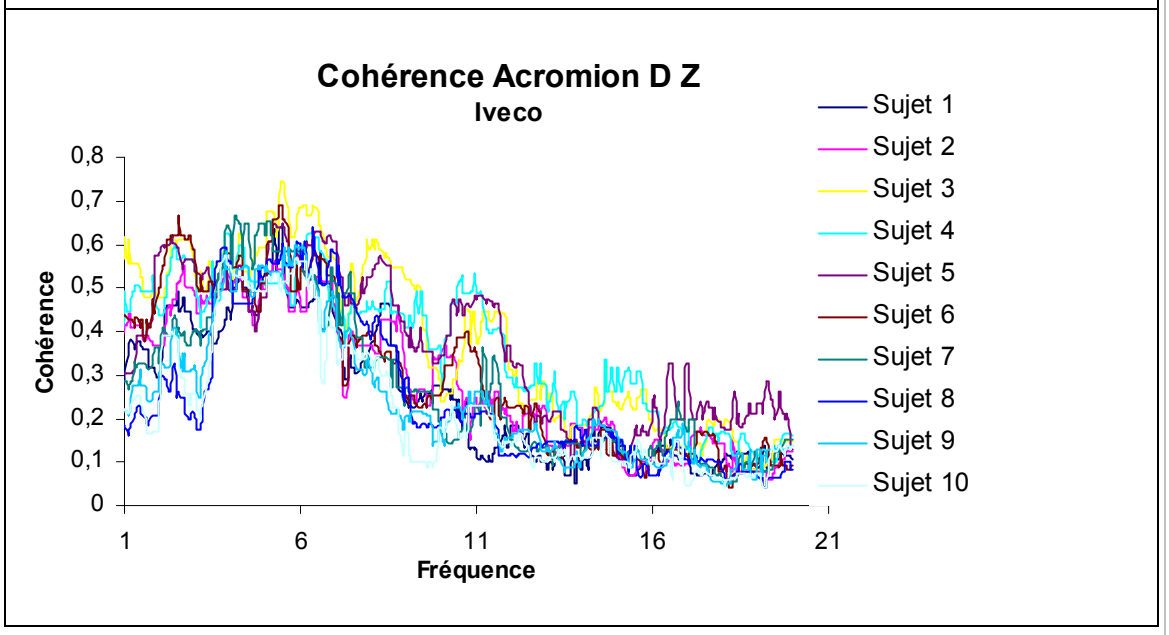

Transmissibilité Acromion G Z
Iveco
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion G Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

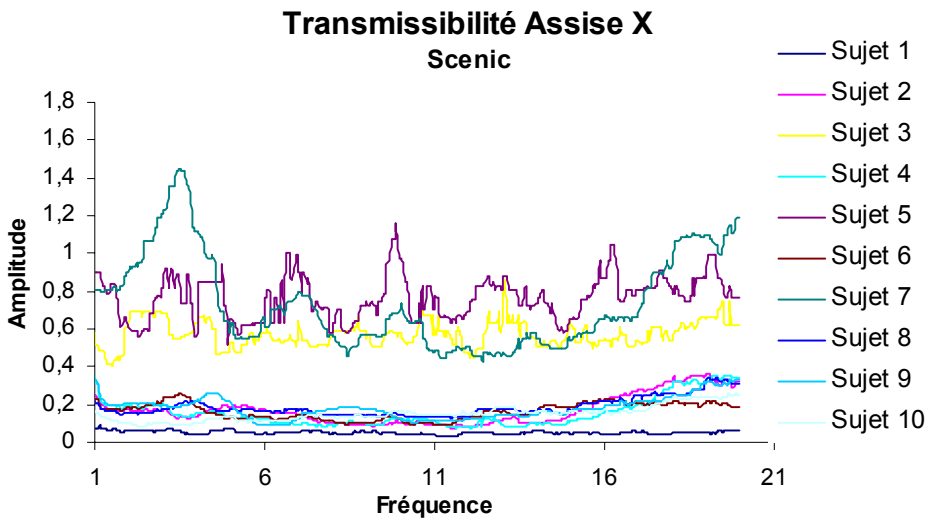

Cohérence Acromion G Z
Iveco
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

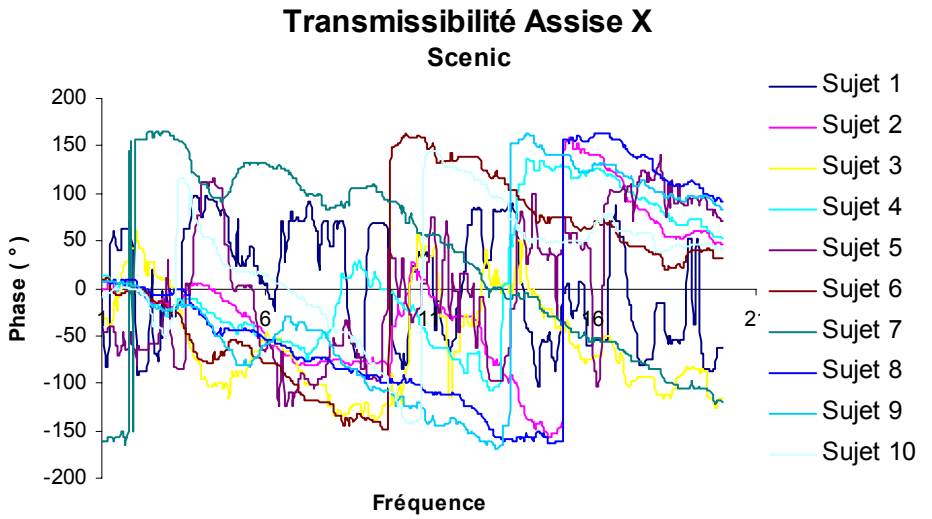

Transmissibilité Acromion D Z
Iveco
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

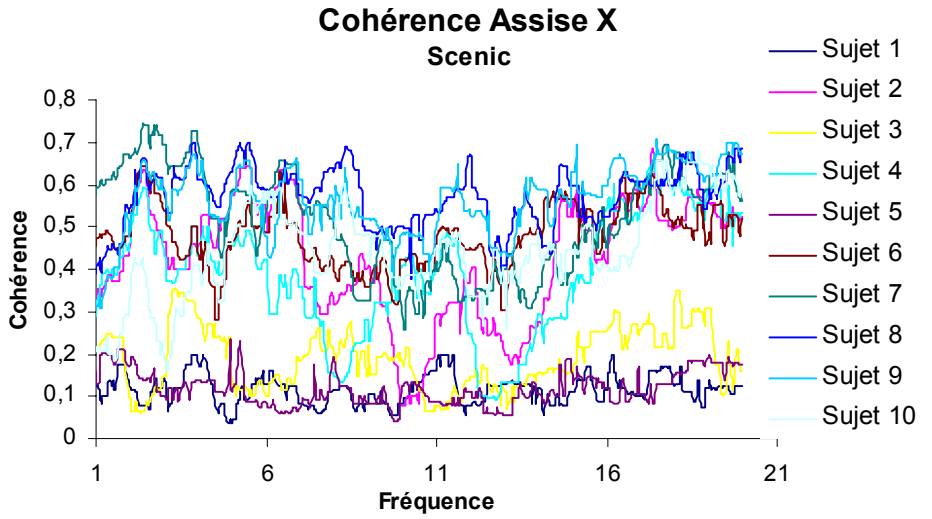

Transmissibilité Acromion D Z
Iveco
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
6
C
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

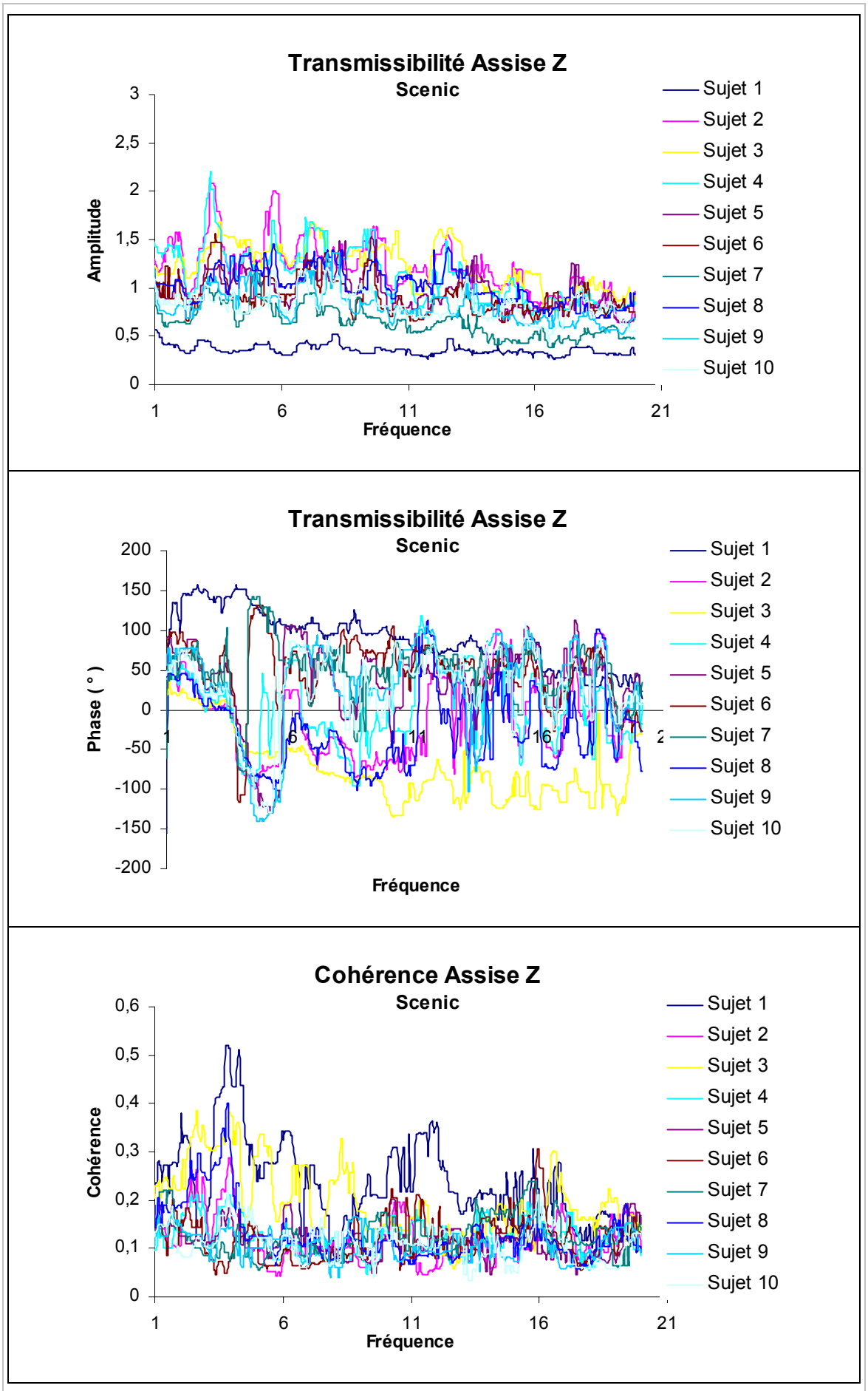

Cohérence Acromion D Z
Iveco
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

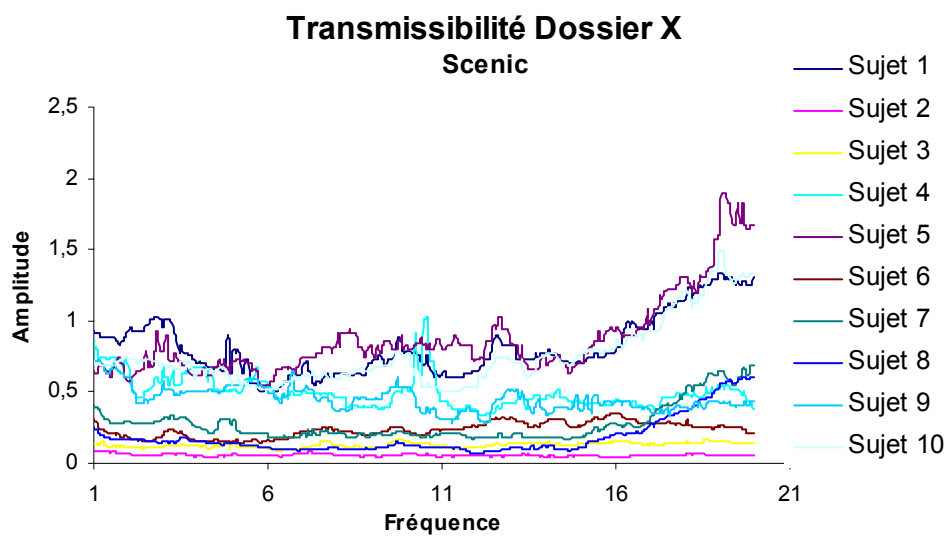
Siège Scenic

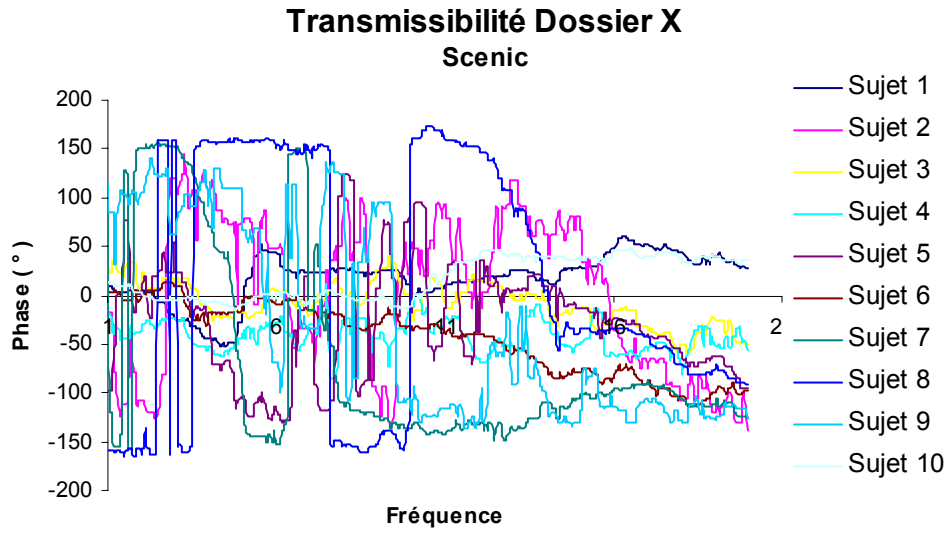


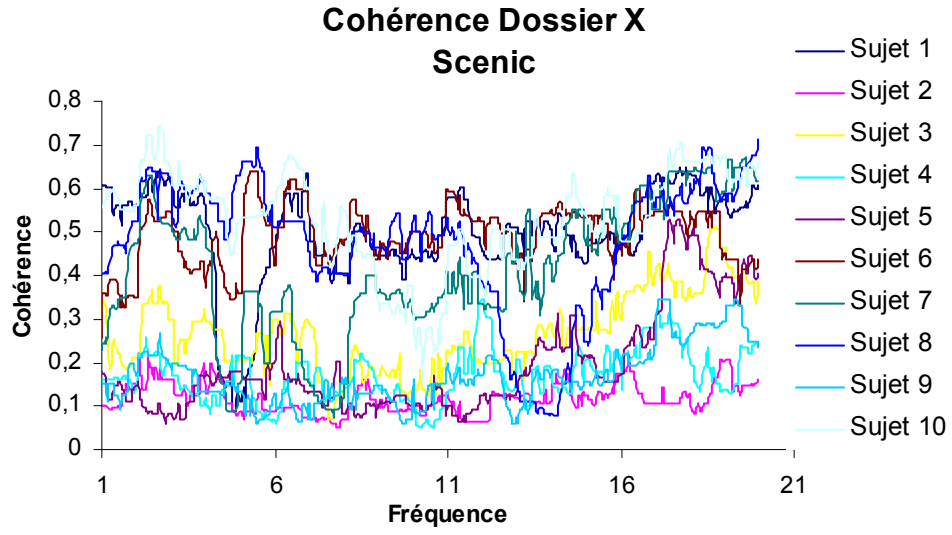


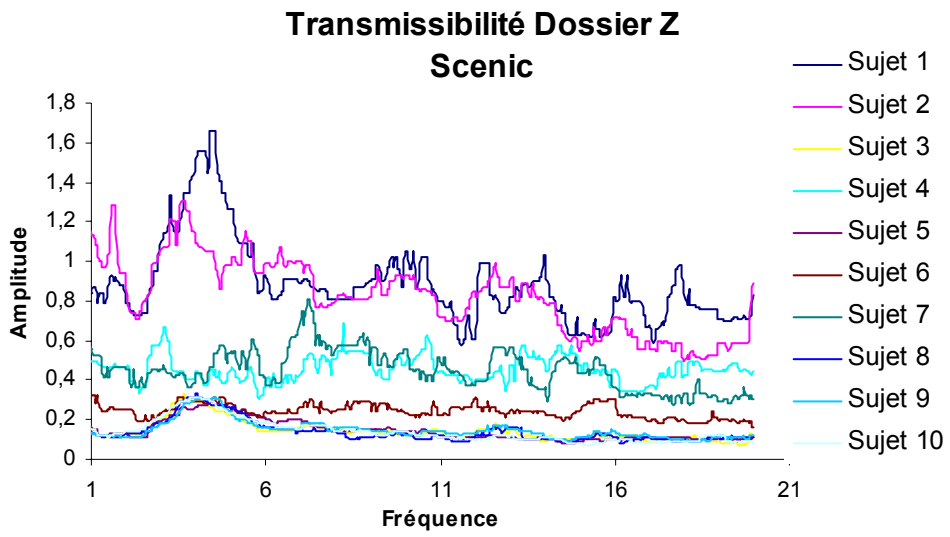


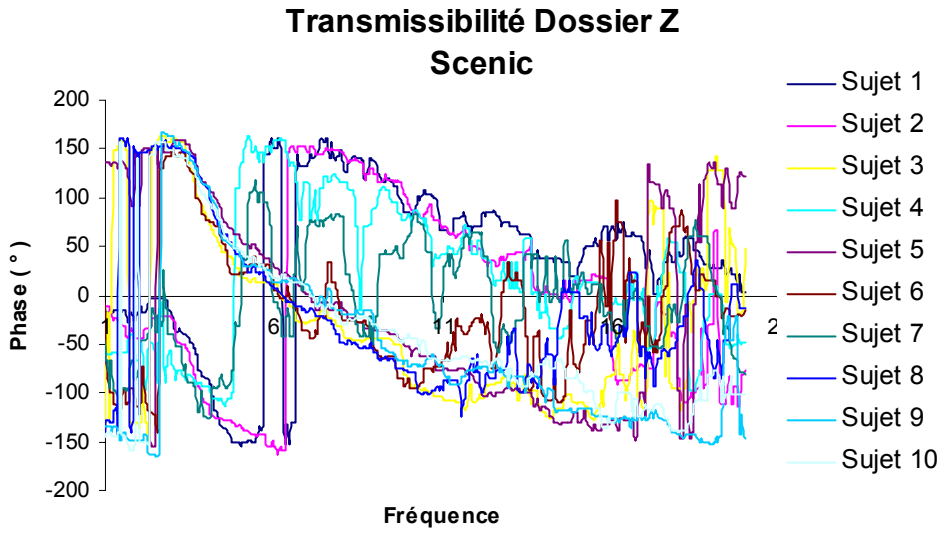

Transmissibilité Assise Z
Scenic
Amplitude
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10
Transmissibilité Assise Z
Scenic
Phase (°)
Fréquence
Cohérence Assise Z
Scenic
Cohérence
Fréquence

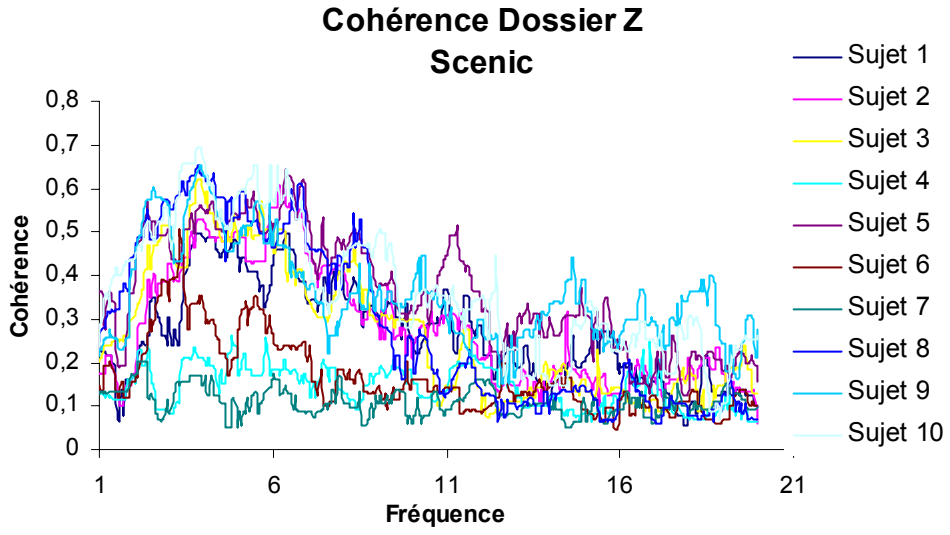

Transmissibilité Dossier X
Scenic
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

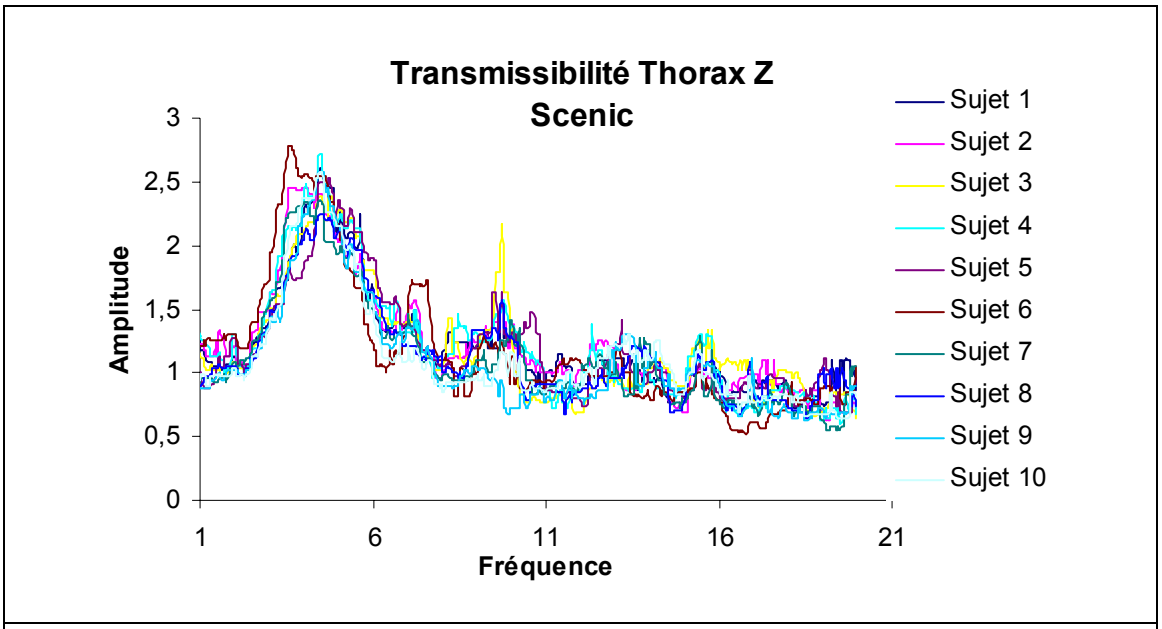

Transmissibilité Dossier X
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

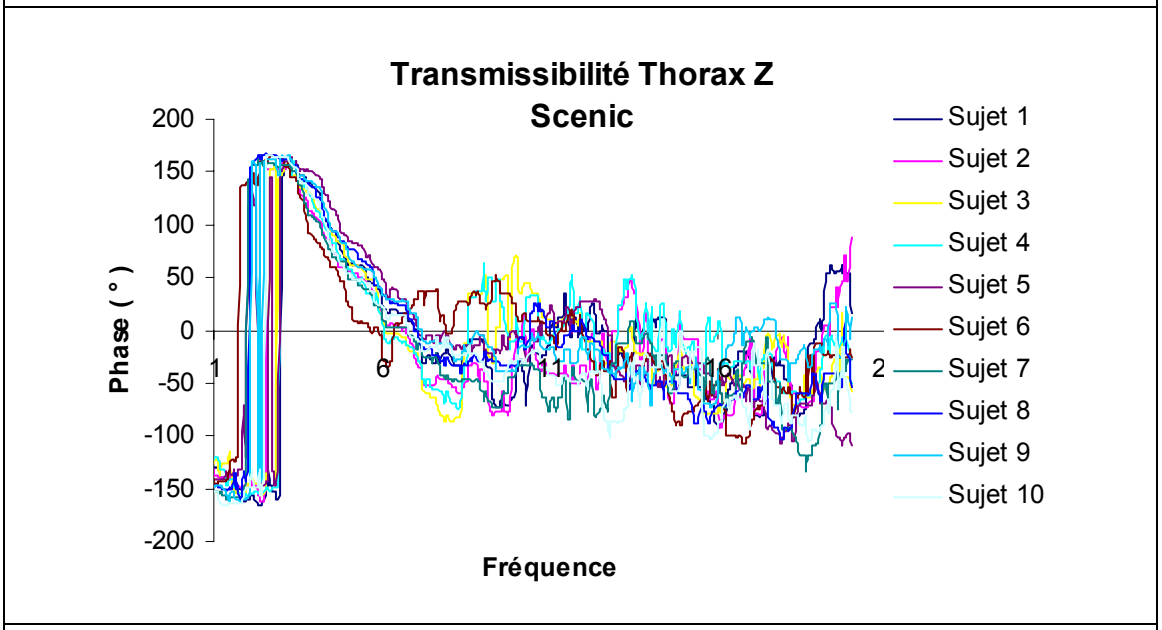

Cohérence Dossier X
Scenic
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

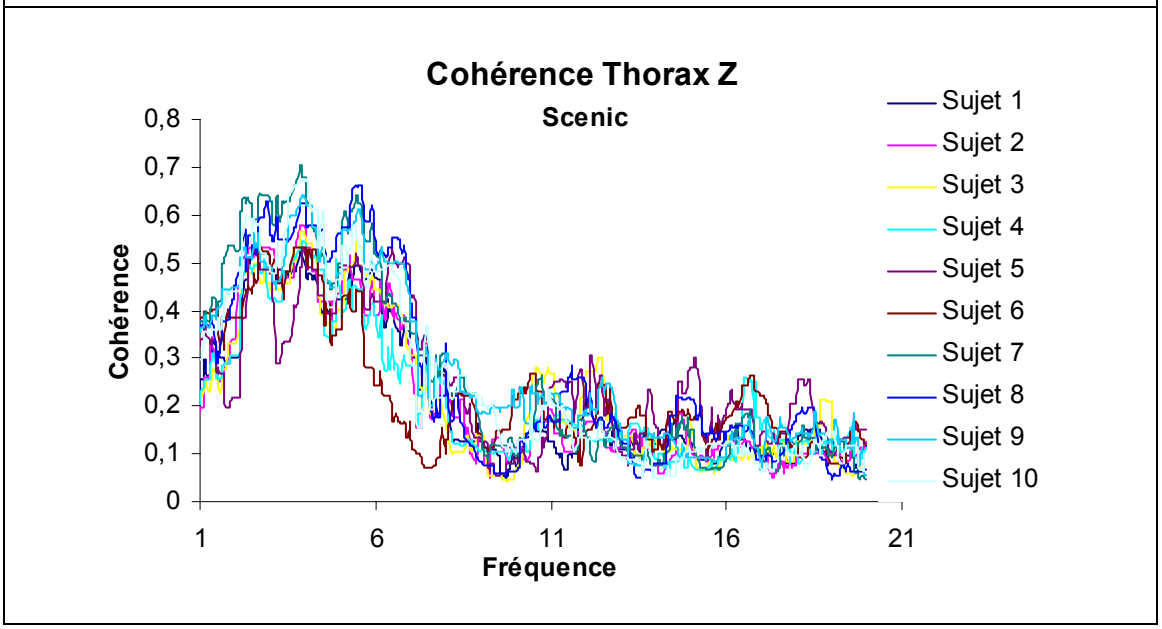

Transmissibilité Dossier Z
Scenic
Amplitude
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

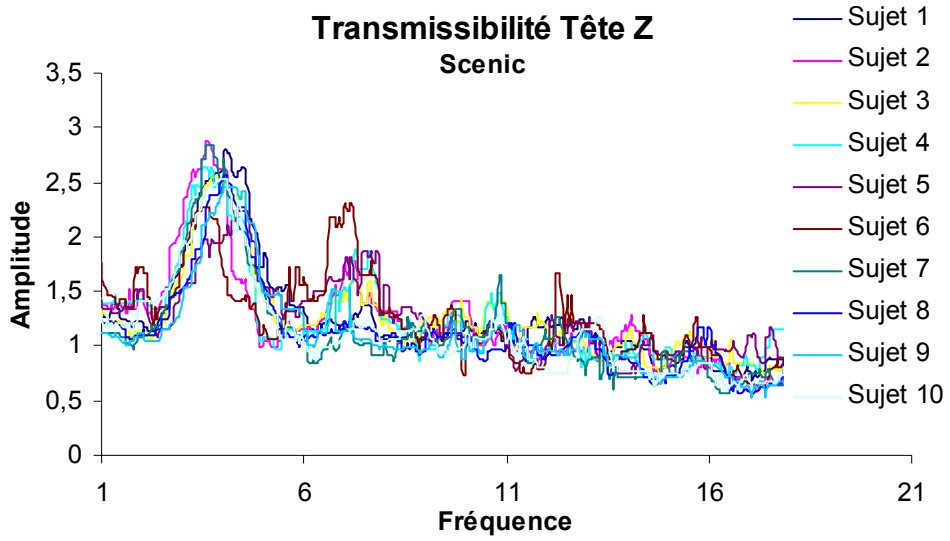

Transmissibilité Dossier Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

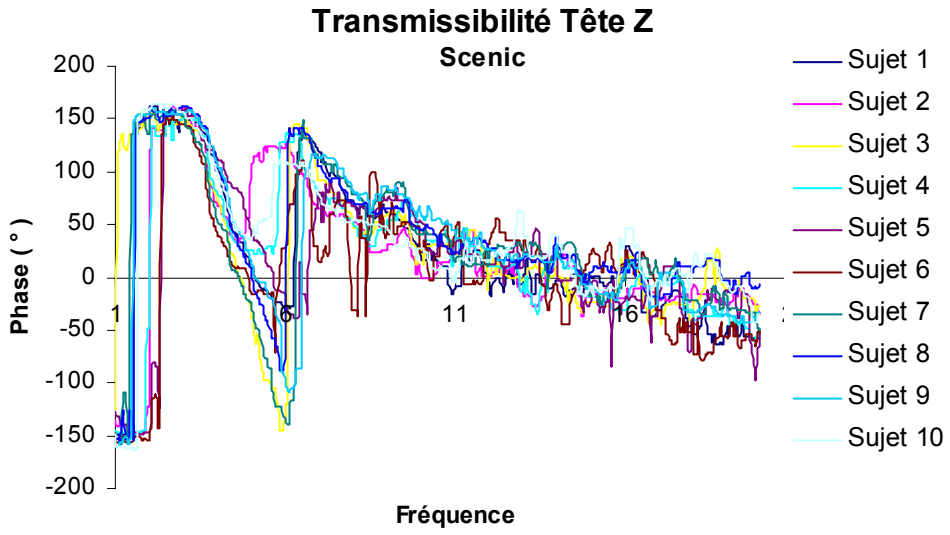

Cohérence Dossier Z
Scenic
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

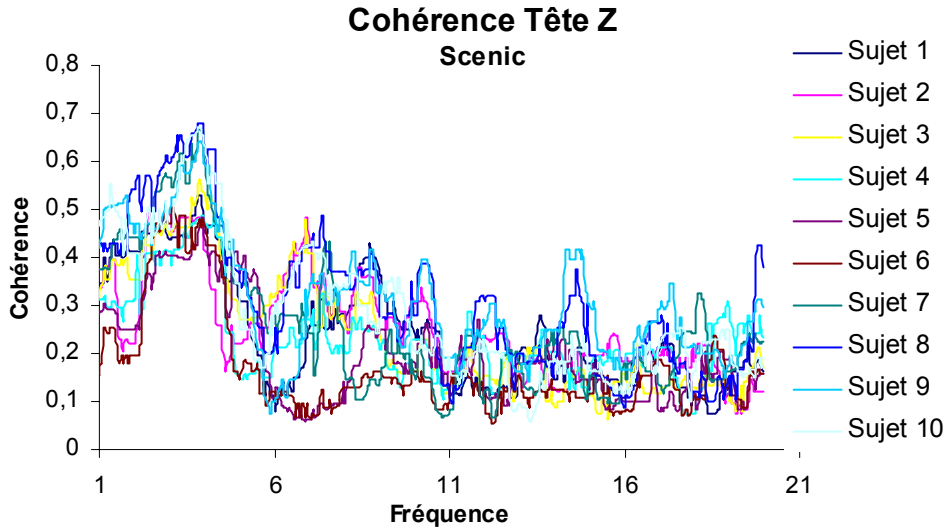

Transmissibilité Thorax Z
Scenic
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

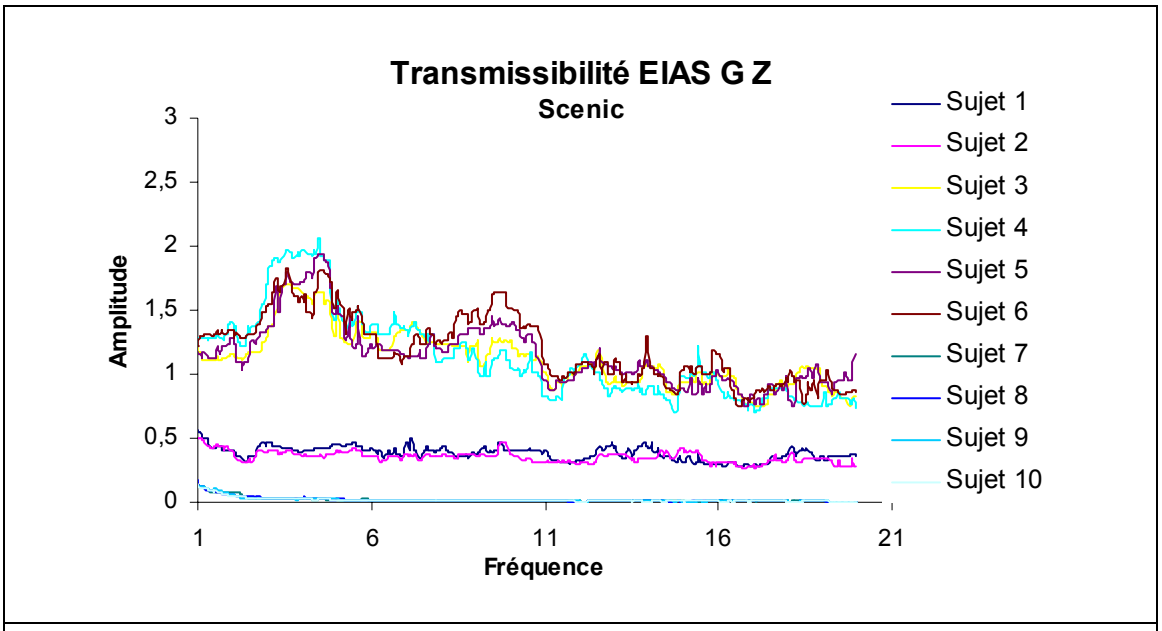

Transmissibilité Thorax Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

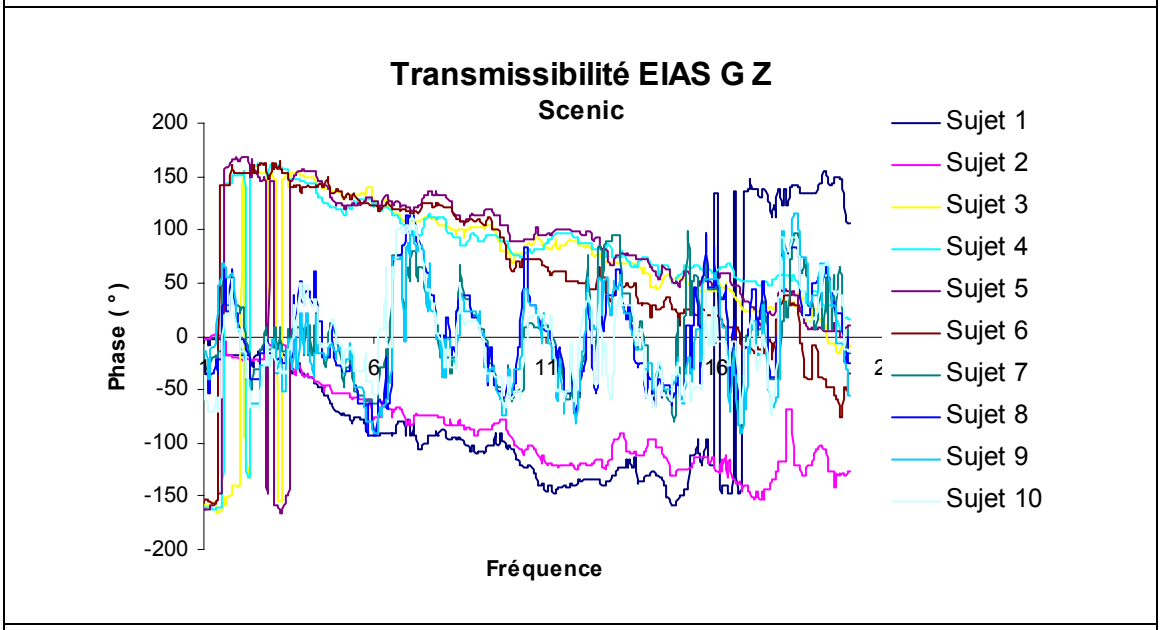

Cohérence Thorax Z
Scenic
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

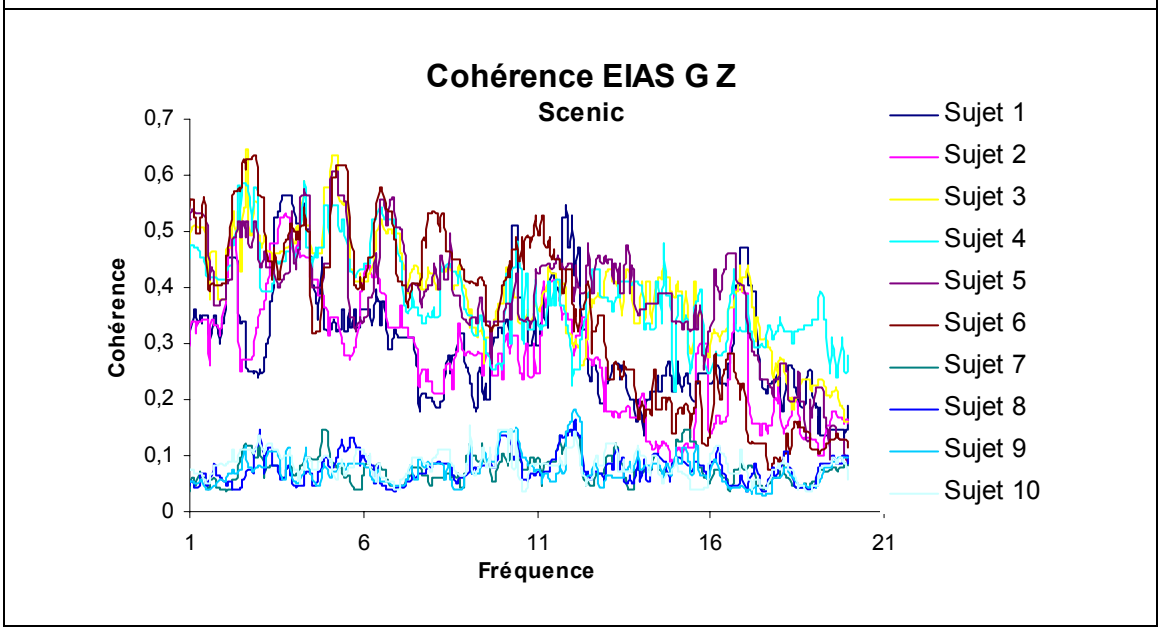

Transmissibilité Tête Z
Scenic
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

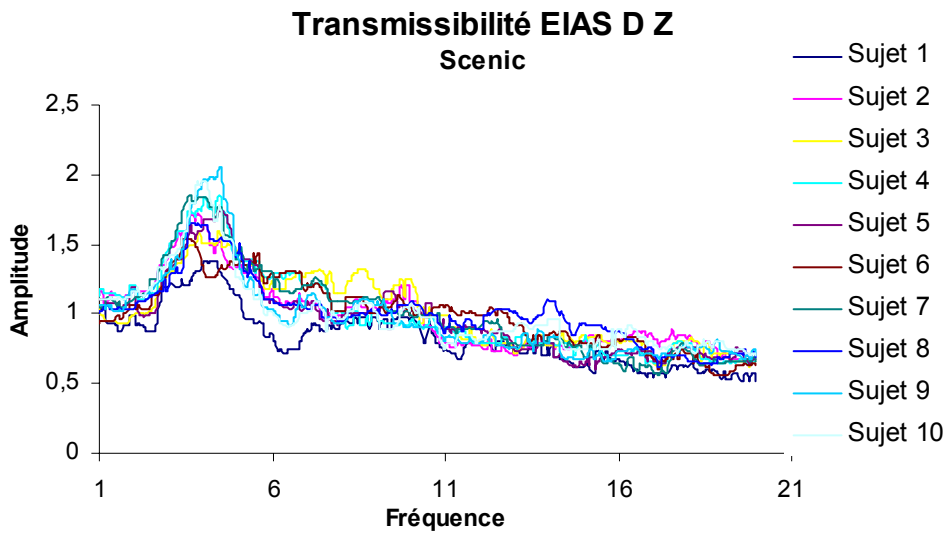

Transmissibilité Tête Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

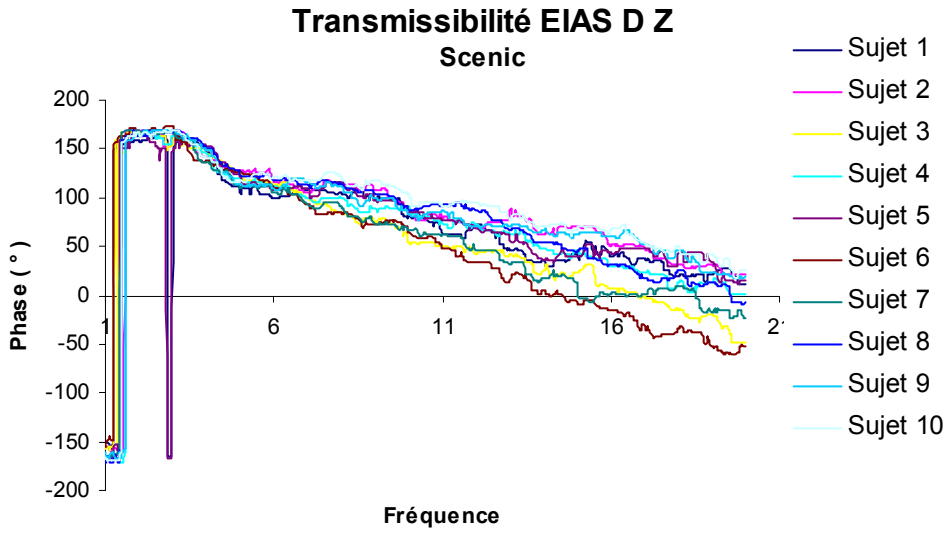

Cohérence Tête Z
Scenic
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

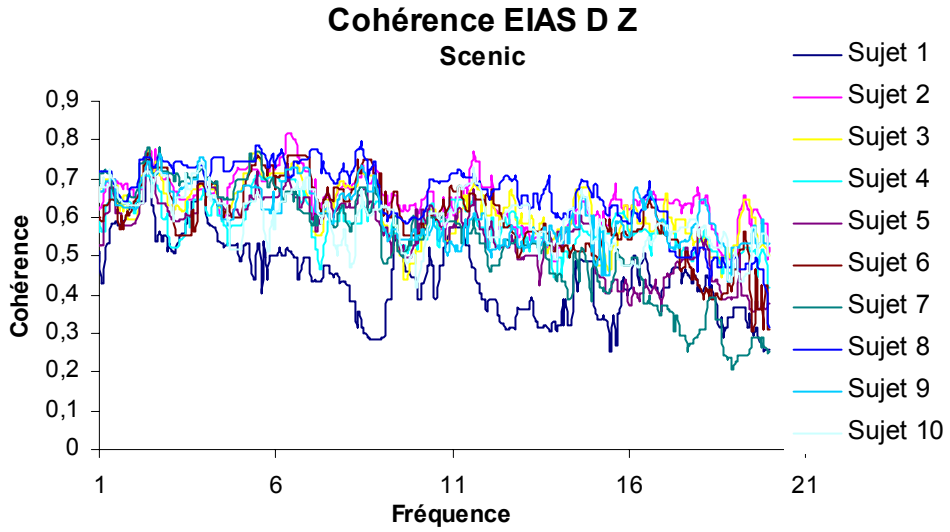

Transmissibilité EIAS G Z
Scenic
Amplitude
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

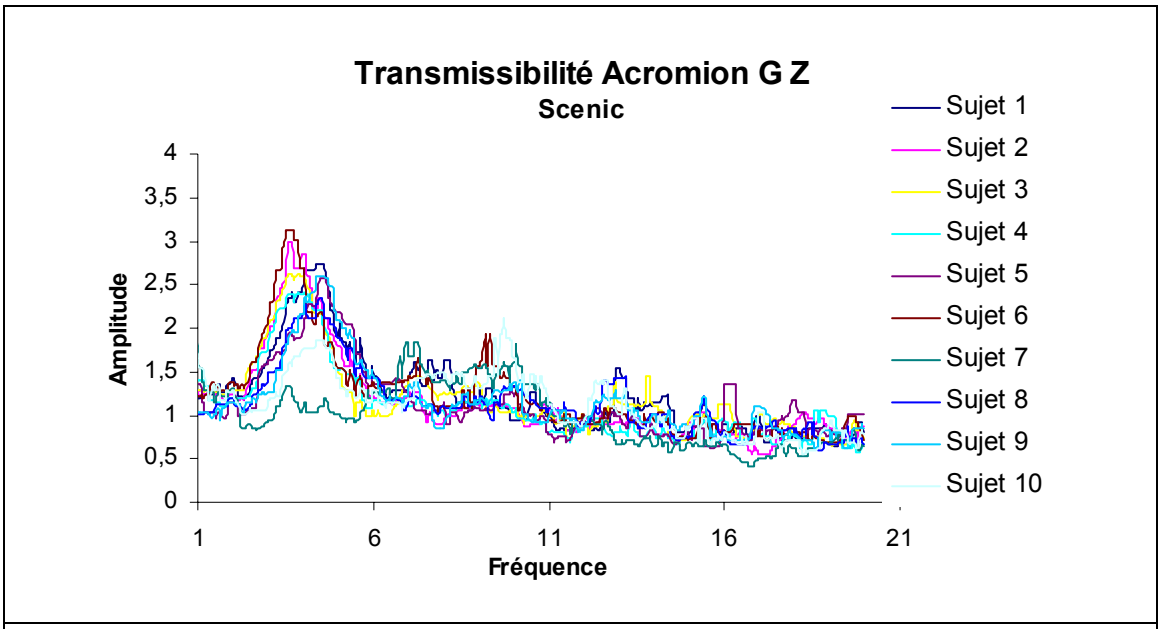

Transmissibilité EIAS G Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

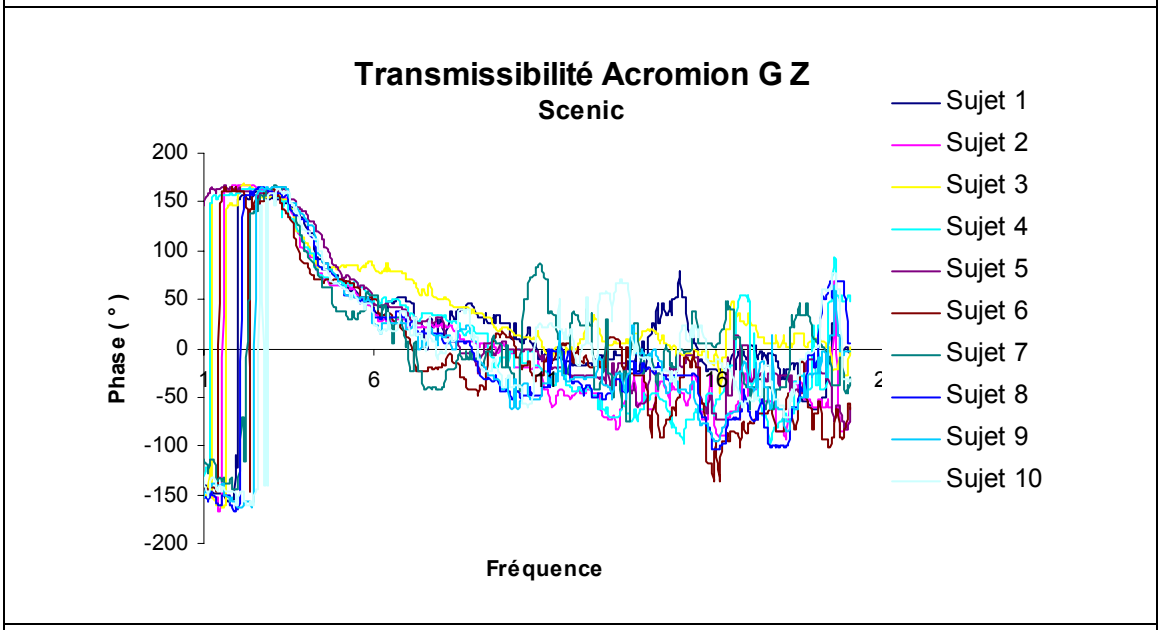

Cohérence EIAS G Z
Scenic
Cohérence
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

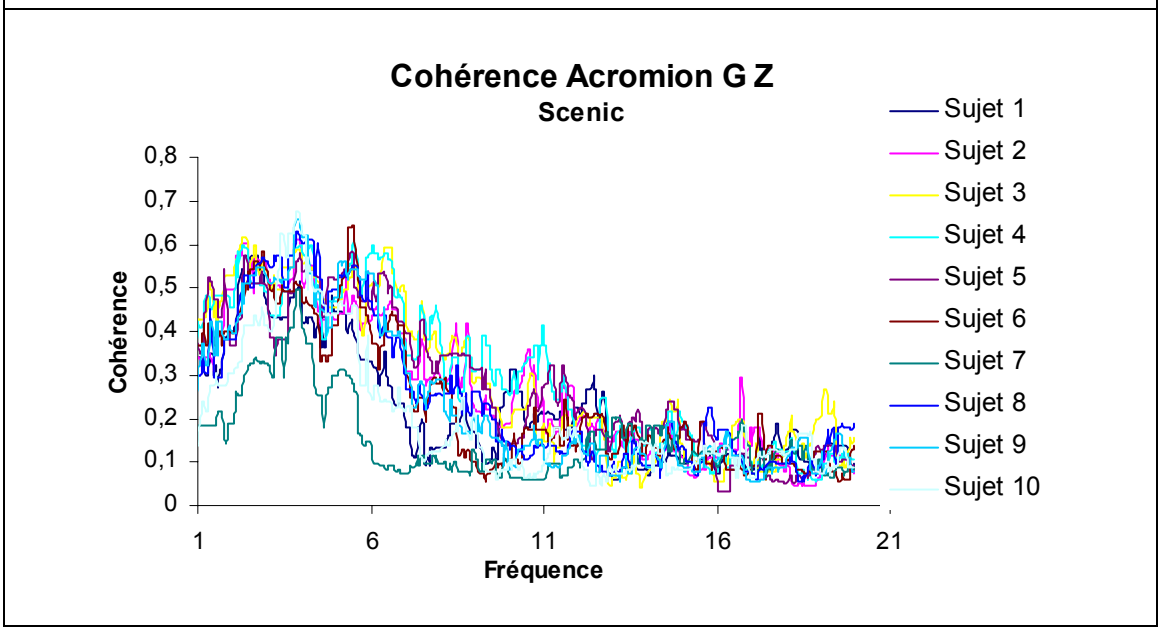

Transmissibilité EIAS D Z
Scenic
Amplitude
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

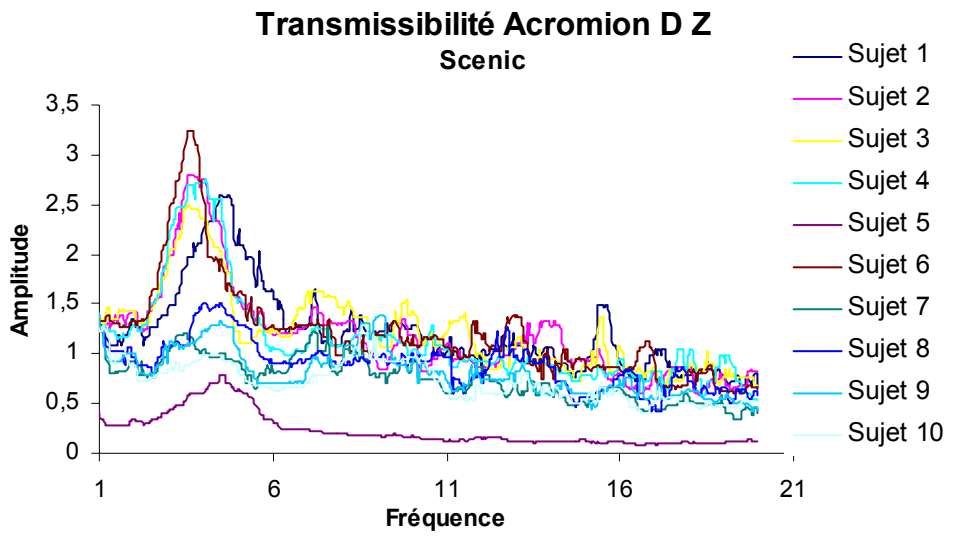

Transmissibilité EIAS D Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

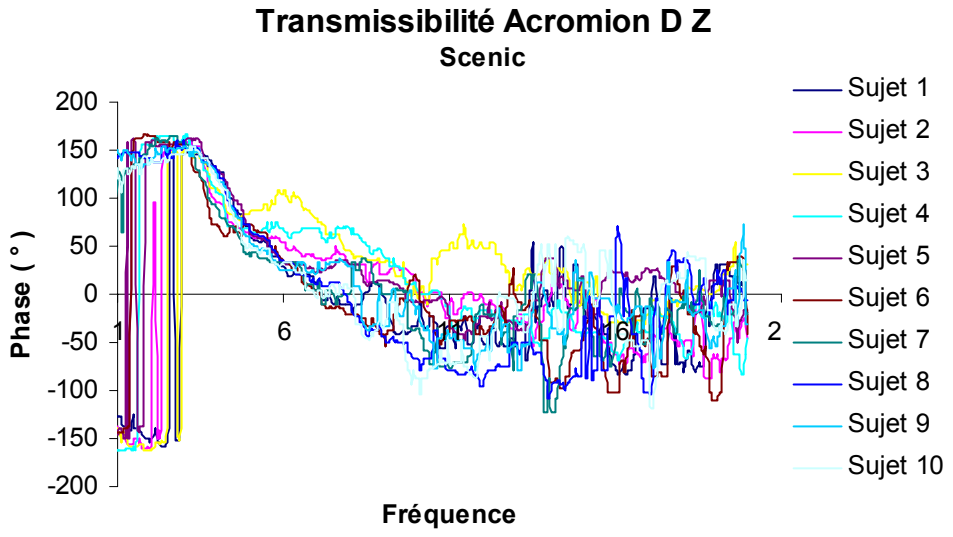

Cohérence EIAS D Z
Scenic
Cohérence
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

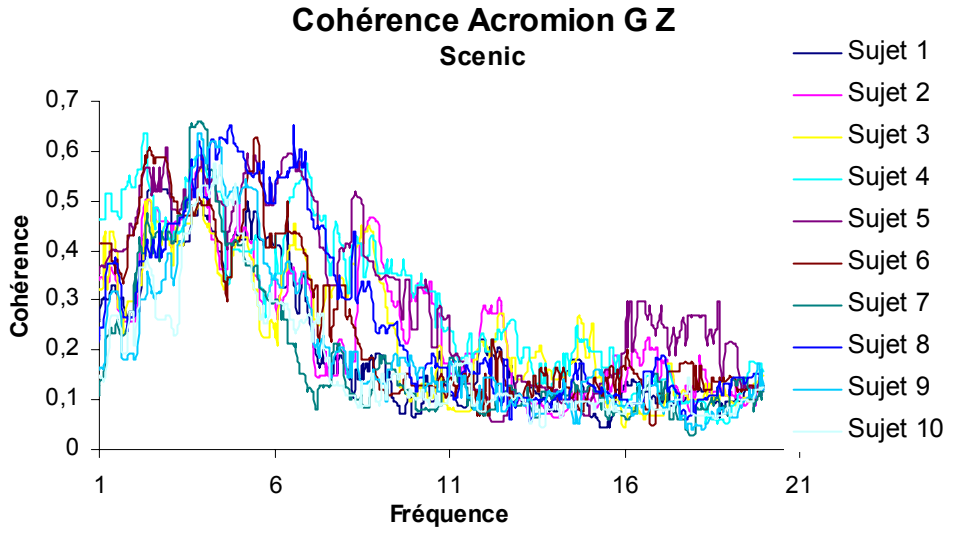

Transmissibilité Acromion G Z
Scenic
Amplitude
4
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion G Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
16
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Cohérence Acromion G Z
Scenic
Cohérence
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion D Z
Scenic
Amplitude
3,5
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Transmissibilité Acromion D Z
Scenic
Phase (°)
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
1
6
11
16
2
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10


Cohérence Acromion G Z
Scenic
Cohérence
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
1
6
11
16
21
Fréquence
Sujet 1
Sujet 2
Sujet 3
Sujet 4
Sujet 5
Sujet 6
Sujet 7
Sujet 8
Sujet 9
Sujet 10

Calcul de transmissibilité

Les graphes de transmissibilité présentés correspondent à la fonction H3 calculée comme suit :

$$H_3 = \frac{H_1 + H_2}{2} \qquad [76]$$

$$H_1 = \frac{Gxy}{Gxx} \qquad [77]$$ H_1 est le minorant de la fonction de transfert réelle.

$$H_2 = \frac{Gyx}{Gyy} \qquad [78]$$ H_2 est le majorant de la fonction de transfert réelle.

Gxy est l'intersperctre entrée sortie.
Gyx est l'interspectre sortie entrée.
Gxx est l'interspectre entrée entrée.
Gyy est l'interspectre sortie sortie.

$$COHE = \frac{H_1}{H_2} \qquad [79]$$ Définit la précision de l'encadrement, la cohérence doit être proche de 1 pour que les fonctions H_1 ou H_2 donnent une bonne approximation de la fonction de transfert. Une cohérence faible traduit la non linéarité du système dont on mesure la fonction de transfert, ou une défaillance quelconque. Nous pouvons voir sur les courbes présentées que pour certaines mesures, les cohérences sont extrêmement faibles, ceci est probablement du à la défaillance d'un accéléromètre.

Seuls les résultats de 10 sujets ont été rapportés.

VI.4 Résultats de calcul

VI.4.1 50 ème centile sans dossier

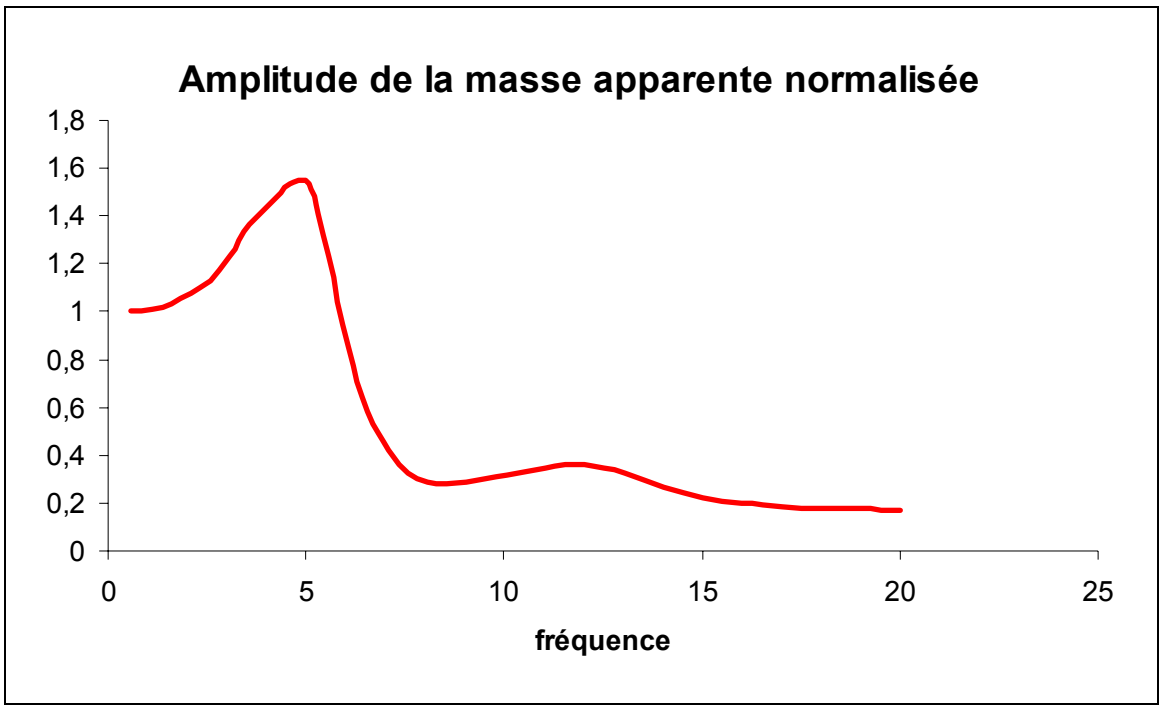
VI.4.1.1 Caractéristiques d'inertie

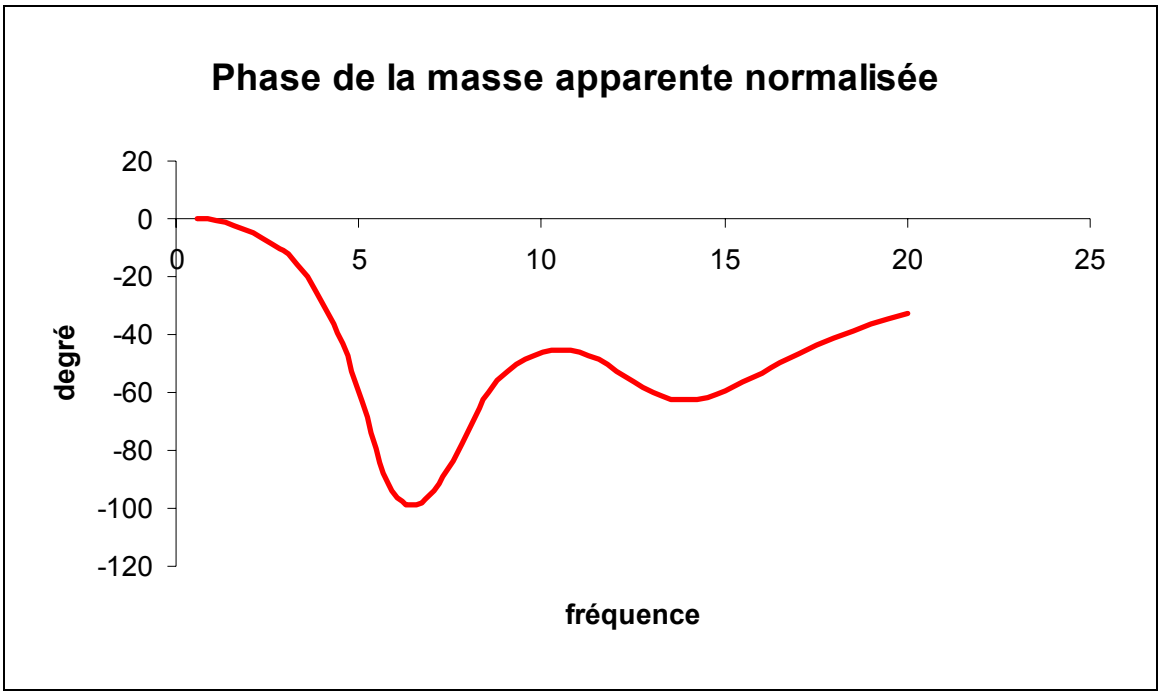
Coordonnées du centre d'inertie (m)		Moments d'inertie dans le repère global (kg.m²)		Moments d'inertie par rapport au centre d'inertie (kg.m²)	
X	0.10777	Ixx	6.517	Ixx	5.330
Y	0.26411E-04	Iyy	9.297	Iyy	7.186
Z	0.12215	Izz	4.662	Izz	3.738
		Ixy	-0.4621E-03	Ixy	-0.2357E-03
Masse Totale (kg)		Iyz	-0.1422E-03	Iyz	0.1144E-03
79.55		Izx	0.8879	Izx	1.935

Tableau 23 : Caractéristiques d'inertie 50ème centile, posture sans dossier.

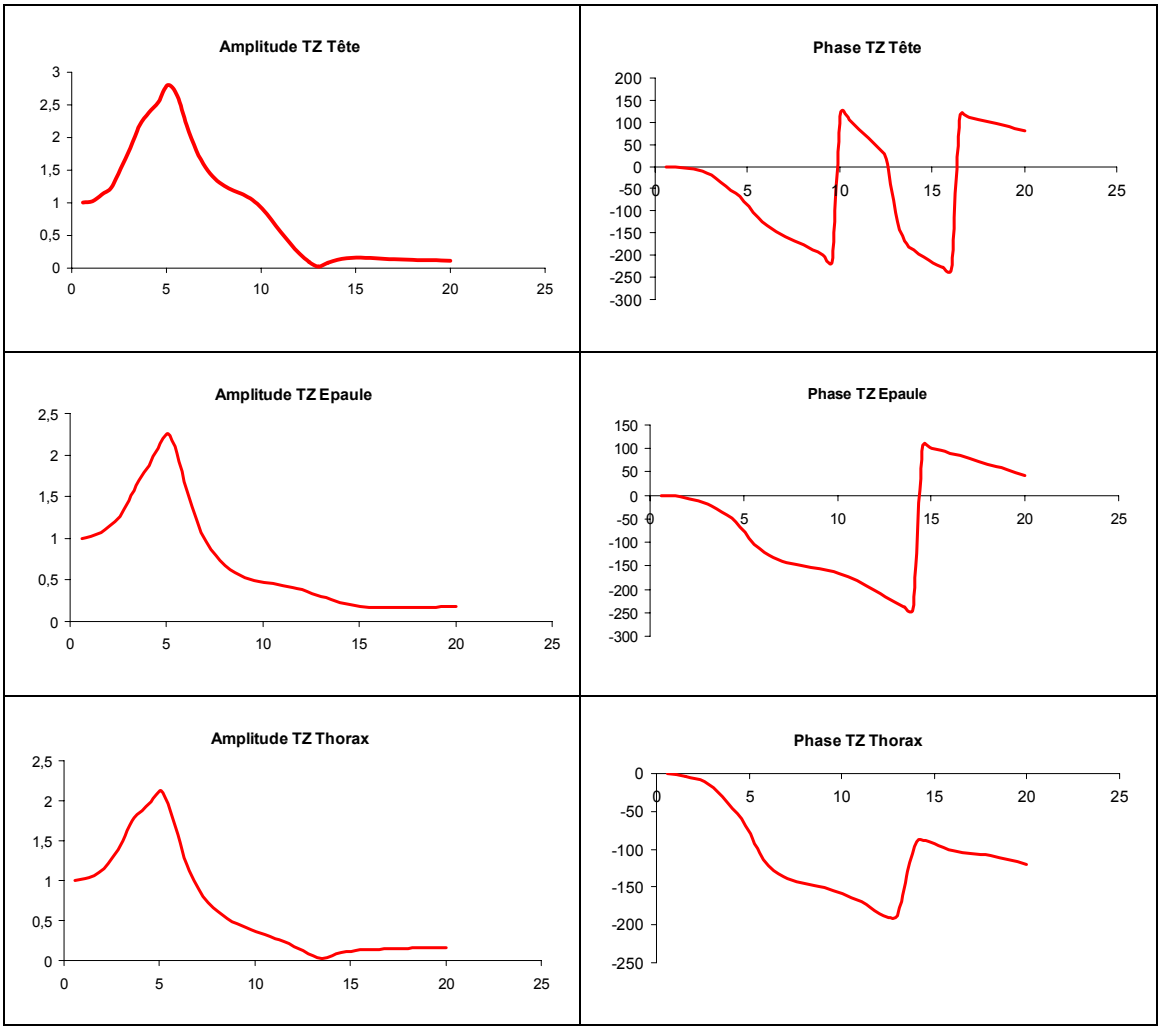
VI.4.1.2 Analyse harmonique : 50ème centile sans dossier

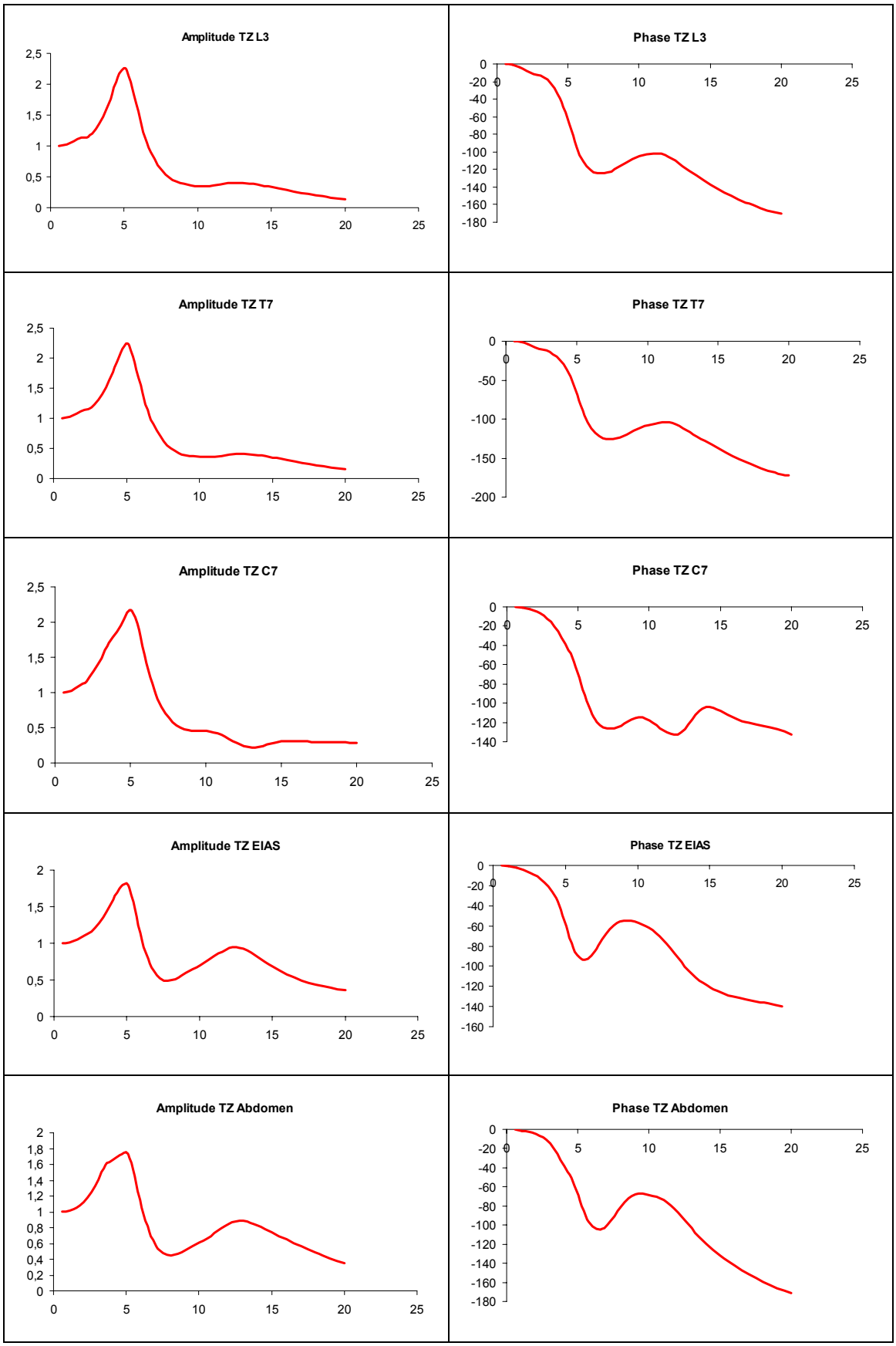
Masse apparente : 50ème centile sans dossier



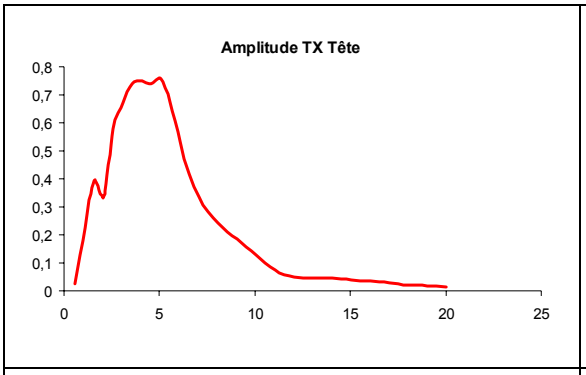


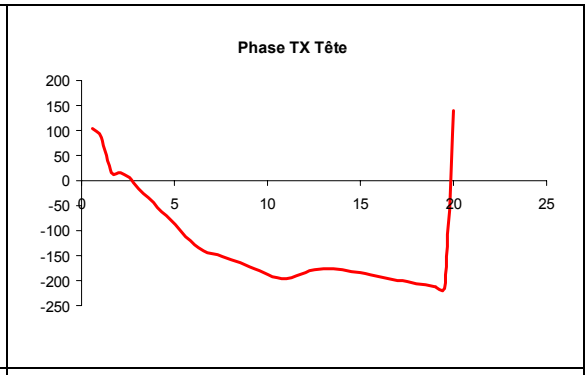
Transmissibilité verticale (Siège Z / Sement Z) : 50ème centile sans dossier

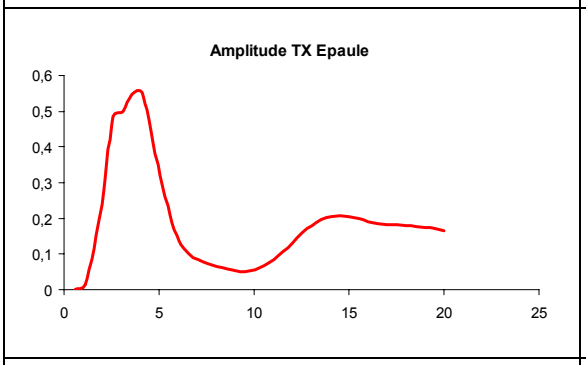


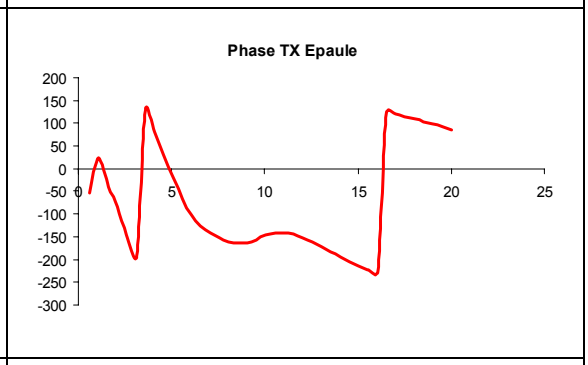

Amplitude TZ L3
Phase TZ L3
Amplitude TZ T7
Phase TZ T7
Amplitude TZ C7
Phase TZ C7
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen

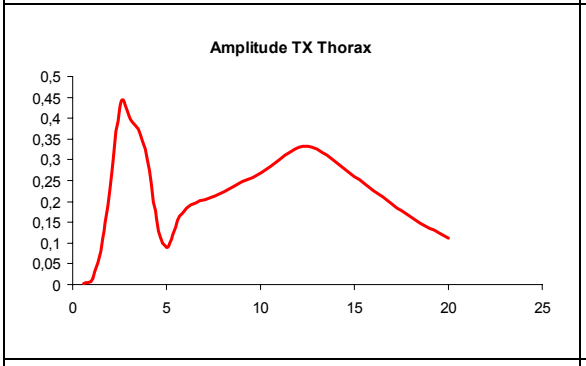
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : 50ème centile sans dossier

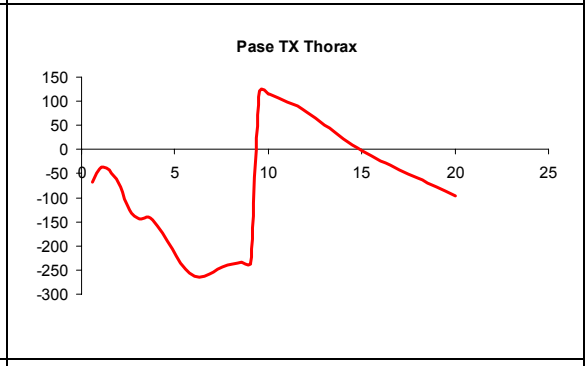


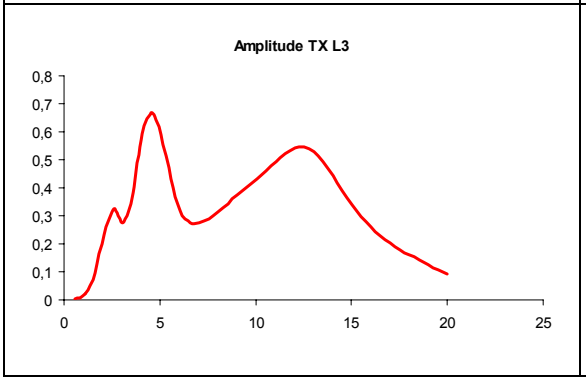


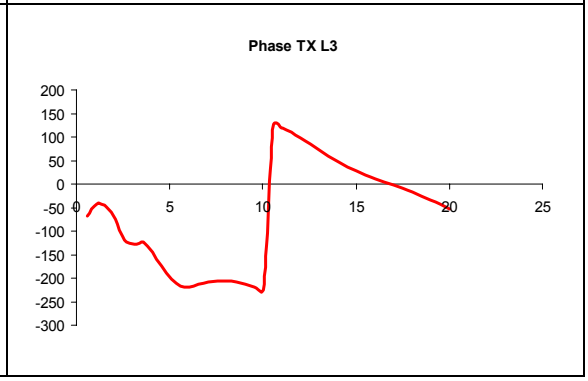


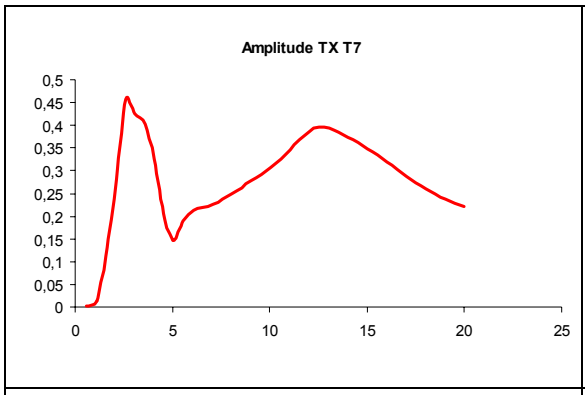


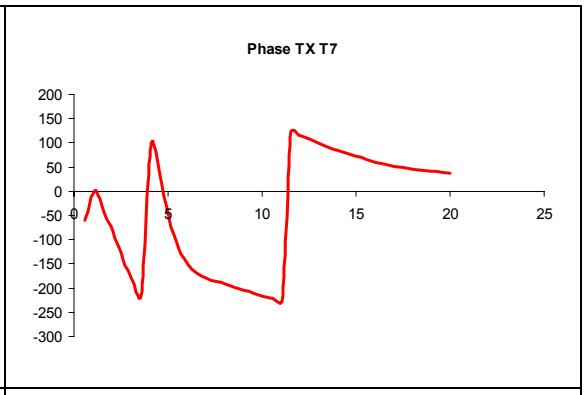


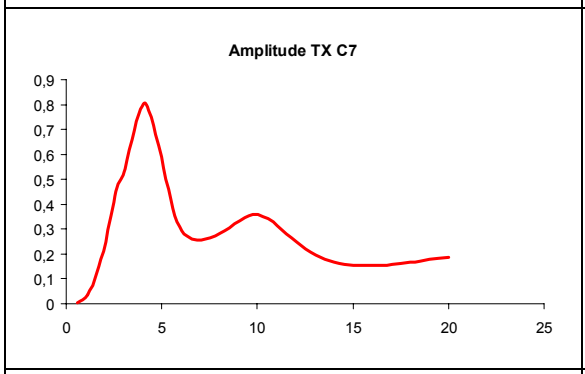


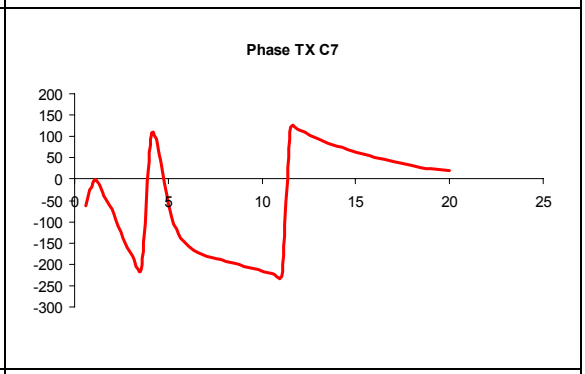


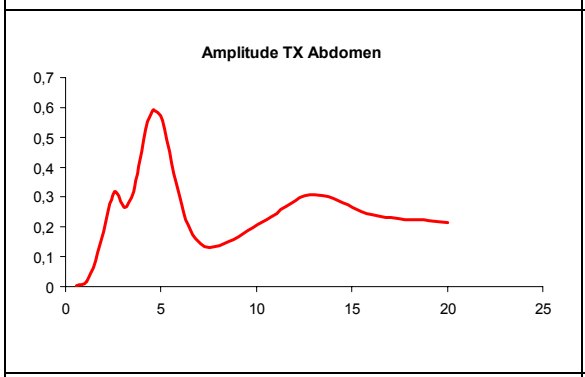


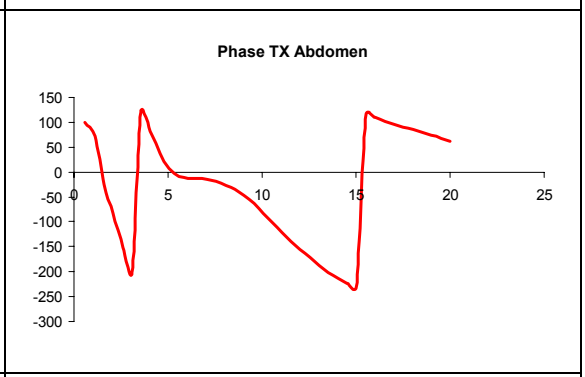

Amplitude TX T7
0,5
0,45
0,4
0,35
0,3
0,25
0,2
0,15
0,1
0,05
0
0
5
10
15
20
25

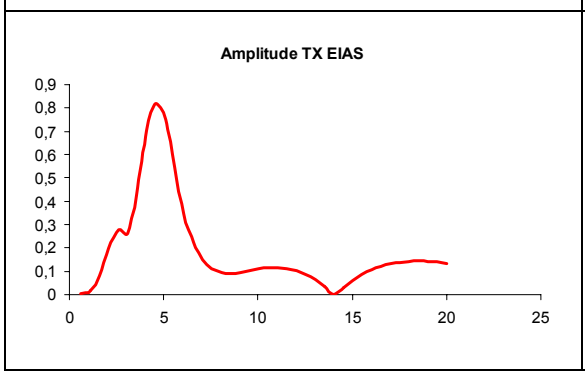

Phase TX T7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

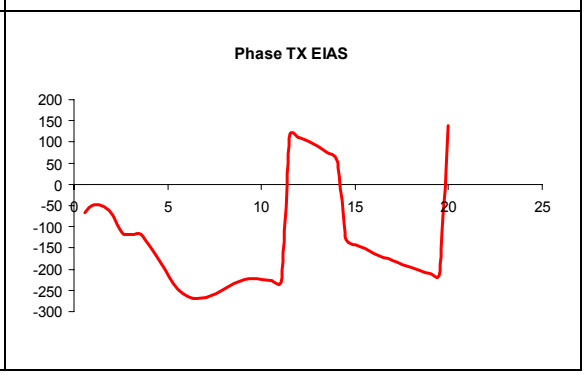

Amplitude TX C7
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX C7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

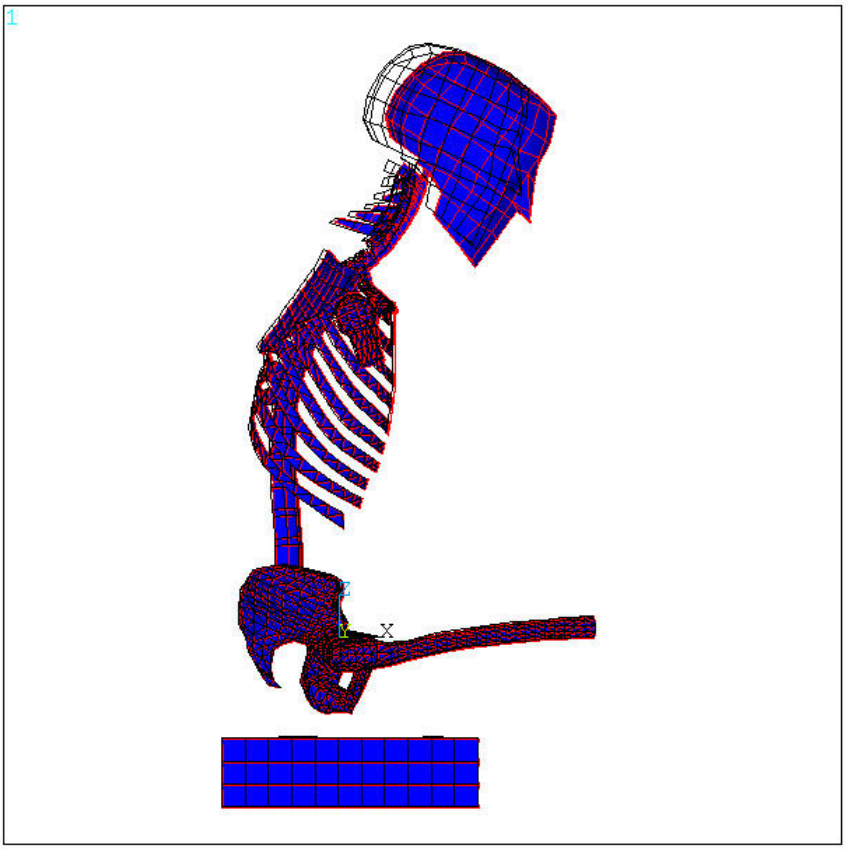

Amplitude TX Abdomen
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX Abdomen
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25


Amplitude TX EIAS
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25

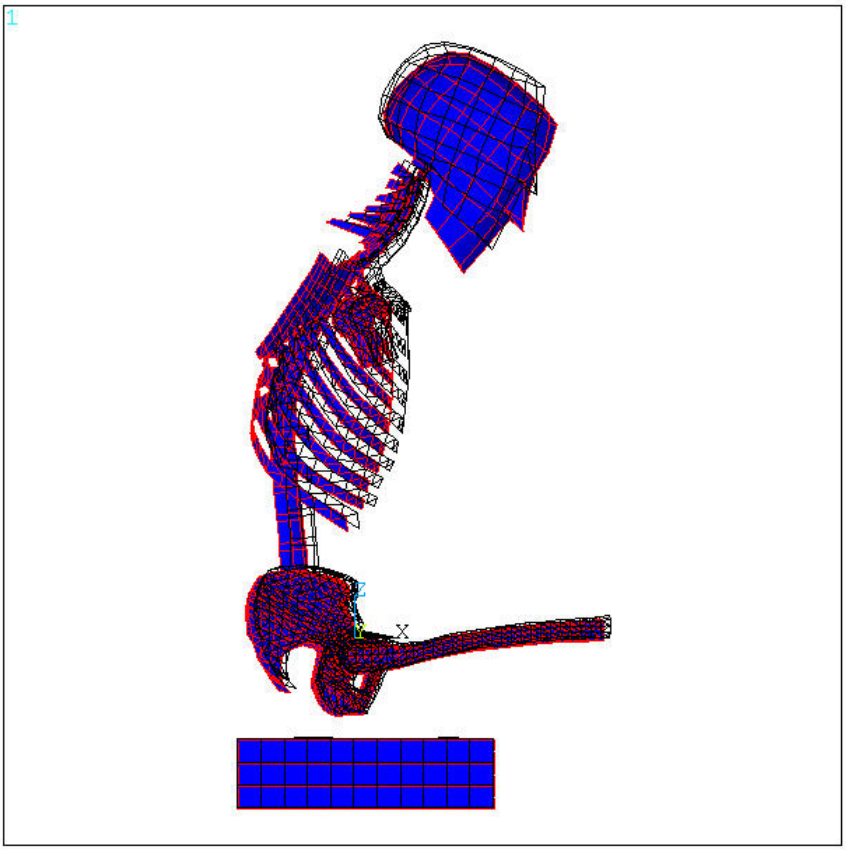

Phase TX EIAS
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

VI.4.1.3 Analyse modale : 50ème centile sans dossier



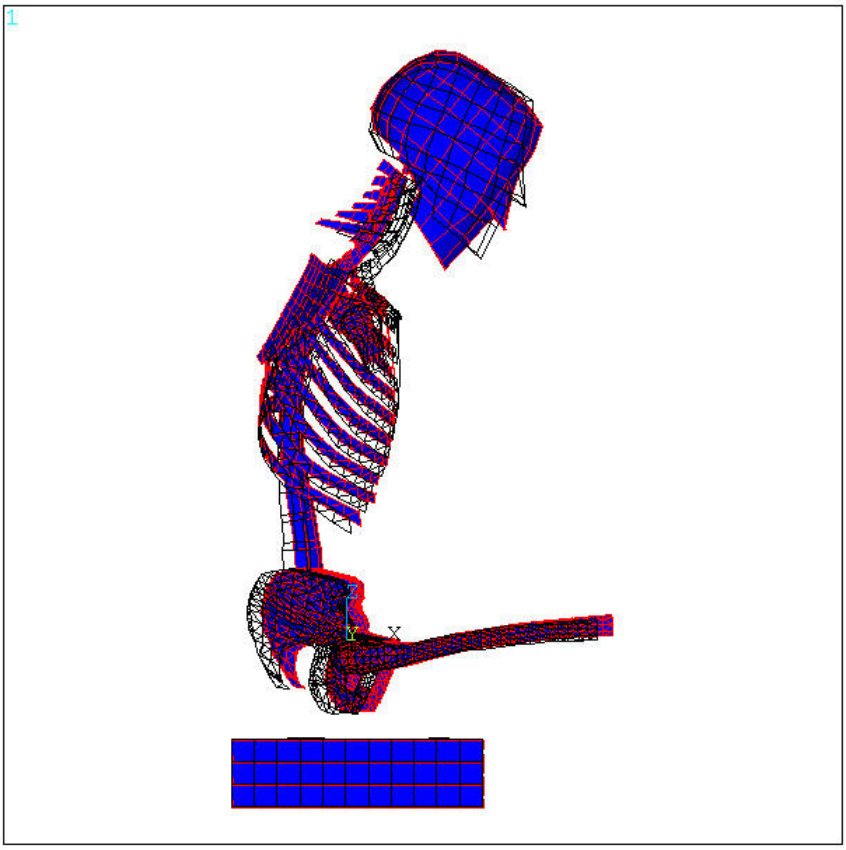
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:03
PLOT NO. 21
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.336
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.665663

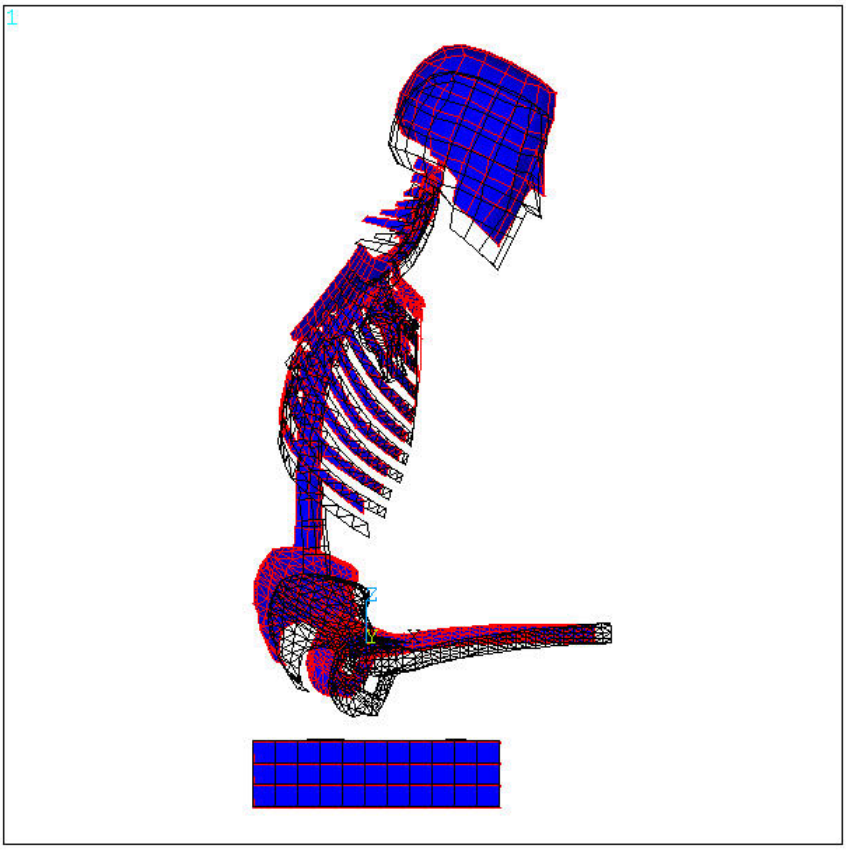
DSCA=.071934
YV =-1
DIST=.526478
XF =.102514
ZF =.265616
Z-BUFFER

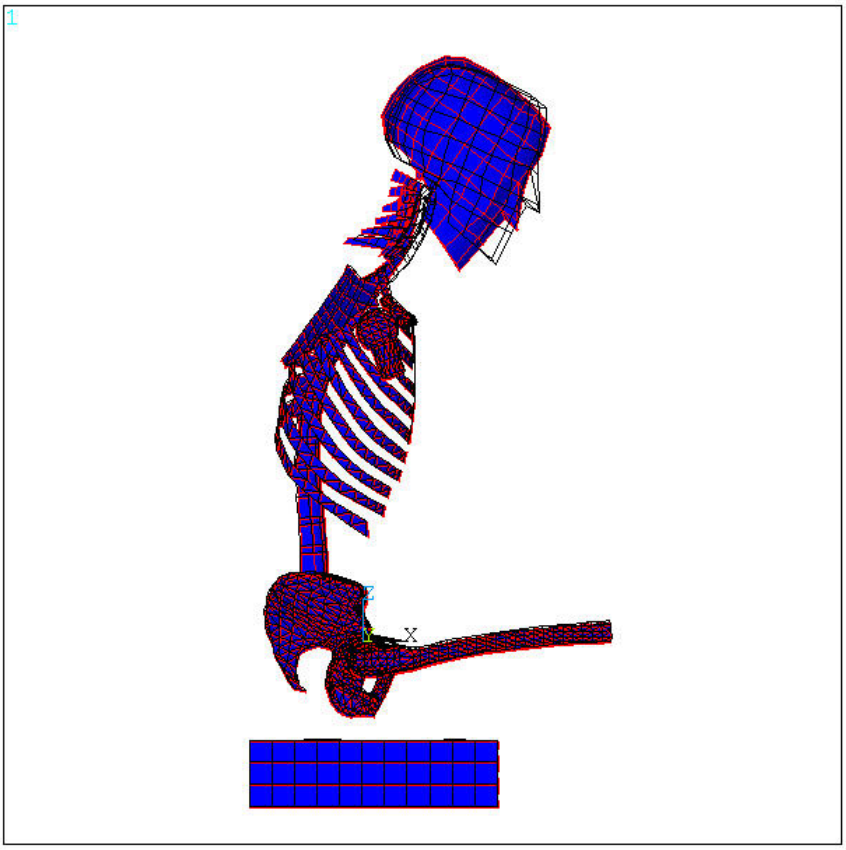


ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:08
PLOT NO. 22
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=2.438
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.381509

DSCA=.125511
YV =-1
DIST=.525855
XF =.082797
ZF =.26505
Z-BUFFER

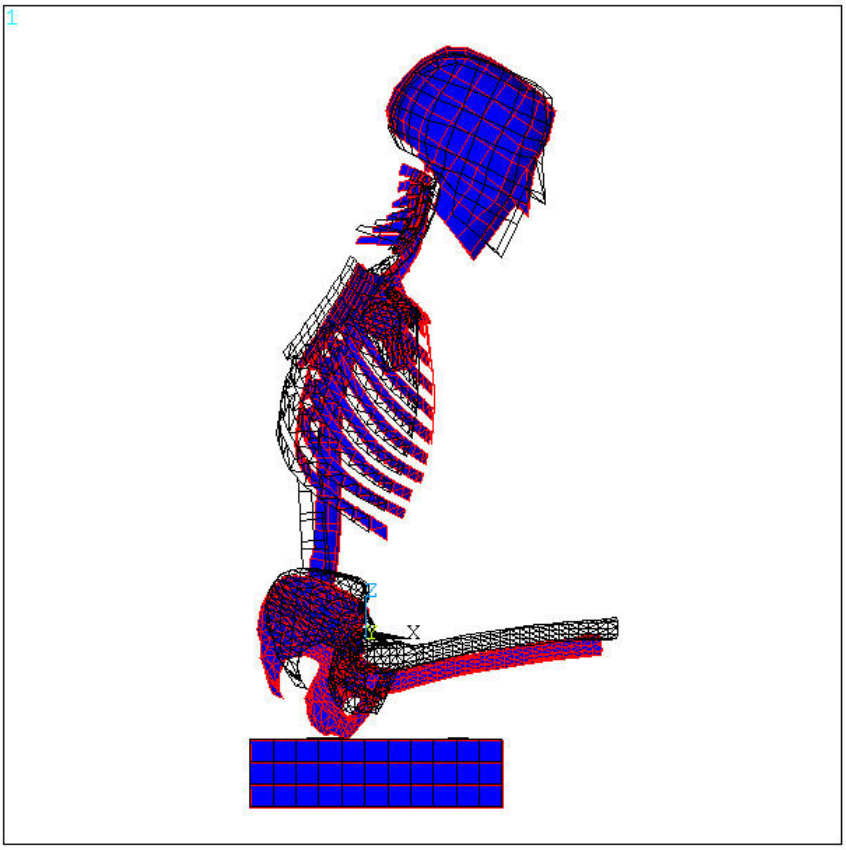

1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:13
PLOT NO. 23
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=3.968
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.237827
DSCA=.201337
YV =-1
DIST=.536037
XF =.095402
ZF =.274307
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:18
PLOT NO. 24
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=5.053
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.168105
DSCA=.284842
YV =-1
DIST=.546626
XF =.072654
ZF =.283933
Z-BUFFER



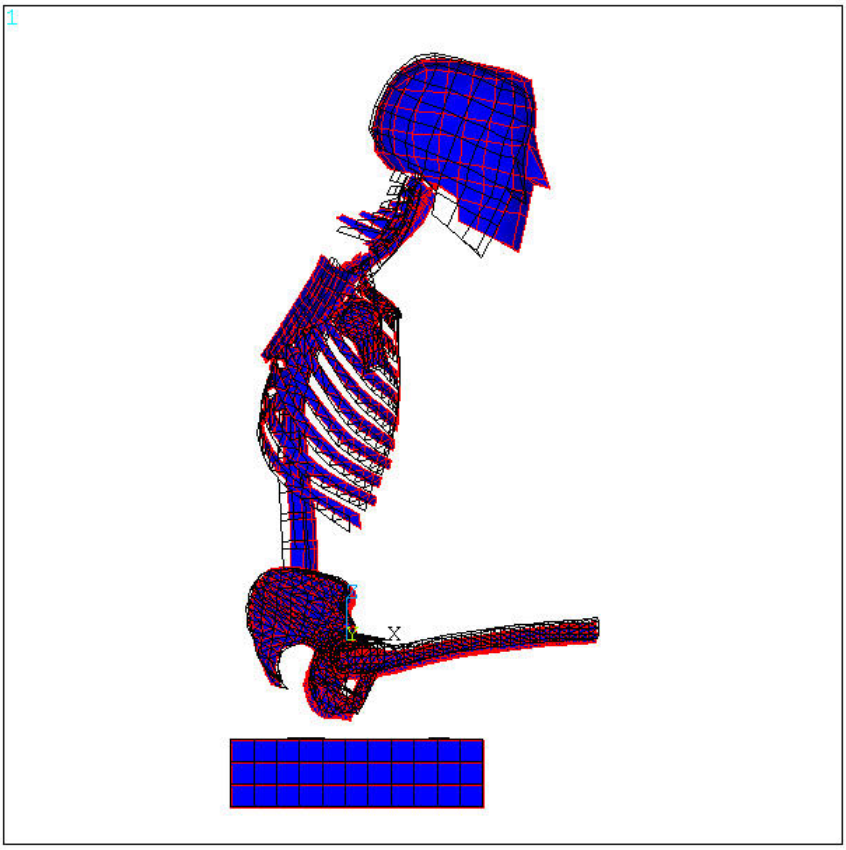
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:39
PLOT NO. 28
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.867
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.176

DSCA=.040716
YV =-1
DIST=.54148
XF =.074855
ZF =.279255
Z-BUFFER



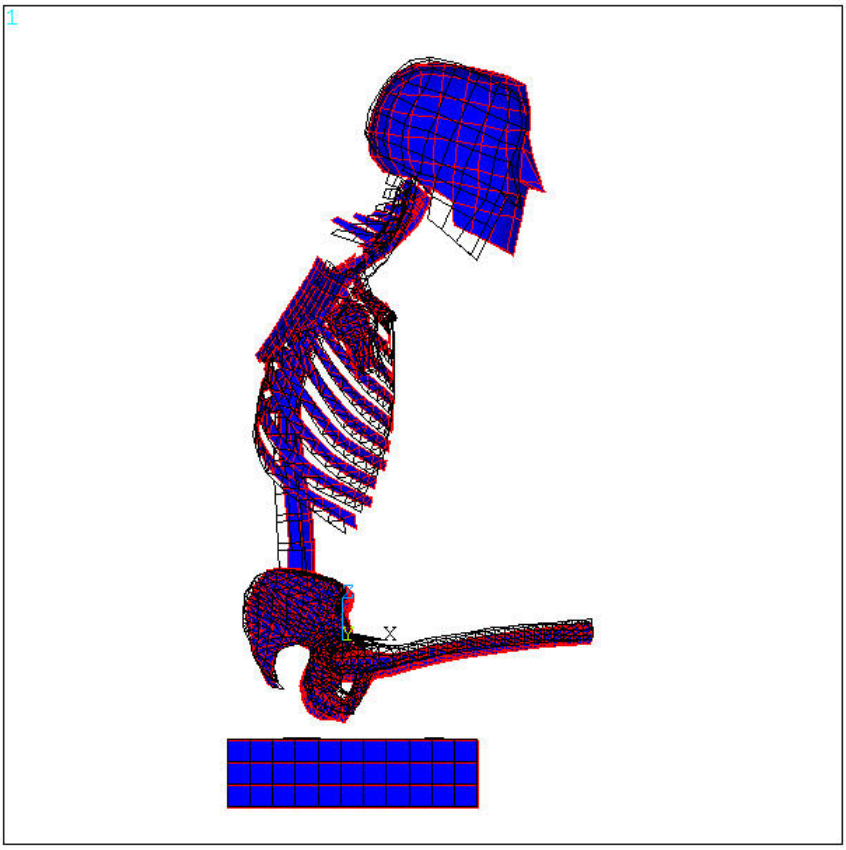
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:44
PLOT NO. 29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=11.617
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.174148

DSCA=.274959
YV =-1
DIST=.533544
XF =.070231
ZF =.27204
Z-BUFFER



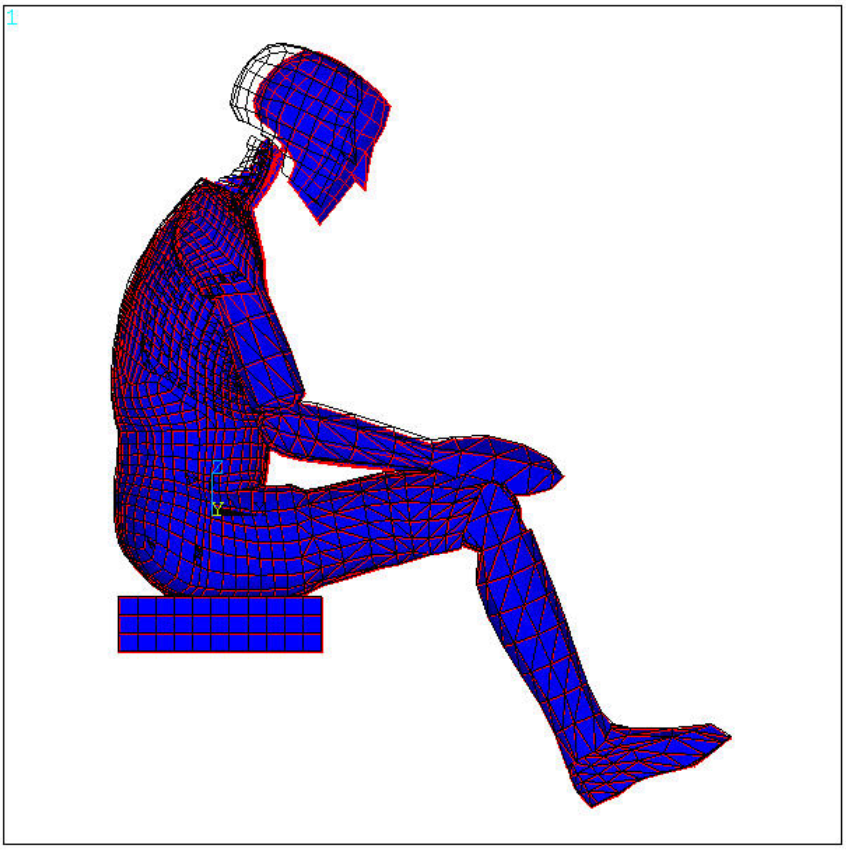
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:48
PLOT NO. 30
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =10
FREQ=13.306
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.236922

DSCA=.202107
YV =-1
DIST=.533905
XF =.095221
ZF =.272368
Z-BUFFER



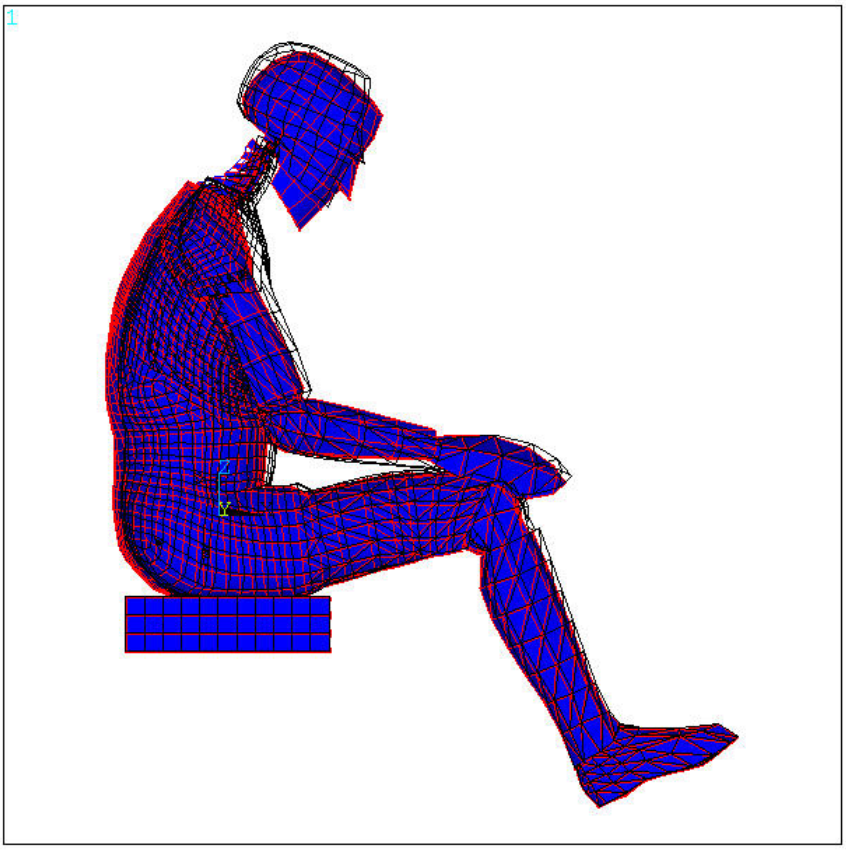
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:01:58
PLOT NO. 32
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=13.572
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.458682

DSCA=.104394
YV =-1
DIST=.536929
XF =.101667
ZF =.275118
Z-BUFFER



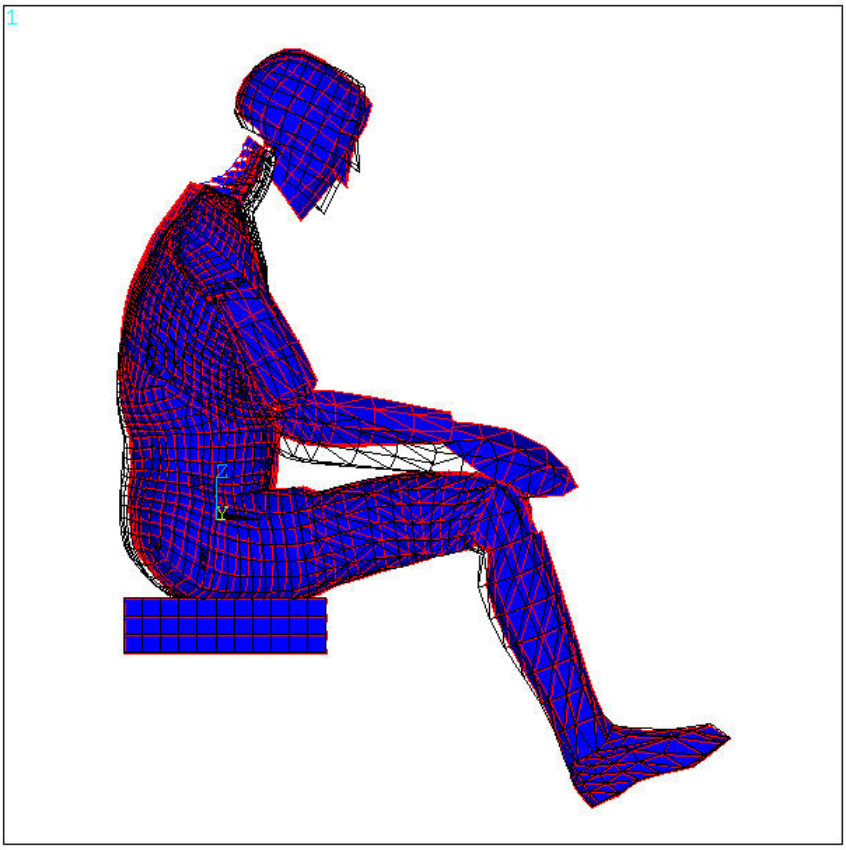
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:04:45
PLOT NO. 63
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.336
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.665663

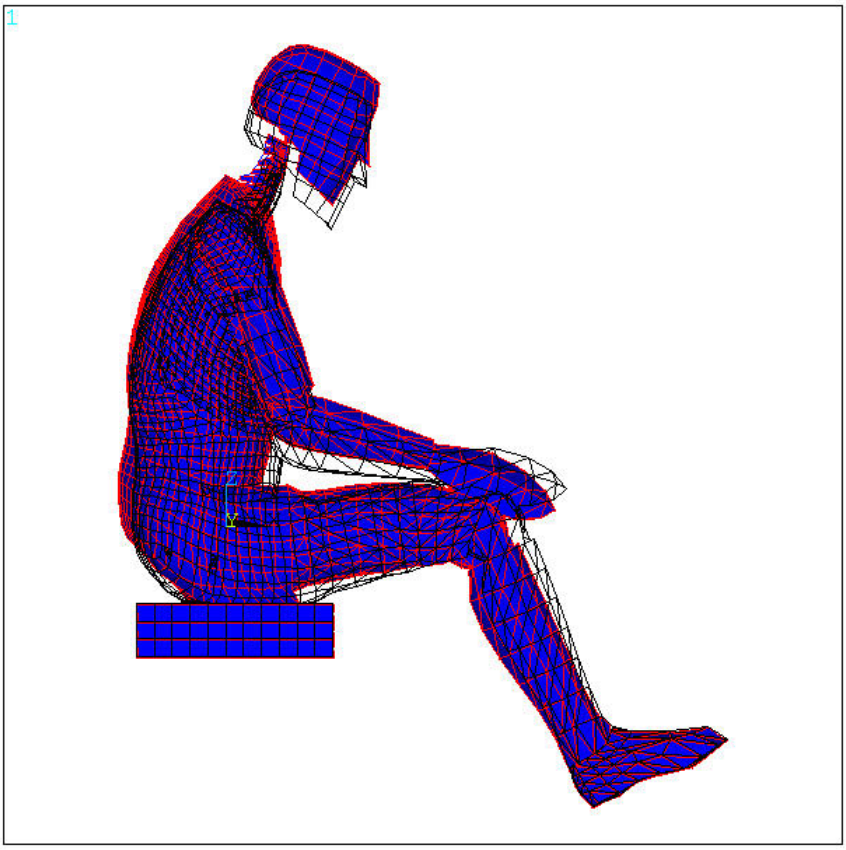
DSCA=.090414
YV =-1
DIST=.661738
XF =.329754
ZF =.14254
Z-BUFFER

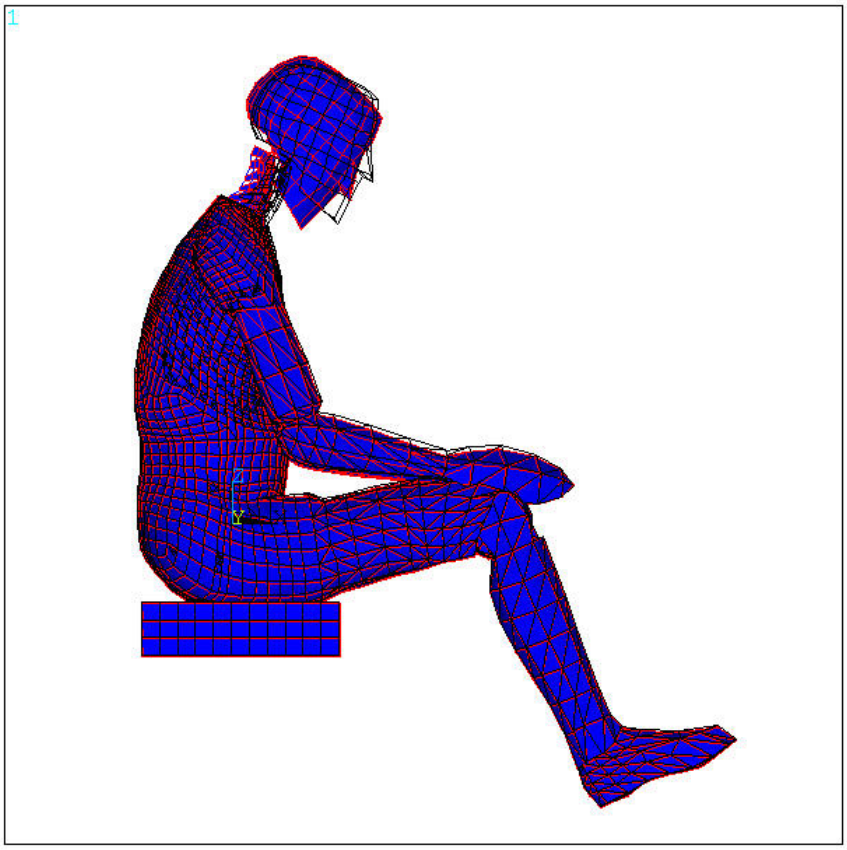


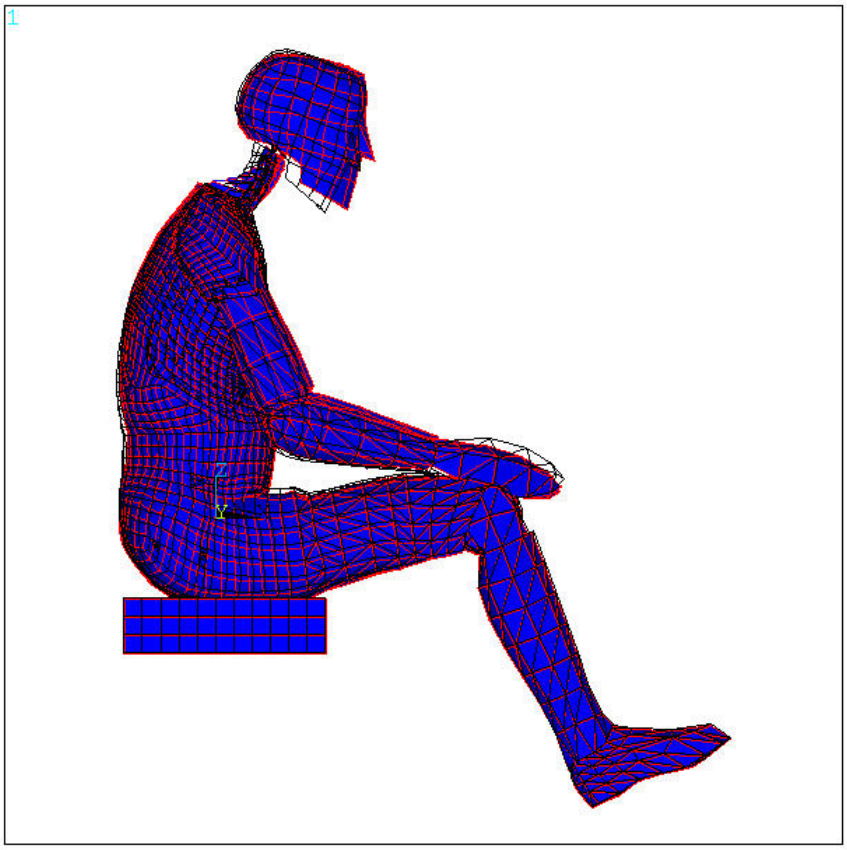
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:04:51
PLOT NO. 64
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=2.438
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.381509

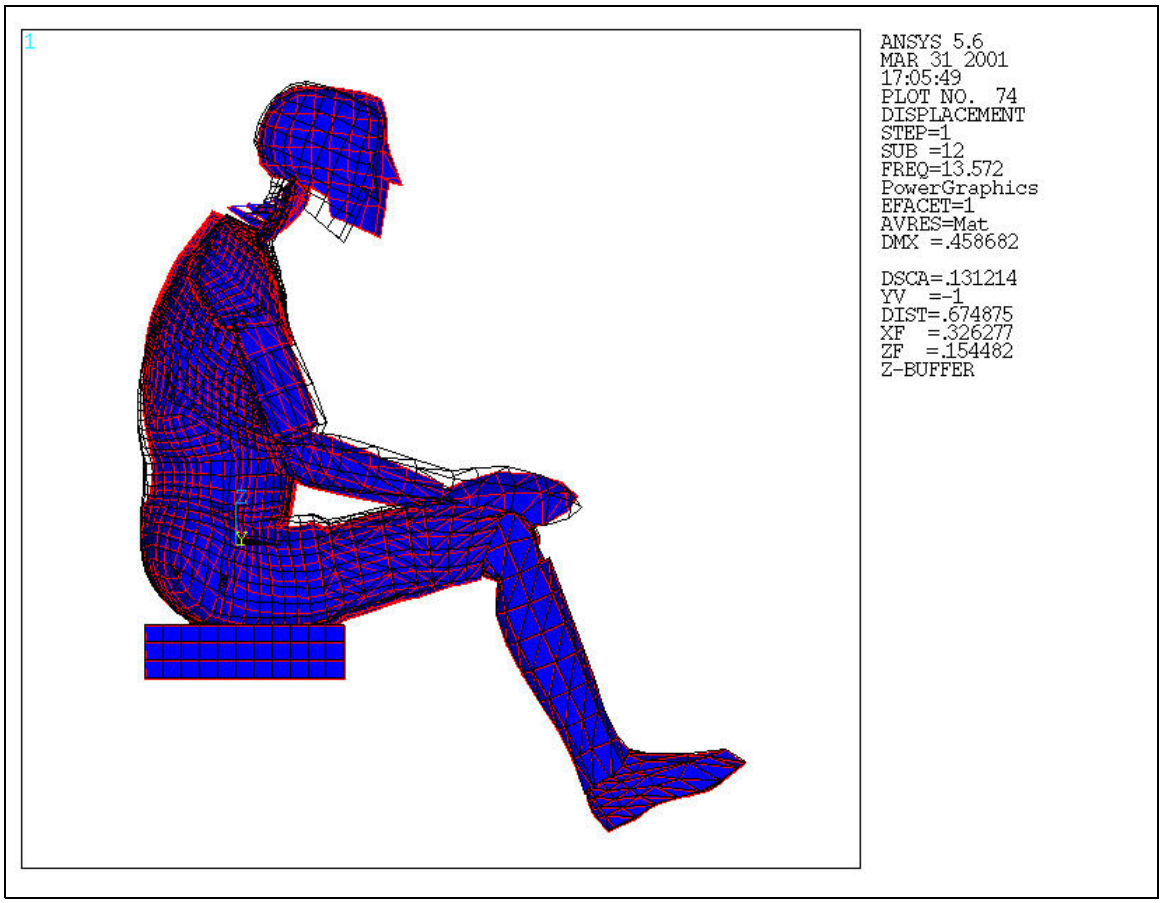
DSCA=.157757
YV =-1
DIST=.660955
XF =.317966
ZF =.141828
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:04:57
PLOT NO. 65
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=3.968
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.372566
DSCA=.161543
YV =-1
DIST=.669517
XF =.326437
ZF =.149612
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:05:03
PLOT NO. 66
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=5.053
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.172872
DSCA=.34815
YV =-1
DIST=.686373
XF =.318438
ZF =.164935
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:05:26
PLOT NO. 70
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.867
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.176
DSCA=.051177
YV =-1
DIST=.680595
XF =.307815
ZF =.159682
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:05:38
PLOT NO. 72
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =10
FREQ=13.306
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.38538
DSCA=.156172
YV =-1
DIST=.667594
XF =.327215
YF =.00789
ZF =.147863
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAR 31 2001
17:05:49
PLOT NO. 74
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=13.572
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.458682
DSCA=.131214
YV =-1
DIST=.674875
XF =.326277
ZF =.154482
Z-BUFFER

VI.4.2 50 ème centile avec dossier 100°

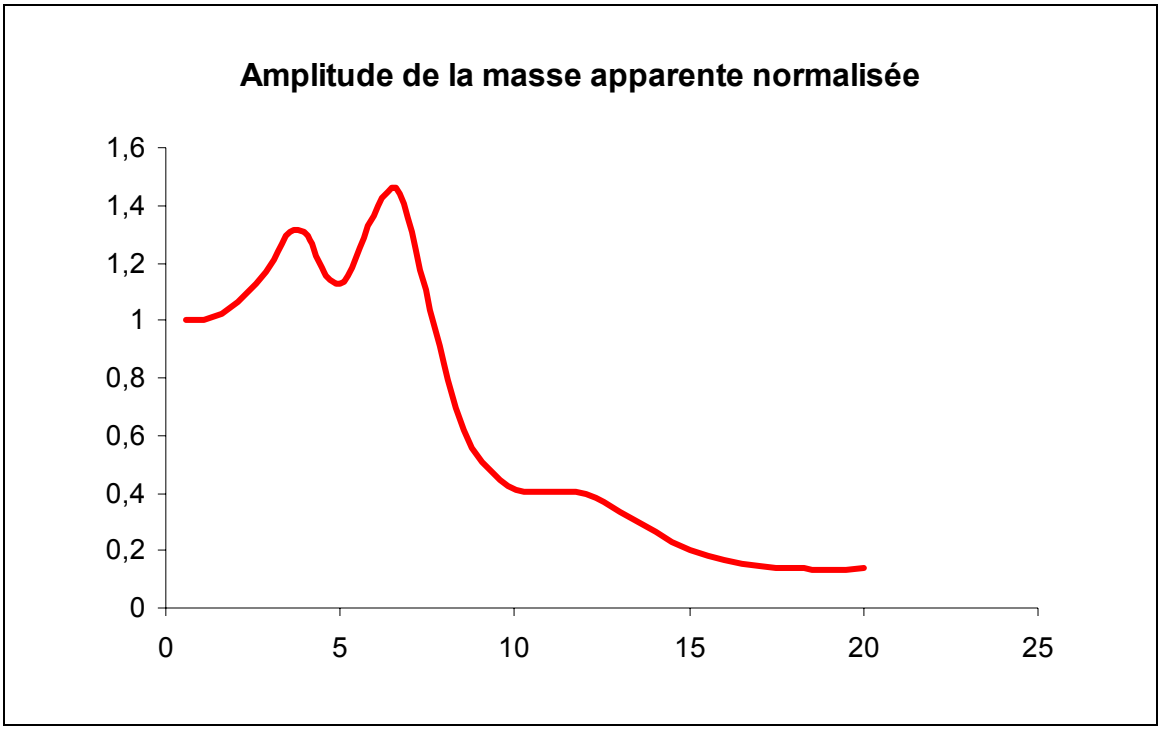
VI.4.2.1 Caractéristiques d'inertie

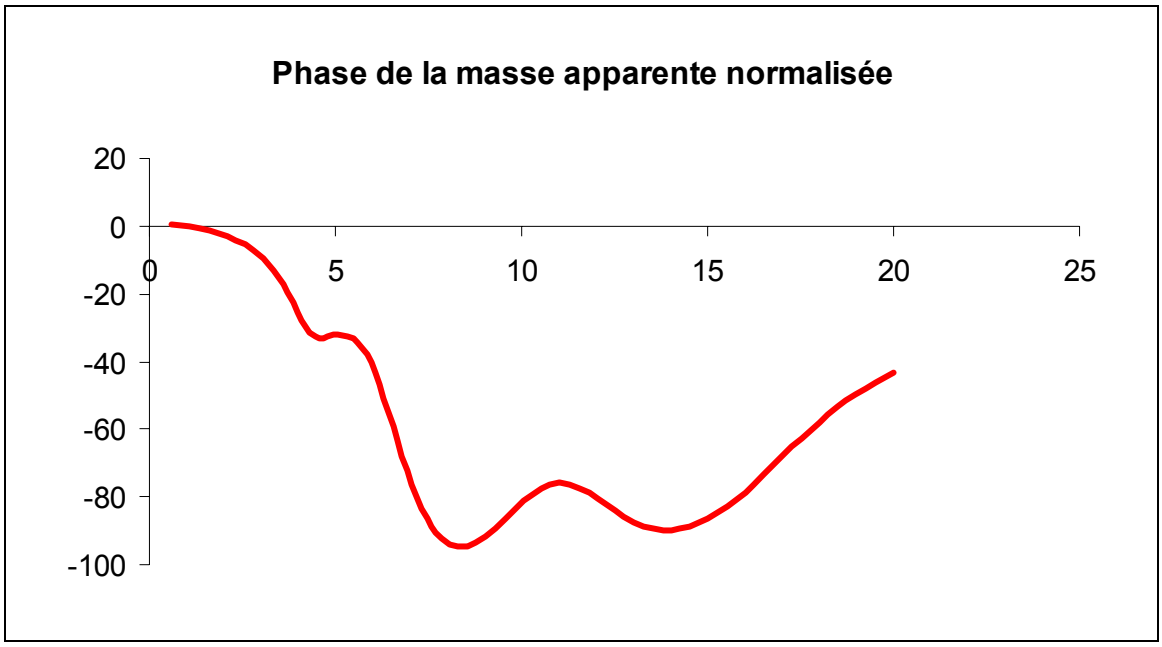
Coordonnées du centre d'inertie (m)		Moments d'inertie dans le repère global (kg.m²)		Moments d'inertie par rapport au centre d'inertie (kg.m²)	
X	0.31969E-01	Ixx	5.258	Ixx	3.735
Y	-0.17003E-05	Iyy	9.296	Iyy	7.692
Z	0.13837	Izz	5.922	Izz	5.841
		Ixy	0.2028E-04	Ixy	0.1596E-04
Masse Totale (kg)		Iyz	0.2233E-04	Iyz	0.3617E-05
79.55		Izx	2.017	Izx	2.369

Tableau 24 : Caractéristiques d'inertie 50ème centile, posture avec dossier 100°.

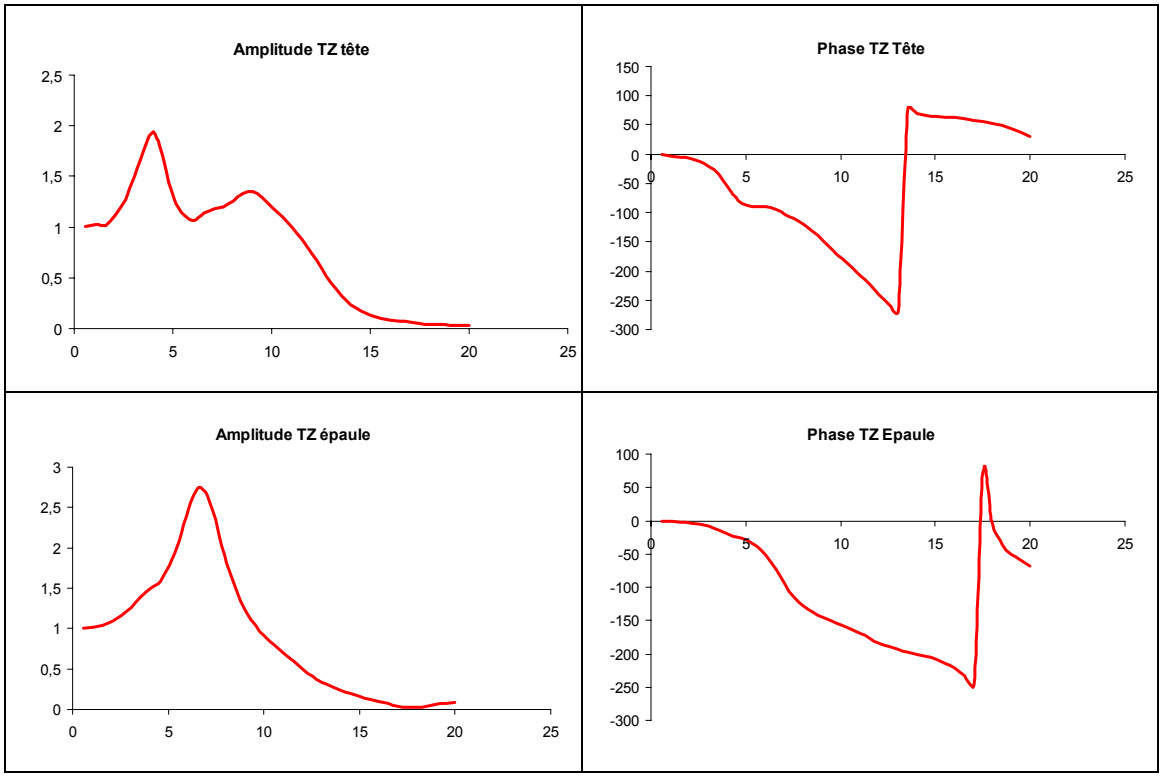
VI.4.2.2 Analyse harmonique : 50ème centile dossier 100°

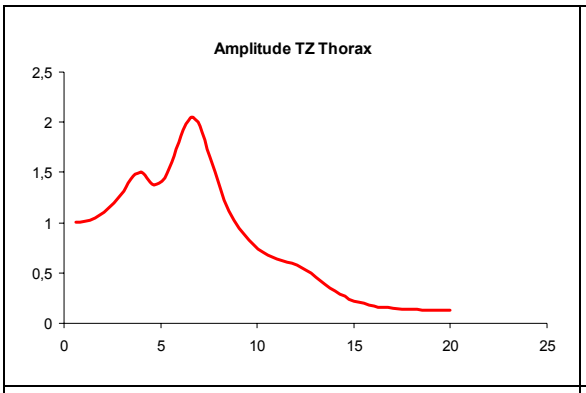
Masse apparente : 50ème centile dossier 100°

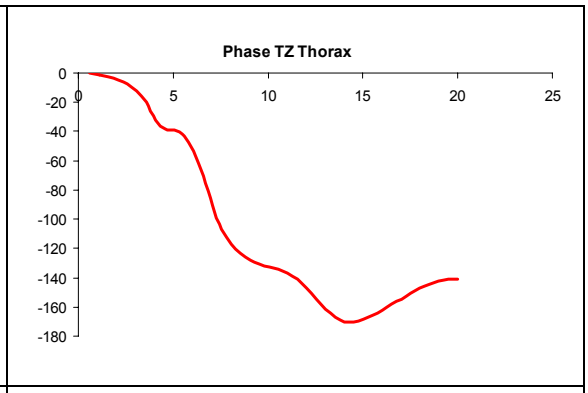


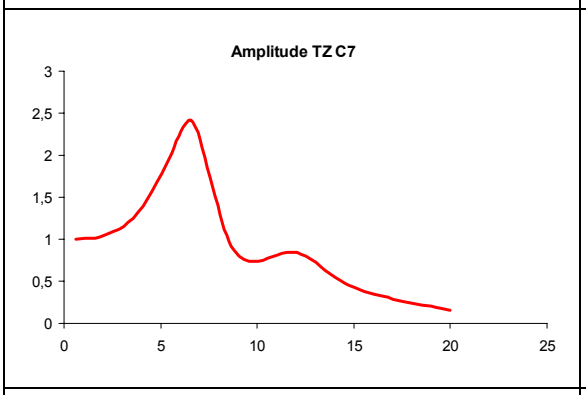


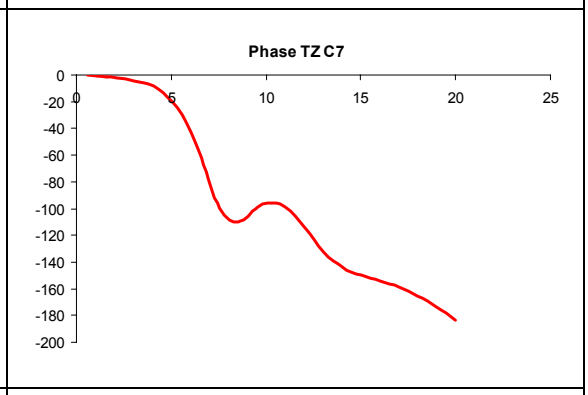
Transmissibilité verticale (Siège Z / Segment Z) : 50ème centile dossier 100°

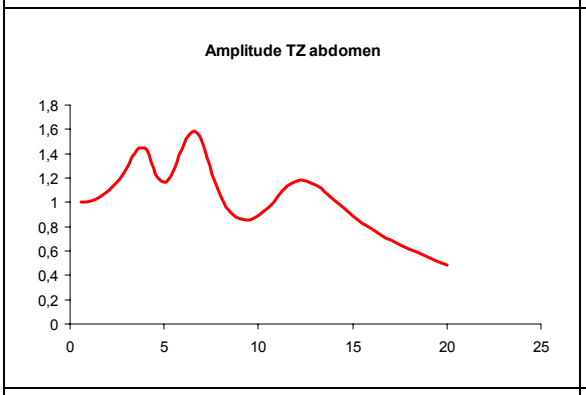


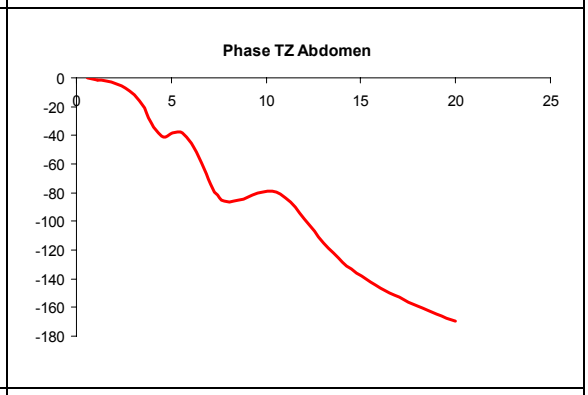

Amplitude TZ Thorax
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

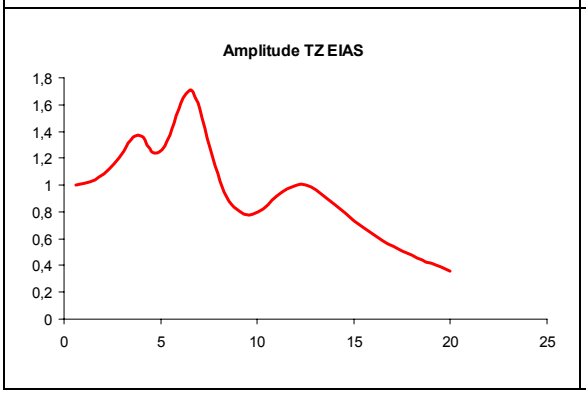

Phase TZ Thorax
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
-180
0
5
10
15
20
25

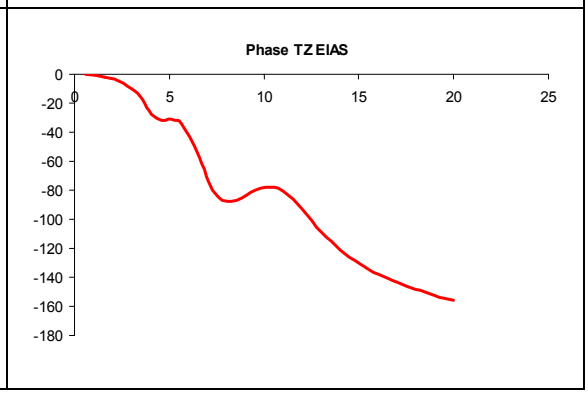

Amplitude TZ C7
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
-180
-200
0
5
10
15
20
25

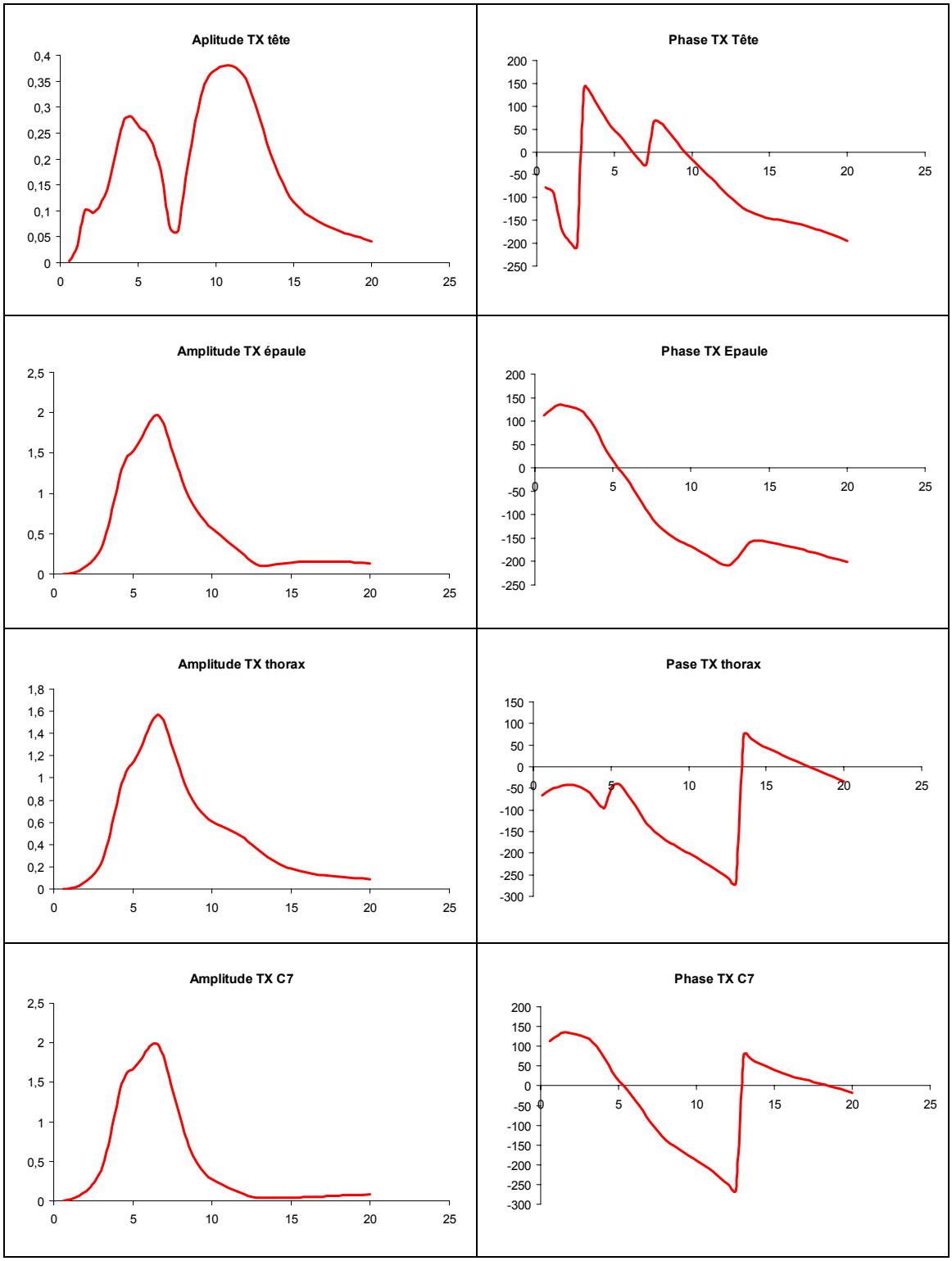

Amplitude TZ abdomen
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

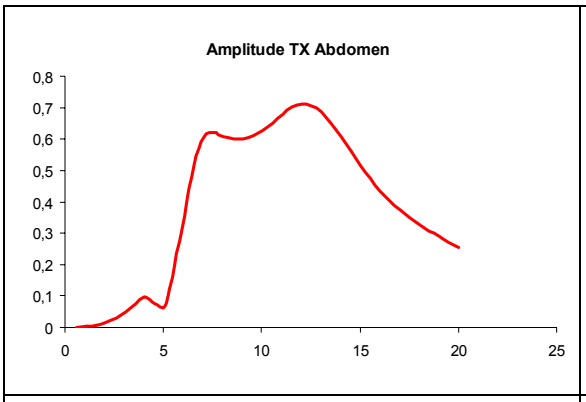

Phase TZ Abdomen
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
-180
0
5
10
15
20
25

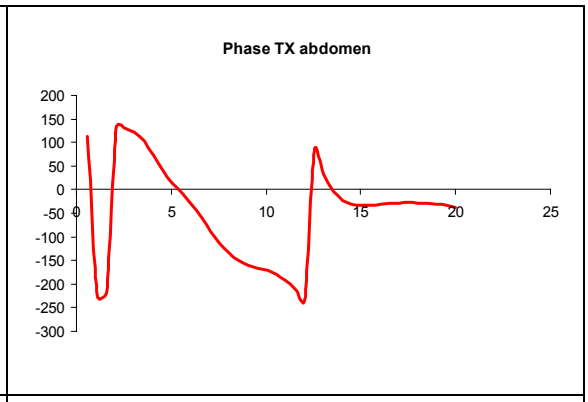

Amplitude TZ EIAS
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

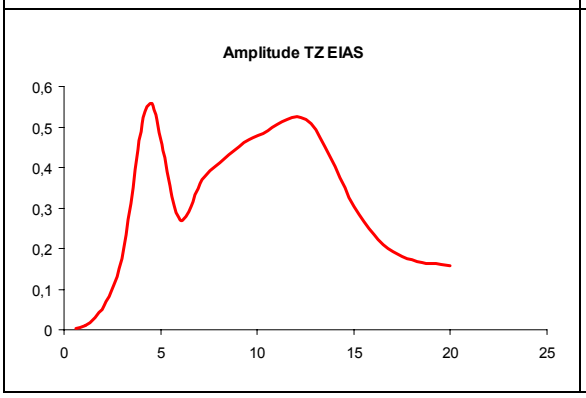

Phase TZ EIAS
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
-180
0
5
10
15
20
25

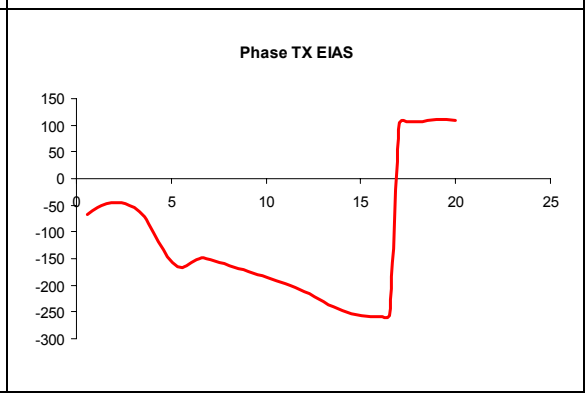
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z/ Segment X) : 50ème centile dossier 100°



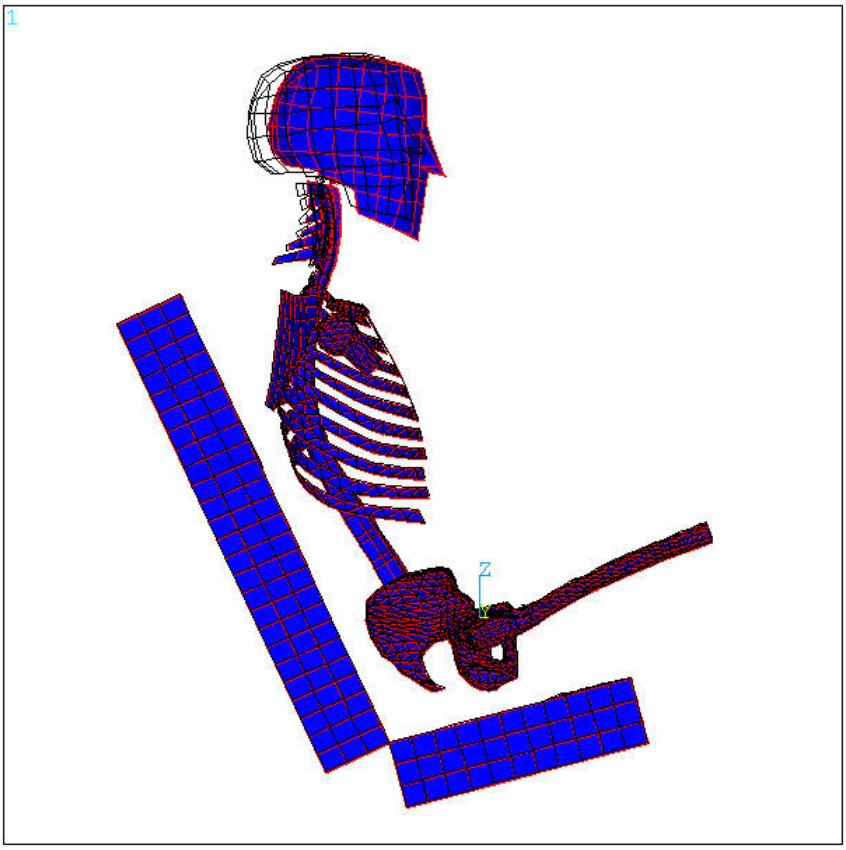

Amplitude TX Abdomen
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX abdomen
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25


Amplitude TZ EIAS
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25

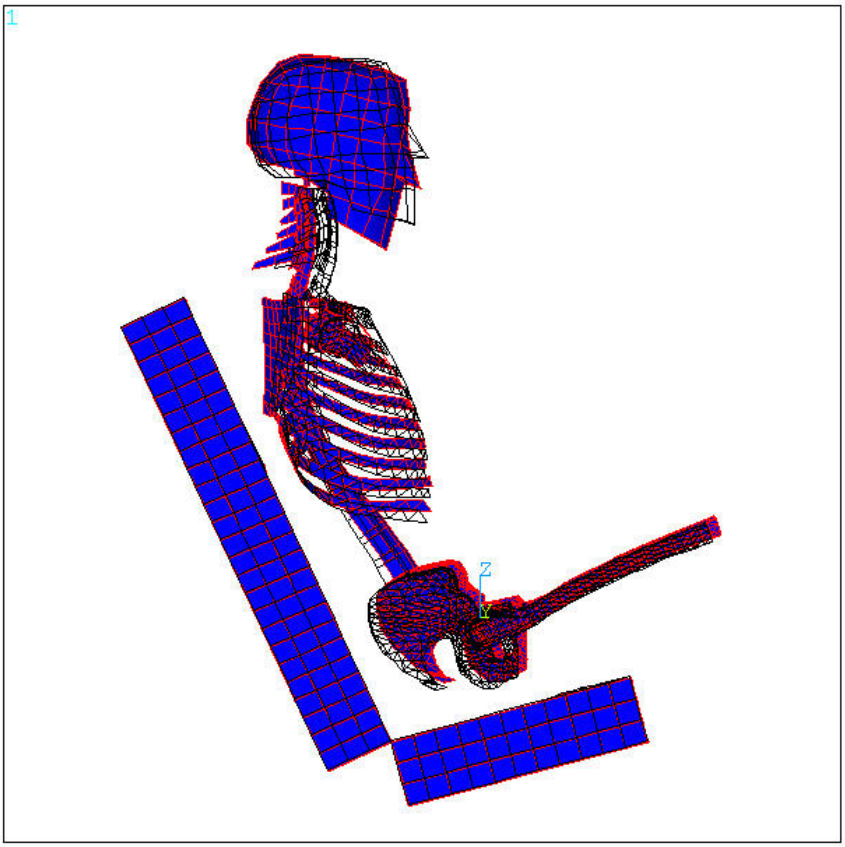

Phase TX EIAS
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

VI.4.2.3 Analyse modale : 50ème centile dossier 100°



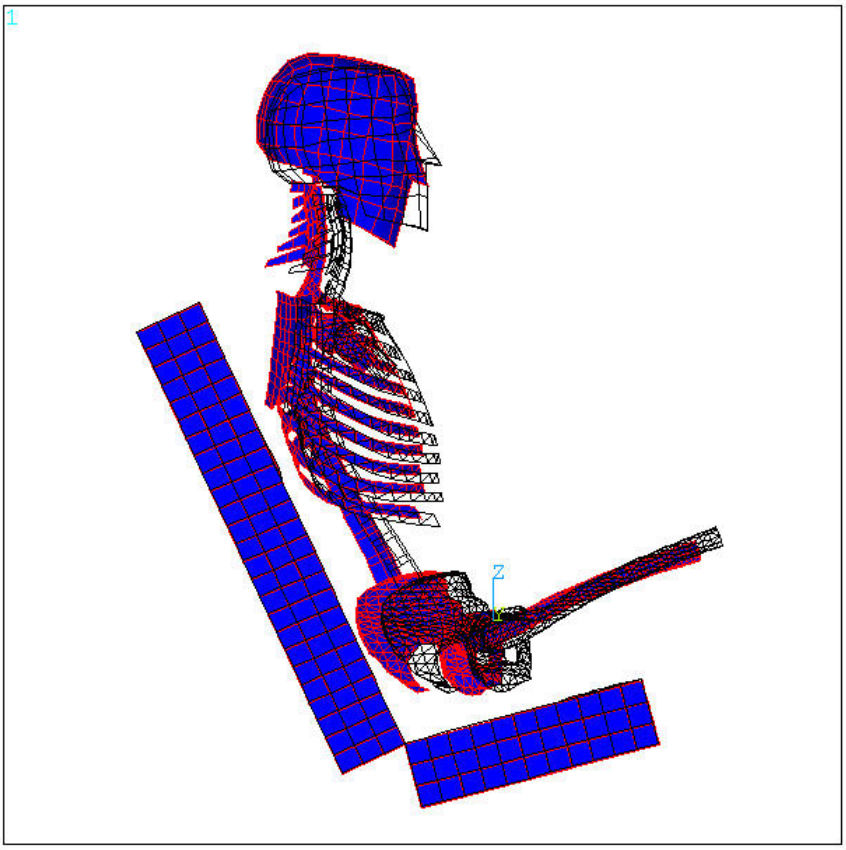
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:46:49
PLOT NO. 21
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.427
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.728916

DSCA=.066252
YV =-1
DIST=.53866
XF =-.074533
ZF =.246621
Z-BUFFER



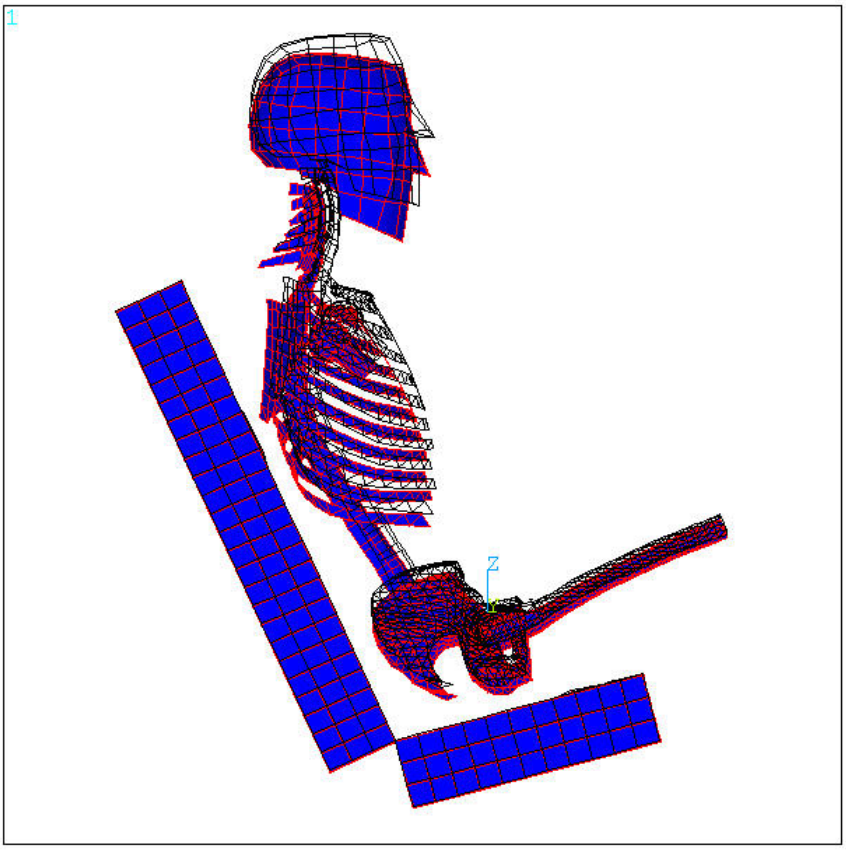
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:46:54
PLOT NO. 22
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.11
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.235342

DSCA=.205202
YV =-1
DIST=.54253
XF =-.077637
ZF =.250139
Z-BUFFER



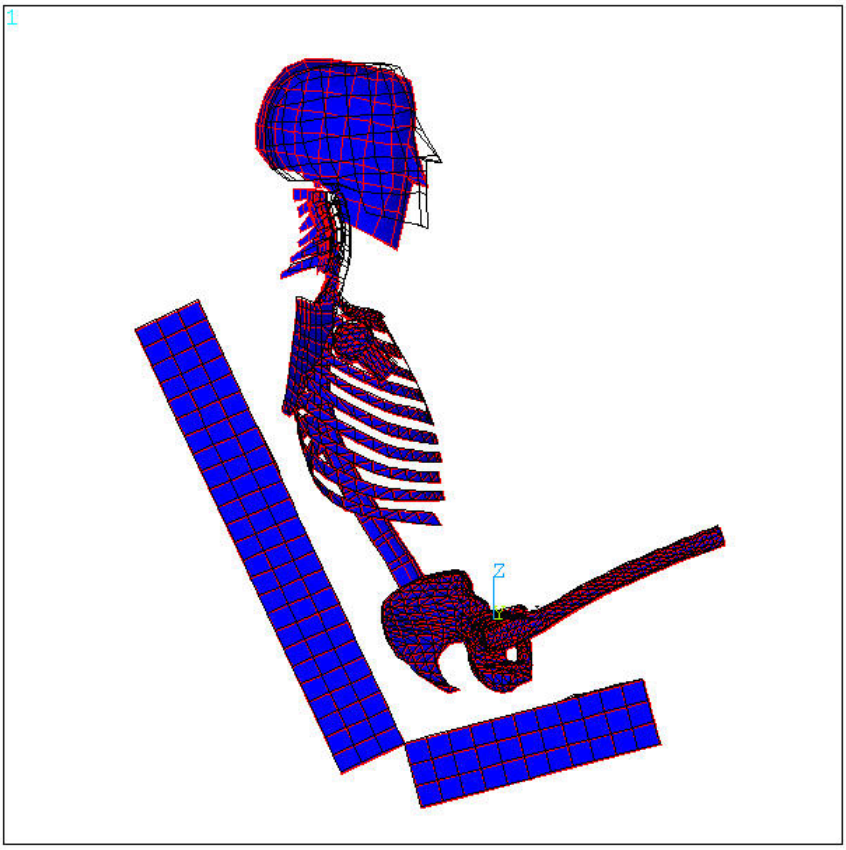
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:46:58
PLOT NO. 23
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=5.324
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.185661

DSCA=.260111
YV =-1
DIST=.547658
XF =-.094317
ZF =.254801
Z-BUFFER



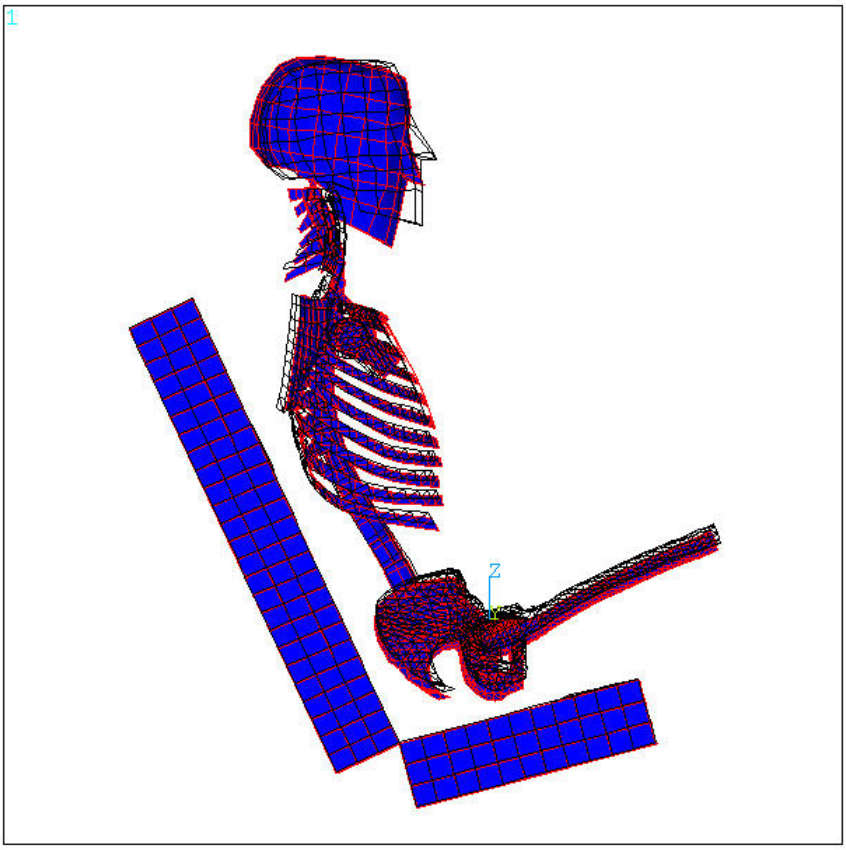
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:47:03
PLOT NO. 24
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=6.567
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.338965

DSCA=.142471
YV =-1
DIST=.525049
XF =-.083578
ZF =.234247
Z-BUFFER



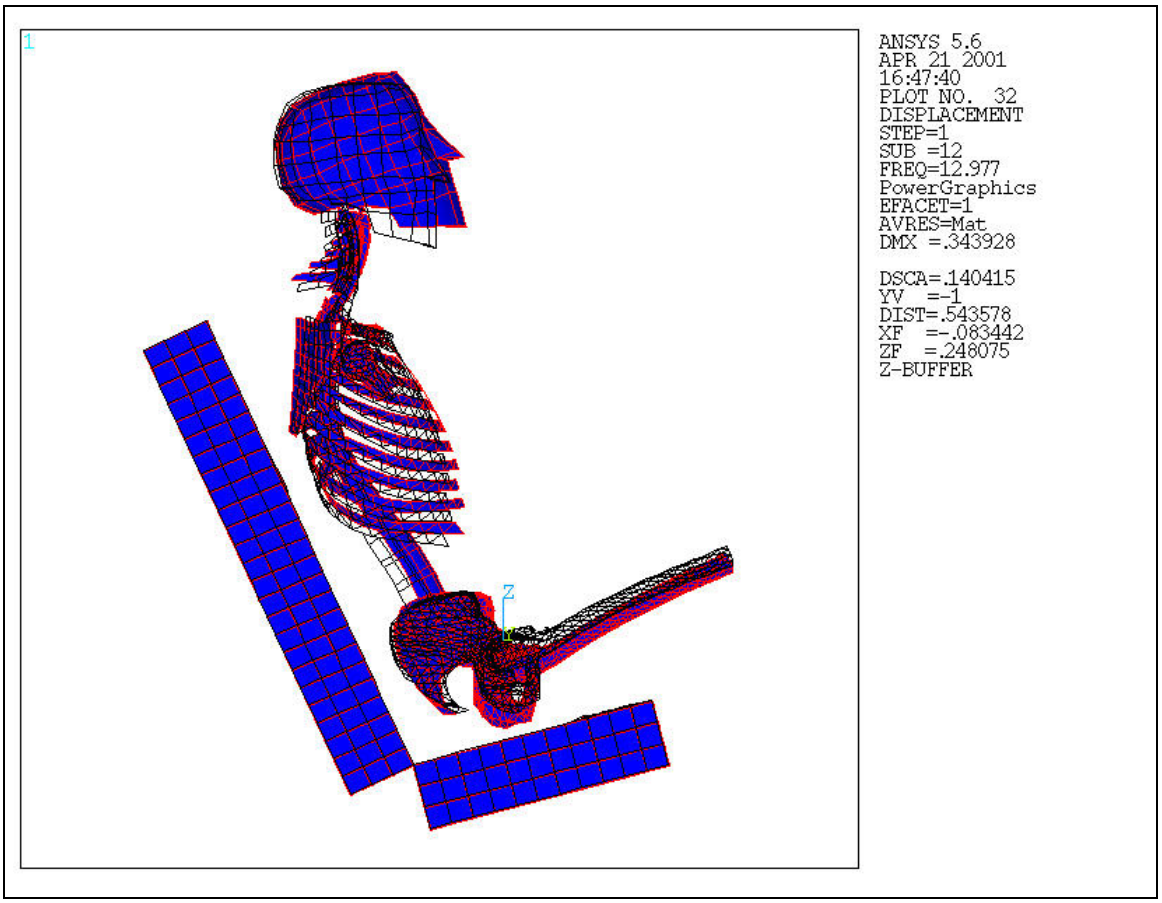
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:47:21
PLOT NO. 28
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.176
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.985711

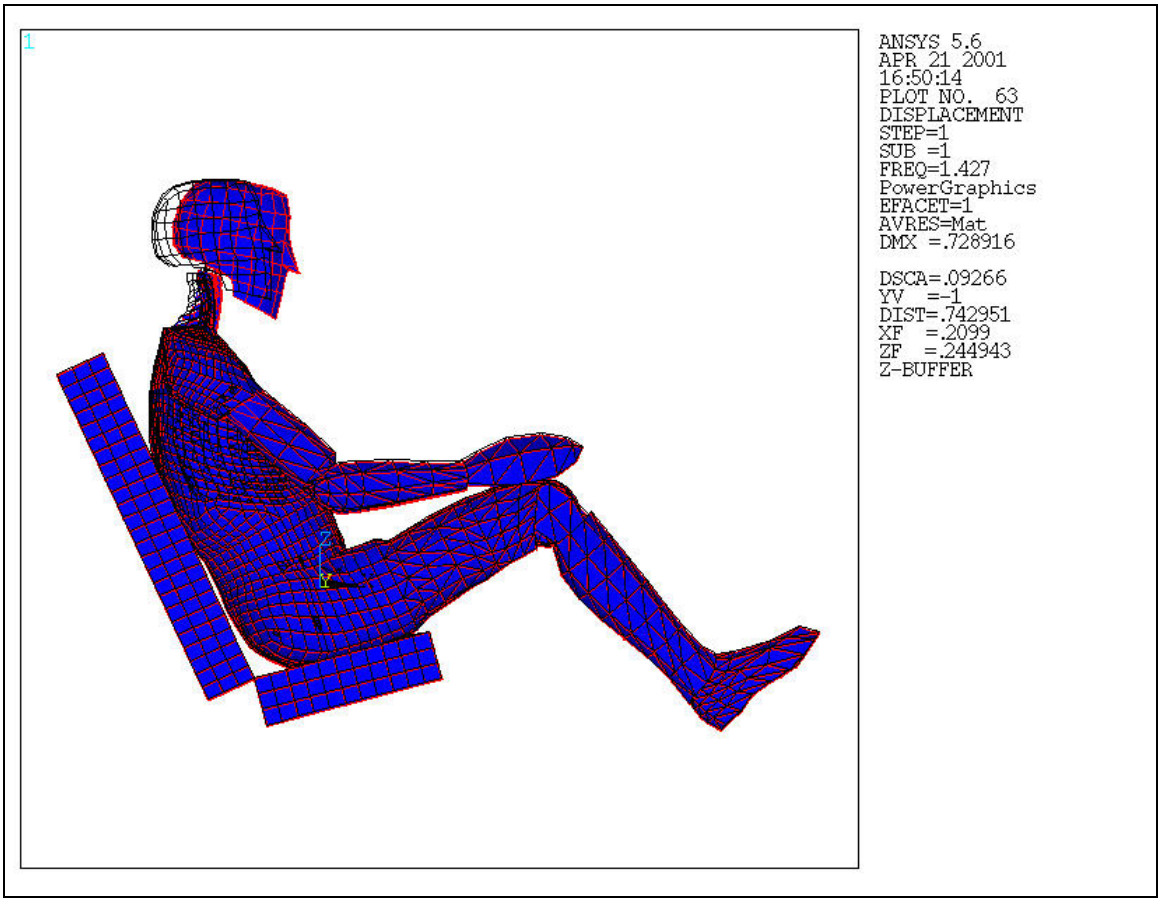
DSCA=.048993
YV =-1
DIST=.545207
XF =-.093688
ZF =.252573
Z-BUFFER

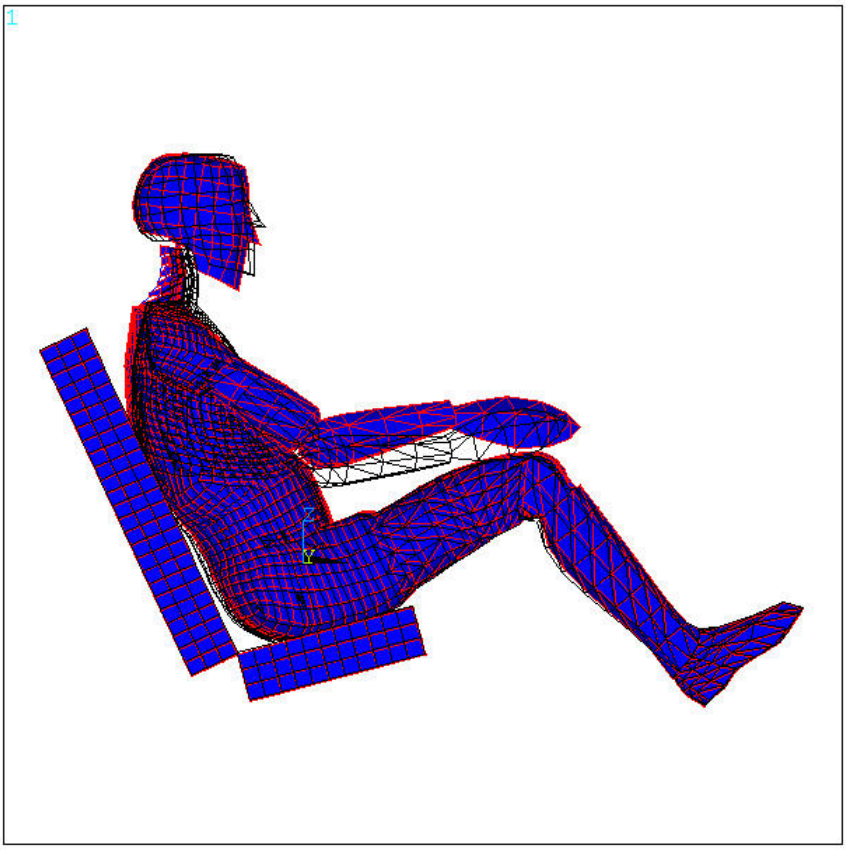


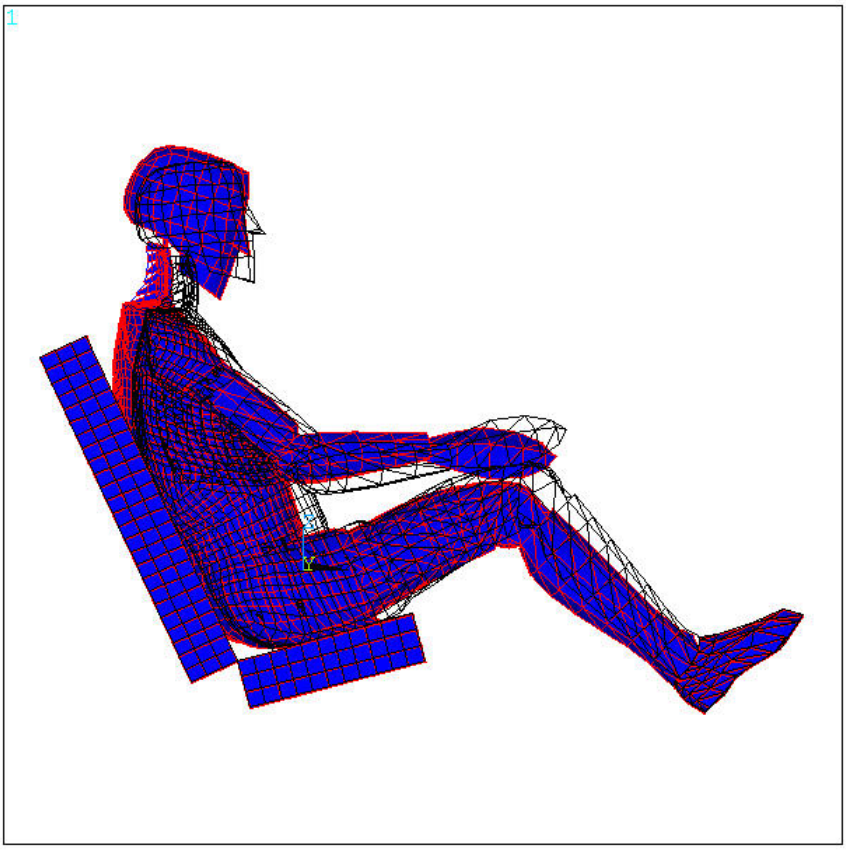
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:47:26
PLOT NO. 29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=11.255
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.461219

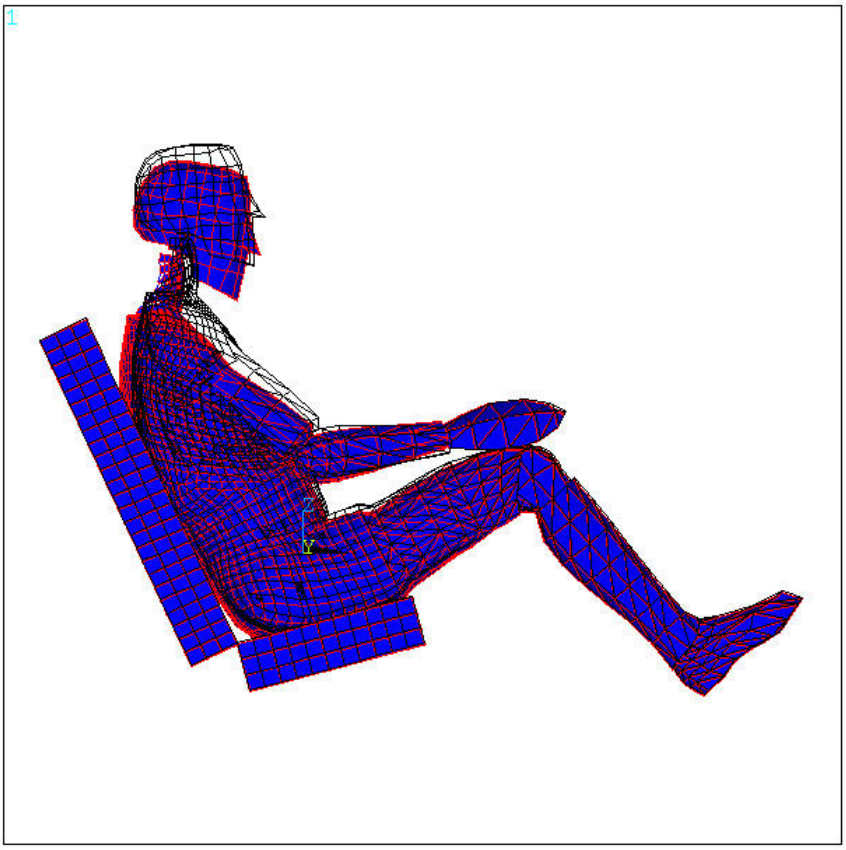
DSCA=.104706
YV =-1
DIST=.543143
XF =-.087252
ZF =.250696
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:47:40
PLOT NO. 32
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=12.977
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.343928
DSCA=.140415
YV =-1
DIST=.543578
XF =-.083442
ZF =.248075
Z-BUFFER
Z


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:14
PLOT NO. 63
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.427
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.728916
DSCA=.09266
YV =-1
DIST=.742951
XF =.2099
ZF =.244943
Z-BUFFER
Z

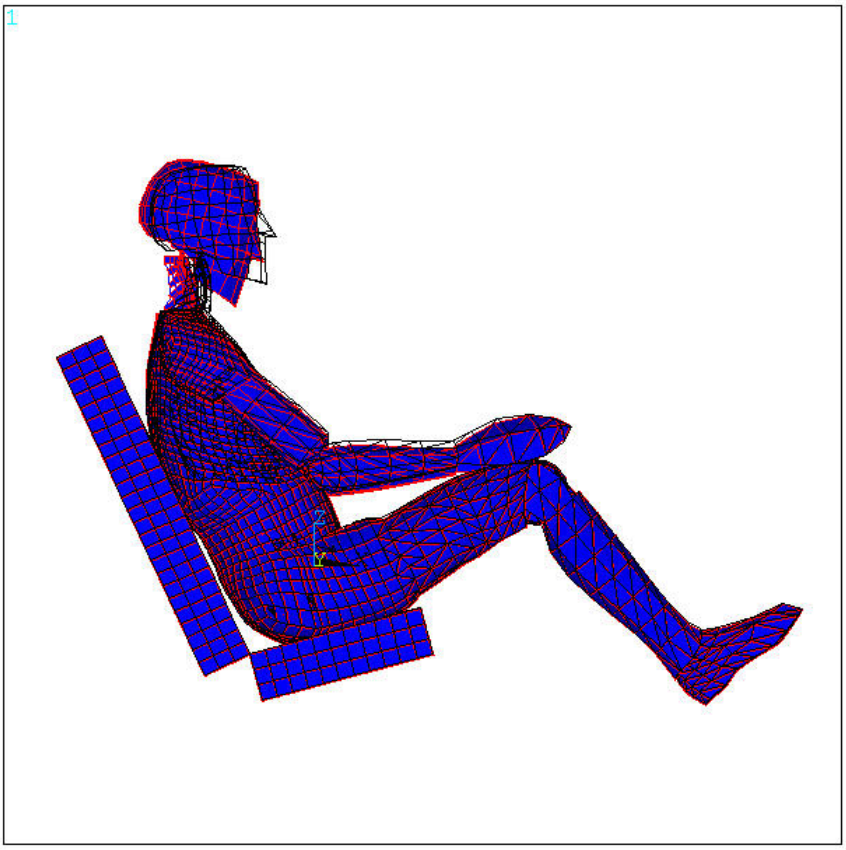

1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:19
PLOT NO. 64
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.11
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.420843
DSCA=.16049
YV =-1
DIST=.742951
XF =.2099
ZF =.243523
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:25
PLOT NO. 65
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=5.324
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.185661
DSCA=.363787
YV =-1
DIST=.742965
XF =.209887
ZF =.256383
Z-BUFFER



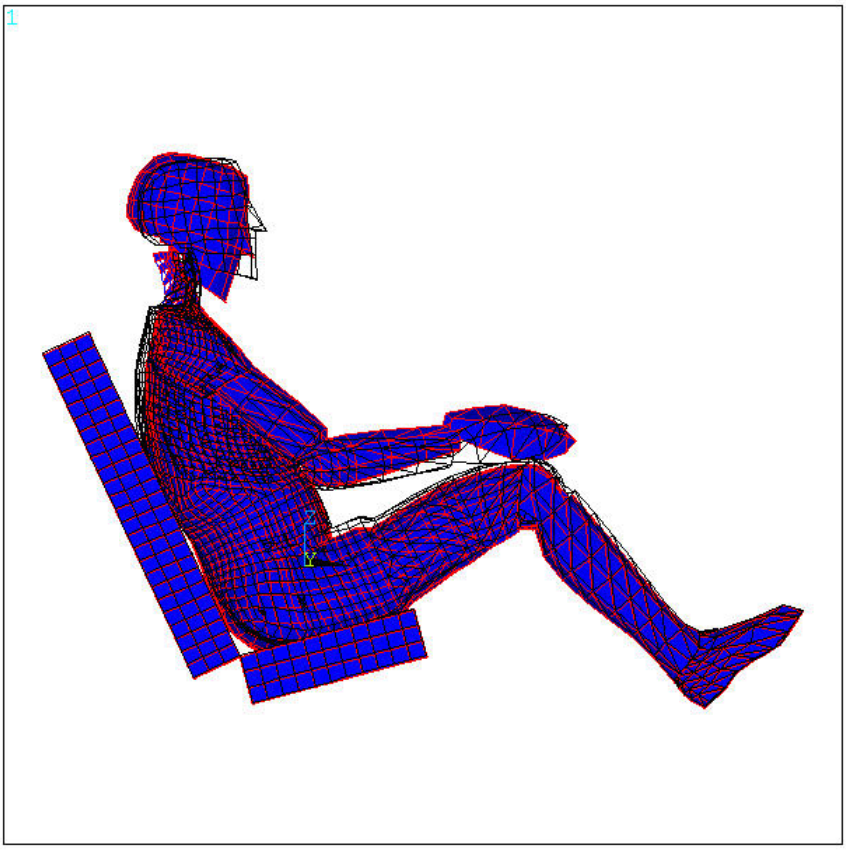
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:30
PLOT NO. 66
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=6.567
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.338965

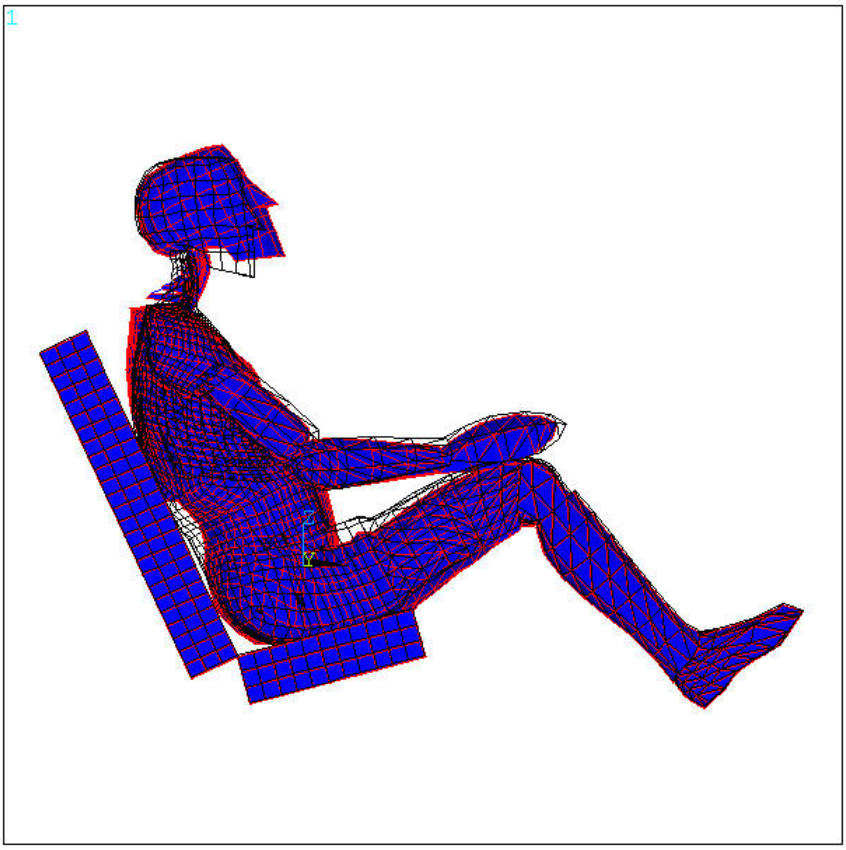
DSCA=.199257
YV =-1
DIST=.742964
XF =.209888
ZF =.225788
Z-BUFFER



ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:52
PLOT NO. 70
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.176
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.985711

DSCA=.06852
YV =-1
DIST=.759565
XF =.194796
ZF =.253267
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:50:57
PLOT NO. 71
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=11.255
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.461219
DSCA=.14644
YV =-1
DIST=.74601
XF =.207119
ZF =.249708
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
16:51:13
PLOT NO. 74
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=12.977
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.343928
DSCA=.196381
YV =-1
DIST=.742942
XF =.209908
ZF =.247836
Z-BUFFER

VI.4.3 50 éme centile avec dossier 110 °

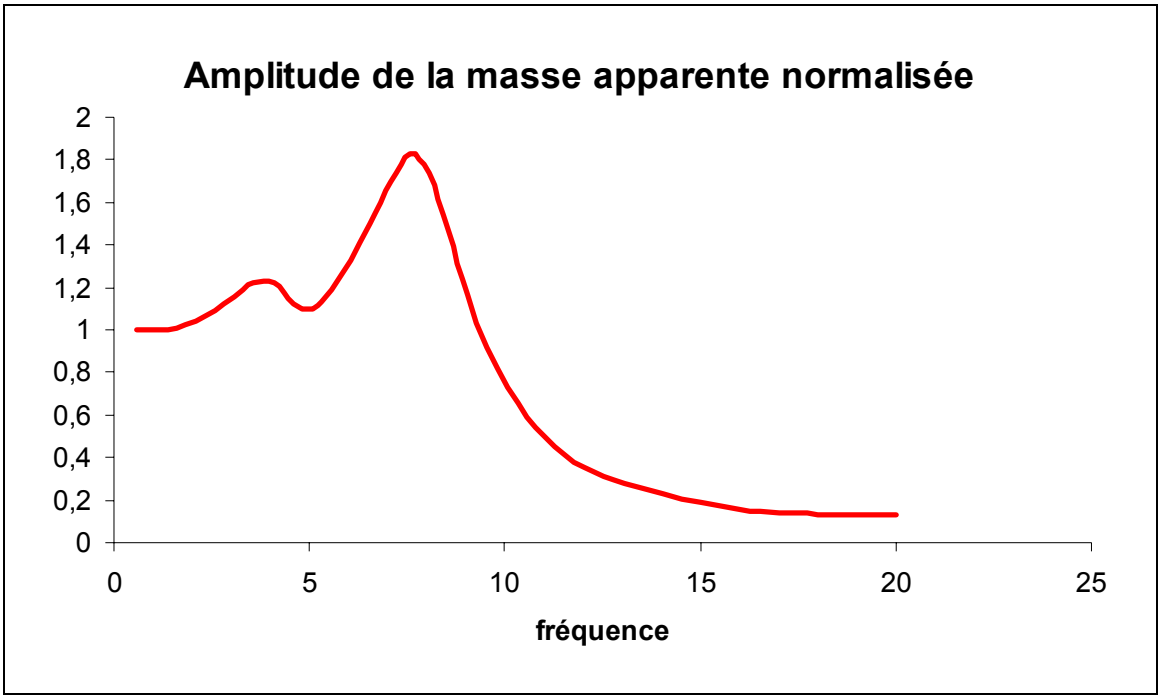
VI.4.3.1 Caractéristiques d'inertie

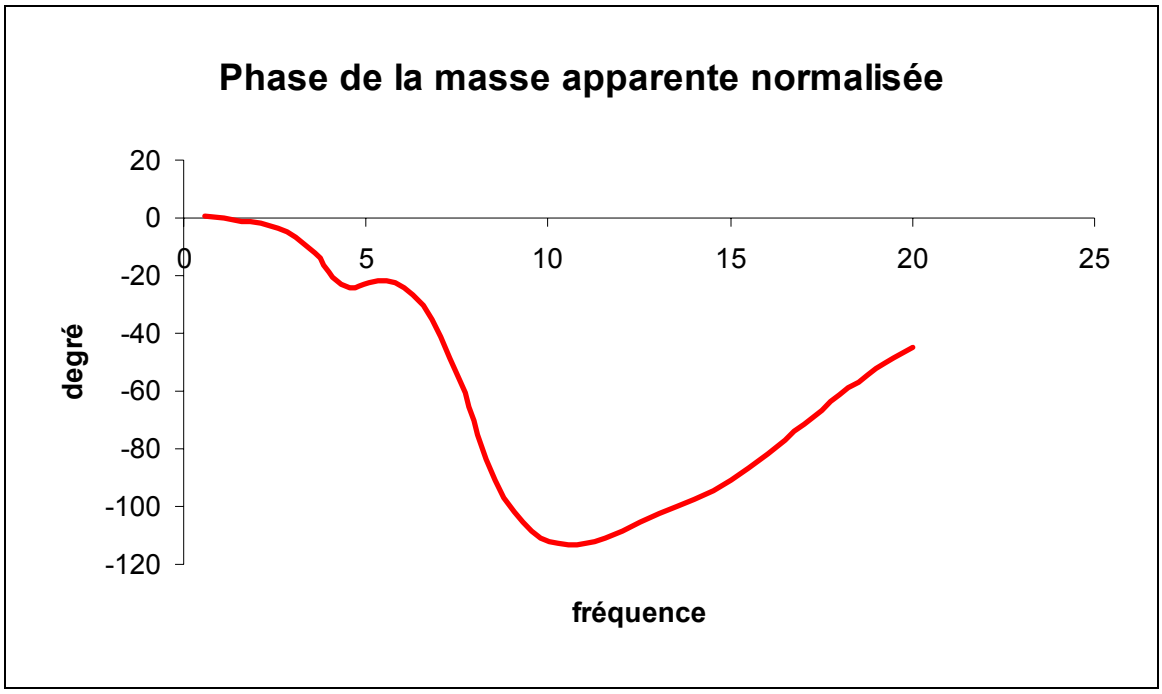
Coordonnées du centre d'inertie (m)		Moments d'inertie dans le repère global (kg.m²)		Moments d'inertie par rapport au centre d'inertie (kg.m²)	
X	0.75372E-02	Ixx	4.506	Ixx	3.317
Y	0.19608E-04	Iyy	9.301	Iyy	8.108
Z	0.12222	Izz	6.680	Izz	6.675
		Ixy	-0.9568E-04	Ixy	-0.8393E-04
Masse Totale (kg)		Iyz	-0.2237E-03	Iyz	-0.3308E-04
79.55		Izx	2.408	Izx	2.481

Tableau 25 : Caractéristiques d'inertie 50ème centile, posture avec dossier 110°.

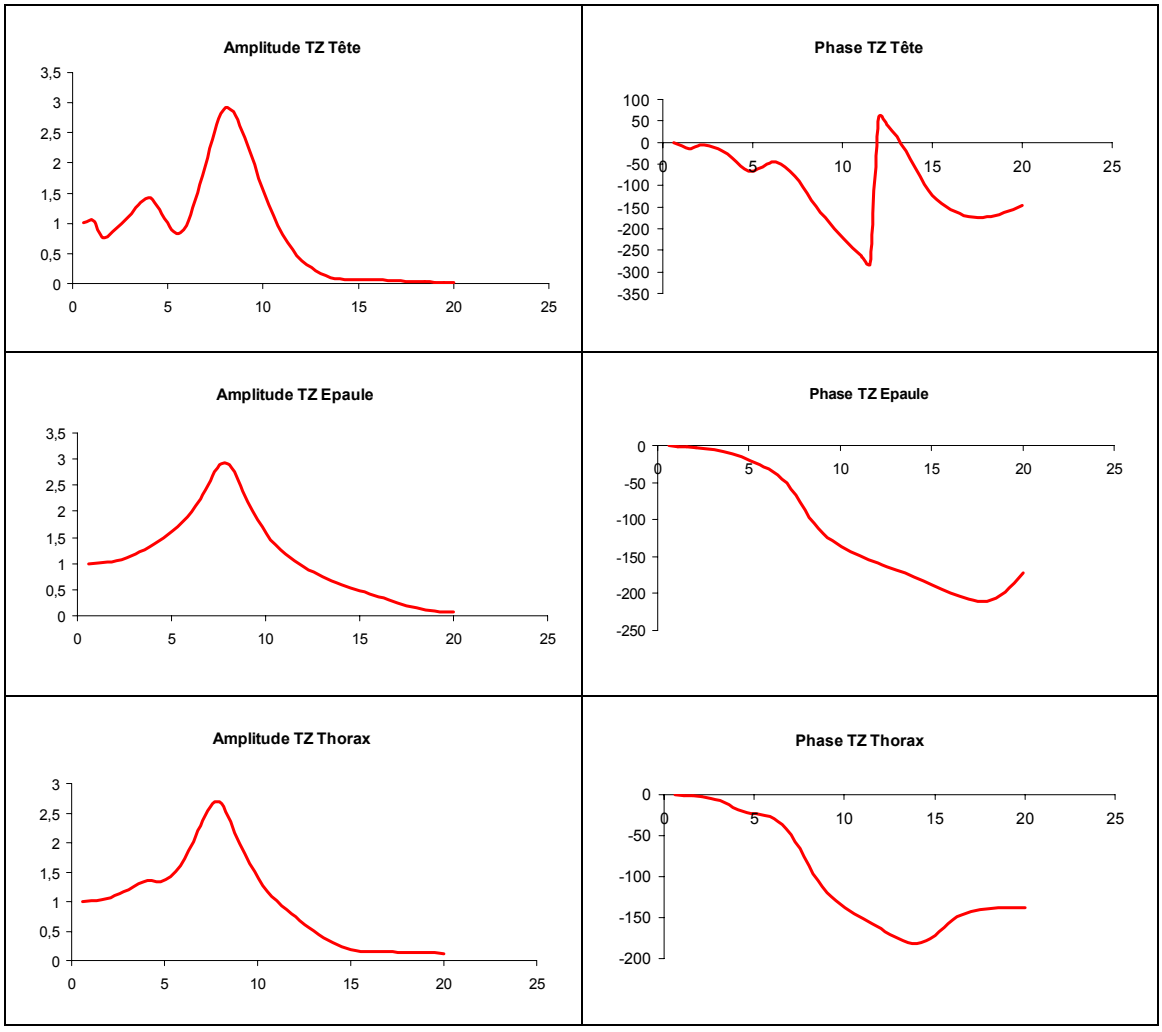
VI.4.3.2 Analyse harmonique : 50ème centile dossier 110°

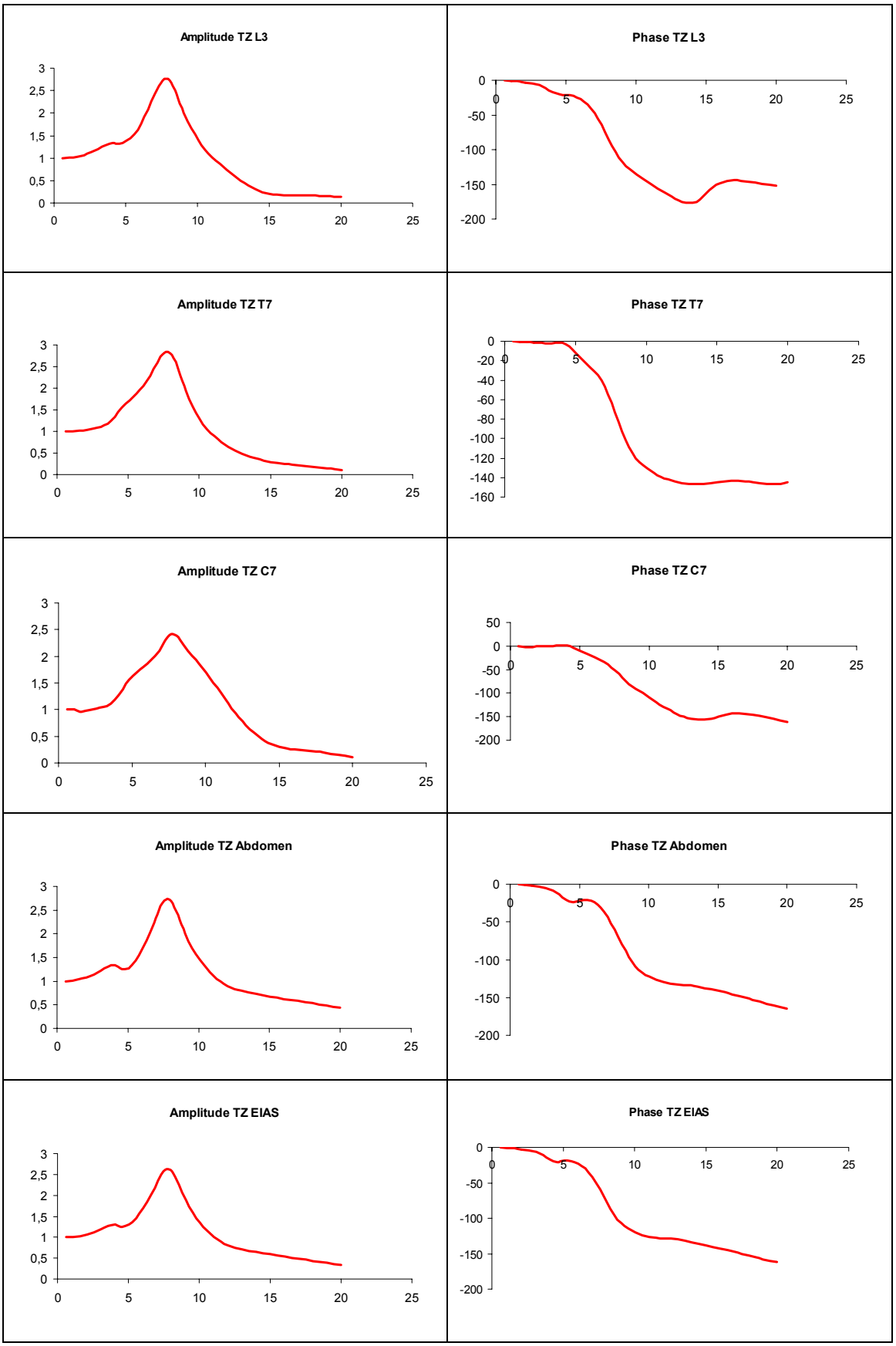
Masse apparente : 50ème centile dossier 110°



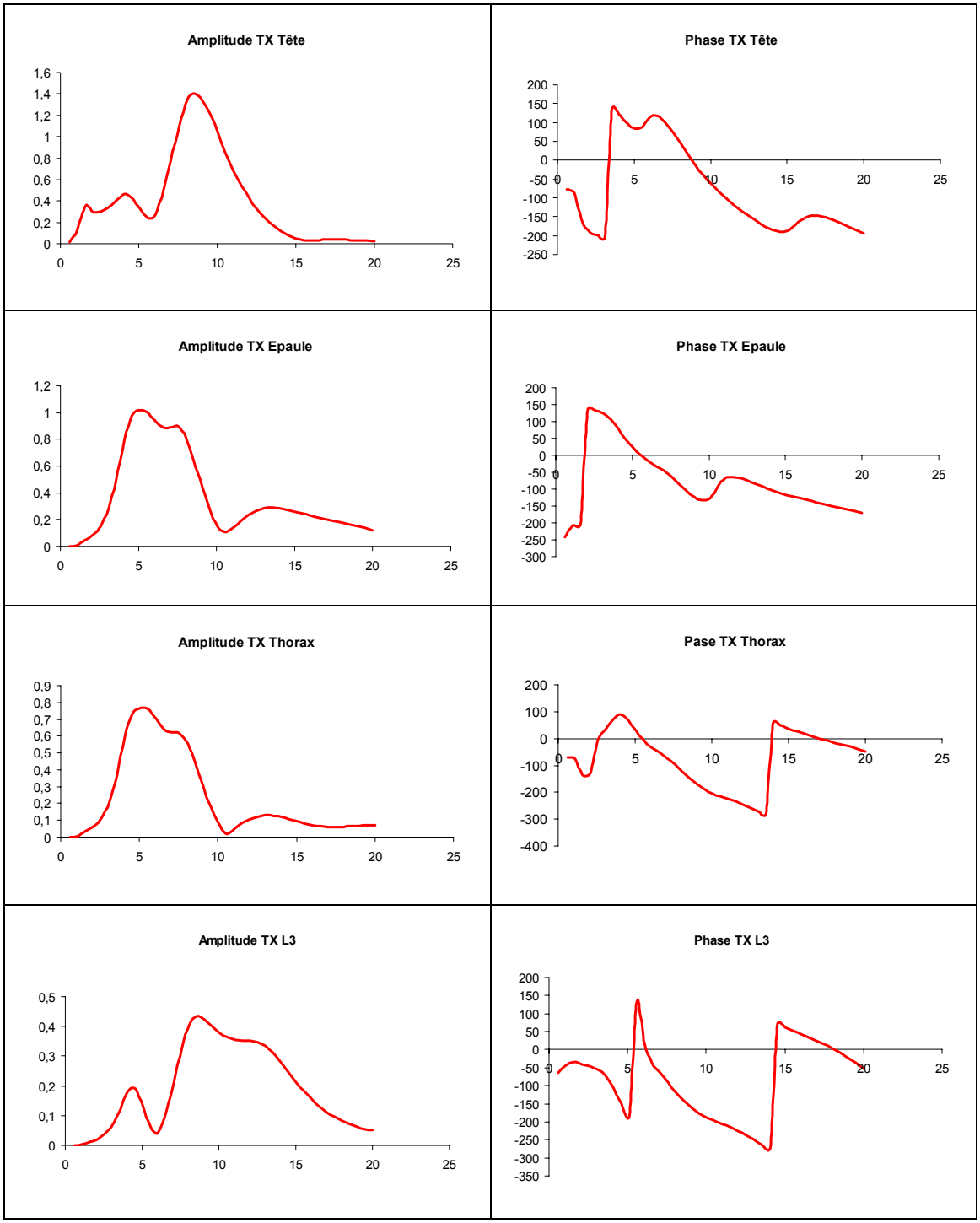


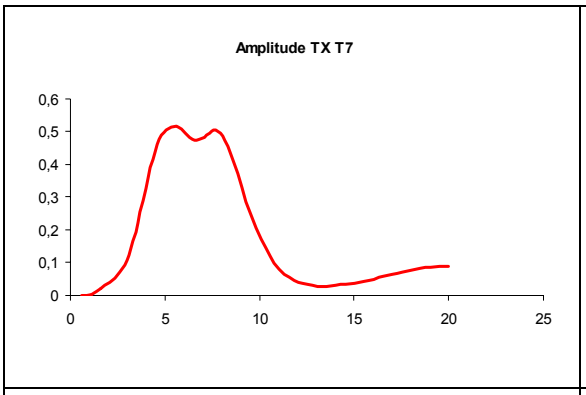
Transmissibilité verticale (Siège Z / Segment Z) : 50ème centile dossier 110°

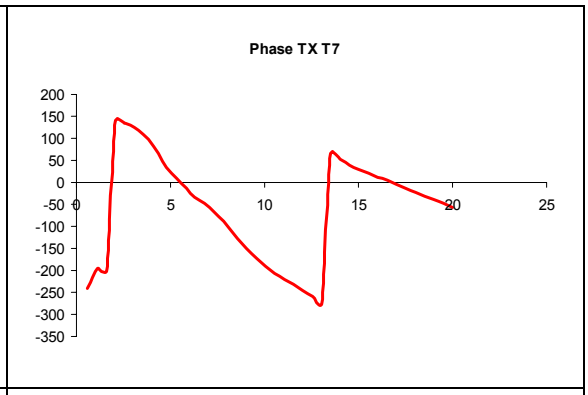


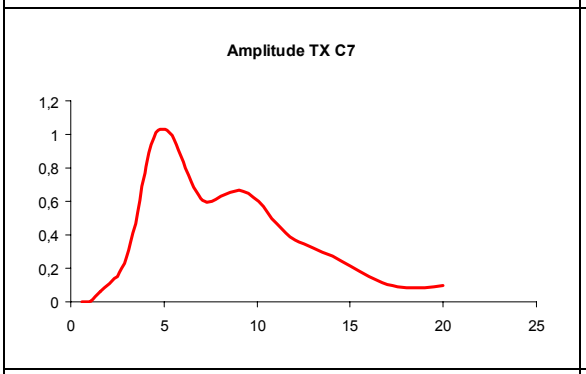

Amplitude TZ L3
Phase TZ L3
Amplitude TZ T7
Phase TZ T7
Amplitude TZ C7
Phase TZ C7
Amplitude TZ Abdomen
Phase TZ Abdomen
Amplitude TZ EIAS
Phase TZ EIAS

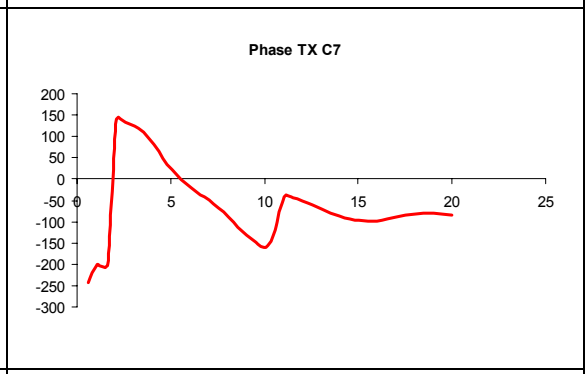
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : 50ème centile dossier 110°

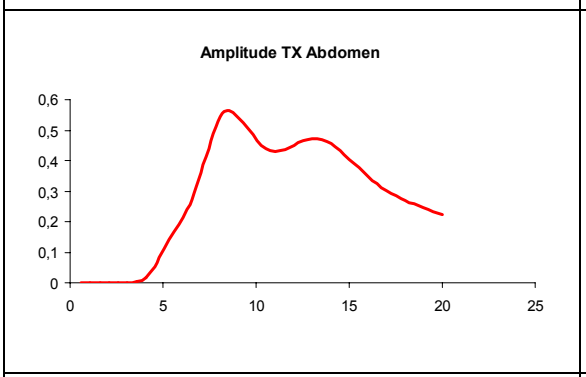


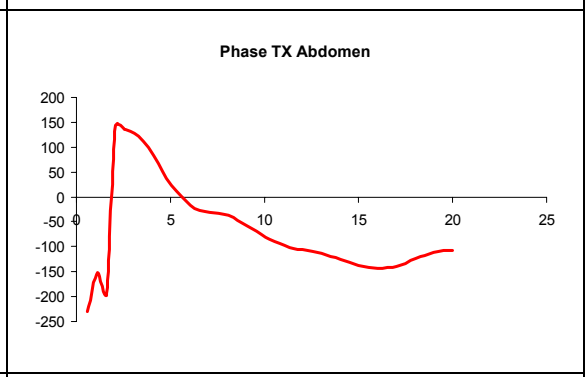

Amplitude TX T7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25

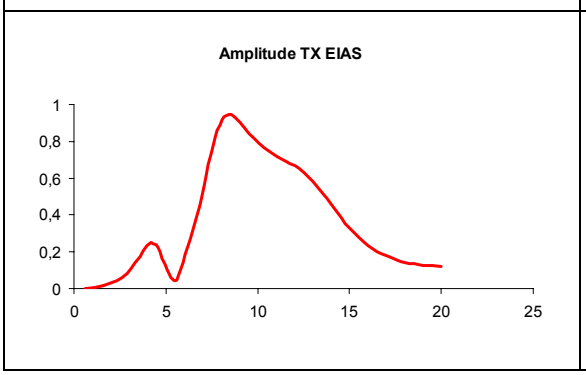

Phase TX T7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
-350
0
5
10
15
20
25

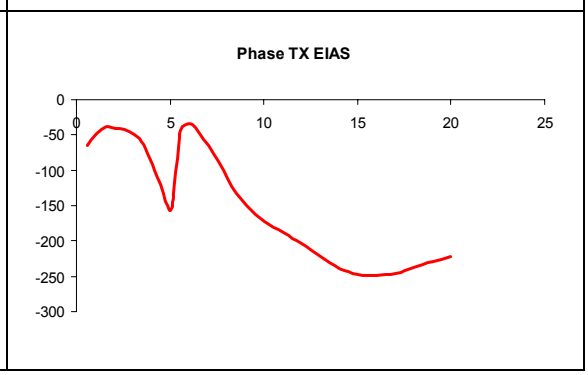

Amplitude TX C7
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX C7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

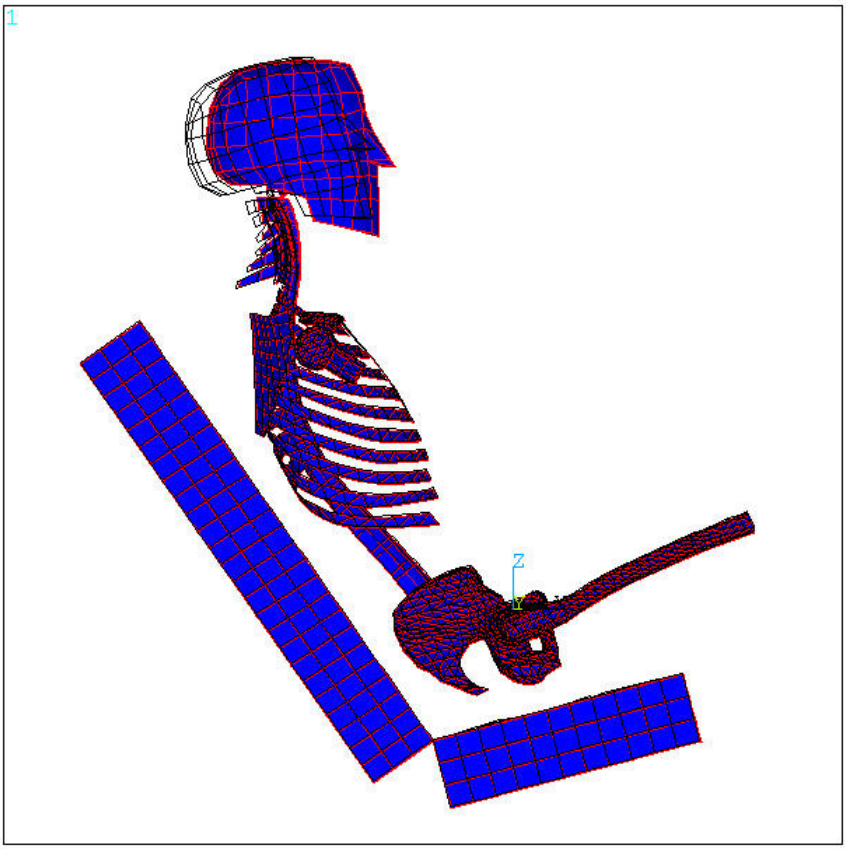

Amplitude TX Abdomen
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0
5
10
15
20
25


Phase TX Abdomen
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
0
5
10
15
20
25


Amplitude TX EIAS
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

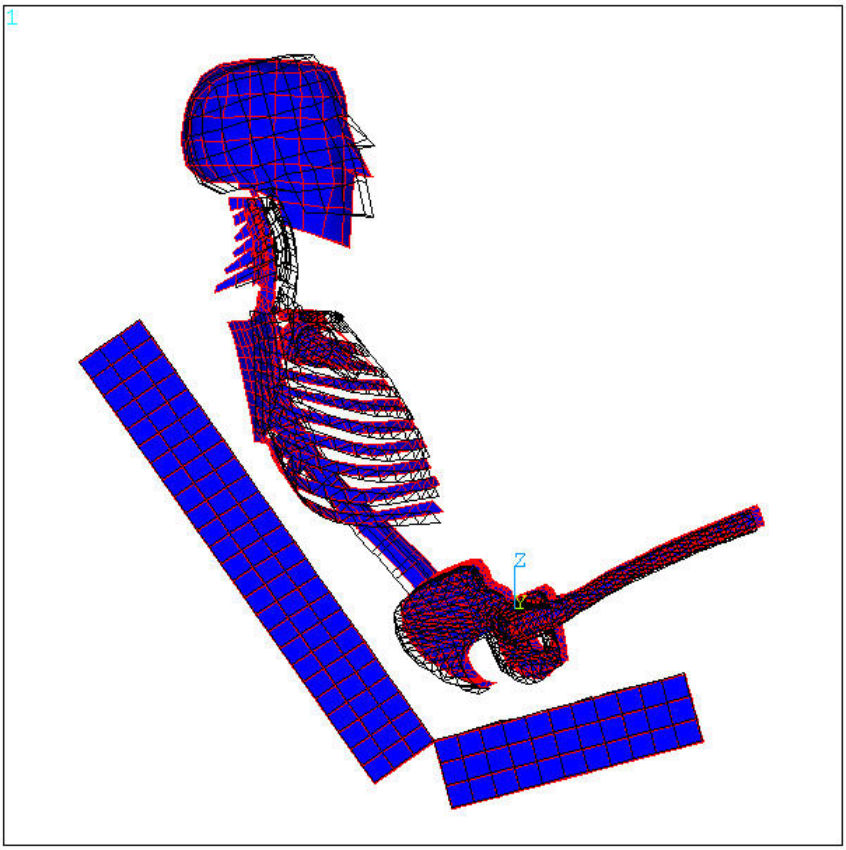

Phase TX EIAS
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0
5
10
15
20
25

VI.4.3.3 Analyse modale : 50ème centile dossier 110°



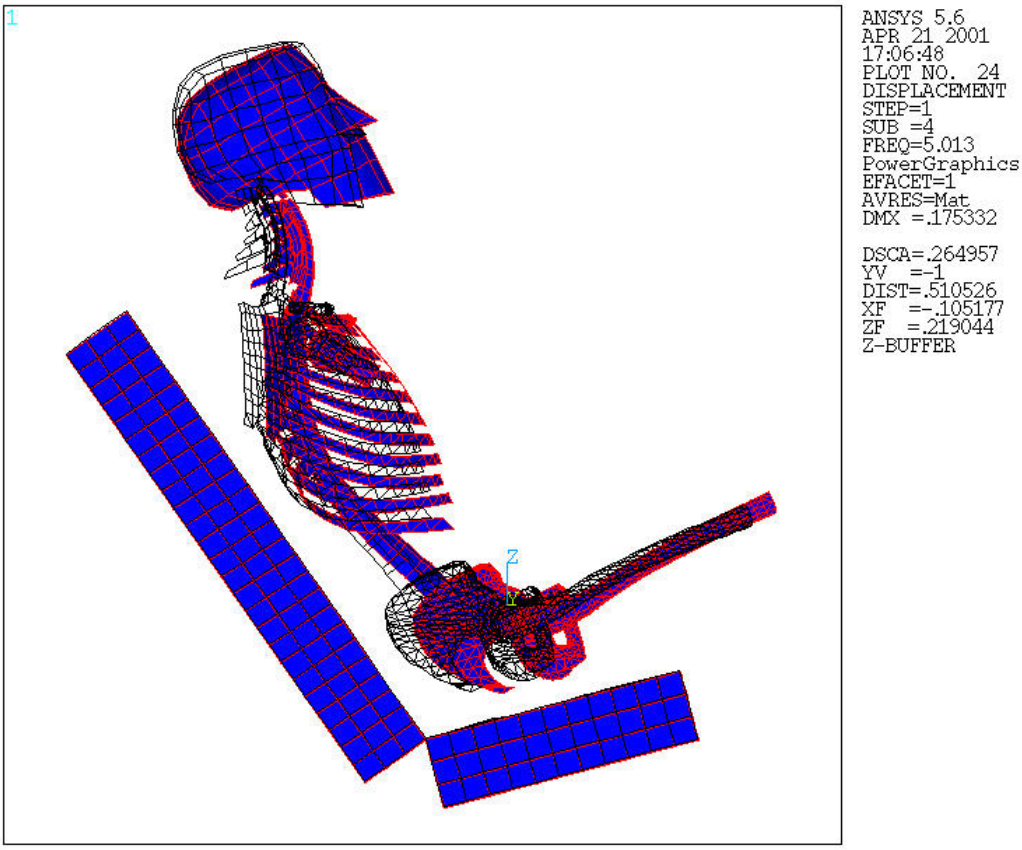
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:06:34
PLOT NO. 21
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.425
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.728738

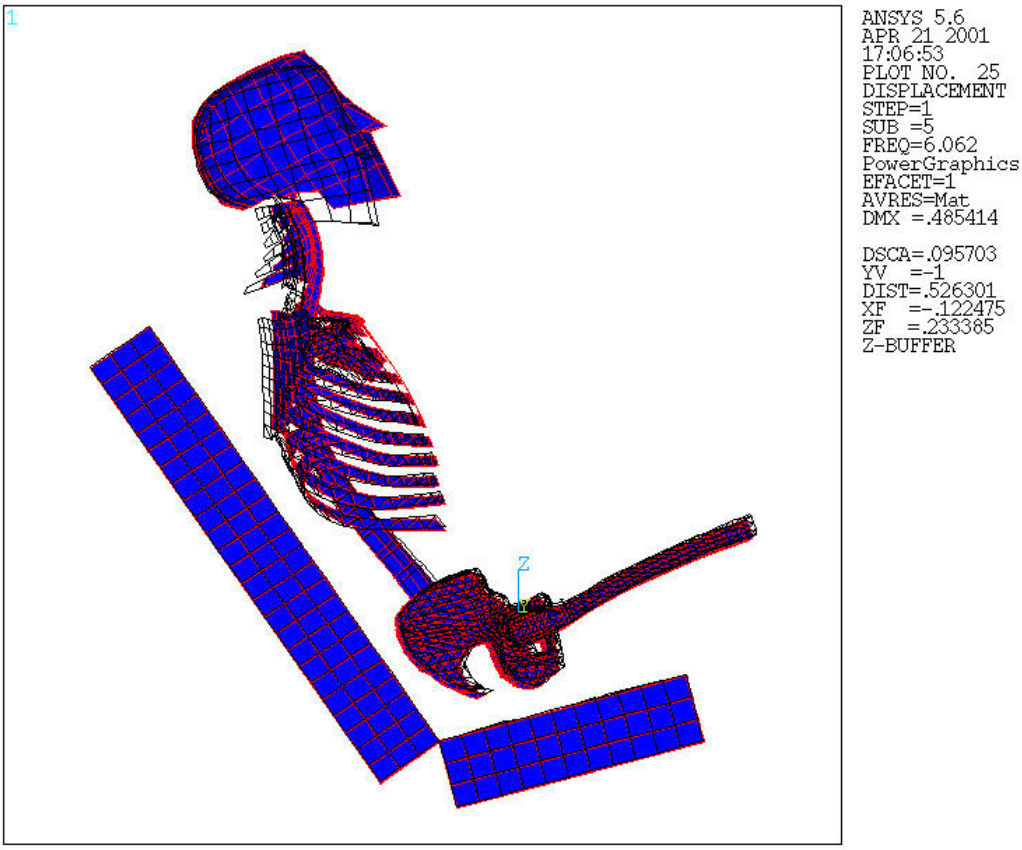
DSCA=.063748
YV =-1
DIST=.520792
XF =-.114071
ZF =.228377
Z-BUFFER

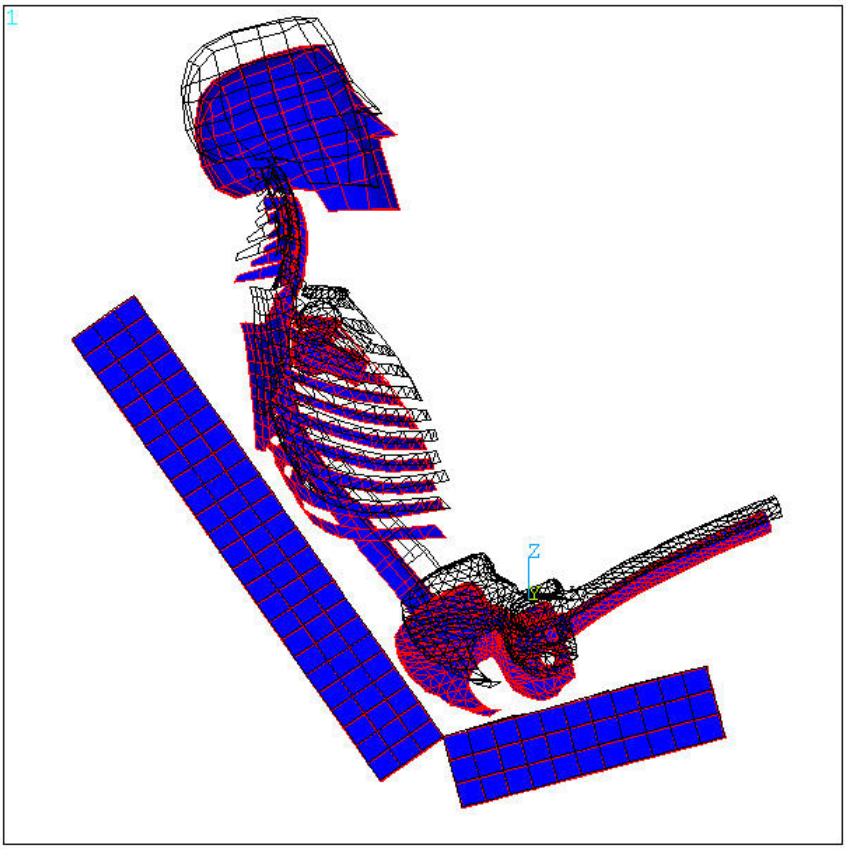


ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:06:39
PLOT NO. 22
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.169
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.181291

DSCA=.256248
YV =-1
DIST=.518575
XF =-.11517
ZF =.226362
Z-BUFFER

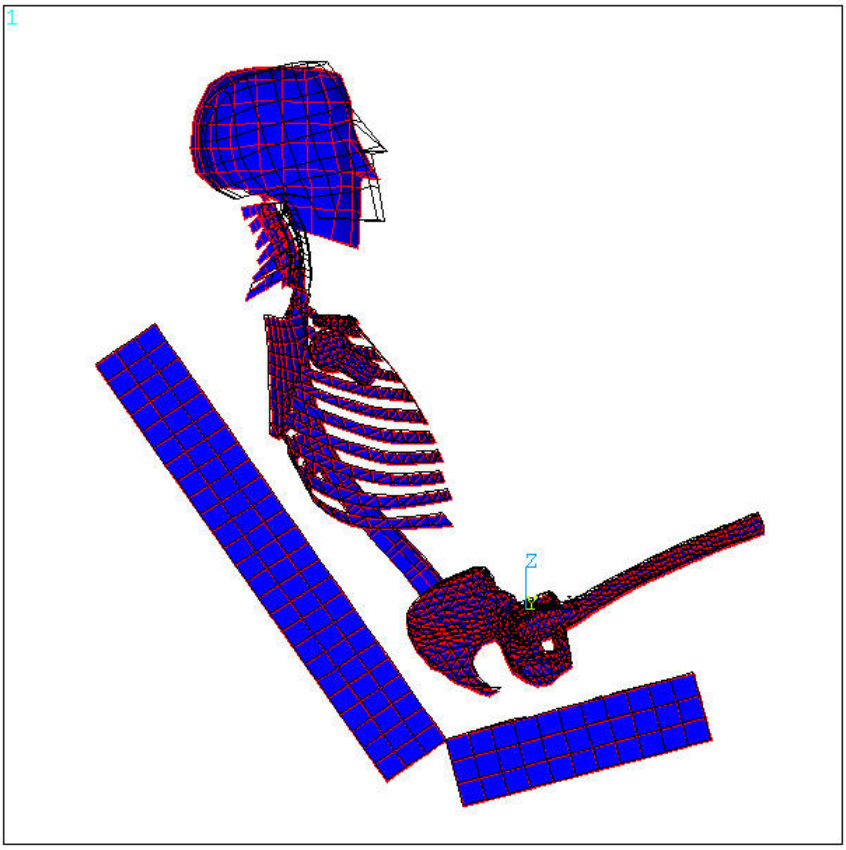

1
Z
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:06:48
PLOT NO. 24
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=5.013
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.175332
DSCA=.264957
YV =-1
DIST=.510526
XF =-.105177
ZF =.219044
Z-BUFFER


1
Z
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:06:53
PLOT NO. 25
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =5
FREQ=6.062
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.485414
DSCA=.095703
YV =-1
DIST=.526301
XF =-.122475
ZF =.233385
Z-BUFFER



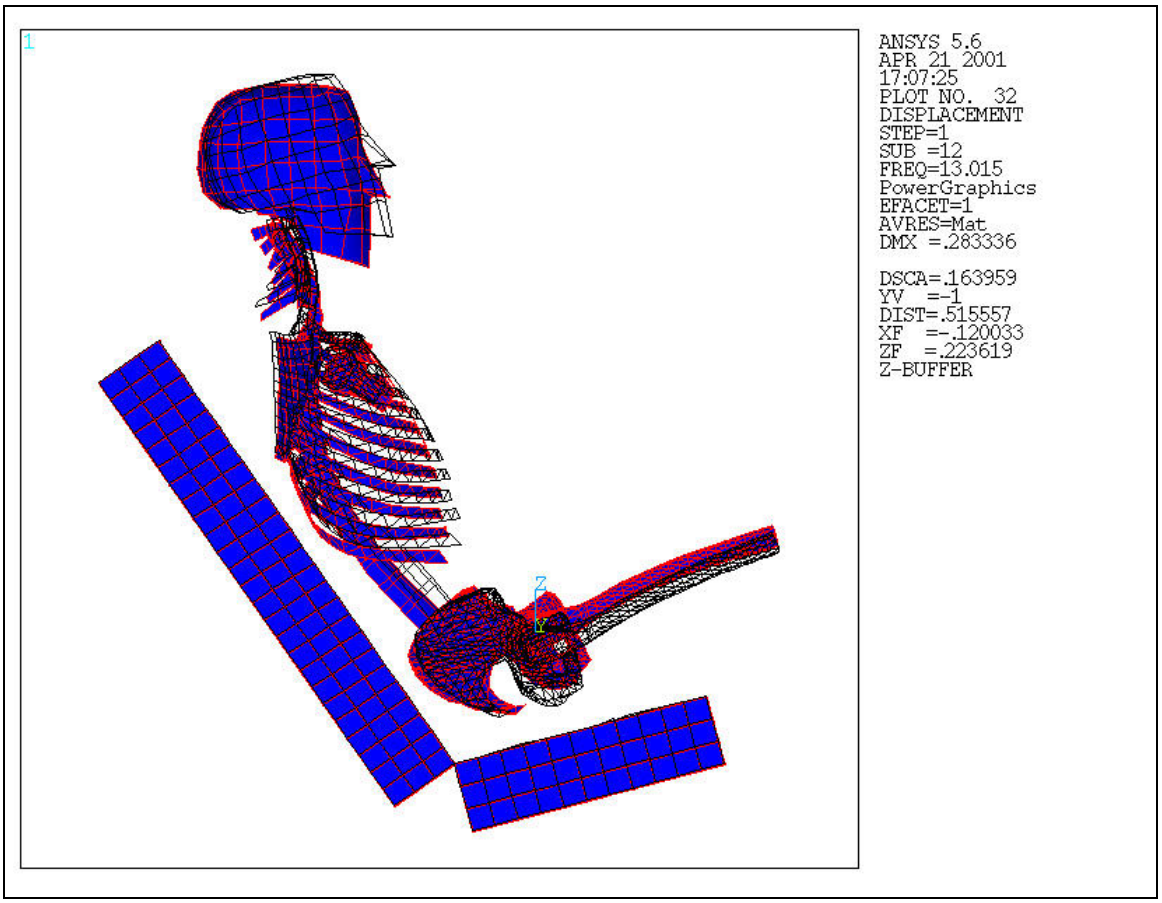
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:06:57
PLOT NO. 26
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =6
FREQ=7.448
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.181018

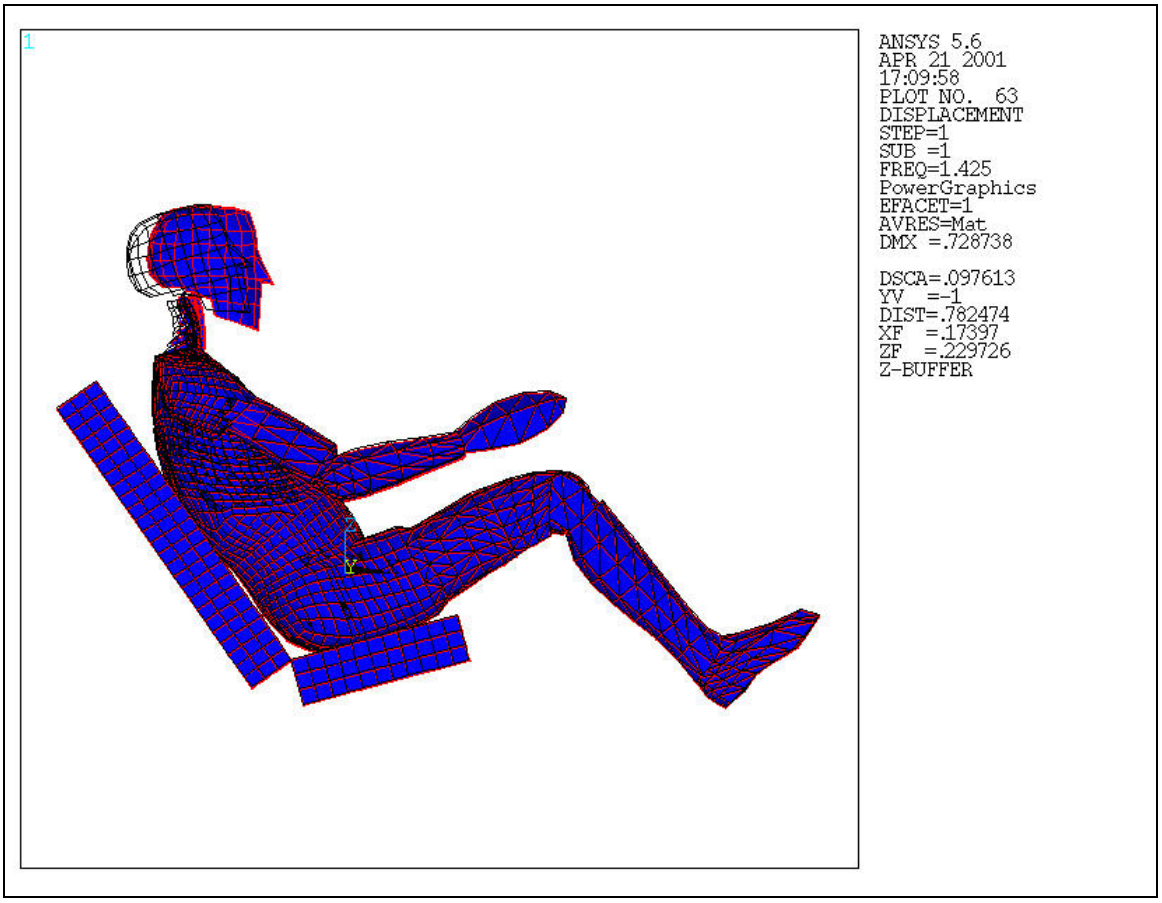
DSCA=.256634
YV =-1
DIST=.494382
XF =-.125448
ZF =.204368
Z-BUFFER

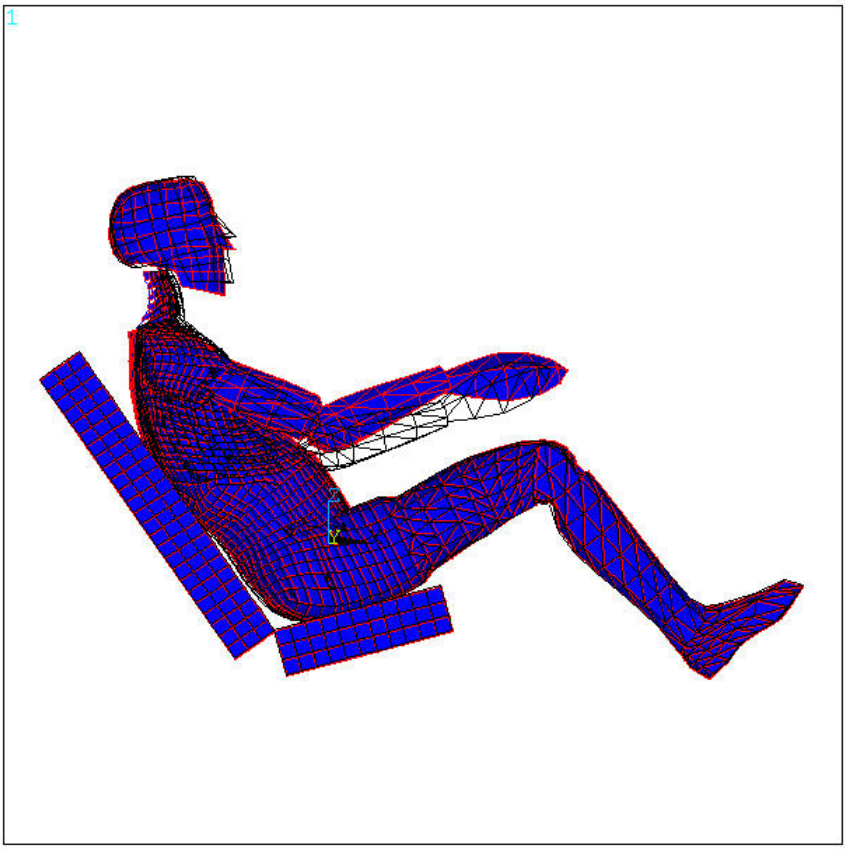


ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:07:11
PLOT NO. 29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=9.8
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.109

DSCA=.041885
YV =-1
DIST=.524549
XF =-.130085
ZF =.230118
Z-BUFFER

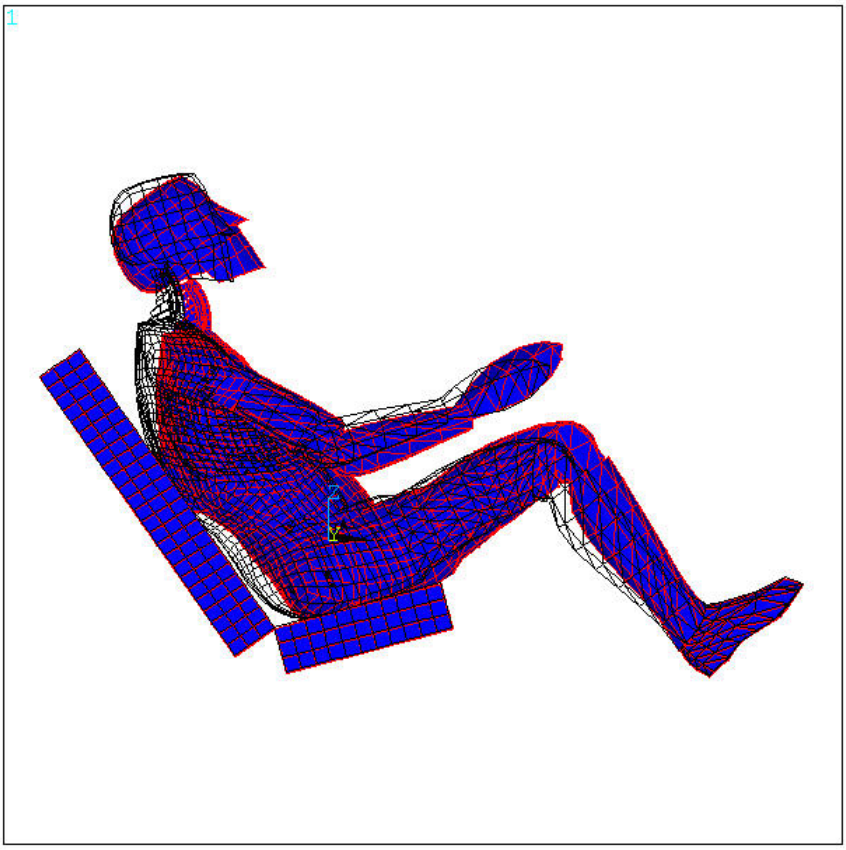

1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:07:25
PLOT NO. 32
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=13.015
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.283336
DSCA=.163959
YV =-1
DIST=.515557
XF =-.120033
ZF =.223619
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:09:58
PLOT NO. 63
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.425
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.728738
DSCA=.097613
YV =-1
DIST=.782474
XF =.17397
ZF =.229726
Z-BUFFER



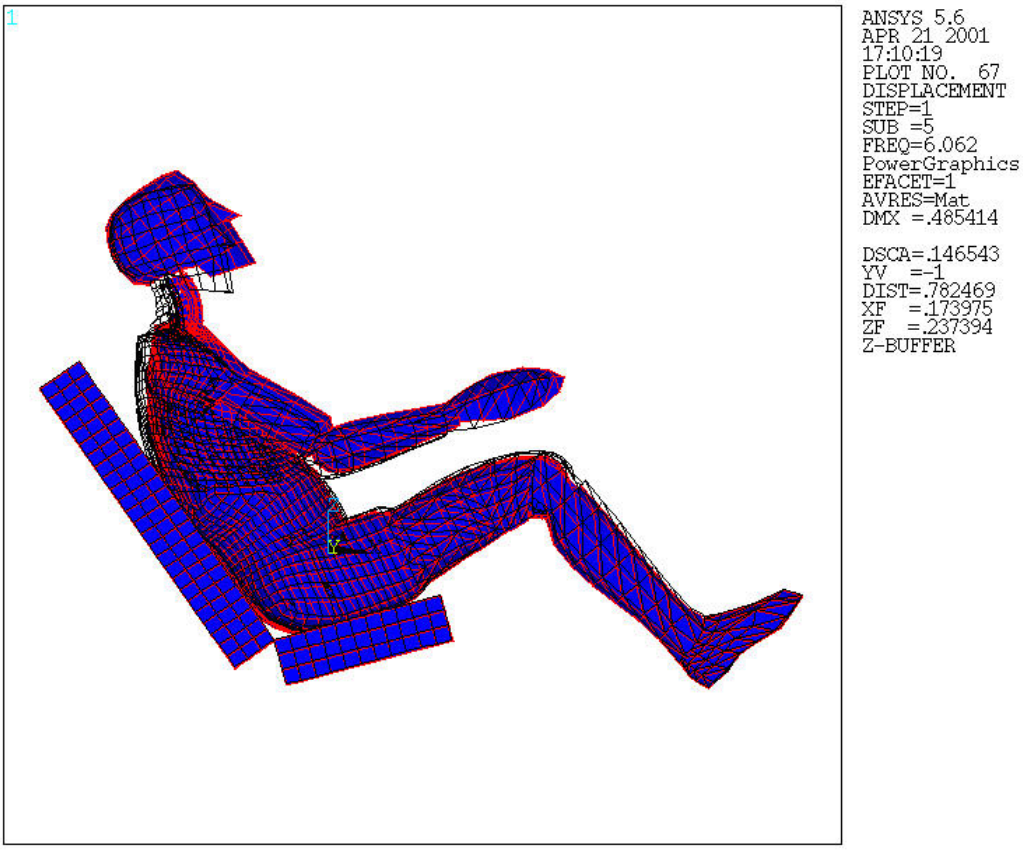
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:03
PLOT NO. 64
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.169
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.483841

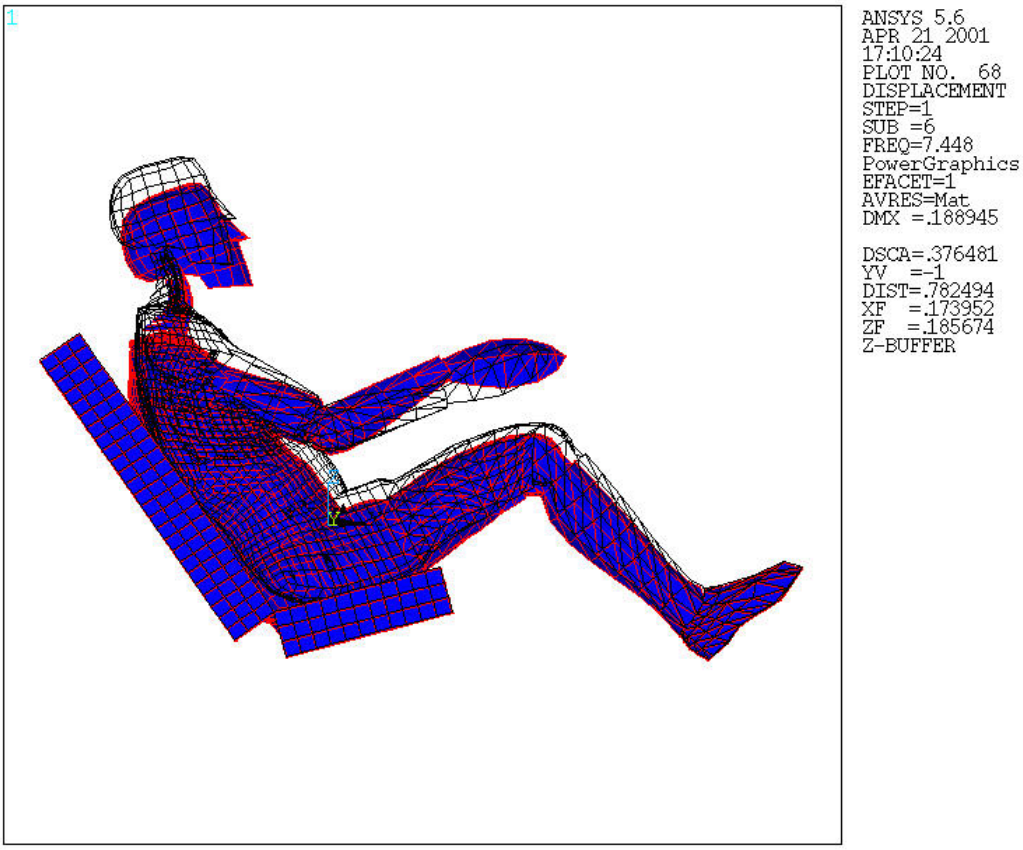
DSCA=.147019
YV =-1
DIST=.782474
XF =.17397
ZF =.220055
Z-BUFFER

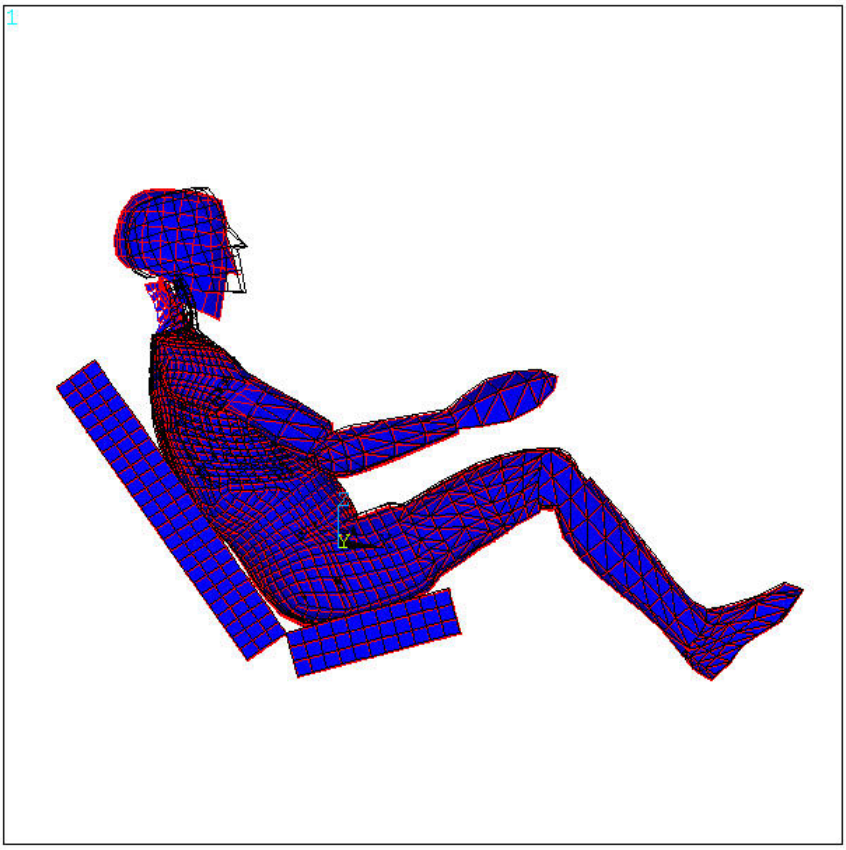


ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:14
PLOT NO. 66
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=5.013
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.175332

DSCA=.40571
YV =-1
DIST=.782463
XF =.17398
ZF =.215435
Z-BUFFER

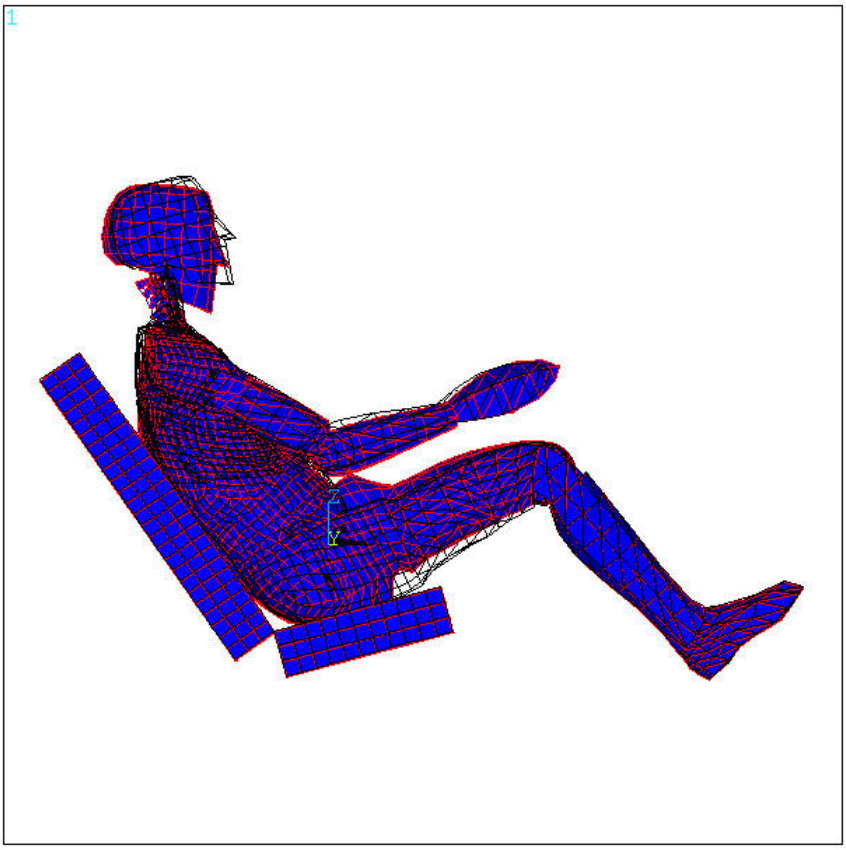

1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:19
PLOT NO. 67
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =5
FREQ=6.062
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.485414
DSCA=.146543
YV =-1
DIST=.782469
XF =.173975
ZF =.237394
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:24
PLOT NO. 68
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =6
FREQ=7.448
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.188945
DSCA=.376481
YV =-1
DIST=.782494
XF =.173952
ZF =.185674
Z-BUFFER



ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:40
PLOT NO. 71
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=9.8
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.109

DSCA=.064136
YV =-1
DIST=.799799
XF =.15822
ZF =.232609
Z-BUFFER



ANSYS 5.6
APR 21 2001
17:10:56
PLOT NO. 74
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =12
FREQ=13.015
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.302271

DSCA=.235332
YV =-1
DIST=.782486
XF =.173959
ZF =.222043
Z-BUFFER

VI.4.4 50 ème centile "gros" sans dossier

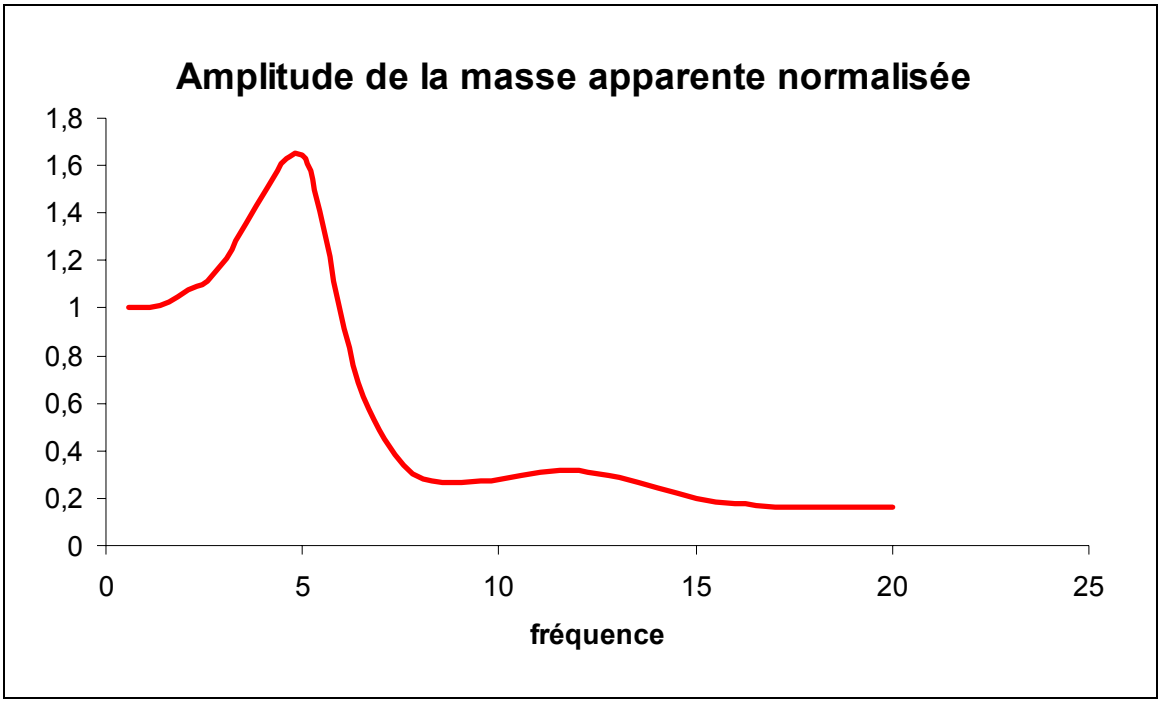
VI.4.4.1 Caractéristiques d'inertie

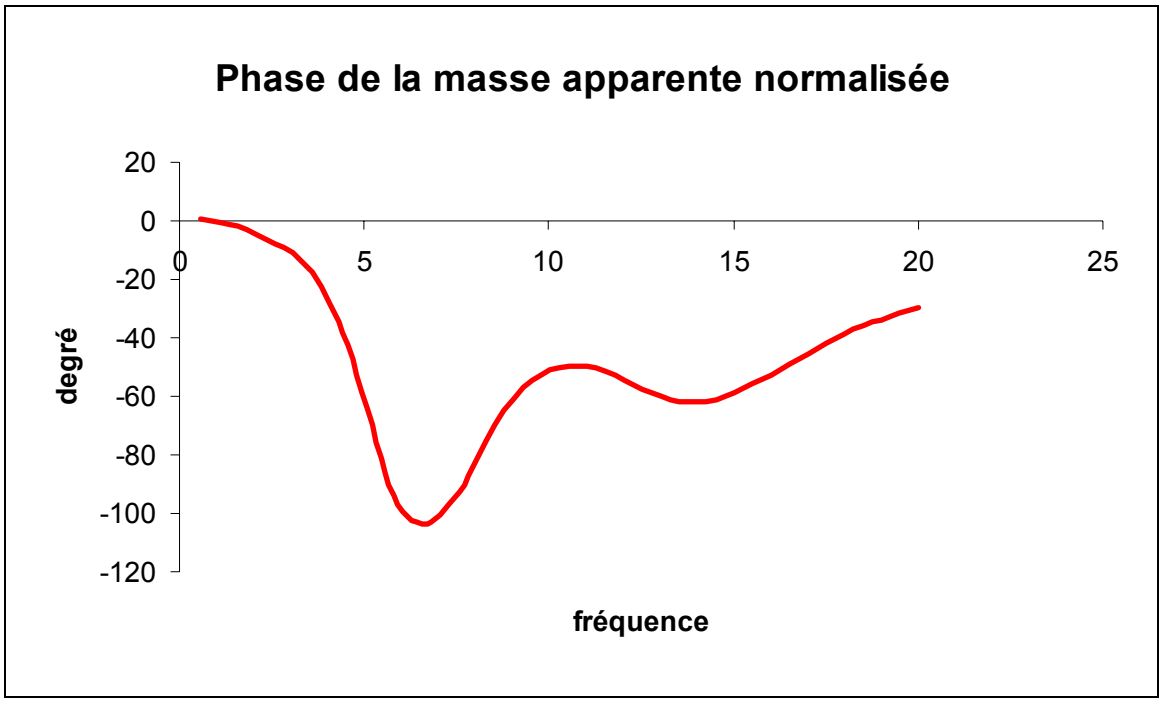
Coordonnées du centre d'inertie (m)		Moments d'inertie dans le repère global (kg.m²)		Moments d'inertie par rapport au centre d'inertie (kg.m²)	
X	0.10253	Ixx	6.725	Ixx	5.483
Y	0.28096E-07	Iyy	9.441	Iyy	7.302
Z	0.12066	Izz	4.778	Izz	3.881
		Ixy	-0.5298E-06	Ixy	-0.2841E-06
Masse Totale (kg)		Iyz	-0.6366E-06	Iyz	-0.3474E-06
85.31		Izx	0.8622	Izx	1.918

Tableau 26: Caractéristiques d'inertie 50ème centile "gros", posture sans dossier.

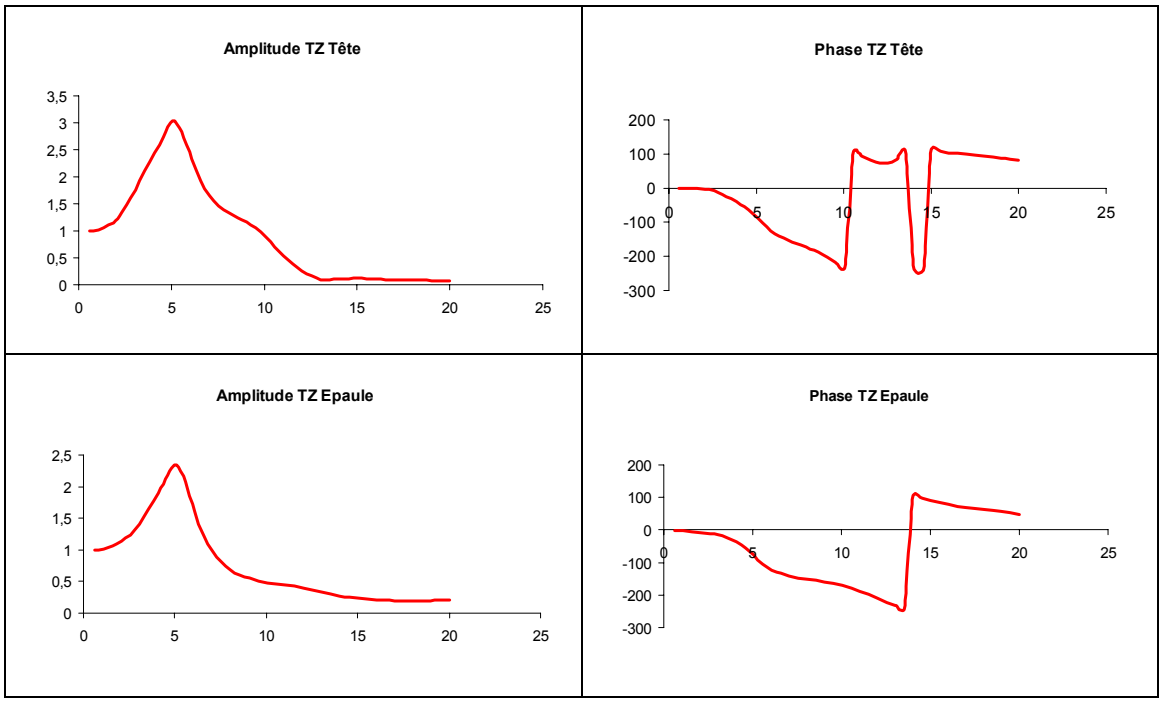
VI.4.4.2 Analyse harmonique : 50ème centile « gros » sans dossier

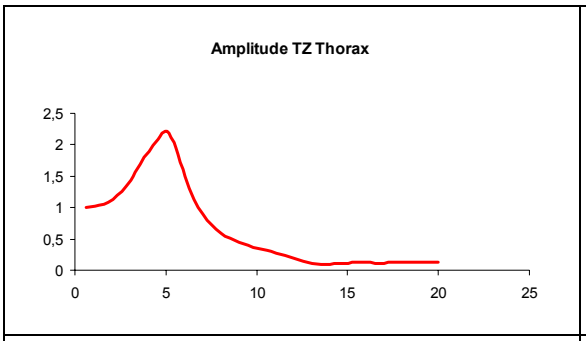
Masse apparente : 50ème centile « gros » sans dossier

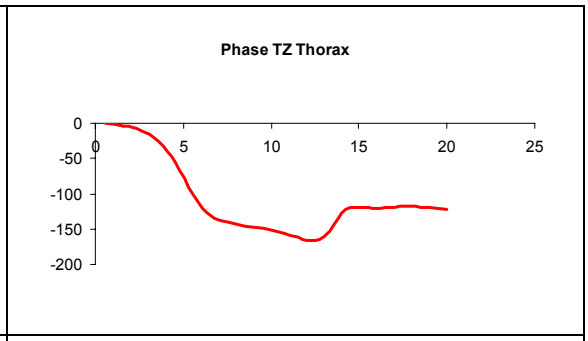


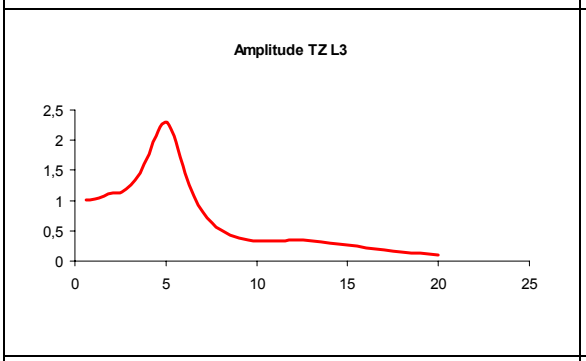


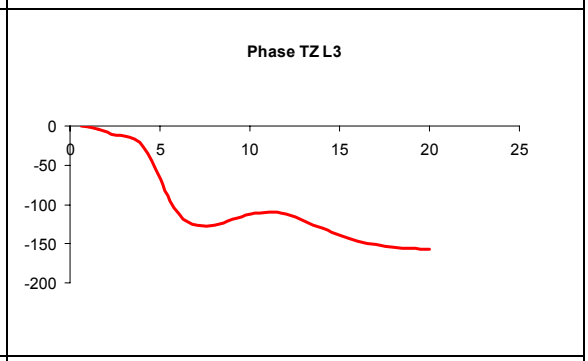
Transmissibilité verticale (Siège Z / Segment Z) : 50ème centile « gros » sans dossier

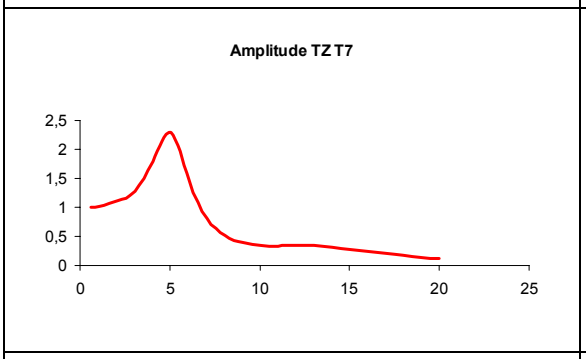


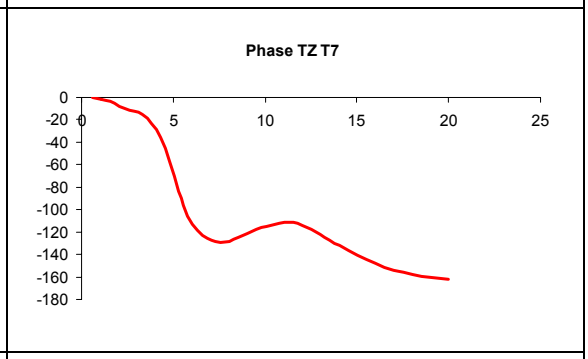

Amplitude TZ Thorax
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

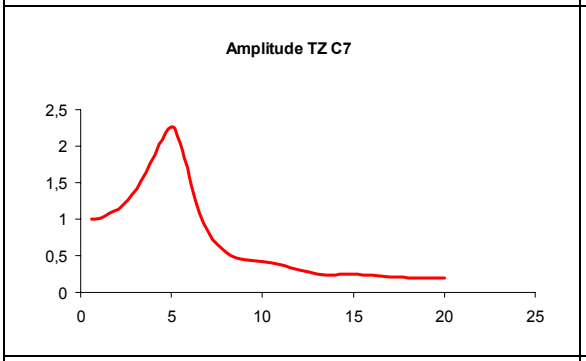

Phase TZ Thorax
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

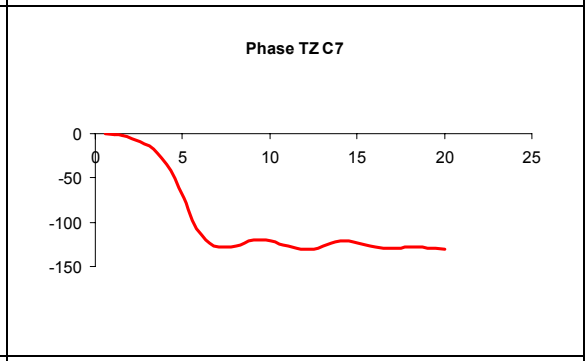

Amplitude TZ L3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

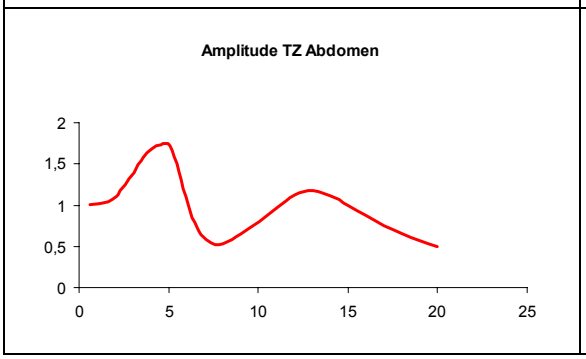

Phase TZ L3
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

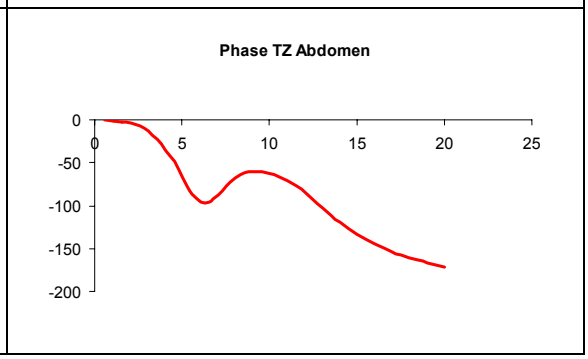

Amplitude TZ T7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

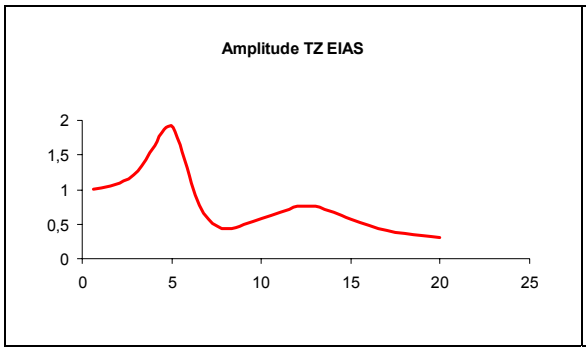

Phase TZ T7
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
-180
0
5
10
15
20
25

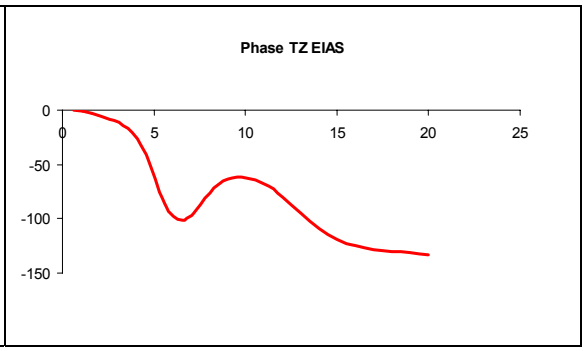

Amplitude TZ C7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
0
-50
-100
-150
0
5
10
15
20
25

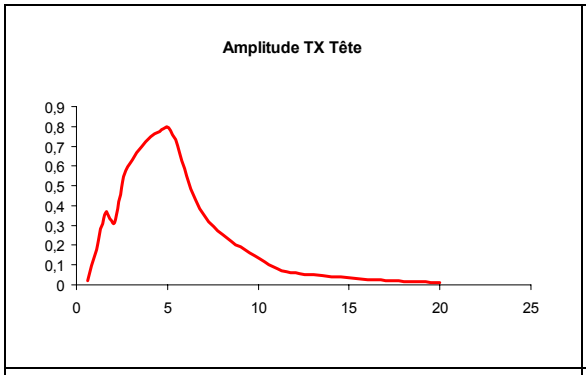

Amplitude TZ Abdomen
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

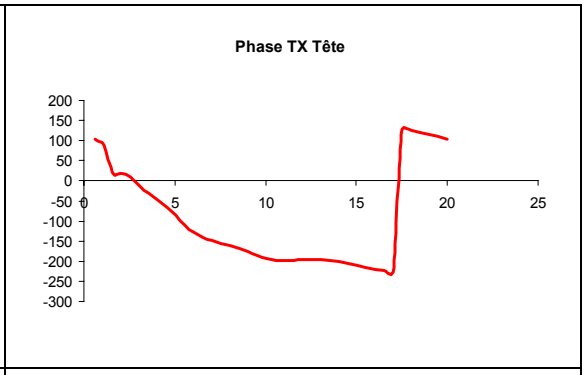

Phase TZ Abdomen
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

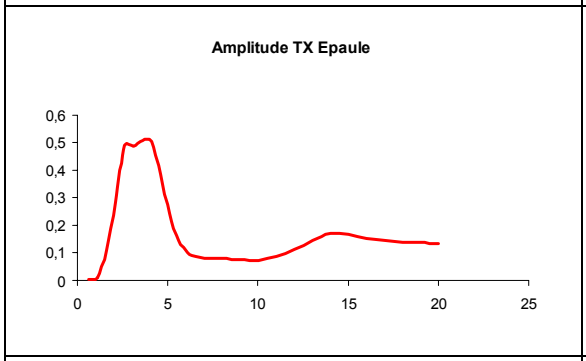


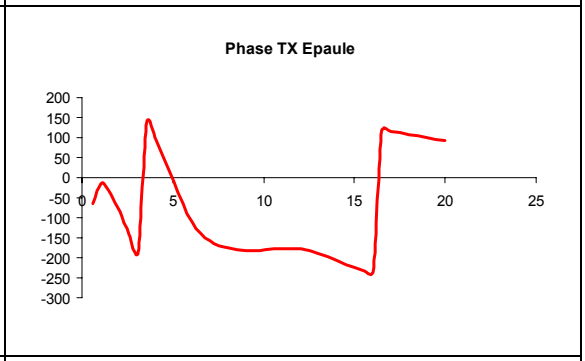


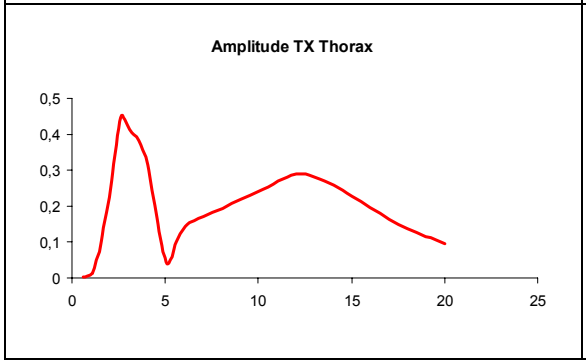
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment X) : 50ème centile « gros » sans dossier

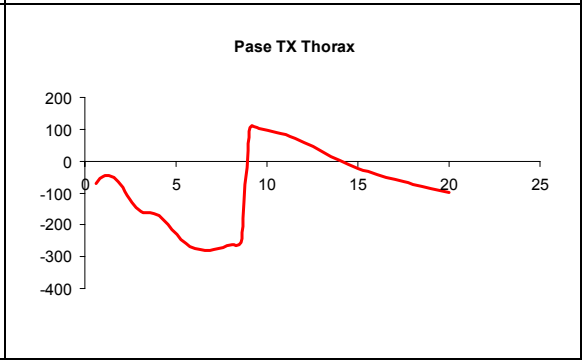


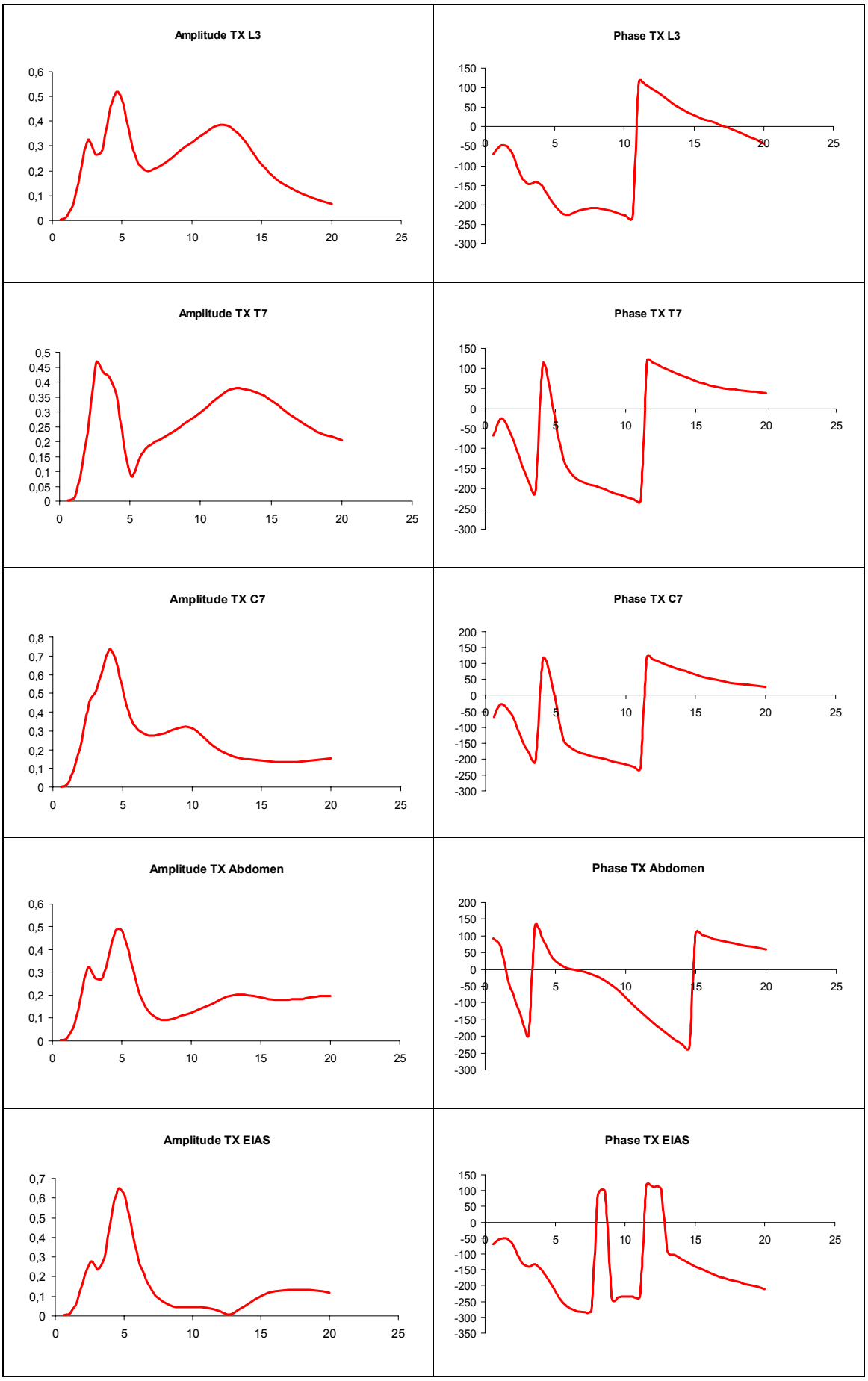




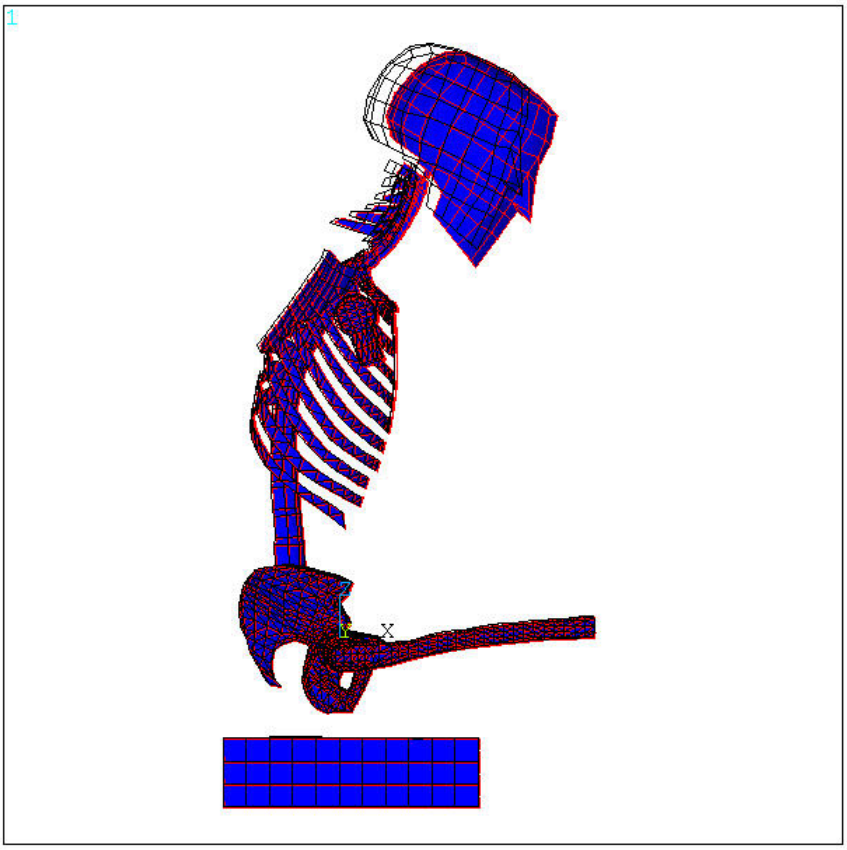


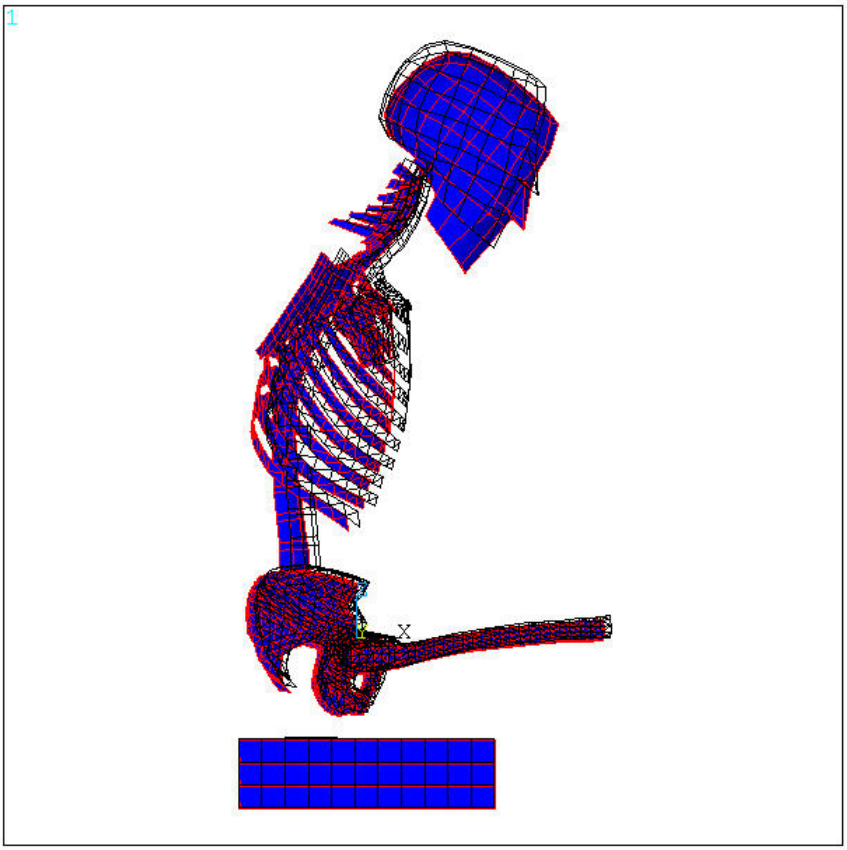


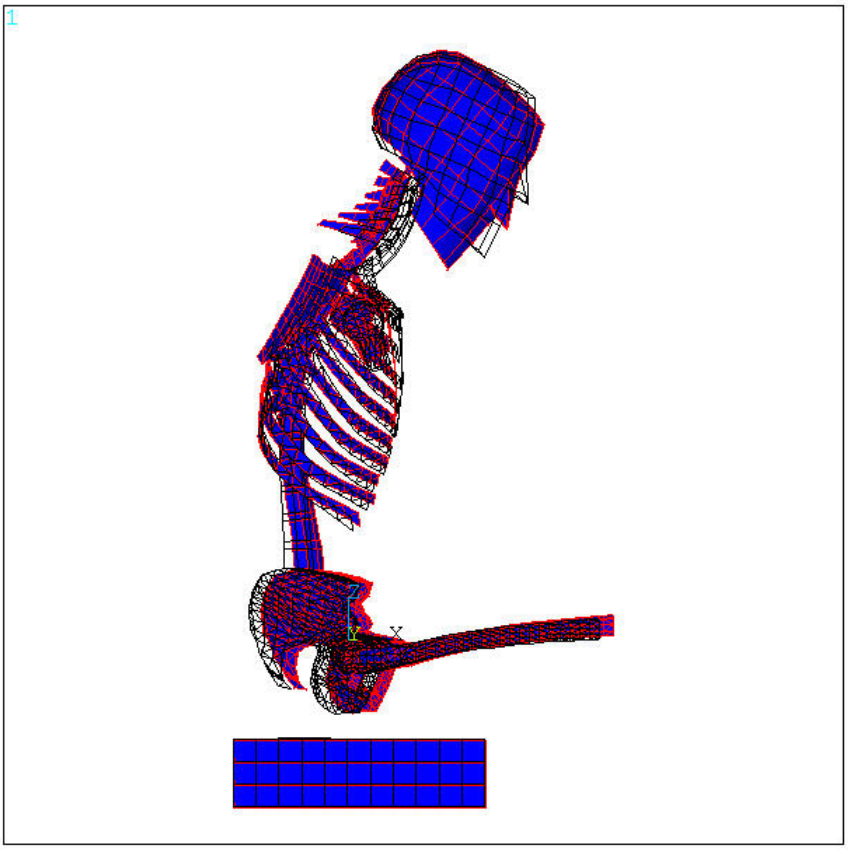


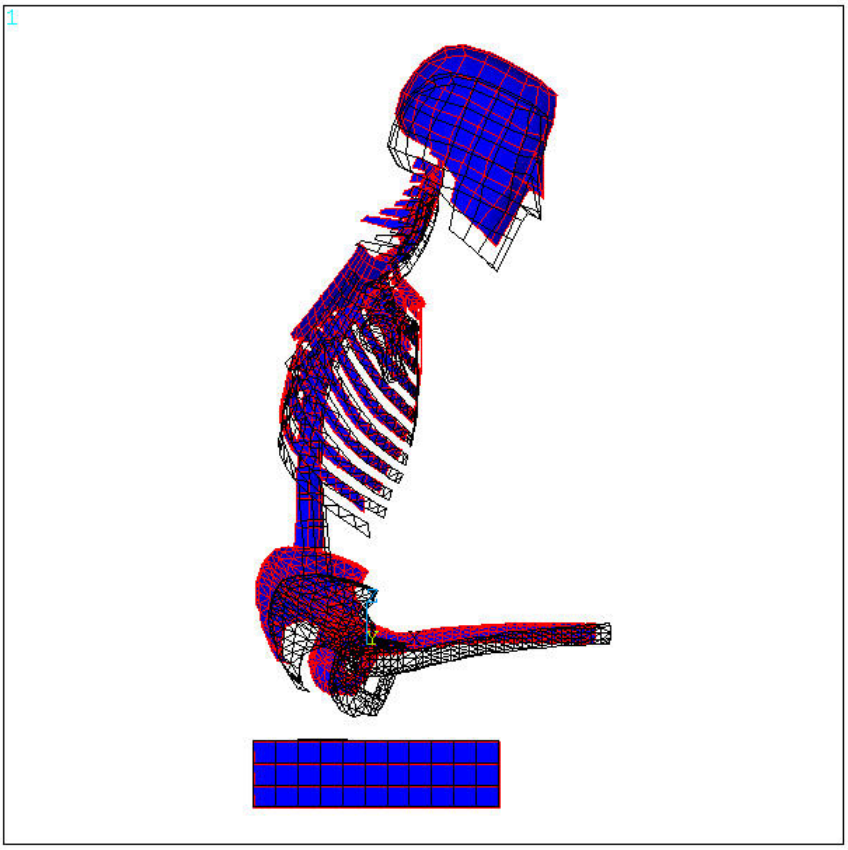

Amplitude TX L3
Phase TX L3
Amplitude TX T7
Phase TX T7
Amplitude TX C7
Phase TX C7
Amplitude TX Abdomen
Phase TX Abdomen
Amplitude TX EIAS
Phase TX EIAS

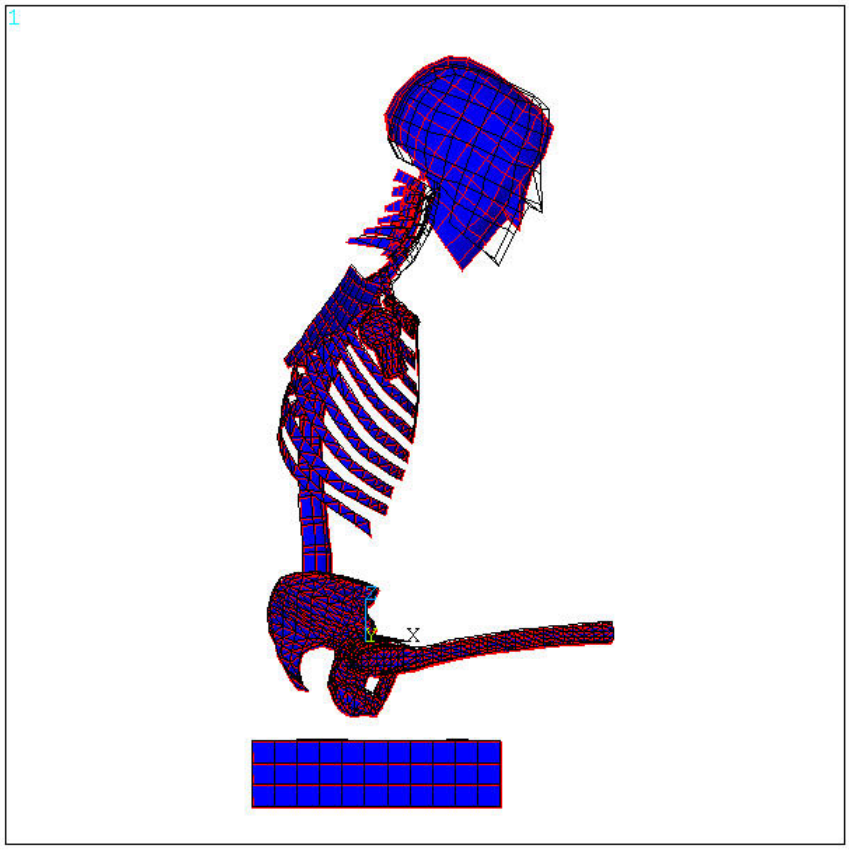
VI.4.4.3 Analyse modale : 50ème centile « gros » sans dossier





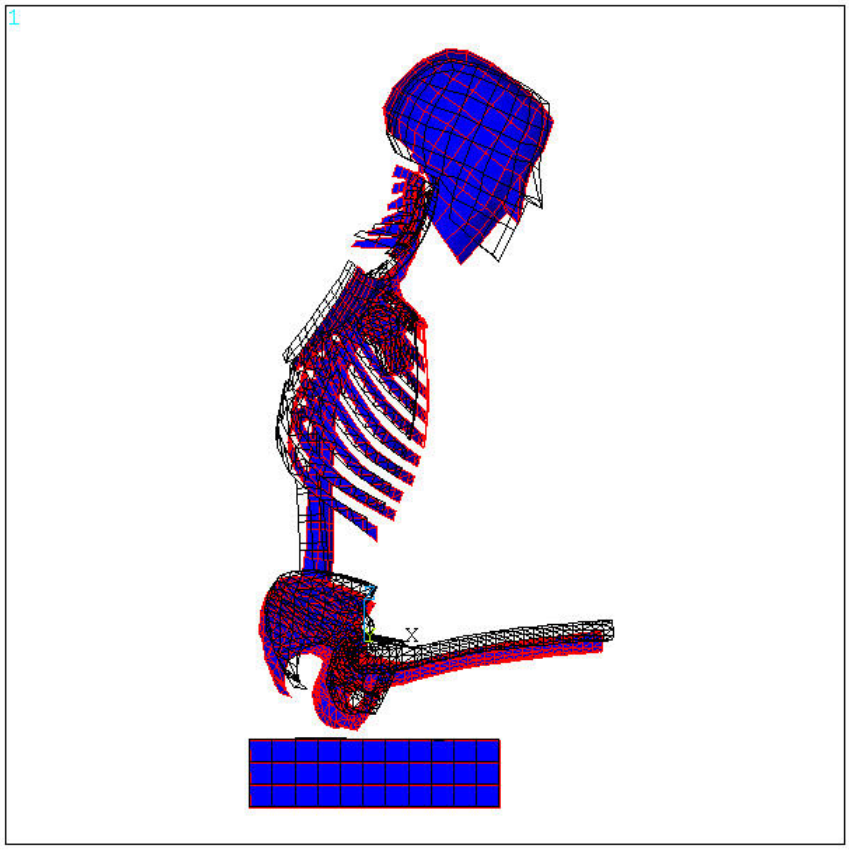

1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:42:19
PLOT NO. 23
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=4.08
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.254437
DSCA=.18831
YV =-1
DIST=.534316
XF =.093027
ZF =.272741
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:42:24
PLOT NO. 24
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=4.995
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.156293
DSCA=.306559
YV =-1
DIST=.548612
XF =.073144
ZF =.285739
Z-BUFFER



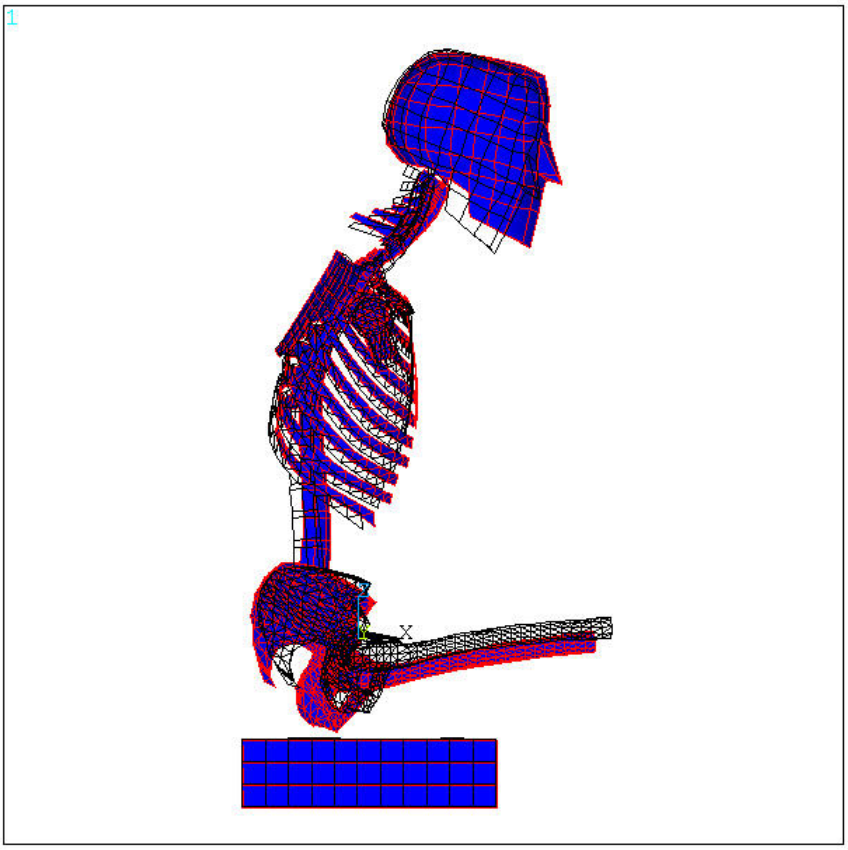
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:42:41
PLOT NO. 28
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.656
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.154

DSCA=.041536
YV =-1
DIST=.542254
XF =.074423
ZF =.279959
Z-BUFFER



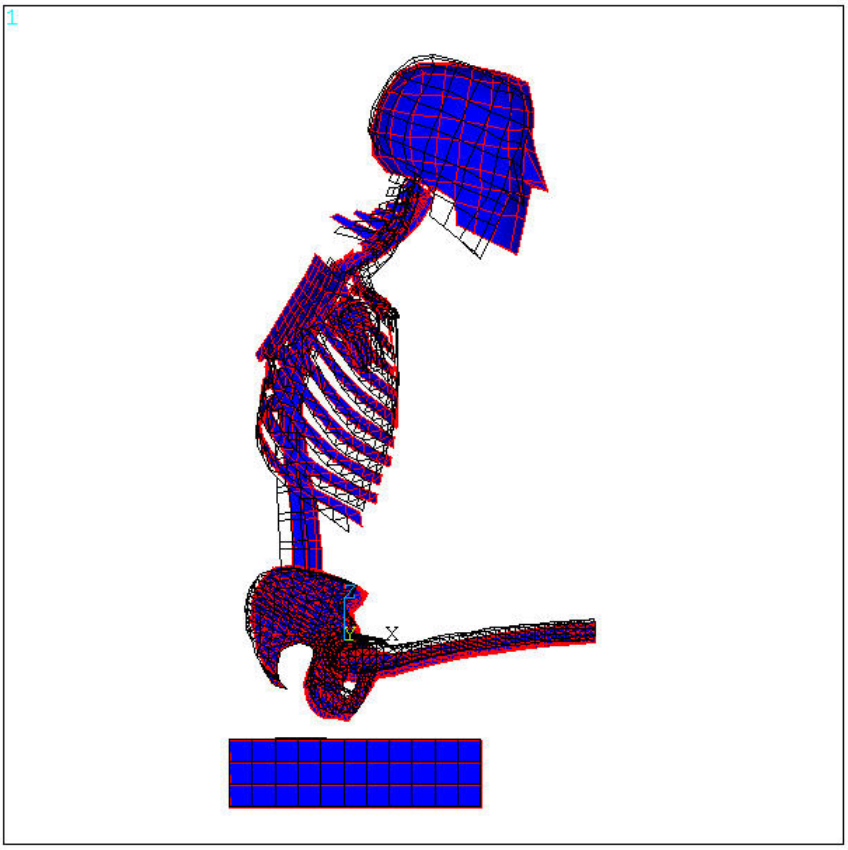
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:42:45
PLOT NO. 29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=11.23
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.214371

DSCA=.223505
YV =-1
DIST=.53835
XF =.076179
ZF =.276409
Z-BUFFER



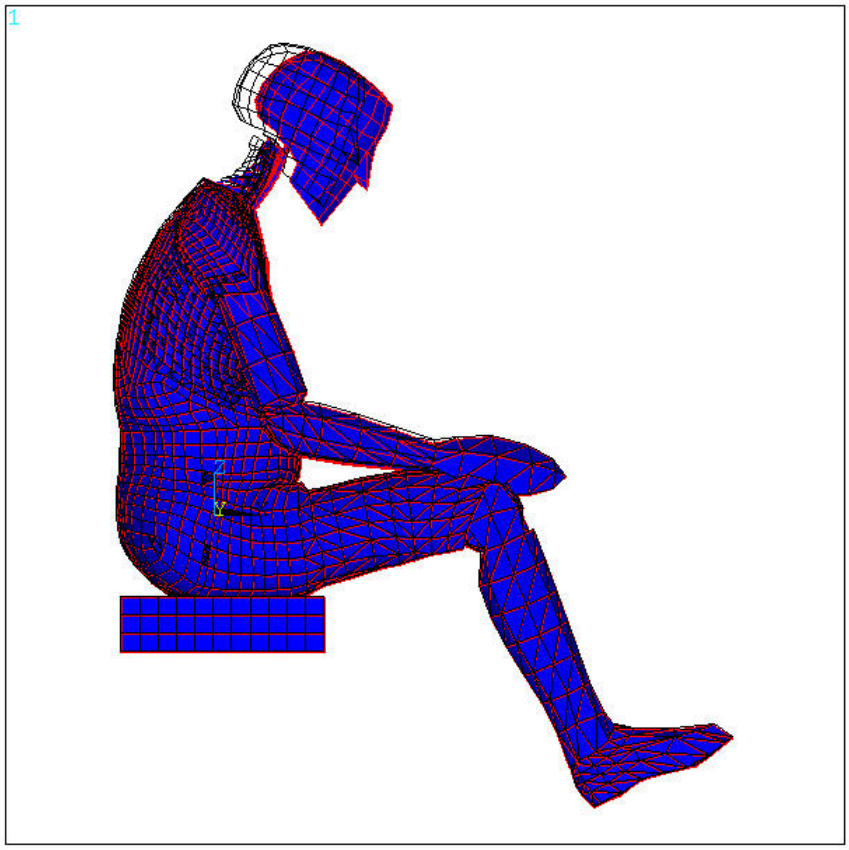
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:43:03
PLOT NO. 33
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =13
FREQ=13.344
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.153383

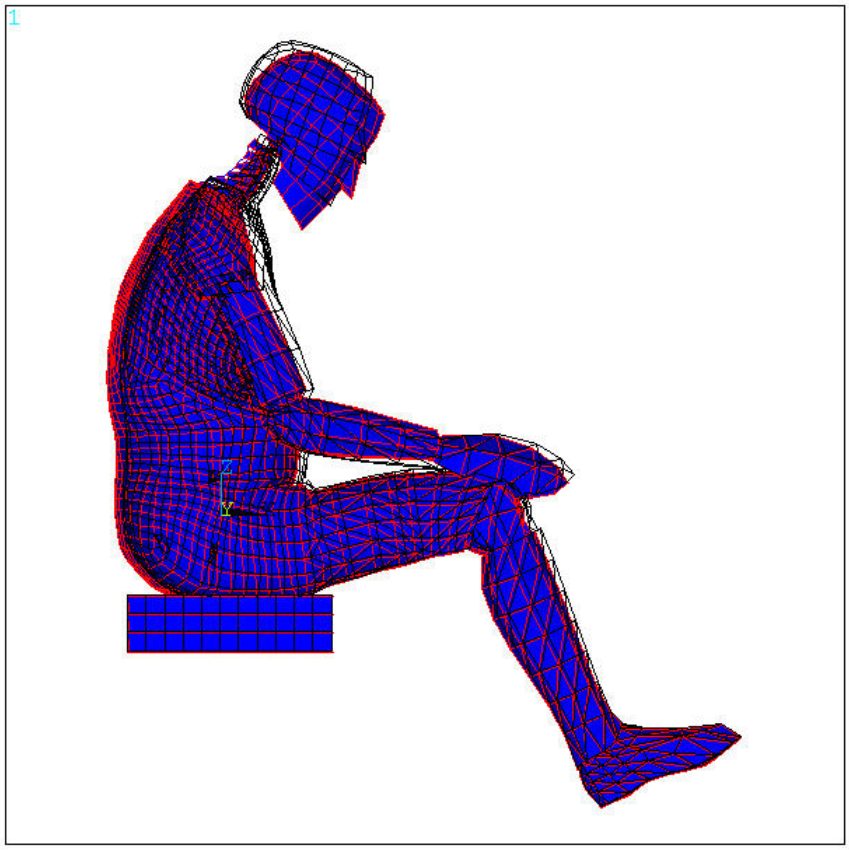
DSCA=.312374
YV =-1
DIST=.530732
XF =.079843
ZF =.269483
Z-BUFFER

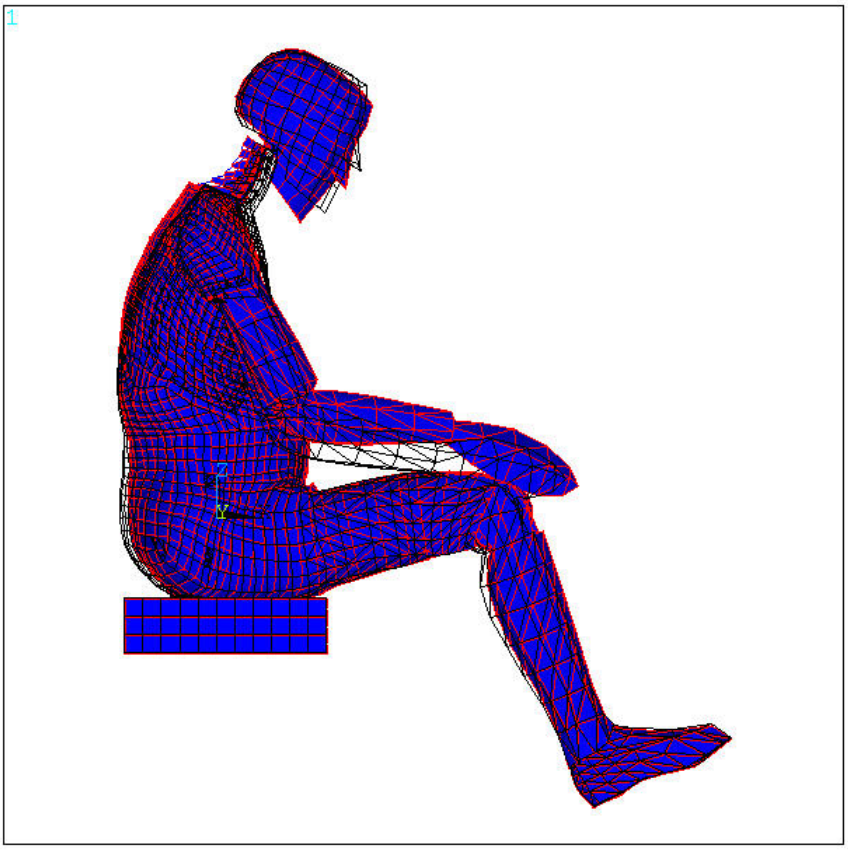


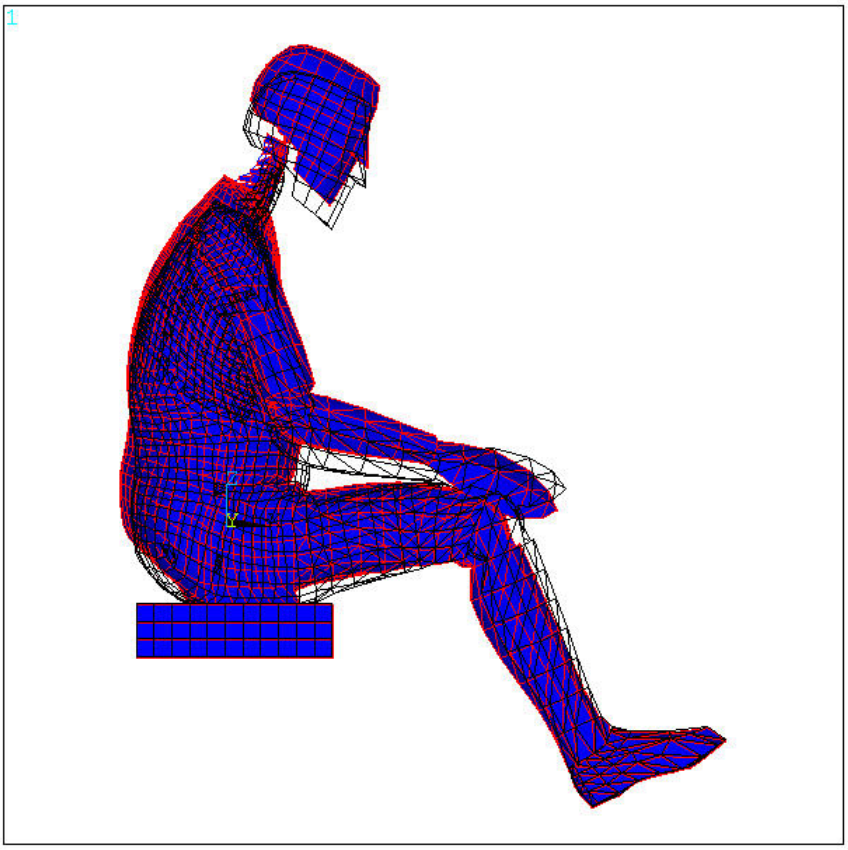
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:43:07
PLOT NO. 34
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =14
FREQ=13.756
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.363479

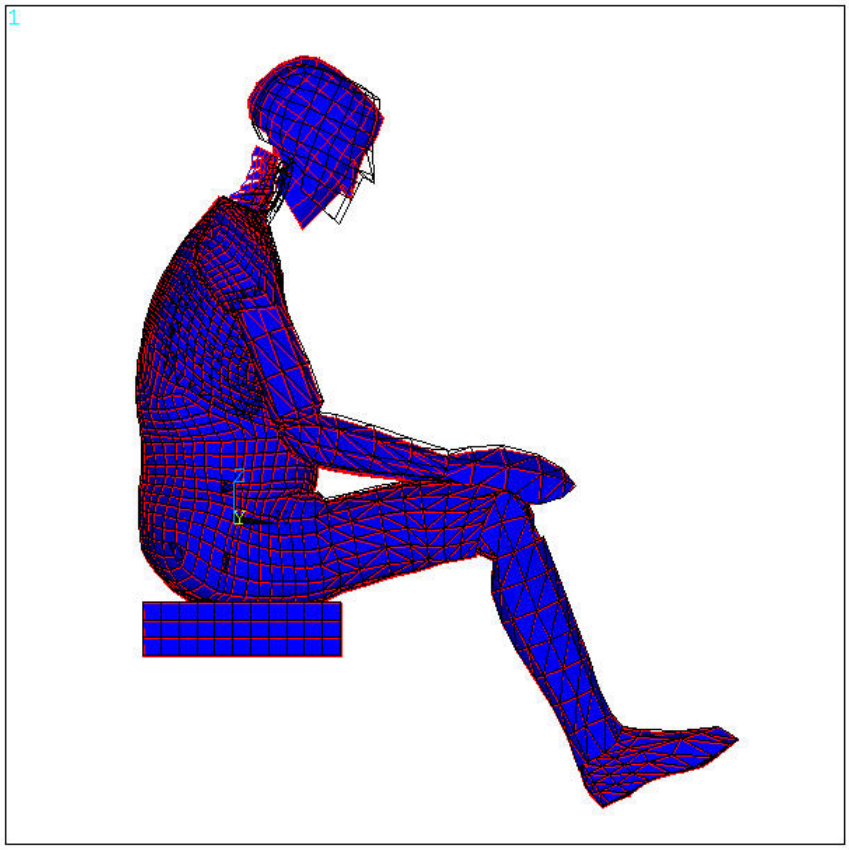
DSCA=.131818
YV =-1
DIST=.535357
XF =.09837
ZF =.273688
Z-BUFFER

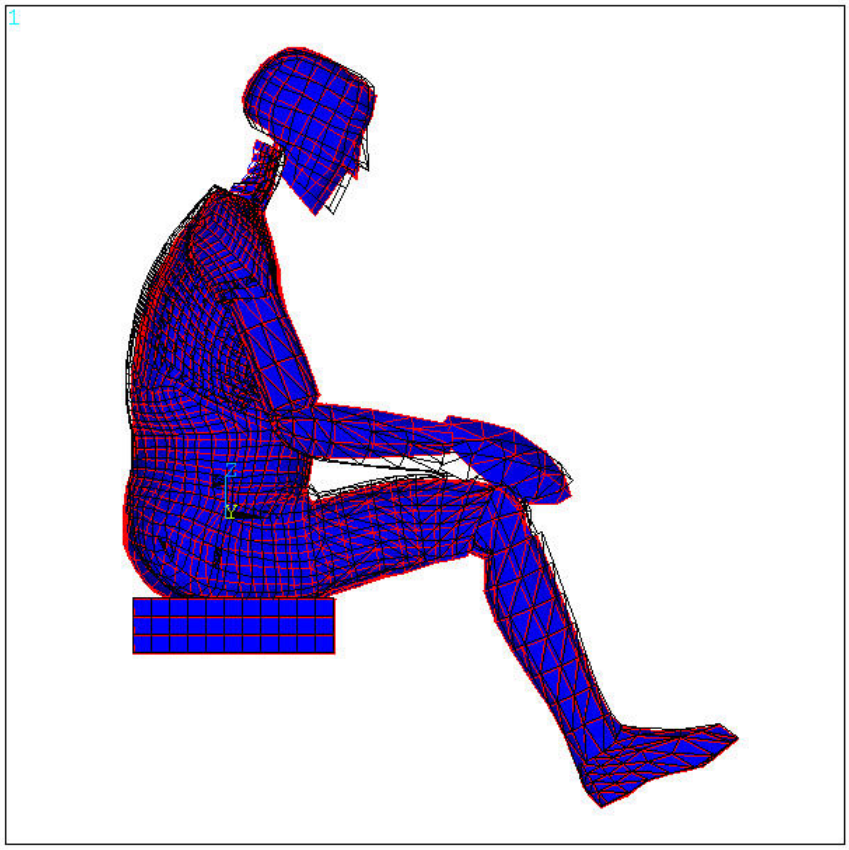

1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:45:27
PLOT NO. 63
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.375
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.670701
DSCA=.089779
YV =-1
DIST=.662181
XF =.329972
ZF =.142952
Z-BUFFER

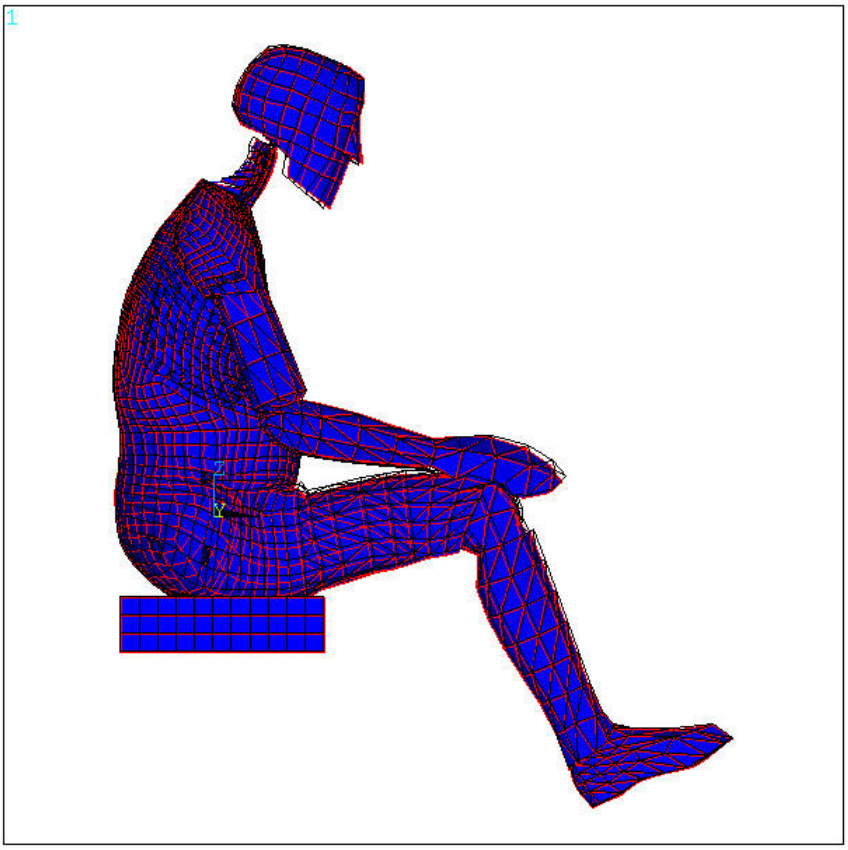

1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:45:32
PLOT NO. 64
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=2.452
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.36697
DSCA=.164085
YV =-1
DIST=.660636
XF =.318276
ZF =.141548
Z-BUFFER

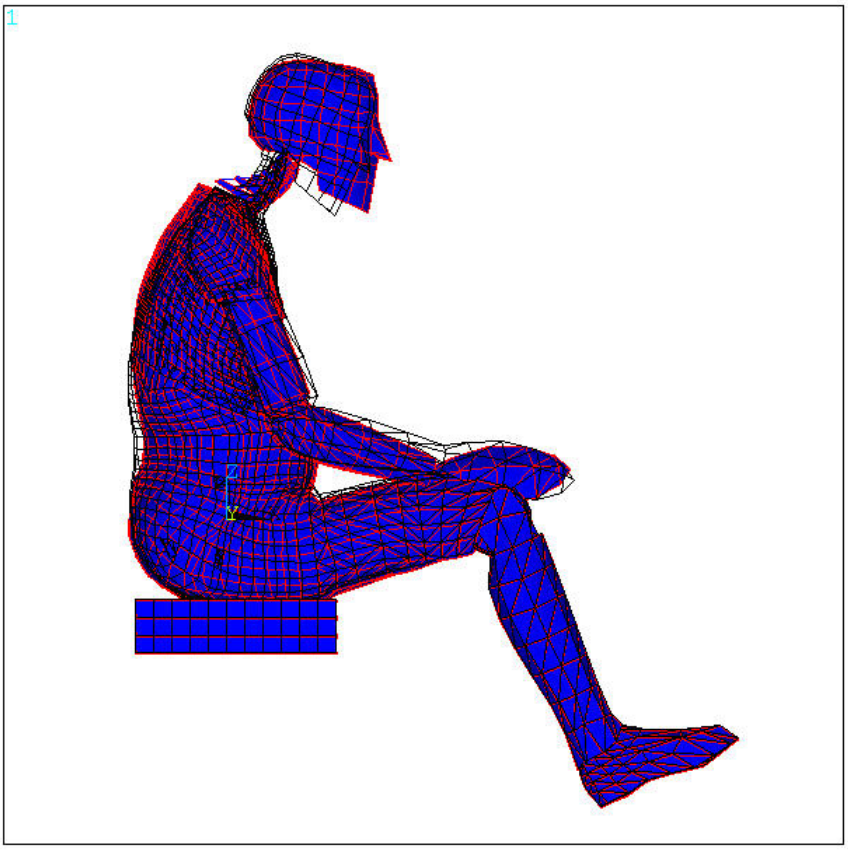

1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:45:37
PLOT NO. 65
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=4.08
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.368833
DSCA=.163257
YV =-1
DIST=.668665
XF =.325759
ZF =.148847
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:45:42
PLOT NO. 66
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =4
FREQ=4.995
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.169282
DSCA=.355706
YV =-1
DIST=.687387
XF =.320229
ZF =.165867
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:46:03
PLOT NO. 70
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=9.656
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =1.154
DSCA=.0522
YV =-1
DIST=.681476
XF =.308156
ZF =.160494
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:46:08
PLOT NO. 71
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=11.23
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.444842
DSCA=.135361
YV =-1
DIST=.669207
XF =.315818
ZF =.14934
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:46:28
PLOT NO. 75
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =13
FREQ=13.344
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.780605
DSCA=.077138
YV =-1
DIST=.66327
XF =.328357
ZF =.143943
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:46:34
PLOT NO. 76
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =14
FREQ=13.756
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.405885
DSCA=.148354
YV =-1
DIST=.671716
XF =.311462
ZF =.151621
Z-BUFFER

VI.4.5 50 ème centile "gros" avec dossier 100°

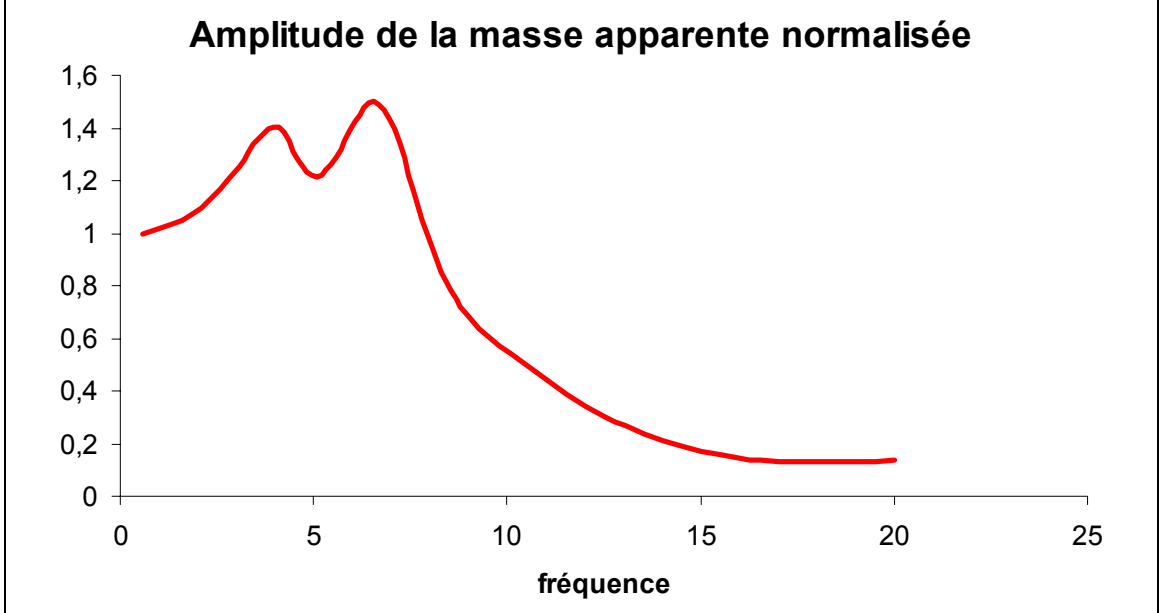
VI.4.5.1 Caractéristiques d'inertie

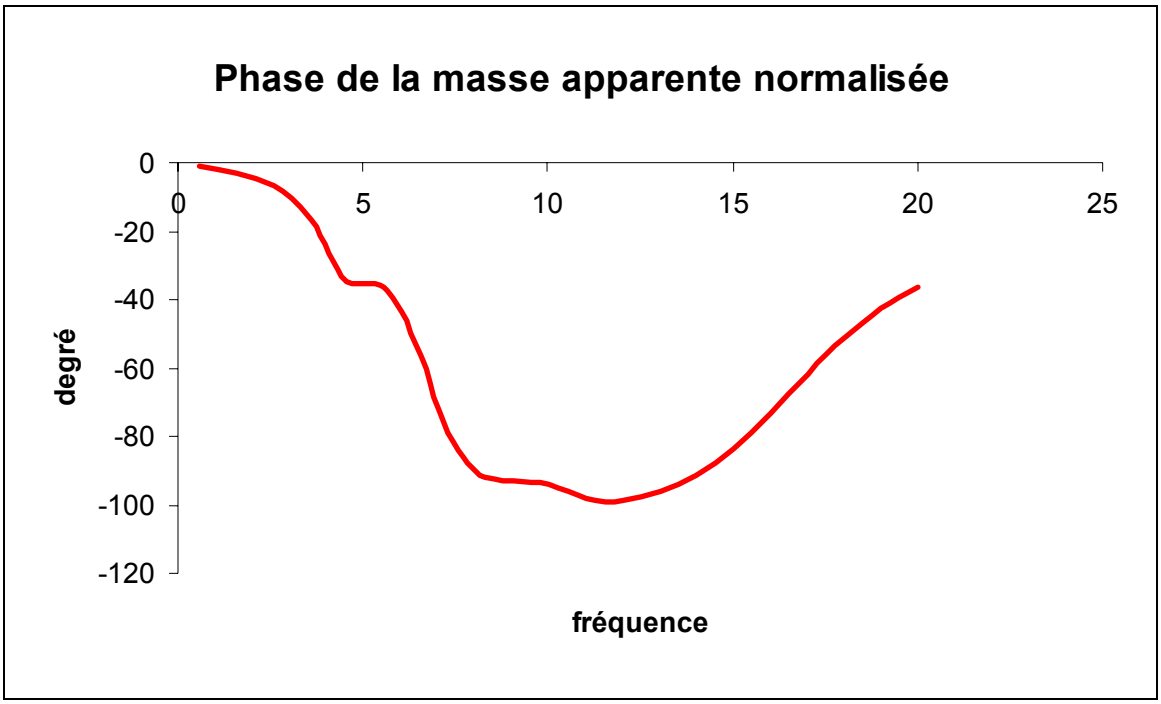
Coordonnées du centre d'inertie (m)		Moments d'inertie dans le repère global (kg.m²)		Moments d'inertie par rapport au centre d'inertie (kg.m²)	
X	0.28348E-01	Ixx	5.400	Ixx	3.874
Y	-0.29547E-04	Iyy	9.343	Iyy	7.748
Z	0.13375	Izz	6.004	Izz	5.936
		Ixy	0.3617E-03	Ixy	0.2903E-03
Masse Totale (kg)		Iyz	0.9869E-03	Iyz	0.6497E-03
85.31		Izx	2.034	Izx	2.357

Tableau 27: Caractéristiques d'inertie 50ème centile "gros", posture avec dossier 100°.

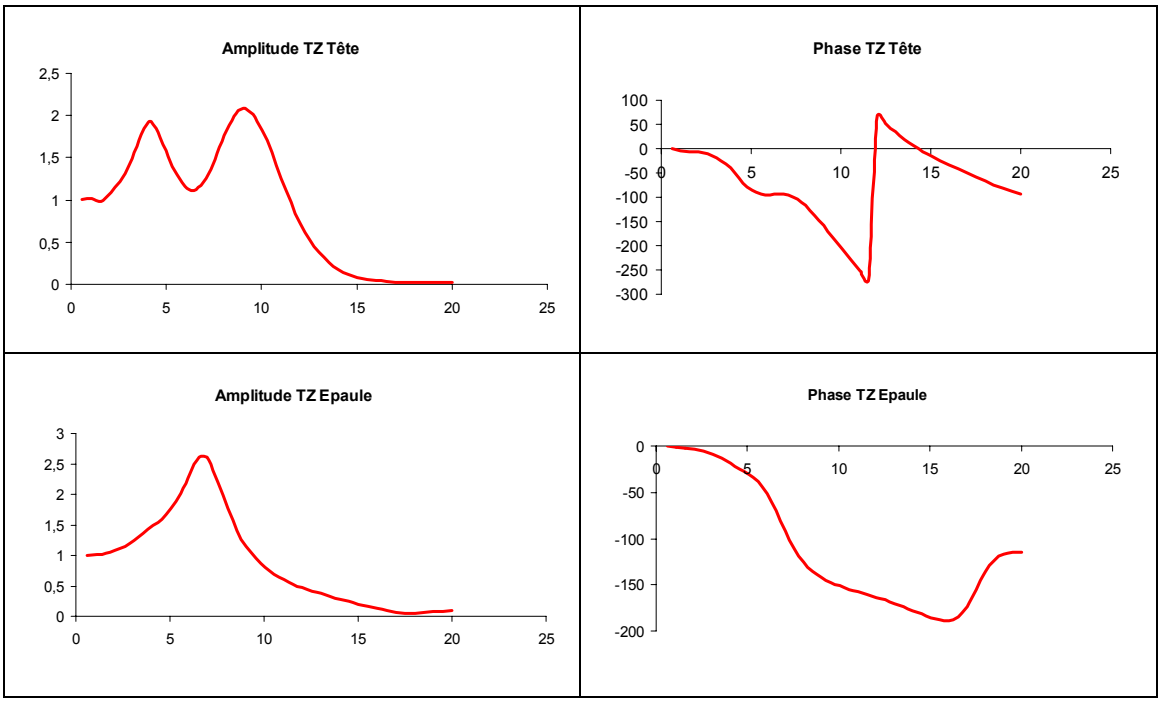
VI.4.5.2 Analyse harmonique : 50ème centile « gros » dossier100°

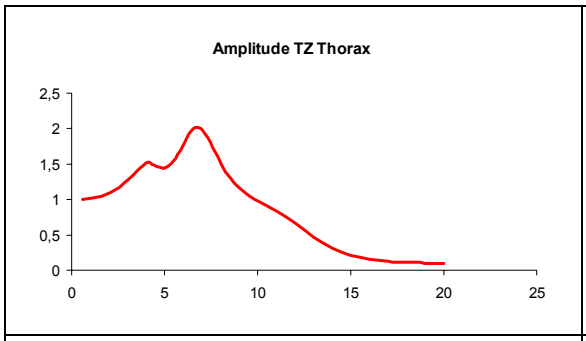
Masse apparente : 50ème centile « gros » dossier100°

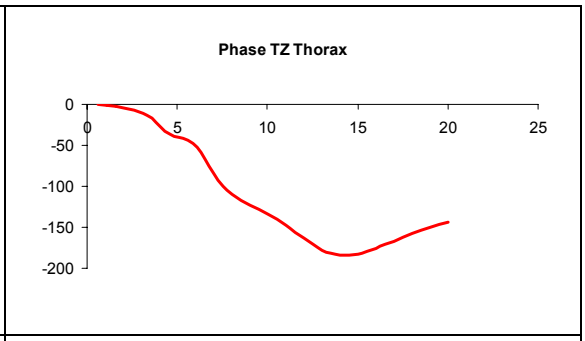


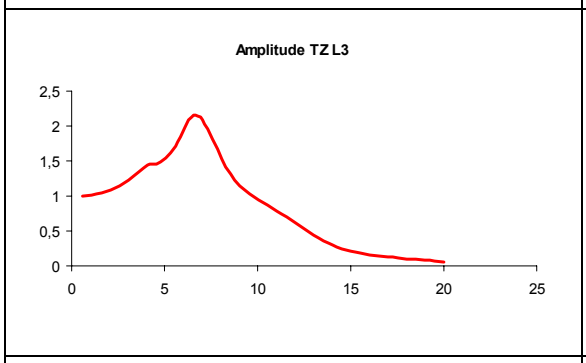


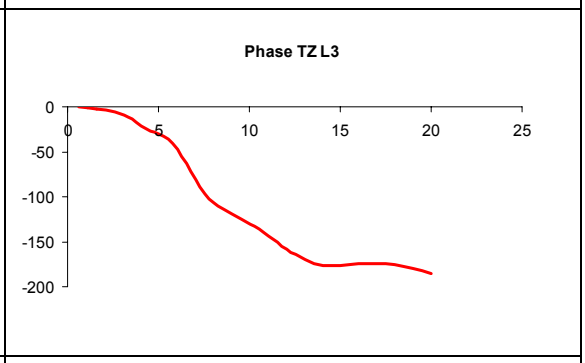
Transmissibilité verticale (Siège Z / Segment Z) : 50ème centile « gros » dossier100°

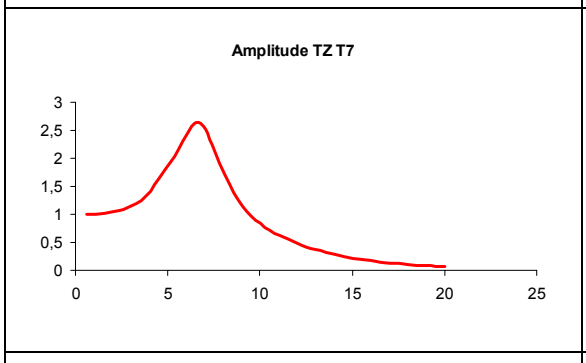


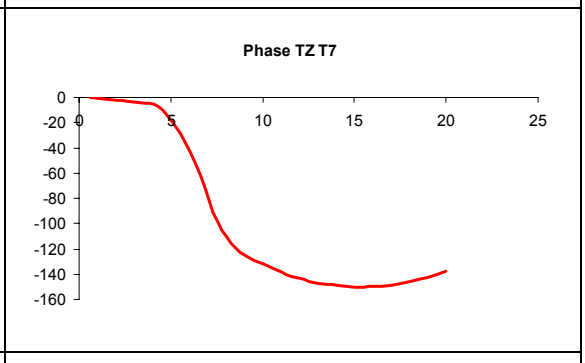

Amplitude TZ Thorax
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

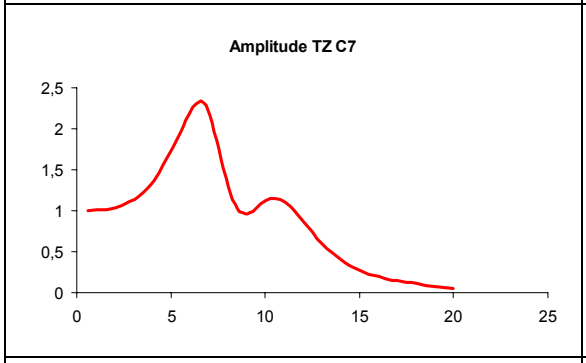

Phase TZ Thorax
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

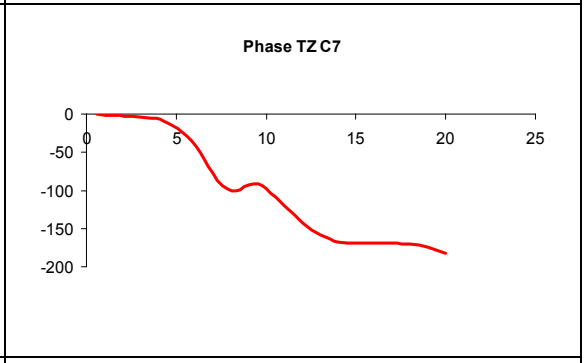

Amplitude TZ L3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

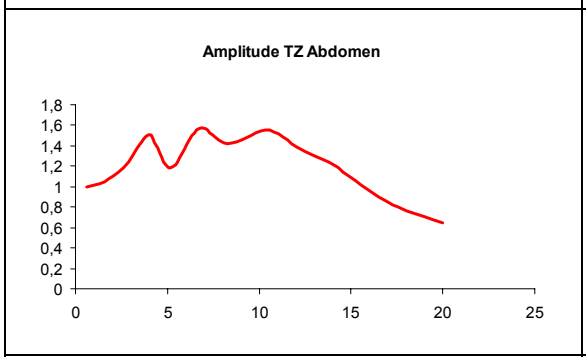

Phase TZ L3
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

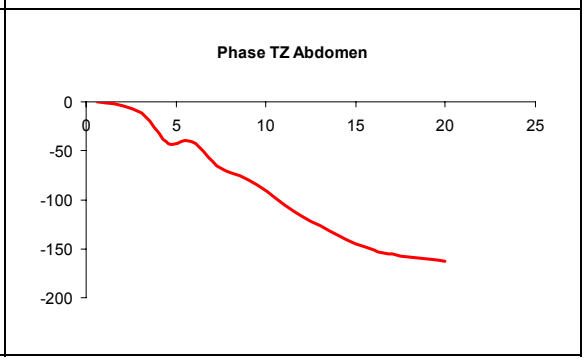

Amplitude TZ T7
3
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25

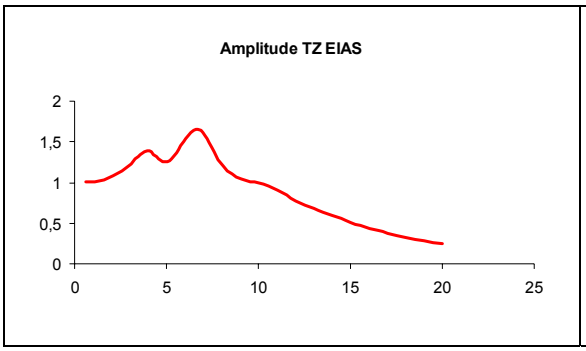

Phase TZ T7
0
-20
-40
-60
-80
-100
-120
-140
-160
0
5
10
15
20
25

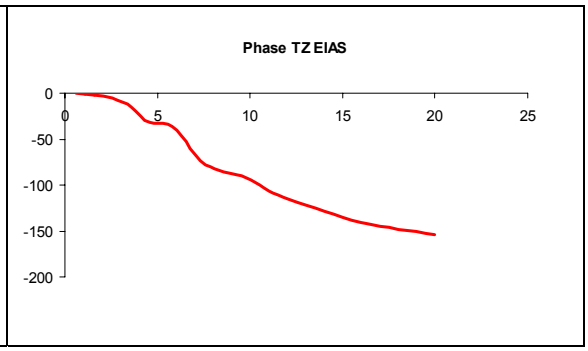

Amplitude TZ C7
2,5
2
1,5
1
0,5
0
0
5
10
15
20
25


Phase TZ C7
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

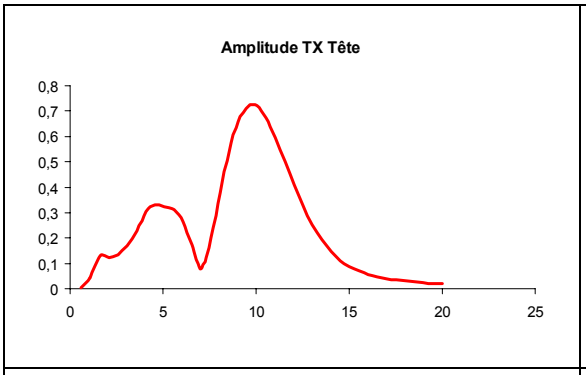

Amplitude TZ Abdomen
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
5
10
15
20
25

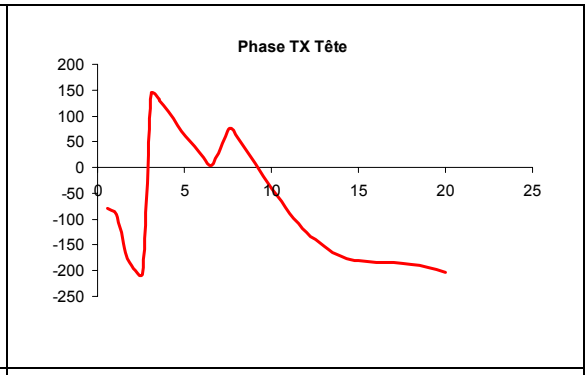

Phase TZ Abdomen
0
-50
-100
-150
-200
0
5
10
15
20
25

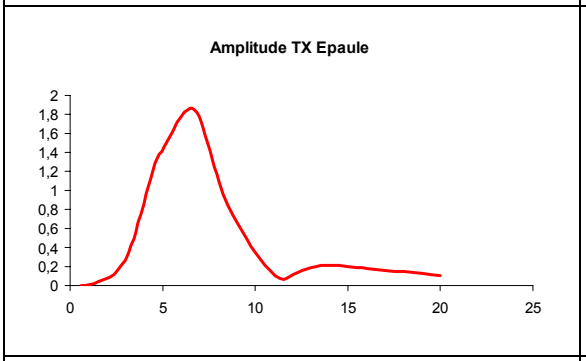


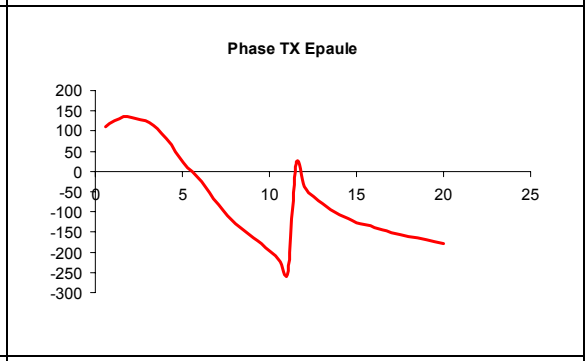


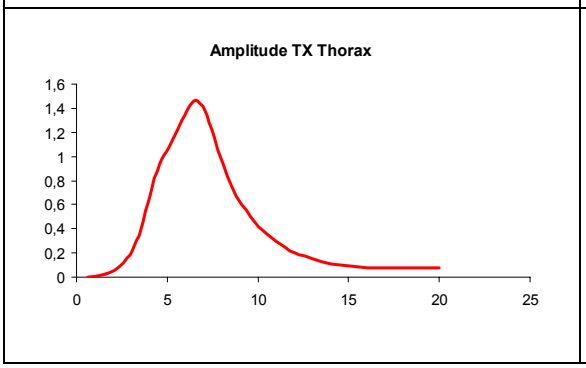
Transmissibilité antéro-postérieure (Siège Z / Segment Z) : 50ème centile « gros » dossier100°

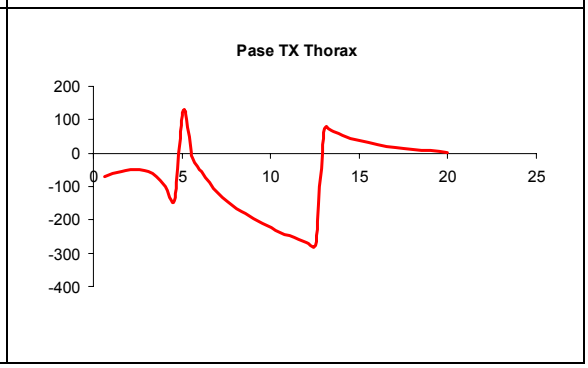


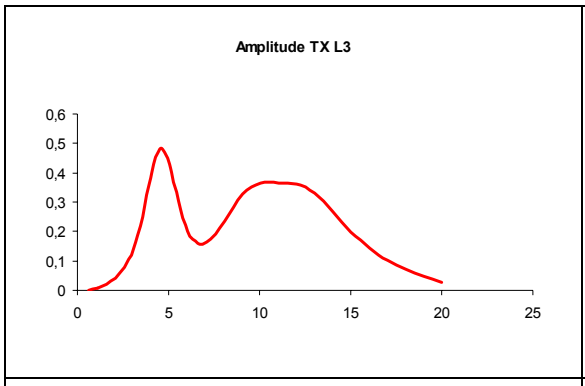


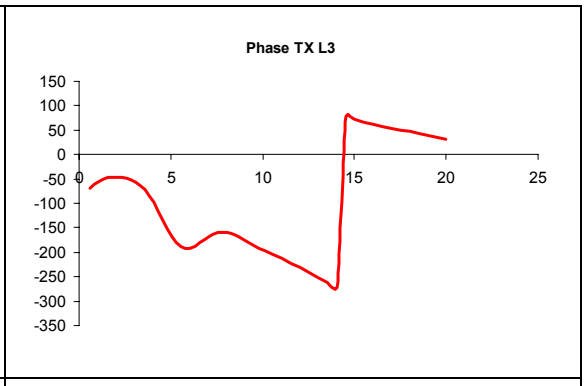


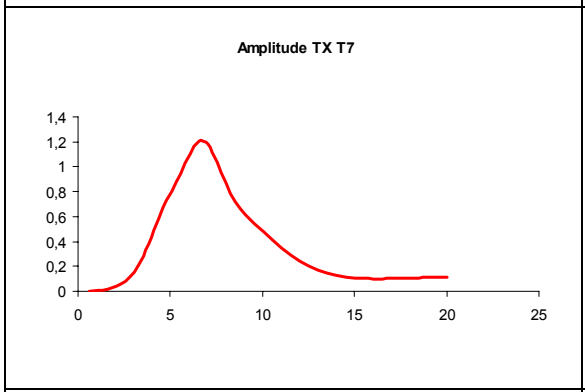


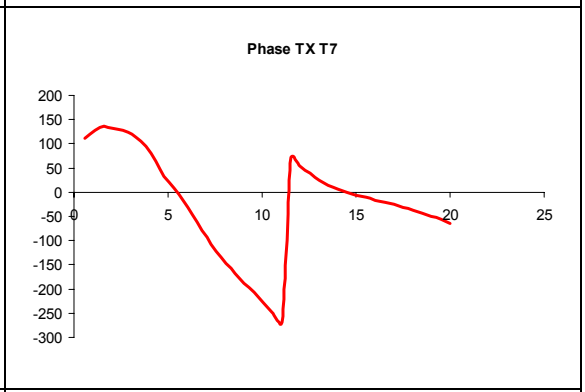


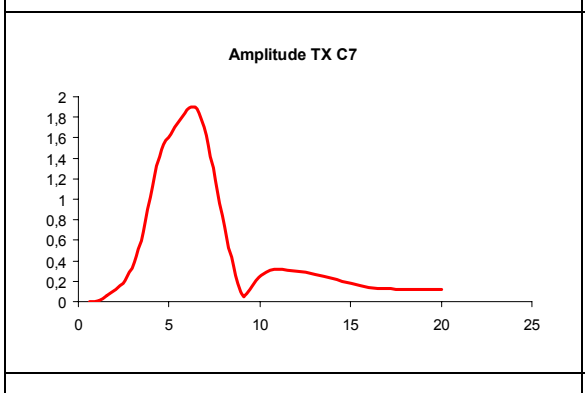


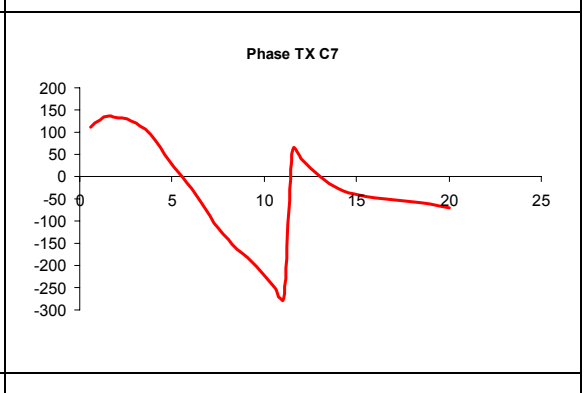

Amplitude TX L3
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0 5 10 15 20 25

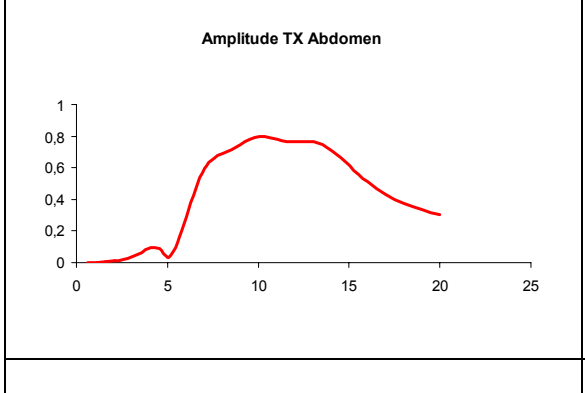

Phase TX L3
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
-350
0 5 10 15 20 25

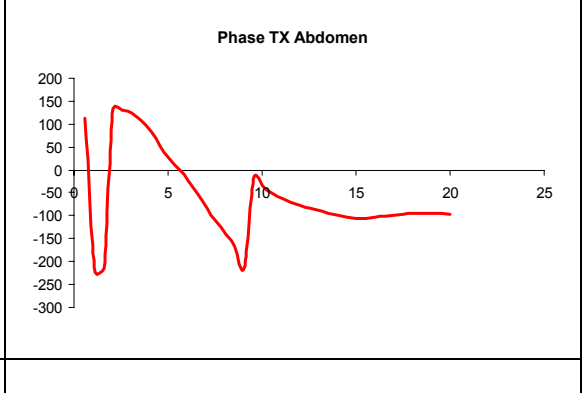

Amplitude TX T7
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0 5 10 15 20 25

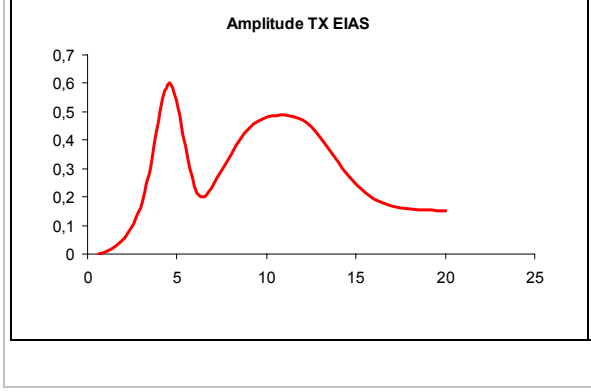

Phase TX T7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0 5 10 15 20 25

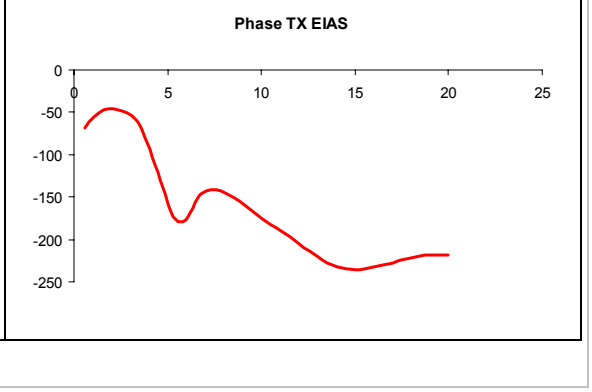

Amplitude TX C7
2
1,8
1,6
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0 5 10 15 20 25


Phase TX C7
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0 5 10 15 20 25

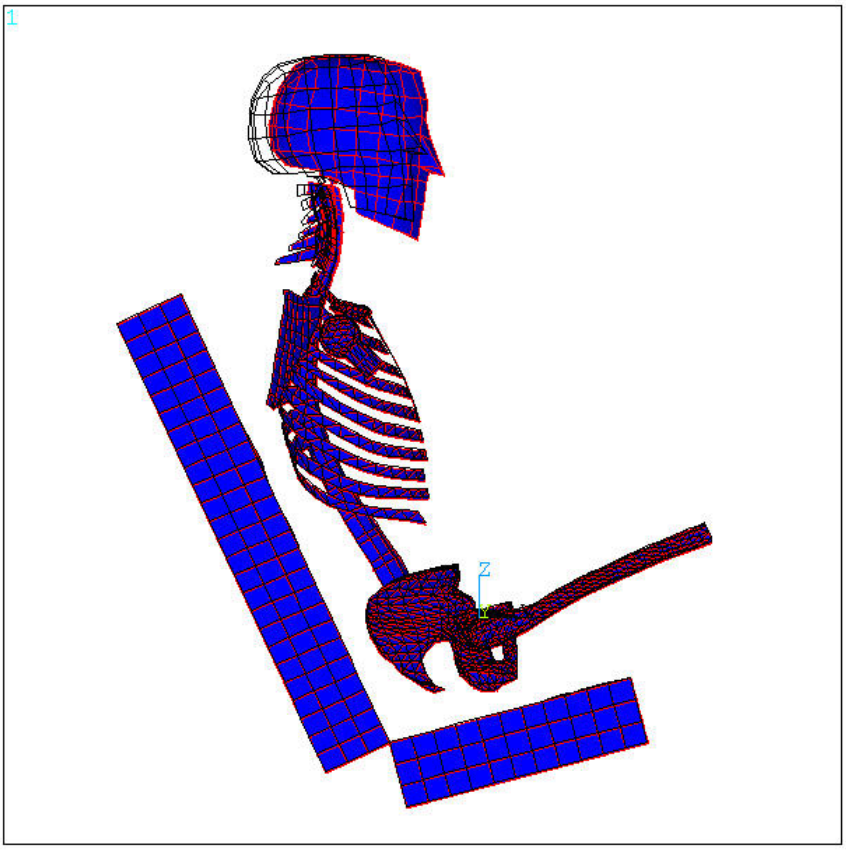

Amplitude TX Abdomen
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0 5 10 15 20 25


Phase TX Abdomen
200
150
100
50
0
-50
-100
-150
-200
-250
-300
0 5 10 15 20 25


Amplitude TX EIAS
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0
0 5 10 15 20 25

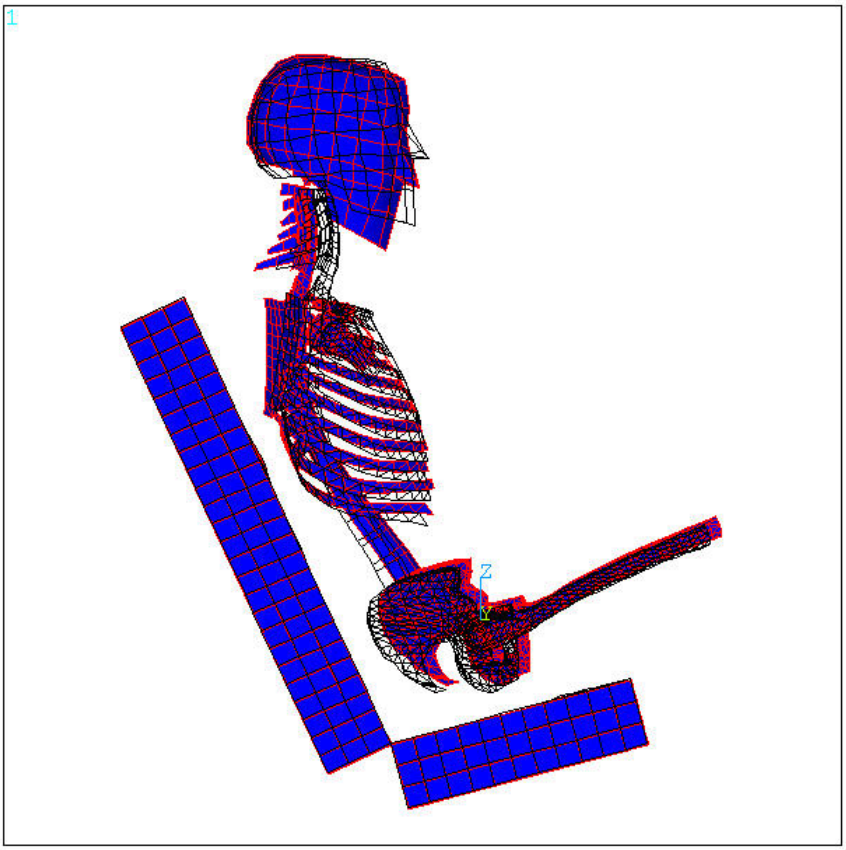

Phase TX EIAS
0
-50
-100
-150
-200
-250
0 5 10 15 20 25

VI.4.5.3 Analyse modale : 50ème centile « gros » dossier100°



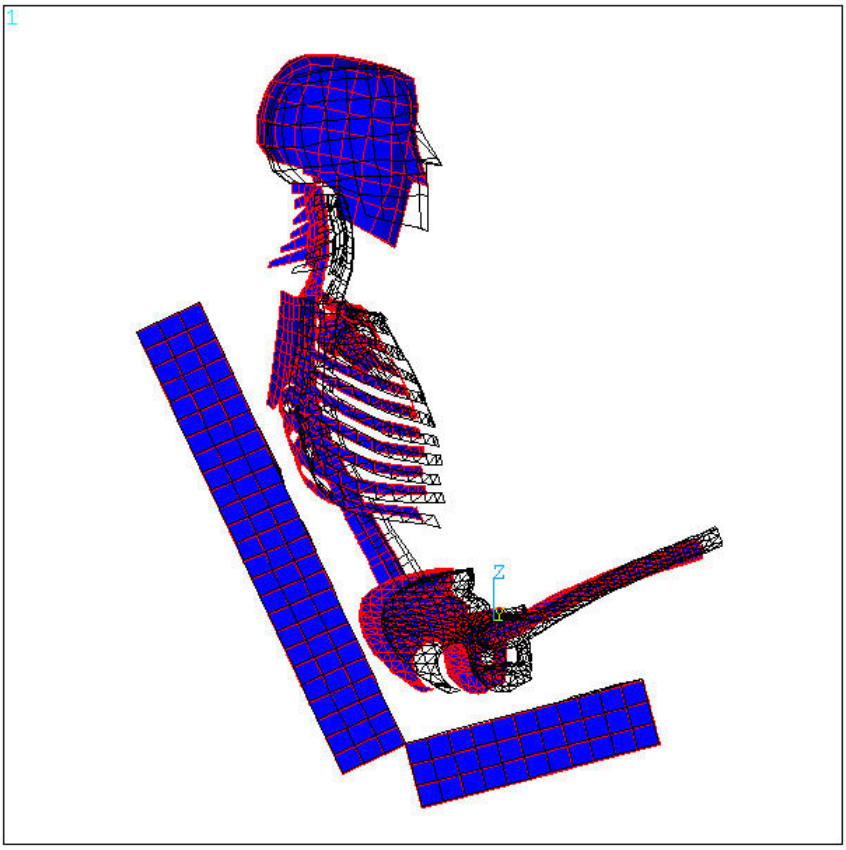
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:02:24
PLOT NO. 21
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.429
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.726651

DSCA=.06644
YV =-1
DIST=.538747
XF =-.075275
ZF =.2467
Z-BUFFER



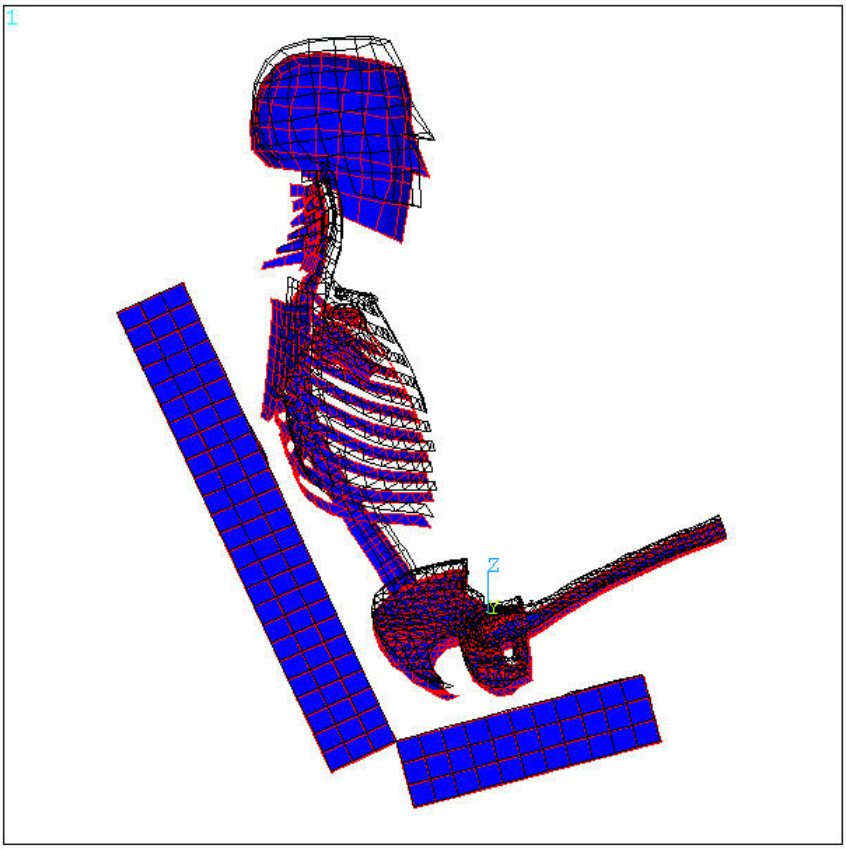
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:02:28
PLOT NO. 22
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.236
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.210779

DSCA=.229047
YV =-1
DIST=.542084
XF =-.077078
ZF =.249733
Z-BUFFER



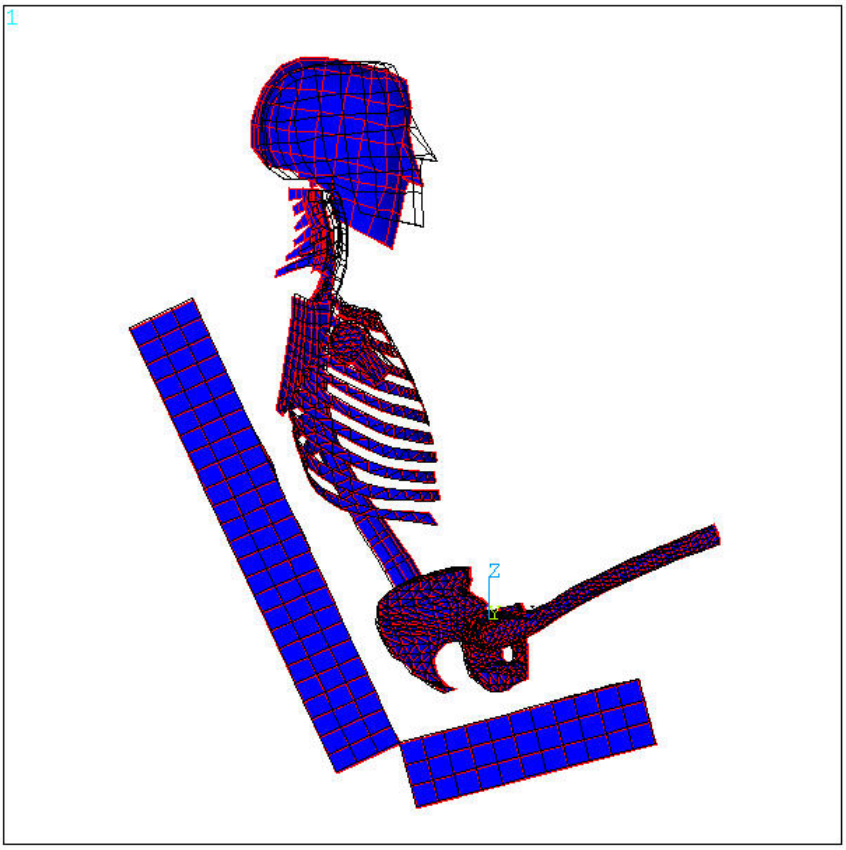
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:02:33
PLOT NO. 23
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=5.345
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.196106

DSCA=.246186
YV =-1
DIST=.547313
XF =-.094341
ZF =.254488
Z-BUFFER



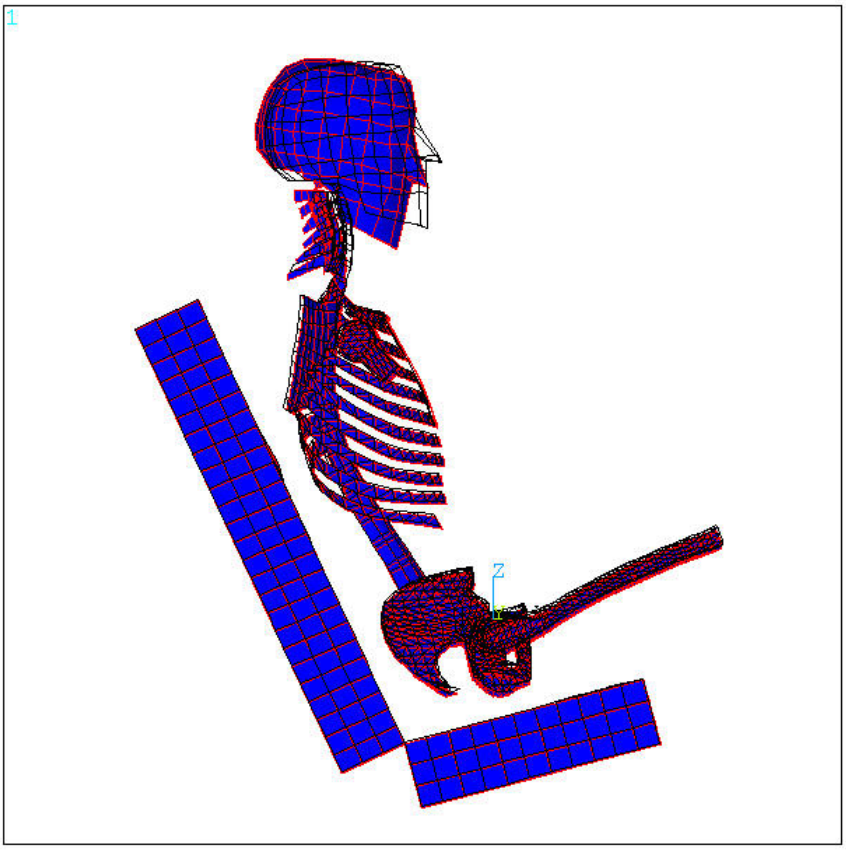
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:02:42
PLOT NO. 25
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =5
FREQ=6.602
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.352594

DSCA=.136924
YV =-1
DIST=.526528
XF =-.08406
ZF =.235592
Z-BUFFER



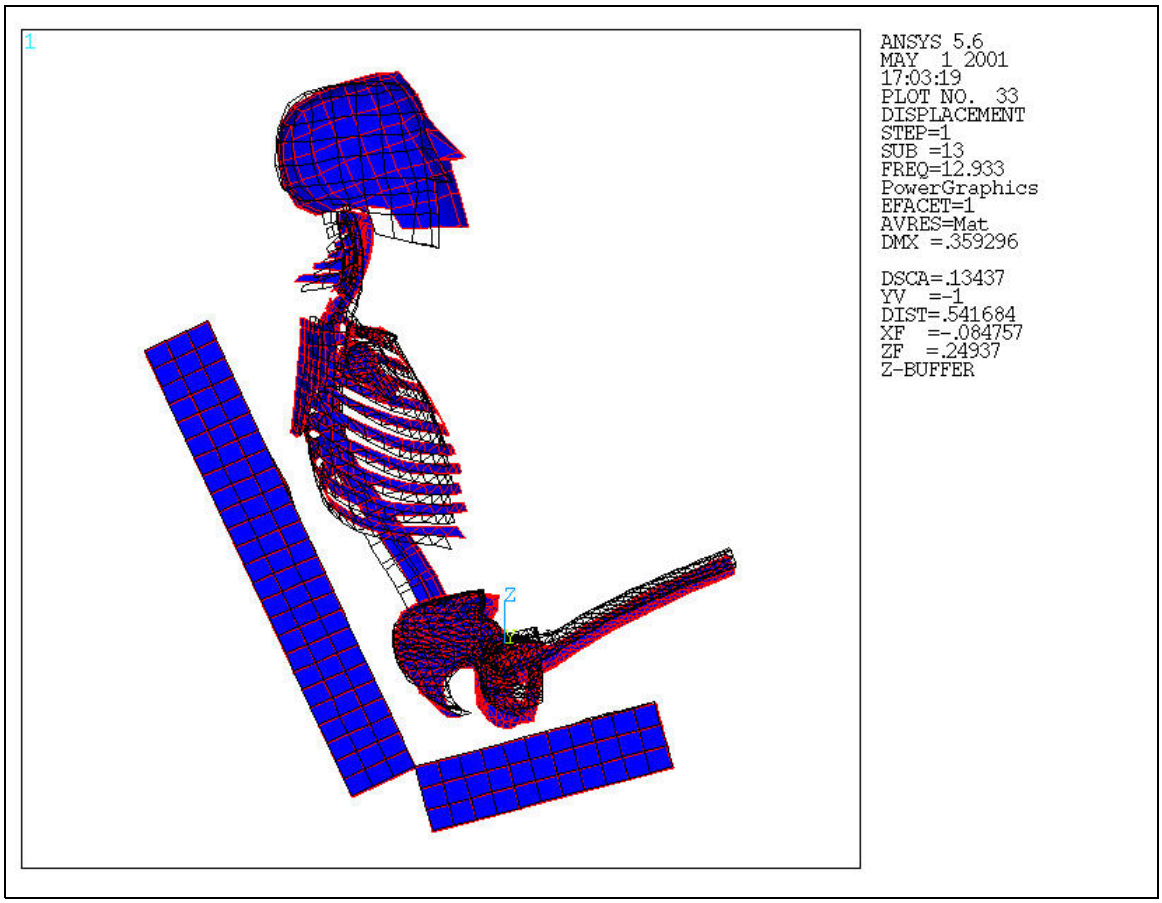
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:02:56
PLOT NO. 28
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=8.684
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.574977

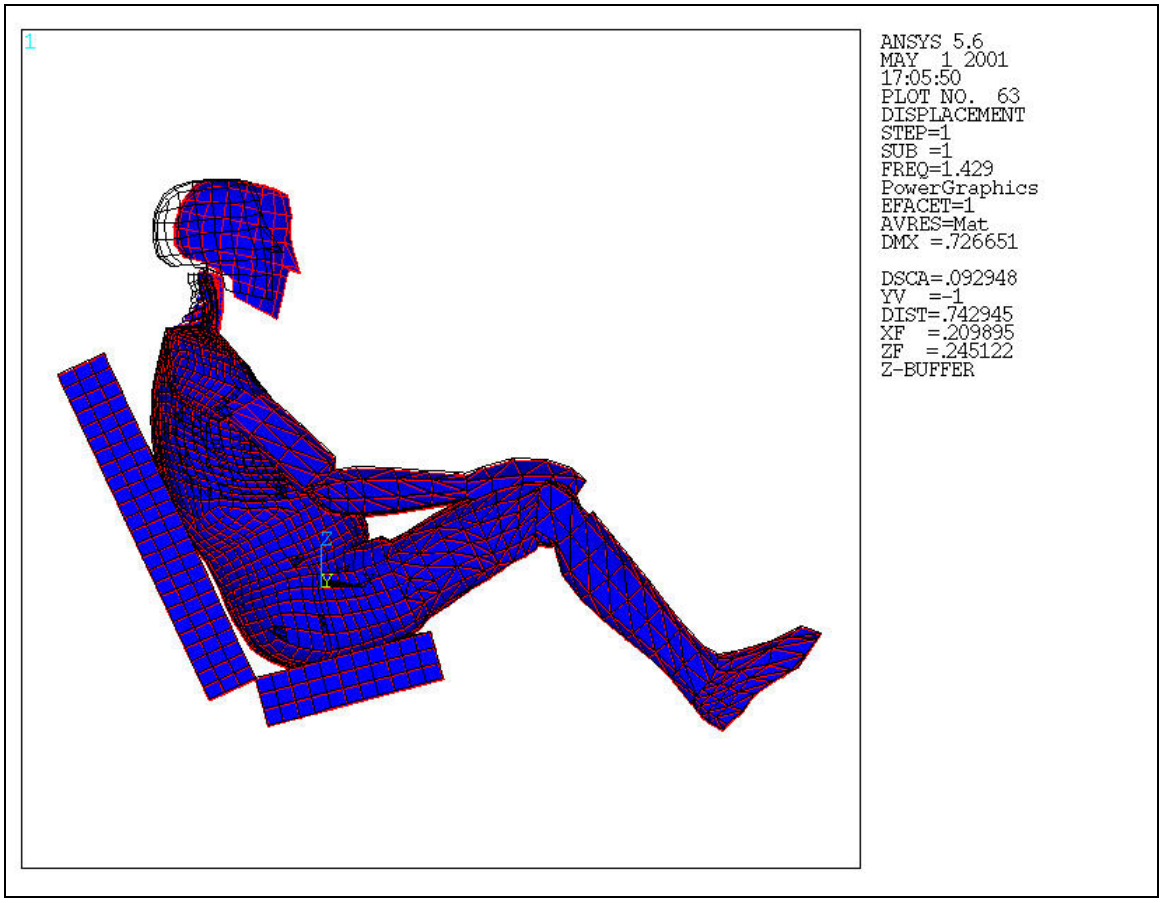
DSCA=.083966
YV =-1
DIST=.543922
XF =-.087975
ZF =.251404
Z-BUFFER

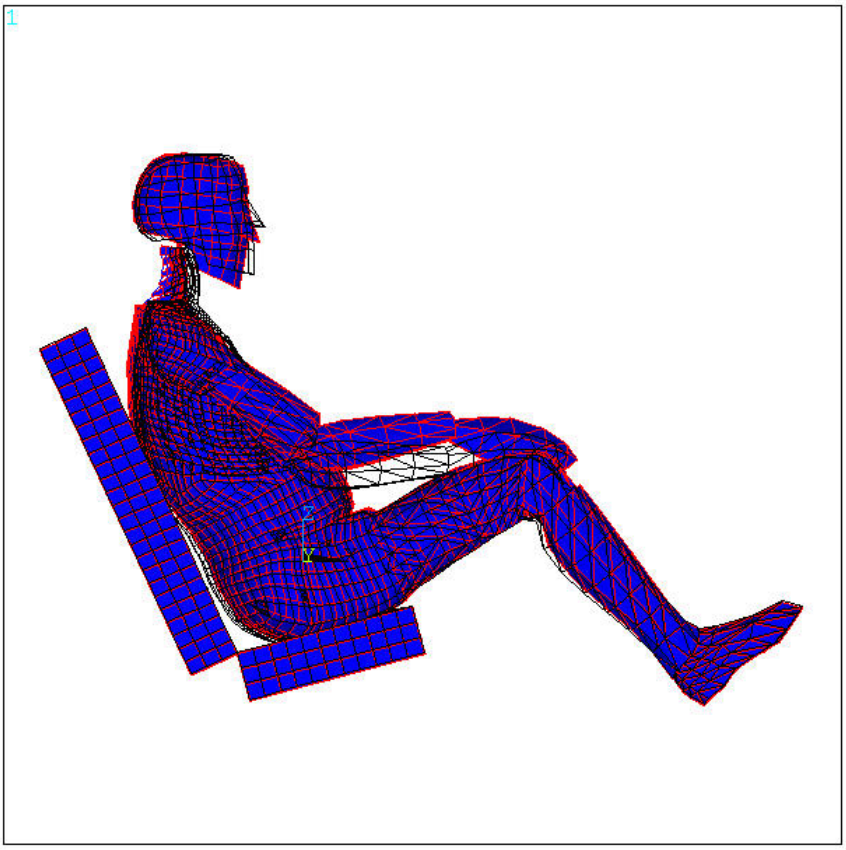


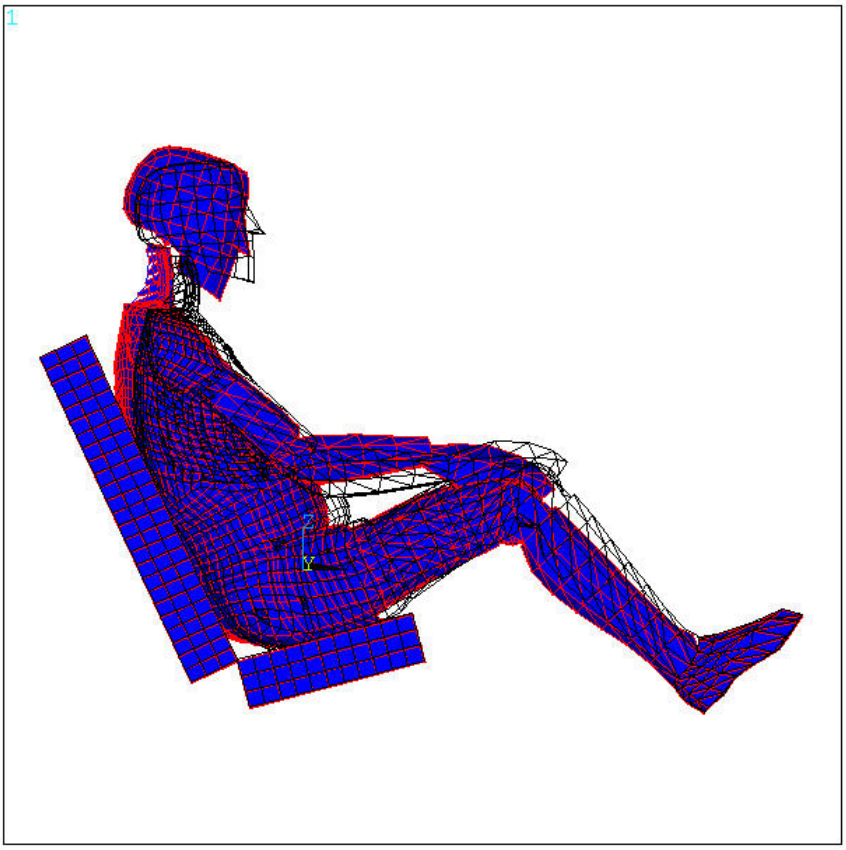
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:03:00
PLOT NO. 29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=10.126
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.85082

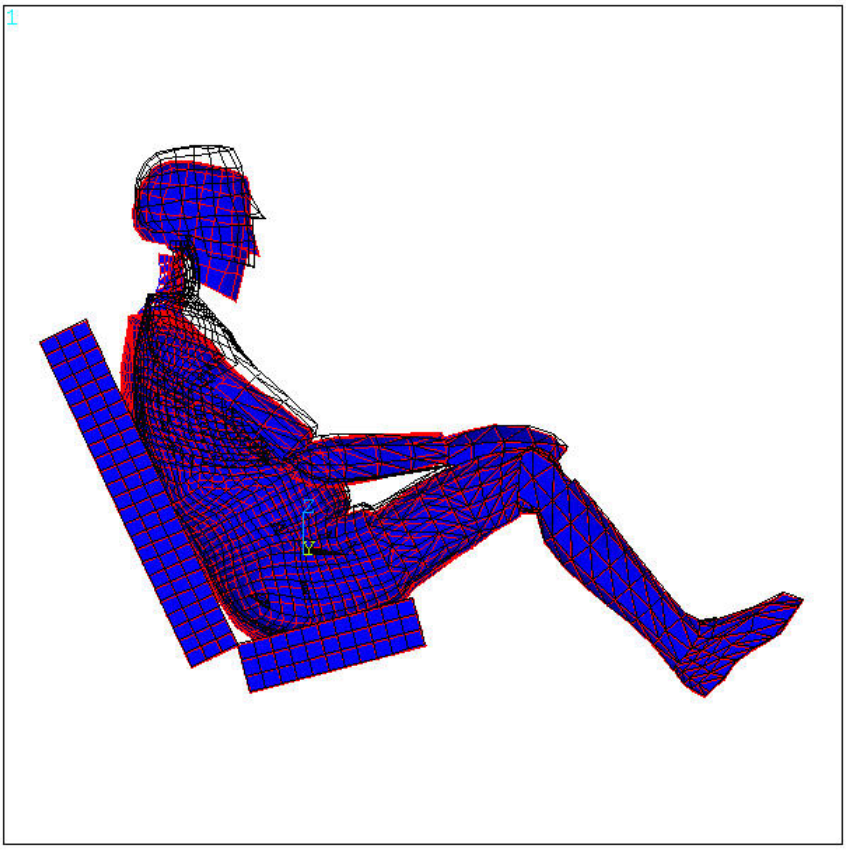
DSCA=.056743
YV =-1
DIST=.544684
XF =-.094326
ZF =.252098
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:03:19
PLOT NO. 33
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =13
FREQ=12.933
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.359296
DSCA=.13437
YV =-1
DIST=.541684
XF =-.084757
ZF =.24937
Z-BUFFER
Z


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:05:50
PLOT NO. 63
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
FREQ=1.429
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.726651
DSCA=.092948
YV =-1
DIST=.742945
XF =.209895
ZF =.245122
Z-BUFFER
Z
Y

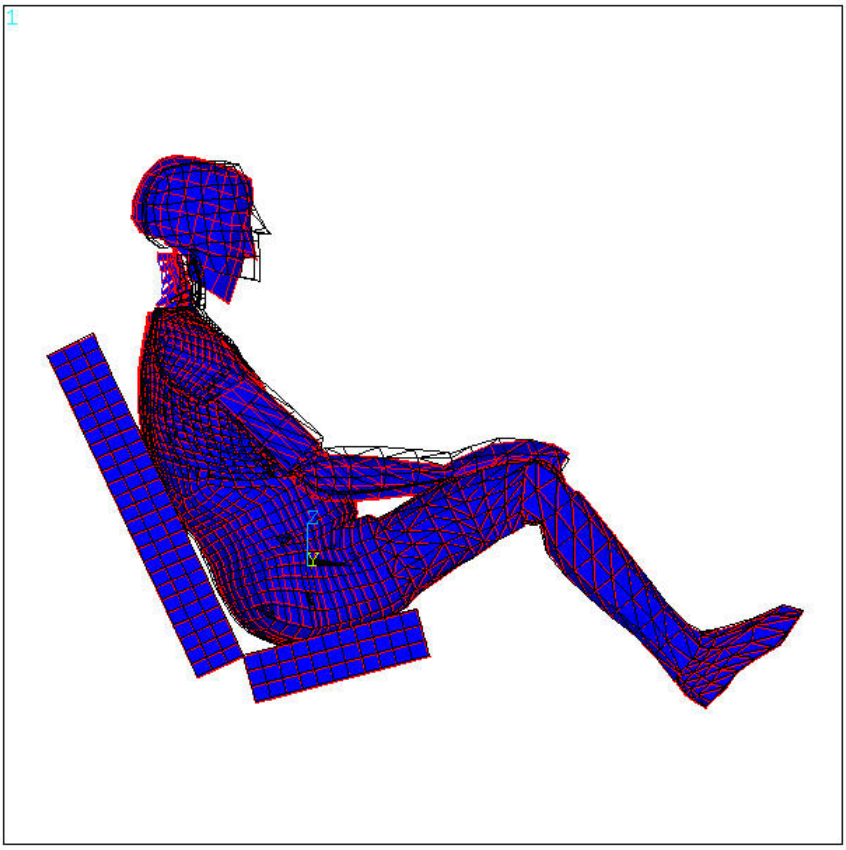

1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:05:55
PLOT NO. 64
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =2
FREQ=4.236
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.411931
DSCA=.163961
YV =-1
DIST=.742945
XF =.209895
ZF =.242522
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:06:00
PLOT NO. 65
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =3
FREQ=5.345
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.196106
DSCA=.344409
YV =-1
DIST=.74296
XF =.209882
ZF =.256016
Z-BUFFER



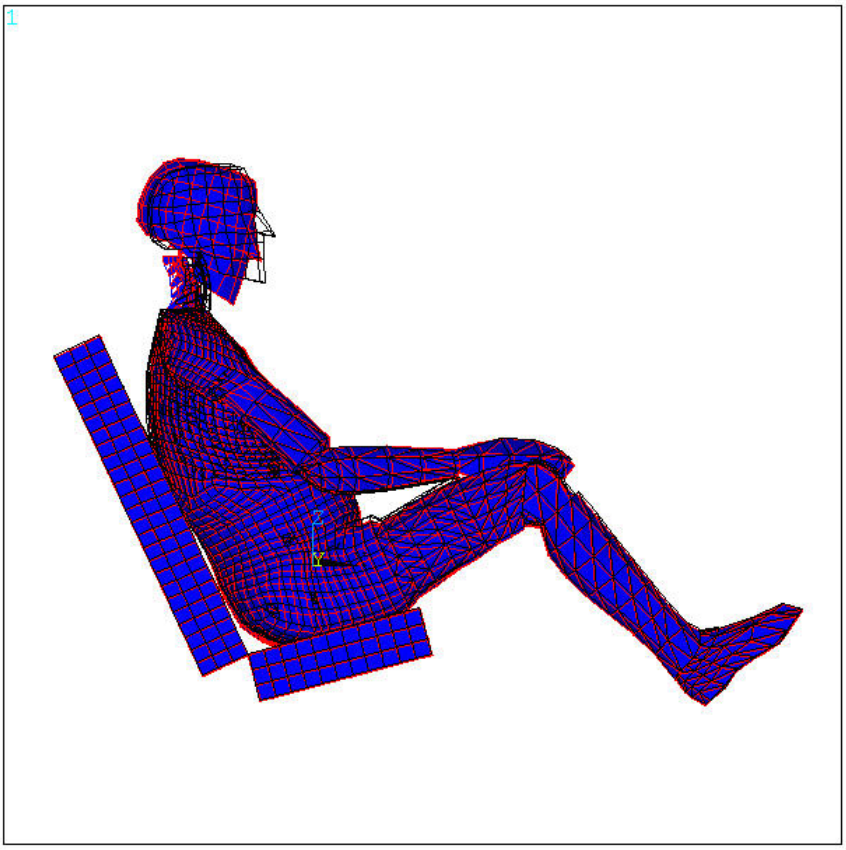
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:06:11
PLOT NO. 67
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =5
FREQ=6.602
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.352594

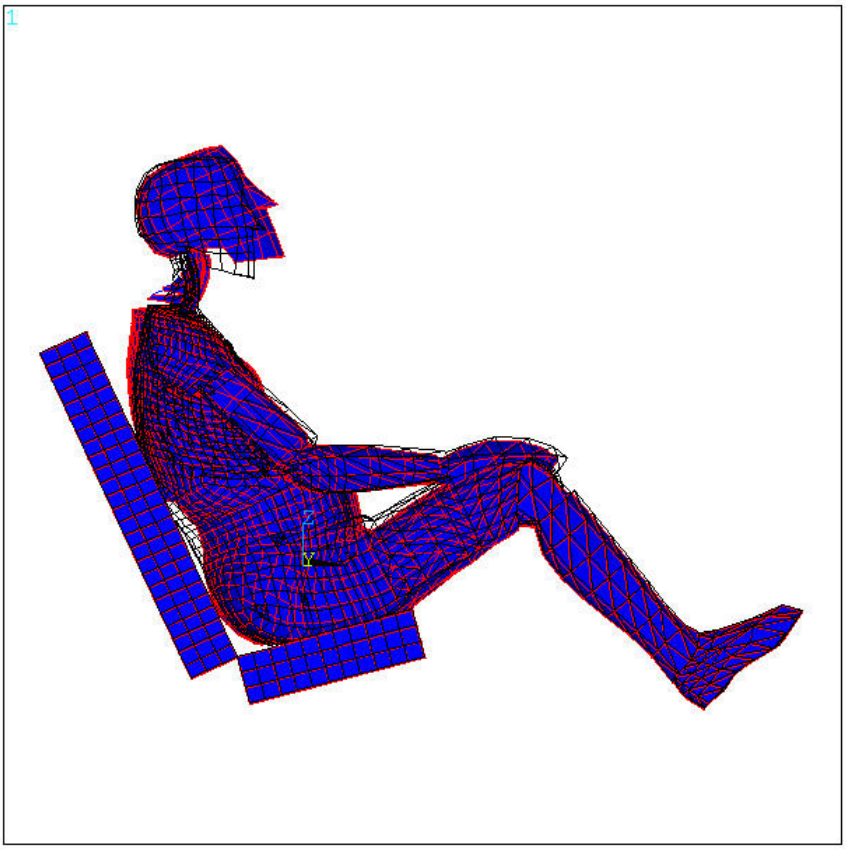
DSCA=.191553
YV =-1
DIST=.742958
XF =.209883
ZF =.228367
Z-BUFFER



ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:06:27
PLOT NO. 70
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =8
FREQ=8.684
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.574977

DSCA=.117466
YV =-1
DIST=.750725
XF =.202823
ZF =.251703
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:06:33
PLOT NO. 71
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =9
FREQ=10.126
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.85082
DSCA=.079383
YV =-1
DIST=.757383
XF =.19677
ZF =.252673
Z-BUFFER


1
ANSYS 5.6
MAY 1 2001
17:06:54
PLOT NO. 75
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =13
FREQ=12.933
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.359296
DSCA=.18798
YV =-1
DIST=.742937
XF =.209902
ZF =.248857
Z-BUFFER