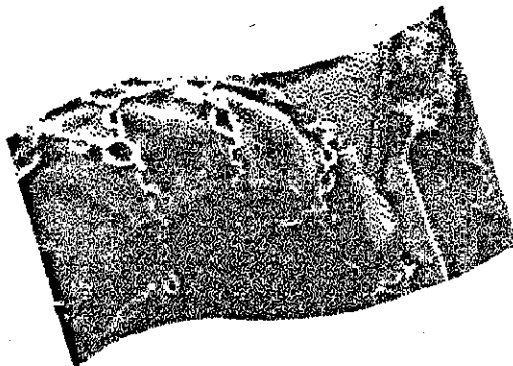


**Évaluation et étude
du comportement dynamique
d'un système de suspension
torsio-élastique
pour véhicules tout-terrain**



**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

Paul-Émile Boileau
Subhash Rakheja

Février 1996

R-124

RAPPORT



IRSST
Institut de recherche
en santé et en sécurité
du travail du Québec

La recherche, pour mieux comprendre

L'Institut de recherche en santé et en sécurité du travail du Québec (IRSST) est un organisme de recherche scientifique voué à l'identification et à l'élimination à la source des dangers professionnels, et à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes. Financé par la CSST, l'Institut réalise et finance, par subvention ou contrats, des recherches qui visent à réduire les coûts humains et financiers occasionnés par les accidents de travail et les maladies professionnelles.

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

Les résultats des travaux de l'Institut sont présentés dans une série de publications, disponibles sur demande à la Direction des communications.

Il est possible de se procurer le catalogue des publications de l'Institut et de s'abonner à *Prévention au travail* en écrivant à l'adresse au bas de cette page.

ATTENTION

Cette version numérique vous est offerte à titre d'information seulement. Bien que tout ait été mis en œuvre pour préserver la qualité des documents lors du transfert numérique, il se peut que certains caractères aient été omis, altérés ou effacés. Les données contenues dans les tableaux et graphiques doivent être vérifiées à l'aide de la version papier avant utilisation.

Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec

IRSST - Direction des communications
505, boul. de Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1 551
Télécopieur: (514) 288-7636
Site internet : www.irsst.qc.ca
© Institut de recherche en santé
et en sécurité du travail du Québec,

**Évaluation et étude
du comportement dynamique
d'un système de suspension
torsio-élastique
pour véhicules tout-terrain**

**Paul-Émile Boileau,
Programme sécurité-Ingénierie, IRSST**

**Subhash Rakheja,
Centre de recherche CONCRVE, Université Concordia**

**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

RAPPORT

RÉSUMÉ

Cette étude porte sur l'évaluation d'un prototype de suspension torsio-élastique développé au Québec par les Entreprises F-4 Dion Inc. pour les véhicules tout-terrain, notamment les débusqueuses utilisées en forêt. L'évaluation est effectuée sur une base comparative des niveaux d'exposition aux vibrations résultant de la conduite, en milieu forestier, d'une débusqueuse conventionnelle dépourvue de suspension et d'une débusqueuse munie des modules de suspension torsio-élastique sur son essieu arrière. Les résultats démontrent une nette diminution des niveaux d'exposition aux vibrations dans le véhicule muni de cette suspension, le degré d'efficacité variant selon la charge transportée et la direction des mesures. À vide, la réduction des niveaux d'exposition vibratoire par le système de suspension est de l'ordre de 45 % en direction verticale, 29 % en direction latérale, 45 % en direction longitudinale, 21 % en roulis, tandis que l'exposition due au tangage est accentuée de 17 %. En charge, la diminution est de l'ordre de 57 % en direction verticale, 44 % en direction latérale, 36 % en direction longitudinale, 60% en roulis et 26 % en tangage. L'incorporation de la suspension torsio-élastique sur l'essieu arrière d'une débusqueuse se traduit ainsi par des niveaux d'exposition aux vibrations ne dépassant guère les niveaux limites établis pour 6 à 8 heures d'exposition quotidienne dans la norme ISO 2631/1 actuelle et dans la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2 quant aux effets probables des vibrations sur la santé. Ainsi, une diminution substantielle de la dose d'exposition aux vibrations de l'ordre de 50 % est réalisable dans les directions x, y et z, rendant ainsi tolérable une journée d'exposition typique dont la durée effective atteint 5 heures. Ceci constitue une nette amélioration, considérant que pour ce type de véhicule, la durée d'exposition quotidienne tolérable est généralement limitée par les niveaux prédominant de vibrations agissant en direction latérale (axe y) sans qu'aucun mécanisme de suspension au niveau du siège ou de la cabine ne parvienne à les atténuer vraiment. Cette étude permet également le développement et la validation d'un modèle analytique représentant une débusqueuse munie de modules de suspension torsio-élastique sur son essieu arrière. L'application d'un tel modèle par simulations par ordinateur démontre que la configuration du prototype de suspension utilisé dans cette étude est probablement près d'être optimale, bien qu'une certaine diminution des niveaux vibratoires en roulis et en tangage pourrait être obtenue en altérant sensiblement la raideur des modules ainsi que la distance les séparant l'un de l'autre sur l'essieu arrière.

REMERCIEMENTS

Cette étude n'aurait pas pu être réalisée sans la collaboration de plusieurs personnes ayant intervenu à différentes étapes du projet. Nous tenons à remercier sincèrement monsieur Fernand Dion pour avoir porté son invention à notre attention et pour les nombreux détails techniques qu'il a su nous fournir. Les mesures de vibration dans les véhicules n'auraient pas été possibles sans la participation du conducteur de débusqueuse, monsieur Mario Allain, et des techniciens de l'IRSST, messieurs Jérôme Boutin et Pierre Drouin, qui ont su réaliser les essais dans des conditions environnementales très difficiles. La participation du personnel du groupe CONCAVE est grandement appréciée, en particulier celle de messieurs D. Juras, P.S. Kanth et A. Singh à la manipulation des données et à la présentation des résultats de mesure, ainsi que celle de messieurs A. Piché et Z.Q. Wang dans les phases impliquant le développement et l'application des modèles analytiques des véhicules.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
1.0 INTRODUCTION	1
2.0 DESCRIPTION DU MÉCANISME DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE	2
3.0 OBJECTIFS DE L'ÉTUDE	5
4.0 ÉVALUATION DE L'EFFICACITÉ DU PROTOTYPE DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE POUR VÉHICULES TOUT-TERRAIN	6
4.1 Méthodologie d'évaluation	6
4.1.1 Conditions retenues pour les essais	6
4.1.2 Identification des points de mesure et répartition des essais	6
4.1.3 Description de la chaîne instrumentale	8
4.2 Traitement et analyse des signaux vibratoires	8
4.2.1 Densité spectrale de puissance des accélérations linéaires et angulaires ..	8
4.2.2 Évaluation des niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps ...	8
4.3 Résultats des mesures comparatives	10
4.3.1 Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations du plancher	10
4.3.2 Fréquences de résonance des véhicules	16
4.3.3 Niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps	16
4.3.4 Application des guides d'exposition aux résultats des mesures	17
5.0 MODÈLE ANALYTIQUE DU SYSTÈME DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE	19
5.1 Développement du modèle analytique	19
5.2 Identification des paramètres du modèle	21
5.3 Identification de l'excitation vibratoire agissant aux pneus du véhicule	21
5.3.1 Procédure	23
5.3.2 Caractérisation du terrain	23
5.3.3 Validation du profil de terrain pour débusqueuses	24
5.4 Validation du modèle de suspension torsio-élastique pour véhicules tout-terrain	24
6.0 APPLICATIONS DU MODÈLE ANALYTIQUE DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE ...	31
6.1 Influence de la largeur du module L_0	32
6.2 Influence de la distance entre les modules $2L_1$	32
6.3 Influence des constantes de raideur de la suspension $K_x/K_y/K_z$	33
6.4 Influence des coefficients d'amortissement $C_x/C_y/C_z$	34
7.0 ÉTAT ACTUEL ET RECOMMANDATIONS	34
8.0 CONCLUSIONS	35
BIBLIOGRAPHIE	36

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1 : Représentation du système de suspension torsio-élastique : a) module installé du côté droit de l'essieu arrière d'une débusqueuse; b) positionnement des modules sur l'essieu arrière d'un véhicule	3
Figure 2 : Principe d'action des mécanismes de suspension de véhicule sur plan incliné : a) suspension torsio-élastique; b) suspension conventionnelle	4
Figure 3 : Emplacement des accéléromètres et identification des canaux de mesure dans : a) le véhicule conventionnel; b) le véhicule muni de la suspension torsio-élastique	7
Figure 4 : Caractérisation des essais réalisés avec les débusqueuses conventionnelle et suspendue	9
Figure 5 : Schéma synoptique de la chaîne instrumentale de mesure de vibrations	9
Figure 6 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant à vide. a) Direction x; b) Direction y	11
Figure 6 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant à vide. c) Direction z; d) Roulis ϕ	12
Figure 6 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant à vide. e) Tangage θ	13
Figure 7 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. a) Direction x	13
Figure 7 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. b) Direction y; c) Direction z	14
Figure 7 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. d) Roulis ϕ ; e) Tangage θ	15
Figure 8 : Modèle caractérisant un véhicule muni d'un système de suspension torsio-élastique. a) Coupe transversale (côté droit); b) Plan vertical-latéral; c) Plan vertical-longitudinal	20

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 9a : Rugosité du terrain pour une débusqueuse se déplaçant à une vitesse de 5 km/h. (—régression linéaire)	25
Figure 9b) : Rugosité définie pour différents types de terrain, incluant le profil linéaire déterminé pour une débusqueuse de déplaçant à 5 km/h	25
Figure 10 : Densité spectrale de puissance des vibrations mesurées dans la cabine d'une débusqueuse conventionnelle se déplaçant à vide et comparaison avec les prévisions du modèle. a) Direction verticale z; b) Roulis ϕ	26
Figure 10c : Densité spectrale de puissance des vibrations angulaires de tangage θ mesurée dans la cabine d'une débusqueuse conventionnelle se déplaçant à vide et comparaison avec les prévisions du modèle	27
Figure 11 : Comparaison de la densité spectrale de puissance mesurée avec celle calculée à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. a) Direction verticale z	27
Figure 11 : Comparaison de la densité spectrale de puissance mesurée avec celle calculée (suite) à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. b) Roulis ϕ ; c) Tangage θ	28
Figure 11 : Comparaison de la densité spectrale de puissance des vibrations mesurées avec celle calculées à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. d) Direction x; e) Direction y	30

LISTE DES TABLEAUX

	Page
TABLEAU 1 : Niveaux pondérés d'exposition aux vibrations dans les véhicules suspendu et non suspendu et importance de l'exposition par rapport aux guides	17
TABLEAU 2 : Identification des paramètres du modèle représentant une débusqueuse munie des modules de suspension torsio-élastique	22
TABLEAU 3 : Comparaison des niveaux pondérés d'exposition mesurés avec les prévisions du modèle analytique (débusqueuse à vide munie d'une suspension torsio-élastique)	31
TABLEAU 4 : Valeurs considérées pour les paramètres des modules de suspension torsio-élastique	32
TABLEAU 5 : Influence des caractéristiques des modules de suspension torsio-élastique sur les niveaux d'exposition aux vibrations calculés selon chacune des directions . .	33

1.0 INTRODUCTION

La conduite de véhicules, en particulier de véhicules tout-terrain, engendre des vibrations de basses fréquences et des chocs mécaniques de grande intensité dus principalement aux irrégularités du sol sur lequel ils ont à se déplacer. Or, il est généralement reconnu [1,2] que les vibrations et les chocs constituent un agresseur physique susceptible de contribuer au développement de maux de dos, bien qu'une relation claire entre l'exposition aux vibrations et l'émergence de pathologie lombaire ne soit pas bien définie. Au Québec, on estime que les affections vertébrales représentent près de 20 % des lésions professionnelles [3], d'où l'importance de concentrer des efforts à la recherche de moyens de prévention susceptibles de diminuer leur incidence et leur gravité.

De façon générale les véhicules tout-terrain, tels les débusqueuses et les tracteurs agricoles, sont dépourvus de suspension primaire aux essieux du véhicule, principalement parce que les systèmes de suspension conventionnels, munis d'éléments passifs tels que ressorts et amortisseurs, mèneraient à des problèmes d'instabilité en terrain accidenté, sans compter les risques d'usure et de bris fréquents des éléments de la suspension dus aux fortes sollicitations. En raison de ces difficultés, les efforts déployés au cours des dernières années pour réduire les vibrations dans les véhicules tout-terrain ont porté essentiellement sur le développement de mécanismes de suspension secondaire, soit au niveau du siège et/ou de la cabine. Il est bien établi [4,5] que les sièges à suspension peuvent à eux seuls apporter une réduction importante des vibrations dans les véhicules en autant qu'ils soient bien adaptés aux caractéristiques vibratoires propres à ces véhicules. Cependant, la majorité des sièges à suspension couramment disponibles n'agissent seulement qu'en direction verticale et sont donc inefficaces pour atténuer les vibrations transversales qui sont aussi importantes dans les véhicules tout-terrain en raison du roulis et du tangage occasionnés par les irrégularités du terrain. De plus, en raison des chocs et de l'intensité importante des vibrations de basses fréquences dans les véhicules tout-terrain, l'efficacité des sièges à suspension est souvent compromise au détriment de déplacements excessifs de la suspension qui engendrent des impacts avec les butées (talonnement de la suspension), d'où les risques de blessure au dos [6]. Quant aux cabines suspendues, une réduction importante des vibrations verticales, de roulis et de tangage est possible [7,8] en autant que la suspension soit relativement souple, ce qui mène à une instabilité de la cabine en terrain accidenté, tout en n'offrant aucune réduction importante des vibrations latérales. De plus, des indications existent à l'effet que l'incorporation d'un siège à suspension dont la fréquence naturelle est basse dans une cabine suspendue de véhicule tout-terrain mènerait à une amplification des niveaux d'exposition aux vibrations pour le conducteur [9].

Une solution prometteuse de réduction des vibrations adaptée spécifiquement aux véhicules tout-terrain est apparue en 1992 par la divulgation par les Entreprises F4-Dion Inc.* d'un prototype de suspension primaire de véhicule tout-terrain, nouveau et unique, qui ne compromettrait pas la stabilité des véhicules en terrain accidenté et qui ne nécessiterait qu'un minimum d'entretien. L'installation de cette suspension sur l'essieu arrière d'une débusqueuse et les essais préliminaires réalisés par cette entreprise, spécialisée dans la vente et la réparation de machineries forestières, laissaient entrevoir une réduction notable des niveaux de vibrations transmises au conducteur, tout en minimisant les risques de renversement du véhicule en terrain accidenté. Ce dernier point apparaissait important puisque la débusqueuse, tout comme le tracteur agricole d'ailleurs, est dotée d'un essieu avant sur balancier, laissant ainsi à l'essieu arrière seul le rôle de maintenir l'équilibre du véhicule en terrain très accidenté.

*195, Route 138, Saint-Augustin, Comté Portneuf, QC G3A 1W3

La possibilité d'installer ce système de suspension à des modèles existants de débusqueuses, jumelée à la possibilité de réduire les vibrations linéaires et angulaires dans plusieurs directions grâce au mécanisme de suspension torsio-élastique constituait des atouts suffisamment intéressants pour vouloir pousser plus à fond l'étude de son comportement et de sa performance.

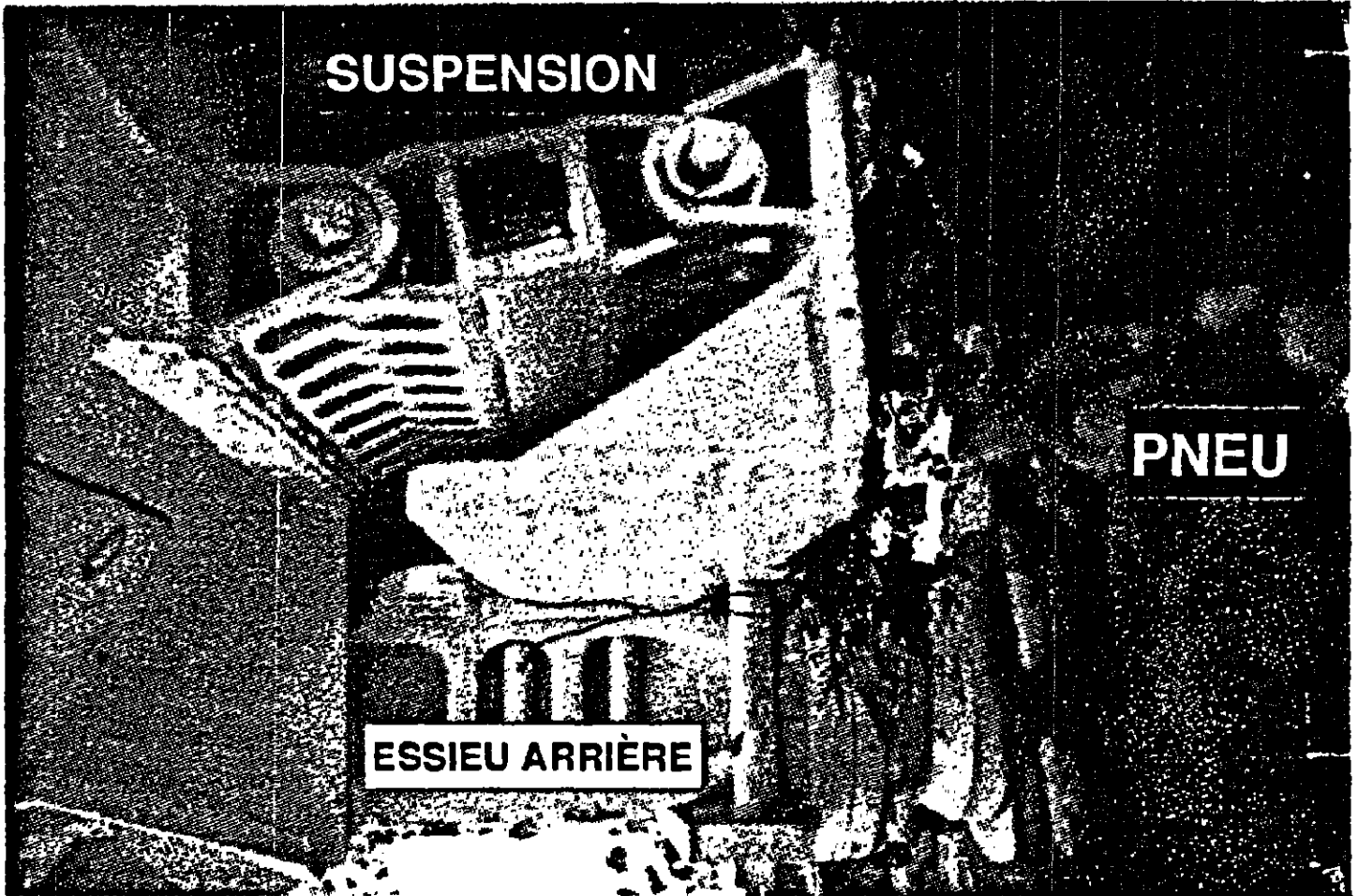
2.0 DESCRIPTION DU MÉCANISME DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE

Un des deux modules du mécanisme de suspension torsio-élastique est illustré dans la figure 1a. Ce module comporte essentiellement deux tiges d'acier parallèles recouvertes de matériau visco-élastique (uréthane flexible), celles-ci étant insérées à chacune des extrémités d'un boîtier de forme ellipsoïdale, dont une extrémité est fixée à l'essieu, l'autre au châssis du véhicule. Le design du boîtier et le mode de fixation au véhicule sont tels que chacune des tiges sert de pivot par rapport auquel l'essieu et en contrepartie, le châssis du véhicule réagissent sous l'influence des sollicitations du terrain. La résistance au mouvement de torsion ainsi créée de part et d'autre des tiges sert à dissiper l'énergie vibratoire. La figure 1b démontre schématiquement la façon selon laquelle la suspension est intégrée à l'essieu arrière du véhicule. Pour l'installation sur un véhicule comme la débusqueuse, la longueur des tiges, et donc des modules de suspension, peut varier de 0.7 à 1.0 m, dépendant du poids du véhicule. Le diamètre des tiges d'acier est normalement de l'ordre de 16 mm. Lorsque recouvertes d'uréthane, les tiges de forme ellipsoïdale, ont un diamètre pouvant atteindre 43 mm selon le grand axe, 38 mm selon le petit axe. La largeur des modules de suspension est de l'ordre de 160 mm.

Le système de suspension tel que décrit introduit une certaine flexibilité entre l'essieu et le châssis du véhicule, tout en conservant la rigidité nécessaire pour ne pas nuire à la stabilité du véhicule. Cet aspect constitue d'ailleurs un point fort de cette invention puisque chacun des deux modules de suspension agit en principe comme deux charnières travaillant en opposition, ce qui permet de maintenir le châssis et la cabine du véhicule en équilibre peu importe l'angle d'inclinaison de l'essieu. Ce principe est démontré de façon schématique par le croquis de la figure 2a qui illustre une coupe transversale d'un véhicule muni des modules de suspension et qui se déplace sur un plan incliné, de sorte que le côté gauche de l'essieu est surélevé par rapport au côté droit. En raison du transfert de poids dû au roulis en terrain incliné, il en résulte un déplacement latéral de la position du centre de gravité de la masse suspendue (i.e. châssis et cabine) par rapport à sa position initiale, provoquant un moment de rotation de la masse suspendue dont l'amplitude dépend de la grandeur du déplacement latéral. Ce moment est mis en opposition à celui résultant des forces normales de réaction agissant aux pneus et qui vise à assurer la stabilité du véhicule. Il y a donc avantage à ce que le déplacement latéral du centre de gravité de la masse suspendue soit le plus faible possible pour assurer une plus grande stabilité du véhicule.

De par le principe de double charnière des modules de suspension torsio-élastique, l'élévation de l'essieu du côté gauche entraîne un abaissement du châssis du même côté, tandis que l'abaissement de l'essieu du côté droit provoque une élévation du châssis de ce côté. Ainsi, l'orientation de la masse suspendue est maintenue à un angle beaucoup moins prononcé que l'angle d'inclinaison du plan incliné puisque les modules de suspension travaillent pour opposer le transfert latéral de poids. De ce fait, le moment de rotation de la masse suspendue est maintenu faible en raison du petit angle de roulis, ce qui engendre une plus grande stabilité que si le véhicule ne possédait pas de suspension ou encore, qu'il en possédait une de type conventionnel. Ce dernier point est illustré de façon schématique dans la figure 2b dans laquelle la suspension du véhicule sur l'essieu arrière est représentée par deux ressorts simples conventionnels. Dans ce cas, le déplacement latéral important du centre de gravité

(a)



(b)

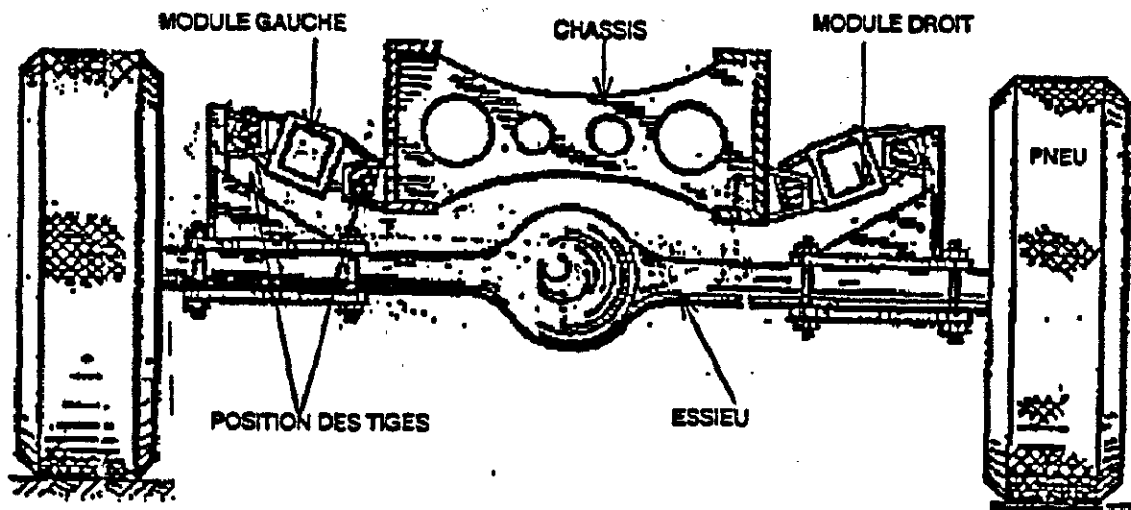


Figure 1 : Représentation du système de suspension torsio-élastique : a) module installé du côté droit de l'essieu arrière d'une débusqueuse; b) positionnement des modules sur l'essieu arrière d'un véhicule.

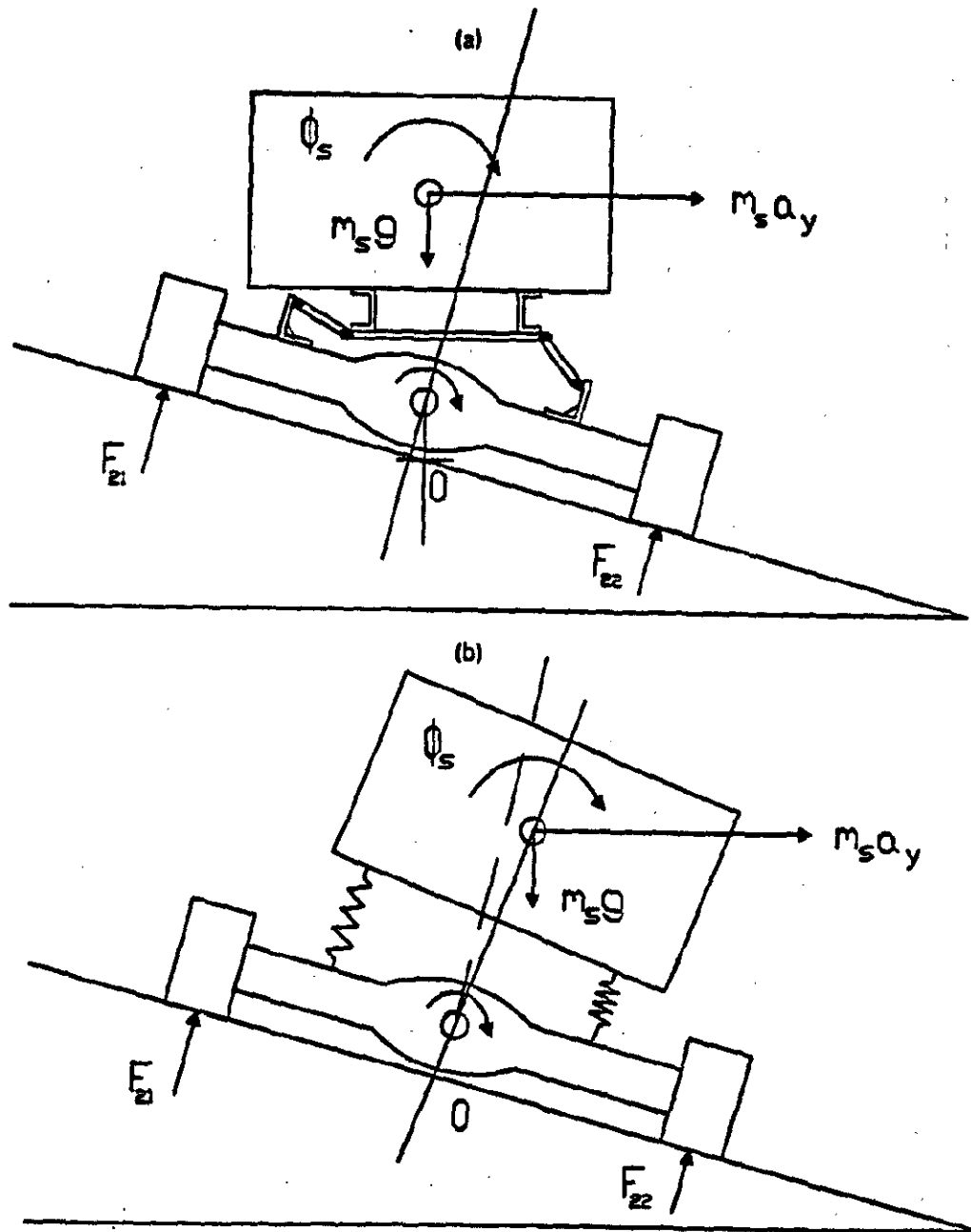


Figure 2 : Principe d'action des mécanismes de suspension de véhicule sur plan incliné : a) suspension torsio-élastique; b) suspension conventionnelle. (m_s = masse suspendue, g = accélération due à la gravité, F_{21} et F_{22} = forces normales sur les pneus, a_y = accélération latérale, ϕ_s = angle de roulis de m_s).

de la masse suspendue dû au roulis provoque un moment de rotation considérable affectant la stabilité du véhicule. Comparativement, le rôle de charnière à double action joué par chacun des modules de suspension torsio-élastique permet de réduire considérablement l'instabilité latérale associée aux éléments de suspension conventionnels.

Au niveau de l'entretien, le système de suspension torsio-élastique ne comporte ni ressort, ni amortisseur, ou autres pièces qui nécessiteraient un entretien régulier ou qui seraient sujettes à des bris. Seules les tiges comportent certaines faiblesses liées à la possibilité qu'elles s'effritent avec le temps ou encore qu'elles tournent sous l'effort de torsion engendrés par les nombreuses sollicitations. Dans leur état actuel, les modules de suspension peuvent être facilement installés sur l'essieu arrière d'un bon nombre de modèles de débusqueuses, ne requérant que peu d'espace pour leur installation, ce qui est primordial compte tenu des dimensions restreintes entre le châssis du véhicule et les pneus. Un montage «interne» de la suspension (i.e. directement sous le châssis) pourrait être envisagé pour permettre l'installation de pneus plus larges, chose difficilement réalisable avec le montage «externe» actuel.

Pour les besoins de cette étude, le système de suspension illustré dans la figure 1a a été évalué lorsque intégré sur l'essieu arrière d'une débusqueuse de marque Tree Farmer C6D. Lors des essais, ce véhicule comptait déjà un an d'opération avec les modules de suspension. La suspension ne montrait alors aucun signe d'usure et l'évaluation faite par le propriétaire du véhicule était des plus favorables.

3.0 OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

Les objectifs spécifiques de cette étude consistent à :

- 1) évaluer l'efficacité du prototype de suspension torsio-élastique sur la base de mesures comparatives entre les caractéristiques multiaxiales des vibrations transmises dans une débusqueuse munie d'une telle suspension et celles d'un véhicule conventionnel dépourvu de suspension;
- 2) développer un modèle analytique caractérisant un véhicule muni du système de suspension torsio-élastique et le valider sous l'influence de vibrations représentatives de l'environnement vibratoire à l'interface entre le sol et les pneus d'une débusqueuse;
- 3) appliquer le modèle analytique par le biais de simulations visant à optimiser les caractéristiques et la configuration du système de suspension torsio-élastique qui résulteraient en une exposition aux vibrations minimale pour le conducteur.

NOTE : Initialement, il avait été prévu d'inclure dans cette étude une évaluation d'une débusqueuse sur laquelle on aurait également installé une suspension torsio-élastique sur l'essieu avant en plus de l'essieu arrière. Cette tentative a dû être abandonnée en raison des difficultés rencontrées pour fixer les modules de suspension à un essieu non fixe, comme c'est le cas à l'avant. Comme alternative, seules des bagues en caoutchouc ont été incorporées au point de pivot de l'essieu avant pour réduire le balancement et introduire plus de stabilité.

4.0 ÉVALUATION DE L'EFFICACITÉ DU PROTOTYPE DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE POUR VÉHICULES TOUT-TERRAIN

4.1 Méthodologie d'évaluation

L'évaluation de l'efficacité du prototype de suspension torsio-élastique est effectuée en comparant les caractéristiques des vibrations transmises à la cabine et au siège d'une débusqueuse munie des modules de suspension sur son essieu arrière avec celles d'un véhicule conventionnel de même modèle, dépourvu de toute suspension. Les deux véhicules utilisés sont des débusqueuses à câbles de marque Tree Farmer C6D équipées d'un siège identique non suspendu. Ces deux véhicules sont en tout point identiques sauf en ce qui a trait à la suspension : un des véhicules est dépourvu de toute suspension aux essieux, tandis que l'autre est muni d'une suspension torsio-élastique sur l'essieu arrière, et des bagues en caoutchouc sont intégrées au point de pivot de l'essieu avant.

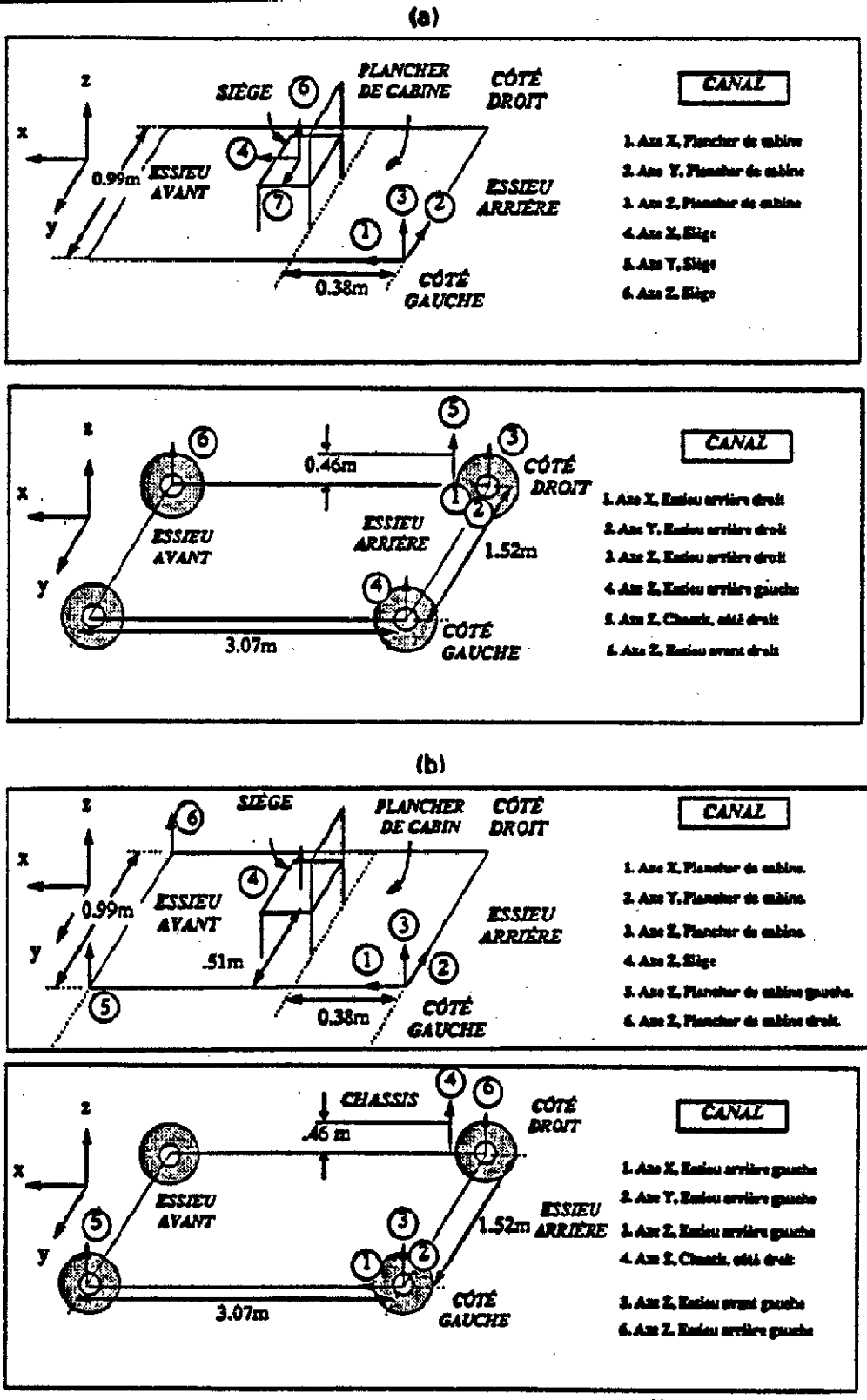
4.1.1 Conditions retenues pour les essais

L'évaluation vibratoire est effectuée sur un parcours typique dans un chantier forestier du comté de Portneuf en opérant les débusqueuses dans deux conditions particulières : à vide, en circulant librement de façon constante sans transporter d'arbres; en charge, en circulant de façon constante et soutenue sur le même parcours en transportant des arbres. Ces essais sont réalisés à l'automne lors des toutes premières neiges, sur un terrain relativement mou, parsemé de nombreuses pierres, arbres et souches de toutes sortes. Tous les essais sont effectués en utilisant le même conducteur, un travailleur forestier expérimenté dans la conduite de débusqueuses et ayant reçu comme consigne de maintenir une vitesse de conduite constante aux environs de 5 km/h.

4.1.2 Identification des points de mesure et répartition des essais

Des mesures de vibration sont effectuées à l'interface siège-conducteur, au plancher de la cabine, au châssis ainsi qu'aux essieux des véhicules en fixant des accéléromètres aux différents endroits et en les orientant dans les directions définissant les axes x (avant-arrière), y (latéral) et z (vertical). Les vibrations mesurées au niveau du siège du conducteur servent à évaluer les niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps dans les directions x , y et z , tandis que les vibrations verticales transmises à la cabine et au châssis sont utilisées pour déterminer les vibrations angulaires de roulis (ϕ) et de tangage (θ) des véhicules. C'est aussi sur la base des vibrations mesurées au plancher de la cabine et au châssis des véhicules que l'efficacité du système de suspension torsio-élastique est estimée dans les directions linéaires x , y et z , et angulaires de roulis (ϕ) et de tangage (θ). Dans le cas du véhicule conventionnel non suspendu, les vibrations verticales mesurées aux essieux servent également à déterminer les vibrations angulaires de roulis et de tangage du véhicule.

L'emplacement des accéléromètres dans chaque véhicule est identifié dans les figures 3a et 3b par des chiffres encadrés représentant des canaux de mesure spécifiques. Pour chacun des véhicules, 12 canaux de mesure ont été nécessaires, dont 6 pour évaluer les vibrations de la cabine et du siège, et 6 autres pour mesurer les vibrations au châssis et aux essieux. En raison du nombre limité de canaux de mesure disponibles pour enregistrer les signaux, les essais ont dû être effectués en deux séries de mesure comportant chacune l'enregistrement de 6 canaux, et ce pour chaque véhicule et condition d'essais. La figure 4 représente schématiquement la répartition des essais en fonction du véhicule, de la charge et de l'emplacement des points de mesure. Pour chacune des 8 séries d'essais, la durée d'enregistrement des données a varié entre 5 et 15 minutes. Cependant la réalisation des essais s'est



avérée passablement plus longue et ardue en raison des précautions qui ont dû être prises pour assurer le bon fonctionnement des équipements dans un environnement relativement difficile (i.e. froid, boue, neige, humidité, etc.).

4.1.3 Description de la chaîne instrumentale

Le système de mesure utilisé est illustré de façon schématique dans la figure 5. Pour chacun des six axes de mesure contrôlés simultanément, la sortie de l'accéléromètre est reliée à un amplificateur de charge et à un système de télémesure, comportant un multiplexeur FM, un émetteur et une antenne installés sur le toit des véhicules. Ces signaux sont transmis par voie FM à un poste de réception stationnaire comportant une antenne, un récepteur, des démodulateurs et un enregistreur numérique SONY DAT 808 dont la capacité est de 8 canaux lorsque la gamme de fréquences d'intérêt est 0 à 80 Hz. L'utilisation d'un système de télémesure évite ainsi à l'enregistreur d'être soumis aux fortes secousses rencontrées dans les véhicules, tout en permettant un contrôle de la qualité des signaux par inspection visuelle au fur et à mesure que l'acquisition des données est effectuée.

4.2 Traitement et analyse des signaux vibratoires

4.2.1 Densité spectrale de puissance des accélérations linéaires et angulaires

Les signaux vibratoires enregistrés sont d'abord analysés pour déterminer les spectres en fréquence de la densité spectrale de puissance (DSP) de l'accélération pour les vibrations linéaires transmises dans les directions x , y et z au plancher et au siège des véhicules, ainsi que pour les vibrations angulaires de roulis et de tangage. L'évaluation des vibrations angulaires de roulis et de tangage des véhicules requiert, au préalable, une transformation des signaux d'accélération verticale en accélérations angulaires à partir de mesures effectuées à deux points distants : le long de l'axe latéral pour le roulis, et le long de l'axe longitudinal pour le tangage. Les accélérations angulaires caractérisant les mouvements de roulis et de tangage des véhicules sont déterminées à partir de mesures effectuées au châssis des véhicules suspendu et non suspendu, bien que pour ce dernier, les mesures effectuées aux essieux soient également utilisables. En assumant des mouvements angulaires petits, les accélérations angulaires peuvent être calculées simplement dans le domaine temporel en soustrayant les deux accélérations linéaires verticales et en divisant par la distance entre les points de mesure. Un traitement détaillé du mode de calcul apparaît dans un rapport d'étape [10] disponible sur demande. La comparaison des spectres en fréquences (densité spectrale de puissance ou DSP) des accélérations linéaires des vibrations selon les axes x , y et z et des accélérations angulaires selon les axes de rotation ϕ (roulis) et θ (tangage) au plancher des véhicules suspendu et non suspendu procure une estimation sommaire du degré d'efficacité de la suspension torsio-élastique du véhicule pour chacune des deux conditions d'opération (i.e. en charge et à vide).

4.2.2 Évaluation des niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps

Subséquentement, l'évaluation du degré d'efficacité du système de suspension torsio-élastique est effectuée en comparant les niveaux d'exposition du conducteur aux vibrations globales du corps lors de la conduite du véhicule suspendu et du véhicule conventionnel non suspendu. Ces niveaux d'exposition sont évalués sur la base des accélérations efficaces globales pondérées déterminées à l'interface siège-conducteur selon chacune des directions linéaires (x , y et z), ainsi qu'au plancher du véhicule pour les vibrations angulaires de roulis et de tangage. Cette évaluation requiert au préalable la détermination des spectres en fréquences des vibrations en bandes de tiers d'octave entre 0.5 et

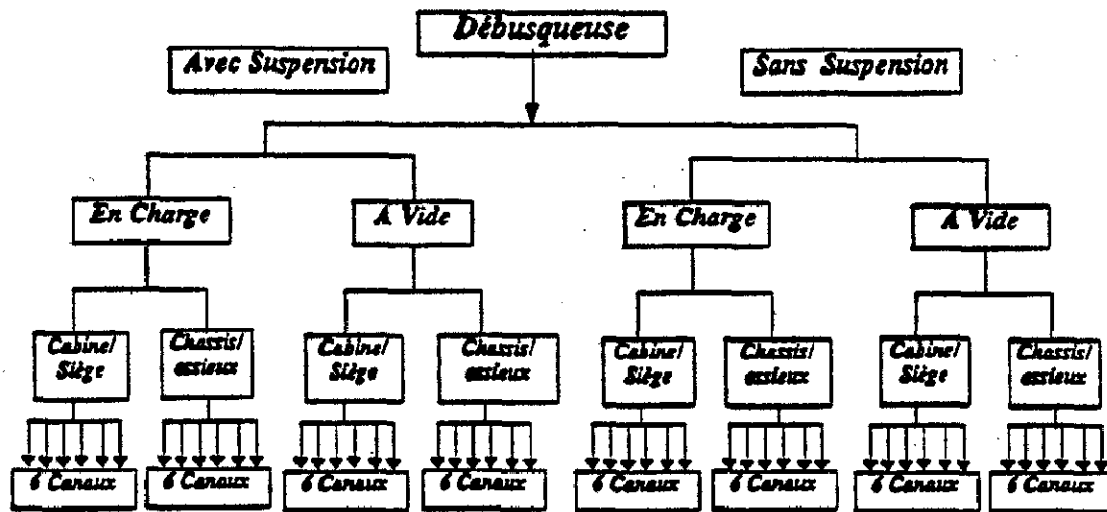


Figure 4 : Caractérisation des essais réalisés avec les débusqueuses conventionnelle et suspendue.

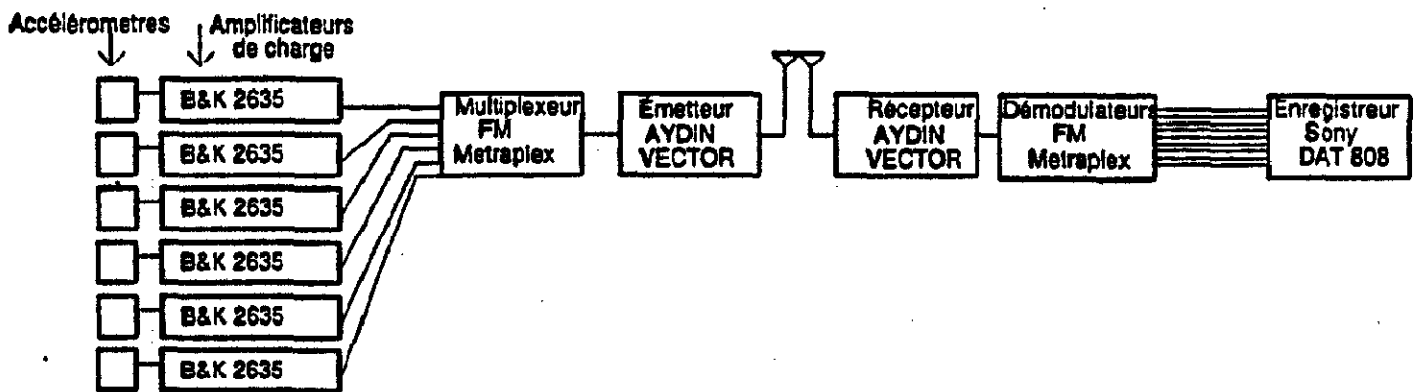


Figure 5 : Schéma synoptique de la chaîne instrumentale de mesure de vibrations.

80 Hz, et l'application à chacune des bandes de fréquence de facteurs de pondération spécifiques définis pour chacune des directions de mesure. Selon la norme ISO 2631/1 [11] présentement en vigueur, les facteurs de pondération à appliquer pour les vibrations agissant en direction verticale (axe z) sont définis par un filtre de pondération W_z , et par un second filtre, W_y , pour les vibrations agissant dans les directions transversales (axes x et y) dans la gamme de fréquences 1.0 à 80 Hz. Cette norme ne spécifie cependant aucune pondération à appliquer pour les vibrations angulaires. Une nouvelle proposition ISO/DIS 2631-1.2 [12] visant à remplacer la norme ISO 2631/1 actuelle, définit une pondération en fréquences W_x sensiblement différente de celle apparaissant dans la norme actuelle pour évaluer l'importance relative des composantes fréquentielles des vibrations agissant en direction verticale et pour évaluer les effets sur la santé. Cette nouvelle pondération en fréquences est appliquée à des fréquences aussi basses que 0.5 Hz, et comparativement à la pondération W_z , donne moins d'importance aux composantes vibratoires dont les fréquences se situent entre 0.9 et 5 Hz, mais plus d'importance aux fréquences intermédiaires. La pondération définie dans cette nouvelle proposition de norme pour les vibrations transversales est sensiblement la même que dans la norme actuelle, bien qu'extrapolée aux composantes vibratoires dont la fréquence se situe entre 0.5 et 1.0 Hz. Aucune pondération n'est cependant prévue dans la nouvelle proposition de norme pour évaluer l'importance relative des composantes fréquentielles des vibrations angulaires sur la santé des individus, bien qu'il en soit définie une, W_ϕ , pour exprimer l'inconfort provoqué par les vibrations angulaires de différentes fréquences.

Sur la base des niveaux d'accélération efficaces a_i , mesurés à chacune des bandes de fréquence de tiers d'octave ($i = 1, \dots, n$), et des facteurs de pondération w_i définis à chacune des bandes de fréquences par les différents filtres de pondération, le niveau d'accélération globale pondérée, a_w , caractérisant le degré d'exposition du conducteur selon chacun des axes de mesure et pour chaque véhicule est évalué en utilisant la relation suivante :

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^n (w_i a_i)^2} \quad (1)$$

4.3 Résultats des mesures comparatives

4.3.1 Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations du plancher

Les spectres de la répartition en fréquences de la densité spectrale de puissance (DSP) des accélérations vibratoires enregistrées au plancher des cabines de véhicules suspendu et non suspendu dans les directions linéaires x, y et z, et angulaires ϕ de roulis et θ de tangage, sont présentés dans les figures 6a à 6e respectivement pour les conditions de transport à vide, et 7a à 7e pour les conditions de transport en charge. L'importante diminution des niveaux vibratoires résultant de l'incorporation de la suspension torsio-élastique au véhicule est clairement mise en évidence dans chacune de ces figures, pour chacun des mouvements de translation et de rotation. Dans les conditions de conduite à vide (figures 6a à 6e), l'utilisation du système de suspension apporte une réduction du niveau crête de la densité spectrale de puissance de 35 % en direction longitudinale (axe x), 50 % en direction latérale (axe y), 80 % en direction verticale (axe z), 70 % en roulis, et 17 % en tangage. Cette réduction du niveau crête de la densité spectrale de puissance par le système de suspension est encore beaucoup plus notable lors du transport d'une charge (figures 7a à 7e) puisque les niveaux mesurés sont presque à égalité que lors du transport à vide pour le véhicule suspendu, tandis qu'ils sont largement supérieurs pour le véhicule conventionnel. Ceci se traduit par une réduction du niveau crête de la DSP par le système de suspension torsio-élastique de près de 90 % en

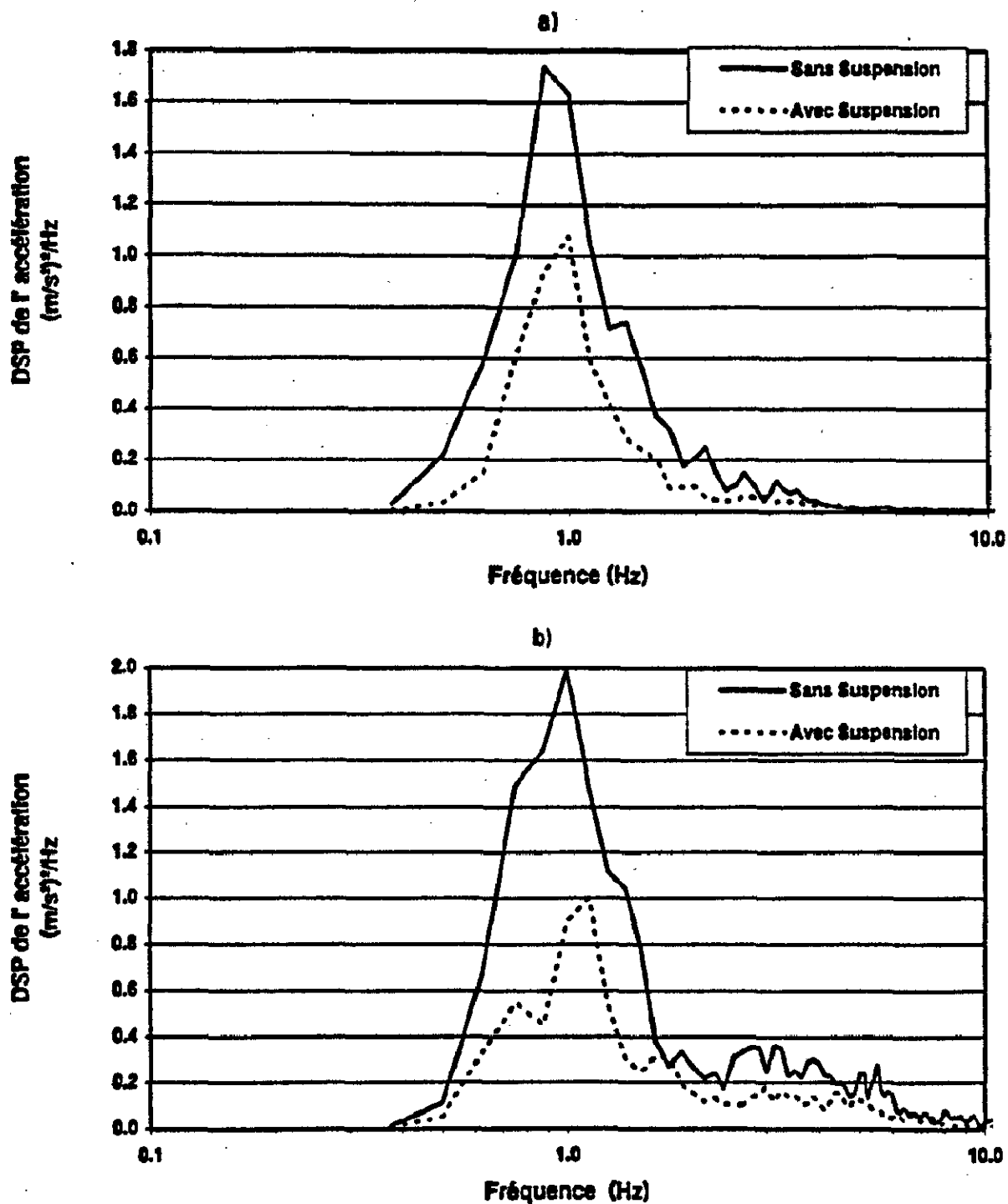


Figure 6 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant à vide. a) Direction x; b) Direction y.

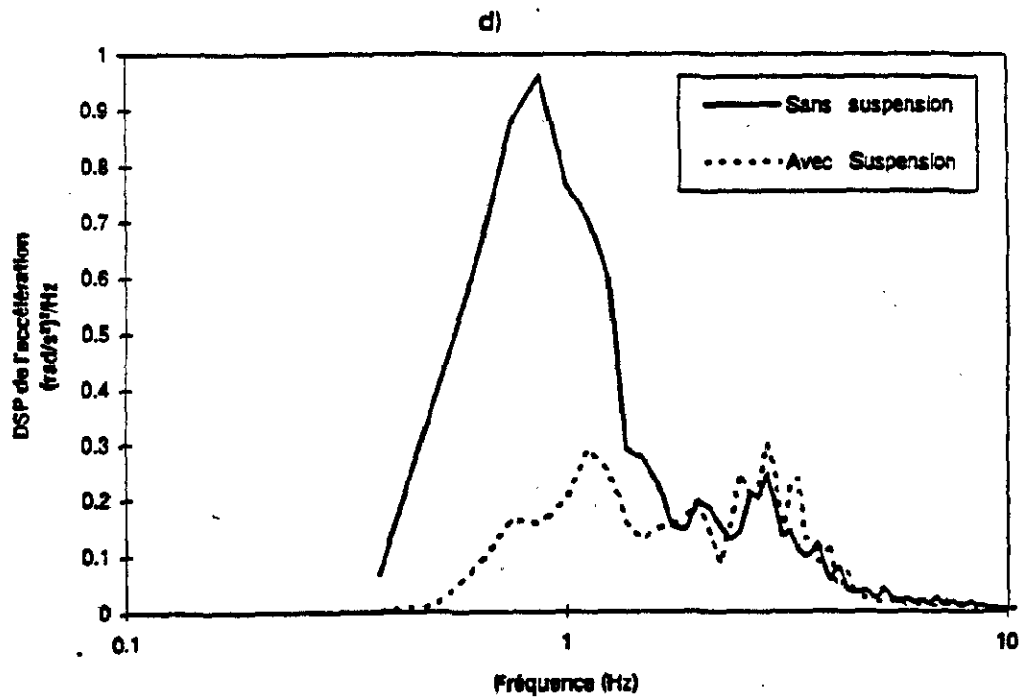
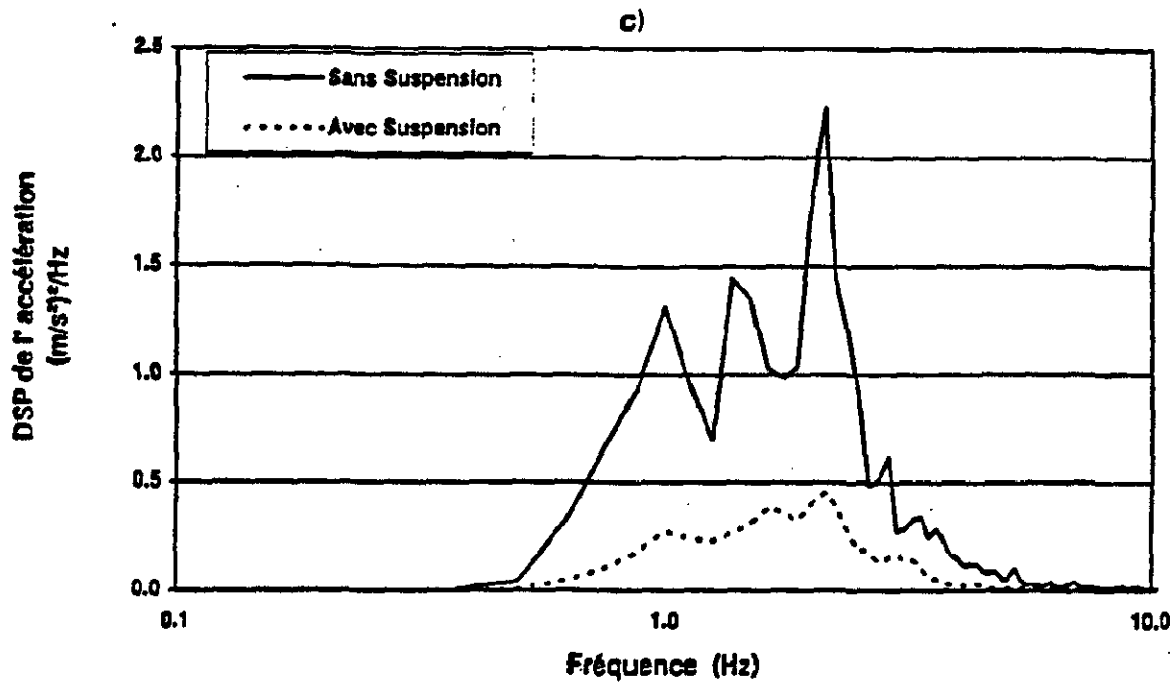


Figure 6 (suite) : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débuseuses suspendue et non suspendue circulant à vide. c) Direction z; d) Roulis ϕ .

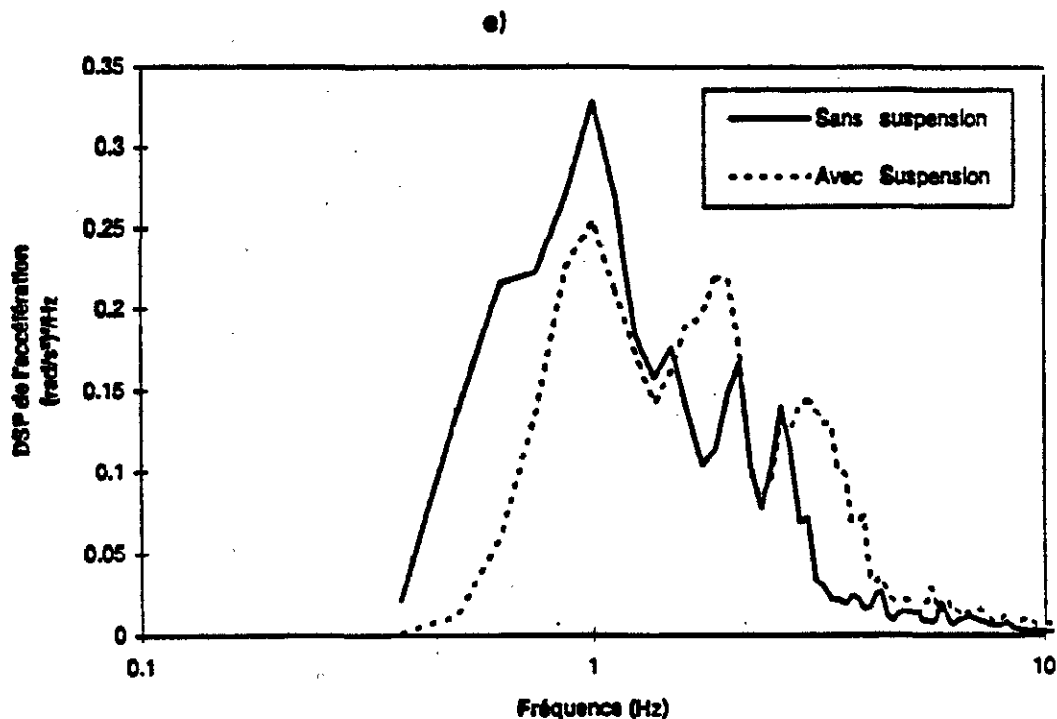


Figure 6 (suite) : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant à vide. e) Tangage θ .

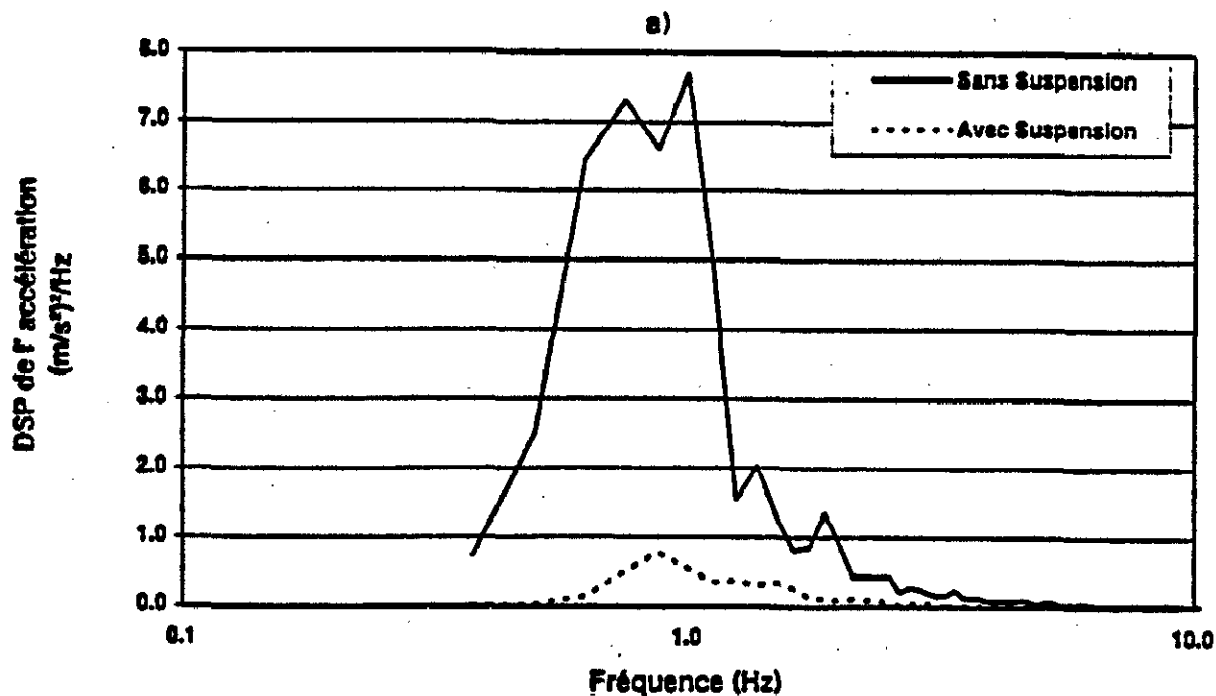


Figure 7 : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. a) Direction x.

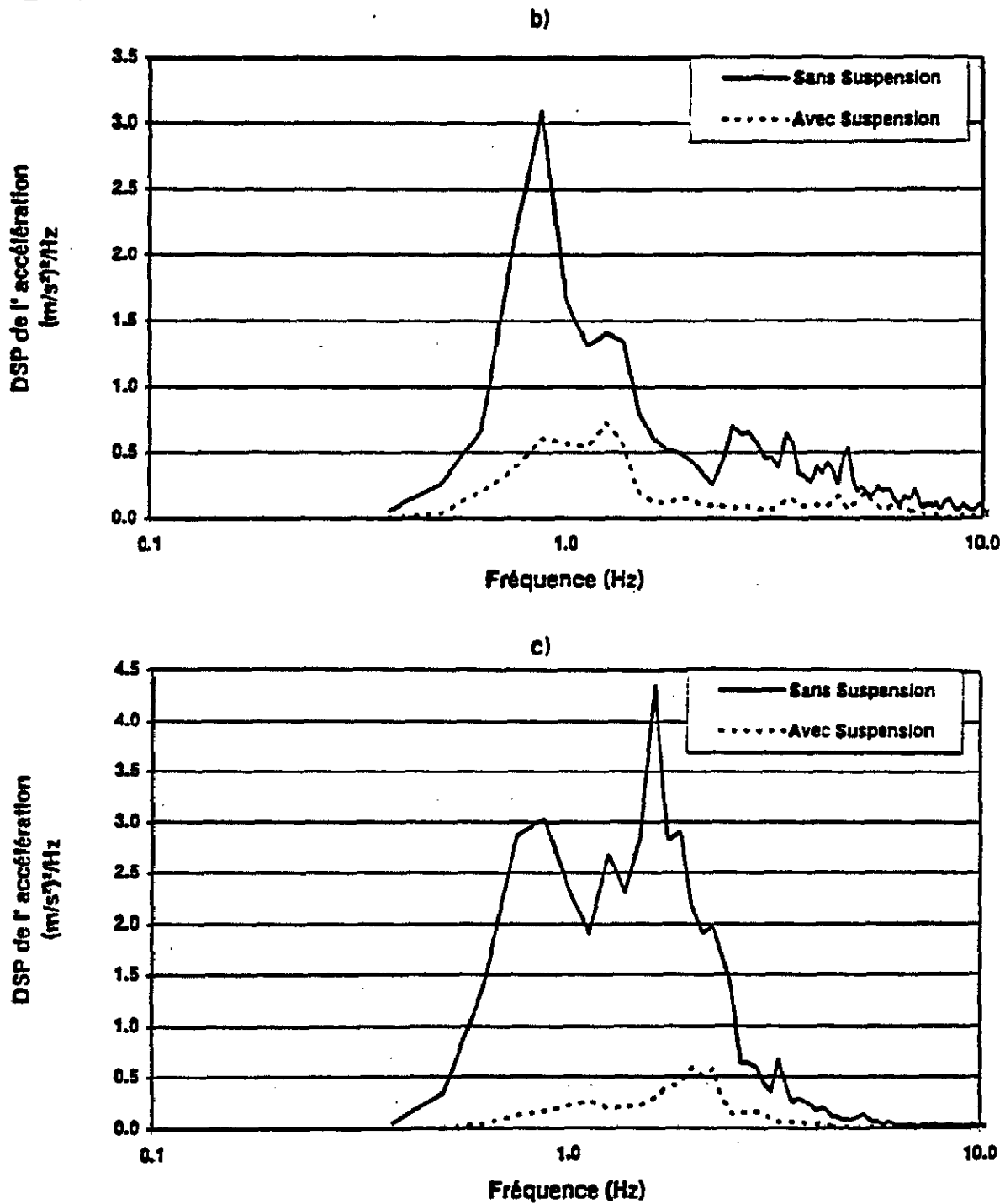


Figure 7 (suite) : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. b) Direction y; c) Direction z.

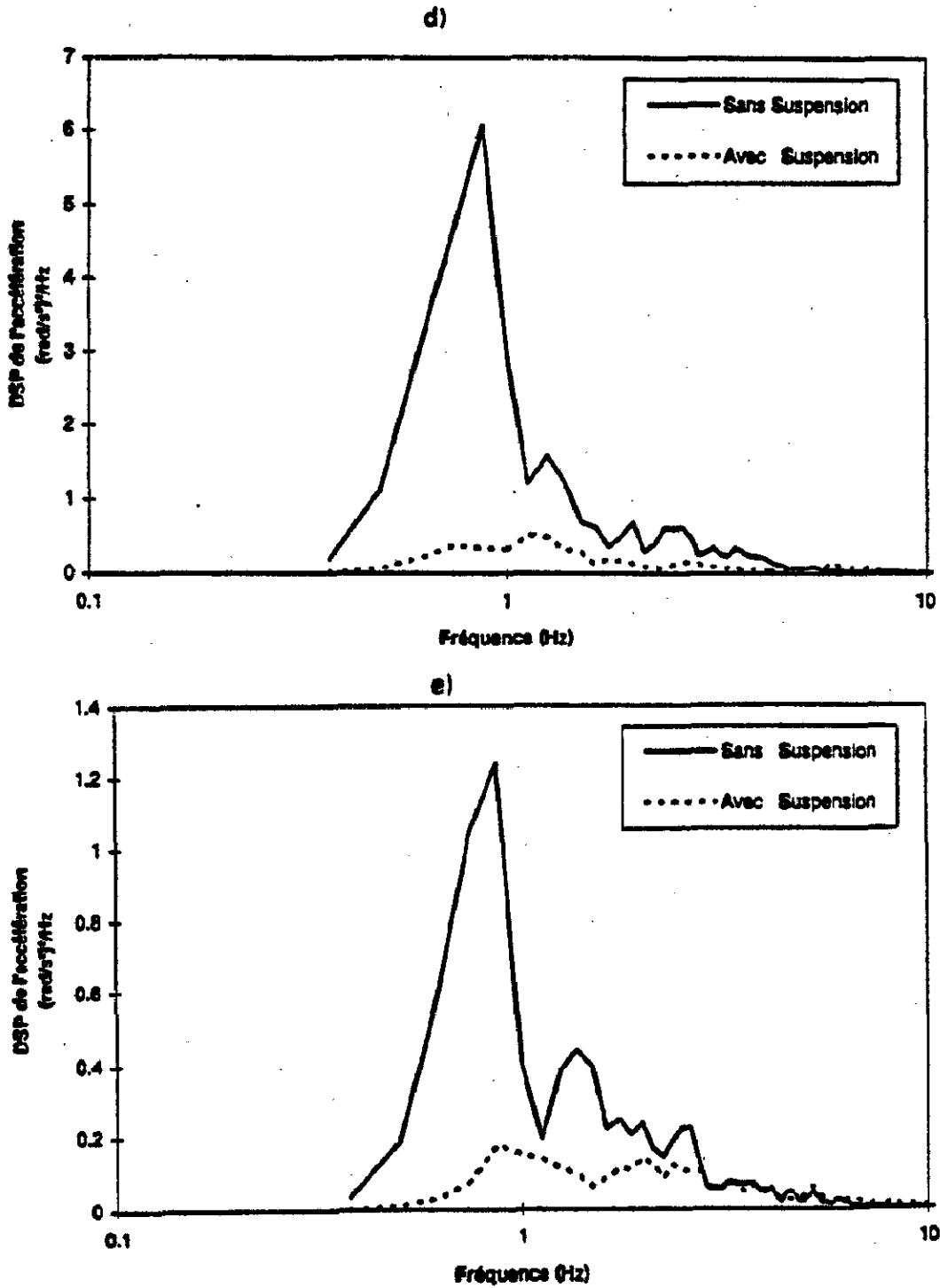


Figure 7 (suite) : Spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher des cabines de débusqueuses suspendue et non suspendue circulant en charge. d) Roulis ϕ ; e) Tangage θ .

direction x, 75 % en direction y, 85 % en direction z, 85 % en roulis et 80 % en tangage lorsque le véhicule est en charge. En comparaison avec le véhicule démuné de suspension, la diminution importante du roulis pour le véhicule suspendu constitue une indication que la stabilité latérale du véhicule est améliorée de façon importante par l'introduction de la suspension torsio-élastique.

4.3.2 Fréquences de résonance des véhicules

Les spectres de la DSP des accélérations apparaissant dans les figures 6a à 6e et 7a à 7e démontrent une concentration de l'énergie vibratoire au plancher des cabines de véhicules à des fréquences inférieures à 5 Hz, et ce, pour chacune des directions. Pour le véhicule conventionnel se déplaçant sans charge, l'énergie vibratoire est clairement prédominante à une fréquence de 0.9 Hz en direction x, 1.0 Hz en direction y, 2.1 Hz en direction z, 0.9 Hz pour le roulis et 1.2 Hz pour le tangage. L'intégration d'une suspension de véhicule dans ces conditions n'affecte pas la fréquence de résonance du véhicule en direction verticale, bien qu'elle augmente sensiblement à 1.0 Hz en direction longitudinale, 1.1 Hz en direction latérale, 1.0 Hz en roulis, tandis qu'elle est réduite à 1.1 Hz pour le tangage. Lorsqu'une charge est intégrée au véhicule conventionnel, la fréquence de résonance est modifiée à 1.0 Hz en direction longitudinale, 0.85 Hz en direction latérale, 1.7 Hz en direction verticale, et 0.9 Hz en roulis et en tangage. La charge transportée a donc un effet notable sur les caractéristiques vibratoires, principalement celles agissant en direction verticale. Dans les mêmes conditions de charge, l'intégration d'une suspension au véhicule engendre une augmentation de la fréquence de résonance du véhicule à 1.2 Hz en direction y, 2.1 Hz en direction z, 1.0 Hz en tangage, et une diminution à 0.9 Hz en direction x et à 0.85 Hz en roulis.

4.3.3 Niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps

L'influence du système de suspension torsio-élastique sur les niveaux d'exposition aux vibrations pour le conducteur est évaluée en comparant les niveaux d'accélération globales pondérées des vibrations à l'interface siège-conducteur des véhicules suspendu et non suspendu. Cette comparaison des niveaux d'exposition aux vibrations apparaît dans le tableau 1 pour chacune des orientations de mesure et pour chacune des conditions de conduite des véhicules : à vide et en charge. Selon l'axe vertical (z), deux types de pondération en fréquences sont appliqués : W_z , telle que définie dans la norme ISO 2631/1 actuelle [11], et W_k , apparaissant dans la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2 [12]. Seules les composantes fréquentielles vibratoires de moins de 20 Hz sont considérées dans le calcul des accélérations globales pondérées en raison du peu d'énergie vibratoire présente à des fréquences supérieures. Pour le roulis et le tangage, une pondération unitaire est appliquée à chacune des composantes vibratoires dans la gamme de fréquences prescrite, tandis que la pondération W_z , définie précédemment est appliquée aux composantes vibratoires dans les directions x et y. Les valeurs indiquées entre parenthèses sous les niveaux d'exposition aux vibrations apparaissant dans le tableau 1 correspondent aux durées d'exposition quotidienne requises pour que les niveaux d'exposition mesurés soient considérés comme constituant un risque pour la santé d'après les guides établis dans la norme ISO 2631/1 et la proposition ISO/DIS 2631-1.2.

Les résultats apparaissant dans le tableau 1 indiquent une diminution nette des niveaux d'exposition aux vibrations par le système de suspension torsio-élastique dans chacune des directions, sauf en ce qui a trait au tangage lorsque le véhicule est à vide. Dans ce cas particulier, l'exposition aux vibrations angulaires de tangage est sensiblement accentuée de 17 % par la suspension du véhicule, phénomène n'apparaissant pas lorsque le véhicule est chargé, la charge tendant à stabiliser l'effet de balancier.

TABEAU 1 : Niveaux pondérés d'exposition aux vibrations dans les véhicules suspendu et non suspendu et importance de l'exposition par rapport aux guides.

Direction	Pondération	Niveau pondéré d'exposition (ms^{-2})			
		à vide		en charge	
		sans suspension	avec suspension	sans suspension	avec suspension
x	W_x (0.5-20 Hz)	1.43 (4 h)*	0.78 (9.7 h)*	1.16 (5.8 h)*	0.75 (13 h)*
y	W_y (0.5-20 Hz)	1.52 (3.6 h)*	1.07 (6.1 h)*	1.70 (3.7 h)*	0.95 (6.9 h)*
z	W_z (1.0-20 Hz)	1.28 (8.4 h)*	0.69 (≥24 h)*	1.64 (6 h)*	0.68 (20 h)*
z	W_k (0.5-20 Hz)	1.12 (3.8 h)**	0.62 (≥8 h)**	1.42 (1.5 h)**	0.60 (≥8 h)**
φ	Unitaire (0.5-20 Hz)	1.10	0.87	2.02	0.79
θ	Unitaire (0.5-20 Hz)	0.70	0.82	1.01	0.74

- * Durée d'exposition quotidienne estimée en comparant l'accélération efficace mesurée dans la bande de fréquence de tiers d'octave dominante avec la «limite d'exposition» définie à la même fréquence dans la norme ISO 2631/1.
- ** Durée d'exposition quotidienne requise pour atteindre la limite supérieure de la «zone à risque» définie dans la proposition ISO/DIS 2631-1.2.

Dans tous les autres cas, la diminution des niveaux d'exposition vibratoire par le système de suspension varie entre 20 et 60 % comparativement au véhicule non suspendu, dépendant de la direction des mesures. La diminution la plus importante apparaît généralement selon l'axe vertical (45 % à vide, 57 % en charge), et est généralement plus notable lorsque le véhicule transporte une charge. En direction latérale où l'exposition est prédominante, la suspension amène une diminution des niveaux d'exposition vibratoire de 29 % pour le véhicule à vide et de 44 % pour le véhicule chargé. L'exposition due au roulis est également réduite de 21 % à vide, atteignant même 60 % en charge. En direction longitudinale, la réduction est de l'ordre de 45 % pour le véhicule à vide et de 36 % pour le véhicule en charge, bien que l'exposition due au tangage soit augmentée de 17 % à vide mais réduite de 26 % en charge.

4.3.4 Application des guides d'exposition aux résultats des mesures

Bien que les niveaux d'accélération globale pondérée soient représentés dans le tableau 1, l'application rigoureuse de la «limite d'exposition» définie dans la norme ISO 2631/1 [11] requiert l'évaluation de

la durée d'exposition tolérable à partir du spectre en fréquences des vibrations en bandes de tiers d'octave. Cette norme stipule que la durée d'exposition tolérable doit être estimée de préférence en comparant le niveau de vibration mesuré dans la bande de fréquence de tiers d'octave qui prédomine en intensité avec la limite prescrite à cette fréquence. Les spectres en fréquences mesurés dans les directions x, y et z pour les véhicules suspendu et non suspendu (présentés dans le rapport d'étape [10]) indiquent une dominance des niveaux d'exposition vibratoire aux bandes de fréquences de tiers d'octave centrées à 2.0 et 2.5 Hz en direction verticale et 1.0 et 1.25 Hz dans les directions transversales, dépendant des conditions de charge. À ces fréquences, les niveaux vibratoires pondérés requis pour atteindre la «limite d'exposition» pour une durée quotidienne de 8 heures sont 0.63 ms^{-2} en direction verticale, et 0.45 ms^{-2} dans les directions transversales. Quant à la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2, seul le niveau d'accélération globale pondérée tel que présenté dans le tableau 1 sert à l'évaluation de la durée d'exposition quotidienne tolérable.

L'application des guides définis dans la norme ISO 2631/1 et dans la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2 se rapportant aux effets des vibrations sur la santé permet d'estimer la durée quotidienne d'exposition tolérable sur la base des niveaux de vibrations mesurés. Les résultats présentés dans le tableau 1 concernant les vibrations verticales indiquent que l'incorporation de la suspension torsio-élastique à la débusqueuse permettrait une augmentation de la durée d'exposition quotidienne tolérable passant de moins de 4 h pour le véhicule conventionnel à 8 h et plus pour le véhicule suspendu, sur la base du critère défini dans la nouvelle proposition de norme. L'application de la «limite d'exposition» définie dans la norme ISO 2631/1 pour les vibrations verticales procure une évaluation moins conservatrice de la sévérité de l'exposition, faisant passer la durée d'exposition tolérable de 6 à 9 h pour le véhicule conventionnel à plus de 20 h pour le véhicule suspendu. En direction latérale où les niveaux d'exposition sont les plus importants, la durée d'exposition tolérable évaluée selon le guide ISO 2631/1 passerait de moins de 4 h pour le véhicule conventionnel à plus de 6 h avec le véhicule suspendu. En direction longitudinale, la durée tolérable passerait de 4 à 6 h avec le véhicule conventionnel à près de 10 h et plus avec le véhicule suspendu. Considérant que la durée d'exposition quotidienne typique d'un conducteur de débusqueuse soit en moyenne de 5 h en haute saison [13], il convient de constater que l'intégration du système de suspension torsio-élastique permet de rencontrer les exigences prescrites dans la norme ISO 2631/1 dans chacune des directions pour lesquelles des limites sont définies. Ceci est également le cas concernant les vibrations verticales sur la base de la «zone à risque» définie dans la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2.

Ainsi, l'incorporation de la suspension torsio-élastique au véhicule peut permettre de réduire de moitié (50 %) ou presque la dose d'exposition aux vibrations, doublant ainsi ou presque la durée d'exposition tolérable et ce, dans chacune des directions x, y et z. À titre de comparaison, une étude antérieure [14] a démontré que l'utilisation d'un siège à suspension verticale proprement adapté à une débusqueuse de type conventionnel permettait tout au plus une diminution de la dose d'exposition de 25 %, et ce strictement en direction verticale. Il y a donc un gain considérable à réaliser en incorporant le mécanisme de suspension torsio-élastique à l'essieu arrière du véhicule, considérant que le degré d'exposition aux vibrations est d'autant plus important en direction latérale, et qu'aucun siège actuel ne permette une quelconque atténuation dans cette direction.

5.0 MODÈLE ANALYTIQUE DU SYSTÈME DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE

5.1 Développement du modèle analytique

L'étude du comportement dynamique du système de suspension torsio-élastique pour véhicules tout-terrain ne peut être dissociée de celle du véhicule lui-même à cause de leur effet l'un sur l'autre. Lorsque les deux modules de suspension sont installés sur l'essieu arrière du véhicule, on peut considérer le véhicule suspendu comme étant composé de quatre sous-systèmes : les pneus, une masse non suspendue m_u constituant l'essieu arrière, les deux modules de suspension installés de chaque côté sur l'essieu arrière du véhicule, et une masse suspendue m_s comprenant celle de l'essieu avant, du châssis et de la cabine du véhicule. Une coupe transversale représentant le côté droit du véhicule, et des quatre sous-systèmes, est présentée dans la figure 8a, tandis que la figure 8b illustre le modèle dans le plan vertical-latéral tout en identifiant les paramètres qui y sont rattachés. Une représentation du modèle dans le plan vertical-longitudinal apparaît dans la figure 8c.

Dans le modèle, les propriétés viscoélastiques des pneus en direction verticale (z) et latérale (y) sont représentées par des systèmes ressort-amortisseur visqueux simples, montés en parallèle, et orientés selon les axes appropriés. Les propriétés élastiques des pneus sont représentées par les constantes de raideur K_{Ti} en direction verticale, et K_{Tyi} en direction latérale, où i varie de 1 à 4 pour identifier chacun des pneus ($i=1,2$ pour les pneus avant; $i=3,4$ pour les pneus arrière). Les constantes C_{Ti} et C_{Tyi} représentent les coefficients d'amortissement visqueux des pneus dans les directions verticale et latérale, respectivement. Le rayon des pneus est identifié par la constante R . L'excitation vibratoire liée au terrain est représentée par le déplacement vertical z_{oi} agissant à chacun des pneus ($i=1, \dots, 4$).

Comme deuxième sous-système, l'essieu arrière, sur lequel les deux modules de suspension sont installés, est caractérisé par une masse m_u , possédant un moment d'inertie I_u , par rapport à son centre de gravité. On attribue au centre de gravité de l'essieu arrière trois mouvements (degrés de liberté) : déplacement vertical z_u , déplacement latéral y_u , et roulis ϕ_u .

Les deux modules de suspension torsio-élastiques sont caractérisés par les masses m_d du côté droit et m_g du côté gauche et par des moments d'inertie I_d et I_g correspondants. Les modules, dont la largeur est L_0 , sont séparés de part et d'autre sur l'essieu par une distance équivalente à $2L_1$. Les propriétés élastiques de chacun des modules de suspension sont représentées par les constantes de raideur K_z en direction verticale, K_y en direction latérale et K_t en torsion. De même, les coefficients d'amortissement visqueux des modules de suspension sont représentés par les constantes C_z en direction verticale, C_y en direction latérale et C_t en torsion. Les mouvements attribués aux modules de suspension des côtés droit et gauche de l'essieu sont respectivement z_d et z_g en direction verticale, y_d et y_g en direction latérale, et ϕ_d et ϕ_g en roulis, représentant 6 degrés de liberté additionnels pour le modèle.

Enfin le quatrième sous-système est constitué de la masse suspendue m_s du véhicule comprenant le châssis, la cabine et l'essieu avant. Les moments d'inertie de cette masse par rapport à son centre de gravité sont I_{ym} en roulis et I_{ym} en tangage. La distance latérale entre les pneus et le centre de gravité de la masse suspendue est T , tandis que la distance verticale entre chaque module de suspension et le centre de gravité de la masse suspendue est h . Selon l'axe longitudinal, les distances séparant le centre de gravité de la masse suspendue de l'essieu avant et de l'essieu arrière sont W_{s1} et W_{s2} , respectivement. La distance verticale séparant l'essieu arrière de chaque module de suspension

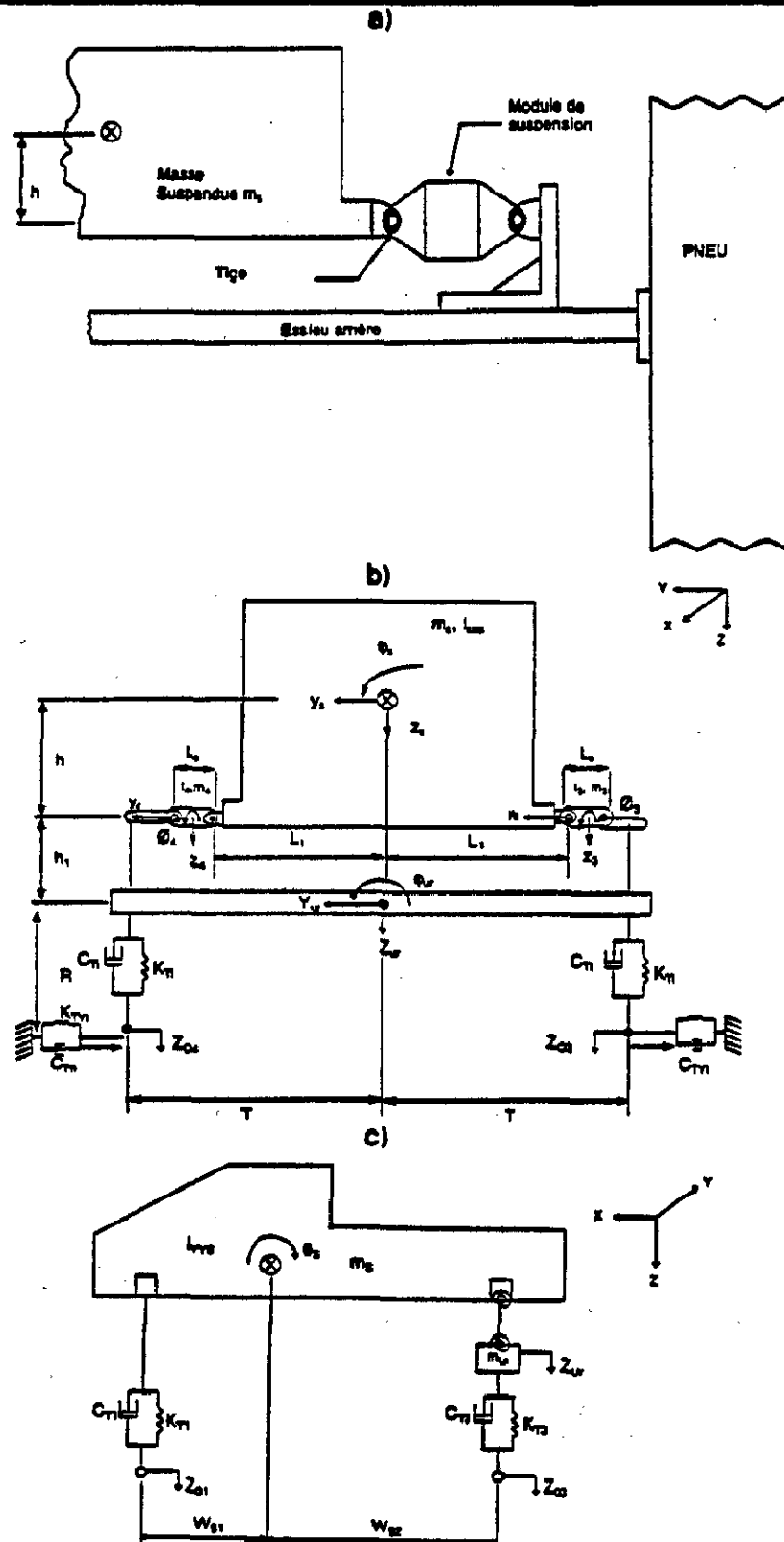


Figure 8 : Modèle caractérisant un véhicule muni d'un système de suspension torsio-élastique. a) Coupe transversale (côté droit); b) Plan vertical-latéral; c) Plan vertical-longitudinal.

est h_1 . Le mouvement du centre de gravité de la masse suspendue est constitué de 4 degrés de liberté : déplacement vertical z_s , déplacement latéral y_s , roulis ϕ_s et tangage θ_s .

Le modèle du véhicule muni des deux modules de suspension torsio-élastique comporte donc 13 degrés de liberté : 4 pour la masse suspendue ($z_s, y_s, \phi_s, \theta_s$), 6 pour les deux modules de suspension ($z_1, y_1, \phi_1, z_2, y_2, \phi_2$) et 3 pour l'essieu arrière (z_w, y_w, ϕ_w). Une description complète du mouvement est donc représentée en termes de 13 équations différentielles linéaires de second ordre dont les détails concernant leur dérivation et leur solution apparaissent dans un rapport d'étape [15] disponible sur demande. L'utilisation du modèle analytique ainsi développé ne peut être faite qu'à la condition que les paramètres du modèle associés au véhicule, aux pneus et aux modules de suspension torsio-élastique soient connus ainsi que les déplacements caractérisant l'excitation vibratoire aux quatre pneus du véhicule. L'approche utilisée pour déterminer ces caractéristiques est décrite dans les sections qui suivent.

5.2 Identification des paramètres du modèle

La répartition de la masse du véhicule suspendu (m_s et m_w) et la position de leur centre de gravité sont estimées à partir des données apparaissant dans la fiche technique d'une débusqueuse et des dimensions du véhicule et de ses composantes. Les données relatives à l'empattement ($W_{a1} + W_{a2}$), à la distance latérale entre les pneus (2T) et au diamètre des pneus (2R) sont mesurées directement sur le véhicule, une débusqueuse de marque Tree Farmer C6D. Les moments d'inertie du véhicule en roulis et en tangage sont évalués à partir des fréquences de résonance du véhicule mesurées selon l'axe vertical ainsi qu'en roulis et en tangage. La méthodologie détaillée est décrite dans un rapport d'étape [16] disponible sur demande. Pour le véhicule suspendu se déplaçant à vide, les fréquences de résonance estimées sont 2.1 Hz en direction verticale, 1.0 Hz pour le roulis et 1.1 Hz pour le tangage.

Les propriétés viscoélastiques des pneus sont évaluées à partir de données mesurées pour le véhicule non suspendu. Ainsi les constantes de raideur des pneus dans les directions verticale (K_{T1}) et latérale (K_{T2}) sont estimées à partir des fréquences de résonance mesurées pour le véhicule non suspendu dans les directions verticales et en tangage pour le premier, et en direction latérale pour le second. Comme les équations différentielles du mouvement sont couplées pour le déplacement vertical et le tangage, celles-ci sont solutionnées pour le cas de vibrations libres pour déterminer les fréquences naturelles et les coefficients d'amortissement réduits correspondant à chacun de ces modes de vibration [16]. On estime ainsi également les coefficients d'amortissement visqueux des pneus dans les directions verticale (C_{T1}) et latérale (C_{T2}).

Les masses associées à chaque module de suspension de véhicule (m_1 et m_2) et leurs moments d'inertie respectifs (I_1 et I_2) sont identifiés par les Entreprises F4-Dion Inc. Les propriétés viscoélastiques des modules de suspension ($K_x, K_y, K_z, C_x, C_y, C_z$) sont estimées à partir des fréquences de résonance mesurées pour le véhicule suspendu, tandis que les paramètres décrivant leur position par rapport au centre de gravité du véhicule (h, h_1, L_1) ont été mesurés directement sur le véhicule. L'ensemble des paramètres du modèle de véhicule suspendu présenté dans les figures 8b et 8c apparaissent dans le tableau 2 pour une débusqueuse Tree Farmer C6D muni de deux modules de suspension torsio-élastique installés sur son essieu arrière entre le châssis et les pneus.

5.3 Identification de l'excitation vibratoire glissant aux pneus du véhicule

Les déplacements verticaux z_{oi} correspondant à l'excitation vibratoire à chacun des pneus du modèle de véhicule suspendu illustré dans la figure 8 sont aléatoires et caractérisent la rugosité du terrain.

laquelle est exprimée en termes de l'amplitude de la densité spectrale de puissance des déplacements à l'interface pneus-terrains. Pour comparer la rugosité de divers types de terrain associés à différentes catégories de véhicules tout-terrain, il est de commun usage d'exprimer l'amplitude σ de la DSP des déplacements dus au terrain, ou rugosité, en termes de la densité spectrale spatiale $G_s(\Omega)$ exprimée en fonction de la fréquence spatiale Ω . Ces quantités spatiales ($G_s(\Omega)$ et Ω) sont reliées aux dimensions temporelles (σ et fréquence

f) par un facteur commun, soit la vitesse V du véhicule. Ainsi :

$$\Omega = f/V \text{ (cycle/m)} \text{ et } G_s(\Omega) = \sigma V \text{ (m}^2/\text{cycle)} \quad (2)$$

TABEAU 2 : Identification des paramètres du modèle représentant une débusqueuse munie des modules de suspension torsio-élastique.

DESCRIPTION	SYMBOLE	VALEUR
PNEUS		
Constante de raideur verticale (kN/m)	$K_{Ti} \ i=1,..4$	340
Constante de raideur latérale (kN/m)	$K_{Tyi} \ i=1,..4$	316.2
Coefficient d'amortissement vertical (Ns/m)	$C_{Ti} \ i=1,..4$	1935
Coefficient d'amortissement latéral (Ns/m)	$C_{Tyi} \ i=1,..4$	1800
Rayon (m)	R	0.8
VÉHICULE		
Masse suspendue (kg)	m_s	8 617
Moment d'inertie de m_s en roulis (kgm^2)	I_{ms}	10 495
Moment d'inertie de m_s en tangage (kgm^2)	I_{ys}	16 353
Masse de l'essieu arrière (kg)	m_w	910
Moment d'inertie de m_w en roulis (kgm^2)	I_w	600
Distance latérale pneu-cg du véhicule (m)	T	1.18
Distance essieu avant-cg du véhicule (m)	W_{s1}	1.23
Distance essieu arrière-cg du véhicule (m)	W_{s2}	1.90
MODULES DE SUSPENSION		
Masse des modules (kg)	m_3, m_4	42.6
Moments d'inertie en roulis (kgm^2)	I_3, I_4	116.9
Constante de raideur verticale (kN/m)	K_3	200
Constante de raideur latérale (kN/m)	K_4	200
Constante de raideur en torsion (kNm/rad)	K_5	180
Coefficient d'amortissement vertical (Ns/m)	C_3	4 000
Coefficient d'amortissement latéral (Ns/m)	C_4	4 000
Coefficient d'amortissement en torsion (Nms/rad)	C_5	3 500
Largeur des modules (m)	L_0	0.159
Mi-distance entre les modules (m)	L_1	0.572
Hauteur module-cg du véhicule (m)	h	1.37
Hauteur module-essieu arrière (m)	h_1	0.216

5.3.1 Procédure

Comme la densité spectrale spatiale caractérisant la rugosité du terrain propre à un véhicule forestier telle que la débusqueuse n'est pas connue, il convenait de la définir pour caractériser les déplacements verticaux z_{oi} typiques de ce type de véhicule à l'interface terrains-pneus. En partant des résultats de mesures de vibrations effectuées dans la cabine d'un véhicule conventionnel ne possédant pas de suspension, l'excitation vibratoire nécessaire pour produire cette réponse peut être calculée à la condition qu'un modèle analytique valable soit disponible pour caractériser ce véhicule. Un modèle caractérisant un véhicule conventionnel non suspendu a donc été développé [16] comportant 3 degrés de liberté (mouvement vertical, roulis, tangage) et représenté simplement par une masse, supportée aux quatre coins par des combinaisons ressort-amortisseur montées en parallèle, représentant les pneus. Les propriétés viscoélastiques des pneus dans ce modèle sont celles définies dans le tableau 2 en direction verticale, tandis que la masse et les moments d'inertie associés au véhicule diffèrent des valeurs apparaissant dans ce tableau du fait que la masse doit correspondre à celle du véhicule en entier (i.e. incluant les deux essieux). Ainsi, la masse du modèle de véhicule non suspendu est établie à 9 662 kg, tandis que les moments d'inertie en roulis et en tangage sont estimés à 79 495 et 111 777 kgm^2 , respectivement.

En assumant qu'à vitesse constante du véhicule, l'amplitude de la densité spectrale de puissance caractérisant le terrain (σ) est constante, la fonction représentant l'excitation vibratoire agissant verticalement aux quatre pneus du véhicule peut être exprimée en termes d'une constante et d'une autre fonction exprimant le délai d'interaction entre le terrain et chacun des pneus. Mathématiquement, la densité spectrale de puissance des déplacements à chaque pneu est exprimée par une fonction de phase dépendant de la vitesse, la fréquence, l'empattement du véhicule et d'une fonction aléatoire exprimant le délai d'interaction entre le terrain et les pneus localisés de chaque côté du véhicule, le tout étant multiplié par l'amplitude constante de la densité spectrale de puissance des déplacements σ [16]. En assumant une valeur initiale pour σ à une vitesse fixée, l'utilisation conjointe de la densité spectrale de puissance de l'excitation ainsi définie avec le modèle du véhicule permet de calculer la densité spectrale de puissance de la réponse vibratoire qui devrait résulter au centre de gravité du véhicule, et donc d'estimer les accélérations vibratoires anticipées à chaque fréquence, pour les mouvements verticaux, de roulis et de tangage du véhicule. En comparant les accélérations vibratoires estimées à celles mesurées dans le véhicule conventionnel pour chacun des modes de vibration, une fonction exprimant l'erreur relative globale est définie, permettant d'établir un algorithme visant à trouver la valeur de σ qui permettrait de minimiser l'erreur relative globale entre les accélérations mesurées et calculées. L'identification de la valeur σ ainsi obtenue permet donc de caractériser la rugosité du terrain, tout en permettant de définir la densité spectrale de puissance des déplacements à chacune des roues du véhicule. Les déplacements spécifiques z_{oi} ($i=1, \dots, 4$) sont obtenus en appliquant les techniques de transformée inverse de Fourier, résultant en signaux temporels liés aux déplacements. Les détails relatifs à la procédure utilisée, incluant le traitement mathématique pour définir la rugosité du terrain ainsi que les déplacements vibratoires aux quatre roues du véhicule sont présentés dans un rapport d'étape [16] disponible sur demande.

5.3.2 Caractérisation du terrain

L'application des techniques décrites ci-dessus pour évaluer les excitations vibratoires aux quatre roues d'une débusqueuse conventionnelle non suspendue se déplaçant à une vitesse de 5 km/h a permis de définir la rugosité du terrain propre à ce type de véhicule. Le spectre de la densité spectrale spatiale du terrain découlant de cette analyse apparaît dans la figure 9a dans laquelle apparaît également une

régression linéaire des résultats. À titre de comparaison, la figure 9b transpose ce résultat en incluant les spectres linéaires de densité spectrale spatiale caractérisant la rugosité d'autres types de terrains, dont un pâturage, un champ labouré et un parcours typique à un véhicule MVEE. Le profil de terrain défini pour la débusqueuse se compare bien à d'autres parcours tout-terrain, bien qu'il soit moins sévère que celui défini pour un pâturage ou même un champ labouré. Ceci peut s'expliquer du fait que la vitesse de la débusqueuse se déplaçant en forêt (i.e 5 km/h) est généralement beaucoup plus faible que, par exemple, celle d'un tracteur se déplaçant dans un champ. Ceci exprime donc l'importance de considérer la vitesse du véhicule, compte tenu de son influence sur l'intensité des vibrations produites à l'interface entre le terrain et les pneus du véhicule (rugosité du terrain).

5.3.3 Validation du profil de terrain pour débusqueuses

Afin de vérifier l'exactitude des excitations vibratoires z_{oi} ($i=1, \dots, 4$) et par conséquent, de la rugosité du terrain définies pour la débusqueuse se déplaçant à vide à une vitesse de 5 km/h, les spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées au plancher d'une débusqueuse conventionnelle sont comparés à ceux résultant de l'application du modèle et de l'excitation vibratoire définie par la densité spectrale spatiale du terrain et son approximation linéaire. Les résultats apparaissent dans les figures 10a, 10b et 10c respectivement pour les vibrations agissant en direction verticale (z), pour le roulis (ϕ) et pour le tangage (θ). De façon générale, les prévisions du modèle en utilisant les excitations calculées et leur équivalent linéaire démontrent une bonne corrélation avec les résultats des mesures, bien que dans ce dernier cas les spectres soient beaucoup plus lisses en raison du moyennage effectué lors du traitement des signaux. En direction verticale, l'application du modèle prévoit une densité spectrale de puissance de l'accélération qui dévie de celle mesurée à des fréquences inférieures à 2 Hz, tandis qu'au-delà de cette fréquence, l'accord est considérable. L'accord est moins évident pour le roulis et le tangage pour lesquels le modèle tend à sous-estimer la densité spectrale de puissance de l'accélération angulaire sur presque toute la gamme de fréquences considérées, et ce, plus particulièrement pour le roulis. Ainsi, l'application d'une fonction aléatoire dans la description de la densité spectrale spatiale caractérisant le terrain pourrait être en cause. Dans leur ensemble, les résultats démontrent un bon accord de la DSP de l'accélération prévue dans le véhicule en utilisant le profil calculé pour représenter la rugosité du terrain et son équivalent linéaire. L'utilisation du profil caractérisant le terrain et par conséquent, l'excitation vibratoire agissant aux pneus d'une débusqueuse apparaît donc appropriée compte tenu des spectres présentés dans les figures 10a à 10c.

5.4 Validation du modèle de suspension torsio-élastique pour véhicules tout-terrain

La réponse en fréquences du modèle de véhicule suspendu comportant 13 degrés de liberté, tel que représenté dans la figure 8b, est évaluée en utilisant les excitations verticales calculées à l'interface terrain-pneus pour un véhicule se déplaçant à vide à une vitesse de 5 km/h, et en appliquant les paramètres du modèle définis dans le tableau 2. La validation du modèle est effectuée en comparant les spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations mesurées dans le véhicule muni d'une suspension torsio-élastique sur son essieu arrière avec ceux calculés en utilisant le modèle analytique. Les figures 11a, 11b et 11c présentent une comparaison de ces spectres de la densité spectrale de puissance des accélérations au plancher du véhicule pour les directions respectives : verticale (axe z), roulis et tangage. De façon générale, une bonne corrélation existe entre les résultats des mesures et ceux calculés en utilisant le modèle, bien que les spectres mesurés ont une apparence beaucoup plus lisse puisqu'ils représentent une moyenne de plusieurs spectres évalués en temps réel. La difficulté à décrire exactement l'excitation vibratoire liée au terrain, jumelée aux nombreuses

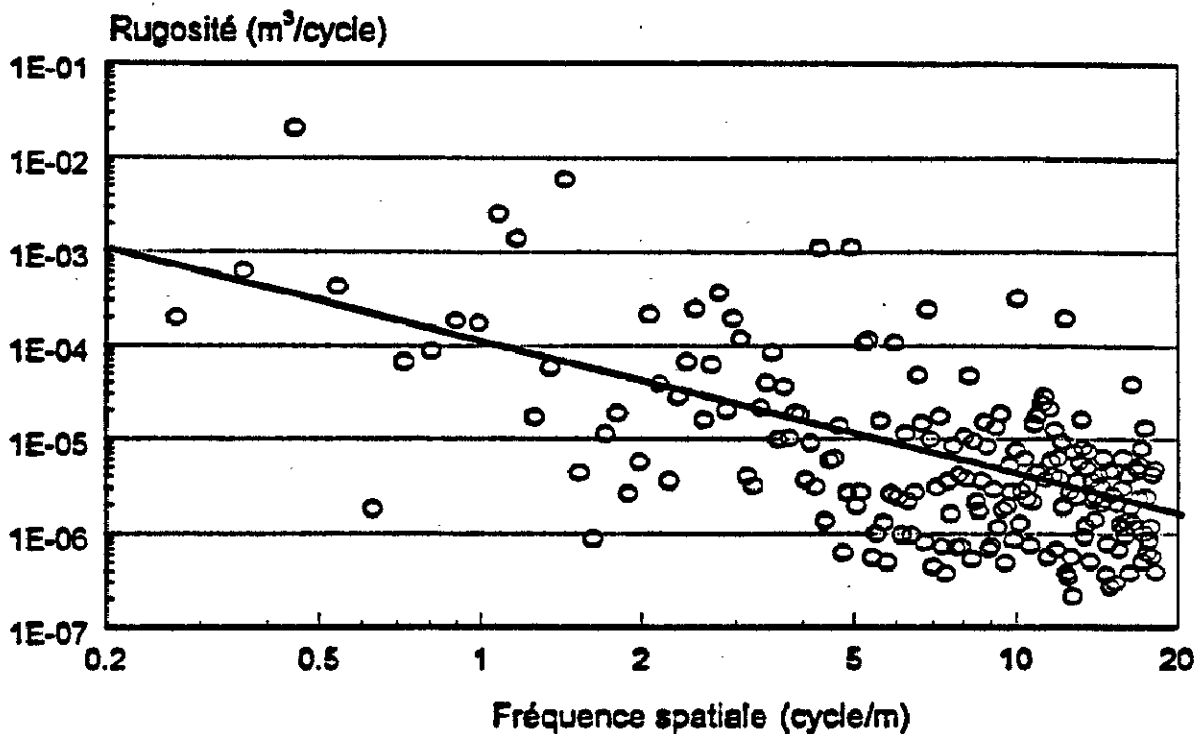


Figure 9a : Rugosité du terrain pour une débuseuse se déplaçant à une vitesse de 5 km/h. (— régression linéaire).

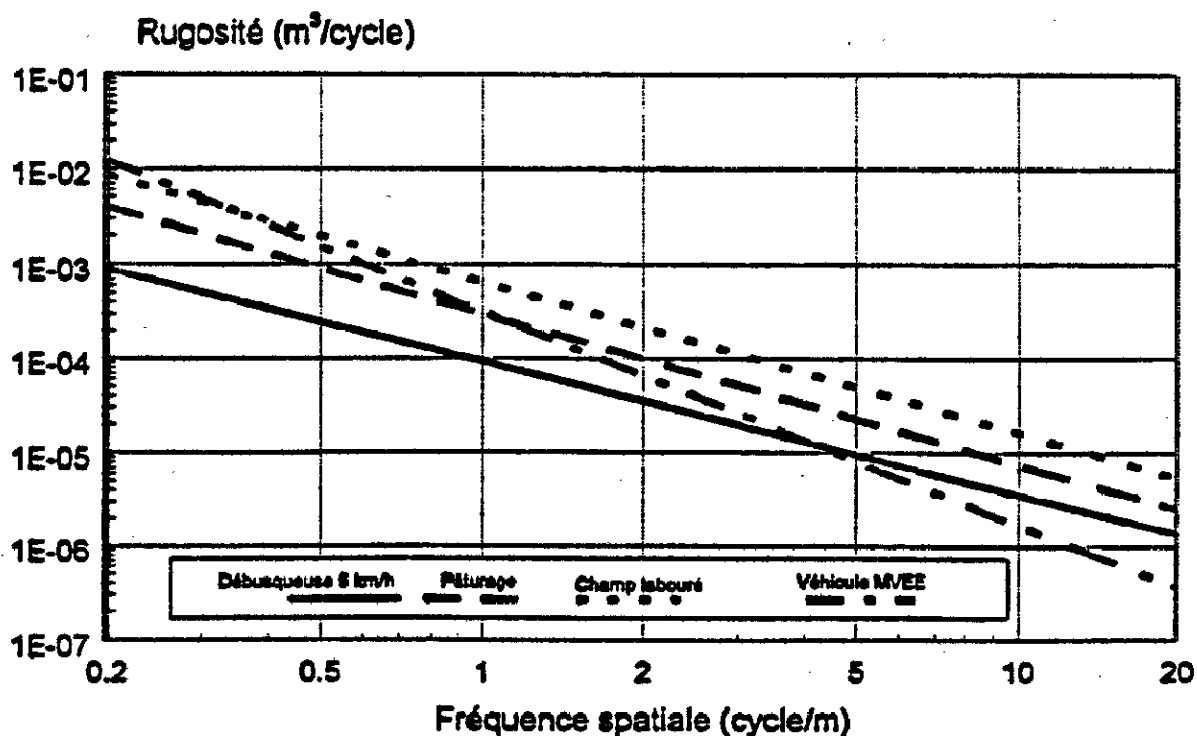
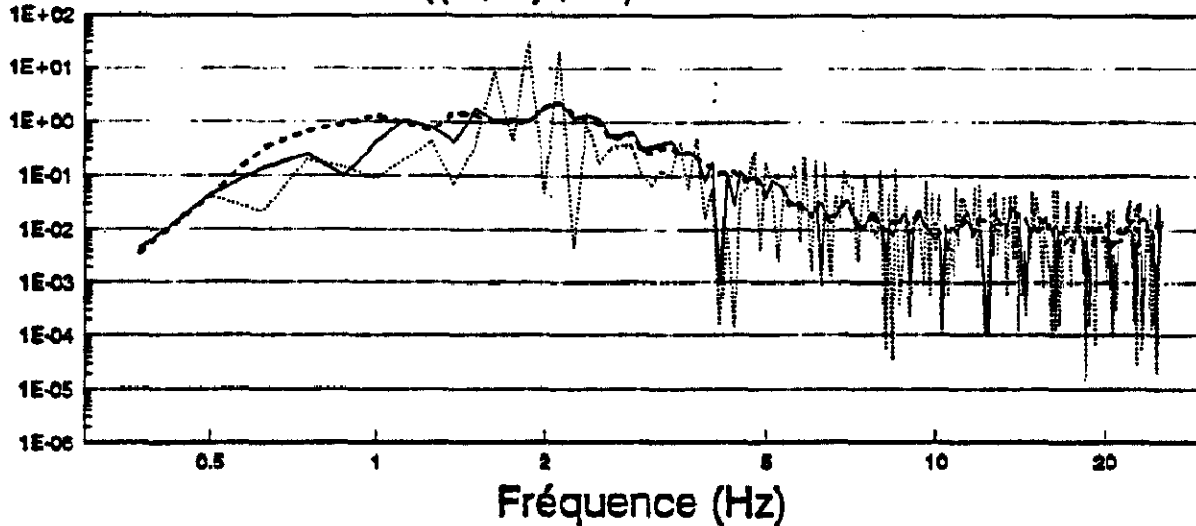


Figure 9b) : Rugosité définie pour différents types de terrain, incluant le profil linéaire déterminé pour une débuseuse se déplaçant à 5 km/h.

a)

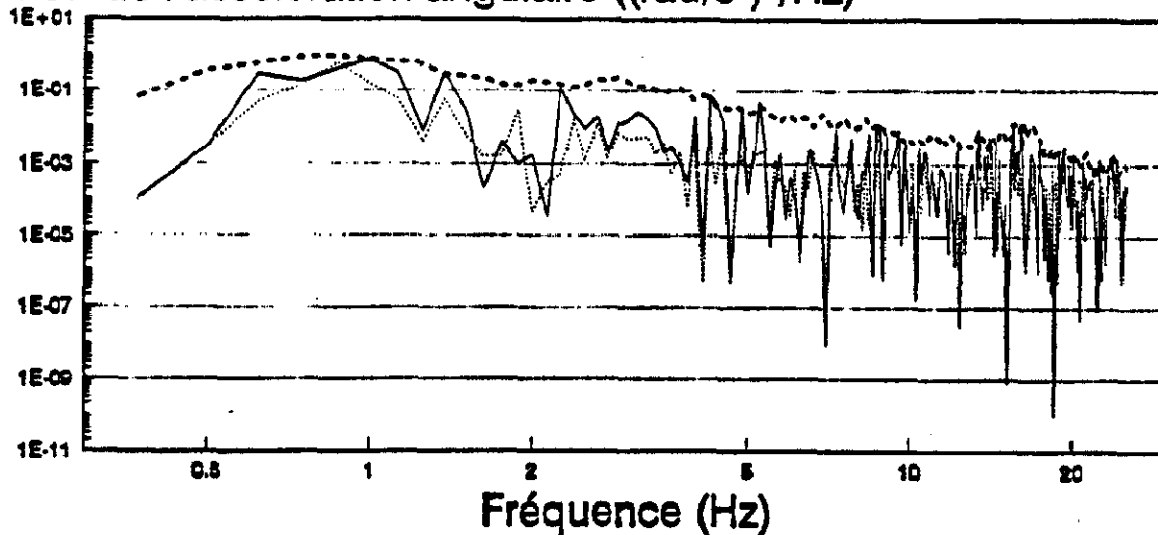
DSP de l'accélération $((m/s^2)^2/Hz)$



calculée mesurée approximation linéaire

b)

DSP de l'accélération angulaire $((rad/s^2)^2/Hz)$



calculé mesurée approximation linéaire

Figure 10 : Densité spectrale de puissance des vibrations mesurées dans la cabine d'une débusqueuse conventionnelle se déplaçant à vide et comparaison avec les prévisions du modèle. a) Direction verticale z; b) Roulis ϕ .

DSP de l'accélération angulaire ((rad/s²)²/Hz)

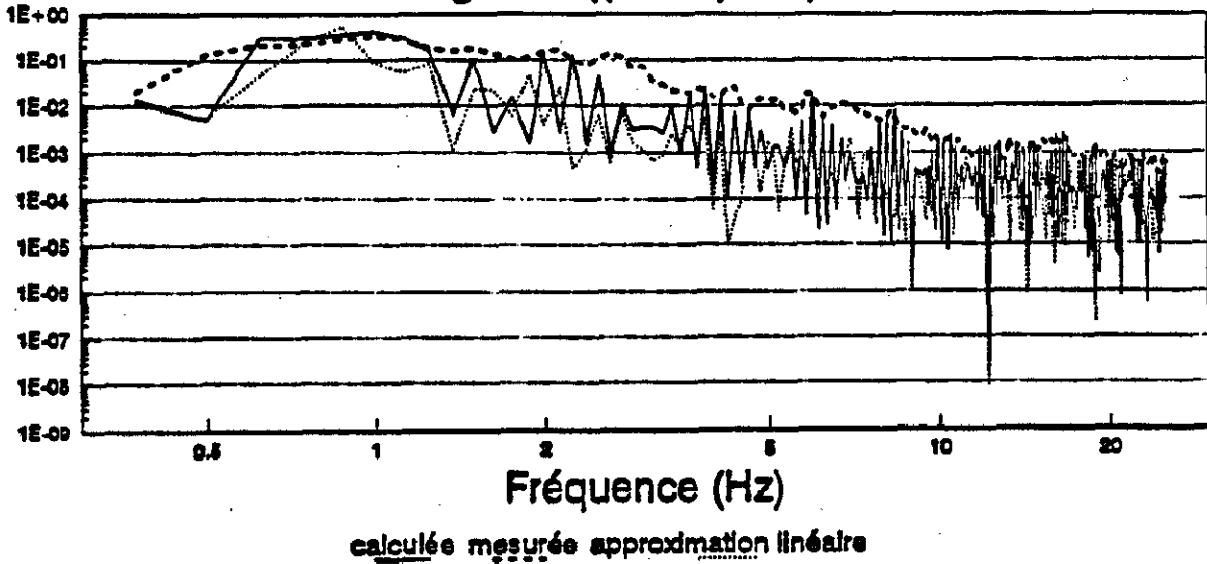


Figure 10c : Densité spectrale de puissance des vibrations angulaires de tangage θ mesurée dans la cabine d'une débusqueuse conventionnelle se déplaçant à vide et comparaison avec les prévisions du modèle.

DSP de l'accélération ((m/s²)²/Hz)

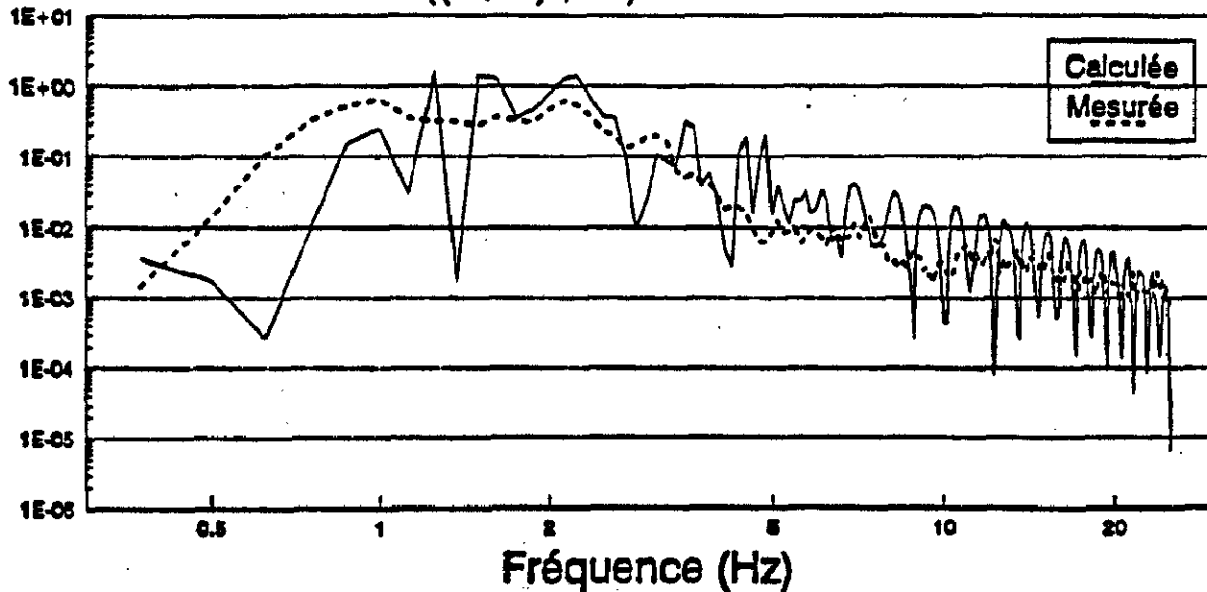


Figure 11 : Comparaison de la densité spectrale de puissance mesurée avec celle calculée à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. a) Direction verticale z.

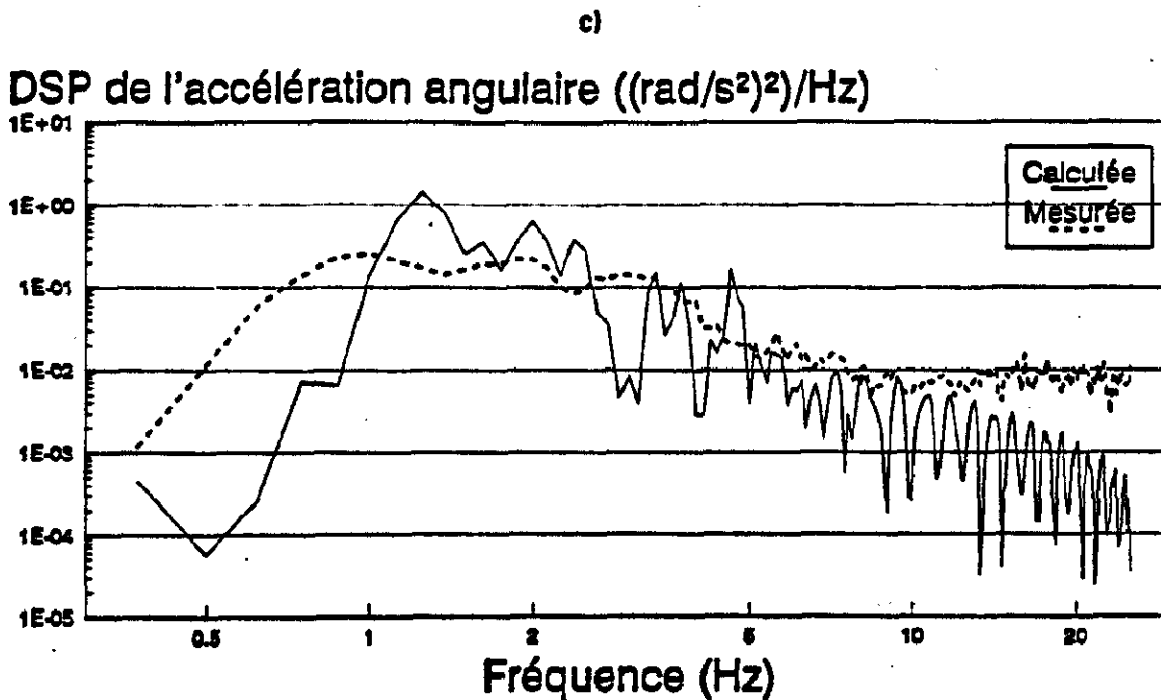
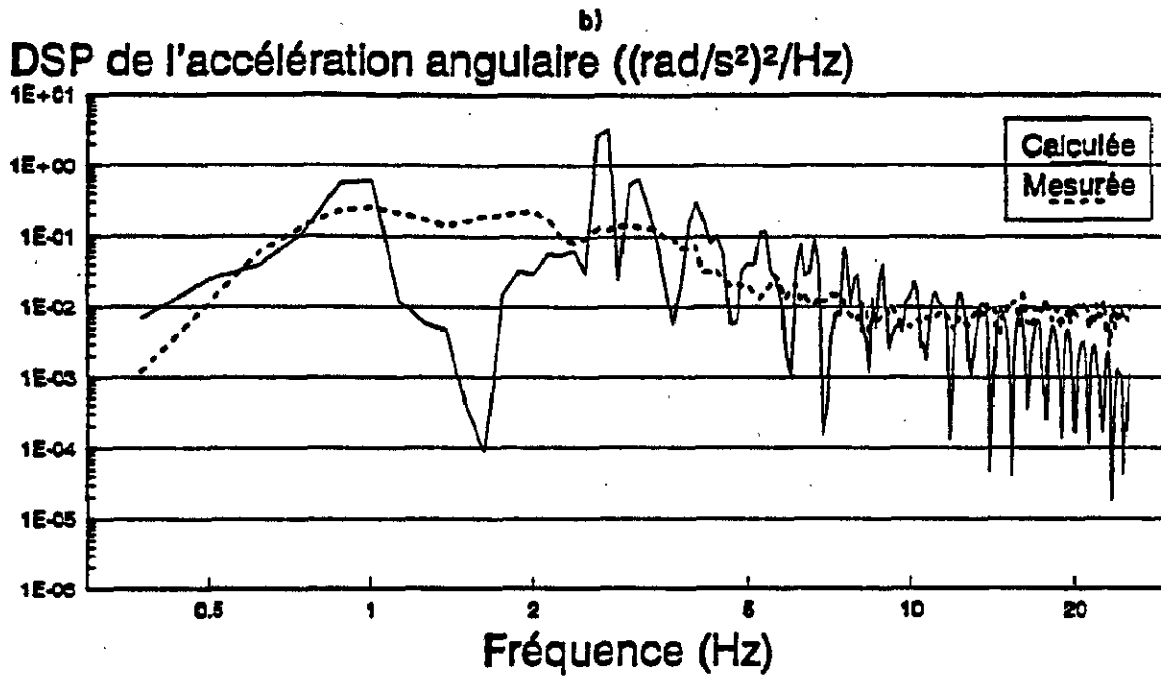


Figure 11 (suite) : Comparaison de la densité spectrale de puissance mesurée avec celle calculée à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. b) Roulis ϕ ; c) Tangage θ .

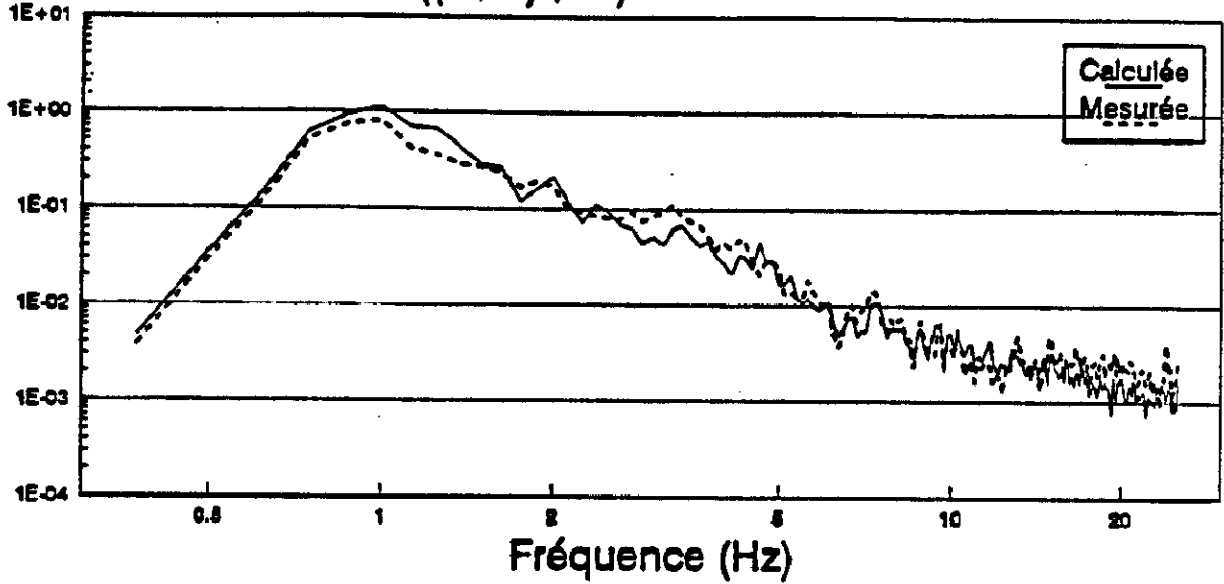
simplifications qui ont dû être assumées dans le modèle pour permettre un traitement analytique raisonnable doivent être responsables des écarts observés entre les prévisions du modèle et les mesures.

Parmi les simplifications étant susceptibles d'avoir le plus d'influence sur les écarts observés, on retrouve : la représentation de l'excitation vibratoire n'agissant qu'en direction verticale à un seul point de contact entre les pneus et un terrain non déformable, la représentation de la densité spectrale de puissance de l'excitation vibratoire par une fonction aléatoire dont on attribue une forme bien spécifique, la représentation de l'essieu avant par un segment rigide sans articulation, la caractérisation des mouvements de roulis et de tangage par des angles petits, la représentation des propriétés viscoélastiques des modules de suspension par des fonctions linéaires et la supposition que le véhicule se déplace à une vitesse constante de 5 km/h.

Comme les excitations vibratoires à l'interface terrain-pneus ne sont pas disponibles dans les directions longitudinales et latérales, la validation du modèle dans ces directions est effectuée en comparant les spectres vibratoires mesurés au siège avec ceux obtenus en ajoutant, aux spectres mesurés au plancher, les composantes latérales et longitudinales résultant du roulis et du tangage calculés à partir du modèle. Les figures 11d et 11e présentent une comparaison des ces spectres dans les directions longitudinale (axe x) et latérale (axe y), respectivement, révélant une excellente corrélation entre les prévisions du modèle et les mesures. Les résultats présentés dans les figures 11a à 11c concluent à la validité du modèle pour estimer la réponse dynamique d'une débusqueuse munie des modules de suspension torsio-élastique sur son essieu arrière.

Les valeurs apparaissant dans le tableau 3 donnent un aperçu de l'efficacité du modèle analytique pour prédire les niveaux pondérés d'exposition aux vibrations résultant de la conduite à vide d'une débusqueuse munie du système de suspension torsio-élastique, en les comparant aux niveaux mesurés. L'erreur résultant de l'utilisation du modèle analytique est inférieure à 10 % en ce qui concerne les niveaux d'exposition aux vibrations dus au tangage, ainsi que dans les directions longitudinale (axe x) et latérale (axe y). Cependant, l'erreur est considérablement plus élevée pour prédire les niveaux d'exposition dus au roulis (26 %) ainsi qu'en direction verticale (72 %). Ceci serait attribuable à la difficulté d'estimer de façon précise les propriétés viscoélastiques des pneus et des modules de suspension, sans oublier le niveau important de vibration correspondant à la fréquence de résonance en direction verticale. Nonobstant ces difficultés, le modèle parvient tout de même à procurer une bonne approximation des niveaux de vibration anticipés.

d)

DSP de l'accélération $((m/s^2)^2/Hz)$ 

e)

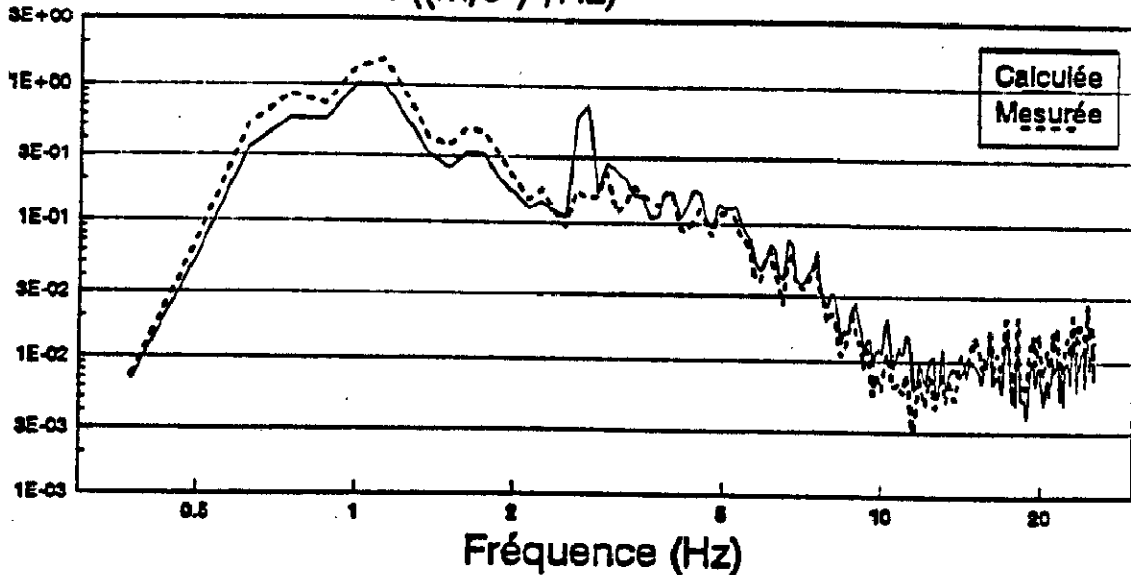
DSP de l'accélération $((m/s^2)^2/Hz)$ 

Figure 11 (suite) : Comparaison de la densité spectrale de puissance des vibrations mesurées avec celle calculée à partir du modèle pour une débusqueuse suspendue se déplaçant à vide. d) Direction x; e) Direction y.

TABEAU 3 : Comparaison des niveaux pondérés d'exposition mesurés avec les prévisions du modèle analytique (débusqueuse à vide munie d'une suspension torsio-élastique).

Direction	Pondération	Niveau pondéré d'exposition (ms^{-2})		Erreur (%)
		Mesuré	Calculé	
x	W_d (0.5-20 Hz)	0.78	0.86	10
y	W_d (0.5-20 Hz)	1.07	1.08	0.9
z	W_k (0.5-20 Hz)	0.62	1.07	72
ϕ	Unitaire (0.5-20 Hz)	0.87	0.64	26
θ	Unitaire (0.5-20 Hz)	0.82	0.84	2.4

6.0 APPLICATIONS DU MODÈLE ANALYTIQUE DE SUSPENSION TORSIO-ÉLASTIQUE

Parmi les paramètres du module de suspension torsio-élastique susceptibles d'avoir une influence directe sur les caractéristiques des vibrations transmises au châssis du véhicule, on retrouve la largeur du module L_0 , la distance $2L_1$, entre les modules, les constantes de raideur K_x , K_y et K_z , et les coefficients d'amortissement visqueux C_x , C_y et C_z . En modifiant la valeur de ces paramètres par rapport à la valeur nominale, l'influence de chacun de ces paramètres sur les niveaux d'exposition aux vibrations peut être estimée à l'interface siège-conducteur dans chacune des directions x,y,z, ainsi que pour le roulis et le tangage.

Pour chacune des combinaisons de paramètre, les équations différentielles du mouvement sont solutionnées en maintenant fixe les caractéristiques du véhicule et des pneus et en utilisant comme excitation la densité spectrale spatiale linéarisée décrite dans la section 5.2. Ces résultats sont utilisés pour calculer les niveaux efficaces d'accélération globale pondérée en utilisant les filtres de pondération en fréquences définis dans la nouvelle proposition de norme ISO DIS 2631 [12] : W_k selon l'axe vertical, W_d selon les axes x et y. La pondération W_d est appliquée pour calculer les niveaux d'exposition résultant du roulis et du tangage, bien que cette pondération ne soit définie que pour évaluer les effets des vibrations sur le confort. Les valeurs considérées pour chacun des paramètres des modules de suspension sont identifiées dans le tableau 4, dans lequel un caractère italique gras est utilisé pour représenter la valeur nominale.

Par ailleurs, les niveaux d'exposition aux vibrations associés à chacune des combinaisons de paramètres apparaissent dans le tableau 5 pour chacune des directions considérées. Une variation du niveau d'accélération globale pondérée supérieure à 10 % constitue un changement suffisamment important pour considérer que le paramètre a une influence notable et pour établir des tendances.

TABLEAU 4 : Valeurs considérées pour les paramètres des modules de suspension torsio-élastique.

PARAMÈTRES	VALEURS CONSIDÉRÉES
Largeur des modules L_0 (m)	0.127, 0.159, 0.190, 0.215, 0.254
Mi-distance entre les modules L_1 (m)	0.318, 0.445, 0.572
Constantes de raideur $K_x/K_y/K_z$ (kN/m;kN/m;kNm/rad)	50/50/40, 100/100/80, 200/200/180, 300/300/200, 500/500/400, 800/800/500
Coefficients d'amortissement $C_x/C_y/C_z$ (kNs/m;kNs/m;kNms/rad)	4/4/3.5, 8/8/5, 10/10/8, 12/12/10,15/15/14

6.1 Influence de la largeur du module L_0

Dans la gamme de valeurs considérées, la largeur des modules de suspension torsio-élastique L_0 n'a qu'une influence négligeable sur les niveaux d'exposition aux vibrations agissant dans toutes les directions, à l'exception du roulis, comme le démontrent les résultats présentés dans le tableau 5. En maintenant la distance entre les modules de suspension ($2L_1$) à la valeur nominale, toute diminution ou augmentation substantielle de la largeur des modules occasionne une augmentation des niveaux d'exposition aux vibrations dus au roulis.

Sur la base de ces résultats, on peut donc conclure que la conception des modules avec la largeur telle que définie dans la configuration de la suspension étudiée est probablement la plus adéquate pour maintenir des niveaux d'exposition faibles. D'ailleurs toute augmentation de la largeur serait à proscrire compte tenu de l'espace limité disponible entre le châssis et les pneus. Resterait à définir l'importance de la largeur lorsque la distance entre les modules de suspension est modifiée, comme par exemple lors du montage «interne» des modules directement sous le châssis du véhicule. Cet aspect est considéré dans la section qui suit.

6.2 Influence de la distance entre les modules $2L_1$

Les résultats présentés dans le tableau 5 indiquent que seul le roulis est influencé par une variation de la distance entre les modules de suspension. Dans la gamme des valeurs considérées, une diminution de la distance entre les modules par rapport à la valeur nominale provoquerait une diminution notable des niveaux d'exposition vibratoire dus au roulis, ceci bien sûr en assumant que la largeur des modules soit maintenue à sa valeur nominale. Pour le montage «externe» des modules de suspension entre le châssis et les pneus, il est clair que toute diminution de la distance entre les modules serait limitée par la largeur du châssis lui-même. Par contre, un montage «interne» directement sous le châssis permettrait de réduire la distance entre les modules. Dans de telles circonstances, toute modification sensible de la largeur L_0 des modules n'aurait qu'un effet négligeable sur les niveaux d'exposition vibratoire.

TABEAU 5 : Influence des caractéristiques des modules de suspension torsio-élastique sur les niveaux d'exposition aux vibrations calculés selon chacune des directions.

Paramètre	Valeur	Accélération globale pondérée (ms ⁻²)				
		Direction				
		z	x	y	φ	θ
L ₀ (m)	0.127	1.07	0.86	1.08	0.40	0.49
	0.159	1.07	0.86	1.08	0.39	0.49
	0.190	1.07	0.86	1.07	0.38	0.49
	0.215	1.07	0.86	1.07	0.37	0.49
	0.254	1.07	0.86	1.06	0.49	0.49
L ₁ (m)	0.318	1.07	0.86	1.02	0.25	0.49
	0.445	1.07	0.86	1.04	0.30	0.49
	0.572	1.07	0.86	1.08	0.39	0.49
K _z /K _x /K _y (kN/m, kNm/rad)	50/50/ 40	0.99	0.86	1.04	0.38	0.34
	100/100/ 80	1.02	0.85	1.04	0.34	0.34
	200/200/ 180	1.07	0.86	1.08	0.39	0.49
	300/300/ 200	1.12	0.86	1.02	0.35	0.47
	500/500/ 400	1.34	0.86	1.03	0.43	0.37
	800/800/ 500	1.33	0.88	1.04	0.31	0.79
C _z /C _x /C _y (kNs/m, kNms/rad)	4/4/3.5	1.07	0.86	1.08	0.39	0.49
	8/8/5	1.08	0.86	1.09	0.42	0.42
	10/10/8	1.08	0.96	1.08	0.39	0.41
	12/12/10	1.09	0.86	1.07	0.37	0.41
	15/15/ 14	1.10	0.86	1.05	0.33	0.41

6.3 Influence des constantes de raideur de la suspension K_z/K_x/K_y

Les données apparaissant dans le tableau 5 indiquent que les constantes de raideur associées aux modules de suspension ont une influence sur les niveaux d'exposition aux vibrations agissant en direction verticale, ainsi que ceux dus au roulis et au tangage. Cependant, c'est au niveau du tangage que les constantes de raideur ont le plus d'influence, permettant une diminution notable de l'exposition lorsqu'elles sont réduites par rapport aux valeurs nominales. Ainsi, une réduction des constantes de raideur K_z/K_x/K_y, passant de valeurs nominales 200/200/180 à 100/100/80 ou 50/50/40 apporterait une diminution notable (i.e. 30 %) des niveaux d'exposition aux vibrations dus au tangage.

Physiquement, la diminution de la raideur des modules de suspension implique soit la conception des tiges avec un matériau plus élastique, soit la réduction du diamètre des tiges. Dans les deux cas, ceci pourrait se traduire par une moins grande résistance des tiges et par un besoin d'entretien plus fréquent. Ainsi, l'effort consenti pour modifier les propriétés élastiques des tiges actuelles pourrait donc être compromis par un besoin plus fréquent d'entretien.

6.4 Influence des coefficients d'amortissement $C_r/C_f/C_s$

Les résultats présentés dans le tableau 5 suggèrent que les coefficients d'amortissement associés aux modules de suspension n'ont qu'une très faible influence sur les niveaux d'exposition aux vibrations, du moins dans la gamme des valeurs considérées. Bien que leur effet semble être le plus marqué pour le tangage, il n'est pas permis de croire qu'une modification des valeurs nominales pour $C_r/C_f/C_s$ apporterait une diminution importante des niveaux d'exposition vibratoire.

7.0 ÉTAT ACTUEL ET RECOMMANDATIONS

Le système de suspension torsio-élastique considéré dans cette étude est aujourd'hui couvert par un brevet américain [17] accordé en 1993 et par un brevet canadien [18] conféré en 1995 à son inventeur, monsieur Fernand Dion des Entreprises F-4 Dion inc. à Saint-Augustin, Québec. L'invention porte le nom de «Double piano hinge vehicle suspension», faisant ainsi allusion au rôle similaire à celui d'une double charnière joué par le mécanisme de suspension. À ce jour, le système a été installé sur l'essieu arrière de 6 débusqueuses : 5 de modèle Tree Farmer CBD et un de modèle Timberjack grapple 450. De celles-ci, la débusqueuse utilisée pour réaliser les essais dans cette étude est celle qui compte le plus grand nombre d'années d'utilisation avec le système de suspension, soit au-delà de trois ans. Des différents prototypes fabriqués, certaines modifications mineures ont été apportées dans le but d'enrayer certains des problèmes identifiés, soit une tendance des tiges à tourner, et les restrictions imposées par l'espace restreint disponible entre le châssis du véhicule et les pneus. Sur certains prototypes, la forme des tiges a été modifiée pour les empêcher de tourner, tandis que le plus récent prototype a été conçu en réduisant la distance (L_0) entre les tiges ainsi que la distance ($2L_1$) entre les modules en procédant à un montage «interne» des modules, soit directement sous le châssis. En raison de l'excellente corrélation obtenue entre les prévisions du modèle et les résultats des mesures, et des quelques modifications mineures apportées aux différents prototypes, l'influence de tels changements a pu être évaluée directement à partir du modèle analytique, éliminant ainsi la nécessité d'effectuer d'autres mesures additionnelles.

Les résultats rapportés dans la section 6 indiquent qu'à toutes fins pratiques, la conception des modules de suspension selon les valeurs nominales utilisées est très près d'être optimale. Seule une légère diminution de la distance entre les modules $2L_1$ et une faible diminution des constantes de raideur de la suspension pourraient apporter des améliorations sensibles. Par ailleurs, il convient de constater que l'évaluation faite des prototypes actuels par les opérateurs de débusqueuses est très favorable. Un travailleur ayant opéré pendant trois ans une débusqueuse munie de la suspension configurée selon le montage «externe» s'est dit ressentir beaucoup moins d'inconfort et de malaises au dos que lorsqu'il opérait le véhicule sans suspension. Ces observations concordent avec celles d'un autre opérateur après 8 mois de conduite d'une débusqueuse munie de la suspension installée selon le montage «interne». Dans les deux cas, aucun bris mécanique ou diminution de la stabilité des véhicules n'a été associé à la présence du mécanisme de suspension.

8.0 CONCLUSIONS

Un prototype de suspension torsio-élastique installé sur l'essieu arrière d'une débusqueuse a été évalué en comparant les niveaux d'exposition aux vibrations globales du corps résultant de la conduite de ce véhicule à ceux d'un véhicule conventionnel dépourvu de suspension. De façon générale, l'incorporation d'une telle suspension a permis de réduire de façon importante les niveaux d'exposition aux vibrations pour le conducteur dans la quasi-totalité des directions considérées. Pour un véhicule suspendu se déplaçant à vide, la réduction des niveaux d'exposition aux vibrations a été de 43 % en direction longitudinale, 29 % en direction latérale, 45 % en direction verticale, 21 % en roulis, tandis que le tangage était accentué de 17 %. En charge, lors du transport des arbres, le système de suspension s'est avéré plus efficace, provoquant une réduction des niveaux d'exposition aux vibrations de 36 % en direction longitudinale, 44 % en direction latérale, 57 % en direction verticale, 60 % en roulis et 26 % en tangage.

Sur la base des guides définis dans la norme ISO 2631/1 et dans la nouvelle proposition de norme ISO/DIS 2631-1.2 se rapportant aux effets des vibrations sur la santé, l'incorporation de la suspension torsio-élastique au véhicule peut permettre, dépendant de la charge transportée, de réduire de moitié ou presque la dose d'exposition aux vibrations (ou doubler la durée d'exposition tolérable), et ce dans chacune des directions x, y et z. À titre de comparaison, l'incorporation d'un siège à suspension verticale proprement adapté aux débusqueuses peut tout au plus permettre de réduire la dose d'exposition de 25 %, et ce seulement en direction verticale. Considérant que l'axe dominant des vibrations est y pour une débusqueuse, la durée d'exposition quotidienne tolérable est alors déterminée à partir des niveaux vibratoires mesurés dans cette direction. Cette durée quotidienne tolérable passerait de 3.6 h avec un véhicule conventionnel à plus de 6 h avec une débusqueuse munie de la suspension torsio-élastique. Ceci est sans contredit un gain important considérant que la durée effective d'exposition aux vibrations lors d'une journée typique de travail en haute saison soit d'environ 5 heures.

Sur la base des mesures de vibrations effectuées dans les véhicules conventionnel et suspendu et des informations obtenues concernant les modules de suspension torsio-élastique, un modèle analytique d'une débusqueuse munie de cette suspension sur son essieu arrière a pu être établi et validé. Ainsi, l'influence des paramètres liés aux deux modules de suspension torsio-élastique sur les niveaux d'exposition aux vibrations a pu être évaluée, démontrant que la conception des modules de suspension selon la configuration actuelle favorise une réduction adéquate des niveaux d'exposition dans plusieurs directions. Seule une diminution de la distance entre les modules ainsi que des constantes de raideur de la suspension pourrait permettre une amélioration sensible, principalement en ce qui a trait au roulis et au tangage.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Bongers, P., Boshuizen, H. Back disorders and Whole-Body Vibration at Work, Thèse de doctorat, Université d'Amsterdam, Hollande, 317 p., 1990.
- [2] Seidel, H., Heide, R. Long-term effects of whole-body vibration: a critical survey of the literature. *Int Arch Environ Health*, vol. 58, p. 1-26, 1986.
- [3] Spitzer, W.O. Rapport du groupe de travail québécois sur les aspects cliniques des affections vertébrales chez les travailleurs, IRSST, 296 p., 1986.
- [4] Boileau, P.-É., Rakheja, S. Vibration Attenuation Performance of Suspension Seats for Off-Road Forestry Vehicles. *Int J Industrial Ergonomics*, vol. 5, p. 275-291, 1990.
- [5] Corbridge, C. A Comparison of the Vertical and Fore-and-Aft Dynamic Performance of Six Suspension Seats. UK Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, Edinburgh, p. 154-167, 1984.
- [6] Sandover, J. Behaviour of the Spine under Shock and Vibration: A Review. *Clin Biomech*, vol. 3, p. 249-256, 1988.
- [7] Wild, R. A Practical Approach to Cab Suspensions. SAE Technical Series 780407, 1978.
- [8] Rakheja, S., Afonso, M. Analytical and Experimental Investigation of Passive Cab Suspension Systems, Rapport du Centre de recherche CONCAVE de l'Université Concordia soumis à l'IRSST, N/D RS-88-23, Annexe C, 172 p., 1991.
- [9] Boileau, P.-É. A Study of Secondary Suspensions and Human Response to Whole-Body Vehicular Vibration and Shock, Thèse de doctorat, Université Concordia, Montréal, 420 p., 1995.
- [10] Rakheja, S., Boileau, P.-É., Kanth, P.S., Singh, A. Évaluation d'un système de suspension pour véhicules tout-terrain: Field Measurements, Data Analysis and Assessment of Vibration Attenuation Performance of the Suspension System, Rapport d'étape soumis à l'IRSST, Projet N/D CR-93-06, 77 p., mars 1995, (disponible sur demande seulement).
- [11] Norme internationale ISO 2631/1. Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps-Partie 1 : Spécifications générales, Première édition, 18 p., 1985.
- [12] Draft International Standard ISO/DIS 2631-1.2. Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part 1: General requirements, 33 p., 1995.
- [13] Boileau, P.-É., Scory, H. L'exposition des opérateurs de débusqueuses à des vibrations globales du corps, Rapport de recherche, IRSST, 11 p., 1986.
- [14] Boileau, P.-É., Turcot, D., Scory, H. Évaluation de sièges suspendus adaptés au problème des vibrations dans les débusqueuses, Rapport de recherche R-039, IRSST, 16 p., 1990.

- [15] Rakheja, S., Wang, Z.Q., Boileau, P.-É. Évaluation d'un système de suspension pour véhicules tout-terrain : Ride Dynamics of a Skidder with Rear Axle Suspension: Model Development, Validation and Analyses, Rapport d'étape soumis à l'IRSST, Projet N/D CR-93-06, 63 p., octobre 1995, (disponible sur demande seulement).
- [16] Rakheja, S., Piché, A., Boileau, P.-É. Évaluation d'un système de suspension pour véhicules tout-terrain : Ride Dynamics of a Conventional Skidder: Model Development, Validation and Analyses, Rapport d'étape soumis à l'IRSST, Projet N/D CR-93-06, 57 p., avril 1995, (disponible sur demande seulement).
- [17] United States Patent Number 5,222,762. Double Piano Hinge Vehicle Suspension. Inventeur: Fernand Dion, Saint-Augustin, Québec. 29 juin 1993.
- [18] Brevet canadien 2086849. Double Piano Hinge Vehicle Suspension. Inventeur: Fernand Dion, Saint-Augustin, Québec. 2 mai 1995.