

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

Par
Charles Parenteau

Développement d'un nouveau concept, d'une remorque ultralégère en
aluminium : Étude statique et dynamique

Mai 2010

Table des matières

CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION	1
1.1 INTRODUCTION	1
1.2 INDUSTRIE DU TRANSPORT.....	1
1.3 PROBLÉMATIQUE.....	3
1.4 OBJECTIFS	4
1.5 CONCLUSION.....	5
 CHAPITRE 2	 6
REVUE DE LITTÉRATURE	6
2.1 INTRODUCTION	6
2.2 GÉNÉRALITÉS DES REMORQUES.....	6
2.3 NORMES ET RÈGLEMENTS	15
2.4 TRAVAUX ANTÉRIEURS	17
2.5 CONCLUSION.....	23
 CHAPITRE 3	 24
DÉVELOPPEMENT DES MODÈLES ANALYTIQUES	24
3.1 INTRODUCTION	24
3.2 ÉQUATIONS DE MOUVEMENT DU SYSTÈME REMORQUE-VÉHICULE TRACTEUR	26
3.3 CONCLUSION.....	34
 CHAPITRE 4	 35
SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE.....	35
4.1 INTRODUCTION	35
4.2 MÉTHODE DE PROGRAMMATION	35
4.3 PRÉSENTATION DES MODÈLES SIMULINK	35
4.4 FONCTIONNEMENT GLOBAL DES SIMULATEURS	36
4.5 VÉRIFICATION DES MODÈLES	37
4.6 IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES DU SYSTÈME	42
4.7 PROFIL DE LA PISTE	47
4.8 SIMULATIONS	48
4.9 CONCLUSION.....	63

CHAPITRE 5	65
INSTRUMENTATION ET DESCRIPTION DES ESSAIS	65
5.1 INTRODUCTION	65
5.2 INSTRUMENTATION	65
5.3 ESSAIS	75
5.4 CONCLUSION.....	79
CHAPITRE 6	81
ESSAIS STATIQUES ET DYNAMIQUES	81
6.1 INTRODUCTION	81
6.2 PESÉE.....	81
6.3 CHARGEMENT STATIQUE	81
6.4 ESSAI STEP	88
6.5 ESSAIS ROUTIERS.....	98
6.6 CONCLUSION.....	112
CHAPITRE 7	113
CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS	113
RÉFÉRENCES.....	116
ANNEXE 1.....	119
ANNEXE 2.....	146
ANNEXE 3.....	156

Liste des figures

Figure 2.1 : Diabolo.....	6
Figure 2.2 : Essieu simple.....	7
Figure 2.3 : Essieu tandem.....	7
Figure 2.4 : Essieu triple.....	7
Figure 2.5 : Plate-forme basse.....	7
Figure 2.6 : Remorque fermée.....	8
Figure 2.7 : Remorque à bascule.....	8
Figure 2.8 : Remorque plate-forme.....	9
Figure 2.9 : Remorque à bétail.....	9
Figure 2.10 : Remorque citerne.....	10
Figure 2.11 : Train de type B.....	10
Figure 2.12 : Conception habituelle des remorques.....	13
Figure 2.13 : Conception East Manufacturing Corp.....	14
Figure 3.1 : Modèle 2D.....	24
Figure 3.2 : Modèle 3D.....	25
Figure 3.3 : Modèle 2D, roue1.....	29
Figure 3.4 : Modèle 2D, véhicule tracteur.....	30
Figure 3.5 : Modèle 3D, essieu.....	33
Figure 4.1 : Modèle 3D, entrée échelon, position verticale de la remorque.....	38
Figure 4.2 : Modèle 3D, entrée échelon, roulis de la remorque.....	38
Figure 4.3 : Modèle 3D, entrée échelon asymétrique, position verticale de la remorque.....	39
Figure 4.4 : Modèle 3D, entrée sinus, position verticale de la remorque.....	40
Figure 4.5 : Modèle 3D, entrée sinus, tangage de la remorque.....	41
Figure 4.6 : Modèle 3D, entrée sinus, roulis de la remorque.....	41
Figure 4.7 : Profil de la piste.....	47
Figure 4.8 : Positionnement de la charge.....	49
Figure 4.9 : Position du centre de gravité.....	50
Figure 4.10 : Excitation côté passager.....	53
Figure 4.11 : Excitation côté conducteur.....	54
Figure 4.12 : Simulation1, accélération verticale de la remorque.....	58
Figure 4.13 : Simulation1, roulis de la remorque.....	59
Figure 4.14 : Simulation1, position verticale de la remorque.....	59
Figure 4.15 : Simulation1, tangage de la remorque.....	60
Figure 4.16 : Simulation2, accélération verticale de la remorque.....	61
Figure 4.17 : Simulation2, roulis de la remorque.....	61
Figure 4.18 : Simulation2, position verticale de la remorque.....	62
Figure 4.19 : Simulation2, tangage de la remorque.....	62

Figure 5.1 : Positionnement des IMU.....	66
Figure 5.2 : Pont Wheatstone.....	68
Figure 5.3 : Identification des zones critiques dans la structure.....	68
Figure 5.4 : Éléments finis, contraintes dans le « gooseneck ».....	69
Figure 5.5 : Plaque de renfort au « gooseneck ».....	69
Figure 5.6 : Jauge1 et plaque de protection.....	69
Figure 5.7 : Jauge 1.....	70
Figure 5.8 : Jauge 7.....	70
Figure 5.9 : Positionnement des Jauges 4 et 6.....	70
Figure 5.10 : Positionnement des Jauges 4 et 5.....	71
Figure 5.11 : Jauges 4 et 5.....	71
Figure 5.12 : Jauge 6.....	71
Figure 5.13 : Positionnement des Jauges 2 et 3.....	72
Figure 5.14 : Jauges 2 et 3.....	72
Figure 5.15 : Positionnement global des jauges.....	72
Figure 5.16 : Système d'acquisition.....	73
Figure 5.17 : Simulation de déformations dans un pont Wheatstone.....	73
Figure 5.18 : Essai de chargement statique.....	76
Figure 5.19 : Principe de l'essai STEP.....	76
Figure 5.20 : Circuit des essais routiers.....	78
Figure 5.21 : Essais routiers.....	79
Figure 6.1 : Jauge 1, premier essai de chargement.....	83
Figure 6.2 : Jauge 1, second essai de chargement.....	83
Figure 6.3 : Jauge 1, identification d'une transition.....	84
Figure 6.4 : Jauge 1, plage de données stables.....	84
Figure 6.5 : Plaque de renfort au « gooseneck ».....	86
Figure 6.6 : Éléments finis, contraintes dans la remorque.....	87
Figure 6.7 : Essai STEP.....	88
Figure 6.8 : Essai STEP, charge moyenne.....	89
Figure 6.9 : Essai STEP, charge moyenne, données traitées.....	89
Figure 6.10 : Essai STEP, pleine charge.....	91
Figure 6.11 : Essai STEP, pleine charge, données traitées.....	91
Figure 6.12 : Essai STEP, sans chargement.....	93
Figure 6.13 : Essai STEP, sans chargement, données traitées.....	94
Figure 6.14 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge1.....	96
Figure 6.15 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge4.....	96
Figure 6.16 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge6.....	97
Figure 6.17 : Signaux non synchronisés.....	99
Figure 6.18 : Signaux synchronisés.....	100
Figure 6.19 : IMU1, distribution des accélérations verticales.....	102
Figure 6.20 : IMU2, distribution des accélérations verticales.....	102
Figure 6.21 : IMU3, distribution des accélérations verticales.....	103
Figure 6.22 : Essais routiers sans charge, accélérations latérales, IMU2.....	104
Figure 6.23 : Essais routiers charge1, accélérations latérales, IMU2.....	105

Figure 6.24 : Essais routiers charge2, accélérations latérales, IMU2.	105
Figure 6.25 : Accélérations latérales sans chargement, IMU2, zone critique.	106
Figure 6.26 : Accélérations latérales chargement1, IMU2, zone critique.	107
Figure 6.27 : Accélérations latérales chargement2, IMU2, zone critique.	108
Figure 6.28 : Simulation sans chargement, accélération verticale.	109
Figure 6.29 : Essai routier sans chargement, accélération verticale.	110
Figure 6.30 : Simulation pleine charge, accélération verticale.	110
Figure 6.31 : Essai routier charge1, accélération verticale.	111
Figure 6.32 : Essai routier charge2, accélération verticale.	111
Figure A1.1 : Modèle 2D.	120
Figure A1.2 : Modèle 2D, roue1.	121
Figure A1.3 : Modèle 2D, roue2.	122
Figure A1.4 : Modèle 2D, roue3.	123
Figure A1.5 : Modèle 2D, roue4.	124
Figure A1.6 : Modèle 2D, roue5.	125
Figure A1.7 : Modèle 2D, véhicule tracteur.	126
Figure A1.8 : Modèle 2D, remorque.	128
Figure A1.9 : Modèle 3D.	130
Figure A2.1 : Modèle 2D, vue globale, partie1.	148
Figure A2.2 : Modèle 2D, vue globale, partie2.	149
Figure A2.3 : Modèle 2D, sous système roue1.	150
Figure A2.4 : Modèle 2D, sous système roue2.	151
Figure A2.5 : Modèle 2D, sous système roue3.	152
Figure A2.6 : Modèle 2D, sous système « fifth wheel ».	153
Figure A2.7 : Modèle 2D, sous système roue4.	154
Figure A2.8 : Modèle 2D, sous système roue5.	155

Liste des tableaux

Tableau 2. 1 : Densité spectrale de puissance.....	20
Tableau 4. 1 : Amortissement et rigidité de la suspension.	43
Tableau 4. 2 : Paramètres du véhicule tracteur.....	46
Tableau 4. 3 : Paramètres des modèles; pneus.....	55
Tableau 4. 4 : Paramètres du modèle; suspension « fifth-wheel ».	55
Tableau 4. 5 : Paramètres de la remorque; suspensions.	56
Tableau 4. 6 : Paramètres de la remorque; dimensions.	56
Tableau 4. 7 : Paramètres de la remorque; masses et inerties.....	57
Tableau 4. 8 : Paramètres de la remorque; simulation à vide.	58
Tableau 4. 9 : Paramètres de la remorque; charge 50 000 lbs.....	60
Tableau 5. 1 : Facteurs d'amplifications.....	74
Tableau 6. 1 : Premier essai de chargement.....	82
Tableau 6. 2 : Second essai de chargement	82
Tableau 6. 3 : Comparaison des contraintes expérimentales vs. éléments finis.	87
Tableau 6. 4 : Augmentation des contraintes en raison de la dynamique de la remorque....	97
Tableau A3. 1 : Valeurs numériques des éléments du véhicule-tracteur.....	157
Tableau A3. 2 : Valeurs numériques des éléments de la « fifth wheel ».	158
Tableau A3. 3 : Valeurs numériques des éléments de la remorque.	158

RÉSUMÉ

Ce mémoire porte sur l'étude du comportement statique et dynamique d'un prototype de remorque à pleine échelle.

À des fins de comparaisons ainsi qu'afin de prévoir les résultats attendus, un modèle analytique 2D à 9 degrés de liberté et un autre 3D à 16 degrés de liberté sont développés. Un simulateur est programmé à l'aide de Matlab/SIMULINK puis excité par un profil de piste développé par PSD (Power Spectral Density) et représentant les irrégularités du tablier d'une route secondaire.

Le prototype est instrumenté par des jauges de déformations ainsi que par des modules IMU (Inertia Measurement Unit). Ces instruments permettent de connaître l'état des contraintes dans les parties critiques de la structure ainsi que de déterminer l'impact des effets de la dynamique sur la remorque.

La validation du nouveau concept de structure est donc effectuée par la réalisation d'essais de chargements, d'essais STEP et d'essais routiers. Ces essais, suffisants et nécessaires, ont permis de fournir au constructeur des recommandations en vue de la construction d'un second prototype qui sera mis en fonction.

REMERCIEMENTS

Je désire tout d'abord remercier monsieur Mohamed Bouazara, professeur à l'Université du Québec à Chicoutimi, pour m'avoir donné l'occasion de poursuivre ma formation universitaire. Il a su judicieusement m'orienter et me conseiller tout au long de mon cheminement ainsi que lors des moments plus difficiles.

Je désire ensuite remercier monsieur Michel Guillot, professeur à l'Université Laval, pour sa très grande implication dans tous les aspects du projet ainsi que pour les nombreuses discussions que nous avons eues et qui m'ont permis d'ouvrir mes horizons. Je désire également remercier madame Marie-Isabelle Farinas, professeure à l'université du Québec à Chicoutimi d'avoir accepté d'évaluer ce mémoire.

J'aimerais aussi remercier la compagnie Alutrec ainsi que tous les partenaires du projet pour m'avoir permis de m'y impliquer.

Finalement, j'aimerais remercier les membres de ma famille pour leur support, encouragements et le dévouement dont ils ont fait preuve tout au long de mes études.

À tous, merci.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 INTRODUCTION

Ce chapitre d'introduction constitue une familiarisation avec l'importance du domaine du transport par remorques et justifie la réalisation du présent mémoire en posant la problématique rencontrée et en introduisant les différentes étapes permettant de mener à terme ce projet de recherche.

1.2 INDUSTRIE DU TRANSPORT

1.2.1 Historique

Les besoins en transport ont toujours été présents et intimement liés à l'importance des productions industrielles des sociétés. À l'origine, avant la motorisation, ces besoins étaient comblés par l'emploi d'animaux. Chevaux et autres étaient utilisés pour la traction de charrettes, de voiturettes, de carrioles, etc. Ce mode de transportation était limité par les capacités des animaux employés. Le transport était donc relativement lent et les distances pouvant être parcourues ainsi que les capacités de charges étaient faibles.

Au cours du XIX^e siècle, l'apparition du train à vapeur marque un tournant majeur au niveau de cette industrie. Les capacités de charges ainsi que la vitesse des transports passaient maintenant à une autre échelle. Toutefois, ce mode de transportation était limité par le développement du réseau ferroviaire.

L'apparition de l'automobile au début des années 1900 marque l'avènement d'un mode de transport souple et efficace. La puissance, le format, le développement du réseau routier et le fait qu'il soit libéré des contraintes associées aux trains, ont fait de l'automobile et du camionnage, le mode de transport idéal.

L'utilisation de remorques a contribué au développement de notre société en associant une capacité de charge accrue à la souplesse du camionnage. L'industrie du transport routier est maintenant très importante en Amérique du Nord. Toute entreprise, de production, de

transformation ou de détail, doit être en mesure de déplacer : matières premières, produits finis, équipements et autres marchandises. Le camionnage est une façon économique d'y parvenir compte tenu de l'étendue du réseau routier.

L'industrie du camionnage joue un rôle très important dans l'économie canadienne. Au Canada, on compte 610 000 véhicules de transport dont 180 000 de type semi-remorque. Selon le document « Les transports au Canada 2006, rapport annuel » de transport Canada [1], ce secteur a généré pour environ 67 milliards \$ de recettes en 2005.

1.2.2 Tendances de l'industrie

De nos jours, les industries font face à une concurrence féroce. L'industrie de la fabrication de remorques n'y fait pas exception. Afin de croître ou de maintenir leur part du marché, les fabricants doivent être en mesure de présenter à leurs clients un produit plus avantageux que celui de leurs concurrents.

Les principales caractéristiques des remorques sont leur masse, leur durabilité, leur capacité de charge et leur coût. Un produit gagne donc en intérêt vis-à-vis des acheteurs suivant l'amélioration d'au moins une de ces caractéristiques.

Afin d'offrir un produit plus léger, beaucoup de fabricant de remorques offrent un ou plusieurs modèles de remorques en aluminium ayant des capacités de charge équivalentes à celles des remorques d'acier. Réduire le poids des remorques entraîne plusieurs avantages économiques, tant pour les fabricants que pour les utilisateurs :

Économie de carburant

La masse totale de la charge devant être transportée par un véhicule tracteur est un des facteurs ayant le plus d'impact sur la consommation de carburant. De ce fait, lorsque la remorque est à vide ou n'est que partiellement chargée, le véhicule consomme moins de carburant que s'il était à pleine capacité. En employant des remorques plus légères, les dépenses en carburant au cours de la vie utile d'un véhicule tracteur sont réduites.

Charge utile

La réduction de la masse d'une remorque a aussi comme incidence l'augmentation de la charge utile que le véhicule tracteur peut transporter. Certains transporteurs étant payés en

fonction de la masse de leur chargement, une charge utile plus élevée signifie une possible augmentation de leurs gains.

Diminution de l'usure

L'usure des pneus, de la suspension, des freins, etc. est directement lié aux forces agissant sur ces éléments. Pour un même chargement, une remorque plus légère engendrera des usures de plus faible intensité qu'une remorque plus lourde. La réduction de la masse de la remorque entraîne donc une augmentation possible de la durée de vie des éléments.

Essieux rétractables

Un essieu rétractable consiste en un dispositif modifiant la hauteur de l'essieu, ce qui permet de contrôler la répartition des charges sur les essieux ou de modifier le nombre de roues en contact avec le sol. La réduction de la masse d'une remorque permet le retrait plus fréquent de ces essieux. Ce retrait a un impact direct sur la consommation de carburant (en diminuant les forces de friction) et sur l'usure des éléments de suspension.

Fabrication

Un nouveau design ou de nouveaux matériaux menant à la réduction de la masse de la remorque peuvent mener à une réduction des coûts de fabrication. Un nouveau design peut aboutir à la diminution de la quantité de matériaux nécessaires à la fabrication tandis que certains matériaux alternatifs peuvent être moins dispendieux.

1.3 PROBLÉMATIQUE

Les compagnies Alutrec et Alcoa, en collaboration avec l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC), le Centre des technologies de l'aluminium (CTA), ainsi que le REGAL et l'Université Laval (UL) ont mis sur pied un projet de recherche visant le développement d'une remorque plane « flatbed » ultralégère en aluminium.

Ce projet est divisé en trois volets :

1. Conception

La première étape vise le développement d'un nouveau concept pour la structure de la remorque. En remplacement de la structure habituelle en « échelle », l'emploi d'une coque soutenant la plate-forme vise à conserver les performances tout en diminuant la masse totale de la remorque.

2. Prototypage

Le projet vise la production de deux prototypes à pleine échelle qui seront instrumentés et dont l'un sera mis en service. Ce volet est l'étude du comportement dynamique du premier prototype de la remorque en vue de la fabrication du second.

3. Production

Le troisième volet représente l'implémentation des procédures de mise en forme et de l'assemblage des composantes de la remorque.

1.4 OBJECTIFS

L'objectif général du groupe de recherche est l'obtention d'une remorque plane « flatbed » entièrement faite d'aluminium présentant une réduction significative de la masse des remorques actuellement produites par la compagnie Alutrec. La capacité de charge de cette remorque doit aussi être égale ou supérieure à celle des conceptions actuelles. Pour y arriver, chacun des volets présentés précédemment doivent atteindre des objectifs qui leur sont propres. Seuls les objectifs du deuxième volet, soit le prototypage, sont ici discutés puisqu'ils représentent le sujet du présent mémoire.

Le premier objectif est subdivisé en deux parties. La première est la compréhension du fonctionnement de l'industrie manufacturière lié à la fabrication des remorques et permet de se familiariser avec ses produits. La seconde partie consiste à passer en revue les modes et procédures ayant été employés lors de travaux similaires. Pour se faire, une revue de la littérature sur le sujet ainsi qu'une description de cette industrie et de ses produits est réalisée.

Le second objectif est l'obtention de données sur le comportement dynamique théorique du prototype. Un modèle analytique du système constitué des différents éléments de la remorque et d'un véhicule-tracteur sera développé puis programmé pour ensuite être excité à l'aide du profil d'une route généré par PSD (Power Spectral Density).

L'obtention de données sur le comportement réel du prototype constitue le troisième objectif. Une instrumentation adéquate ainsi que des essais routiers et en usine seront donc réalisés.

Le but final de cette recherche est de fournir au constructeur des indications visant l'amélioration de la structure du prototype afin de permettre la construction d'un second prototype qui sera mis en opération. Une analyse des résultats des simulations et essais statiques et dynamiques sera donc réalisée.

Le détail de cette démarche est présenté en sept chapitres. Le développement d'un modèle analytique d'un système remorque/véhicule tracteur destiné à l'élaboration d'un simulateur se retrouve au chapitre trois. Le quatrième chapitre est la réalisation des simulations du comportement dynamique de la remorque. Les chapitres cinq et six discutent de l'instrumentation du prototype, des différents essais réalisés et présentent l'analyse des résultats des simulations et des essais. Le septième chapitre est constitué des conclusions de cette recherche, des recommandations au manufacturier ainsi que des étapes subséquentes à envisager.

1.5 CONCLUSION

Les enjeux économiques auxquels nous faisons face font que les compagnies de transport ainsi que toutes celles nécessitant l'emploi de remorques cherchent à se munir des produits qui leur sont les plus avantageux. Le développement de remorques ultra légères présente des avantages économiques puisque la diminution de la masse des remorques existantes permet une diminution des coûts de carburant, une augmentation de la charge utile ainsi qu'une diminution de l'usure de certains éléments de la remorque.

Le développement d'un nouveau concept pour la structure d'une remorque, soit l'utilisation d'une coque en remplacement des poutres habituelles ainsi que le développement d'un plancher en extrusions dont la géométrie assure une très grande rigidité, assure à la compagnie Alutrec de présenter aux acheteurs une des remorques planes les plus légères disponibles sur le marché.

Un premier prototype ayant été construit, la validité du concept doit être démontrée par la réalisation de simulations et d'essais statiques et dynamiques. Ce mémoire présente donc le développement des modèles analytiques utilisés, les étapes des simulations, l'instrumentation du prototype, les différents essais routiers et en usine ainsi que l'analyse des résultats et les recommandations qui s'en suivent.

CHAPITRE 2

REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 INTRODUCTION

Ce second chapitre présente une vue plus approfondie du domaine des remorques. Il s'intéresse tout d'abord aux différentes conceptions actuelles ainsi qu'aux matériaux employés dans la fabrication des remorques. Il s'intéresse ensuite aux normes régissant l'industrie du transport ainsi qu'aux travaux antérieurs réalisés sur le sujet de la dynamique des remorques.

2.2 GÉNÉRALITÉS DES REMORQUES

Le classement des remorques ainsi que leur charge maximale permise est déterminée suivant deux aspects, soit la forme générale de la remorque (ou de l'agencement de plusieurs remorques) et le type d'essieux employés. Chaque domaine de l'industrie ayant ses propres exigences de transport, de nombreux modèles de remorques ont été développés au cours des années. Cette section présente les formes usuelles des remorques ainsi que les différents types d'essieux employés.

2.2.1 Essieux

Selon le ministère des transports du Québec, les configurations usuelles des essieux des remorques sont les suivantes [2]:

Diabolo

Un Diabolo est un avant train à sellette utilisé pour convertir une semi-remorque en remorque.



Figure 2.1 : Diabolo.

Essieu simple

Un essieu simple est un essieu qui répartit une masse pouvant être mesurée sous ses roues.



Figure 2.2 : Essieu simple.

Essieu tandem

Un ensemble de deux essieux reliés au véhicule par un système de suspension conçu pour égaliser, à 1000 kg près, en tout temps, la masse pouvant être mesurée sous les roues de chacun des essieux et composé d'une suspension commune ou de deux suspensions identiques reliées entre elles.



Figure 2.3 : Essieu tandem.

Essieu triple

Un ensemble de trois essieux également espacés entre eux, reliés au véhicule par un système de suspension conçu pour égaliser, à 1000 kg près, en tout temps, la masse pouvant être mesurée sous les roues de chacun des essieux et composé de trois suspensions identiques reliées entre elles.



Figure 2.4 : Essieu triple.

2.2.2 Formes communes des remorques

Plate-forme basse

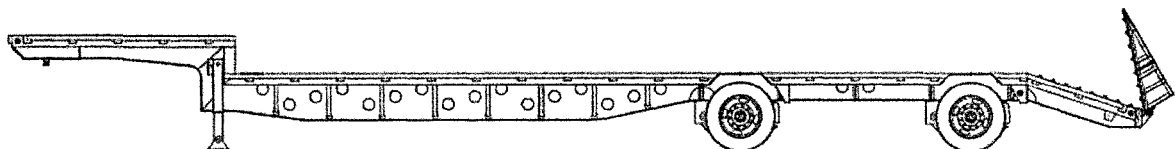


Figure 2.5¹ : Plate-forme basse.

¹ Doonan Trailer Corp. (2008). Drop deck dovetail models.[Brochure]

La principale caractéristique de ce type de remorque est l'emploi d'un « gooseneck » (partie avant de la remorque) permettant d'obtenir une plate-forme basse. Adapté au transport de machinerie lourde et de charges surdimensionnées, elle permet de stabiliser le transport en abaissant le centre de gravité de l'ensemble remorque-charge. On la retrouve aussi sous forme de « double-drop », surbaissant la partie de la plate-forme comprise entre le « gooseneck » et l'ensemble d'essieux. Ce type de remorque se retrouve sous différents formats et peut être fabriqué sur mesure pour s'adapter à des chargements très précis. Compte tenu de leurs applications, elles sont généralement plus massives et utilisent un grand nombre d'essieux afin de répartir le poids de leur chargement sur une plus grande surface.

Remorque fermée

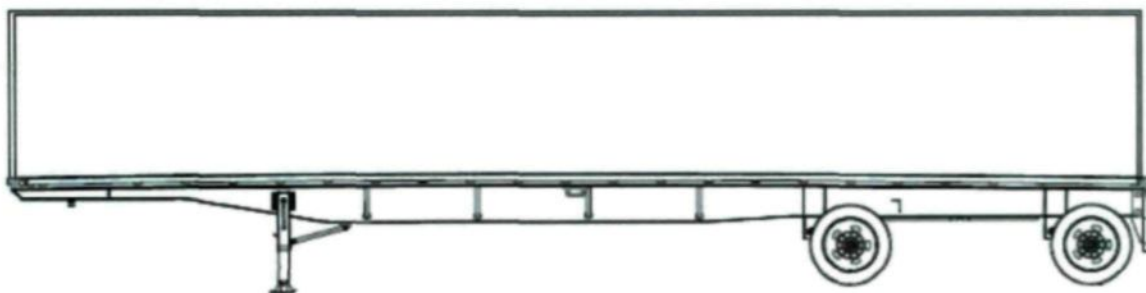


Figure 2.6 : Remorque fermée.

Il s'agit du type de remorque le plus rencontré sur les routes. Elle est destinée au transport général de marchandises. Étant fermée, elle offre sécurité et protection contre les intempéries à son chargement. On la rencontre sous différents formats et elle peut être réfrigérée pour accommoder le transport de marchandises périssables.

Remorque à bascule



Figure 2.7 : Remorque à bascule.

Ce type de remorque est adapté au transport de matières granuleuses telles que la terre, les céréales et le sable. Leur mode de déchargement à bascule permet une opération rapide effectuée dans une zone précise. Le chargement de ces remorques est accéléré et facilité du fait que les conteneurs ne sont pas fermés. Le design des châssis est plus complexe que ceux des remorques standards en raison des mouvements désirés et des éléments hydrauliques installés.

Plate-forme



Figure 2.8² : Remorque plate-forme.

Ce type de remorque est très versatile et est destiné au transport général de matériaux. Il permet le chargement latéral, ce qui évite le déplacement de machinerie sur sa plate-forme. De nombreux formats sont disponibles ainsi que de nombreuses configurations au niveau du positionnement des essieux. Pour les chargements sensibles aux intempéries, un système de toiles amovibles est généralement disponible. En moyenne, le poids de ce type de remorque varie entre 4 550 kg et 5 450 kg (10 000 lbs à 12 000 lbs).

Remorque à bétail



Figure 2.9 : Remorque à bétail.

Ce type de remorque sert au transport de bétail et compte fréquemment plus d'un étage.

² Doonan Trailer Corp. (2008). Spread axle flatbed models. [Brochure]

Citerne



Figure 2.10 : Remorque citerne.

Ce type de semi-remorque est adapté au transport de liquides et de poudres. Elles sont généralement destinées au transport d'une marchandise très précise. La forme, les matériaux et la résistance structurelle du conteneur sont déterminés par l'application choisie; tout comme le sont les valves et les points de chargements employés. Les semi-remorques servant au transport de gaz liquéfiés demandent une structure pouvant supporter la pression associée à ce type de chargement alors que le transport de lait demande une paroi interne stable afin d'éviter toute contamination.

Train de type B

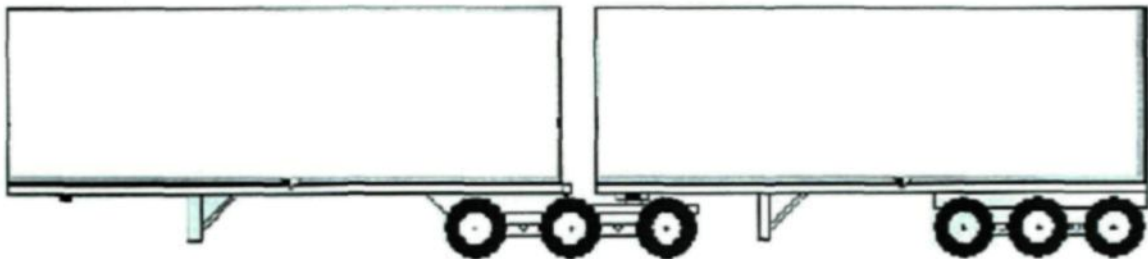


Figure 2.11 : Train de type B.

Il s'agit de l'assemblage de deux remorques permettant le transport d'une plus grande quantité de produit par un seul véhicule tracteur.

Autres

Il existe de nombreux autres modèles de remorques adaptées à des industries spécifiques. Le marché de la conception de remorques sur mesure répond aux besoins des entreprises ayant des charges aux dimensions et/ou masses inhabituelles.

2.2.3 Matériaux

Acier

L'acier a toujours été un bon choix de matériau pour la construction de remorques. La bonne connaissance de ses propriétés mécaniques, sa disponibilité, son coût relativement faible ainsi que sa maniabilité (facile à souder et à former) en ont fait le matériau de prédilection dans le domaine.

L'acier offre de bonnes performances mécaniques : module de Young et limite d'élasticité élevés, bonne résistance en fatigue, etc. Il est toutefois sensible à son environnement et se corrode rapidement. Des traitements de surface (peinture, galvanisation, etc.) sont donc nécessaires afin d'assurer une durée de vie convenable aux éléments en acier. Consommant temps et main-d'œuvre, ces traitements contribuent au prix de vente des remorques et nécessitent des entretiens réguliers afin de prévenir leur détérioration.

Les performances mécaniques de l'acier en permettent l'utilisation dans la fabrication de remorques « heavy duty » destinées au transport de charges lourdes. Son rapport poids / performances assure d'obtenir des remorques aux dimensions acceptables tout en répondant aux besoins de l'industrie. Les remorques conçues pour des usages hors-normes doivent offrir des performances exceptionnelles en raison de la nature de leur charge. L'acier est donc prédominant dans ce type de remorques.

Aluminium

Les principaux avantages de l'aluminium sur l'acier sont sa légèreté (près de trois fois plus léger que l'acier), sa résistance à la corrosion et sa malléabilité. Contrairement à l'acier, la corrosion de l'aluminium forme une couche d'oxyde stable de 5 à 10 nanomètres d'épaisseur, agissant comme couche protectrice en empêchant la progression de l'oxydation. La couleur naturelle de l'aluminium étant attrayante, les remorques ne nécessitent pas l'application de peinture.

L'aluminium est toutefois plus coûteux que l'acier et ses propriétés mécaniques en font un matériau moins performant. Pour des structures identiques, celle en aluminium admet des déformations beaucoup plus importantes que celle en acier. Les structures en aluminium doivent donc se baser sur des géométries naturellement plus rigides afin de limiter ces déformations. La résistance de l'aluminium à la fatigue est aussi plus faible que celle de l'acier. Ces caractéristiques limitent son application en l'excluant de la fabrication de remorques « heavy duty ».

Le soudage de l'aluminium est plus difficile que celui de l'acier. Pour cette raison, l'emploi de rivets est très répandu comme méthode d'assemblage.

Malgré ses performances mécaniques plus modestes, l'aluminium est de plus en plus employé dans la fabrication des remorques destinées au transport général de marchandises. La majorité des fabricants offrent au moins un modèle en aluminium. Étant donné les limitations de charge, ces modèles sont généralement des plates-formes et des remorques pour le transport d'animaux.

Composites

Un matériau composite est constitué d'une ossature appelée « renfort » qui assure la tenue mécanique et d'une protection appelée matrice qui est généralement une matière plastique (résine thermoplastique ou thermodurcissable) qui assure la cohésion de la structure et la retransmission des efforts vers le renfort.

Ces matériaux offrent des propriétés mécaniques comparables à celles des aciers communs. Leurs principaux avantages sont leur force et leur rigidité par rapport à leur masse. Les matériaux composites les plus communs sont les fibres de verre, les fibres de carbone, les fibres d'aramide (kevlar) et le béton armé.

L'industrie étant à la recherche de la diminution des temps de production, des coûts et de la masse de leurs produits, l'utilisation de matériaux composites est une avenue pleine de promesses. Dans l'industrie automobile, comparativement à l'emploi de métaux, l'emploi de matériaux composites permet une réduction moyenne de 35% du poids des éléments tout en économisant sur les coûts de production [3]. Les éléments en FRP (Fiber Reinforced Polymer) ne sont pas sensibles à la corrosion et sont malléables, ce qui permet l'obtention de géométries complexes.

L'emploi de plastiques renforcés par des fibres (FRP) fait le sujet de beaucoup de recherche et de développement. Depuis les années 1990, nous avons vu l'apparition de quelques modèles de remorques entièrement conçues en FRP.

2.2.4 Conception

Conception habituelle

La structure des remorques présente généralement la forme classique en échelle ; c'est-à-dire qu'elle est formée de deux longues poutres en acier à section variable sur lesquelles sont fixés des travers. Une plate-forme recouvre ensuite le tout afin de répartir la charge. La figure 2.12 montre cette conception.

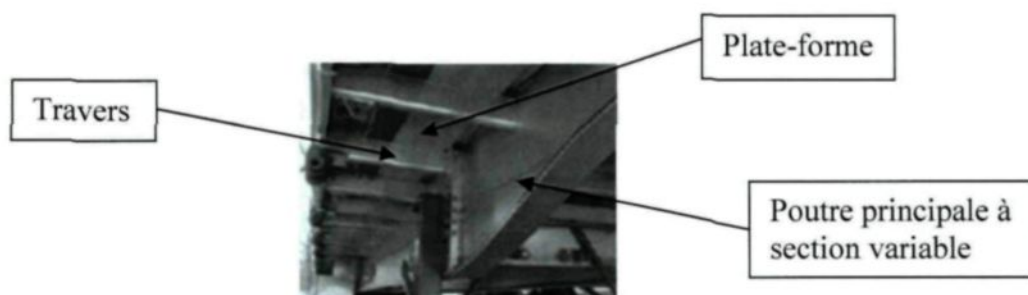


Figure 2.12³ : Conception habituelle des remorques.

La conception des remorques a, au fil des années, été optimisée par les fabricants. Les formes et épaisseurs des poutres et renforts constituant les remorques ont été modifiées afin d'obtenir de meilleures performances ainsi que des réductions de poids. Plus récemment, les simulations par éléments finis ont permis d'identifier les zones à basses contraintes. Cette technique permet donc l'enlèvement des matières superflues par la perforation des éléments de structure aux niveaux de ces zones, ce qui mène à l'allègement des remorques tout en conservant leurs performances.

Ceci nous montre que de grandes innovations au niveau de la conception classique des remorques d'acier sont très peu probables et que de futures évolutions reposent sur le développement de nouvelles formes de structures et sur l'utilisation de matériaux alternatifs à l'acier. Toutefois, l'acier étant un matériau très performant, son utilisation au niveau des remorques destinées au transport de machineries et autres charges lourdes est assurée.

Innovations de quelques manufacturiers

D'une compagnie à l'autre, les designs des remorques plate-forme se ressemblent énormément. Les efforts d'optimisation des manufacturiers se concentrent maintenant sur l'obtention de géométries plus performantes pour les éléments constituant la conception classique en échelle. Cette section présente quelques joueurs de l'industrie Nord-Américaine de la fabrication de remorques de type plate-forme entièrement en aluminium.

³ East Manufacturing Corp. East BST aluminum platform trailer [Brochure].
http://www.eastmfg.com/pdfs/beastflat_brochure.pdf

*East Manufacturing Corp.*⁴

Cette compagnie présente, pour ses modèles plates-formes, différentes innovations. Leurs plates-formes MMX et BST utilisent des travers dont la forme offre une plus grande rigidité et une meilleure répartition des charges que celles fournies par les profilés en « C » généralement utilisés (Figure 2.13)⁵. Étant fermés, ces travers évitent l'accumulation de neige, de glace et autres débris. La plate-forme est formée par des extrusions (Figure 2.13) dans lesquelles peuvent être insérées des barres d'aluminium afin d'augmenter la rigidité de l'ensemble. Les poutres principales de la plate-forme BST est constituée de deux extrusions en « T » soudées pour former des poutres en « I ». Cette méthode d'assemblage permet d'obtenir de faibles sollicitations dans la soudure puisqu'elle est réalisée près de l'axe neutre de la poutre.

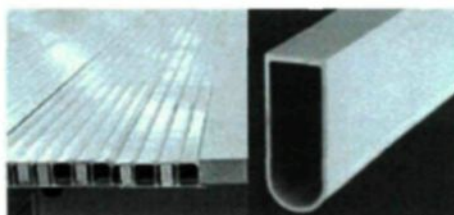


Figure 2.13 : Conception East Manufacturing Corp.

*Fontaine Trailer Company*⁶

La remorque « Revolution » présente une nouvelle méthode d'assemblage pour sa plate-forme. Les extrusions d'aluminium dont elle est constituée sont assemblées par un procédé de friction-malaxage, méthode permettant l'obtention d'une soudure sans ajout de matière. Compte tenu du nombre de joints de soudure présents dans cet assemblage, la méthode permet de maintenir minimale la masse de la plate-forme. La disposition latérale des extrusions offre une grande résistance à la torsion de la remorque, ce qui en augmente la stabilité lors des virages.

La particularité de la remorque « Phantom » est l'utilisation d'une nouvelle géométrie pour les extrusions formant les poutres principales. L'âme de ces poutres est beaucoup plus grande et leur semelle, plus mince, est deux fois plus large. Ces dimensions offrent une grande rigidité, tant pour le support de la charge que pour la flexion latérale.

⁴ www.eastmfg.com

⁵ East Manufacturing Corp. East BST aluminum platform trailer [Brochure].
http://www.eastmfg.com/pdfs/beastflat_brochure.pdf

⁶ www.fontainetrailer.com

*Reinke Manufacturing Company, Inc.*⁷

Dans sa ligne de remorques entièrement faites d'aluminium, cette compagnie présente un nouveau design pour les poutres principales. Faites de trois pièces, l'âme se cale dans les semelles et permet d'effectuer les soudures en un endroit où les contraintes sont moins élevées.

*Alutrec*⁸

La compagnie Alutrec utilise une méthode d'assemblage par rivetage sous haute pression, ce qui assure de bonnes performances à l'ensemble de la remorque. Leur design présente aussi des poutres transversales munies de renforts et occupant la pleine hauteur des poutres principales. Cet agencement procure stabilité et rigidité aux remorques.

2.3 NORMES ET RÈGLEMENTS

Bien que l'industrie du transport routier existe depuis bien longtemps en Amérique du nord, les normes, règlements et exigences relatives au design des remorques brillent par leur absence. Au Québec, les normes gouvernementales réglementent les dimensions et les charges maximales des différents types de remorques ainsi que les équipements de sécurité et d'arrimage. Spécifiquement pour le transport de marchandises dangereuses, l'Association Canadienne de Normalisation (ACNOR / CSA) ainsi que l'American National Standards Institute (ANSI) présentent des règles à suivre en regard de la conception des remorques destinées à cet usage. La construction de remorques servant au transport de marchandises sous pression est régie par les normes de l'American Society of Mechanical Engineers (ASME).

L'Australie semble être l'endroit où les normes et règlements touchant le design des remorques sont les plus élaborés. L'organisme Australian Standards (AS) ainsi que le gouvernement Australien, par le biais des Australian Design Rules (ADR), présentent une série de normes à respecter dans la fabrication de remorques.

Voici donc les différents organismes mentionnés et les normes qui leur sont associées :

⁷ www.reinke.com

⁸ www.alutrec.com

Gouvernement du Québec

Dans son document *Guide des Normes de Charges et Dimensions des Véhicules* [2], le ministère des transports du Québec présente les réglementations provinciales touchant le transport routier. On y retrouve le classement des différents agencements de remorques ainsi que leurs dimensions maximales. On y présente aussi les charges permises suivant le type d'essieux employés. Ces charges diffèrent suivant la date du transport pour être plus faibles en période de dégel. Ces normes sont donc spécifiques au dimensionnement maximal des remorques ainsi qu'aux charges maximales.

CSA

La norme CSA B620 énonce les exigences relatives aux citernes routières, aux citernes amovibles, aux citernes routières en plastique renforcé par des fibres (PRF) ainsi qu'aux citernes routières chargées sous vide destinées au transport des déchets liquides. Plus précisément, cette norme vise les citernes autres que les grands récipients pour vrac et les tubes servant au transport des marchandises dangereuses. Elle porte sur la conception, la construction, la certification, l'assemblage, les modifications, les réparations, la mise à l'essai, l'examen et les ré-épreuves périodiques, l'entretien ainsi que le marquage des citernes. Des exigences supplémentaires relatives à la conception et à la construction des citernes destinées au transport de produits particuliers sont énoncées dans les normes CSA B621, CSA B622 et CAN/CGSB-43.151.

ASME

Le code *Boiler and Pressure Vessel Code* de l'ASME établit des règles de sécurité suivant le design, la fabrication et l'inspection des contenants sous pression. Plus précisément, la section 12 de l'édition 2007 du code présente les exigences pour la construction et l'utilisation de contenants sous pression dans le domaine du transport de marchandises dangereuses.

ANSI

La norme ANSI N14.30-1992 *Nuclear Materials - Semi-Trailers Employed in the Highway Transport of Weight Concentrated Radioactive Loads - Design, Fabrication, and Maintenance* définit explicitement la résistance structurelle minimale ainsi que les différents facteurs de sécurité à employer lors de la conception de remorques destinées au transport de matière radioactive.

Australian Design Rules

Par le biais des « Australian Design Rules », le gouvernement Australien réglemente plusieurs aspects de la conception des remorques. Ces normes régissent le nombre et le positionnement des lumières (ADR 13), le type de pneus et de jantes à utiliser (ADR 24), les performances du système de freinage (ADR 38), les exigences générales en matière de sécurité (ADR 42), la configuration et le dimensionnement des véhicules (ADR 43), les exigences au niveau des éléments de connexion entre véhicules et remorques ainsi que les exigences pour l'emploi de remorques utilisées comme trains routiers.

Australian Standards

Dans sa norme AS 2809 2006, cet organisme présente des règles à suivre au sujet des remorques du type citernes. Il pose aussi des normes pour ce qui est des éléments de fixation entre véhicules tracteurs et remorques (AS 2174 2006 et AS 4968.1 2003).

2.3.1 Au sujet des normes

La section « normes et règlements » souligne l'absence d'une réglementation complète sur le design des remorques. À l'exception du transport de marchandises dangereuses, les normes répertoriées ne couvrent que les caractéristiques des essieux, éléments de connexions et autres équipements de sécurité et d'arrimage. Il n'y a pas d'exigences pour la résistance des structures. Les conditions d'utilisation et les dimensions sont toutefois bien définies par les organismes gouvernementaux.

2.4 TRAVAUX ANTÉRIEURS

L'apparition de l'automobile au début des années 1900 a façonné notre société et engendré l'essor de l'industrie du transport. Au cours du 20^{ième} siècle, l'humain a radicalement transformé son environnement ; il l'a adapté afin de bénéficier des avantages et libertés liés à cette nouvelle technologie. Le développement des routes, des ponts et des différents véhicules destinés au transport individuel et commercial a donné naissance à de tout nouveaux domaines de recherche. La dynamique des véhicules et son impact sur les infrastructures et l'humain est un de ces domaines. La compréhension des différents aspects de cette dynamique vise trois grands buts, soit l'augmentation de la durée de vie des infrastructures, l'augmentation du confort des utilisateurs des véhicules et, finalement, l'optimisation des caractéristiques des véhicules et de leurs composantes.

La dynamique des véhicules est un sujet de recherche très actif et prolifique. Bon nombre de revues de la littérature ont été réalisées sur le sujet par différents auteurs au cours des trente dernières années [4, 5, 6]. Le sujet étant très large, le diviser en catégories permettra de regrouper les différentes publications s'y rapportant.

1- Comportement routier

Cette catégorie regroupe les sujets portant sur la stabilité, la manœuvrabilité et les réponses aux commandes d'un conducteur. Le freinage et le comportement lors des virages sont des exemples de sujet classés dans cette catégorie.

2- Interactions véhicules/routes

On retrouve ici les travaux concernant l'état des routes, les réponses des routes et ponts au passage des véhicules ainsi que les dommages qui en résultent.

3- Confort des passagers

Le confort des usagers est une caractéristique très importante des véhicules. Ce regroupement comprend les travaux touchant la sensibilité des êtres humains aux vibrations ainsi que la mesure de ces vibrations et leur atténuation.

4- Modélisation et simulation

Cette catégorie regroupe les efforts d'amélioration et d'optimisation des caractéristiques des véhicules ainsi que les modélisations et simulations développées à ces fins.

5- Mesures, expérimentations et autres outils

Elle n'est pas le propre de la dynamique des véhicules mais représente les différents outils et procédés utilisés lors de la réalisation des recherches. Les outils mathématiques, analytiques et les différents appareils de mesure sont des exemples d'éléments appartenant à ce groupe.

Bien entendu, les regroupements proposés sont discutables et pourraient être plus nombreux. Plusieurs travaux peuvent aussi appartenir à plus d'une catégorie. Cette classification est donc subjective et n'est proposée que pour montrer l'étendue du domaine de la dynamique des véhicules. Faire l'inventaire exhaustif de tous les travaux de ce domaine de recherche serait une tâche colossale. Il importe donc de cibler les

regroupements ayant un lien direct avec les tâches à accomplir. Le fond de ce mémoire étant l'analyse du comportement dynamique d'un prototype de remorque, les catégories 2 et 3 de la liste sont considérées peu pertinentes. Il en est autrement pour les trois autres.

La première catégorie, soit le comportement routier, servira à observer différentes techniques et essais permettant de qualifier et quantifier le comportement routier du prototype. La quatrième catégorie permettra d'observer les méthodes et les procédures de modélisation et de simulation d'un système remorque/véhicule-tracteur. La revue de ce domaine permettra donc de faciliter le développement des équations de mouvement du système. La cinquième catégorie permettra d'obtenir des informations sur les méthodes employées afin d'observer le comportement réel du prototype. Cette partie vise donc aussi à obtenir des renseignements sur les techniques d'instrumentation ainsi que sur les instruments à utiliser lors d'essais.

2.4.1 Équations de mouvement

La base de la simulation est, bien entendu, l'obtention d'un modèle analytique du véhicule. Plusieurs ouvrages et manuels traitent des différentes approches utiles à l'obtention des équations de mouvement des systèmes mécaniques complexes [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Dans ces ouvrages, on présente aussi les relations utiles caractérisant les éléments mécaniques, soit les ressorts et les amortisseurs. La méthode à employer pour obtenir les équations de mouvement dépend de la complexité du système.

2.4.2 Profil de la piste

Un point très important dans la réalisation de simulations du comportement vibratoire d'un véhicule est le mode d'excitation du système. Pour simuler un événement ponctuel tel qu'un dos d'âne ou la montée d'une chaîne de trottoir, l'emploi respectif d'un simple sinus et d'un échelon est adéquat. Pour ce qui est de simuler un trajet routier, il en est autrement. Compte tenu des irrégularités des chaussées, le profil d'une route ne peut être modélisé par une fonction simple.

Le micro-profil d'une route est considéré comme étant une fonction aléatoire des coordonnées spatiales. Des mesures expérimentales ont montré que le profil statique de la rugosité d'une route peut être considéré comme un processus aléatoire stationnaire gaussien et centré [13]. Une fonction de densité spectrale de puissance (PSD), voir l'équation 2.1, est associée à ce processus [14, 15].

A_r est le coefficient de rugosité

$$(2.1) \quad S_r(\omega_s) = A_r \left(\frac{\omega_s}{\omega_{s0}} \right)^{-2} \quad \text{où,} \quad \omega_{s0} \text{ est la fréquence de discontinuité}$$

ω_s est le nombre d'onde.

À partir de la PSD et d'une distribution aléatoire du nombre ϕ ($0 \leq \phi \leq 2\pi$), le profil de la route est donné par :

$$r(x) = \sum_{k=1}^N \left[4A_r \left(\frac{2\pi k}{L_c \omega_{s0}} \right)^{-2} \frac{2\pi}{L_c} \right]^{\frac{1}{2}} \cos(\omega_{sk} x - \phi_k) \quad (2.2)$$

Dans sa thèse [15], M. Bouazara présente le développement mathématique menant à l'équation précédente et génère le profil d'une route. Ce profil sera utilisé lors des simulations du comportement dynamique de la remorque à l'étude.

Il ne s'agit toutefois pas de la seule méthode menant à l'obtention d'un profil adéquat. Dans son document [16], P. Andrén retrace l'évolution de différentes techniques d'application de la PSD ainsi que des auteurs y ayant contribué. Il y présente les onze méthodes reconnues en date de la publication mais ne s'attarde que sur les quatre jugées les plus importantes, soit celles définies par les normes ISO 8608 et BSI 1972 ainsi que les méthodes « two-split » et celle proposée par Sayers. Le tableau suivant présente le mode de calcul de ces méthodes où $G_d(n)$ est la densité spectrale de puissance de la surface de la route, C est le coefficient de rugosité, n est la fréquence spatiale et w est l'indice de la route.

Tableau 2.1 : Densité spectrale de puissance.

Nom	Approximation PSD	Nombre d'onde
ISO 8608	$G_d(n) = Cn^{-w}$	$0 \leq n \leq \infty$
BSI 1972	$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} \\ Cn^{-w_2} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_0$ $n_0 \leq n \leq \infty$
Two Split	$G_d(n) = \begin{cases} C_1 n^{-w_1} \\ C_2 n^{-w_2} \\ C_3 n^{-w_3} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_1$ $n_1 \leq n \leq n_2$ $n_2 \leq n \leq n_3$
Sayers (1986)	$G_d(n) = \frac{C_1}{n^4} + \frac{C_2}{n^2} + C_3$	$0 \leq n \leq \infty$

2.4.3 Instrumentation et expérimentation

L'obtention de références sur le domaine expérimental s'est révélée peu fructueuse. Les travaux disponibles sur le sujet de la dynamique des véhicules sont majoritairement théoriques. Les essais routiers sont généralement réalisés par les fabricants ou des sous-traitants et les procédures et résultats sont gardés secrets. Toutefois, certains auteurs présentent les instruments utilisés, leur positionnement ainsi qu'une description des essais réalisés.

JH. Deatherage et al. [17] ont instrumenté une remorque afin d'analyser son comportement lors de différents cas de chargement ainsi que son comportement routier. Ils tirent comme conclusion que les remorques peuvent être soumises à de plus grands efforts lors des étapes de chargement et déchargement que lors de l'activité de transport, et ce, en raison de la concentration des charges au roues des équipements de chargement tels que des chariots élévateurs. L'amplification dynamique a aussi été mesurée lors des essais routiers pour atteindre un maximum de 1.6.

Garcia Figueredo [18] s'est intéressé au comportement dynamique, principalement au roulis, d'un véhicule tracteur et de sa remorque. Il l'a instrumenté et muni d'un système d'acquisition de données puis l'a soumis à différents cas de chargement sur un trajet de plus de mille kilomètres.

2.4.4 Modélisation analytique d'un système remorque / véhicule tracteur

La dérivation des équations de mouvement à l'aide de l'équation de Lagrange est la plus répandue de par son efficacité lorsque appliquée à un système à haut degré de liberté [8]. L'équation de Lagrange se base sur l'énergie potentielle et cinétique ainsi que sur le travail réalisé dans un système. Ces quantités sont exprimées sous forme de coordonnées généralisées.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2.3)$$

T : Énergie cinétique du système
 U : Énergie potentielle du système
 D : Fonctions dissipatives de Rayleigh
 Q_i : Terme lié aux forces extérieures

La méthode de Newton est aussi utilisée pour l'obtention des équations de mouvement du fait que son application est très intuitive. Cette méthode consiste en l'application de la deuxième loi de Newton, soit :

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} \quad \text{et} \quad \sum M_0 = I_0 \alpha \quad (2.4)$$

La complexité du développement du modèle analytique dépend de la précision désirée et de l'application à laquelle le modèle est destiné. Certains auteurs utilisent des modèles comportant les éléments moteurs et sièges [19] alors que d'autres utilisent des relations non-linéaires pour la modélisation des pneus et éléments de suspension. De nombreux modèles de remorque/véhicule-tracteur sont disponibles dans la littérature :

Christopher Ryan Spivey [19] développe un modèle de remorque/véhicule-tracteur à 15 degrés de libertés incluant un élément moteur ainsi que le siège conducteur.

M. Fafard et M. Bennur [20] présentent un modèle à 18 degrés de liberté d'un système remorque/véhicule-tracteur. Les éléments de suspension sont considérés comme ayant un comportement linéaire et les équations de mouvement sont dérivées à partir du principe du travail virtuel. Les suspensions sont indépendantes.

Hani H. Nassif et Ming Liu [21] utilisent un modèle à 12 degrés de libertés dont les éléments ont eux aussi un comportement linéaire et dont les suspensions sont liées à des essieux.

N.K. Harris, E.J. et al. [22] optent pour un modèle à deux dimensions et à 8 degrés de liberté.

DJ. Cole et D. Cebon [23] se servent d'un modèle à deux dimensions pour analyser le roulis d'une remorque. Ils incluent donc la modélisation du comportement des pneus soumis à un déplacement latéral. DJ. Cole présente aussi plusieurs modèles et les applique à différents problèmes [24].

Liansuo Xie [25] présente plusieurs méthodes pour la dérivation des équations de mouvement et les applique à un système composé d'un tracteur et d'une remorque. Ces exemples permettent une bonne visualisation des différentes méthodes.

Il ne s'agit ici que de quelques exemples de modèles disponibles. En fait, chaque auteur développe un modèle propre à ses besoins. Il est donc difficile de tous les mentionner.

De ces travaux, plusieurs faits importants sont à retenir pour l'obtention d'un modèle adéquat. Il faut tout d'abord établir le niveau de complexité nécessaire à l'obtention de données pertinentes. Par exemple, la modélisation d'un siège n'est pertinente que si on s'intéresse au confort des passagers. Il faut aussi déterminer si un modèle 3D est nécessaire ou bien si un modèle 2D est suffisant. La nature des groupes roues et suspensions doit être connue ; si elles sont indépendantes, le modèle sera différent de celui réalisé pour un véhicule comprenant des essieux liant ses roues. Le comportement linéaire ou non des éléments de suspension doit aussi être connu. Finalement, le mode de connexion entre les corps est un élément important permettant de déterminer le degré de liberté du système.

2.4.5 Comportement routier

L'étude du comportement routier d'une semi-remorque est un sujet bien connu du fait de son implication au niveau de la sécurité des transports. Trois principaux essais sont généralement réalisés, soit un freinage, un changement de voie et un virage. Ces essais ont pour but d'analyser la stabilité du véhicule ainsi que les forces et accélérations subies par le véhicule et son chargement afin d'éviter les renversements et les pertes de contrôle.

J. Ahokas et S. Kosonen [26] se sont intéressés aux performances en freinage d'un tracteur et de sa remorque sous diverses conditions de la route.

M. Biglarbegian et J. Zu [27] ont considéré le freinage des véhicules transportant des liquides.

K Hussain, W. Stein et al. [28] ont développé un modèle non-linéaire d'un véhicule tracteur et de sa remorque pour réaliser la simulation d'un changement de voie et d'un virage.

D'autres se sont intéressés plus particulièrement aux risques de renversement des remorques, aux caractéristiques influençant le seuil de chavirement ainsi qu'aux méthodes permettant d'évaluer la stabilité des remorques suivant le mouvement de roulis [29, 30, 31]. Finalement, Rick A. Coker [32] présente un document sur la conception et la viabilité d'un nouveau concept de remorque en matériaux composites.

2.5 CONCLUSION

Ce chapitre s'est intéressé aux généralités des remorques, à leurs formes usuelles, à leurs conceptions, aux matériaux utilisés pour leur fabrication, ainsi qu'aux normes régissant l'industrie. Une revue de la littérature sur le sujet de la dynamique des remorques a aussi été réalisé. Cette dernière a permis de démontrer que ce domaine fait l'objet de nombreuses recherches sur différents aspects. À partir des travaux répertoriés, des méthodes d'instrumentation et de modélisation ont été ciblées.

CHAPITRE 3

DÉVELOPPEMENT DES MODÈLES ANALYTIQUES

2.1 INTRODUCTION

Ce chapitre traite de l'obtention des équations de mouvements d'un système remorque/véhicule-tracteur respectant les caractéristiques du prototype à l'étude.

Deux modèles sont développés. Le premier modèle est conçu en deux dimensions et possède neuf degrés de liberté, soit le bondissement des cinq groupes de roues ainsi que le bondissement et le tangage du véhicule tracteur et de la remorque. Le second modèle, en trois dimensions, possède seize degrés de liberté, soit le bondissement des six groupes de roues du véhicule tracteur, le bondissement et le roulis des essieux de la remorque ainsi que le bondissement, le tangage et le roulis du véhicule tracteur et de la remorque.

Les représentations graphiques de ces modèles sont présentées dans les figures 3.1 et 3.2.

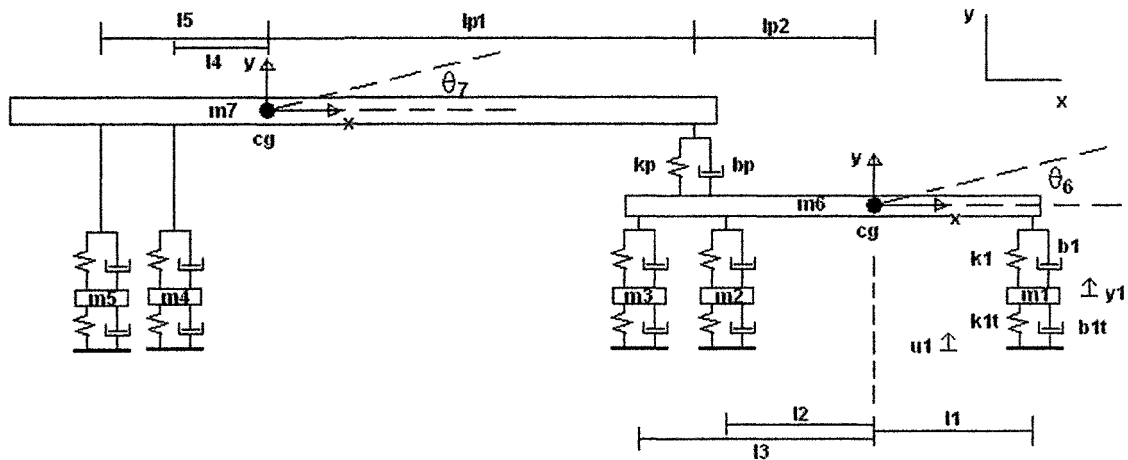


Figure 3.1 : Modèle 2D.

3.2 ÉQUATIONS DE MOUVEMENT DU SYSTÈME REMORQUE-VÉHICULE TRACTEUR

La méthode employée pour l'obtention des équations de mouvement est celle de Newton. Cette méthode consiste en l'application de la seconde loi de Newton à tout les corps formant les modèles, soit aux roues, aux essieux et aux masses représentant le véhicule-tracteur et la remorque. Elle est intuitive, simple et facilement applicable au cas considéré.

Les expressions des forces sont obtenues en imposant des variations positives aux coordonnées du système.

3.2.1 Hypothèses

Pour les modèles 2D et 3D développés, les hypothèses suivantes ont été considérées :

- 1- Les cadres des différentes parties des modèles sont rigides.
- 2- Pour une suspension, les points d'attache cadre-ressorts et cadre-amortisseurs sont au même point.
- 3- Les points d'attache cadre-suspension ne peuvent se déplacer que verticalement.
- 4- Les déplacements en x, en y et en z engendrés par les rotations sont négligés.
- 5- Les rotations étant pour de petits angles, la relation suivante est utilisée : $\sin \theta = \theta$
- 6- Tous les éléments utilisés ont un comportement linéaire.
- 7- Les suspensions sont indépendantes pour le véhicule tracteur. Par contre, les suspensions de la remorque sont reliées entre-elles par des essieux.

3.2.2 Forces exercées par les éléments

Les éléments de suspension ainsi que les pneus sont modélisés comme étant des ressorts et des amortisseurs au comportement linéaire.

Pour un ressort, la force engendrée est égale à la variation de sa longueur Δx multipliée par sa constante de ressort k :

$$F = k \cdot \Delta x \quad (3.1)$$

Pour un amortisseur, la force engendrée est égale à la vitesse d'élongation ou de compression de l'amortisseur v multipliée par une constante c caractéristique de l'amortisseur:

$$F = v \cdot c \quad (3.2)$$

3.2.3 Modélisation des systèmes

Les équations de mouvements ainsi que le détail des calculs sont présentés à l'**annexe 1**. Cette section présente la méthode de calcul de ces équations.

Modélisation des suspensions

Les suspensions sont modélisées comme étant une combinaison de ressorts et d'amortisseurs visqueux mis en parallèle. Ces éléments ont un comportement linéaire.

De nos jours, de nombreux modèles de suspension sont employées dans la fabrication de remorques et de véhicules tracteurs. La grande majorité de ces éléments n'ont pas un comportement linéaire. De ce fait, les valeurs des constantes de ces éléments (déterminées au chapitre 6) sont choisies afin d'obtenir la meilleure approximation possible de leur comportement réel.

Les forces agissantes dans les suspensions sont déterminées en considérant les positions relatives ainsi que les vitesses de déplacement des roues et des cadres formant le système. Par exemple, pour une élévation de la roue 1 (masse 1) et pour une vitesse de bondissement de cette même roue ainsi que pour une élévation, une vitesse de bondissement, une position angulaire et une vitesse de rotation positive du cadre du véhicule tracteur (masse 6), les forces des éléments de suspensions sont calculées comme suit (voir figure 3.1):

$$\begin{aligned} F_{k1} &= k_1 \left[(y_6 + l_1 \theta_6) - y_1 \right] \\ F_{b1} &= b_1 \left[(\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_1 \right] \end{aligned} \quad (3.3)$$

Dans ces équations, F_{ki} est la force dans le ressort de la suspension de l'élément i et F_{bi} est la force déployée par l'amortisseur de la même suspension. Les symboles y_i et \dot{y}_i représentent respectivement l'élévation de l'élément et la vitesse de compression ou d'allongement de la suspension. Les symboles θ_i et $\dot{\theta}_i$ sont les positions et vitesses angulaires du cadre de l'élément i .

Modélisation du point d'ancrage entre la remorque et le véhicule

Le comportement de la remorque est bien sûr influencé par celui du véhicule-tracteur, et vice-versa. Les forces sont transmises de l'un à l'autre via une connexion représentant le point d'ancrage de la « fifth wheel ». Cette connexion est représentée par un amortisseur et un ressort mis en parallèle. Les points d'agissement de ces éléments sont situés, pour le modèle en trois dimensions, au centre des structures, ce qui limite le transfert des forces aux mouvements de bondissement et de tangage puisque aucun moment ne peut être transmis suivant le mouvement de roulis. Les valeurs des éléments peuvent-être changées afin de simuler une suspension de sellette ou une connexion rigide entre le véhicule et la remorque.

Sachant que le point d'ancrage est modélisé par une suspension formée des mêmes éléments que ceux formant les suspensions entre les roues et les cadres du véhicule tracteur et de la remorque, le même mode de calcul s'applique. Les forces aux points d'ancrages sont donc des fonctions des élévations, des vitesses de bondissement, des positions angulaires ainsi que des vitesses de rotation des cadres formant la remorque et le véhicule-tracteur. Ces forces sont donc calculées de la manière suivante (voir figure 3.1) :

$$\begin{aligned} F_{kp} &= k_p \left[(y_6 - l_{p2}\theta_6) - (y_7 + l_{p1}\theta_7) \right] \\ F_{bp} &= b_p \left[(\dot{y}_6 - l_{p2}\dot{\theta}_6) - (\dot{y}_7 + l_{p1}\dot{\theta}_7) \right] \end{aligned} \quad (3.4)$$

Selon cette définition des forces, elles sont positives lorsque appliquées à la remorque et négatives lorsque appliquées au véhicule-tracteur.

Modélisation des roues et des pneus

Les roues sont considérées comme étant des masses ponctuelles. Pour le modèle en trois dimensions, les essieux sont représentés comme étant des barres rigides possédant une masse et une inertie. Sur les essieux, les charges de la route sont transmises à leurs extrémités alors qu'à leur tour, ils les retransmettent à la structure de la remorque en un

point situé entre le centre de l'essieu et son extrémité. Ce point constitue le point d'attache de la suspension. Les excitations de la route sont transmises à travers des ensembles formés de ressorts et d'amortisseurs en parallèles servant à simuler le comportement des pneus.

Les valeurs associées aux masses des roues, aux masses des essieux, à leur inertie ainsi qu'aux éléments servant à simuler les pneus, sont choisies de manière à offrir la meilleure approximation possible du comportement réel du véhicule et de sa remorque.

Pour les masses représentant les roues, les forces agissantes sont constituées de la rigidité et de l'amortissement du pneu ainsi que de la rigidité et de l'amortissement de la suspension. Les équations de mouvement des masses représentant les roues sont déterminées de la manière suivante :

Pneu

$$F_{k1t} = k_{1t} (u_1 - y_1)$$

$$F_{b1t} = b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1)$$

(3.5)

Suspension

$$F_{k1} = k_1 [(y_6 + l_1 \theta_6) - y_1]$$

$$F_{b1} = b_1 [(\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_1]$$

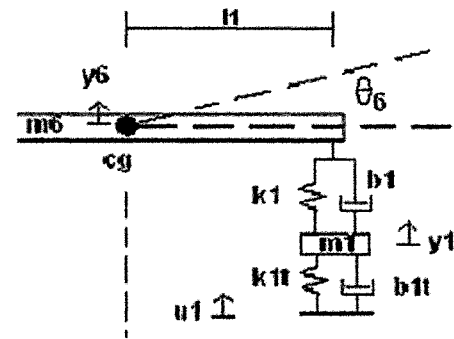


Figure 3.3 : Modèle 2D, roue1,.

Les forces précédentes étant définies de manière à ce que, lorsque positive, elles tendent à engendrer un mouvement de la masse dans la direction positive de l'axe, l'équation de mouvement pour la masse 1 est donc :

$$m_1 \ddot{y}_1 = k_{1t} (u_1 - y_1) + b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1) + k_1 [(y_6 + l_1 \theta_6) - y_1] + b_1 [(\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_1] \quad (3.6)$$

Modélisation des masses suspendues

Le véhicule-tracteur ainsi que la remorque sont représentés comme étant des cadres rigides de masse et d'inerties qui leurs sont propres. Ces masses sont supportées par les éléments de suspensions fixés en des points précis des cadres.

Pour le modèle à deux dimensions, le véhicule-tracteur est supporté par trois suspensions, une à l'avant et deux à l'arrière du véhicule. La remorque est supportée par deux suspensions situées à l'arrière. Chacune de ces suspensions constitue la somme des

suspensions du côté passager et du côté conducteur. Les valeurs qui leur sont attribuées sont donc le double des valeurs caractéristiques des éléments de suspension seuls.

Le véhicule-tracteur du modèle à trois dimensions est supporté par six suspensions indépendantes représentant chacune des roues ou groupe de roues qu'il possède. La remorque, quant à elle, repose sur quatre suspensions puisqu'elle compte deux essieux.

Les équations de mouvement des masses suspendues sont déterminées en appliquant la deuxième loi de Newton en translation et en rotation par rapport à leur centre de masse. Par exemple, les équations de mouvement du véhicule-tracteur sont déterminées comme suit pour le modèle à deux dimensions :

Équation de mouvement du véhicule-tracteur : Bondissement

$$\begin{aligned}
 F_{k1} &= k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)] \\
 F_{b1} &= b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 F_{k2} &= k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)] \\
 F_{b2} &= b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 F_{k3} &= k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)] \\
 F_{b3} &= b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned}
 \tag{3.7}$$

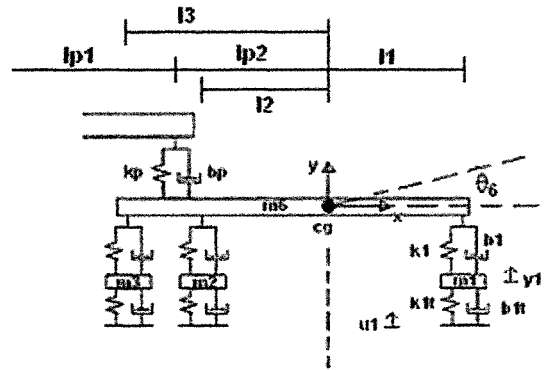


Figure 3.4 : Modèle 2D, véhicule tracteur.

$$\begin{aligned}
 F_{kp} &= k_p [(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)] \\
 F_{bp} &= b_p [(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned}$$

Le mouvement de bondissement est donc décrit par :

$$\begin{aligned}
 m_6 \ddot{y}_6 = & k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)] + b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)] + b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)] + b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_p [(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)] \\
 & + b_p [(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

Équation de mouvement du véhicule-tracteur : Tangage

$$\begin{aligned}
 M_{k1} &= l_1 k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)] \\
 M_{b1} &= l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 M_{k2} &= -l_2 k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)] \\
 M_{b2} &= -l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 M_{k3} &= -l_3 k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)] \\
 M_{b3} &= -l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)] \\
 M_{kp} &= -l_{p2} k_p [(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)] \\
 M_{bp} &= -l_{p2} b_p [(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

L'équation de mouvement tangage est donc :

$$\begin{aligned}
 I_{\theta 6} \ddot{\theta}_6 = & \quad l_1 [k_1 (y_1 - y_6 - l_1 \theta_6) + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_6 - l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_2 [k_2 (y_2 - y_6 + l_2 \theta_6) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_6 + l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_3 [k_3 (y_3 - y_6 + l_3 \theta_6) + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_6 + l_3 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_{p2} [k_p ((y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)) + b_p ((\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6))]
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

La même procédure est employée pour déterminer les équations de mouvement de la remorque.

Pour le modèle à trois dimensions, une équation supplémentaire est employée, soit la seconde loi de Newton en rotation suivant le mouvement de roulis. Les forces dans les suspensions sont donc influencées par les positions angulaires en roulis des cadres ainsi que par leurs vitesses de rotation suivant ce même mouvement. En se référant à la figure 3.2, les équations de mouvement du véhicule-tracteur sont donc :

Équation de mouvement du véhicule-tracteur : Bondissement

$$\begin{aligned}
 m_9 \ddot{y}_9 = & k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + k_p [(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9)] + b_p [(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9)]
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur : Tangage

$$\begin{aligned}
 I_{\theta 9} \ddot{\theta}_9 = & l_1 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_2 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] - l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_3 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] - l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + l_1 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + l_1 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_2 k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_2 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_3 k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_3 b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_{p2} k_p [(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9)] - l_{p2} b_p [(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9)]
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur : Roulis

$$\begin{aligned}
 I_{\phi 9} \ddot{\phi}_9 = & l_6 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + l_6 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & + l_6 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_6 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_6 k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 & - l_6 k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)]
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Pour les équations de mouvement des essieux de la remorque, seules deux équations sont nécessaires puisque les mouvements possibles sont le bondissement et le roulis. Les forces agissantes sur un essieu sont donc fonctions de l'élévation et de la vitesse de bondissement de l'essieu, de l'élévation et de la vitesse de bondissement de la remorque, des positions angulaires en tangage et en roulis de l'essieu et de la remorque ainsi que de leurs vitesses de rotation. Les équations de mouvement des essieux sont donc calculées de la manière suivante :

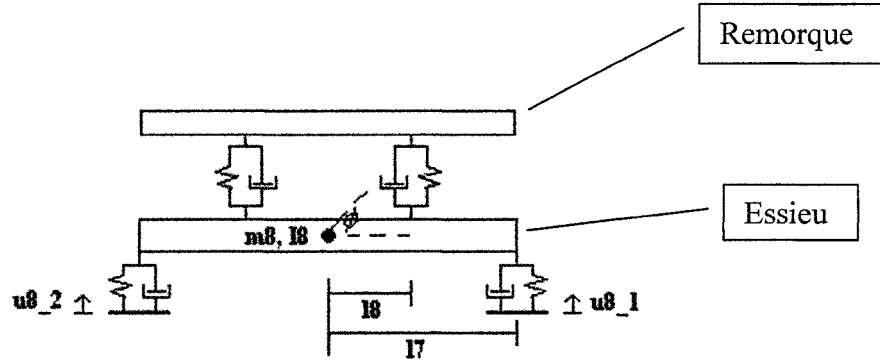


Figure 3.5 : Modèle 3D, essieu.

Équation de mouvement de l'essieu8 : Bondissement

$$\begin{aligned}
 m_8 \ddot{y}_8 = & k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] + b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] \\
 & + k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] + b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)] \\
 & + k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] + b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\
 & + k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] + b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)]
 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Équation de mouvement de l'essieu8 : Roulis

$$\begin{aligned}
 I_{\phi 8} \ddot{\phi}_8 = & l_7 k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] + l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] \\
 & - l_7 k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] - l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)] \\
 & + l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] + l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\
 & - l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] - l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)]
 \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.3 CONCLUSION

Les équations de mouvement ont été développées suivant la seconde loi de Newton. Les forces dans les éléments du type ressort agissent sur les cadres rigides formant la remorque et le véhicule-tracteur et sont calculées en considérant les élévations des corps ainsi que leurs positions angulaires en tangage et en roulis. Les forces dans les éléments du type amortisseurs sont calculées à partir des vitesses de déplacement des corps, tant en translation qu'en rotation. Des exemples du mode d'obtention des équations de mouvement ont été présentés afin de bien comprendre la méthode employée.

Le développement complet des équations de mouvement ainsi que la programmation Matlab/SIMULINK du modèle 2D sont présentés aux **annexes 1 et 2**.

CHAPITRE 4

SIMULATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE

4.1 INTRODUCTION

Ce chapitre traite de la réalisation de simulations sur le comportement dynamique d'un système remorque/véhicule-tracteur. Basé sur les équations de mouvement du système qui ont été déterminées au chapitre 3, un simulateur est développé afin de connaître le comportement dynamique théorique du système soumis à différentes charges et à différentes excitations. Les mouvements à étudier sont le bondissement, le tangage et le roulis. Pour ce faire, un simulateur à deux dimensions et un autre à trois dimensions sont développés.

En plus de l'étude des mouvements, les simulateurs serviront à identifier les charges dynamiques transmises à la remorque. Ces informations pourront ensuite servir à la réalisation de simulations de chargements statiques et de fatigue; ces simulations ne font cependant pas partie de ce travail.

4.2 MÉTHODE DE PROGRAMMATION

Plusieurs logiciels de programmation peuvent-être utilisés pour l'obtention d'un simulateur adéquat. Toutefois, de par sa popularité dans l'industrie et sa grande souplesse d'applications, l'environnement Matlab a été choisi pour la réalisation des simulateurs. Plus précisément, c'est à l'aide de SIMULINK que les modèles sont créés. SIMULINK permet une programmation visuelle et intuitive.

4.3 PRÉSENTATION DES MODÈLES SIMULINK

Deux simulateurs sont développés, soit un pour le modèle à 2 dimensions et un autre pour celui à 3 dimensions. La programmation de ces modèles est ensuite vérifiée par l'analyse

des signaux de sortie des simulateurs qui sont excités par une entrée échelon et par une entrée sinus. La programmation SIMULINK du modèle 2D est présentée à l'**annexe 2**.

4.4 FONCTIONNEMENT GLOBAL DES SIMULATEURS

Les simulateurs sont basés sur les équations de mouvement déterminées précédemment; sur l'application de la seconde loi de Newton:

$$\Sigma \vec{F} = m\vec{a} \quad \text{et} \quad \Sigma M_o = I_o\alpha \quad (4.1)$$

Les forces et moments déployés par chaque élément de suspension (ressorts à air, amortisseurs et pneus) sont déterminés en fonction des positions et des mouvements relatifs des différents corps formant la remorque et le véhicule-tracteur. Ces forces sont additionnées pour être ensuite divisées par la masse ou par l'inertie afin de connaître les accélérations des éléments. Ces accélérations sont intégrées deux fois afin d'obtenir les valeurs de vitesses et de positions des éléments.

Les valeurs d'entrées utilisées par les simulateurs représentent le profil longitudinal de la route. Ces valeurs sont les élévations du tablier d'une route. Ces simulateurs peuvent aussi servir à étudier le comportement d'un système remorque/véhicule-tracteur lors du passage d'un événement local, soit un dos d'âne, un nid de poule, une chaîne de trottoir, etc.

Les valeurs d'entrée et de sortie sont exprimées dans les unités du système international (SI):

- Dimensions	[m]
- Déplacements	[m]
- Forces	[N]
- Vitesses	[m/s], [rad/s]
- Accélérations	[m/s ²], [rad/s ²]
- Positions angulaire	[rad]

Les valeurs de sorties (positions, vitesses, accélérations, forces) font référence à la valeur d'équilibre du système. Sur une route parfaitement lisse, toutes ces valeurs sont à zéro. Par exemple, une valeur de 0,02m sur un positionnement signifie que le point de référence se situe à +0,02m de la position originale d'équilibre. Il en est de même pour les ressorts. Ils se compriment sous l'effet du chargement et du poids de la remorque jusqu'à une position d'équilibre; cette position est la référence zéro.

4.5 VÉRIFICATION DES MODÈLES

Afin de s'assurer que les modèles répondent adéquatement, que la programmation est juste et que les sorties des simulateurs sont cohérentes, deux essais sont réalisés. Le premier essai consiste en l'application d'une entrée échelon et le second en l'application d'une entrée sinusoïdale. Les résultats produits par les simulateurs 2D et 3D soumis à ces essais ont été comparés. Pour une même excitation, les deux simulateurs génèrent des résultats identiques. Pour cette raison, seuls les résultats du simulateur 3D sont présentés.

4.5.1 Réponse à un échelon

L'emploi d'un échelon permet de vérifier que les positions finales des différents éléments composant la remorque et le véhicule-tracteur sont cohérentes avec l'amplitude de l'échelon utilisé. Pour un échelon de 2,5cm, les positions finales des éléments, à un temps éloigné de la perturbation, fournies par le simulateur doivent être de +0,025m. Un temps d'amortissement raisonnable doit aussi être observé, tant pour le mouvement de bondissement que pour le tangage et le roulis. L'échelon utilisé pour cette vérification a une amplitude de 2,5 cm et la vitesse de déplacement du véhicule est fixée à 70 km/h afin de déterminer les délais entre l'application de l'échelon aux roues.

Réponse à un échelon

Comme on peut le voir sur la figure 4.1, le centre de gravité de la remorque passe de sa position initiale, soit zéro, à la position finale théorique de 2,5 cm. La première élévation, soit celle entre les temps $t=1s$ et $t=2s$, correspond au passage du véhicule-tracteur sur la rampe. L'excitation étant symétrique, le mouvement de roulis doit être inexistant. La figure 4.2 montre que le simulateur réagit adéquatement puisque l'angle de roulis maximal est de l'ordre de 1×10^{-19} rad. Ces résultats montrent qu'il n'y a pas de mouvement de roulis.

Un second essai échelon a pour but de vérifier le comportement en roulis du simulateur. Pour ce faire, l'échelon est appliqué d'un côté du tracteur et de la remorque pour ensuite être appliqué à l'autre côté. La figure 4.3 montre que le simulateur répond également de façon cohérente lors d'une entrée asymétrique. Une élévation de 0,025m est imposée au côté passager du système à un temps $t=1s$ pour être ensuite imposée au côté conducteur au temps $t=15s$. Entre les deux événements, le centre de gravité de la remorque atteint l'équilibre à une élévation de 0,0125m, soit la moitié de la hauteur de l'échelon. Il s'agit bien de la valeur attendue puisque le centre de gravité de la remorque est centré entre les roues.

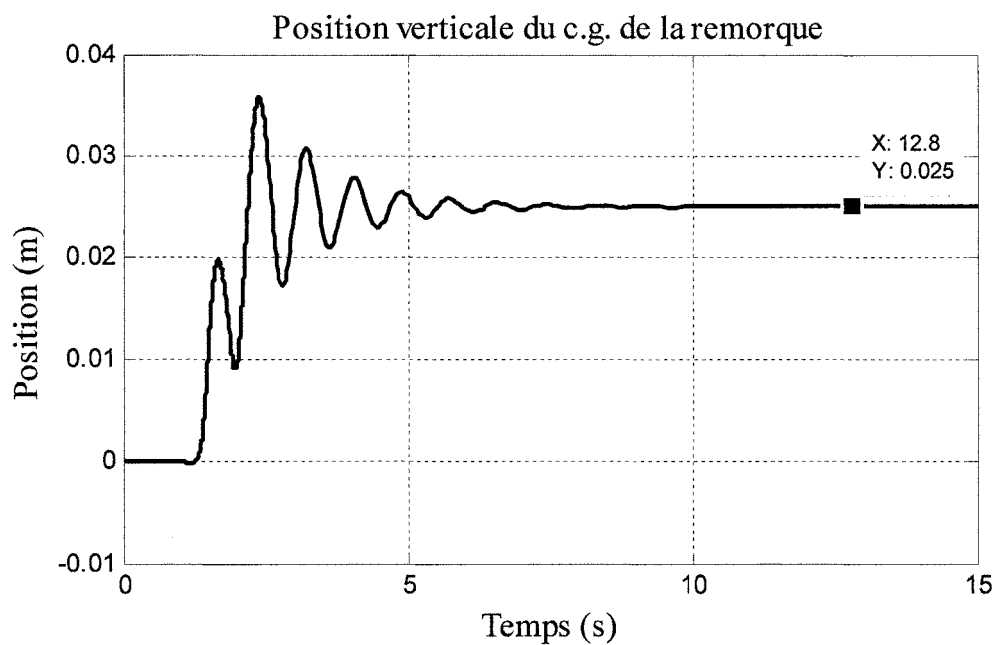


Figure 4.1 : Modèle 3D, entrée échelon, position verticale de la remorque.

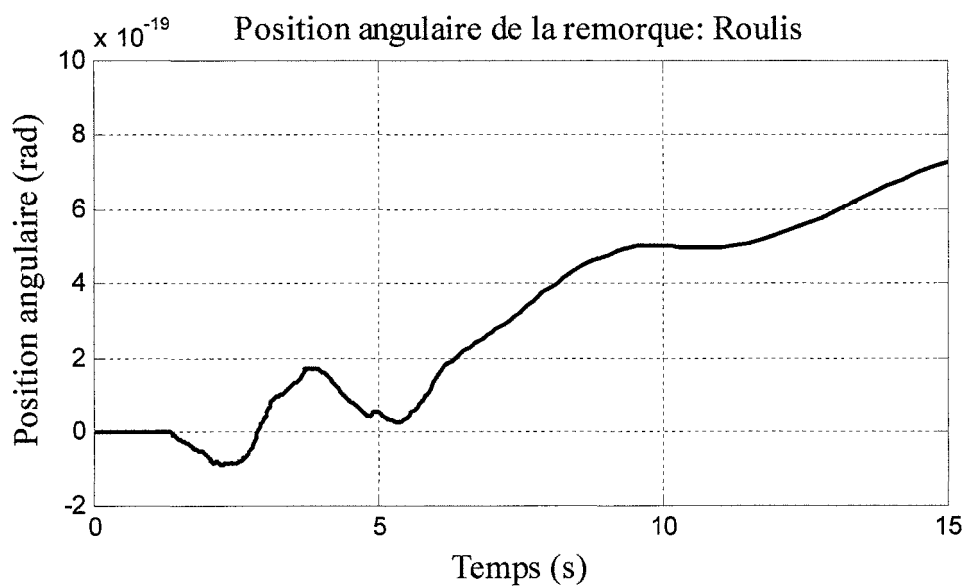


Figure 4.2 : Modèle 3D, entrée échelon, roulis de la remorque.

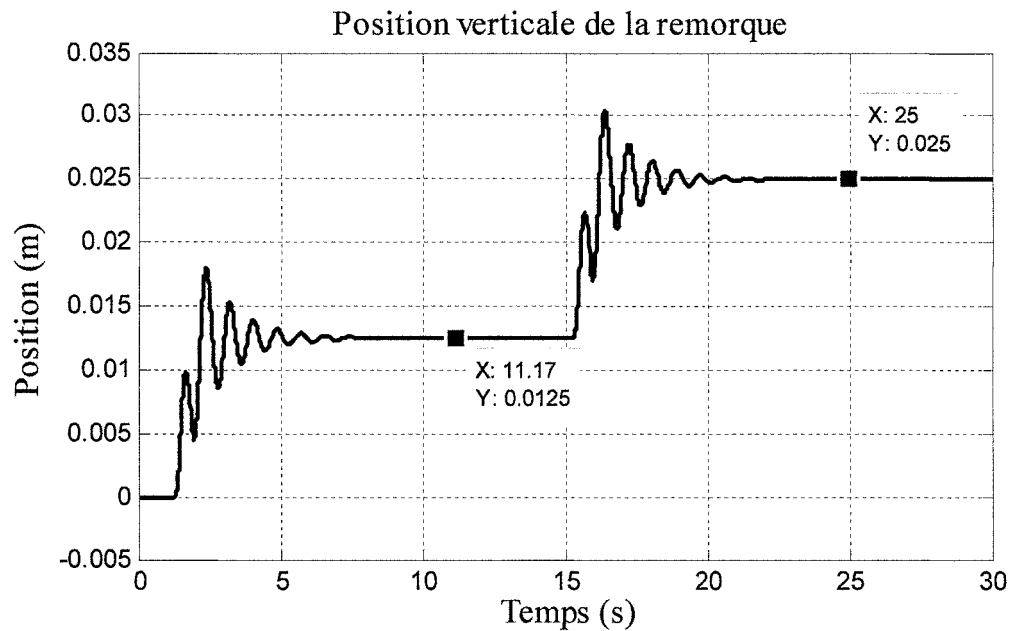


Figure 4.3 : Modèle 3D, entrée échelon asymétrique, position verticale de la remorque.

Réponse à un échelon: conclusion

Les comportements des simulateurs sont cohérents; à un temps éloigné de la perturbation, les valeurs de position des éléments se stabilisent à la valeur de l'échelon, soit 0,025 mètres.

Pour un échelon symétrique, les valeurs de roulis obtenus sont négligeables puisqu'elles sont de l'ordre de 1×10^{-19} rad. Le simulateur 3D réagit aussi adéquatement en roulis. Pour un échelon « latéral » de 0,025m, la position angulaire stable après la première impulsion devrait être de :

$$\sin^{-1}\left(\frac{1,915}{0,025}\right) = 0,013055(rad) \quad (4.2)$$

La figure 4.3 montre que cette valeur est bien atteinte.

4.5.2 Réponse à un sinus

Lorsqu'un système est soumis à une excitation harmonique, il est forcé de vibrer à la même fréquence que celle de l'excitation. Nous devrions donc observer des mouvements de bondissement et de tangage suivant la fréquence du sinus employé. L'emploi d'une entrée

sinus dans le simulateur permet donc de vérifier que le système réagit proprement. L'entrée sinus utilisée pour cette vérification est la suivante : $y(t) = 0,02 \sin(t)$. Par conséquent, tous les éléments du modèle devraient compléter un cycle d'oscillation en 2π secondes, soit environs 6,28 secondes. La vitesse de déplacement du véhicule est fixée à 50 km/h.

Les figures 4.4, 4.5 et 4.6 montrent que les éléments du simulateur oscillent bien à la fréquence d'excitation, soit un cycle en 6,283 secondes. La figure 4.4 montre que le cycle s'effectue en 6,279 secondes alors que la figure 4.5 montre un cycle réalisé en 6,28 secondes. La figure 4.6 montre quant-à elle une oscillation en 6,29 secondes. Les différences observées entre la valeur cible et les points présentés proviennent de l'impossibilité de sélectionner deux points distant d'exactly un cycle ainsi que de la précision de l'affichage.

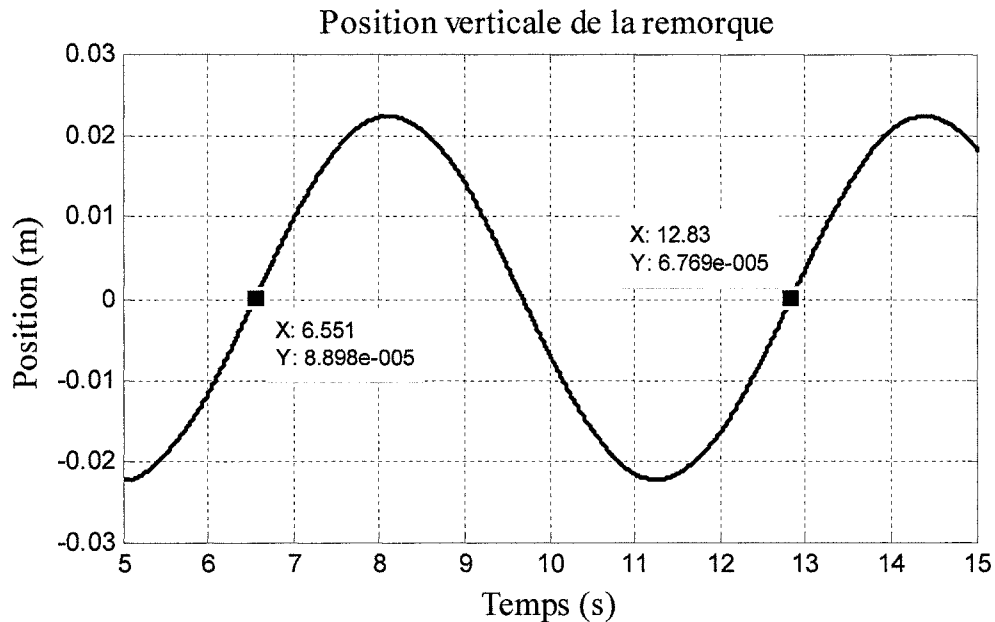


Figure 4.4 : Modèle 3D, entrée sinus, position verticale de la remorque.

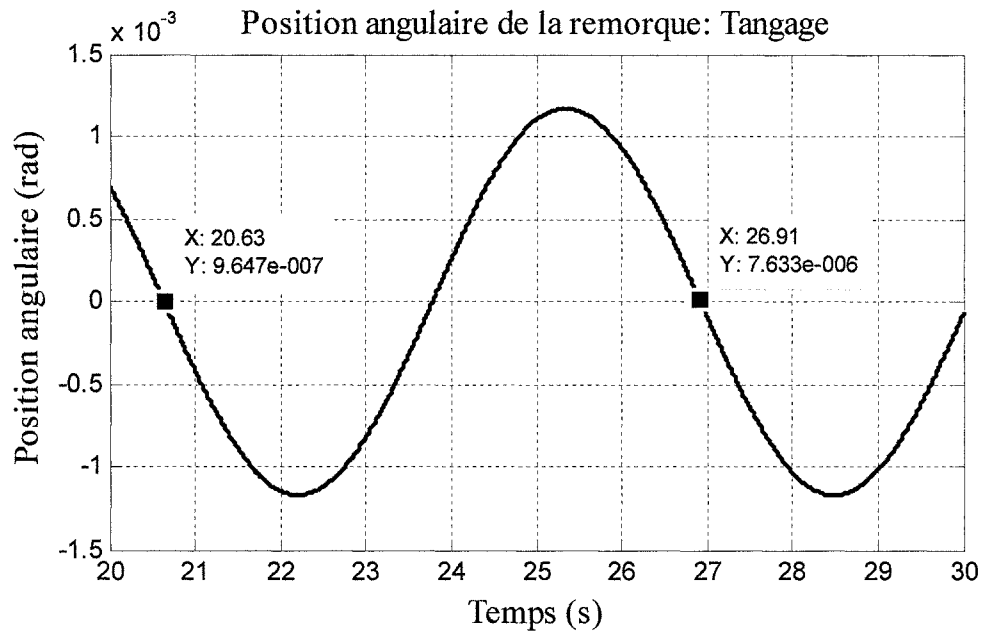


Figure 4.5 : Modèle 3D, entrée sinus, tangage de la remorque.

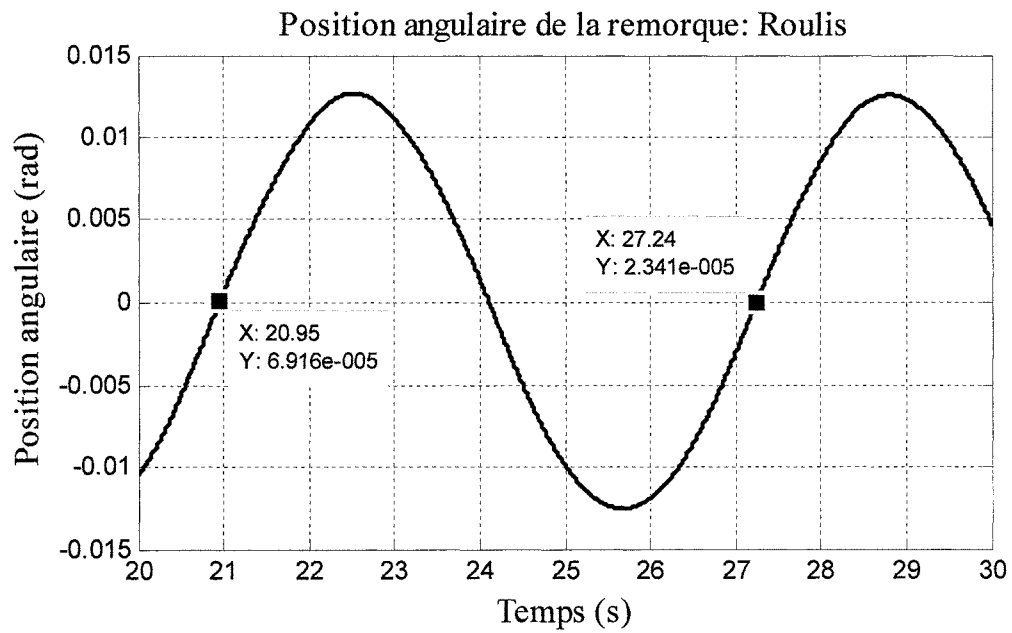


Figure 4.6 : Modèle 3D, entrée sinus, roulis de la remorque.

4.5.3 Vérification des modèles; conclusion

Les simulateurs réagissent de manière cohérente et se stabilisent aux positions attendues. Les valeurs de sorties du simulateur 3D étant les mêmes que celles du simulateur 2D, il peut donc être employé pour la réalisation de tous les essais. Le simulateur réagit proprement, affichant les valeurs stables attendues, tant pour les élévations que pour les positions angulaires de la remorque et du véhicule tracteur.

4.6 IDENTIFICATION DES PARAMÈTRES DU SYSTÈME

Les valeurs utilisées pour la vérification des modèles ne correspondent pas nécessairement à celles représentant la remorque en développement. Donc, avant de réaliser les simulations, ces valeurs propres au prototype doivent être déterminées.

4.6.1 Suspension INTRAAX AANT 23k

Rigidité et amortissement de la suspension

Ces informations n'étant pas divulguées par le fabricant, la détermination de la constante de rigidité de la suspension de la remorque ainsi que de la valeur de son amortissement a dû être réalisée expérimentalement.

Le comportement réel des amortisseurs et des ressorts à air n'est pas linéaire. L'emploi d'une valeur fixe pour l'amortissement signifie donc une surévaluation des forces de compression ainsi qu'une sous-évaluation des forces d'élongation. De plus, le système de suspension fait varier la pression d'air dans les ballons, ce qui implique que la constante de ressort de la suspension est en continuelle évolution.

La détermination des constantes permet donc d'obtenir des valeurs offrant une bonne approximation du comportement réel de la suspension. La démarche est présentée à la section 6.3.1.

La rigidité de la suspension ainsi que son amortissement pour différents cas de chargement sont donnés dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Amortissement et rigidité de la suspension.

Charge	Amortissement	Rigidité
lb	Ns/m	N/m
0	4 275	163 000
10 500	11 000	351 000
50 000	12 100	441 000

Pneus

Le modèle de pneu utilisé sur la remorque est le Michelin Xone XTE 445/50R22.5. La rigidité de ce pneu est d'environ 1 144,5 kN/m. Le coefficient d'amortissement n'étant pas disponible, cette valeur est estimée à 324,15 N*s/m. Il s'agit de la valeur attribuée aux pneus Michelin Xone XTA 445/50R22.5 et Xone XDA 445/50R22.5, qui sont des pneus de remorque dont la composition et les dimensions sont similaires à celles des pneus utilisés.

Essieux

La masse d'un ensemble roues et essieu est estimé à 1800 lbs, soit environ 820 kg. L'inertie en roulis des essieux est une valeur difficilement mesurable. Une valeur de $700 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ est utilisée. Elle est obtenue suivant l'expression suivante [23] :

$$I = m(T - 0.1)^2 \quad (4.3)$$

Dans cette formule, m est la masse de l'ensemble essieu-roues et T correspond à la distance entre le centre du pneu et le centre de l'essieu. Cette formule donne une valeur respectant l'ordre de grandeur des inerties des essieux de remorques à défaut d'être la valeur exacte de l'essieu employé.

4.6.2 Remorque

Masse et position du centre de masse

D'après le modèle par éléments finis, le centre de masse se trouve à 7,14m (281 pouces) de la tige de la « fifth wheel » et à 9,5cm (3.74 pouces) plus bas que l'intersection de la tige et de la plaque de la « fifth wheel ». La masse de la remorque est estimée à 2000 kg (4400 lbs). Cette valeur correspond à la structure seule; la masse des essieux n'est pas comprise.

Inerties

Comme pour le positionnement du centre de gravité, les moments d'inertie de la remorque sont déterminés à l'aide du modèle par éléments finis utilisé lors des simulations de chargements statiques. Il s'agit d'un modèle représentant la moitié de la remorque. Les inerties fournies par le logiciel de modélisation seront donc doublées. Cette méthode permet d'obtenir une bonne approximation des inerties à utiliser pour les mouvements de tangage et de roulis.

Les inerties fournies par le logiciel de modélisation font référence à la base de la « king-pin ». Elles doivent donc être ramenées au centre de gravité de la remorque à l'aide du théorème des axes parallèles.

Ce théorème stipule que, connaissant l'inertie de rotation au centre de masse d'un corps par rapport à un axe, on peut connaître l'inertie de ce corps par rapport à un axe parallèle en appliquant la règle suivante :

$$I = I_o + d^2 m \quad (4.4)$$

Dans cette formule, d est la distance entre les axes et m est la masse du corps. Ayant l'inertie au centre de masse du demi-modèle, il faut ajouter une valeur égale à $m \cdot d^2$ afin d'obtenir l'inertie équivalente au centre de masse de la remorque complète.

Inertie en roulis

Inertie fournie par le logiciel de modélisation : $3,103 \times 10^3 \text{ lbs} \cdot \text{po} \cdot \text{s}^2$

Puisque le point d'évaluation de cette valeur se trouve sur l'axe de symétrie de la remorque, la valeur de l'inertie en roulis de la remorque complète est le double de celle fournie par le modèle.

$$I_{x_{pin}} = 2 \left[3,103 \times 10^3 \text{ lbs} \cdot \text{po} \cdot \text{s}^2 \right] \cdot \left[\frac{0,1129 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}{\text{lbs} \cdot \text{po} \cdot \text{s}^2} \right] \quad (4.5)$$

$$I_{x_{pin}} = 700,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

L'inertie de la remorque suivant le mouvement de roulis est donc de $700,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Inertie en tangage

Inertie fournie par le logiciel de modélisation : $5,404 \times 10^5 lbs \cdot po \cdot s^2$

Distance entre le point d'évaluation et le centre de masse : $281,4 po$

$$\begin{aligned}
 I_{y_{pin}} &= 2 \left[5,404 \times 10^5 lbs \cdot po \cdot s^2 \right] \cdot \left[\frac{0,1129 kg \cdot m^2}{lbs \cdot po \cdot s^2} \right] \\
 I_{y_{pin}} &= 1,22 \times 10^5 kg \cdot m^2 \\
 I_{y_{cg}} &= 1,22 \times 10^5 kg \cdot m^2 - \left[\left[281,4 po \cdot \frac{0,0254 m}{po} \right]^2 \cdot \left[4\,600 lbs \cdot \frac{1 kg}{2,2 lbs} \right] \right] \\
 I_{y_{cg}} &= 15\,180 kg \cdot m^2
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

L'inertie de la remorque suivant le mouvement de tangage est donc de : $15\,180 kg \cdot m^2$.

4.6.3 Véhicule tracteur

Les paramètres du véhicule tracteur apparaissent dans le tableau 4.2.

Tableau 4.2 : Paramètres du véhicule tracteur.

	Valeurs	Unités
Coefficient d'amortissement des pneus avant (par pneu)	258,5	(N*s)/m
Constante de ressort des pneus avant (par pneu)	647,5	kN/m
Coefficient d'amortissement des pneus arrière (par pneu)	324,15	(N*s)/m
Constante de ressort des pneus arrière (par pneu)	1 194,1	kN/m
Coefficient d'amortissement de la suspension avant	11 270	(N*s)/m
Constante de ressort de la suspension avant	581 300	N/m
Coefficient d'amortissement de la suspension arrière	27 500	(N*s)/m
Constante de ressort de la suspension arrière	586 900	N/m
Masse du véhicule tracteur	7 100	kg
Inertie en roulis du véhicule tracteur	5 000	kg*m ²
Inertie en tangage du véhicule tracteur	51 000	kg*m ²
Masse des roues (par roue)	445	kg
Distance latérale c.g./roues	0,9	m
Distance c.g./roue 1	2,941	m
Distance c.g./roue 2	2,029	m
Distance c.g./roue 3	3,334	m
Distance c.g./fifth wheel	2,682	m

Ces valeurs proviennent du travail de M. Christopher Ryan Spivey [1]. Toutefois, le modèle de tracteur étant un modèle 2D, l'inertie en roulis du véhicule ainsi que la distance latérale entre le centre de gravité et les roues ne sont pas présentées. Une approximation réaliste est donc effectuée. La différence entre la valeur suggérée et la valeur réelle n'a pas un impact important sur les résultats à obtenir. Seul le comportement de la remorque nous intéresse et le mouvement de roulis du véhicule tracteur est négligeable. Le point d'ancrage de la remorque étant situé au centre des essieux du tracteur, la position angulaire en roulis de ce dernier n'a aucune influence sur la remorque. Aussi, l'impact de la position angulaire du tracteur sur le positionnement vertical de son centre de gravité est pratiquement nul du fait de la faible amplitude des mouvements de rotation.

4.7 PROFIL DE LA PISTE

Le profil de la route employée pour les simulations est obtenu mathématiquement suivant une approximation de la relation de puissance entre la densité spectrale de puissance ($S_{qr}(\eta)$) et la fréquence spatiale (η) :

$$S_{qr}(\eta) = C_{sp} \eta^{-N} \quad (4.7)$$

$S_{qr}(\eta)$: Densité spectrale de puissance de la surface de la route en $m^3 / cycle$

η : Fréquence spatiale en *cycles / m*

N : Constante sans dimension

C_{sp} : Constante empirique

Le profil, illustré à la figure 4.7, correspond à une route secondaire.

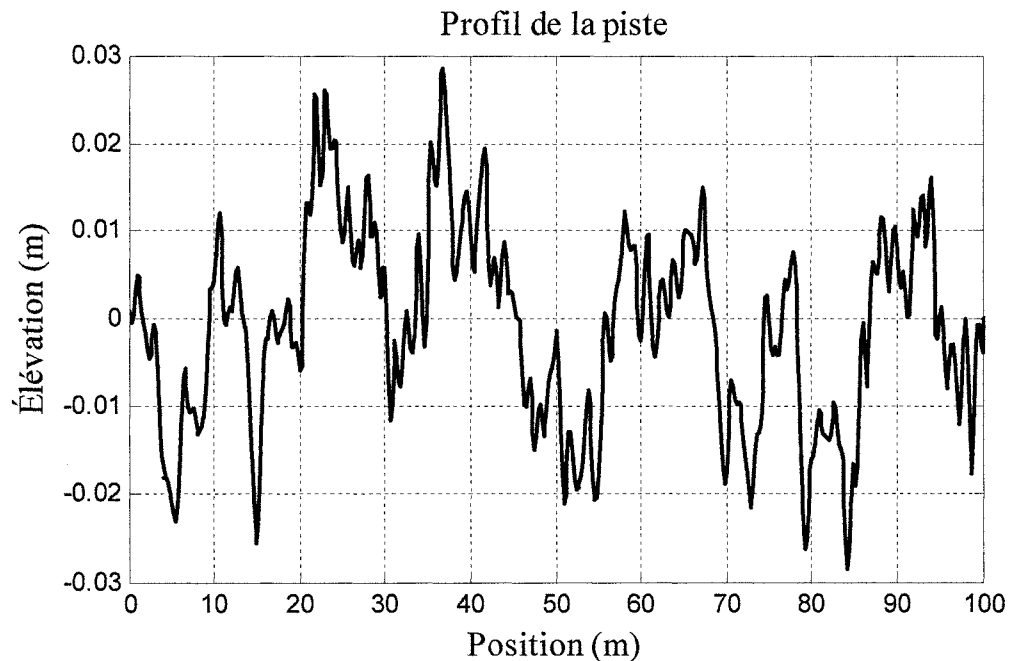


Figure 4.7 : Profil de la piste.

L'excitation du simulateur se fait en fonction de la vitesse du véhicule; cette vitesse détermine le délai entre l'application du profil aux roues successives. Le profil peut être répété afin de pouvoir obtenir des temps de simulation raisonnables pour des vitesses supérieures. Ce profil est aussi utilisé pour l'excitation du modèle à trois dimensions. Il est appliqué aux roues du côté conducteur du modèle alors que le côté passager est excité par le même modèle mais décalé. Deux profils de route différents sont donc employés afin

d'obtenir des mesures du roulis de la remorque ainsi que son effet sur les accélérations verticales.

4.8 SIMULATIONS

4.8.1 Simulateur

Le détail de la programmation SIMULINK du modèle 2D est présenté à l'**annexe 2**.

4.8.2 Définition des cas de chargement

Chargement à vide

Il s'agit du plus simple cas de chargement, soit la remorque seule.

Chargement concentré

Dans le cas des matériaux denses, le transporteur atteint rapidement la limite de poids imposée par le gouvernement. Le transport de rouleaux d'acier est un exemple de ce genre de chargement. En effet, un rouleau d'acier de 72 pouces de diamètre extérieur et de 20 pouces de diamètre intérieur pour une épaisseur de 48 pouces atteint facilement les 22 700 kg (50 000 lbs). La limite d'une remorque à deux essieux est de 9 000 kg par essieu. La charge ne peut donc pas être placée directement sur le groupe d'essieux mais doit être positionnée de manière à répartir son poids entre les essieux de la remorque et ceux du véhicule tracteur. Le positionnement d'une charge implique la modification de la position du centre de gravité de l'ensemble ainsi que de son inertie, tant en tangage qu'en roulis. Le positionnement de la charge doit être calculé afin de respecter les normes et les inerties doivent aussi être ajustées.

Positionnement de la charge

Considérant que les deux essieux sont côte à côte et que la charge est à une distance raisonnable du groupe, les points d'application des charges peuvent-être représentés de la manière suivante (voir figure 4.8) :

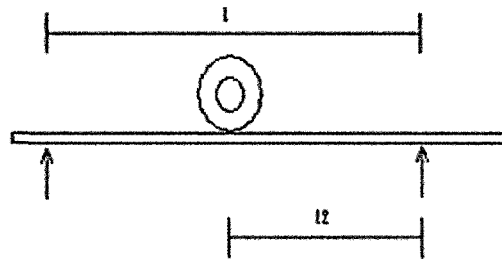


Figure 4.8 : Positionnement de la charge.

La distance L représente la distance entre la « fifth wheel » et le centre du groupe d'essieux et la distance L_2 représente la distance entre le centre de gravité de la charge et le centre du groupe d'essieux. Connaissant le poids de la charge ainsi que la distance L , la position L_2 se calcule par l'expression suivante :

$$W_{essieux} = \frac{L - L_2}{L} \cdot W \quad (4.8)$$

$$L_2 = L - \frac{W_{essieux} \cdot L}{W}$$

Du même principe, on sait que les essieux supportent déjà 1 245 kg provenant de la distribution de la masse de la remorque. De plus, chaque essieu pèse 820 kg. La charge admissible est donc de :

$$W_{essieux} = 18\,000\text{kg} - 1\,245\text{kg} - 820\text{kg} \cdot 2 = 15\,115\text{kg} \quad (4.9)$$

La charge doit donc être placée à une distance d'au moins $L_2 = 4$ m du centre du groupe d'essieux, pour une charge d'environ 22 700 kg (50 000 lbs). Considérant la position de la charge à $L_2 = 4,854$ m et que le véhicule-tracteur peut supporter la différence de charge, il faut maintenant calculer la position du centre de masse de l'ensemble ainsi que son inertie afin de paramétrer le simulateur.

La valeur de L_2 est choisie pour des raisons de sécurité puisque la supposition que les deux essieux supportent exactement la même charge n'est pas tout à fait conforme à la réalité. Elle est aussi choisie parce qu'elle permet d'obtenir une position longitudinale du centre de gravité de l'ensemble identique à celle de la remorque à vide.

Positionnement longitudinal du centre de gravité de l'ensemble

Par rapport à la « fifth wheel », le centre de gravité de la charge se trouve à :

$$12 - L_2 = 12 - 4,854 = 7,146m \quad (4.10)$$

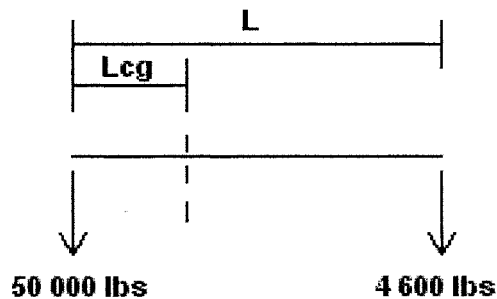
La distance entre le centre de gravité de la charge et celui de la remorque est de :

$$7,14576 - 7,146 \approx 0m \quad (4.11)$$

Le centre de gravité de l'ensemble se trouve donc à la même position longitudinale que pour le cas d'un chargement à vide.

Positionnement vertical du centre de gravité de l'ensemble

La position du centre de gravité étant en un endroit où la somme des moments égale zéro, le positionnement en hauteur est donnée par l'équation 4.12 et fait référence à la figure 4.9.



$$50 \cdot L_{cg} = (L - L_{cg}) \cdot 4,6$$

$$54,6 \cdot L_{cg} = 4,6L \quad (4.12)$$

$$L_{cg} \approx 0,102m$$

Figure 4.9 : Position du centre de gravité.

Le centre de gravité de l'ensemble se situe donc 0,102m plus bas que celui de la charge.

Inertie en tangage du chargement

L'inertie d'un cylindre plein et de densité uniforme par rapport à son axe longitudinal est donnée par la formule suivante :

$$I = \frac{1}{2} MR^2 \quad (4.13)$$

Étant un cylindre creux, l'inertie du « trou » doit être enlevée et nous obtenons la formule :

$$I = \frac{1}{2} M_o R_o^2 - \frac{1}{2} M_i R_i^2 \quad (4.14)$$

À partir des dimensions du chargement et de la masse volumique de l'acier ($\approx 7\,690 \text{ kg/m}^3$), l'inertie du cylindre creux est de :

$$\left. \begin{array}{l} R_o = 0,9144m \\ M_o = \pi R_o^2 h \rho \approx 24\,628kg \\ R_i = 0,254m \\ M_i = \pi R_i^2 h \rho \approx 1\,900kg \end{array} \right\} \longrightarrow I \approx 10\,235kg \cdot m^2$$

Inertie en roulis du chargement

L'inertie d'un cylindre creux et de densité uniforme par rapport à un axe passant par son centre de gravité et perpendiculaire à son axe longitudinal est donnée par la formule suivante :

$$I = \left(\frac{L^2}{12} + \frac{D^2 + d^2}{16} \right) M \quad (4.15)$$

À partir des dimensions du chargement et de sa masse, son inertie est de :

$$\left. \begin{array}{l} D = 1,8288m \\ M = 22\,727kg \\ d = 0,508m \\ L = 1,2191m \end{array} \right\} \longrightarrow I \approx 7\,932kg \cdot m^2$$

Inertie en tangage du système

L'inertie du système étant la somme des inerties des éléments par rapport à un axe, le théorème des axes parallèles permet de déterminer cette valeur. La distance entre le centre de gravité de la charge et celui de l'ensemble charge et remorque est donnée par :

$$\sqrt{0+0,102^2} = 0,102m$$

La distance entre le centre de gravité de la remorque et celui de l'ensemble est de :

$$\sqrt{0+1,009^2} = 1,009m$$

L'inertie en tangage du système par rapport au centre de gravité de l'ensemble est donc de :

$$I = I_{charge} + M_{charge}d_{charge}^2 + I_{remorque} + M_{remorque}d_{remorque}^2$$

$$I = 10\,235kg \cdot m^2 + 22\,727kg \cdot (0,102m)^2 + 15\,180kg \cdot m^2 + 2\,091kg \cdot (1,009m)^2 \quad (4.16)$$

$$I \approx 27\,780kg \cdot m^2$$

Inertie en roulis du système

Du même principe que précédemment, l'inertie en roulis du système est donnée par :

$$I = I_{charge} + M_{charge}d_{charge}^2 + I_{remorque} + M_{remorque}d_{remorque}^2$$

$$I = 7\,932kg \cdot m^2 + 22\,727kg \cdot (0,102m)^2 + 681,79kg \cdot m^2 + 2\,091kg \cdot (1,009m)^2 \quad (4.17)$$

$$I \approx 11\,000kg \cdot m^2$$

Chargement réparti

Étant donné la nature du simulateur, la répartition de la charge n'a que très peu d'importance. En effet, il travaille seulement avec les notions de masse, d'inertie et de position des centres de masse. Différentes répartitions de la masse représentent des

variations de la position du centre de masse de l'ensemble, des variations de sa masse ainsi que des variations de son inertie. Les résultats obtenus par la répartition d'une charge se situeront entre les cas extrêmes, soit le chargement à vide et la charge de 22 700 kg (50 000 lbs).

4.8.3 Résultats des simulations

Les deux simulateurs développés offrant des résultats identiques lors d'une même excitation, les simulations sont réalisées à partir du modèle à trois dimensions. De plus, la rugosité des routes n'agissant pas de manière symétrique sur les roues, l'emploi de ce simulateur permet d'inclure les effets de roulis à la détermination des accélérations et positions de la remorque.

Les simulations sont réalisées en supposant une vitesse de déplacement du véhicule de 70 km/h afin de déterminer le délai entre les excitations des roues. Cette vitesse correspond aussi à la vitesse moyenne employée lors des essais routiers.

Tel que mentionné précédemment, l'excitation du simulateur se fait à partir d'une répétition du profil présenté à la section 4.7. Afin d'obtenir des excitations différentes entre les côtés passager et conducteur du modèle, le profil original est appliqué à un côté puis décalé pour être appliqué à l'autre. Les profils présentés aux figures 4.10 et 4.11 sont donc employés. À des fins de visualisation, seule une partie des profils est illustrée. Il en va de même pour les figures 4.12 et 4.16.

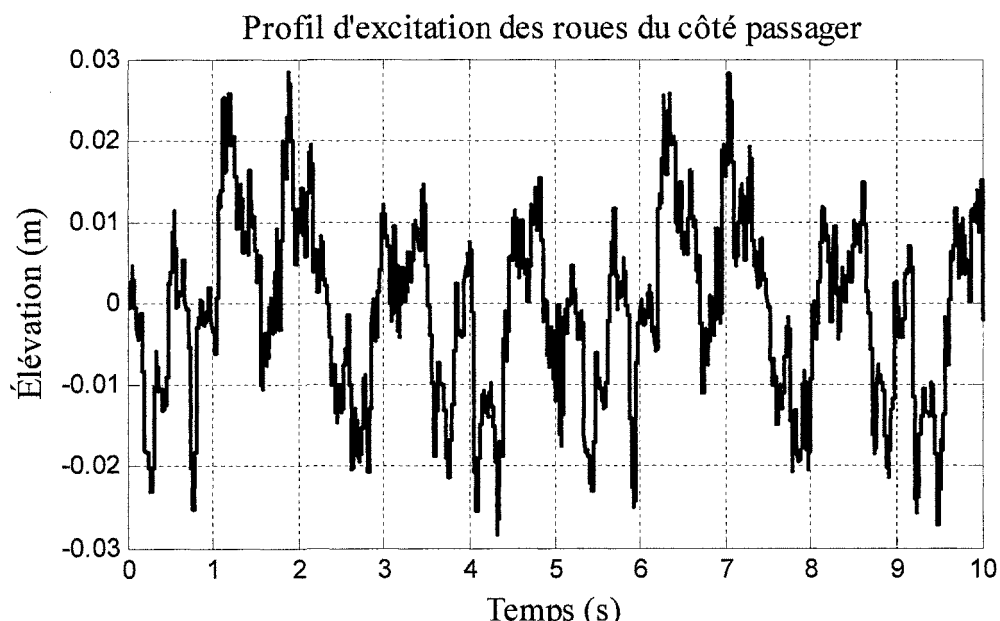


Figure 4.10 : Excitation côté passager.

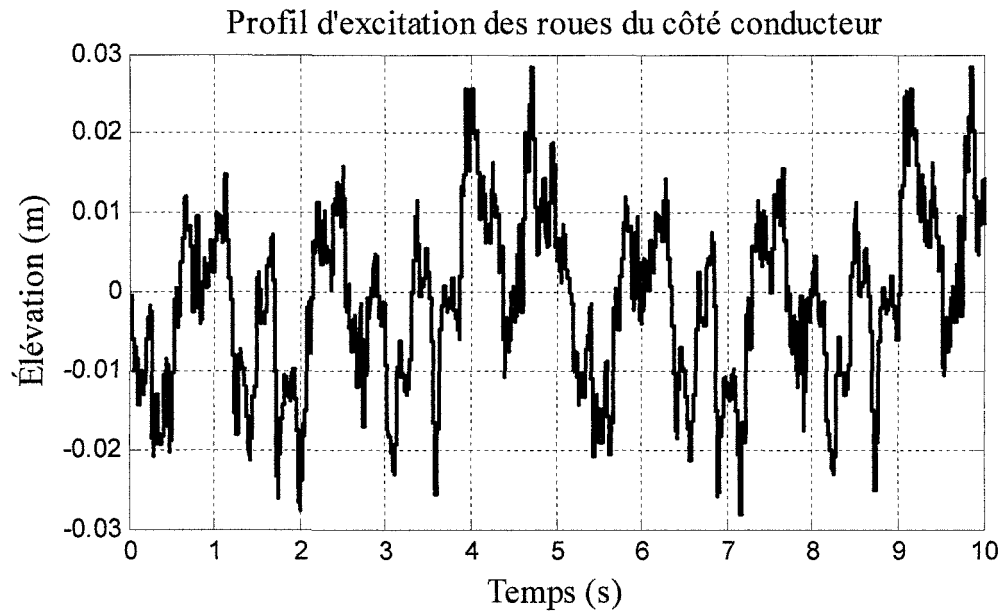


Figure 4.11 : Excitation côté conducteur.

Paramètres du modèle

Les tableaux 4.3 à 4.7 présentent les paramètres employés par le simulateur ainsi que leurs valeurs numériques.

Tableau 4.3 : Paramètres des modèles; pneus.

Variables		Valeurs	Unités
kt1	Rigidité du pneu ou groupe de pneus	647 500	N/m
kt2		1 194 100	
kt3		647 500	
kt4		1 194 100	
kt5		1 144 500	
kt6		(par pneu)	
kt7			
kt8			
bt1	Amortissement du pneu ou groupe de pneus	258,5	N*s/m
bt2		324,15	
bt3		258,5	
bt4		324,15	
bt5		324.15	
bt6		(par pneu)	
bt7			
bt8			

Tableau 4.4 : Paramètres du modèle; suspension « fifth-wheel ».

Variables		Valeurs	Unités
kp	Rigidité de la suspension	10 000 000	N/m
bp	Amortissement de la suspension	0	N*s/m

Tableau 4.5 : Paramètres de la remorque; suspensions.

Variables		Valeurs	Unités
k1	Rigidité de la suspension	290 650	N/m
k2		293 450	
k3			
k4		290 650	
k5		293 450	
k6			
k7		81 500	
k8		(par ballon)	
b1	Amortissement de la suspension	5 635	N*s/m
b2		13 750	
b3			
b4		5 635	
b5		13 750	
b6			
b7		2 137,5	
b8		(par amortisseur)	

Tableau 4.6 : Paramètres de la remorque; dimensions.

Variables		Valeurs	Unités
L1	Distance longitudinale entre le c.g. du véhicule tracteur et la roue i	2,941	m
L2		2,029	
L3		3,334	
L4	Distance longitudinale entre le c.g. de la remorque et la roue i	4,665	
L5		6,037	
L6	Distance latérale entre le c.g. du véhicule tracteur et ses roues	0,9	
Lp1	Distance longitudinale entre le c.g. de la remorque et le point d'ancrage de la «fifth wheel»	7,14576	
Lp2	Distance longitudinale entre le c.g. du véhicule tracteur et le point d'ancrage de la «fifth wheel»	2,682	
L7	Demi-longueur des essieux	0,809	
L8	Distance entre le c.g. de la remorque et le point d'attache de la suspension	0,4699	

Tableau 4.7 : Paramètres de la remorque; masses et inerties.

Variables		Valeurs	Unités
m1	Masse de la roue i	445	kg
m2			
m3			
m4			
m5			
m6			
m7	Masse de l'essieu i	820	
m8			
m9	Masse du véhicule tracteur	7 100	
I_teta_9	Inertie en tangage du véhicule tracteur	51000	kg*m ²
I_phi_9	Inertie en roulis du véhicule tracteur	5000	
I_phi_7	Inertie en roulis de l'essieu i	700	
I_phi_8			

Les simulations sont effectuées à l'aide du solveur ode23s du logiciel Matlab/SIMULINK. Ce solveur est adapté aux systèmes rigides et est basé sur une formule de Rosenbrock modifiée du deuxième ordre. L'emploi d'un solveur à pas variable permet d'obtenir une bonne précision des résultats.

Les valeurs employées pour la connexion entre la remorque et le véhicule tracteur simulent une connexion rigide.

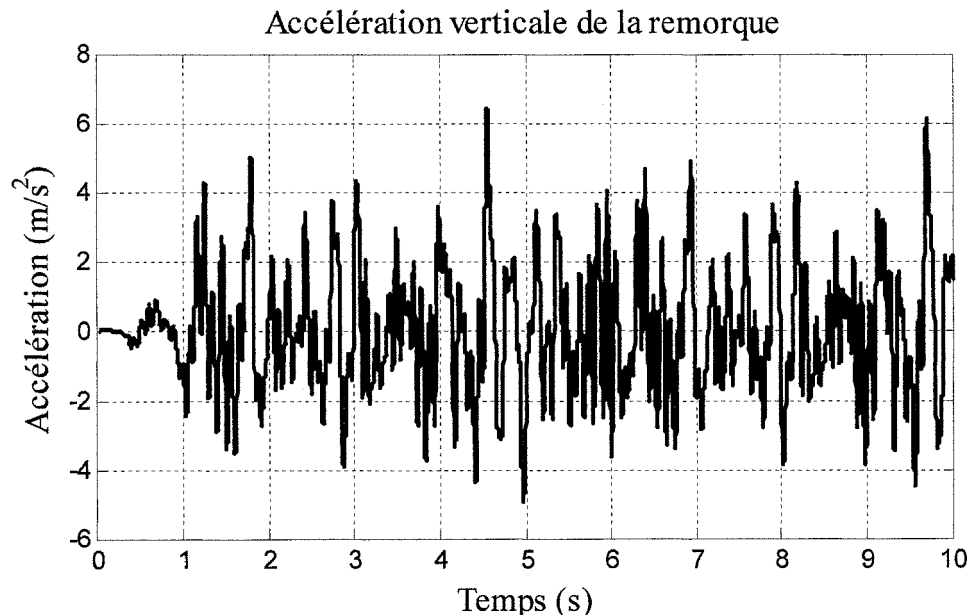
Simulation 1 : sans chargement

Le tableau 4.8 présente les valeurs numériques des éléments dépendant du type de chargement.

Tableau 4.8 : Paramètres de la remorque; simulation à vide.

Variables		Valeurs	Unités
m10	Masse de la remorque	2 091	kg
I_teta_10	Inertie en tangage de la remorque	15 180	kg*m^2
I_phi_10	Inertie en roulis de la remorque	681,79	
k7	Rigidité d'un ballon de la suspension	81 500	N/m
k8			
b7	Amortissement d'un amortisseur	2 137,50	N*s/m
b8			

La figure 4.12 montre que les accélérations peuvent atteindre les $6,25 \text{ m/s}^2$, soit environ $0,625g$. Les accélérations se situent toutefois majoritairement dans la tranche -3 m/s^2 à 3 m/s^2 , soit environ de $-0,3g$ à $0,3g$. De la figure 4.13, on remarque que l'angle de roulis maximal est de $0,045 \text{ rad}$, soit $2,58 \text{ degrés}$. La figure 4.14 montre que le mouvement du centre de gravité de la remorque oscille de $+1,8 \text{ cm}$ à -2 cm autour de sa position originale. Finalement, la figure 4.15 indique que le mouvement de tangage est négligeable car la position angulaire maximale est de moins de $0,15 \text{ degrés}$.

**Figure 4.12 :** Simulation1, accélération verticale de la remorque.

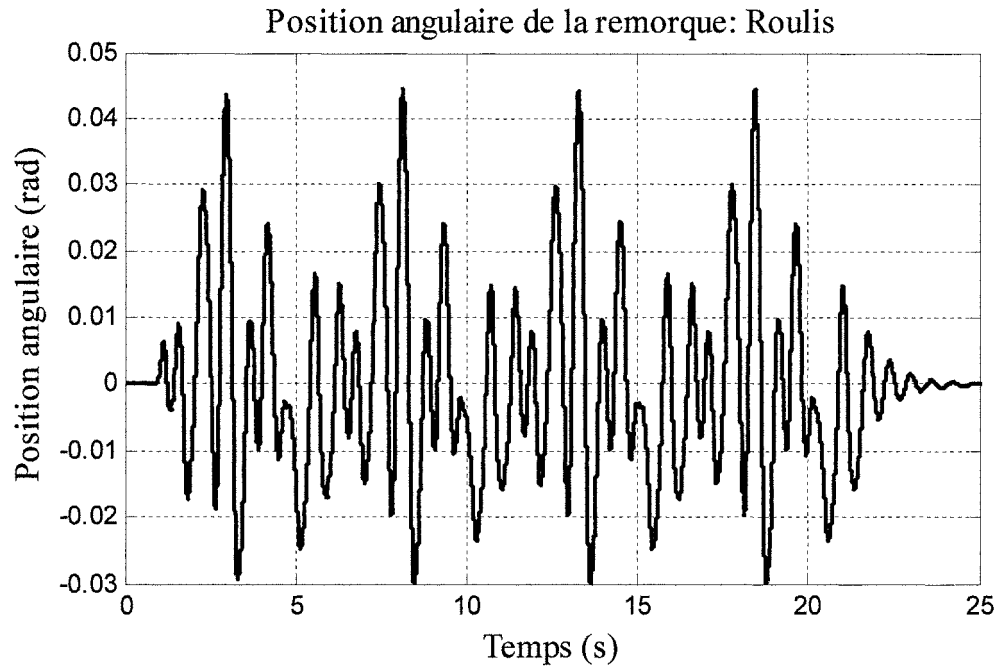


Figure 4.13 : Simulation1, roulis de la remorque.

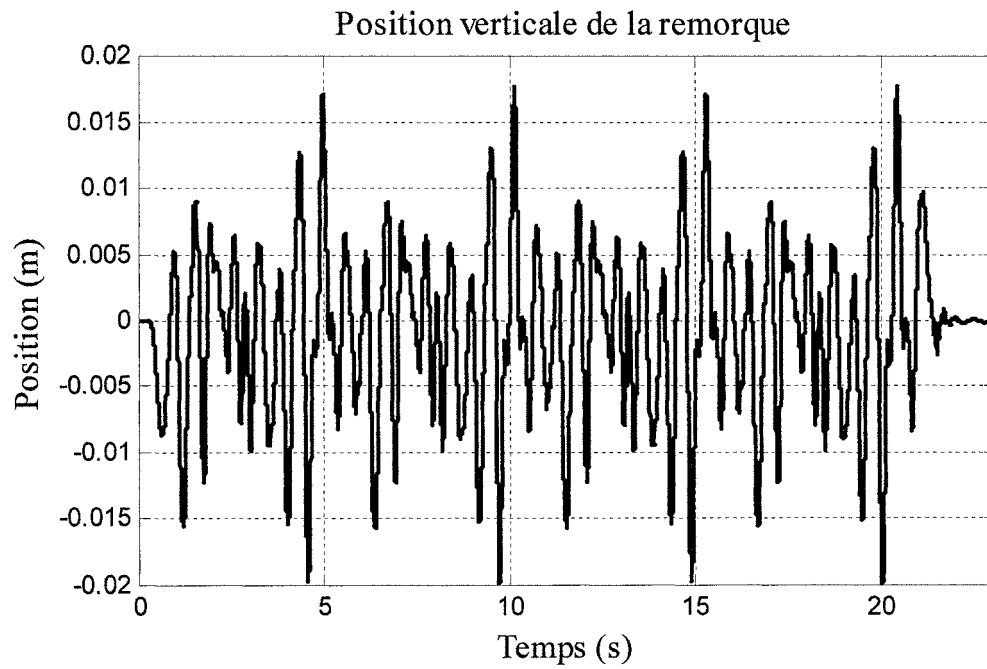


Figure 4.14 : Simulation1, position verticale de la remorque.

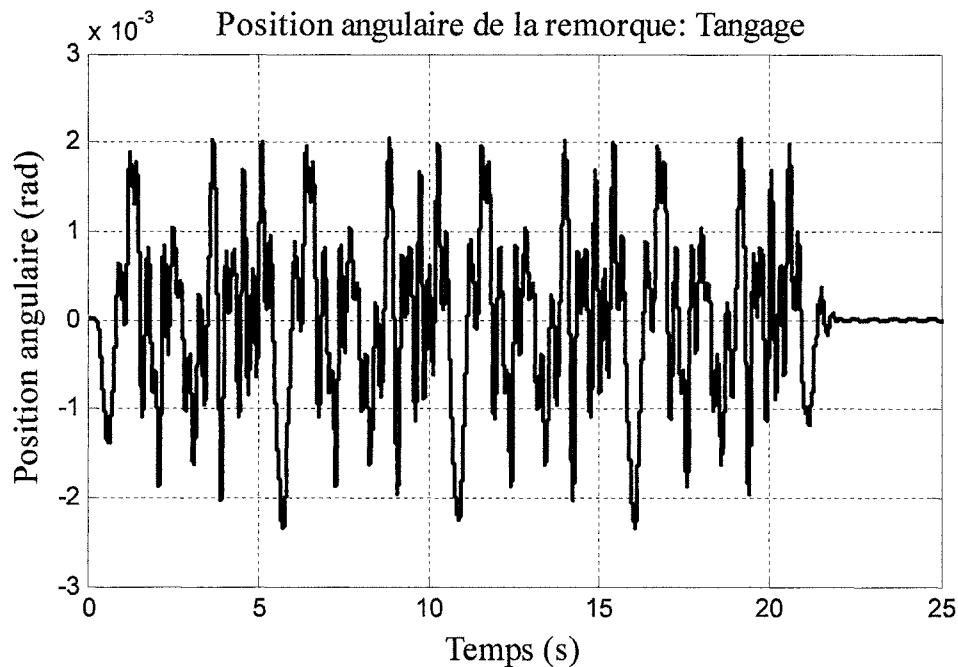


Figure 4.15 : Simulation1, tangage de la remorque.

Simulation 2 : Chargement concentré 50 000lbs

Le tableau 4.9 présente les valeurs numériques des éléments dépendant du type de chargement :

Tableau 4.9 : Paramètres de la remorque; charge 50 000 lbs

Variables		Valeurs	Unités
m10	Masse de la remorque	24 818	kg
I_teta_10	Inertie en tangage de la remorque	27 780	kg*m^2
I_phi_10	Inertie en roulis de la remorque	11 000,00	
k7	Rigidité d'un ballon de la suspension	220 500	N/m
k8			
b7	Amortissement d'un amortisseur	2 137,50	N*s/m
b8			

La figure 4.16 montre que les accélérations peuvent atteindre les $1,75 \text{ m/s}^2$, soit environ $0,175g$. Les accélérations se situent toutefois majoritairement dans la tranche -1 m/s^2 à 1 m/s^2 , soit environ de $-0,4g$ à $0,4g$. De la figure 4.17, on remarque que l'angle de roulis maximal est de $0,05 \text{ rad}$, soit $2,9 \text{ degrés}$. Cette figure montre aussi que la remorque oscille plus longtemps après l'arrêt de l'excitation. Cette oscillation s'atténue graduellement. En réalité, le retour à la position d'équilibre se ferait plus rapidement en raison du

comportement réel des amortisseurs ainsi que de la torsion de la structure. Pour des faibles vitesses de déplacement, les amortisseurs ont une constante d'amortissement plus élevée que celle employée pour la simulation. Le graphique 4.18 montre que le mouvement du centre de gravité de la remorque oscille de +2,25 cm à -1,8 cm autour de sa position originale. La figure 4.19 montre, elle aussi, que le tangage est négligeable en raison d'un maximum à 0,14 degrés.

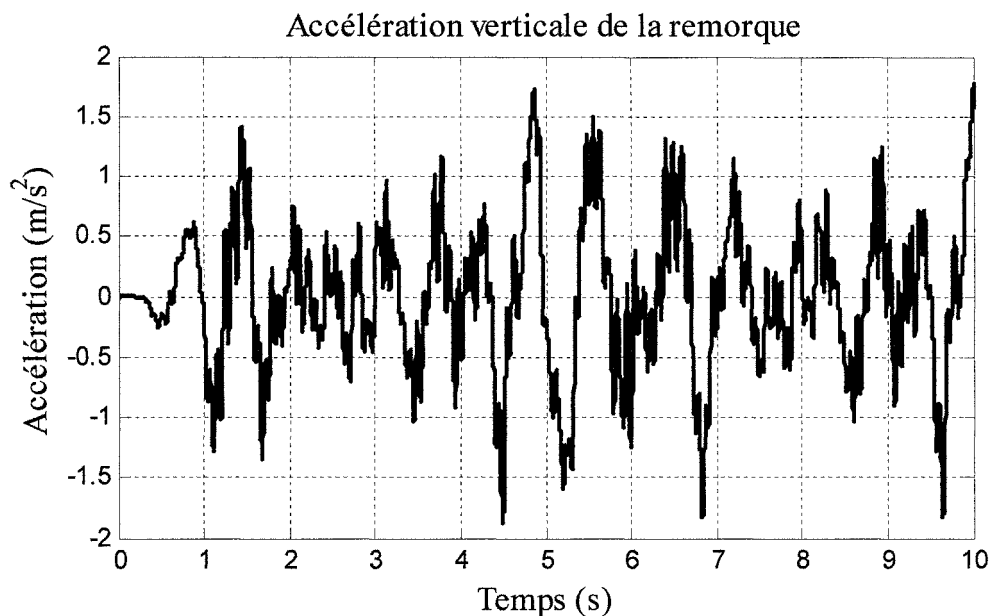


Figure 4.16 : Simulation2, accélération verticale de la remorque.

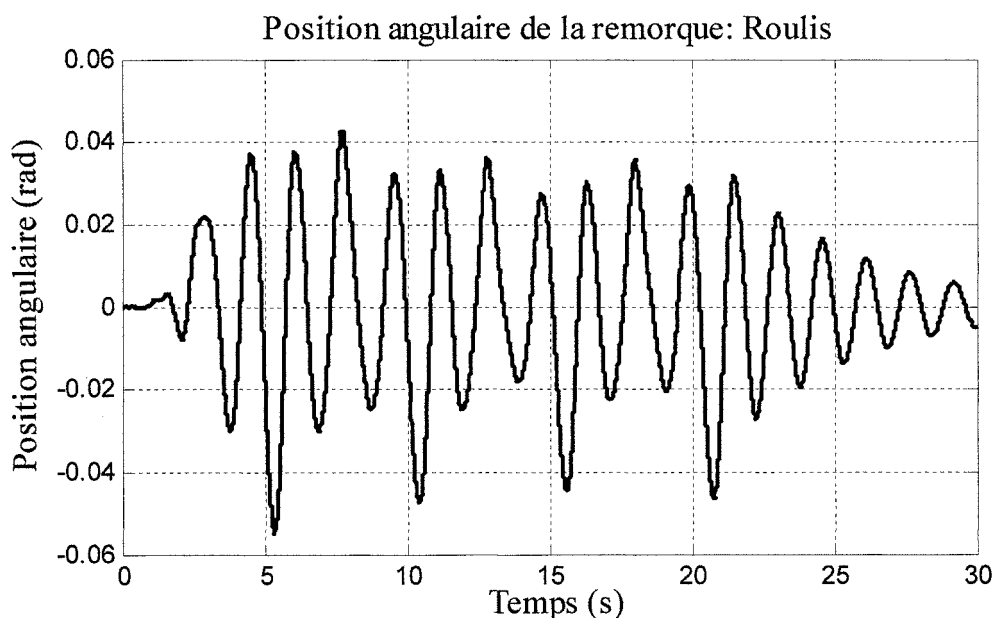


Figure 4.17 : Simulation2, roulis de la remorque.

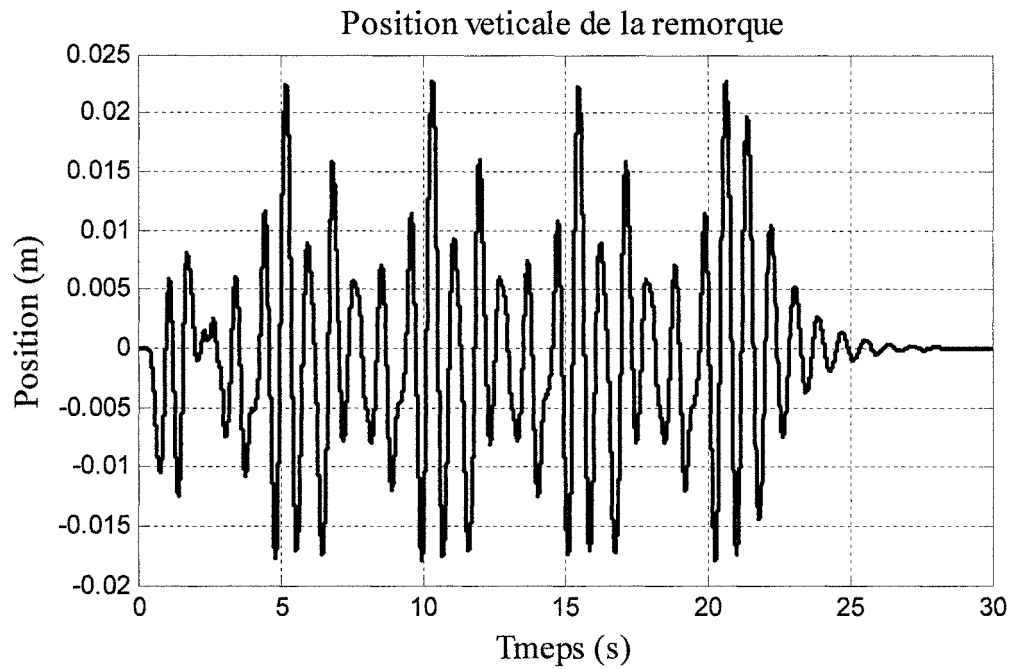


Figure 4.18 : Simulation2, position verticale de la remorque.

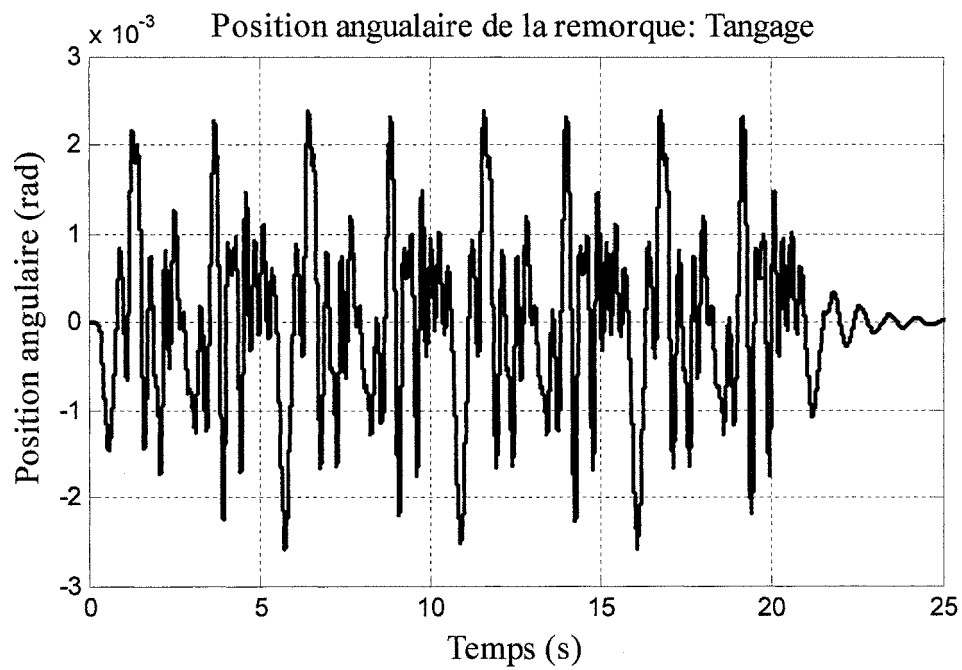


Figure 4.19 : Simulation2, tangage de la remorque.

4.8.4 Conclusion des simulations

Le comportement dynamique de la remorque sous diverses conditions (rigidité de la suspension et chargement) a été simulé. Ces résultats serviront à une comparaison avec les résultats expérimentaux et permettent déjà d'identifier l'étendue de la plage d'accélération nécessaires à la sélection des instruments qui seront employés pour les essais routiers. Les accélérations de la remorque sous un chargement de 22 700 kg (50 000 lbs) sont inférieures à celle du cas sans charge alors que ses déplacements sont d'une amplitude supérieure; ce qui reflète bien le comportement réel des remorques. Les simulations ont aussi montré la stabilité de la remorque tant suivant le mouvement de bondissement que suivant les mouvements de tangage et de roulis.

Les faibles valeurs des angles de tangage indiquent que ce mouvement n'aura pas d'impact sur la dynamique du prototype.

Les écarts entre les résultats de la simulation sans chargement et ceux de la simulation sous une charge maximale devraient être accentués lors des essais routiers en raison des effets de flexions et de torsions qui seront engendrés dans la structure par le passage de la remorque sur un pavé inégal, en vallons et sinueux.

4.9 CONCLUSION

Deux simulateurs ont été développés, soit un premier à deux dimensions et un second à trois dimensions. L'emploi de ce dernier est privilégié puisqu'il peut servir tant aux simulations en deux dimensions qu'aux simulations en trois dimensions. Les simulateurs, programmés à l'aide de Matlab/SIMULINK suivant la seconde loi de Newton, réagissent de manière cohérente; ils sont sensibles au bon moment aux excitations de la route et se stabilisent aux valeurs cibles, tant en position verticale qu'en positions angulaires.

La détermination des valeurs numériques des éléments des suspensions ainsi que des masses et inerties des corps formant le système ont permis de simuler le comportement dynamique de la remorque de la manière la plus près possible de la réalité, bien que les résultats soient limités par les hypothèses régissant le modèle. La simulation sans charge révèle des pointes d'accélération de l'ordre de 0,6g alors que la simulation sous une charge de 22 700 kg (50 000 lbs) montre des maximums près de 0,18g.

Le modèle employé étant fait de cadres rigides, les effets de la flexion de la remorque ne paraissent pas sur les résultats obtenus. Il en va de même pour l'amortissement inhérent à la déformation de la structure et aux forces ainsi engendrées. Le but du modèle étant d'obtenir l'ordre de grandeur des accélérations que subira le prototype, il n'est pas nécessaire de le complexifier pour tenir compte des effets de flexion et de torsion. Les résultats des

simulations sont donc des surévaluations des accélérations réelles qui seront ressenties à la charge.

Les simulations ont aussi démontré que le mouvement de tangage de la remorque est presque inexistant en raison de la dimension de la structure.

CHAPITRE 5

INSTRUMENTATION ET DESCRIPTION DES ESSAIS

5.1 INTRODUCTION

L'obtention de données sur le comportement dynamique de la remorque permettra de déterminer les charges additionnelles engendrées par les accélérations verticales auxquelles elle est soumise. Des essais de chargement statique jumelés à une instrumentation adéquate permettront de valider les résultats des simulations par éléments finis. La réalisation d'essais routiers permettra d'évaluer la stabilité verticale et latérale de la remorque tout en mesurant les accélérations réelles auxquelles elle est soumise.

5.2 INSTRUMENTATION

Les données à obtenir étant les accélérations et les contraintes aux endroits critiques de la structure, les instruments utilisés ainsi que leur positionnement et leur mode de fonctionnement sont ici décrits.

5.2.1 IMU

Trois modules IMU (Inertia Measurement Unit) 3DM-GX2 de Microstrain sont utilisés. Ces modules servent à la fois d'accéléromètres et de capteur d'orientation. Les valeurs de sortie sont les accélérations dans les trois directions ainsi que les vitesses angulaires suivant le tangage, le roulis et le lacet. L'acquisition de ces données se fait à l'aide du logiciel Inertia-Link de Microstrain à un taux d'échantillonnage de 100 Hz.

Emplacement des modules

Tous les modules sont positionnés sur l'axe central de la remorque. Le premier est installé près du point d'ancrage entre la remorque et le véhicule-tracteur. Le second est placé au

centre de la remorque, à l'endroit où la charge sera placée, et le dernier est sur le dessus de la remorque vis-à-vis les essieux de la remorque. Ils sont respectivement notés IMU1, IMU2 et IMU3.

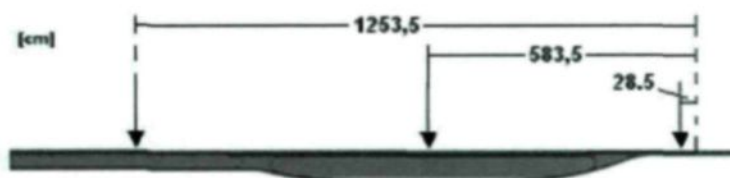


Figure 5.1 : Positionnement des IMU.

5.2.2 Jauges de déformation

Sept « quart de pont » de jauges seront installés aux zones critiques de la remorque afin de mesurer les contraintes dans la structure. Ces jauges permettront de valider les résultats des simulations statiques ainsi que de fournir en temps réel les contraintes subies par la remorque.

Jauges employées

- Modèle #1 : Omega
SGD-3/350-LY43
Constantan
350 ohms
GF = 2,01
- Modèle #2 : MM
CEA-06-250UW-350
Constantan
 $350 \pm 0,3\%$ ohms
GF à 24°C = $2,105 \pm 0,5\%$
Sensibilité transversale à 24°C = $(+0,3 \pm 0,2)\%$
- Modèle #3 : MM
WD-DY-125BT-350
Isoélastique
 $350 \pm 0,3\%$ ohms
GF à 75°F = $3,21 \pm 2\%$

Trois modèles de jauge de déformation ont été employés. La diversité des jauges est due à la difficulté d'installation du premier modèle de jauge employé (modèle #1). Étant donné les emplacements à instrumenter ainsi que le fait que ces jauges sont de très petite taille, la soudure des fils s'est avérée ardue au point qu'il était plus sage de remplacer certaines jauges. Le second modèle (modèle #2) offre une plus grande surface pour la soudure des fils. Le troisième modèle (modèle #3) est muni de filaments auxquels les fils sont soudés.

Le constantan (45Ni, 55Cu) est le matériau le plus couramment employé. Sa sensibilité est constante sur une grande plage de déformation, sa résistivité est élevée et il est peu affecté par les variations de température (auto-compensation en température). Le matériau « isoélastique » offre un facteur de jauge (GF) plus important et il est également plus sensible aux variations de température. Les jauges, ayant une résistance de base de 350 ohms, offrent une bonne sensibilité aux déformations.

Méthode de calcul des contraintes

La variation de la résistance d'une jauge permet d'obtenir la déformation subie. Cette déformation étant égale à celle du matériau sur lequel elle est collée, la contrainte peut donc en être déduite.

Le facteur de jauge est une donnée du fabricant tirée de la relation entre la variation des dimensions de la jauge et la variation de sa résistance :

$$GF = \frac{\Delta R / R}{\Delta L / L} \quad (5.1)$$

Cette valeur standardisée peut aussi être exprimée suivant la sensibilité du matériau dont est composée la jauge :

$$GF = S_{xx} (1 - k \nu_0) \quad \text{où} \quad \begin{array}{l} S_{xx} : \text{Sensibilité aux déformations, direction x.} \\ k : \text{Facteur de sensibilité transversale.} \\ \nu_0 : \text{Coefficient de Poisson.} \end{array} \quad (5.2)$$

Le facteur de jauge est déterminé par les compagnies sur de l'acier laminé à froid ($\nu_0 = 0,285 \pm 1\%$). Ce facteur étant utilisé pour la détermination des déformations, l'emploi des jauges sur un matériau dont le coefficient de Poisson est différent est une source d'erreur. Pour un matériau dont le coefficient de Poisson est de 0,4 et pour une jauge dont le facteur de sensibilité transversal est de 3%, l'erreur engendrée est de 0,34% [33]. La remorque étant en aluminium 6061-T6 (coefficient de Poisson de 0,33) et le facteur de sensibilité transversal des jauges étant faible, l'erreur engendrée est moindre.

La lecture de la déformation se fait à partir d'un pont Wheatstone en quart de pont, soit une seule jauge dans le circuit. Une fois le pont équilibré, une déformation de la jauge engendre une différence de potentiel V_0 . Le rapport entre cette valeur et la tension d'alimentation est fonction de la déformation de la jauge suivant la relation suivante :

$$(5.3) \quad \frac{V_0}{V} = \frac{GF \cdot \varepsilon}{4} \left[\frac{1}{1 + \frac{GF \cdot \varepsilon}{2}} \right]$$

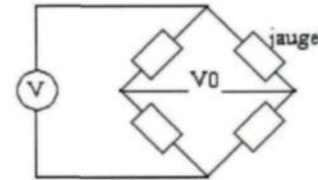


Figure 5.2 : Pont Wheatstone.

De cette relation, la déformation longitudinale est obtenue et la contrainte dans le matériau est déduite :

$$\varepsilon = \frac{4V_0}{GF(2V_0 + V)}$$

$$\sigma = E\varepsilon$$
(5.4)

Emplacement des jauges

Diverses jauges sont installées afin de pouvoir valider les simulations par éléments finis ainsi que pour être en mesure d'observer les effets dynamiques sur les contraintes. Les simulations statiques ont montré que les régions sensibles de la structure de la remorque sont situées dans les transitions avant et arrière entre la coque et le plancher de chargement :

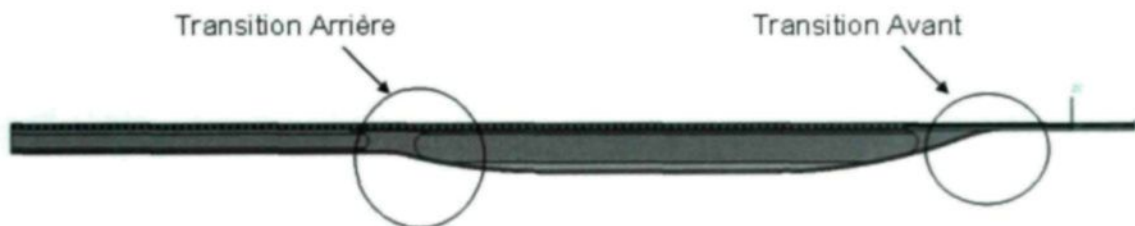


Figure 5.3 : Identification des zones critiques dans la structure.

Pour la transition avant, le maximum de contrainte dans la coque se situe au joint entre la plaque latérale et la plaque formant le dessous de la remorque :

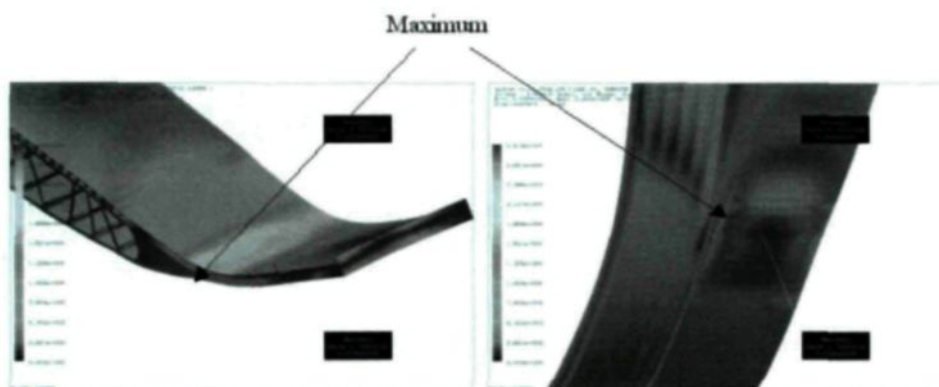


Figure 5.4 : Éléments finis, contraintes dans le « gooseneck ».

Lors de la fabrication du prototype, une plaque de renfort à été ajoutée au début de la transition avant :

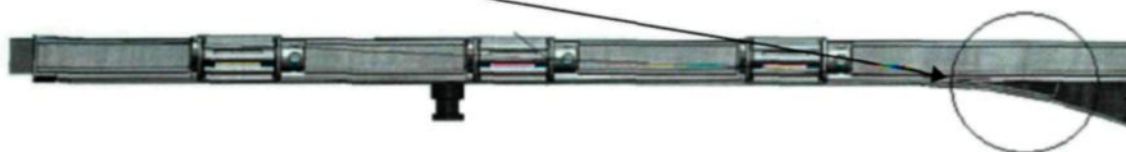


Figure 5.5 : Plaque de renfort au « gooseneck ».

Une jauge de déformation (modèle #2) est donc placée après la fin de ce renfort et près du joint entre les plaques formant le « coin » dans la transition de la coque. Cette jauge est ensuite protégée (figures 5.6 et 5.7).



Figure 5.6 : Jauge1 et plaque de protection.



Figure 5.7 : Jauge 1.

Pour ce qui est de la transition arrière, le maximum de contraintes est sur le renfort vertical situé à l'intérieur de la coque. Une jauge (modèle #3) est donc placée à cet endroit (figure 5.8).

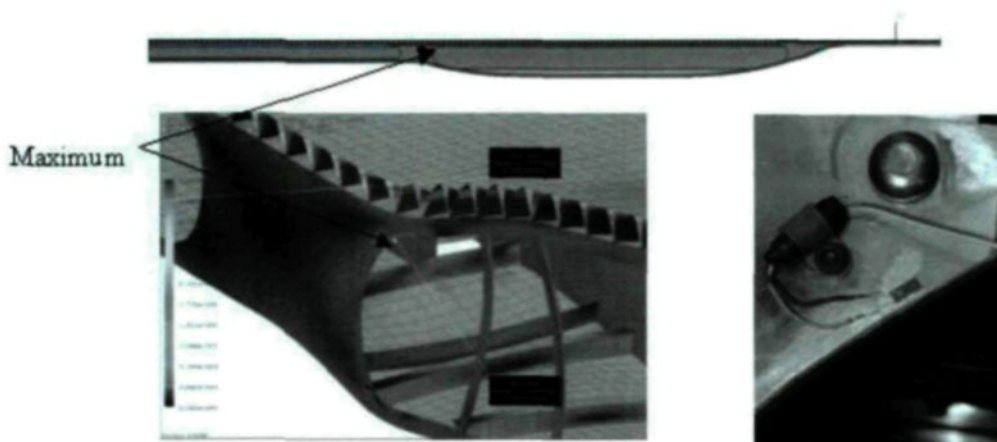


Figure 5.8 : Jauge 7.

Deux jauges (modèle #1) sont installées sur le dessus de la remorque, vis-à-vis le centre de la coque, et une autre (modèle #1) est installée sous la coque :

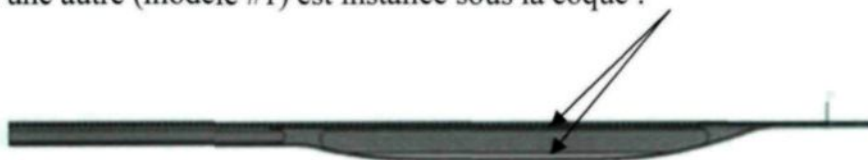


Figure 5.9 : Positionnement des Jauges 4 et 6.

Pour les jauges du dessus, la première est au centre de la remorque positionnée longitudinalement alors que la seconde est vis-à-vis le dessus de la paroi de la coque mais

décalée du côté extérieur afin d'obtenir l'effet de flexion de la plate-forme. Cette dernière jauge est orientée latéralement.

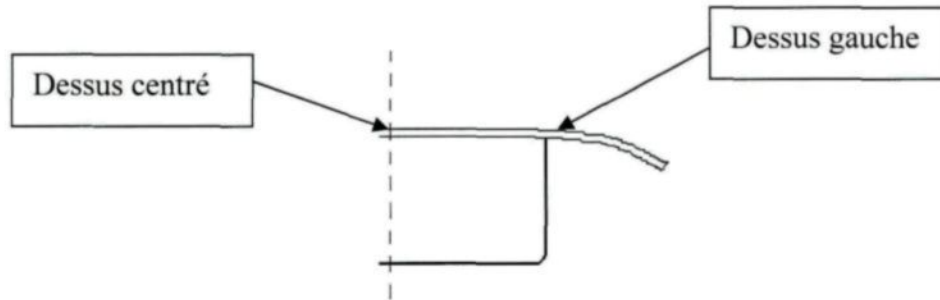


Figure 5.10 : Positionnement des Jauges 4 et 5.



Figure 5.11 : Jauges 4 et 5.

La troisième jauge, placée sous la coque devait être positionnée vis-à-vis la jauge centrée du dessus. Toutefois, en raison de la présence d'une soudure dans la coque, elle a été déplacée vers l'arrière. La figure 5.12 montre cette jauge. Lors des essais routiers, elle sera également protégée par une plaque d'aluminium telle que présentée à la figure 5.6.

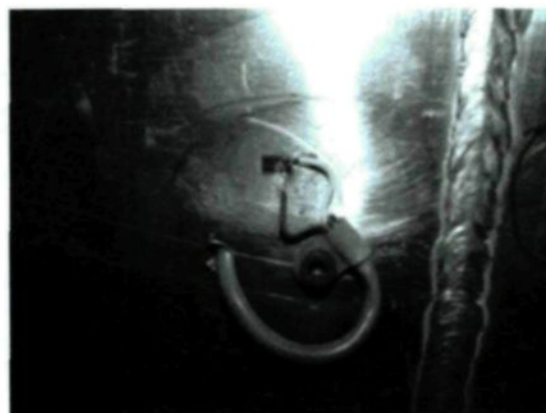


Figure 5.12 : Jauge 6.

Les extrusions constituant le devant du plancher de chargement sont orientées longitudinalement alors que le reste des extrusions sont orientées latéralement. Deux jauges sont donc placées perpendiculairement, l'une par rapport à l'autre, sous la plate-forme à la jonction des deux orientations des extrusions en raison des changements de sections engendrés ainsi que de la présence de nombreux joints de soudure.



Figure 5.13 : Positionnement des Jauges 2 et 3.



Figure 5.14 : Jauges 2 et 3.

La jauge de gauche est du modèle #2 et est orientée sur l'axe latéral de la remorque alors que celle de droite est du modèle #3 et est orientée longitudinalement.

Positionnement global

La figure 5.15 présente le positionnement global des jauges sur la remorque. Les positions sont données en centimètres.

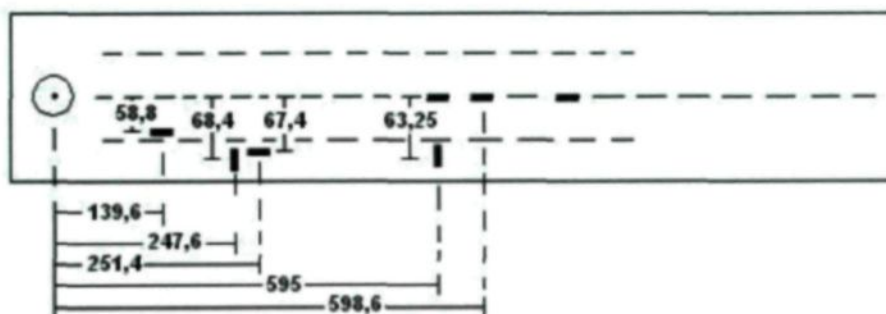


Figure 5.15 : Positionnement global des jauges.

5.2.3 Système d'acquisition

Le système d'acquisition est composé de trois ordinateurs portables permettant l'acquisition simultanée des données des jauges de déformations et des modules IMU. La fréquence d'acquisition est de 100 Hz. Un onduleur 12VDC-110VAC de 900W pouvant être branché dans l'allume cigarette du véhicule est employé afin de fournir le courant nécessaire au système d'acquisition lors des essais routiers.

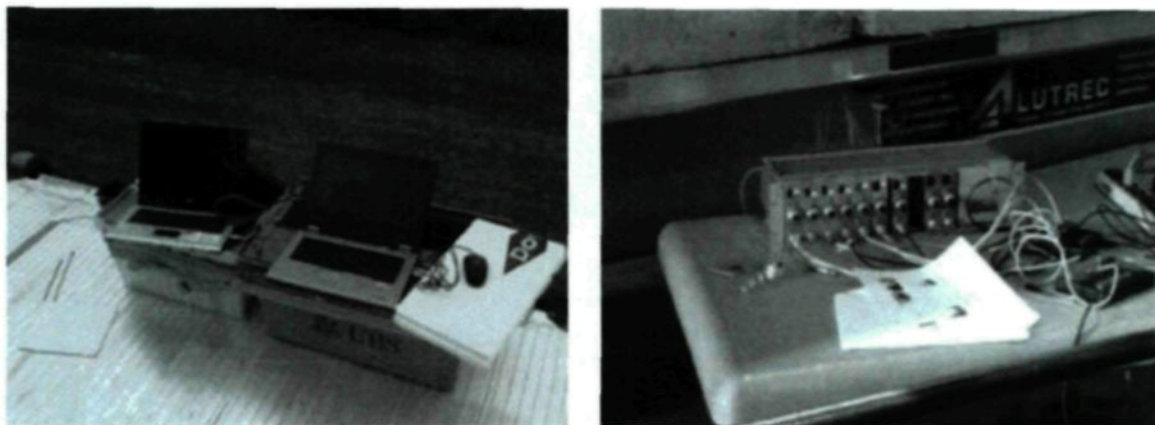


Figure 5.16 : Système d'acquisition.

Pour les mesures de déformation, un circuit de conditionnement permet le balancement initial des ponts de jauges ainsi que l'amplification des tensions de sortie. Les facteurs d'amplifications sont déterminés expérimentalement suivant le principe de l'étalonnage « Shunt ». Il s'agit simplement d'ajouter une résistance de valeur connue en parallèle avec soit la jauge ou la résistance de la même branche. Cette méthode permet de simuler une déformation en tension ou en compression de la jauge. Une fois cette déformation connue, l'application des équations de l'électricité au circuit du pont Wheatstone permet d'obtenir la tension théorique de « débalancement » du pont. En comparant cette valeur avec celle obtenue expérimentalement, le facteur d'amplification est obtenu.

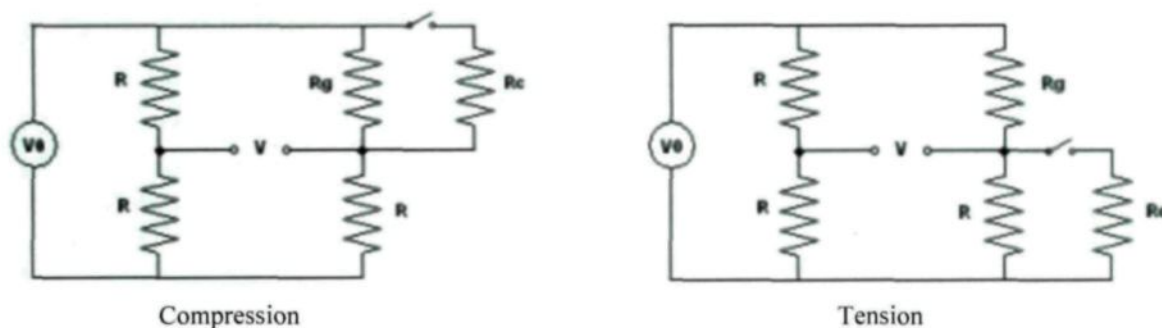


Figure 5.17 : Simulation de déformations dans un pont Wheatstone.

La déformation simulée par l'ajout en parallèle à la jauge d'une résistance est déterminée par la relation suivante où R_G est la résistance nominale de la jauge de déformation, GF est le facteur de jauge et R_C est la valeur de la résistance ajoutée.

$$\varepsilon_s = \frac{-R_G}{GF(R_G + R_C)} \quad (5.5)$$

Pour une résistance de 87 150 ohms et pour une jauge de 350 ohms dont le facteur de jauge est de 2,105, la déformation équivalente est de :

$$\varepsilon_s = \frac{-350}{2,105(350 + 87\,150)} = -0,00190023753 \quad (5.6)$$

La tension théorique associée à cette déformation est de $-0,00300601$ V. Expérimentalement, la tension mesurée est de $-2,992$ V. le facteur d'amplification est donc de :

$$Facteur = \frac{-2,992}{-0,00300601} = 995,3393 \quad (5.7)$$

Le tableau 5.1 présente les facteurs d'amplifications des circuits employés pour l'acquisition des déformations dans la structure de la remorque.

Tableau 5.1 : Facteurs d'amplifications.

Résistance Rc: 87 150 ohms					
Déformation simulée (m/m): 0,0019					
Pont de jauge	Facteur de jauge	Déformation simulée	Tension théorique	Tension expérimentale	Facteur d'amplification
		(m/m)	(V)		
1	2,105	-0,001900238	-0,00300601	-2,992	995,3393
2	3,21	-0,001246106	-0,001969873	-2,9909	1 518,3209
3	2,105	-0,001900238	-0,00300601	-2,9216	971,9196
4	2,01	-0,00199005	-0,003148385	-2,9893	949,4708
5	2,01	-0,00199005	-0,003148385	-2,994	950,9636
6	2,01	-0,00199005	-0,003148385	-2,9727	944,1983
7	3,21	-0,001246106	-0,001969873	-2,9889	1 517,3056

5.3 ESSAIS

Divers essais sont nécessaires afin de pouvoir attester des effets de la dynamique sur la remorque. Les premiers essais, soit la pesée, l'essai STEP et les chargements statiques servent à vérifier les valeurs à utiliser et à valider les résultats obtenus lors des simulations par éléments finis. Les essais routiers quant à eux permettent de vérifier l'impact des accélérations sur l'importance des contraintes. Ils serviront aussi à observer le comportement routier de la remorque.

5.3.1 Essais en usine

Lors des essais statiques et dynamiques réalisés en usine, l'acquisition des données des ponts de jauges a été réalisée à l'aide d'un logiciel maison alors que les accélérations ont été mesurées avec le logiciel fourni par le fabricant des IMU en raison de conflits inattendus entre les instruments.

Trois types d'essais sont réalisés chez Alutrec, soit une pesée, des essais STEP ainsi que des essais de chargement statiques.

Pesée

Les valeurs de masse employées lors des simulations étaient approximatives. Une pesée permet d'obtenir les valeurs exactes de la masse de la remorque ainsi que d'obtenir les charges aux essieux, et ce, pour tous les cas de chargements considérés.

Les pesées sont effectuées à plat en usine et à l'aide de quatre balances Haenni W100 employées par Contrôle Routier Québec de la région Chaudière-Appalaches. Cette agence fait partie de la Société de l'Assurance Automobile du Québec (SAAQ) et relève du ministre des transports du Québec.

Chargements statiques

La remorque est soumise à un chargement graduel de 22 700 kg (50 000 lbs) constitué de blocs de béton pesant environ 1 590 kg (3 500 lbs) chacun. La charge est centrée et positionnée de façon à respecter la réglementation du ministère des transports. Avant de commencer à charger la remorque, cette dernière est fixée à un véhicule-tracteur et les zéros des ponts de jauges sont ensuite effectués. Le système d'acquisition enregistre les

valeurs de déformations aux jauges en continu. La figure 5.18 montre un essai de chargement.

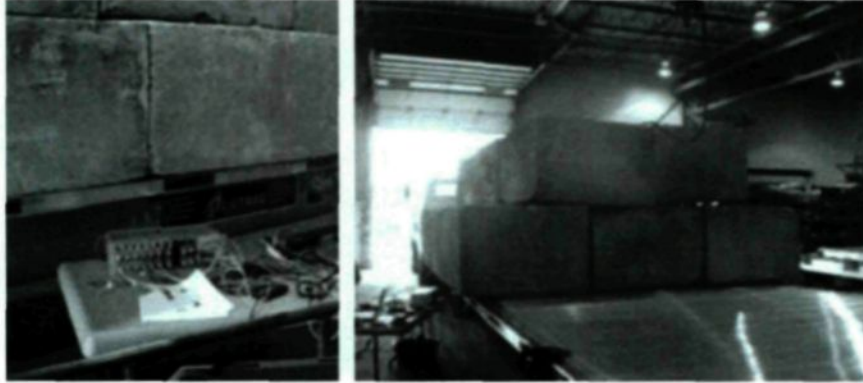


Figure 5.18 : Essai de chargement statique.

Essai STEP

Cet essai est inspiré du «VSB11 STEP test» [34]. L'essai STEP vise à obtenir expérimentalement la valeur de la rigidité et de l'amortissement de la suspension du prototype. Il consiste à laisser tomber la remorque d'une hauteur connue et à obtenir par le biais de l'instrumentation le profil de la position de la remorque dans le temps; d'obtenir un profil similaire à la figure 5.19.

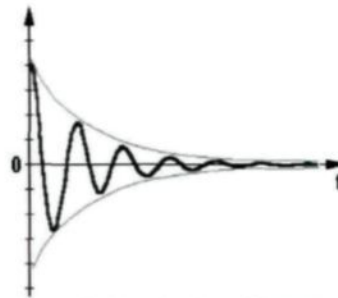


Figure 5.19 : Principe de l'essai STEP.

De ce graphique, le décrément logarithmique est facilement identifiable en calculant le logarithme naturel du rapport de deux amplitudes successives :

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2} \quad (5.8)$$

De ce terme, le rapport d'amortissement est calculé :

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \quad (5.9)$$

De la fréquence d'oscillation, la fréquence naturelle du système peut être déterminée de la manière suivante :

$$\omega = \frac{2\pi}{\tau} = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (5.10)$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{\tau \sqrt{1 - \zeta^2}}$$

Connaissant la masse de la remorque et de son chargement, la rigidité du système de suspension est déduite de la relation :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.11)$$

$$k = \omega_n^2 m$$

L'amortissement est obtenu par :

$$C_c = 2m\omega_n$$

$$C = \zeta C_c \quad (5.12)$$

$$C = \zeta 2m\omega_n$$

5.3.2 Essais routiers

Des essais routiers sont réalisés afin d'obtenir des données sur le comportement réel de la remorque. Deux types de route sont recherchés. Une route sinueuse permettrait d'évaluer le comportement latéral de la remorque, soit son roulis alors qu'une route vallonnée permettrait l'étude de sa stabilité verticale. Finalement, une route de chantier permettrait

d'obtenir des données sur le comportement de la remorque dans de mauvaises conditions d'utilisation. L'importance de la flexion de la remorque peut aussi être évaluée sur ce type de route.

Puisque le but de ces essais est d'obtenir des résultats liés à une utilisation réelle de la remorque, les essais routiers seront réalisés à une vitesse normale et cohérentes avec les événements rencontrés, soit les virages et autres.

Choix de la route

La route sélectionnée comprend les caractéristiques des deux types de routes envisagées ainsi que d'une section non pavée. Il s'agit d'un circuit d'environ 4.5 km formé du rang Armagh, des routes Saint-André, Beaudoin et Bernard situé à Sainte-Agathe de Lotbinière. La figure 5.20 montre ce trajet.

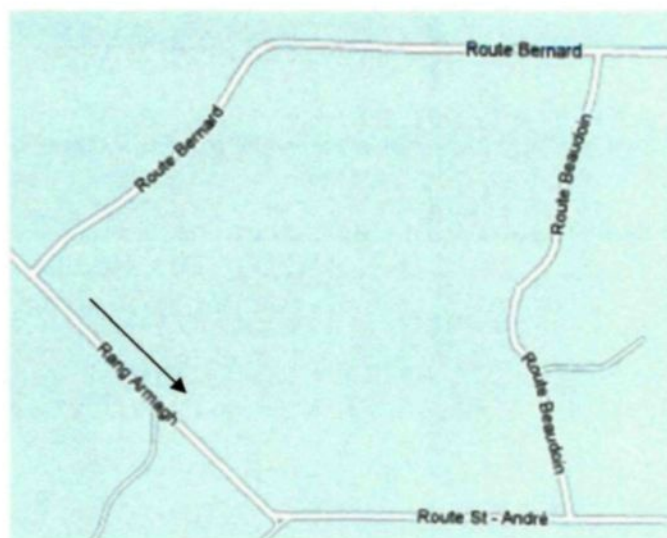


Figure 5.20 : Circuit des essais routiers

La première partie du circuit, débutant au coin Armagh/Bernard et se terminant au coin St-André/Beaudoin, est sur une chaussée asphaltée. La seconde partie, la route Beaudoin, est une route de terre. La dernière partie, la route Bernard, est asphaltée.

Réalisation des essais routiers

L'acquisition est réalisée par trois ordinateurs distincts. Une des tâches à accomplir est la synchronisation des équipements. Étant donné l'installation, il s'avère impossible de

démarrer l'acquisition des trois ordinateurs simultanément. Chaque système est donc lancé indépendamment. Au démarrage, le véhicule fait passer la remorque sur une rampe afin que les IMU aient un événement en commun servant à déterminer le temps zéro de l'acquisition. Toutefois, l'amplitude du mouvement n'étant pas constante d'un IMU à l'autre ainsi que la présence de mouvements parasites engendrés par le démarrage du véhicule-tracteur ont nécessité l'emploi d'une autre méthode. Les vitesses angulaires autour de l'axe Z ont donc servi de références. Le détail de cette méthode est présenté à la section 6.4.2.

Le démarrage de l'équipement se fait lorsque la remorque est immobile et que le tracteur est en marche et l'arrêt de l'acquisition se fait lorsque la remorque est de retour à son point de départ.

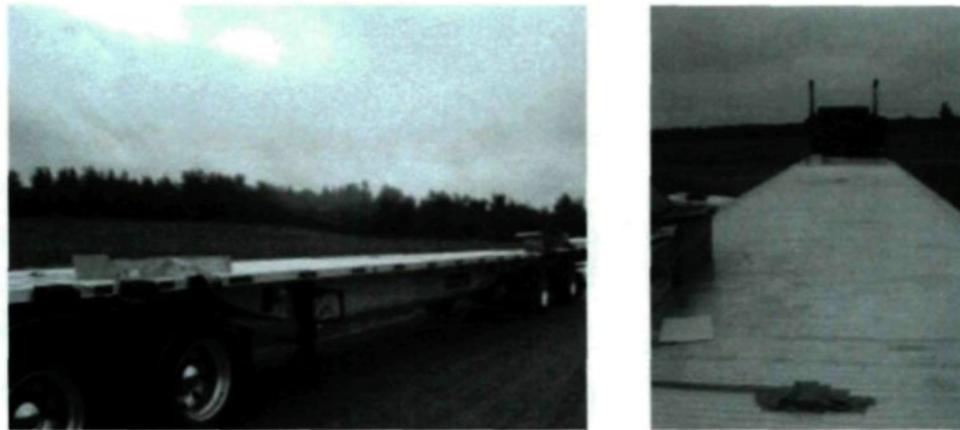


Figure 5.21 : Essais routiers.

Les figures 5.16 et 5.21 montrent l'installation de l'équipement sur le prototype. Plus précisément, sur la figure 5.21, on aperçoit les modules IMU positionnés sur la plate-forme de la remorque. Les rubans servent à les protéger des intempéries. Le système d'acquisition (figure 5.16) n'est toutefois pas visible puisqu'il est situé à l'intérieur de la coque de la remorque, fixé à la trappe d'accès. Des trous percés dans cette dernière permettent le passage des fils reliant le système d'acquisition aux ordinateurs qui sont à l'intérieur des boîtes fixées à l'extrémité de la plate-forme de la remorque.

5.4 CONCLUSION

Ce chapitre a présenté les équipements utilisés lors des différents essais ainsi que leur positionnement. Les définitions et principes directeurs des essais ont aussi été discutés.

L'essai STEP permet d'identifier les valeurs des constantes de la suspension afin de réaliser les simulations de la dynamique de la remorque (voir chapitre 4). Les essais de chargement permettront d'évaluer les contraintes statiques dans la remorque alors que les essais routiers serviront à identifier sa stabilité ainsi que les surcharges engendrées par sa dynamique.

CHAPITRE 6

ESSAIS STATIQUES ET DYNAMIQUES

6.1 INTRODUCTION

Ce chapitre constitue l'analyse des résultats des différents essais et simulations présentés dans les chapitres précédents.

6.2 PESÉE

Une pesée en usine a démontrée que la remorque complète, c'est-à-dire en incluant les essieux, les roues, les pattes de stationnements et les autres accessoires, pèse 3 634 kg (7 995 lbs). Pour un entre-axe de 1,37m (54 po) et pour une distance de 12,5m (492 po) entre le point d'ancrage et le centre du groupe d'essieux, la charge totale aux essieux est de 2 775 kg (6105 lbs).

6.3 CHARGEMENT STATIQUE

6.3.1 Essais de chargement

Les tableaux 6.1 et 6.2 montrent les contraintes moyennes dans le matériau au niveau des jauges de déformations lors de deux essais de chargement. Les valeurs positives correspondent à une tension dans le matériau alors que les valeurs négatives correspondent à une compression.

Ces contraintes correspondent à la moyenne des valeurs échantillonnées sur les périodes stables d'enregistrement. L'échantillonnage des données étant en continu, les impacts lors de l'ajout des charges (constituées de blocs de béton d'environ 1 590 kg (3 500 lb) chacun) ainsi que les mouvements subséquents de la remorque causent des variations pouvant être importantes. Les valeurs présentées sont donc prises suite à la stabilisation de la remorque.

Tableau 6.1 : Premier essai de chargement.

Nombre de blocs	Contraintes moyennes (Mpa)						
	Jauge #						
	1	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0	0	0	0
1	7,8043	5,4111	-1,1144	-6,258	-0,7327	-1,7889	-0,1477
2	10,7817	4,081	-1,6524	-8,2915	-1,2022	-2,1354	-0,2905
3	14,9827	-7,487	-2,7899	-10,3378	0,0905	-1,9876	-0,6018
4	23,3049	0,1425	-4,1538	-14,4222	2,0759	-1,2708	-0,8697
5	43,1786	-10,7663	-9,3629	-26,4167	3,1664	3,3655	-1,9147
6	56,0281	-11,1978	-12,6131	-34,2998	16,1603	7,7126	-0,2159
7	77,2042	6,2782	-17,302	-44,4191	21,6285	17,4805	-1,9793
8	87,2399	1,9214	-19,1076	-48,1374	23,1381	21,5049	-0,1132
9	93,4724	-0,6491	-21,1658	-53,0833	24,6616	25,7564	-5,3334
10	104,4544	-5,7218	-23,8826	-58,971	32,1731	31,6239	-5,0239
11	118,8527	-6,8423	-26,6601	-67,6289	42,0277	37,6137	-4,1549
12	131,5596	-6,9618	-29,6762	-74,8262	44,8586	43,2872	-6,6608
13	140,4059	-7,9907	-31,7694	-80,5118	45,0952	48,3918	-10,4299
14	148,0201	-7,8179	-33,2848	-85,8637	46,5031	52,4778	-9,2328
15	154,4394	-8,8448	-34,847	-89,1763	47,4424	56,4661	-14,564

Tableau 6.2 : Second essai de chargement

Nombre de blocs	Contrainte moyenne (MPa)						
	Jauge #						
	1	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0	0	0	0
1	13,38	-0,08	2,10	-4,42	Non disponibles	Non disponibles	Non disponibles
2	27,60	0,05	1,45	-11,14			
3	39,79	-0,51	0,02	-15,55			
4	54,73	-0,81	-2,21	-22,55			
5	68,87	-1,18	-3,87	-26,70			
6	81,70	-2,40	-6,00	-31,30			
7	99,45	-7,20	-11,36	-36,90			
8	115,73	-7,89	-13,81	-39,88			
9	128,67	-9,10	-16,17	-41,93			
10	136,83	-9,95	-17,22	-50,85			
11	146,75	-10,66	-18,40	-52,20			
12	153,68	-10,97	-20,30	-57,58			
13	160,48	-11,36	-20,41	-64,48			
14	168,99	-11,84	-21,53	-67,33			
15	173,61	-12,14	-22,35	-73,45	26,95	46,38	9,13

Lors du premier essai de chargement statique, le système d'acquisition était alimenté par un courant alternatif provenant d'une prise murale. Lors du second essai de chargement, soit avant de réaliser les essais routiers, l'alimentation s'est fait par un onduleur branché à la batterie du véhicule-tracteur. Les ponts de jauges étant extrêmement sensibles aux variations de la tension d'alimentation, le bruit engendré par l'onduleur a compliqué l'analyse des données. Les graphiques ci-dessous montrent bien la différence entre les deux sources d'alimentation. La figure 6.1 représente la prise de données lors de l'alimentation par une prise murale et la figure 6.2 représente l'alimentation par l'onduleur.

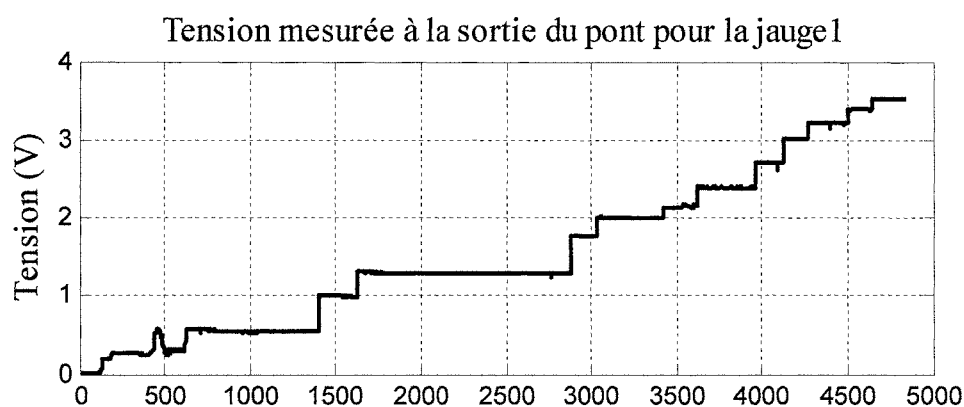


Figure 6.1 : Jauge 1, premier essai de chargement.

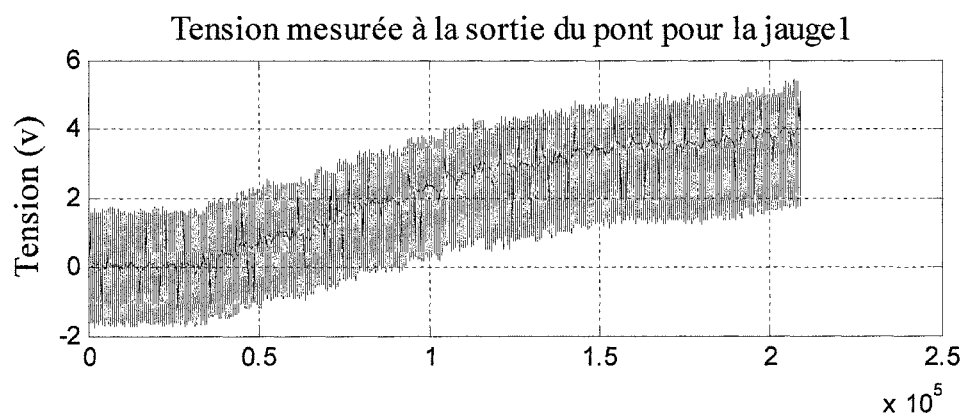


Figure 6.2 : Jauge 1, second essai de chargement.

La jauge 1 étant celle subissant les plus grandes variations, une recherche des zones de transitions a permis de déterminer les zones de transitions correspondant à l'ajout des blocs pour le second essai de chargement. Une zone de transition est présentée à la figure 6.3.

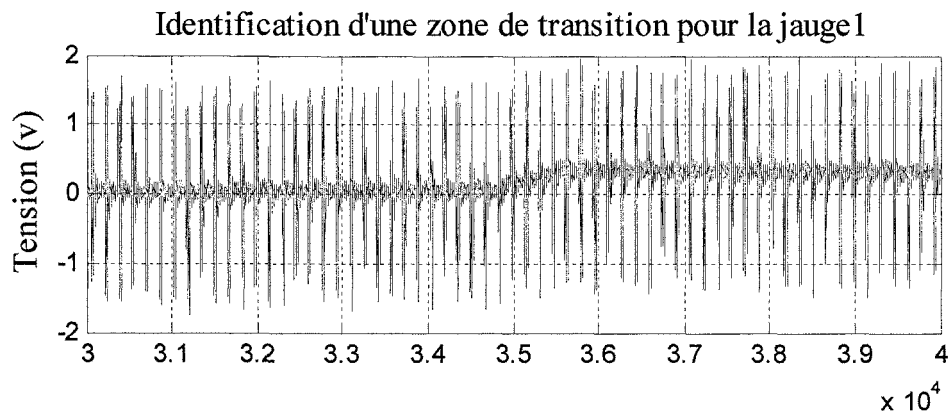


Figure 6.3 : Jauge 1, identification d'une transition.

Une fois les zones de transitions identifiées, des sections de part et d'autre de ces zones sont utilisées afin d'obtenir une valeur moyenne de tension. Les plages employées correspondent aux séries d'échantillons les plus stables :

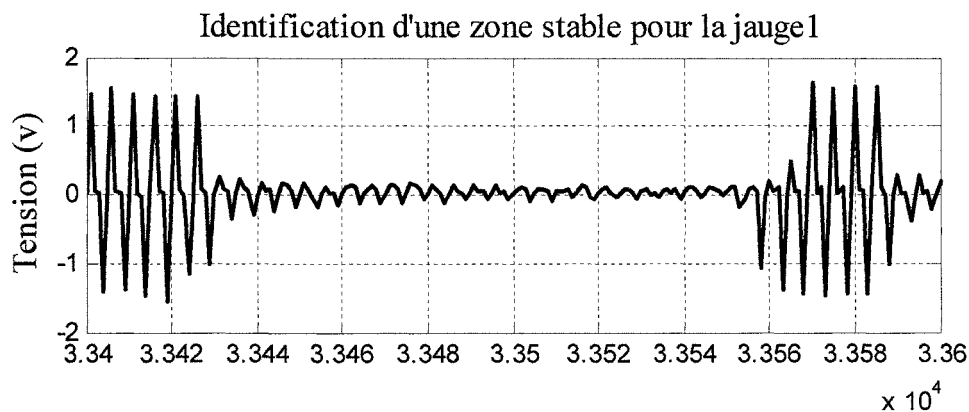


Figure 6.4 : Jauge 1, plage de données stables.

L'échantillonnage ayant été réalisé à partir de deux ordinateurs, les zones de transitions correspondant aux jauges 1 à 4 ne sont pas les mêmes que celles des jauges 5, 6 et 7. De plus, les amplitudes des déformations de ces dernières jauges ne permettent pas l'identification visuelle des zones de transitions. Pour ces raisons, seules les valeurs finales ont pu être obtenues pour ces trois dernières jauges dans le cas où l'alimentation est produite par l'onduleur.

Les différences entre les données des deux essais peuvent être expliquées par différents phénomènes. La nature des charges, leur positionnement ainsi que l'ordre dans lequel elles ont été appliquées n'étaient pas identiques d'un essai à l'autre. Aussi, le processus

d'assemblage par soudure étant un processus de chauffage non-uniforme, il entraîne des déformations et/ou des contraintes résiduelles dans la structure. Au cours des processus de chargement et déchargement, une relaxation de ces contraintes est donc probable. Donc, la remorque était probablement encore dans sa période transitoire pendant laquelle la distribution des contraintes évolue lors des chargements successifs, et ce, jusqu'à atteindre son équilibre.

L'écoulement dans les matériaux, soit l'allongement des cordons de soudure et les déformations plastiques locales de la structure, ainsi que la nature des charges, leur positionnement et leur ordre d'application sont les causes probables des variations observées entre les valeurs de contraintes des deux essais de chargement. De plus, entre les deux essais de chargement, la remorque a subi l'essai STEP, ce qui a pu engendrer des déformations plastiques et modifier la distribution des contraintes dans la structure. Cette possibilité est discutée à la section 6.4.2.

À l'exception de la jauge 7, l'ordre de grandeur des résultats est conservé. Cette dernière est toutefois un cas spécial. Étant collée sur le côté d'une plaque fixée à la structure par rivetage, deux phénomènes peuvent expliquer les variations observées. Puisqu'il y a un jeu entre le rivet et les plaques qu'il fixe, il peut admettre un certain glissement entre celles-ci. De plus, un couple peut être engendré dans la plaque sur laquelle est collée la jauge en raison d'une excentricité plus ou moins importante du chargement. Une autre possibilité est que la jauge ait été mal collée en raison de la difficulté d'accès et du peu d'espace disponible pour travailler. La validité de la jauge 7 est mise en doute mais ne peut être confirmée ou infirmée.

La contrainte maximale observée dans la structure, soit au niveau du « gooseneck », est de 173,61 MPa, soit environs 63% de la limite élastique de l'alliage d'aluminium 6061-T6 (276 MPa). Les autres jauges nous indiquent que les contraintes dans le reste de la structure ne dépassent pas les 35% de la limite élastique. Ceci confirme que la zone critique est bien au niveau du « gooseneck », soit la partie constituant la transition entre le tablier de la remorque et le début de la coque.

La contrainte maximale étant élevée sous un chargement statique, et tenant compte du fait que les effets dynamiques entraîneront une augmentation de la déformation de la structure, la zone formant le « gooseneck » pourrait être sensible aux ruptures en fatigue.

6.3.2 Résultats vs. éléments finis

Une comparaison directe entre les résultats obtenus lors des essais de chargement statique et ceux obtenus lors des simulations par éléments finis s'avère impossible pour plusieurs raisons.

Premièrement, la géométrie du prototype diffère du modèle original. Le dimensionnement des extrusions formant le devant de la plate-forme a été modifié avant la production du prototype et plusieurs supports verticaux entre la coque et la plate-forme ont été retirés. De plus, lors de l'assemblage de la remorque, une plaque de renfort a été ajoutée par la compagnie dans la transition formant le début de la coque :



Figure 6.5 : Plaque de renfort au « gooseneck ».

L'ajout de cette plaque a un effet négatif sur la distribution des contraintes dans la coque. Ce changement net de section de la plaque d'aluminium formant la coque engendre une concentration des contraintes à la transition entre cette plaque et la coque originale.

Les simulations ont aussi été réalisées à partir d'un demi-modèle, c'est-à-dire qu'un plan de symétrie a été défini sur l'axe longitudinal au centre de la remorque. De cette action, les renforts verticaux situés au centre de la remorque (liens entre la plate-forme et la coque) sont considérés par le simulateur comme étant doubles puisqu'ils appartiennent au demi-modèle.

Deuxièmement, la nature de la charge n'est pas identique. Pour la simulation par éléments finis, une charge de 50 000lbs est positionnée sur une surface de 1,22m par 1,22m (4ft X 4f). Lors des essais statiques, quinze et seize blocs de béton ont été employés afin d'obtenir la même charge. Par conséquent, la surface d'application de cette charge est de beaucoup supérieure, ce qui altère le mode de déformation.

Troisièmement, l'assemblage du prototype n'est pas exactement représentatif du modèle par éléments finis. Par exemple, la plaque de renfort sur laquelle est positionnée la jauge sept (7) est rivetée et non pas soudée. Tel que mentionné précédemment, l'interaction entre les éléments de la remorque est affectée par le type de joint structurel.

Des sept jauges installées, seules celles mesurant des déformations longitudinales et étant peu affectées par le positionnement de la charge peuvent donc être comparées avec le modèle par éléments finis. Les jauges 1, 4 et 6 répondent à ces critères alors que les autres mesurent des déformations latérales (jauges 2 et 5) et/ou sont à des endroits sensibles à la position de la charge (jauges 3, 5 et 7).

Selon le modèle par éléments finis, les contraintes au niveau de la jauge numéro 1 sont de l'ordre de 110 MPa alors que celles aux jauges quatre et six sont respectivement de 55 MPa et 100 MPa.

6.4 ESSAI STEP

L'IMU est placé au centre du groupe d'essieux, sur le dessus de la plate-forme. Suivant le principe de l'essai, la remorque est montée sur les rampes puis laissée tombée. Les rampes sont formées de deux panneaux de 2X6. La hauteur des rampes est donc d'environ 76 mm. Les accélérations du châssis de la remorque (partie située au-dessus des essieux) sont enregistrées lors de la descente. Le traitement de ces données sur Matlab permet d'obtenir les profils position vs temps suivant les cas de chargement.

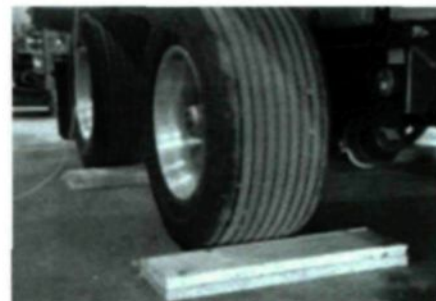


Figure 6.7 : Essai STEP.

À partir des équations présentées précédemment (équations 5.8 à 5.12), la rigidité de la suspension est obtenue pour trois cas de chargement ; soit sans charge, avec une charge moyenne et à pleine charge.

Les suspensions à air compensent l'écrasement engendré par la charge en ajustant la pression dans les ballons, et ce, afin de conserver l'élévation de la remorque. Elles tendent donc à stabiliser la remorque à une certaine hauteur. À l'arrêt, et sur une surface plane, la position de la suspension d'une remorque pleinement chargée est donc identique à celle d'une remorque à vide. La rigidité de la suspension de la remorque pleinement chargée est donc supérieure à celle de la remorque sans chargement.

6.4.1 Résultats des IMU

Charge moyenne

Chargement : 4 770 kg (10 500 lbs) centré sur les essieux.

Masse totale supportée par la suspension: 5 900 kg.

La figure 6.8 est la représentation graphique de l'accélération de l'IMU lors de l'essai STEP pour ce cas de chargement.

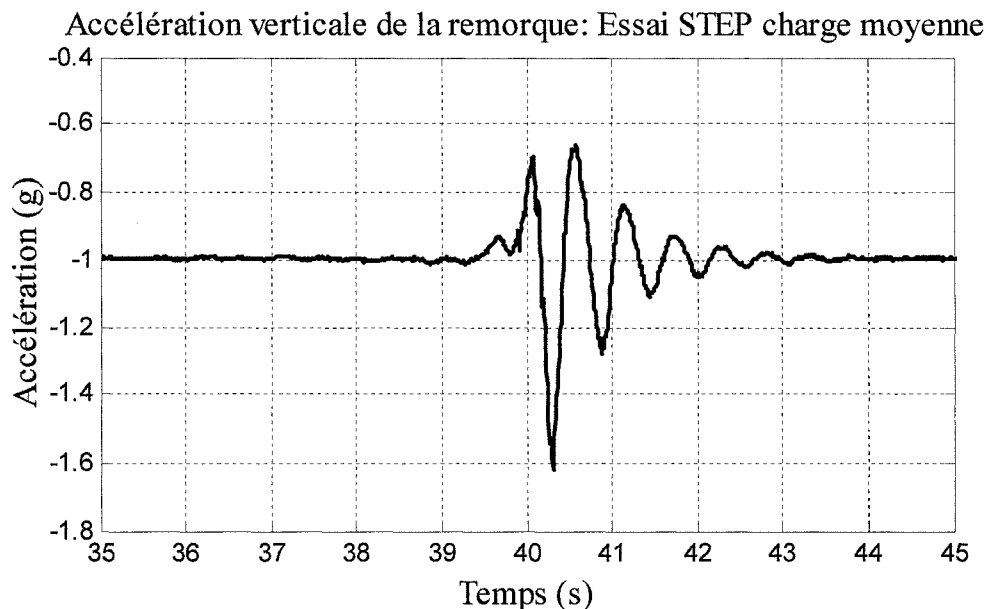


Figure 6.8 : Essai STEP, charge moyenne.

La figure 6.9 est obtenue par une double intégration numérique du signal des accélérations suivant la méthode des trapèzes :

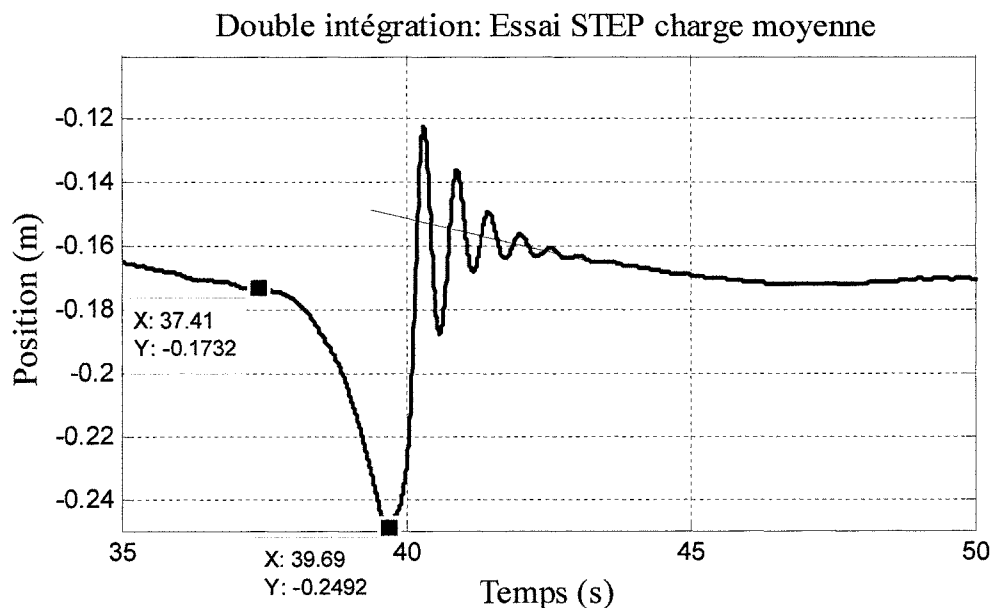


Figure 6.9 : Essai STEP, charge moyenne, données traitées.

La première partie du graphique (jusqu'à environ 37 secondes) représente une dérive due au processus d'intégration. Le même phénomène se produit après 50 secondes. Toutefois, le pic de montée de la remorque montre bien une élévation de 76 mm. Les résultats semblent donc fiables malgré une évidente déviation de la valeur moyenne des oscillations.

Les amplitudes sont calculées à partir de cette moyenne. Les résultats suivants sont obtenus :

$$\delta = \ln(3,111) \approx 1,135$$

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \approx 0,18064$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{0,577\sqrt{1-(0,18064)^2}} \approx 11,07 \text{ rad/s} \quad (6.1)$$

$$k = (11,07)^2 \cdot 5\,900 \approx 723\,000 \text{ N/m} \quad (\text{Total})$$

$$C = 0,18064 \cdot 2 \cdot 5\,900 \cdot 11,07 \approx 23\,600 \text{ Ns/m} \quad (\text{Total})$$

La rigidité de la suspension pour un essieu est donc de 361 500 N/m pour un amortissement de 11 800 Ns/m. Un deuxième essai a permis d'obtenir une autre valeur de rigidité ainsi qu'une autre valeur d'amortissement : 351 000 N/m et 11 000 Ns/m.

Les résultats sont relativement près les uns des autres. Les valeurs moyennes seront employées, soit 356 000 N/m et 11 400 Ns/m.

Pleine charge

a. Essai 9 blocs

Chargement : 14 270 kg (31 400 lbs) centré sur les essieux

Masse totale supportée par la suspension: 15 300 kg

La figure 6.10 est la représentation graphique de l'accélération de l'IMU lors de l'essai STEP pour ce cas de chargement.

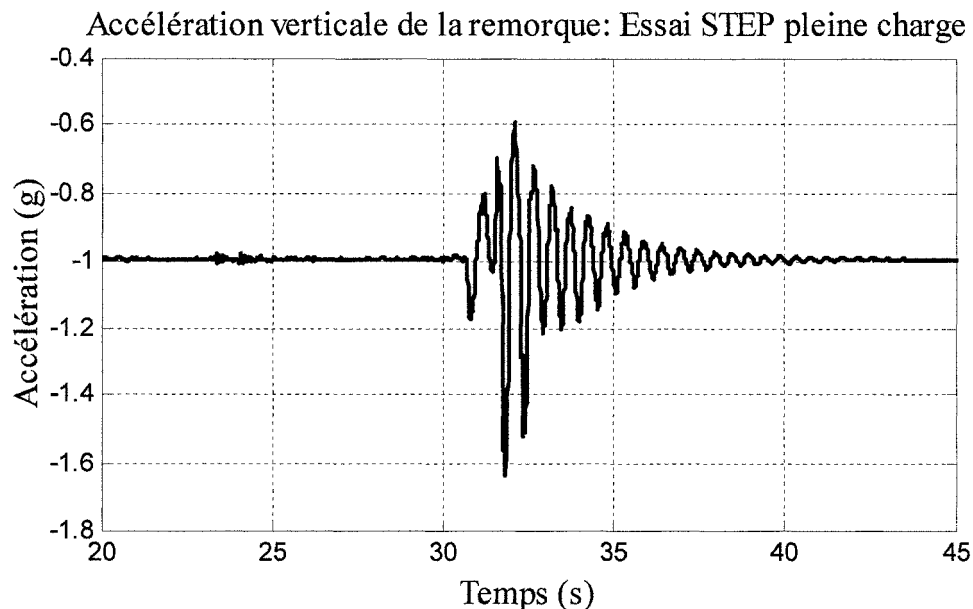


Figure 6.10 : Essai STEP, pleine charge.

La figure 6.11 est obtenue par une double intégration numérique du signal des accélérations suivant la méthode des trapèzes :

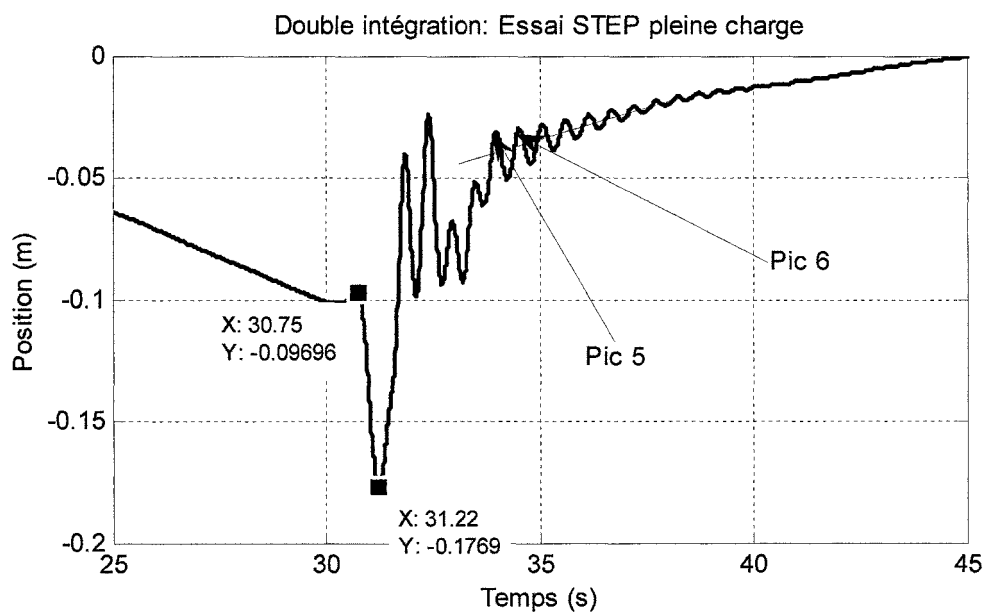


Figure 6.11 : Essai STEP, pleine charge, données traitées.

La première partie du graphique (jusqu'à environs 30 secondes) représente également une dérive due au processus d'intégration. Le même phénomène se produit tout au long de

l'oscillation. Toutefois, le pic de montée de la remorque montre une élévation de 79, mm, ce qui est à 5% près de la valeur réelle de 76 mm. On remarque l'effet de l'ajustement de la suspension en raison des troisièmes et quatrièmes pics. Les résultats semblent acceptables malgré une évidente déviation de la valeur moyenne des oscillations. Les amplitudes sont calculées à partir de cette moyenne et pour les pics cinq et six en raison du manque de stabilité au début de l'oscillation. Les résultats suivants sont obtenus :

$$\delta = \ln(1,4545) \approx 0,375$$

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \approx 0,0596$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{0,525\sqrt{1-(0,0596)^2}} \approx 11,99 \text{ rad/s} \quad (6.2)$$

$$k = (11,99)^2 15\,300 \approx 2\,200\,000 \text{ N/m} \quad (\text{Total})$$

$$C = 0,0596 \cdot 2 \cdot 15\,300 \cdot 11,99 \approx 21\,900 \text{ Ns/m} \quad (\text{Total})$$

La rigidité de la suspension pour un essieu est donc de 1 100 000 N/m pour un amortissement de 11 000 Ns/m. La valeur de rigidité est très élevée et correspond plutôt à une suspension mécanique. Ce résultat laisse présager une erreur d'interprétation du graphique. Il est recommandé d'employer les deux premiers pics de compression pour identifier le décrétement logarithmique. Sur le graphique précédent, il s'avère impossible de les employer. Pour ces raisons, les résultats obtenus lors de cet essai sont jugés erronés et ne seront pas employés.

b. Essai 22 700 kg (50 000 lbs) centré

Deux autres essais ont été réalisés à pleine charge, mais cette fois la charge a été mise au centre de la remorque. Ce chargement est équivalent à celui présenté en « a. » en termes de masse supportée par les essieux de la remorque. De ces essais, les résultats suivants sont obtenus :

$$\left. \begin{array}{l} k_{b1} = 458\,000\,N/m \\ k_{b2} = 423\,500\,N/m \end{array} \right\} \rightarrow \text{moyenne} \approx 441\,000\,N/m$$

$$\left. \begin{array}{l} C_{b1} = 12\,200\,N/m \\ C_{b2} = 12\,000\,N/m \end{array} \right\} \rightarrow \text{moyenne} \approx 12\,100\,Ns/m$$

Ces valeurs correspondent bien à une suspension à air et confirme que l'interprétation des résultats de l'essai précédent est erronée.

Chargement à vide

Chargement : 0 kg centré sur les essieux

Masse équivalente supportée par la suspension: 1 150 kg

La figure 6.12 est la représentation graphique de l'accélération de l'IMU lors de l'essai STEP pour ce cas de chargement.

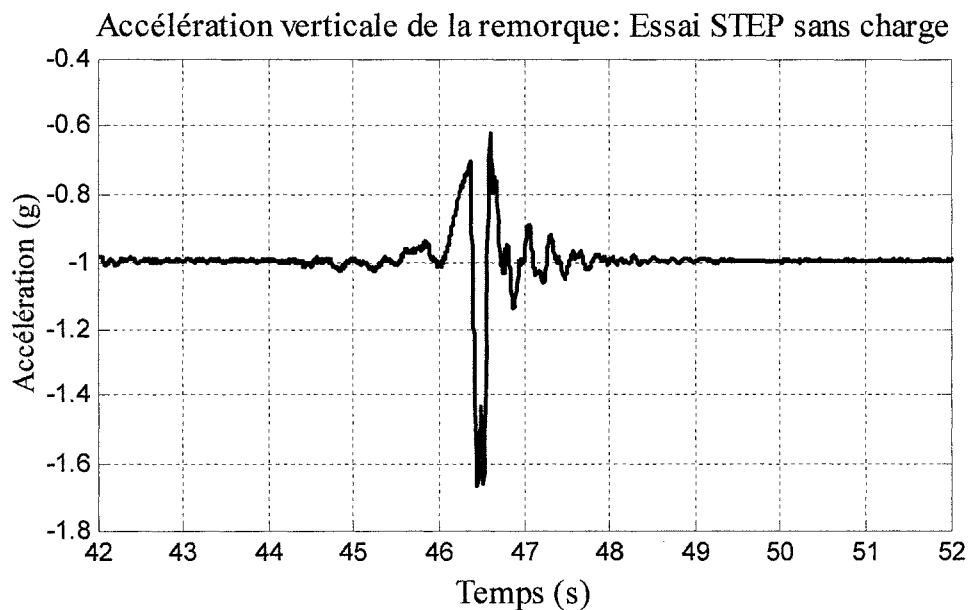


Figure 6.12 : Essai STEP, sans chargement.

La figure 6.13 est obtenue par une double intégration numérique du signal des accélérations suivant la méthode des trapèzes :

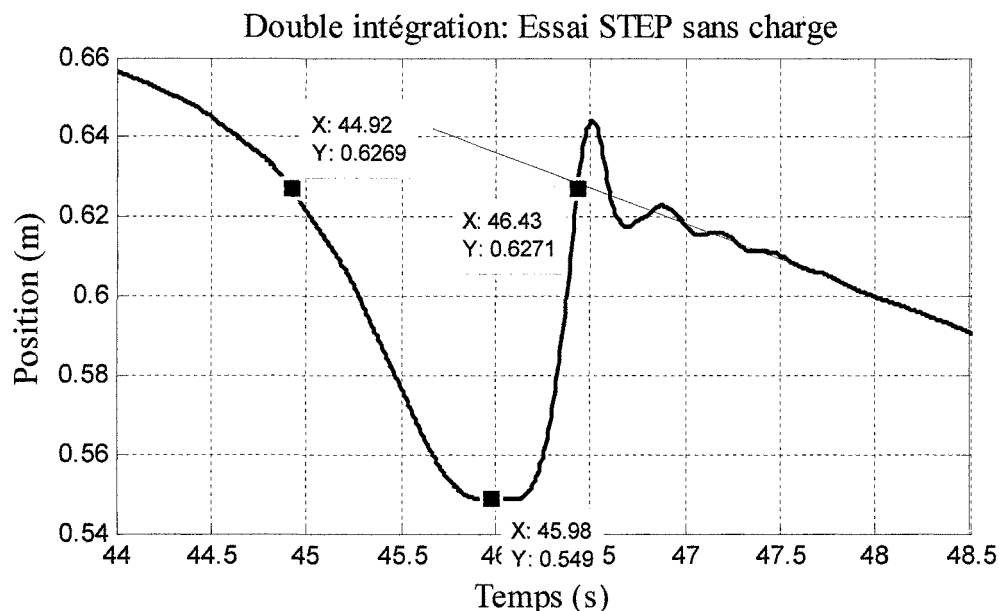


Figure 6.13 : Essai STEP, sans chargement, données traitées.

Tout comme pour les autres essais, la première partie du graphique représente une dérive due au processus d'intégration. Le même phénomène se produit également tout au long de l'oscillation et perdure après l'arrêt de la remorque. Dû à cette dérive, il est difficile d'identifier le début de la montée de la remorque sur la rampe. En plus de la dérive, la faible masse de la remorque a eu pour effet d'accélérer l'essai. La charge étant beaucoup plus difficile à déplacer dans les cas avec chargement, la remorque se déplaçait très lentement. Cette faible vitesse de déplacement permettait d'obtenir une stabilité de la remorque lorsqu'elle était sur le dessus de la rampe. Pour le cas sans chargement, dû à la compression soudaine des ballons, il est possible que la remorque n'ait pas atteint l'équilibre avant de quitter la rampe, ce qui peut expliquer la difficulté à identifier la hauteur du pic de descente.

Toutefois, en raison de la faible masse de la remorque, on peut assumer que la déformation des ballons, soit la déflexion de la suspension, est de faible amplitude. De ce raisonnement, on estime que le début de la montée est environ au même niveau que le début de l'oscillation, soit environs 77,5mm. Les résultats suivants sont obtenus :

$$\delta = \ln(4) \approx 1,3863$$

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \approx 0,2206$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{0,3826\sqrt{1-(0,2206)^2}} \approx 16,84 \text{ rad/s} \quad (6.3)$$

$$k = (16,84)^2 \cdot 1\,150 \approx 326\,000 \text{ N/m} \quad (\text{Total})$$

$$C = 0,2206 \cdot 2 \cdot 1\,150 \cdot 16,84 \approx 8\,545 \text{ Ns/m} \quad (\text{Total})$$

La rigidité de la suspension pour un essieu est donc de 163 000 N/m pour un amortissement de 4 275 Ns/m.

6.4.2 Résultats des jauges

L'essai STEP correspond à un des pires événements que peut subir la remorque. Sur la route, les creux et les bosses sont ressentis d'abord par le premier essieu de la remorque, puis par le second. Ce décalage permet d'absorber une partie du choc, de diminuer l'impact. Dans le cas de cet essai, les deux essieux, soit les quatre roues, quittent les rampes simultanément. Les forces transmises à la remorque sont donc plus importantes que si chacun de ces essieux quittait les rampes tour à tour. La hauteur de chute est aussi plus importante que la majorité des événements que rencontrera la remorque sur la route. Les contraintes maximales mesurées par les jauges sont donc des surévaluations des contraintes qui seront réellement rencontrées sur les routes pavées. Les résultats présentés aux figures 6.14 à 6.16 sont ceux obtenus pour l'essai STEP sous une charge de 50 000 lbs.

Considérant que les deux essais ont été réalisés successivement, trois situations peuvent expliquer les différences d'amplitude des contraintes. Étant donné la difficulté à faire monter la remorque chargée sur les rampes, la vitesse de déplacement lors des deux essais n'était pas identique. Cette différence de vitesse engendre une variation dans le comportement de la suspension. Deuxièmement, il est possible que les essais aient engendré des déformations plastiques locales, soit dans des pièces, soit dans des cordons de soudure. Ces déformations peuvent modifier la répartition des contraintes dans la remorque. Troisièmement, les deux essais n'ont pas été réalisés totalement dans les mêmes conditions. Pour le premier essai, la remorque et le véhicule-tracteur étaient tous les deux à l'intérieur de l'usine d'Alutrec alors que pour le deuxième essai, le véhicule-tracteur devait sortir de l'usine. Le niveau du plancher de l'usine et celui de la cour extérieure n'étant pas identique, une inclinaison de la remorque lors de l'essai est possible. Des effets de torsions et de flexions supplémentaires ont donc pu être engendrés.

Le tableau 6.4 montre que les effets dynamiques peuvent engendrer une augmentation de 40% des contraintes statiques.

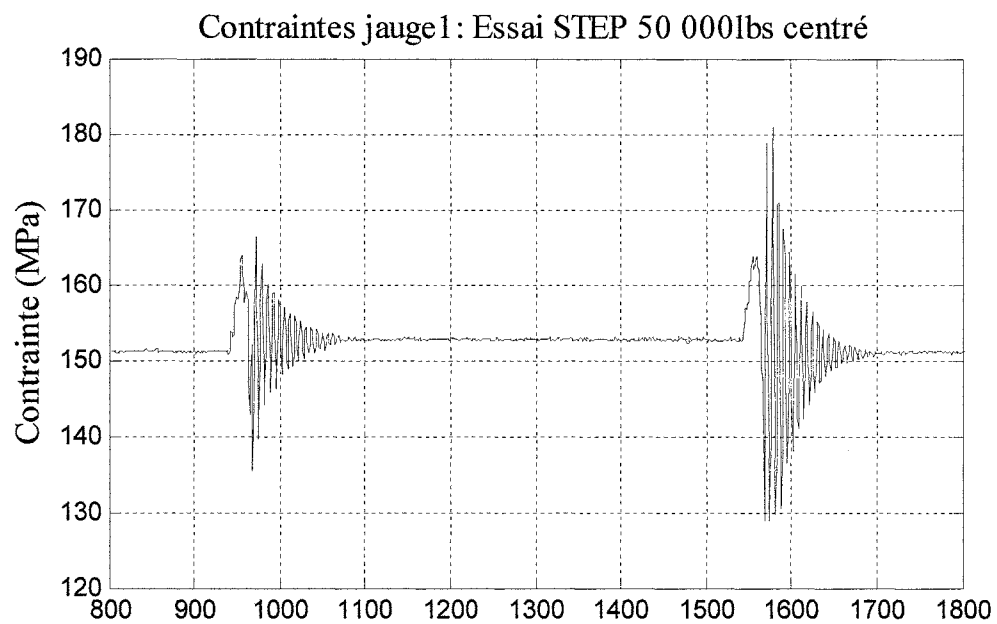


Figure 6.14 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge1.

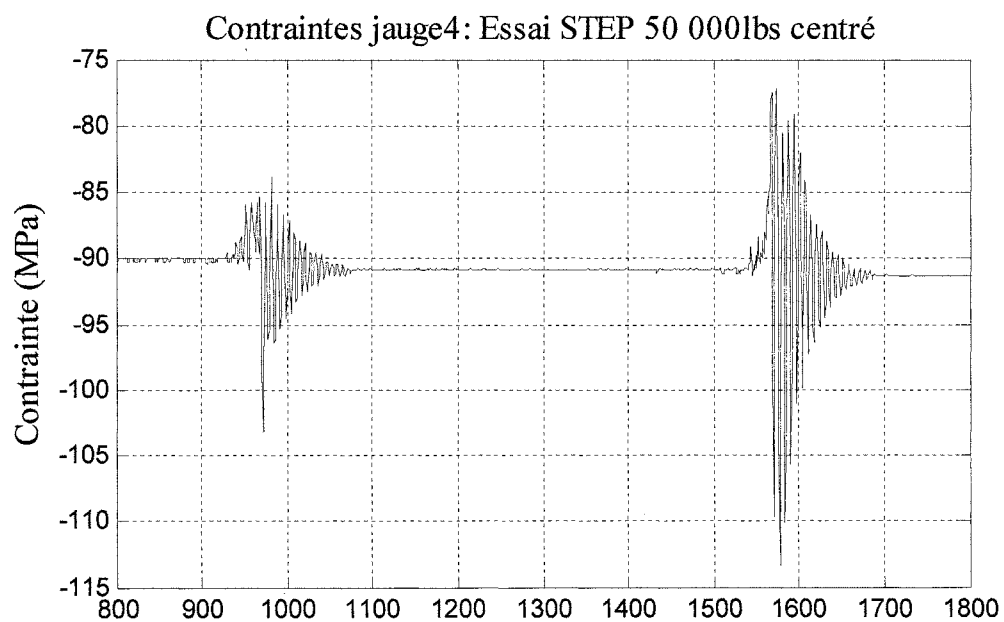


Figure 6.15 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge4.

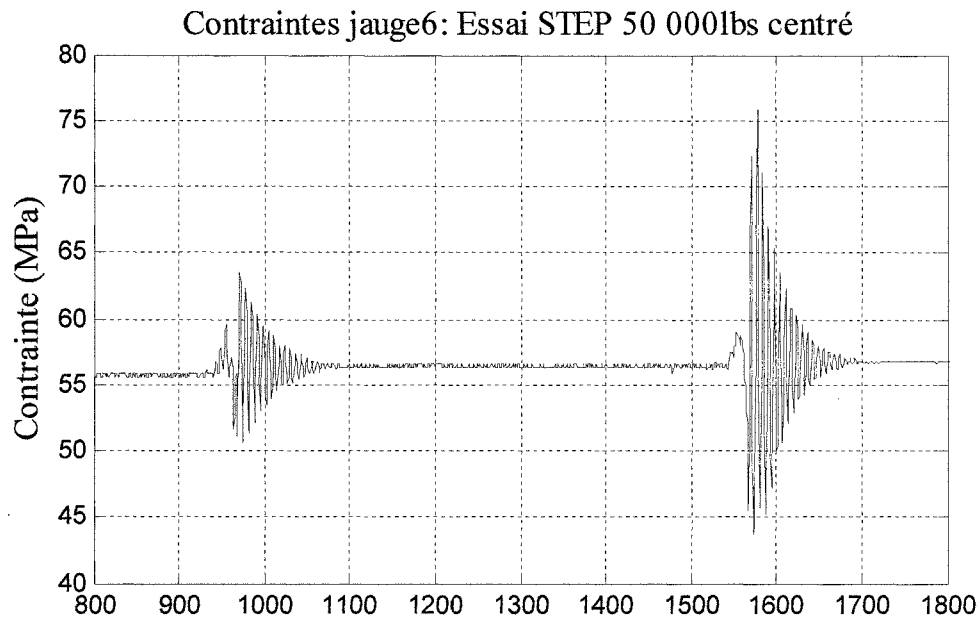


Figure 6.16 : Essai STEP, pleine charge, contraintes jauge6.

Tableau 6.4 : Augmentation des contraintes en raison de la dynamique de la remorque.

Jauge #	Contrainte statique	Contrainte maximale	Augmentation
	Mpa		%
1	148	181	22
4	-89	-113	27
6	55	76	38

6.4.3 Conclusion : Essai STEP

Les résultats obtenus montrent qu'il est difficile d'obtenir une valeur juste de la rigidité de la suspension en raison des erreurs liées à l'intégration numérique. Il aurait été plus juste de travailler avec un instrument permettant d'obtenir directement l'élévation de la remorque (ex : laser) afin d'éviter ces erreurs.

À l'origine, les données ont été filtrées afin d'éliminer du signal les composantes à plus hautes fréquences. Malheureusement, ce procédé affectait grandement les amplitudes des accélérations étant donné l'étroitesse de la bande passante. Le logiciel d'acquisition permettait une fréquence d'échantillonnage maximale de 140 Hz, soit une fréquence de Nyquist de 70Hz.

Malgré tout, les valeurs calculées correspondent, à l'exception de l'essai « 9blocs », aux valeurs standards associées aux suspensions à air [23], soit une rigidité d'environ 400 kN/m et un amortissement de 10 kN s/m.

Les jauges ont montré que les effets dynamiques peuvent engendrer des contraintes de l'ordre de 1.4 fois les contraintes statiques.

6.5 ESSAIS ROUTIERS

6.5.1 Description des résultats obtenus

Les résultats obtenus par les IMU sont les accélérations selon les trois directions (x, y, z), ainsi que les vitesses de rotation autour de ces axes. Les accélérations sont présentées en « g », c'est-à-dire qu'une valeur de un (1) correspond à l'accélération gravitationnelle, soit $9,80665 \text{ m/s}^2$. Les vitesses angulaires sont exprimées en rad/s.

Les résultats de l'IMU2 suggèrent une défaillance partielle du système d'acquisition. De nombreux blocs de données sont manquants. Les données obtenues sont toutefois bien associées à leur temps d'acquisition, ce qui montre que le problème n'affecte pas les résultats de sortie mais seulement la quantité acquise. De plus, les résultats comprennent suffisamment de points pour être en mesure d'observer les profils et, la défaillance étant régulière, la distribution des accélérations est similaire à celle qui aurait été obtenue pour le profil complet.

Malgré tout les efforts déployés, l'acquisition des données des jauges de déformation lors des essais routiers s'est avérée impossible. Tel que montré à la section 6.3.1, le bruit généré par l'onduleur rend impossible l'identification des contraintes dues à la dynamique. Statiquement, les zones non bruitées sont identifiables mais il en est autrement pour les essais dynamiques puisque les excitations sont continues et aléatoires. De plus, la dérive des ponts de jauges est fortement accélérée en raison des vibrations auxquelles le système est soumis. Selon les budgets alloués, l'équipement disponible n'était pas adéquat à l'échantillonnage dynamique des ponts de jauges. Pour cette raison, la détermination des contraintes dues à la dynamique est réalisée suivant une autre méthode (voir section 6.5.3).

6.5.2 Synchronisation des signaux

L'acquisition des signaux provenant des IMU se faisant à l'aide de trois ordinateurs indépendants, les temps zéros de chacun, soit les moments marquant le début des acquisitions, ne coïncident pas. Pour cette raison, un événement commun doit être identifié

afin de pouvoir aligner les signaux. La remorque étant une structure sensible et soumise aux variations de la route, différents événements routiers peuvent servir de référence.

Un creux ou une bosse dans la chaussée peut servir à cette synchronisation en se basant sur les accélérations verticales. Toutefois, la remorque étant un système masses/ressorts/amortisseurs en mouvement, les effets ressentis par les IMU ne sont pas de mêmes fréquences et/ou de mêmes amplitudes les uns par rapport aux autres. De plus, ils présentent un décalage dû à la vitesse de déplacement de la remorque.

Un virage serré est un événement relativement indépendant de l'état de la chaussée. Tenant aussi compte de la rigidité et du faible tangage et roulis de la remorque, les virages sont ressentis simultanément par les IMU. Les transitions entre les sections du trajet présentant des virages à 90°, c'est à ces endroits que les instruments subiront un maximum de vitesse angulaire autour de l'axe z, soit la verticale. La rigidité de la remorque assure que les maximums sont ressentis simultanément. La figure 6.17 présente les signaux originaux des IMU et présente les vitesses angulaires autour de l'axe z pour la durée totale d'un essai :

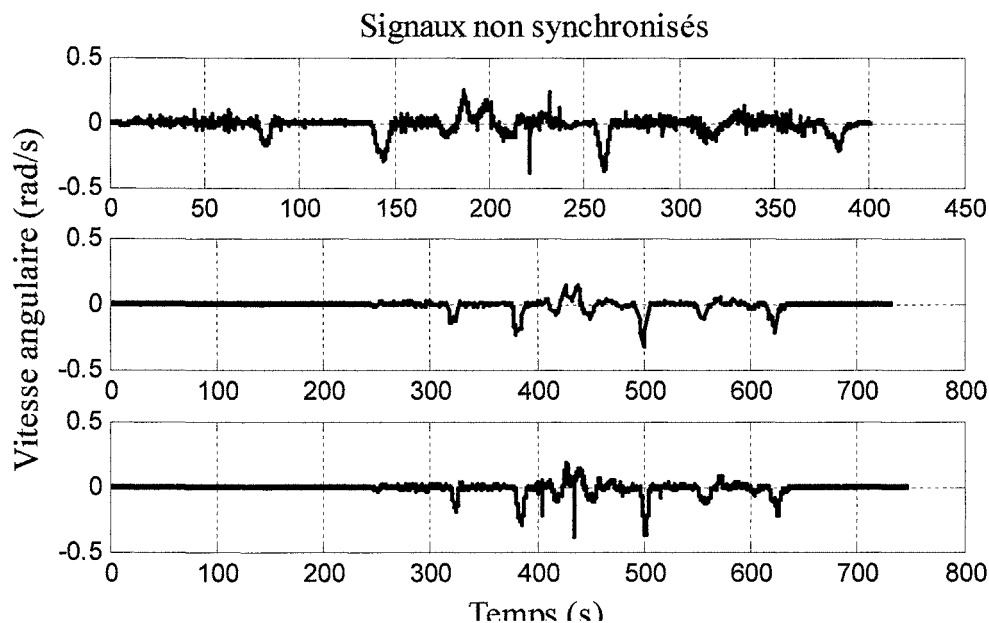


Figure 6.17 : Signaux non synchronisés.

La synchronisation se fait en se référant au troisième pic négatif du tracé de l'IMU1. Le temps correspondant est employé afin de déterminer un temps zéro pour les tracés des autres IMU :

$$\text{Temps zéro} = \text{Temps } 3^{\text{ième}} \text{ pic négatif} - \text{Temps référence}$$

De cette façon, les signaux sont synchronisés, (voir Figure 6.18).

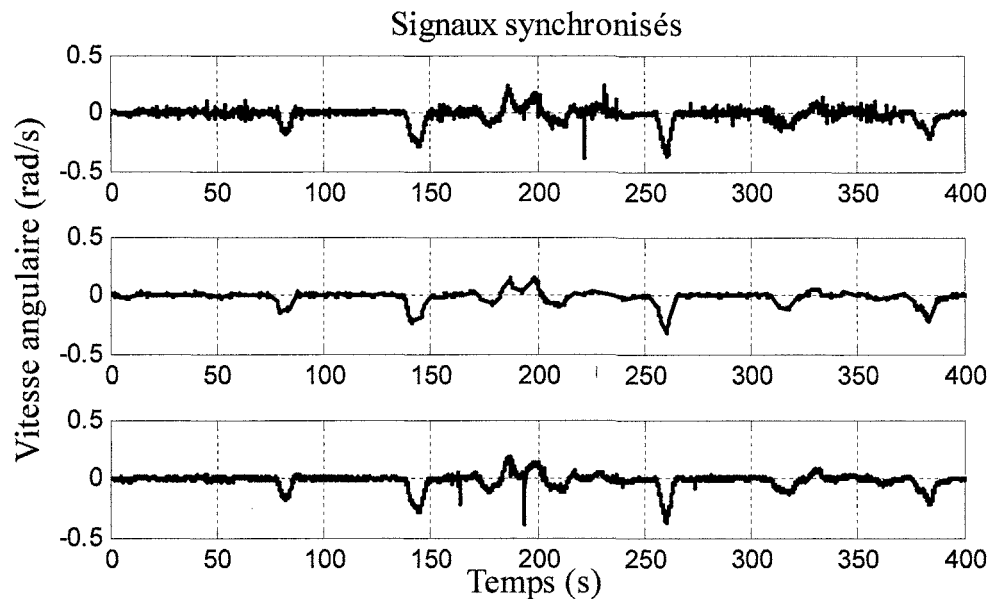


Figure 6.18 : Signaux synchronisés.

Puisque toutes les variables d'un IMU sont acquises pour un temps donné, tous les résultats sont maintenant synchronisés pour le cas de chargement considéré. La même méthode est employée pour les autres cas de chargement.

Les accélérations longitudinales auraient pu être employées pour la synchronisation. Toutefois, le bruit généré par les vibrations du moteur ainsi que la faible amplitude de l'accélération du véhicule rendent la détermination du point de départ plus difficile que par la méthode précédente.

6.5.3 Distribution des accélérations verticales

Visuellement, la remorque pleinement chargée présente des déformations engendrées par la dynamique. La charge fait osciller la structure de quelques centimètres, ce qui engendre des contraintes cycliques pouvant mener à la rupture. Contrairement aux matériaux ferreux, l'aluminium est sujet à la rupture en fatigue sous des cas de chargement entraînant des contraintes très inférieures à la limite élastique. En effet, les courbes S-N de l'aluminium (amplitude de la contrainte cyclique en fonction du nombre de cycle) montrent qu'il n'y a pas d'asymptote sous laquelle la vie du matériau est infinie. L'amorce des fissures engendrées par la fatigue est un processus cumulatif, ce qui veut dire que les dommages causés par les différents cycles de chargement subi par la remorque au cours de sa vie s'additionnent jusqu'à la rupture. Il est donc important de déterminer quelles sont les amplitudes et les fréquences de ces chargements pour le cas où la remorque est pleinement chargée.

La méthode employée consiste à faire une corrélation directe entre les accélérations verticales enregistrées par les IMU et les chargements équivalents qui en découlent. Cette corrélation est possible du fait de la deuxième loi de Newton qui stipule que la somme des forces agissant sur un corps est égale à sa masse multipliée par son accélération. Les forces sont transmises à la charge par la flexion de la remorque qui agit comme un ressort dont le comportement est jugé linéaire. Cette flexion est une combinaison des effets dynamiques, soit des excitations transmises à la remorque par sa suspension et celle du véhicule tracteur, et de la masse du chargement. Donc, pour un même chargement, une variation de lecture de $0.1g$ de l'IMU situé à la charge signifie que la force supplémentaire engendrée par la flexion de la remorque est, elle aussi, une variation de 0.1 de la force originale : $1,1F = m \cdot 1,1g$. De cette relation, il est possible d'obtenir un équivalent statique, soit : $1,1F = 1,1m \cdot g$. Les contraintes engendrées par la dynamique de la remorque peuvent donc être déterminées par des simulations statiques en considérant des chargements représentatifs du niveau des accélérations ressenties par l'IMU placé à la charge.

Des plages d'accélérations sont définies et les occurrences sont comptabilisées puis présentées sous forme de graphiques montrant les résultats des différents essais pour un même IMU. L'étendue des plages est de $0,1g$ et les résultats sont en pourcentages et sont présentés aux figures 6.19 à 6.21.

Selon les résultats présentés à la figure 6.20, les effets dynamiques peuvent engendrer des contraintes équivalentes à $1,4$ fois la charge statique. Seuls les résultats de cet IMU sont pertinents dans le cas de la détermination de ces contraintes puisqu'il est positionné à la charge.

Les résultats montrent également que les accélérations ressenties à la charge sont respectivement à 95% et 96% dans la plage $-0,1g$ à $0,1g$ pour les cas de chargement 1 et 2. Moins de 5% des accélérations mesurées sont à plus de $\pm 0,1g$ alors que moins de $0,5\%$ sont supérieures à $\pm 0,2g$.

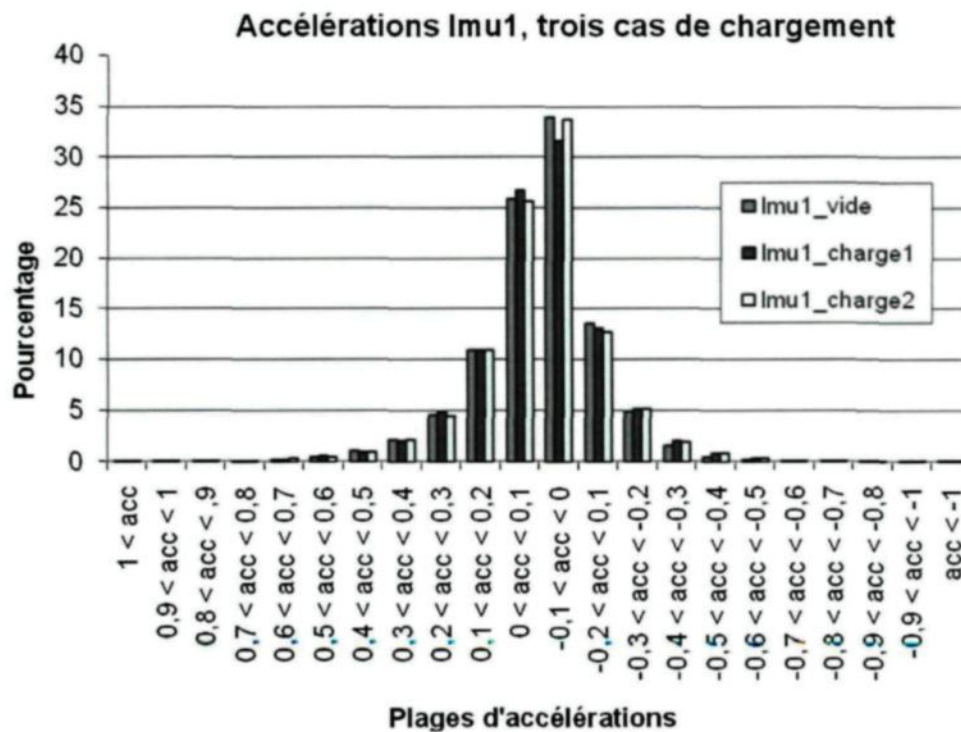


Figure 6.19 : IMU1, distribution des accélérations verticales.

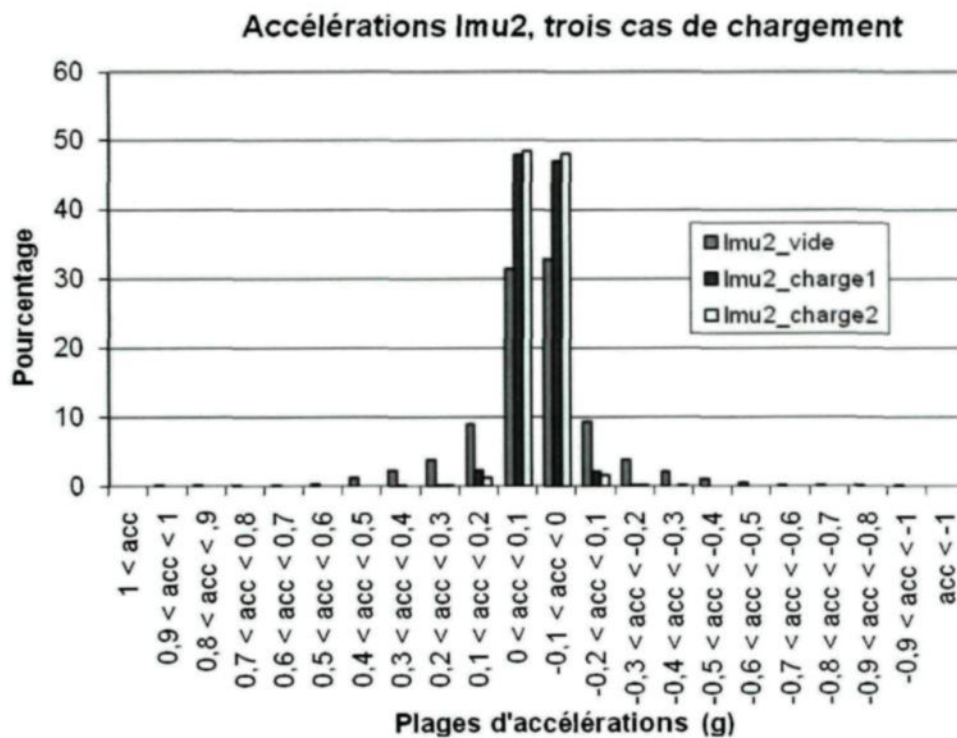


Figure 6.20 : IMU2, distribution des accélérations verticales.

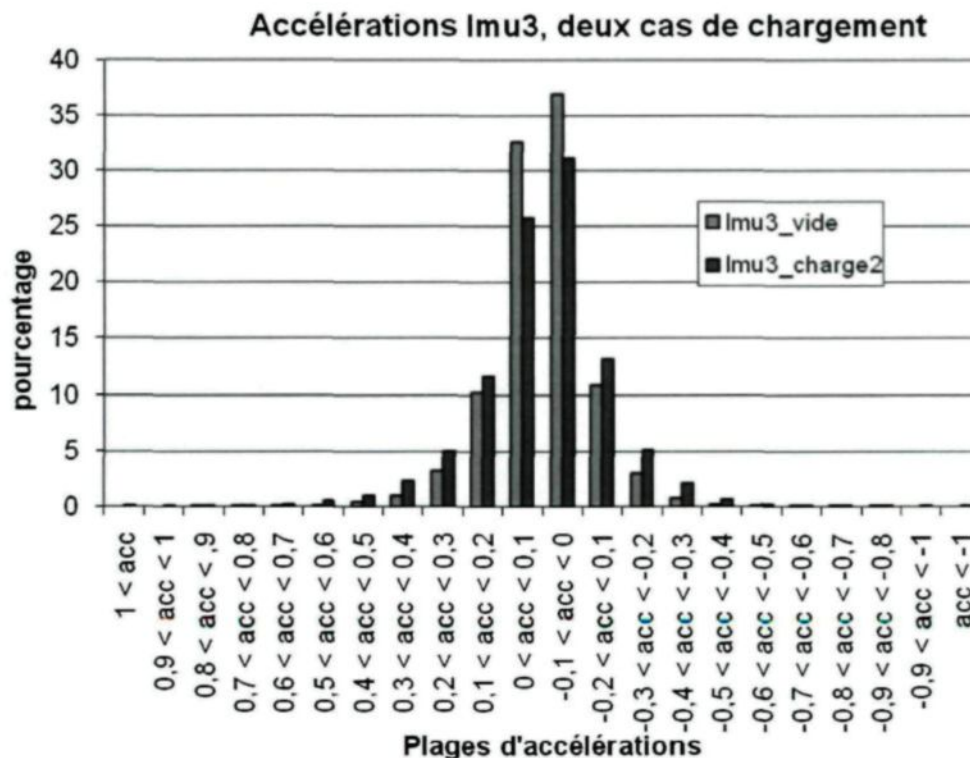


Figure 6.21 : IMU3, distribution des accélérations verticales.

6.5.4 Accélérations latérales

L'acquisition des valeurs d'accélérations latérales permet d'évaluer la stabilité de la remorque. La littérature indique que les véhicules à cinq essieux, soit un véhicule-tracteur et une remorque à deux essieux, ont une limite statique de chavirement (rollover threshold) entre 0,26g et 0,54g [30, 31]. Cette limite représente l'accélération latérale qui, appliquée en continu à la remorque, entraînera son chavirement. Sa valeur varie en fonction de la nature des pneus, de la suspension, de la structure de la remorque ainsi que de la charge et de son positionnement. Dynamiquement, l'accélération latérale nécessaire au chavirement d'une remorque est toutefois une fonction de son temps d'application [31]. Par exemple, une accélération latérale de 110% de la limite maintenu pour une seconde peut entraîner un chavirement chez un véhicule lourd moyen. Il ne suffit donc pas d'atteindre ou de dépasser cette limite pour qu'il y ait chavirement.

La détermination de la limite statique de chavirement peut se faire aisément à l'aide de l'essai du plan incliné [31]. Toutefois, en raison des coûts qui lui sont associés ainsi que de la disponibilité des équipements nécessaires à la réalisation de l'essai, la limite de chavirement du prototype n'a pu être déterminée. Toutefois, sachant que la conception de la remorque engendre une rigidité en torsion très supérieure à celle des remorques actuelles, la

limite inférieure de chavirement est très probablement supérieure à 0,26g. En effet, des simulations préliminaires ont montré que, soumises à un même moment, la déformation en torsion de la nouvelle conception ne représente que 5% de celle des remorques actuelles produites par Alutrec. Les figures 6.22 à 6.24 montrent les accélérations latérales enregistrées par l'IMU2 lors des essais routiers.

Les remorques sans chargement ont une limite statique de chavirement dans les environs de la borne supérieure de la plage des limites, soit 0,54g. La figure 6.22 montre que les accélérations latérales peuvent atteindre ponctuellement les 0,5g lorsque la remorque n'est pas chargée. Ces pointes enregistrées ne correspondent donc pas à des événements risquant de faire chavirer la remorque puisque la durée d'application est pratiquement nulle. Sur cette même figure, la section présentant le plus de risque est aux alentours du temps $t=440s$.

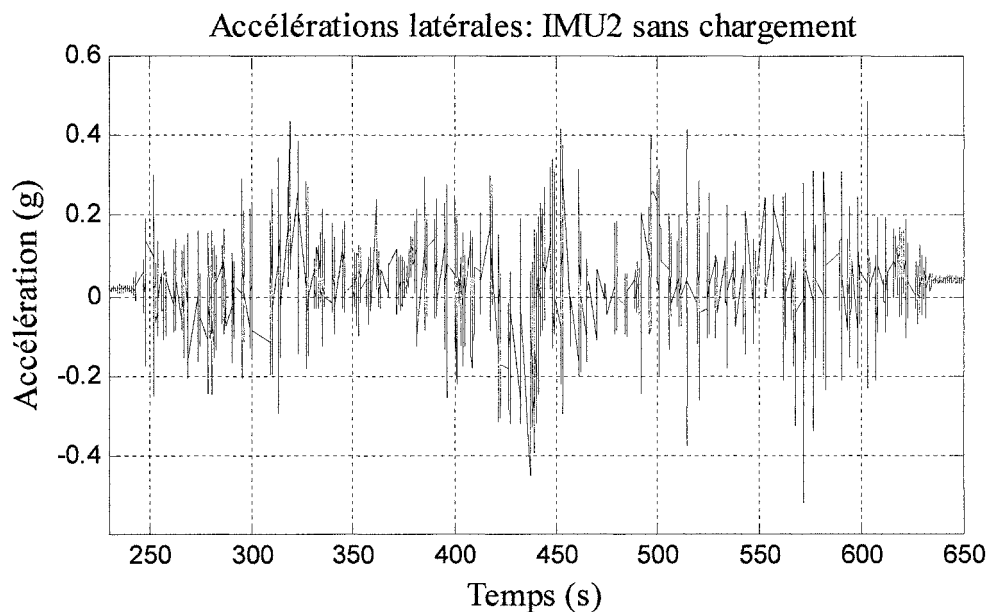


Figure 6.22 : Essais routiers sans charge, accélérations latérales, IMU2.

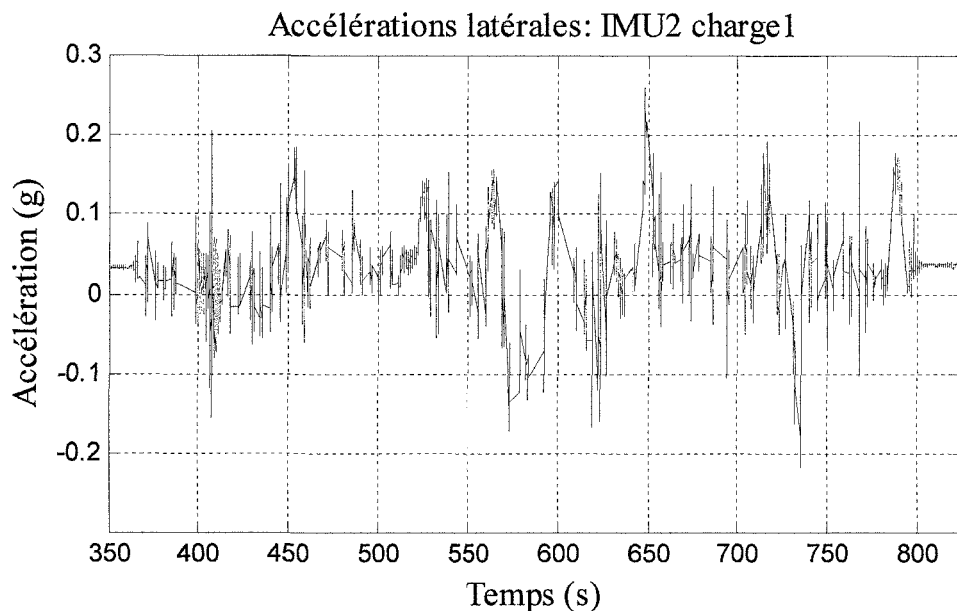


Figure 6.23 : Essais routiers charge1, accélérations latérales, IMU2.

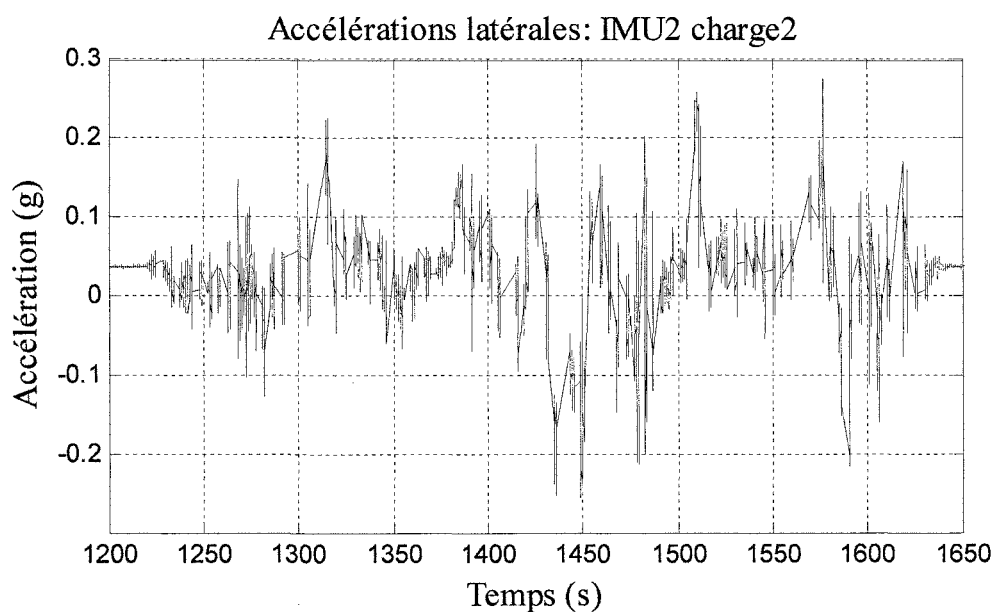


Figure 6.24 : Essais routiers charge2, accélérations latérales, IMU2.

La figure 6.25, correspondant à un grossissement de la zone critique de la figure 6.22, montre que les accélérations ne sont pas soutenues et que la moyenne maximale des accélérations présentées à la figure 6.22 est d'environ $-0,15g$. Cette valeur est bien en dessous de la limite statique de chavirement et montre la stabilité en roulis de la remorque lorsqu'elle n'est pas chargée.

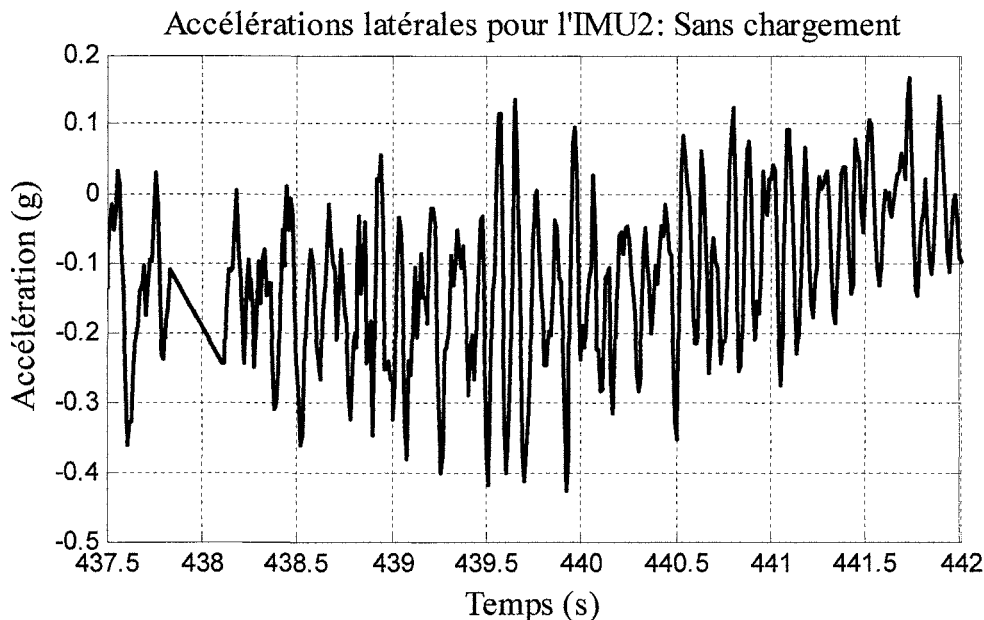


Figure 6.25 : Accélérations latérales sans chargement, IMU2, zone critique.

Sur les figures 6.23 et 6.24, les valeurs de départ indiquent des accélérations latérales d'environ 0,035g. Ces données peuvent être attribuées à deux phénomènes. Premièrement, il est possible que les modules IMU n'aient pas été fixés parfaitement à plat. Deuxièmement, à l'endroit où les essais routiers ont été réalisés, la remorque, qui était sur l'accotement, avait la moitié de ses roues sur le pavé alors que l'autre moitié était sur le bord de la route. La remorque était donc inclinée lors du démarrage et de l'arrêt de l'acquisition des données. Les valeurs de départ correspondent à une inclinaison de la remorque d'environ 2 degrés. Puisqu'il est impossible de vérifier le positionnement des modules, le pire cas de figure est donc considéré, soit que les modules aient été positionnés avec un angle initial de 2 degrés. Cette hypothèse implique que toutes les données sont décalées de 0,035g.

En décalant les données de la figure 6.23 de $-0,035g$, la section critique se trouve aux environs du temps $t=735s$. Une vue rapprochée de cette partie critique est présentée à la figure 6.26.

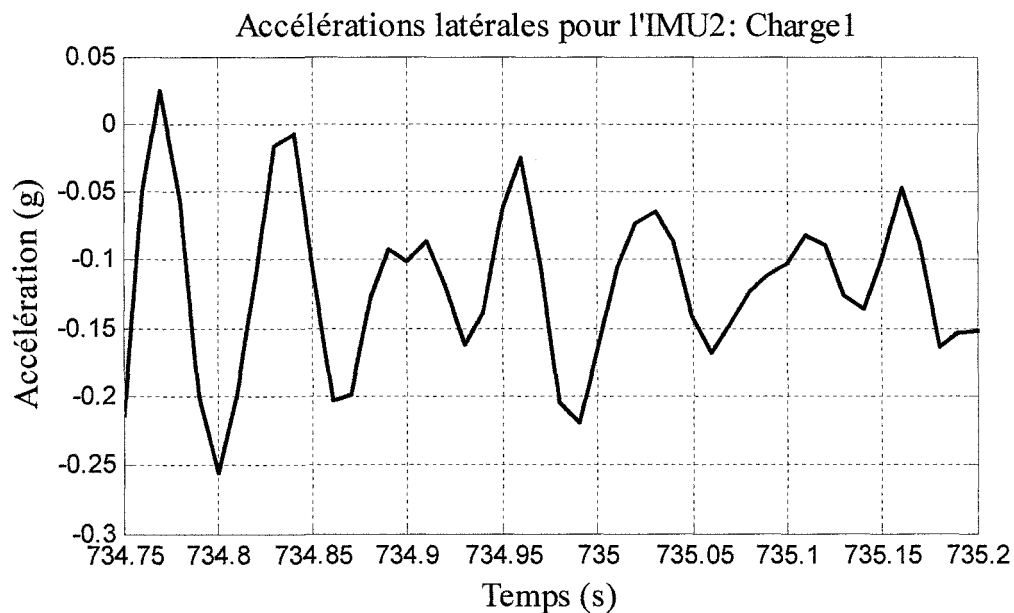


Figure 6.26 : Accélérations latérales chargement1, IMU2, zone critique.

La moyenne des accélérations sur cette plage est d'environ $-0,125g$, ce qui est bien en dessous de la borne inférieure des limites statiques de chavirement.

En appliquant le même procédé de repositionnement des données à la figure 6.24, la section critique est située aux environs de $t = 1\,435,8s$. La figure 6.27 montre cette section.

Sur la figure 6.27, la moyenne des accélérations est d'environ $-0,235g$ et elle est maintenue pour une seconde. Cette valeur est encore une fois inférieure à la borne inférieure des limites statiques de chavirement.

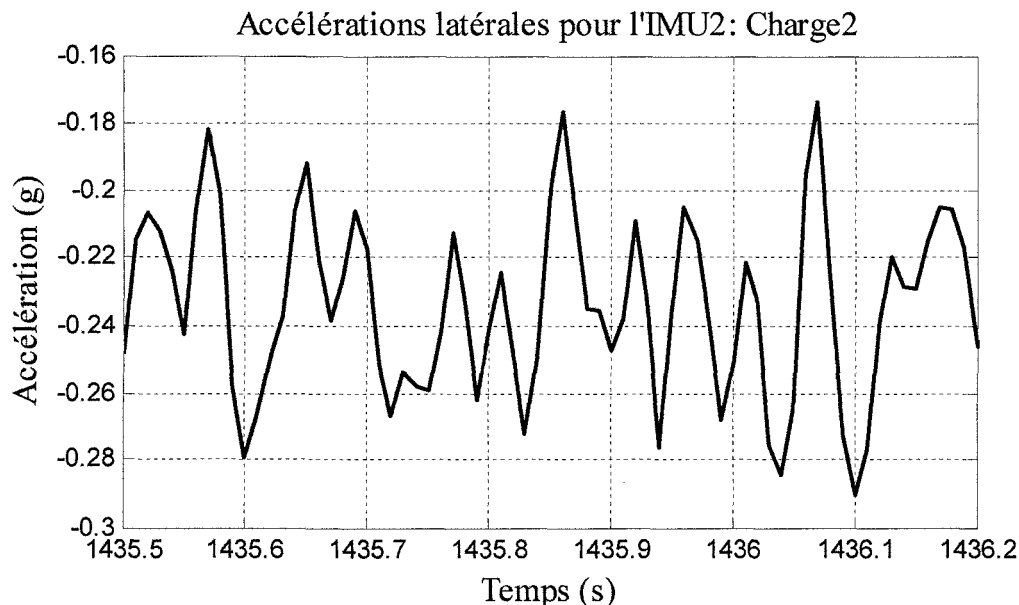


Figure 6.27 : Accélérations latérales chargement2, IMU2, zone critique.

6.5.5 Comparaison : Résultats vs. modèle analytique

L'IMU2 étant positionné près du centre de gravité de la remorque, une comparaison directe de ses résultats avec ceux des simulations est possible. Les figures 6.28 à 6.32 montrent ces résultats.

Avant de comparer ces résultats entre eux, il est important de s'attarder sur les différences entre le modèle et la remorque réelle. Tel que mentionné au chapitre 4, le modèle présente la remorque comme étant parfaitement rigide. En réalité, en raison de la souplesse de la remorque, sa déflexion sous les charges statiques et sous les effets dynamiques a pour effet de diminuer les accélérations ressenties à la charge. De plus, tous les effets de torsion et de déplacements latéraux et/ou longitudinaux du centre de gravité de la remorque, en raison des accélérations suivant les différents axes, ne sont pas pris en compte par le simulateur. Finalement, étant impossible de fournir au simulateur les mêmes excitations que celles induites à la remorque par la route, la comparaison des résultats ne peut se faire que sur l'ordre de grandeur des accélérations.

Les graphiques 6.28 et 6.29 montrent que les accélérations ressenties à la charge lors des essais routiers sans chargement concordent avec l'ordre de grandeur des accélérations du centre de gravité de la remorque prévu par le simulateur. Majoritairement dans la plage $-0,5g$ à $0,5g$ tant pour les simulations que pour les essais routiers, seuls les maxima présentent une différence. Les essais routiers ont montré des pointes d'accélérations à la charge de $1g$, qui correspondent certainement à des impacts, alors que le simulateur prédisait $0,6g$. Bien qu'il n'y ait pas de chargement, la flexion de la remorque est tout de

même présente. Cette flexion lors des essais routiers ainsi que la différence entre l'état de la route réelle et celle simulée expliquent les différences entre les maxima.

Les graphiques 6.30, 6.31 et 6.32 montrent que le simulateur est également adéquat pour les simulations avec charge. Les simulations réalisées indiquent des pointes d'accélération de moins de 0,19g et une distribution majoritairement sous les $\pm 0,1g$. Les essais routiers présentent également des résultats dans la plage avec des maximums entre 0,3g et 0,4g correspondant à des impacts. À l'exception de ces pics d'impacts, tous les résultats sont sous les 0,2g.

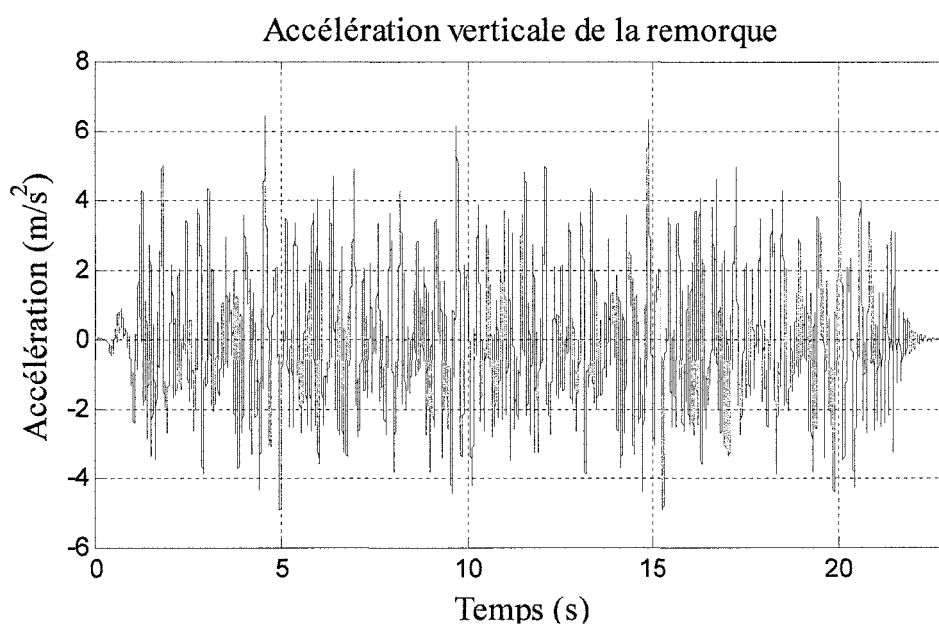


Figure 6.28 : Simulation sans chargement, accélération verticale.

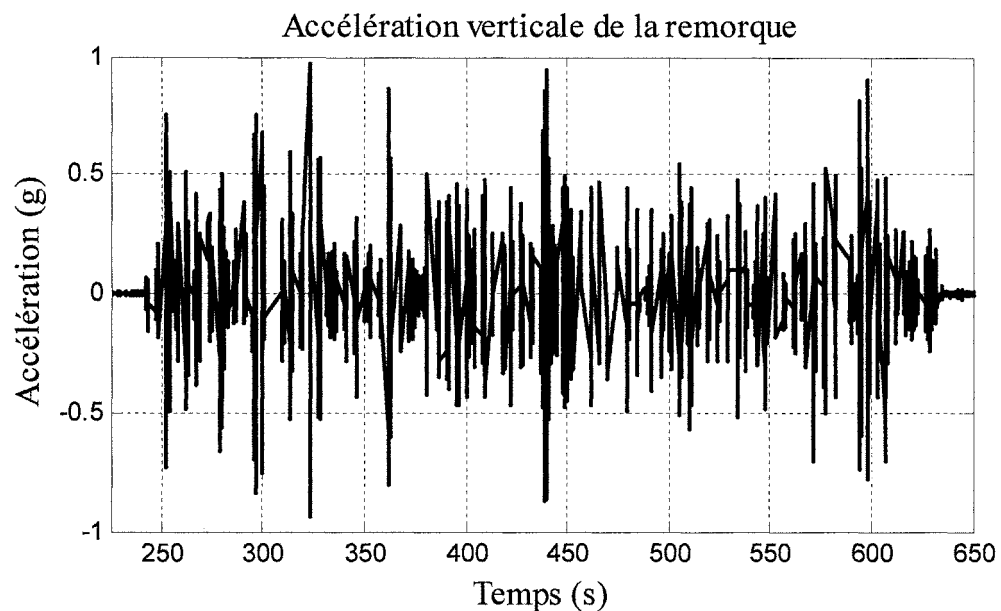


Figure 6.29 : Essai routier sans chargement, accélération verticale.

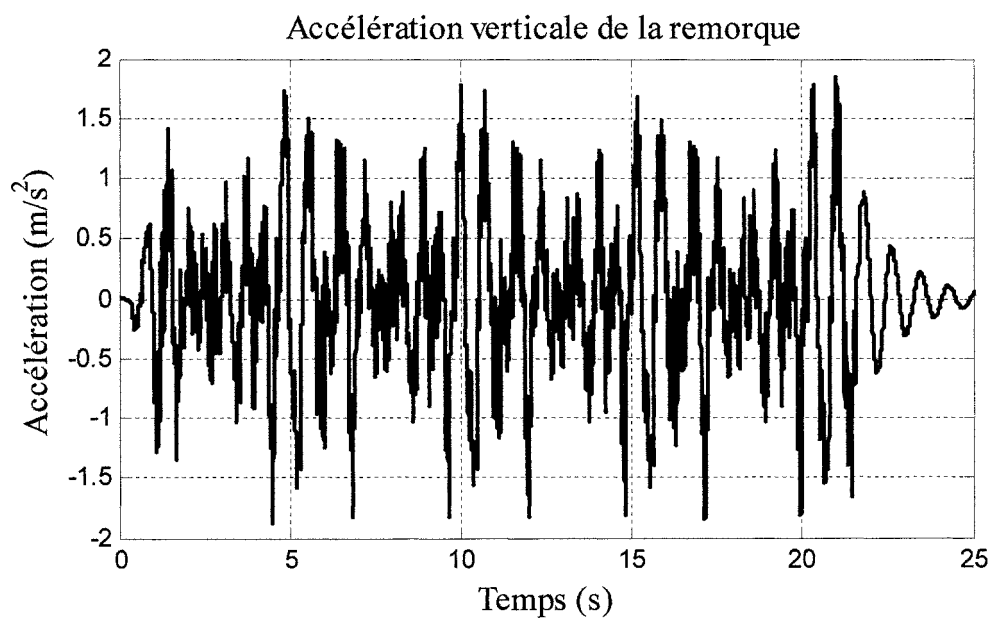


Figure 6.30 : Simulation pleine charge, accélération verticale.

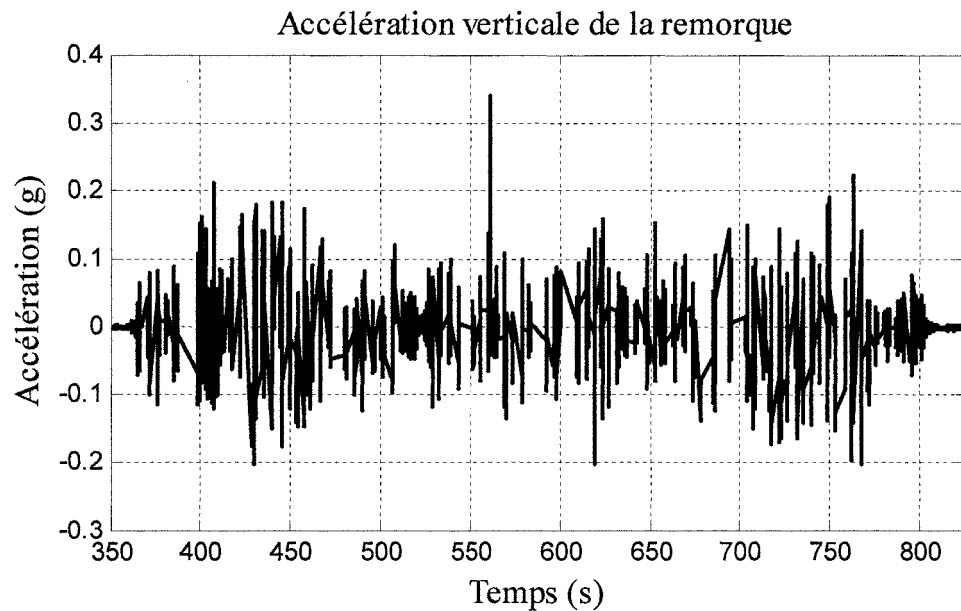


Figure 6.31 : Essai routier charge1, accélération verticale.

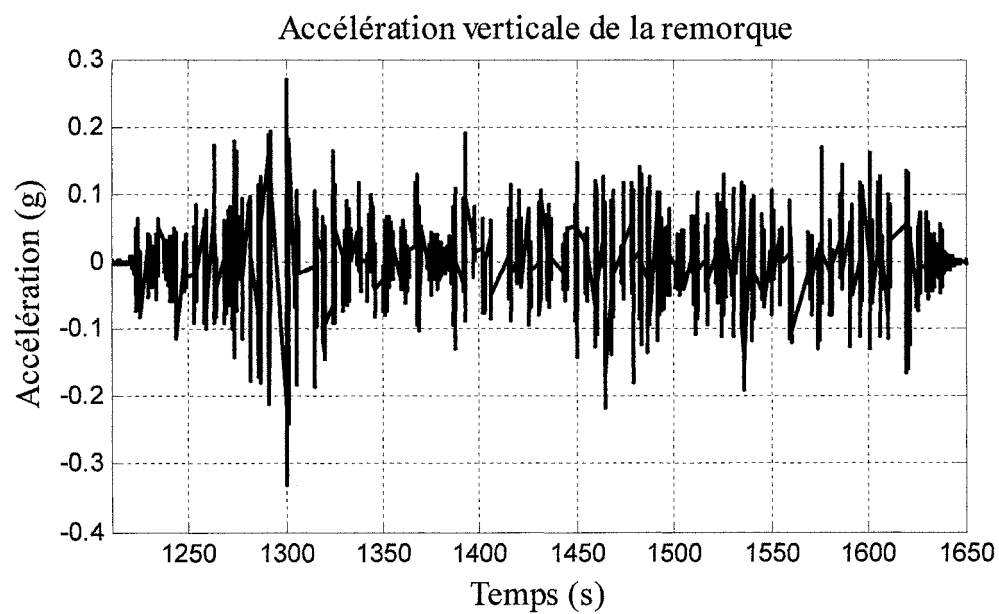


Figure 6.32 : Essai routier charge2, accélération verticale.

6.6 CONCLUSION

Lors des essais routiers, la structure de la remorque et celle du véhicule-tracteur sont entrées en contact en raison du profil de la route et des déformations engendrées par la dynamique de la remorque. Avant toute analyse, les essais routiers ont donc permis de déterminer que la remorque, dans sa partie formant le « gooseneck », manque de rigidité et/ou de dégagement avec certains véhicules-tracteurs. La conception du « goosneck » est donc à retravailler. Cette conclusion est aussi appuyée par les résultats des essais de chargement puisque la conception actuelle engendre des concentrations de contraintes dans cette partie. Pleinement chargée, les contraintes mesurées sont statiquement acceptables mais pourraient mener à des ruptures en fatigue puisque la structure est entièrement faite d'aluminium; matériau dont les courbes S-N n'indiquent pas de vie infinie. Les données des essais routiers pourront servir à faire des simulations de la vie de la remorque suivant ce mode de défaillance.

Les différents essais ont aussi montré que les contraintes engendrées par la dynamique peuvent-être importantes. Elles peuvent atteindre des valeurs 40% supérieures aux contraintes statiques lorsque la remorque est pleinement chargée. En effet, les résultats des essais routiers ont démontré que les accélérations à la charge peuvent atteindre un facteur de 1,34 alors que les essais STEP montrent qu'une augmentation de 40% des contraintes est possible. Ce dernier essai peut correspondre à un événement routier ponctuel.

Les essais routiers ainsi que les simulations ont démontrés la stabilité de la remorque suivant les mouvements de tangage et de roulis. Les accélérations latérales mesurées lors des essais routiers montrent que, mis à part des événements ponctuels, les accélérations latérales soutenues sont bien en dessous la barre des 0,26g.

En ce qui concerne les performances des simulateurs, les cas considérés présentent des profils d'accélérations très similaires à ceux obtenus lors des essais routiers. Les résultats des simulations pour le cas chargé sont plus fidèles à la réalité que ceux des simulations sans chargements. Les maxima de ces simulations présentent des pics d'accélération supérieurs à ceux des essais routiers. Le reste des distributions sont toutefois adéquats.

CHAPITRE 7

CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Le développement analytique des équations de mouvement d'un système remorque/véhicule tracteur à partir de la seconde loi de Newton a permis l'élaboration de deux simulateurs, un premier à 2 dimensions comprenant 9 degrés de libertés et un second à 3 dimensions comprenant 16 degrés de libertés. Développés à l'aide de Matlab/SIMULINK, leur comportement sous différents types d'excitation a été vérifié afin de valider la programmation. Les deux simulateurs générant les mêmes résultats lors d'une même excitation, le simulateur à 3 dimensions peut donc être employé pour réaliser toutes les simulations.

Soumis à une excitation équivalente à une route secondaire, ces simulateurs ont permis d'estimer avec la précision requise les ordres de grandeur des accélérations verticales subies par la remorque. Les angles de roulis et de tangage déterminés par simulations attestent de la stabilité de la remorque suivant ces mouvements.

Quelques ajouts permettraient toutefois d'obtenir une plus grande précision des résultats des simulations. Une programmation complète de la flexion et de la torsion permettrait d'obtenir des résultats plus justes. Il en va de même pour la modélisation des éléments de suspension. Des approximations linéaires de leurs comportements ont été employées. En réalité, les amortisseurs ont un comportement différent en fonction de leur vitesse de compression ou d'élongation. Les forces engendrées par l'élongation des amortisseurs sont supérieures à celles engendrées par leur compression. De plus, l'évolution des forces n'est pas linéaire en fonction de la vitesse de compression/élongation. Les forces engendrées par les ballons ne sont pas, elles non plus, linéaires en fonction de leur compression/élongation. L'emploi de sous programmes gérant les forces des éléments serait donc avantageux et permettrait de préciser les résultats des simulations.

Une instrumentation a été réalisée afin de mesurer les accélérations et déformations que subit la remorque lors de son emploi. Des modules de mesures inertielles (IMU) ainsi que des jauges de déformation ont permis l'acquisition de ces informations. Les emplacements des jauges ont été déterminés en fonction des simulations par éléments finis alors que les IMU ont été positionnés, un sous la charge, un au-dessus des essieux et un dernier au point de jonction entre la remorque et le véhicule-tracteur.

Deux types d'essais ont été réalisés sur le prototype, soit des essais de chargement statique et des essais dynamiques. Les essais de chargement ont permis de déterminer que les contraintes statiques atteignent, dans le « gooseneck », les 63% de la limite élastique de l'aluminium 6061-T6. Les autres points ciblés montrent des contraintes inférieures à 30% de cette limite. Il faudrait toutefois refaire des essais de chargement statique, et ce, jusqu'à l'obtention d'une distribution stable des contraintes puisque la structure n'a toujours pas atteint son équilibre. Ces essais de chargement ont démontré que la partie critique est bien au « gooseneck » et que le reste de la structure est peu sollicité. Il serait aussi important de refaire les simulations statiques à l'aide d'un modèle complet et fidèle en tous points au prototype. Cela permettrait d'éviter les erreurs dues au doublement des renforts ainsi que d'obtenir une distribution des contraintes dans la coque et la plate-forme équivalente à celle du prototype. Cela permettrait une meilleure comparaison entre les résultats des simulations par éléments finis et ceux de la phase expérimentale.

La nécessité d'obtenir expérimentalement les valeurs de rigidité et d'amortissement de la suspension a fourni l'occasion de mesurer les déformations de la structure lors d'une chute simultanée des deux essieux de la remorque. Cet essai est basé sur l'essai VSB-11 [34] du département des transports et services régionaux d'Australie. En plus d'obtenir les données désirées, les essais STEP ont démontré que les contraintes dans la structure peuvent atteindre des valeurs de 40% supérieures aux contraintes induites par un chargement statique de 22 700 kg (50 000 lbs).

Les essais routiers ont été réalisés sur deux types de routes, soit une route pavée et une route de terre. Ils ont démontré que la remorque peut subir, à la charge, des pointes d'accélération de 1,4g. En considérant les matériaux utilisés, les contraintes associées à la dynamique de la remorque et en tenant compte du fait que la structure subit constamment des variations de son état de contrainte, la durée de vie en fatigue de la remorque est un élément à considérer. Les essais routiers ayant permis de déterminer la distribution des accélérations verticales à la charge, cette dernière pourrait servir à effectuer des simulations de fatigue sur le modèle par éléments finis. Il y aurait aussi avantage à refaire des essais routiers. L'acquisition des données de positions angulaires permettrait de confirmer la rigidité en torsion de la nouvelle conception.

Tous les essais devraient être réalisés avec une alimentation stable afin d'éviter les problèmes de bruits rencontrés lors d'un essai de chargement et des essais routiers. Il en va de même pour le système d'acquisition; il se doit d'être robuste. De plus, pour des raisons d'arguments de vente et afin de pouvoir valider la conception, une remorque actuelle d'Alutrec devrait être instrumentée et soumise aux mêmes essais afin de pouvoir comparer leurs performances.

Les différences entre les résultats obtenus par les simulations statiques et dynamiques par rapport à ceux obtenus expérimentalement sont dues à plusieurs facteurs. Premièrement, les hypothèses sur lesquelles sont bâtis les modèles analytiques ne tiennent pas compte de certains phénomènes tels que les déplacements du centre de gravité du prototype en raison des accélérations latérales, les effets de torsion ainsi que la flexion de la remorque. De plus,

le profil de route employé pour l'excitation des simulateurs correspond à une route parfaitement plane avec une certaine rugosité alors que les essais routiers ont été réalisés sur une route sinueuse, en vallons et dont le profil latéral est souvent incliné.

Le point le plus important du processus d'analyse du comportement du prototype est que la conception du « gooseneck » est à retravailler en raison des déformations admises. Cette partie de la structure doit être plus rigide afin de limiter ces déformations, et afin d'éviter que la dynamique de la remorque n'entraîne des contraintes trop élevées ou qu'il ne se produise des contacts entre sa structure et celle du véhicule tracteur.

L'emploi d'extrusions plus longues sur la première partie de la plate-forme permettrait d'éloigner du « gooseneck » la transition entre les extrusions orientées longitudinalement situées à l'avant de la remorque et celles orientées latéralement. Cette recommandation est toutefois limitée par ce que l'industrie peut produire. Il serait aussi avantageux de pré-courber la plate-forme de la remorque. Cela aurait pour conséquence de limiter les déformations au « gooseneck », donc de limiter les contraintes. Cela permettrait aussi à la remorque de présenter un profil plus intéressant lorsque chargée. L'emploi de la plaque de renfort située au début de la coque (voir figure 6.1) est aussi à reconsidérer en raison des concentrations de contraintes qu'elle engendre. En ce qui concerne l'assemblage de la remorque, il serait intéressant de vérifier si les extrusions formant la plate-forme peuvent être produites en paires. Cela permettrait de diminuer de beaucoup le temps d'assemblage puisque la moitié des soudures de la plate-forme seraient éliminée. De plus, une diminution de la masse totale de la remorque en résulterait. L'optimisation des rails latéraux ainsi que du pare-chocs permettrait, soit de diminuer la masse de la remorque, soit d'ajouter de la matière dans le « gooseneck » pour le rigidifier sans alourdir la structure.

En résumé, la recherche, le développement et l'application d'un nouveau concept de remorque plane entièrement faite d'aluminium ont donc permis d'obtenir un prototype d'une masse d'environ 3 600 kg (8 000 lbs). L'absence de normes et directives sur la fabrication des structures des remorques a permis d'explorer la viabilité de l'emploi d'une coque en remplacement des poutres habituelles. La conception des extrusions d'aluminium formant la plate-forme assure une rigidité en torsion supérieure à celle des remorques conventionnelles. Les essais statiques et dynamiques sur le prototype ont démontré que, structurellement, la conception est adéquate bien qu'elle nécessite des modifications au « gooseneck » afin de limiter les déformations.

Sur une autre note, il serait important de vérifier les réglementations en vigueur en ce qui concerne les remorques pour le passage des frontières provinciales et internationales compte tenu que la coque est vide et munie d'une trappe d'accès. Il s'agit donc potentiellement d'une zone cargo.

RÉFÉRENCES

- [1] Les transports au Canada 2006, Rapport annuel, Transport Canada.
- [2] (2005). Guide des Normes de Charges et Dimensions des Véhicules. Ministère des Transports du Québec.
- [3] (2004). "Car makers increase their use of composite." Reinforced Plastics **Volume 48**(Issue 2).
- [4] Hales, F. D. (1978). "Ride and handling dynamics of road vehicles (a review of recent literature)." The shock and vibration digest **10**(3).
- [5] Ting, E. C. and M. Yener (1983). "Vehicle-structure interactions in bridge dynamics." The shock and vibration digest **15**(3).
- [6] Bernard, J., M. Yanderploeg, et al. (1987). "Literature review." The shock and vibration digest **19**(10).
- [7] Bedford, A. and W. Fowler Engineering Mechanics: Dynamics Prentice Hall.
- [8] Thomson, W. T. and M. D. Dahleh (1997). Theory of Vibrations with Applications (5th Edition), Prentice Hall.
- [9] Xie, L. (1990). A simulation methodology for dynamic analysis of geometrically-constrained rigid/flexible multi-link machines and vehicles. Agricultural Engineering. Ames, Iowa State University.
- [10] Karnopp, D. (2004). Vehicle stability, Routledge.
- [11] (2005). Vibration and shock handbook, CRC Press, Taylor & Francis Group.
- [12] Josephs, H. and R. L. Huston (2002). Dynamics of mechanical systems, CRC Press LLC.
- [13] Honda, H., Kajikawa, Y., et Kabori, T. 1982. Spectra of road surface roughness on bridges. ASCE Journal of the Structural Division, **108**(9) : 1956.1966.

- [14] Henchi, K., M. Fafard, et al. (1998). "Analyse dynamique de l'interaction pont-véhicules pour les ponts routiers. 1. Aspects numériques." Canadian journal of civil engineering **25**(1): 12.
- [15] Bouazara, M. (1997). Étude et analyse de la suspension active et semi-active des véhicules routiers. Faculté des sciences et génies. Québec, Université Laval: 181 p.
- [16] Peter, A. (2006). "Power spectral density approximations of longitudinal road profiles." International journal of vehicle design **40**(1/2/3): 13 p.
- [17] Deatherage, J. H., S. T. Philips, et al. (2004). "Structural testing of semi-tractor trailers." Experimental Techniques **28**(1): 4 p.
- [18] Figueredo, L. O. G. (2001). Analysis of the dynamic response of heavy trucks on highway curves under actual operating conditions, University of New-Brunswick: 404 p.
- [19] Ryan Spivey, C. (2007). Analysis of ride quality of tractor semi-trailers, Clemson University.
- [20] Fafard, M. and M. Bennur (1997). "A general multi-axle vehicle model to study the bridge vehicle interaction." Engineering Computations **14**(5): 17 p.
- [21] Nassif, H. H. and M. Liu (2004). "Analytical modeling of bridge-road-vehicle dynamic interaction system." Journal of Vibration and Control **10**(215): 27 p.
- [22] Harris, N. K., E. J. OBrien, et al. (2007). "Reduction of bridge dynamic amplification through adjustment of vehicle suspension damping." Journal of Sound and Vibration **302**: 14 p.
- [23] Cole, D. and D. Cebon (1996). Truck tires, suspension design and road damage. International Rubber Conference Manchester, UK, University of Cambridge.
- [24] Cole, D. J. (2001). "Fundamental Issues in Suspension Design for Heavy Road Vehicles." International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility **35**(4-5): 41 p.
- [25] Xie, L. (1990). A simulation methodology for dynamic analysis of geometrically-constrained rigid/flexible multi-link machines and vehicles. Agricultural Engineering. Ames, Iowa State University.
- [26] Ahokas, J. and S. Kosonen (2003). "Dynamic Behaviour of a Tractor-trailer Combination during Braking." Biosystems Engineering **85**(1): 10 p.

- [27] Biglarbegian, M. and J. W. ZU (2006). "Tractor–semitrailer model for vehicles carrying liquids." International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility **44**(11): 14 p.
- [28] Hussain, K., W. Stein, et al. (2005). "Modelling commercial vehicle handling and rolling stability." Proceedings of the I MECH E Part K Journal of Multi-body Dynamics **219**(4): 13 p.
- [29] Fancher, P. S., R. D. Ervin, et al. (1986). A factbook of the mechanical properties of the components for a single-unit and articulated heavy trucks. Phase I final report. Ann Arbor, UMTRI - University of Michigan Transportation Research Institute.
- [30] Garcia, L. O., F. R. Wilson, et al. "Heavy Truck Dynamic Rollover: Effect of Load Distribution, Cargo Type, and Road Design Characteristics." Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board **1851**(2003): 25-31.
- [31] Winkler, C. (2000). "Rollover of Heavy Commercial Vehicles." UMTRI Research Review **Vol. 31**,(No. 4).
- [32] Coker, R. A. (2003). An investigation into the feasibility and application of fibre composites to flatbed semi-trailers, University of southern queensland.
- [33] École Polytechnique Montréal, Notes de cours mec6405. "Notions d'extensométrie par jauges à résistance électrique".
http://www.cours.polymtl.ca/mec6405/Receuil/M6405_Chap2_H06.pdf
- [34] (2004). Certification of road-friendly suspension systems. Department of transport and regional services.
- [35] Shighley, J. E., C. R. Mischke, et al. (2004). Mechanical engineering design, McGraw-Hill.
- [36] VISHAY. "Shunt calibration of strain gages and instruments, Tech note TN-514." from <http://www.vishay.com/docs/11064/tn514.pdf>.
- [37] Davis, L. and J. Bunker (2008). Suspension testing of 3 heavy vehicles - methodology and preliminary frequency analysis. Department of main roads, Queensland Government.

ANNEXE 1

DÉVELOPPEMENT DES ÉQUATIONS DE MOUVEMENT POUR LES MODÈLES 2D ET 3D

MODÈLE 2D REMROQUE ET VÉHICULE TRACTEUR

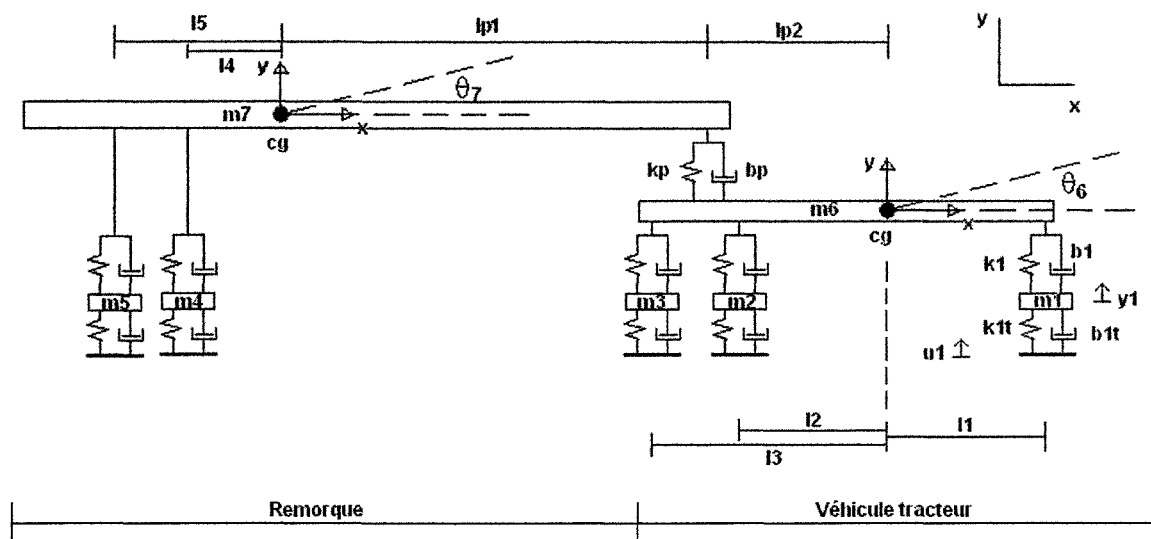


Figure A1.1 : Modèle 2D.

- l_1 : Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et la roue 1.
- l_2 : Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et la roue 2.
- l_3 : Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et la roue 3.
- l_4 : Distance entre le centre de masse de la remorque et la roue 4.
- l_5 : Distance entre le centre de masse de la remorque et la roue 5.
- l_{p1} : Distance entre le centre de masse de la remorque et le point d'attache.
- l_{p2} : Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et le point d'attache.
- m_1 : Masse de l'ensemble roue 1.
- m_2 : Masse de l'ensemble roue 2.
- m_3 : Masse de l'ensemble roue 3.
- m_4 : Masse de l'ensemble roue 4.
- m_5 : Masse de l'ensemble roue 5.
- m_6 : Masse du véhicule tracteur.
- m_7 : Masse de la remorque.
- k_i : Constante de ressort pour la suspension de la roue i .
- k_{ti} : Constante de ressort du pneu de la roue i .
- k_p : Constante de ressort du point d'attache entre la remorque et le véhicule tracteur.
- b_i : Coefficient d'amortissement de la suspension de la roue i .
- b_{ti} : Coefficient d'amortissement du pneu de la roue i .
- b_p : Coefficient d'amortissement du point d'attache entre la remorque et le véhicule.
- θ_i : Angle de rotation de l'élément i (tangage).
- U_i : Position de la chaussée à la roue i .

Puisque les forces développées par les éléments ressorts et amortisseurs peuvent agir suivant deux directions, les forces sont définies positives lorsqu'elles tendent à engendrer un mouvement de la masse dans la direction positive de l'axe.

Équation de mouvement, modèle 2D : Roue1

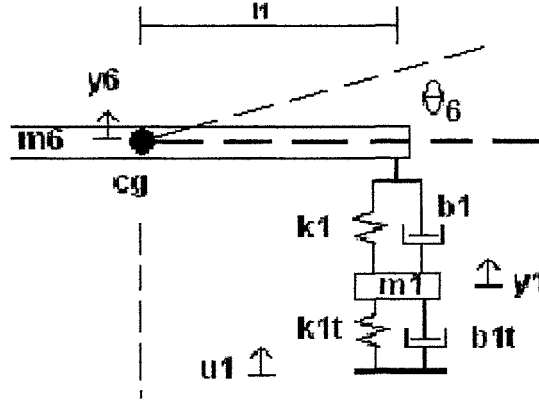


Figure A1.2 : Modèle 2D, roue1.

Forces pneu

$$F_{k1t} = k_{1t} (u_1 - y_1)$$

$$F_{b1t} = b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1)$$

Forces suspension

$$F_{k1} = k_1 [(y_6 + l_1 \theta_6) - y_1]$$

$$F_{b1} = b_1 [(\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_1]$$

(A1.1)

Équation du mouvement de la masse 1

$$\sum F_{m_1} = m_1 \ddot{y}_1$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = F_{k1t} + F_{b1t} + F_{k1} + F_{b1}$$

(A1.2)

$$m_1 \ddot{y}_1 = k_{1t} (u_1 - y_1) + b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1) + k_1 [(y_6 + l_1 \theta_6) - y_1] + b_1 [(\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_1]$$

Équation de mouvement, modèle 2D : Roue2

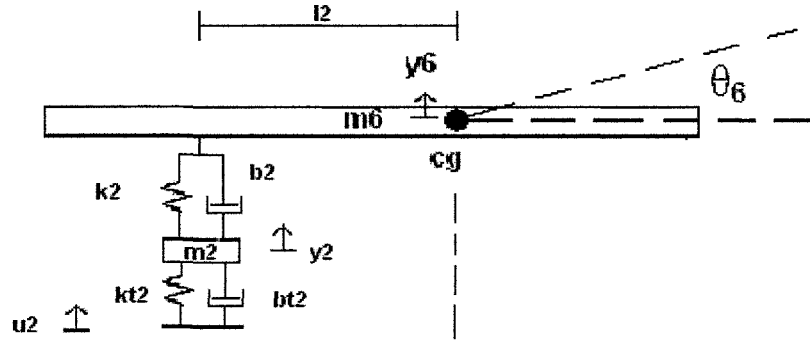


Figure A1.3 : Modèle 2D, roue2.

Forces pneu

$$F_{k_{2t}} = k_{2t} (u_2 - y_2)$$

$$F_{b_{2t}} = b_{2t} (\dot{u}_2 - \dot{y}_2)$$

Forces suspension

$$F_{k_2} = k_2 [(y_6 - l_2 \theta_6) - y_2]$$

$$F_{b_2} = b_2 [(\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_2]$$

(A1.3)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 2

$$\Sigma F_{m_2} = m_2 \ddot{y}_2$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = F_{k_{2t}} + F_{b_{2t}} + F_{k_2} + F_{b_2}$$

(A1.4)

$$m_2 \ddot{y}_2 = k_{2t} (u_2 - y_2) + b_{2t} (\dot{u}_2 - \dot{y}_2) + k_2 [(y_6 - l_2 \theta_6) - y_2] + b_2 [(\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6) - \dot{y}_2]$$

Équation de mouvement, modèle 2D : Roue3

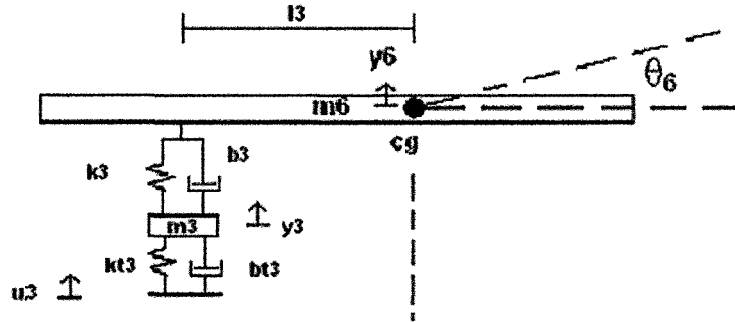


Figure A1.4 : Modèle 2D, roue3.

Forces pneu

$$F_{k3t} = k_{3t}(u_3 - y_3)$$

$$F_{b3t} = b_{3t}(\dot{u}_3 - \dot{y}_3)$$

Forces suspension

$$F_{k3} = k_3[(y_6 - l_3\theta_6) - y_3]$$

$$F_{b3} = b_3[(\dot{y}_6 - l_3\dot{\theta}_6) - \dot{y}_3]$$

(A1.5)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 3

$$\sum F_{m_3} = m_3\ddot{y}_3$$

$$m_3\ddot{y}_3 = F_{k3t} + F_{b3t} + F_{k3} + F_{b3}$$

(A1.6)

$$m_3\ddot{y}_3 = k_{3t}(u_3 - y_3) + b_{3t}(\dot{u}_3 - \dot{y}_3) + k_3[(y_6 - l_3\theta_6) - y_3] + b_3[(\dot{y}_6 - l_3\dot{\theta}_6) - \dot{y}_3]$$

Équation de mouvement : , modèle 2D Roue4

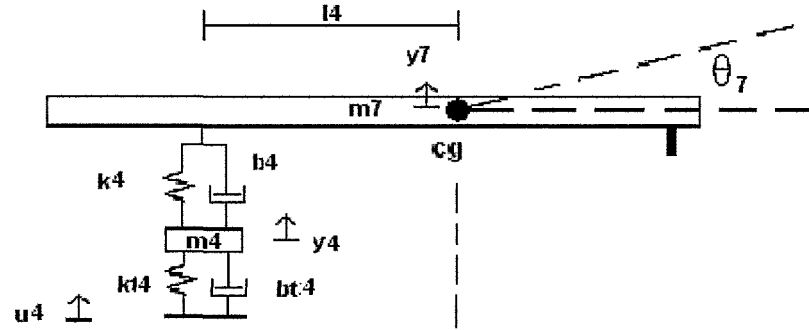


Figure A1.5 : Modèle 2D, roue4.

Forces pneu

$$F_{k_{4t}} = k_{4t} (u_4 - y_4)$$

$$F_{b_{4t}} = b_{4t} (\dot{u}_4 - \dot{y}_4)$$

Forces suspension

$$F_{k_4} = k_4 [(y_7 - l_4 \theta_7) - y_4]$$

$$F_{b_4} = b_4 [(\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7) - \dot{y}_4]$$

(A1.7)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 4

$$\Sigma F_{m_4} = m_4 \ddot{y}_4$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = F_{k_{4t}} + F_{b_{4t}} + F_{k_4} + F_{b_4}$$

(A1.8)

$$m_4 \ddot{y}_4 = k_{4t} (u_4 - y_4) + b_{4t} (\dot{u}_4 - \dot{y}_4) + k_4 [(y_7 - l_4 \theta_7) - y_4] + b_4 [(\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7) - \dot{y}_4]$$

Équation de mouvement, modèle 2D : Roue5

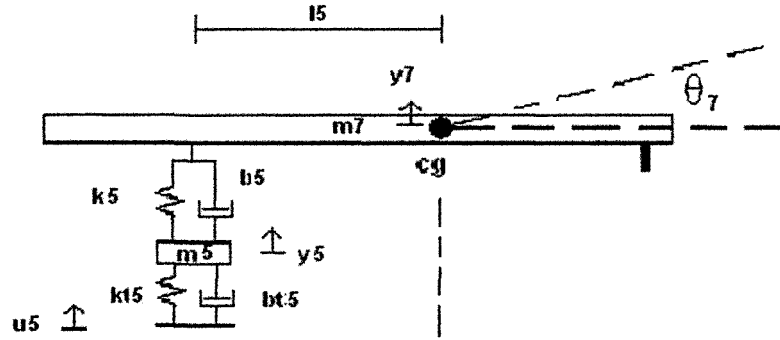


Figure A1.6 : Modèle 2D, roue5.

Forces pneu

$$F_{k_{5t}} = k_{5t} (u_5 - y_5)$$

$$F_{b_{5t}} = b_{5t} (\dot{u}_5 - \dot{y}_5)$$

Forces suspension

$$F_{k_5} = k_5 [(y_7 - l_5 \theta_7) - y_5]$$

$$F_{b_5} = b_5 [(\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7) - \dot{y}_5]$$

(A1.9)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 5

$$\sum F_{m_5} = m_5 \ddot{y}_5$$

$$m_5 \ddot{y}_5 = F_{k_{5t}} + F_{b_{5t}} + F_{k_5} + F_{b_5}$$

(A1.10)

$$m_5 \ddot{y}_5 = k_{5t} (u_5 - y_5) + b_{5t} (\dot{u}_5 - \dot{y}_5) + k_5 [(y_7 - l_5 \theta_7) - y_5] + b_5 [(\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7) - \dot{y}_5]$$

Équations de mouvement, modèle 2D : Véhicule tracteur

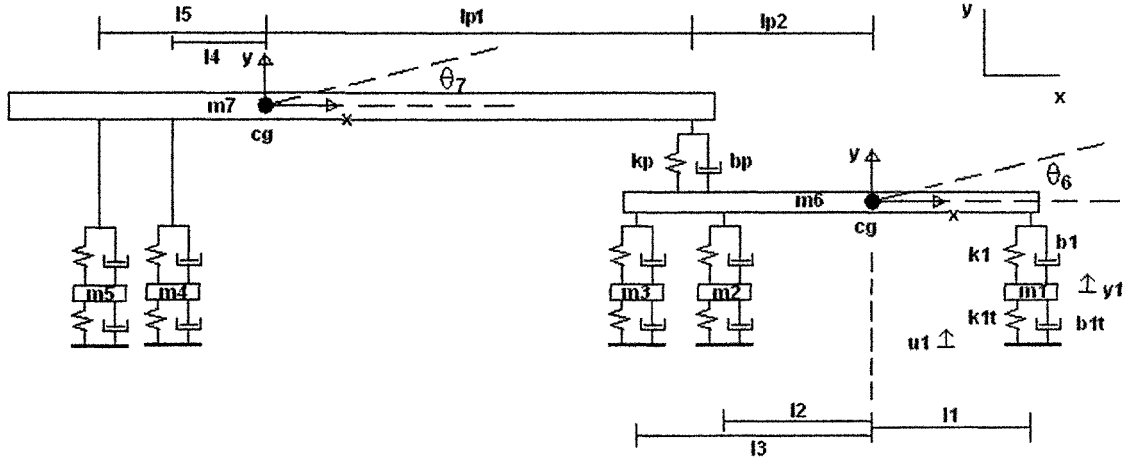


Figure A1.7 : Modèle 2D, véhicule tracteur.

Forces suspension1

$$F_{k1} = k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)]$$

$$F_{b1} = b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)]$$

Moments suspension1

$$M_{F_{k1}} = l_1 k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)]$$

$$M_{F_{b1}} = l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)]$$

(A1.11)

Forces suspension2

$$F_{k2} = k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)]$$

$$F_{b2} = b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)]$$

Moments suspension2

$$M_{F_{k2}} = -l_2 k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)]$$

$$M_{F_{b2}} = -l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)]$$

(A1.12)

Forces suspension3

$$F_{k3} = k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)]$$

$$F_{b3} = b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)]$$

Moments suspension3

$$M_{F_{k3}} = -l_3 k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)]$$

$$M_{F_{b3}} = -l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)]$$

(A1.13)

Forces suspension « fifth wheel »

Moments suspension « fifth wheel »

$$\begin{aligned}
 F_{kp} &= k_p \left[(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6) \right] & M_{F_{kp}} &= -l_{p2} k_p \left[(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6) \right] \\
 F_{bp} &= b_p \left[(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) \right] & M_{F_{bp}} &= -l_{p2} b_p \left[(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.14}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Bondissement

$$\Sigma F_{m_6} = m_6 \ddot{y}_6$$

$$m_6 \ddot{y}_6 = F_{k1} + F_{b1} + F_{k2} + F_{b2} + F_{k3} + F_{b3} + F_{kp} + F_{bp}$$

$$\begin{aligned}
 m_6 \ddot{y}_6 = & k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)] + b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)] + b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)] + b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)] \\
 & + k_p [(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)] \\
 & + b_p [(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned} \tag{A1.15}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Tangage

$$\Sigma M_{m_6} = I_{\theta 6} \ddot{\theta}_6$$

$$I_{\theta 6} \ddot{\theta}_6 = M_{F_{k1}} + M_{F_{b1}} + M_{F_{k2}} + M_{F_{b2}} + M_{F_{k3}} + M_{F_{b3}} + M_{F_{kp}} + M_{F_{bp}}$$

$$\begin{aligned}
 I_{\theta 6} \ddot{\theta}_6 = & l_1 k_1 [y_1 - (y_6 + l_1 \theta_6)] + l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_6 + l_1 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_2 k_2 [y_2 - (y_6 - l_2 \theta_6)] - l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_3 k_3 [y_3 - (y_6 - l_3 \theta_6)] - l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_6 - l_3 \dot{\theta}_6)] \\
 & - l_{p2} k_p [(y_7 + l_{p1} \theta_7) - (y_6 - l_{p2} \theta_6)] \\
 & - l_{p2} b_p [(\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7) - (\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6)]
 \end{aligned} \tag{A1.16}$$

Équation de mouvement, modèle 2D : Remorque

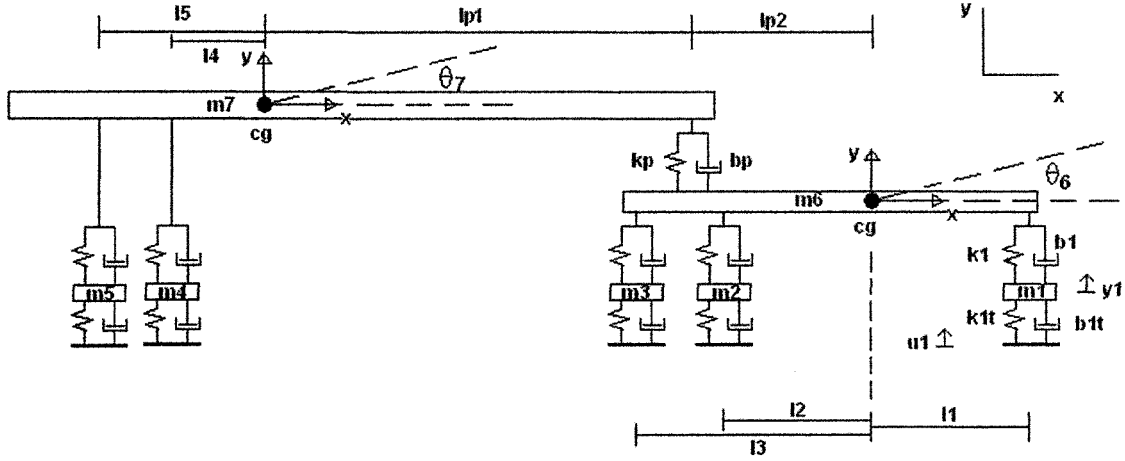


Figure A1.8 : Modèle 2D, remorque.

Forces suspension4

$$F_{k4} = k_4 [y_4 - (y_7 - l_4 \theta_7)]$$

$$F_{b4} = b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7)]$$

Moments suspension4

$$M_{F_{k4}} = -l_4 k_4 [y_4 - (y_7 - l_4 \theta_7)]$$

$$M_{F_{b4}} = -l_4 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7)]$$

(A1.17)

Forces suspension5

$$F_{k5} = k_5 [y_5 - (y_7 - l_5 \theta_7)]$$

$$F_{b5} = b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7)]$$

Moments suspension5

$$M_{F_{k5}} = -l_5 k_5 [y_5 - (y_7 - l_5 \theta_7)]$$

$$M_{F_{b5}} = -l_5 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7)]$$

(A1.18)

Forces suspension « fifth wheel »

$$F_{kp} = k_p [(y_6 - l_{p2} \theta_6) - (y_7 + l_{p1} \theta_7)]$$

$$F_{bp} = b_p [(\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) - (\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7)]$$

Moments suspension « fifth wheel »

$$M_{F_{kp}} = l_{p1} k_p [(y_6 - l_{p2} \theta_6) - (y_7 + l_{p1} \theta_7)]$$

$$M_{F_{bp}} = l_{p2} b_p [(\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) - (\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7)]$$

(A1.19)

Équation de mouvement de la remorque: Bondissement

$$\Sigma F_{m_7} = m_7 \ddot{y}_7$$

$$m_7 \ddot{y}_7 = F_{k_4} + F_{b_4} + F_{k_5} + F_{b_5} + F_{k_p} + F_{b_p}$$

(A1.20)

$$\begin{aligned} m_7 \ddot{y}_7 = & k_4 [y_4 - (y_7 - l_4 \theta_7)] + b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7)] \\ & + k_5 [y_5 - (y_7 - l_5 \theta_7)] + b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7)] \\ & + k_p [(y_6 - l_{p2} \theta_6) - (y_7 + l_{p1} \theta_7)] + b_p [(\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) - (\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7)] \end{aligned}$$

Équation de mouvement de la remorque: Tangage

$$\Sigma M_{m_7} = I_{\theta_7} \ddot{\theta}_7$$

$$I_{\theta_7} \ddot{\theta}_7 = M_{F_{k_4}} + M_{F_{b_4}} + M_{F_{k_5}} + M_{F_{b_5}} + M_{F_{k_p}} + M_{F_{b_p}}$$

$$\begin{aligned} I_{\theta_7} \ddot{\theta}_7 = & -l_4 k_4 [y_4 - (y_7 - l_4 \theta_7)] - l_4 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_7 - l_4 \dot{\theta}_7)] \\ & - l_5 k_5 [y_5 - (y_7 - l_5 \theta_7)] - l_5 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_7 - l_5 \dot{\theta}_7)] \\ & + l_{p1} k_p [(y_6 - l_{p2} \theta_6) - (y_7 + l_{p1} \theta_7)] \\ & + l_{p2} b_p [(\dot{y}_6 - l_{p2} \dot{\theta}_6) - (\dot{y}_7 + l_{p1} \dot{\theta}_7)] \end{aligned} \quad (A1.21)$$

MODEL 3D REMORQUE ET VÉHICULE TRACTEUR

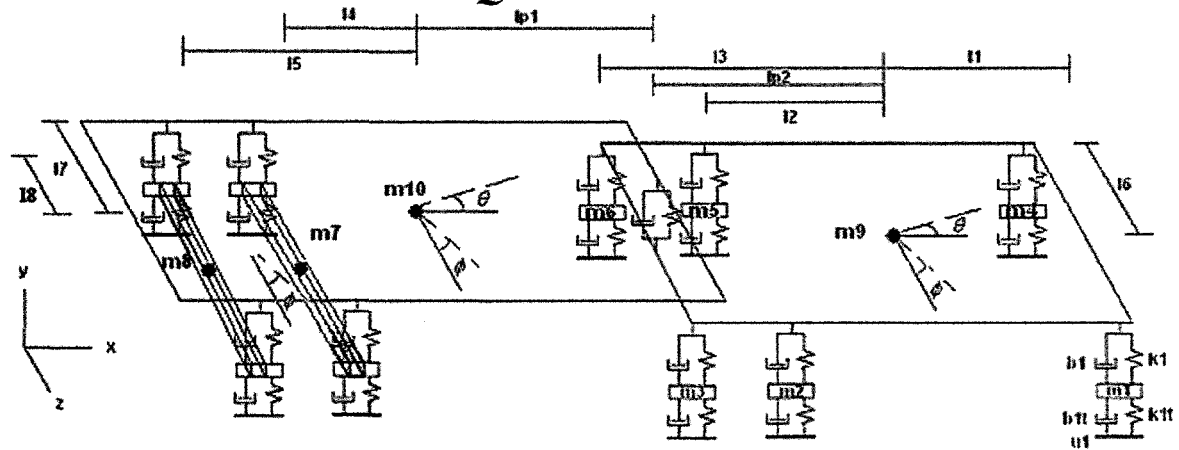


Figure A1.9 : Modèle 3D.

Nomenclature

- li : Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et la roue i .
- $l6$: Distance latérale entre le centre de masse du véhicule tracteur et les roues.
- $l7$: Distance latérale entre le centre de masse de la remorque et les roues.
- $l8$: Distance latérale entre le centre de masse de la remorque et les points d'attache des suspensions.
- $lp1$: Distance entre le centre de masse de la remorque et le point d'attache de la « fifth wheel ».
- $lp2$: Distance entre le centre de masse du véhicule tracteur et le point d'attache de la « fifth wheel ».
- mi : Masse de l'ensemble roue i .
- $m7$: Masse de l'ensemble roues et essieu 7.
- $m8$: Masse de l'ensemble roues et essieu 8.
- $m9$: Masse du véhicule tracteur.
- $m10$: Masse de la remorque.
- ki : Constante de ressort pour la suspension de la roue i .
- kti : Constante de ressort le pneu de la roue i .
- kp : Constante de ressort de la « fifth wheel ».
- bi : Coefficient d'amortissement pour la suspension de la roue i .
- bti : Coefficient d'amortissement pour le pneu de la roue i .
- bp : Coefficient d'amortissement de la « fifth wheel ».
- θi : Position angulaire de l'élément i en tangage.
- Ui : Position de la chaussée à la roue i .
- ϕi : Position angulaire de l'élément i en roulis.

Veuillez vous référer à la figure A1.9 pour le développement des équations de mouvement du modèle 3D.

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue1

Forces pneu

$$F_{k1t} = k_{1t} (u_1 - y_1)$$

$$F_{b1t} = b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1)$$

Forces suspension

$$F_{k1} = k_1 [(y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_1]$$

$$F_{b1} = b_1 [(\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_1]$$

(A1.22)

Équation du mouvement de la roue1

$$\sum F_{m_1} = m_1 \ddot{y}_1$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = F_{k1t} + F_{b1t} + F_{k1} + F_{b1}$$

(A1.23)

$$m_1 \ddot{y}_1 = k_{1t} (u_1 - y_1) + b_{1t} (\dot{u}_1 - \dot{y}_1) + k_1 [(y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_1] + b_1 [(\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_1]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue2

Forces pneu

$$F_{k2t} = k_{2t} (u_2 - y_2)$$

$$F_{b2t} = b_{2t} (\dot{u}_2 - \dot{y}_2)$$

Forces suspension

$$F_{k2} = k_2 [(y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_2]$$

$$F_{b2} = b_2 [(\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_2]$$

(A1.24)

Équation du mouvement de la roue2

$$\sum F_{m_2} = m_2 \ddot{y}_2$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = F_{k2t} + F_{b2t} + F_{k2} + F_{b2}$$

(A1.25)

$$m_2 \ddot{y}_2 = k_{2t} (u_2 - y_2) + b_{2t} (\dot{u}_2 - \dot{y}_2) + k_2 [(y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_2] + b_2 [(\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_2]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue3

Forces pneu

$$F_{k3t} = k_{3t} (u_3 - y_3)$$

$$F_{b3t} = b_{3t} (\dot{u}_3 - \dot{y}_3)$$

Forces suspension

$$F_{k3} = k_3 [(y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_3]$$

$$F_{b3} = b_3 [(\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_3]$$

(A1.26)

Équation du mouvement de la roue3

$$\sum F_{m_3} = m_3 \ddot{y}_3$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = F_{k3t} + F_{b3t} + F_{k3} + F_{b3} \quad (A1.27)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = k_{3t} (u_3 - y_3) + b_{3t} (\dot{u}_3 - \dot{y}_3) + k_3 [(y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9) - y_3] + b_3 [(\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_3]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue4

Forces pneu

$$F_{k4t} = k_{4t} (u_4 - y_4)$$

$$F_{b4t} = b_{4t} (\dot{u}_4 - \dot{y}_4)$$

Forces suspension

$$F_{k4} = k_4 [(y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_4]$$

$$F_{b4} = b_4 [(\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_4]$$

(A1.28)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 4

$$\sum F_{m_4} = m_4 \ddot{y}_4$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = F_{k4t} + F_{b4t} + F_{k4} + F_{b4} \quad (A1.29)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = k_{4t} (u_4 - y_4) + b_{4t} (\dot{u}_4 - \dot{y}_4) + k_4 [(y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_4] + b_4 [(\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_4]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue5

Forces pneu

$$F_{k5t} = k_{5t} (u_5 - y_5)$$

$$F_{b5t} = b_{5t} (\dot{u}_5 - \dot{y}_5)$$

Forces suspension

$$F_{k5} = k_5 [(y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_5]$$

$$F_{b5} = b_5 [(\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_5]$$

(A1.30)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 5

$$\sum F_{m_5} = m_5 \ddot{y}_5$$

$$m_5 \ddot{y}_5 = F_{k5t} + F_{b5t} + F_{k5} + F_{b5}$$

(A1.31)

$$m_5 \ddot{y}_5 = k_{5t} (u_5 - y_5) + b_{5t} (\dot{u}_5 - \dot{y}_5) + k_5 [(y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_5] + b_5 [(\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_5]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Roue6

Forces pneu

$$F_{k6t} = k_{6t} (u_6 - y_6)$$

$$F_{b6t} = b_{6t} (\dot{u}_6 - \dot{y}_6)$$

Forces suspension

$$F_{k6} = k_6 [(y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_6]$$

$$F_{b6} = b_6 [(\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_6]$$

(A1.32)

Équation de mouvement pour l'ensemble roue 6

$$\sum F_{m_6} = m_6 \ddot{y}_6$$

$$m_6 \ddot{y}_6 = F_{k6t} + F_{b6t} + F_{k6} + F_{b6}$$

(A1.33)

$$m_6 \ddot{y}_6 = k_{6t} (u_6 - y_6) + b_{6t} (\dot{u}_6 - \dot{y}_6) + k_6 [(y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9) - y_6] + b_6 [(\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) - \dot{y}_6]$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Essieu7

Forces pneus

Forces suspensions

$$\begin{aligned}
 F_{k_{7t_1}} &= k_{7t} [u_{7_1} - (y_7 + l_7 \phi_7)] & F_{k_{7_1}} &= k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_7 + l_8 \phi_7)] \\
 F_{b_{7t_1}} &= b_{7t} [\dot{u}_{7_1} - (\dot{y}_7 + l_7 \dot{\phi}_7)] & F_{b_{7_1}} &= b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7)] \\
 F_{k_{7t_2}} &= k_{7t} [u_{7_2} - (y_7 - l_7 \phi_7)] & F_{k_{7_2}} &= k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_7 - l_8 \phi_7)] \\
 F_{b_{7t_2}} &= b_{7t} [\dot{u}_{7_2} - (\dot{y}_7 - l_7 \dot{\phi}_7)] & F_{b_{7_2}} &= b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7)]
 \end{aligned} \tag{A1.34}$$

Moments pneus

$$\begin{aligned}
 M_{F_{k_{7t_1}}} &= l_7 k_{7t} [u_{7_1} - (y_7 + l_7 \phi_7)] \\
 M_{F_{b_{7t_1}}} &= l_7 b_{7t} [\dot{u}_{7_1} - (\dot{y}_7 + l_7 \dot{\phi}_7)] \\
 M_{F_{k_{7t_2}}} &= -l_7 k_{7t} [u_{7_2} - (y_7 - l_7 \phi_7)] \\
 M_{F_{b_{7t_2}}} &= -l_7 b_{7t} [\dot{u}_{7_2} - (\dot{y}_7 - l_7 \dot{\phi}_7)]
 \end{aligned} \tag{A1.35}$$

Moments suspensions

$$\begin{aligned}
 M_{F_{k_{7_1}}} &= l_8 k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_7 + l_8 \phi_7)] \\
 M_{F_{b_{7_1}}} &= l_8 b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7)] \\
 M_{F_{k_{7_2}}} &= -l_8 k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_7 - l_8 \phi_7)] \\
 M_{F_{b_{7_2}}} &= -l_8 b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7)]
 \end{aligned} \tag{A1.36}$$

Équation de mouvement de l'essieu 7 : Bondissement

$$\Sigma F_{m_7} = m_7 \ddot{y}_7$$

$$m_7 \ddot{y}_7 = F_{k7t_{-1}} + F_{b7t_{-1}} + F_{k7t_{-2}} + F_{b7t_{-2}} + F_{k7_{-1}} + F_{b7_{-1}} + F_{k7_{-2}} + F_{b7_{-2}} \quad (A1.37)$$

$$\begin{aligned} m_7 \ddot{y}_7 = & k_{7t} [u_{7_{-1}} - (y_7 + l_7 \phi_7)] + b_{7t} [\dot{u}_{7_{-1}} - (\dot{y}_7 + l_7 \dot{\phi}_7)] \\ & + k_{7t} [u_{7_{-2}} - (y_7 - l_7 \phi_7)] + b_{7t} [\dot{u}_{7_{-2}} - (\dot{y}_7 - l_7 \dot{\phi}_7)] \\ & + k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_7 + l_8 \phi_7)] + b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7)] \\ & + k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_7 - l_8 \phi_7)] + b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7)] \end{aligned}$$

Équation de mouvement de l'essieu 7 : Roulis

$$\Sigma M_{m_7} = I_{\phi 7} \ddot{\phi}_7$$

$$I_{\phi 7} \ddot{\phi}_7 = M_{F_{k7t_{-1}}} + M_{F_{b7t_{-1}}} + M_{F_{k7t_{-2}}} + M_{F_{b7t_{-2}}} + M_{F_{k7_{-1}}} + M_{F_{b7_{-1}}} + M_{F_{k7_{-2}}} + M_{F_{b7_{-2}}} \quad (A1.38)$$

$$\begin{aligned} I_{\phi 7} \ddot{\phi}_7 = & l_7 k_{7t} [u_{7_{-1}} - (y_7 + l_7 \phi_7)] + l_7 b_{7t} [\dot{u}_{7_{-1}} - (\dot{y}_7 + l_7 \dot{\phi}_7)] \\ & - l_7 k_{7t} [u_{7_{-2}} - (y_7 - l_7 \phi_7)] - l_7 b_{7t} [\dot{u}_{7_{-2}} - (\dot{y}_7 - l_7 \dot{\phi}_7)] \\ & + l_8 k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_7 + l_8 \phi_7)] + l_8 b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7)] \\ & - l_8 k_7 [(y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_7 - l_8 \phi_7)] - l_8 b_7 [(\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7)] \end{aligned}$$

Équation de mouvement, modèle 3D : Essieu8

Forces pneus

Forces suspensions

$$\begin{aligned}
 F_{k8t_1} &= k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] & F_{k8_1} &= k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] \\
 F_{b8t_1} &= b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] & F_{b8_1} &= b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\
 F_{k8t_2} &= k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] & F_{k8_2} &= k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] \\
 F_{b8t_2} &= b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)] & F_{b8_2} &= b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)]
 \end{aligned} \tag{A1.39}$$

Moments pneus

$$\begin{aligned}
 M_{F_{k8t_1}} &= l_7 k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] \\
 M_{F_{b8t_1}} &= l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] \\
 M_{F_{k8t_2}} &= -l_7 k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] \\
 M_{F_{b8t_2}} &= -l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)]
 \end{aligned} \tag{A1.40}$$

Moments suspensions

$$\begin{aligned}
 M_{F_{k8_1}} &= l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] \\
 M_{F_{b8_1}} &= l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\
 M_{F_{k8_2}} &= -l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] \\
 M_{F_{b8_2}} &= -l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)]
 \end{aligned} \tag{A1.41}$$

Équation de mouvement de l'essieu 8 : Bondissement

$$\sum F_{m_8} = m_8 \ddot{y}_8$$

$$m_8 \ddot{y}_8 = F_{k8t_1} + F_{b8t_1} + F_{k8t_2} + F_{b8t_2} + F_{k8_1} + F_{b8_1} + F_{k8_2} + F_{b8_2} \quad (A1.42)$$

$$\begin{aligned} m_8 \ddot{y}_8 = & k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] + b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] \\ & + k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] + b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)] \\ & + k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] + b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\ & + k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] + b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)] \end{aligned}$$

Équation de mouvement de l'essieu 8 : Roulis

$$\sum M_{m_8} = I_{\phi 8} \ddot{\phi}_8$$

$$I_{\phi 8} \ddot{\phi}_8 = M_{F_{k8t_1}} + M_{F_{b8t_1}} + M_{F_{k8t_2}} + M_{F_{b8t_2}} + M_{F_{k8_1}} + M_{F_{b8_1}} + M_{F_{k8_2}} + M_{F_{b8_2}} \quad (A1.43)$$

$$\begin{aligned} I_{\phi 8} \ddot{\phi}_8 = & l_7 k_{8t} [u_{8_1} - (y_8 + l_7 \phi_8)] + l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_1} - (\dot{y}_8 + l_7 \dot{\phi}_8)] \\ & - l_7 k_{8t} [u_{8_2} - (y_8 - l_7 \phi_8)] - l_7 b_{8t} [\dot{u}_{8_2} - (\dot{y}_8 - l_7 \dot{\phi}_8)] \\ & + l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) - (y_8 + l_8 \phi_8)] + l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8)] \\ & - l_8 k_8 [(y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) - (y_8 - l_8 \phi_8)] - l_8 b_8 [(\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) - (\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8)] \end{aligned}$$

Équations de mouvement, modèle 3D : Véhicule tracteur

Forces suspension1

$$\begin{aligned} F_{k1} &= k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ F_{b1} &= b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned}$$

Moments suspension1

$$\begin{aligned} M_{\theta F_{k1}} &= l_1 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\theta F_{b1}} &= l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ M_{\phi F_{k1}} &= l_6 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\phi F_{b1}} &= l_6 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned} \quad (A1.44)$$

Forces suspension2

$$\begin{aligned} F_{k2} &= k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ F_{b2} &= b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned}$$

Moments suspension2

$$\begin{aligned} M_{\theta F_{k2}} &= -l_2 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\theta F_{b2}} &= -l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ M_{\phi F_{k2}} &= l_6 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\phi F_{b2}} &= l_6 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned} \quad (A1.45)$$

Forces suspension3

$$\begin{aligned} F_{k3} &= k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ F_{b3} &= b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned}$$

Moments suspension3

$$\begin{aligned} M_{\theta F_{k3}} &= -l_3 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\theta F_{b3}} &= -l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ M_{\phi F_{k3}} &= l_6 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] \\ M_{\phi F_{b3}} &= l_6 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned} \quad (A1.46)$$

Forces suspension4

$$\begin{aligned} F_{k4} &= k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] \\ F_{b4} &= b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned}$$

Moments suspension4

$$\begin{aligned} M_{\theta F_{k4}} &= l_1 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] \\ M_{\theta F_{b4}} &= l_1 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\ M_{\phi F_{k4}} &= -l_6 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] \\ M_{\phi F_{b4}} &= -l_6 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \end{aligned} \quad (A1.47)$$

Forces suspension5

$$F_{k5} = k_5 \left[y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$F_{b5} = b_5 \left[\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9) \right]$$

Moments suspension5

$$M_{\theta F_{k5}} = -l_2 k_5 \left[y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$M_{\theta F_{b5}} = -l_2 b_5 \left[\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9) \right] \quad (A1.48)$$

$$M_{\phi F_{k5}} = -l_6 k_5 \left[y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$M_{\phi F_{b5}} = -l_6 b_5 \left[\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9) \right]$$

Forces suspension6

$$F_{k6} = k_6 \left[y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$F_{b6} = b_6 \left[\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) \right]$$

Moments suspension6

$$M_{\theta F_{k6}} = -l_3 k_6 \left[y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$M_{\theta F_{b6}} = -l_3 b_6 \left[\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) \right] \quad (A1.49)$$

$$M_{\phi F_{k6}} = -l_6 k_6 \left[y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9) \right]$$

$$M_{\phi F_{b6}} = -l_6 b_6 \left[\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9) \right]$$

Forces suspension « fifth wheel »

$$F_{kp} = k_p \left[(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9) \right]$$

$$F_{bp} = b_p \left[(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) \right]$$

Moments suspension « fifth wheel »

$$M_{\theta F_{kp}} = -l_{p2} k_p \left[(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9) \right] \quad (A1.50)$$

$$M_{\theta F_{bp}} = -l_{p2} b_p \left[(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) \right]$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Bondissement

$$\Sigma F_{m_9} = m_9 \ddot{y}_9$$

$$\begin{aligned}
 m_9 \ddot{y}_9 &= F_{k1} + F_{b1} + F_{k2} + F_{b2} + F_{k3} + F_{b3} + F_{k4} + F_{b4} + F_{k5} + F_{b5} + F_{k6} + F_{b6} + F_{kp} + F_{bp} \\
 m_9 \ddot{y}_9 &= k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ k_p [(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9)] + b_p [(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9)]
 \end{aligned} \tag{A1.51}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Tangage

$$\Sigma M_{\theta m_9} = I_{\theta 9} \ddot{\theta}_9$$

$$\begin{aligned}
 I_{\theta 9} \ddot{\theta}_9 &= M_{\theta F_{k1}} + M_{\theta F_{b1}} + M_{\theta F_{k2}} + M_{\theta F_{b2}} + M_{\theta F_{k3}} + M_{\theta F_{b3}} + M_{\theta F_{k4}} + M_{\theta F_{b4}} \\
 &+ M_{\theta F_{k5}} + M_{\theta F_{b5}} + M_{\theta F_{k6}} + M_{\theta F_{b6}} + M_{\theta F_{kp}} + M_{\theta F_{bp}} \\
 I_{\theta 9} \ddot{\theta}_9 &= l_1 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_1 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &- l_2 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] - l_2 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &- l_3 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] - l_3 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &+ l_1 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] + l_1 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &- l_2 k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_2 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_6 - l_2 \dot{\theta}_6 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &- l_3 k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_3 b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\
 &- l_{p2} k_p [(y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) - (y_9 - l_{p2} \theta_9)] - l_{p2} b_p [(\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) - (\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9)]
 \end{aligned} \tag{A1.52}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Roulis

$$\Sigma M_{\phi m_9} = I_{\phi 9} \ddot{\phi}_9$$

$$I_{\phi 9} \ddot{\phi}_9 = M_{\phi F_{k1}} + M_{\phi F_{b1}} + M_{\phi F_{k2}} + M_{\phi F_{b2}} + M_{\phi F_{k3}} + M_{\phi F_{b3}} \\ + M_{\phi F_{k4}} + M_{\phi F_{b4}} + M_{\phi F_{k5}} + M_{\phi F_{b5}} + M_{\phi F_{k6}} + M_{\phi F_{b6}}$$

$$I_{\phi 9} \ddot{\phi}_9 = l_6 k_1 [y_1 - (y_9 + l_1 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_1 [\dot{y}_1 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ + l_6 k_2 [y_2 - (y_9 - l_2 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_2 [\dot{y}_2 - (\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ + l_6 k_3 [y_3 - (y_9 - l_3 \theta_9 + l_6 \phi_9)] + l_6 b_3 [\dot{y}_3 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 + l_6 \dot{\phi}_9)] \\ - l_6 k_4 [y_4 - (y_9 + l_1 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_4 [\dot{y}_4 - (\dot{y}_9 + l_1 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\ - l_6 k_5 [y_5 - (y_9 - l_2 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_5 [\dot{y}_5 - (\dot{y}_9 - l_2 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \\ - l_6 k_6 [y_6 - (y_9 - l_3 \theta_9 - l_6 \phi_9)] - l_6 b_6 [\dot{y}_6 - (\dot{y}_9 - l_3 \dot{\theta}_9 - l_6 \dot{\phi}_9)] \quad (A1.53)$$

Équations de mouvement, modèle 3D : Remorque

Forces essieu7

$$\begin{aligned}
 F_{k7_1} &= k_7 \left[(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 F_{b7_1} &= b_7 \left[(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 F_{k7_2} &= k_7 \left[(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 F_{b7_2} &= b_7 \left[(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.54}$$

Moments essieu7

$$\begin{aligned}
 M_{\theta F_{k7_1}} &= -l_4 k_7 \left[(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{b7_1}} &= -l_4 b_7 \left[(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{k7_2}} &= -l_4 k_7 \left[(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{b7_2}} &= -l_4 b_7 \left[(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{k7_1}} &= l_8 k_7 \left[(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{b7_1}} &= l_8 b_7 \left[(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{k7_2}} &= -l_8 k_7 \left[(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{b7_2}} &= -l_8 b_7 \left[(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.55}$$

Forces essieu8

$$\begin{aligned}
 F_{k8_1} &= k_8 \left[(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 F_{b8_1} &= b_8 \left[(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 F_{k8_2} &= k_8 \left[(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 F_{b8_2} &= b_8 \left[(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.56}$$

Moments essieu8

$$\begin{aligned}
 M_{\theta F_{k8_1}} &= -l_5 k_8 \left[(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{b8_1}} &= -l_5 b_8 \left[(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{k8_2}} &= -l_5 k_8 \left[(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{b8_2}} &= -l_5 b_8 \left[(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.57}$$

$$\begin{aligned}
 M_{\phi F_{k8_1}} &= l_8 k_8 \left[(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{b8_1}} &= l_8 b_8 \left[(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{k8_2}} &= -l_8 k_8 \left[(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] \\
 M_{\phi F_{b8_2}} &= -l_8 b_8 \left[(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]
 \end{aligned}$$

Forces suspension « fifth wheel »

$$\begin{aligned}
 F_{k_p} &= k_p \left[(y_9 - l_{p2} \theta_9) - (y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) \right] \\
 F_{b_p} &= b_p \left[(\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) - (\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.58}$$

Moments suspension « fifth wheel »

$$\begin{aligned}
 M_{\theta F_{k_p}} &= l_{p1} k_p \left[(y_9 - l_{p2} \theta_9) - (y_{10} + l_{p1} \theta_{10}) \right] \\
 M_{\theta F_{b_p}} &= l_{p1} b_p \left[(\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) - (\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10}) \right]
 \end{aligned} \tag{A1.59}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Bondissement

$$\sum F_{m_{10}} = m_{10} \ddot{y}_{10}$$

$$m_{10} \ddot{y}_{10} = F_{k_{7_1}} + F_{b_{7_1}} + F_{k_{7_2}} + F_{b_{7_2}} + F_{k_{8_1}} + F_{b_{8_1}} + F_{k_{8_2}} + F_{b_{8_2}} + F_{k_p} + F_{b_p} \quad (A1.60)$$

$$\begin{aligned} m_{10} \ddot{y}_{10} = & k_7 [(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10})] + b_7 [(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & + k_7 [(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10})] + b_7 [(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & + k_8 [(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10})] + b_8 [(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & + k_8 [(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10})] + b_8 [(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & + k_p [(y_9 - l_{p2} \theta_9) - (y_{10} + l_{p1} \theta_{10})] + b_p [(\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) - (\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10})] \end{aligned}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Tangage

$$\sum M_{\theta m_{10}} = I_{\theta 10} \ddot{\theta}_{10}$$

$$\begin{aligned} I_{\theta 10} \ddot{\theta}_{10} = & M_{\theta F_{k_{7_1}}} + M_{\theta F_{b_{7_1}}} + M_{\theta F_{k_{7_2}}} + M_{\theta F_{b_{7_2}}} \\ & + M_{\theta F_{k_{8_1}}} + M_{\theta F_{b_{8_1}}} + M_{\theta F_{k_{8_2}}} + M_{\theta F_{b_{8_2}}} + M_{\theta F_{k_p}} + M_{\theta F_{b_p}} \end{aligned} \quad (A1.61)$$

$$\begin{aligned} I_{\theta 10} \ddot{\theta}_{10} = & -l_4 k_7 [(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10})] - l_4 b_7 [(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & - l_4 k_7 [(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10})] - l_4 b_7 [(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & - l_5 k_8 [(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10})] - l_5 b_8 [(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & - l_5 k_8 [(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10})] - l_5 b_8 [(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10})] \\ & + l_{p1} k_p [(y_9 - l_{p2} \theta_9) - (y_{10} + l_{p1} \theta_{10})] + l_{p1} b_p [(\dot{y}_9 - l_{p2} \dot{\theta}_9) - (\dot{y}_{10} + l_{p1} \dot{\theta}_{10})] \end{aligned}$$

Équation de mouvement du véhicule tracteur: Roulis

$$\sum M_{\phi_{m_0}} = I_{\phi_{10}} \ddot{\phi}_{10}$$

$$I_{\phi_{10}} \ddot{\phi}_{10} = M_{\phi_{F_{k7_1}}} + M_{\phi_{F_{b7_1}}} + M_{\phi_{F_{k7_2}}} + M_{\phi_{F_{b7_2}}} + M_{\phi_{F_{k8_1}}} + M_{\phi_{F_{b8_1}}} + M_{\phi_{F_{k8_2}}} + M_{\phi_{F_{b8_2}}} \quad (\text{A1.62})$$

$$I_{\phi_{10}} \ddot{\phi}_{10} = l_8 k_7 \left[(y_7 + l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] + l_8 b_7 \left[(\dot{y}_7 + l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] - l_8 k_7 \left[(y_7 - l_8 \phi_7) - (y_{10} - l_4 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] - l_8 b_7 \left[(\dot{y}_7 - l_8 \dot{\phi}_7) - (\dot{y}_{10} - l_4 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] + l_8 k_8 \left[(y_8 + l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} + l_8 \phi_{10}) \right] + l_8 b_8 \left[(\dot{y}_8 + l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} + l_8 \dot{\phi}_{10}) \right] - l_8 k_8 \left[(y_8 - l_8 \phi_8) - (y_{10} - l_5 \theta_{10} - l_8 \phi_{10}) \right] - l_8 b_8 \left[(\dot{y}_8 - l_8 \dot{\phi}_8) - (\dot{y}_{10} - l_5 \dot{\theta}_{10} - l_8 \dot{\phi}_{10}) \right]$$

ANNEXE 2

MODÈLE SIMULINK 2D

Les figures A2.1 à A2.8 montrent la programmation SIMULINK du simulateur 2D. La programmation du simulateur 3D n'est pas présentée en raison de son volume. Il s'agit toutefois du même programme auquel est ajouté le mouvement de roulis du véhicule-tracteur, de la remorque et des essieux.

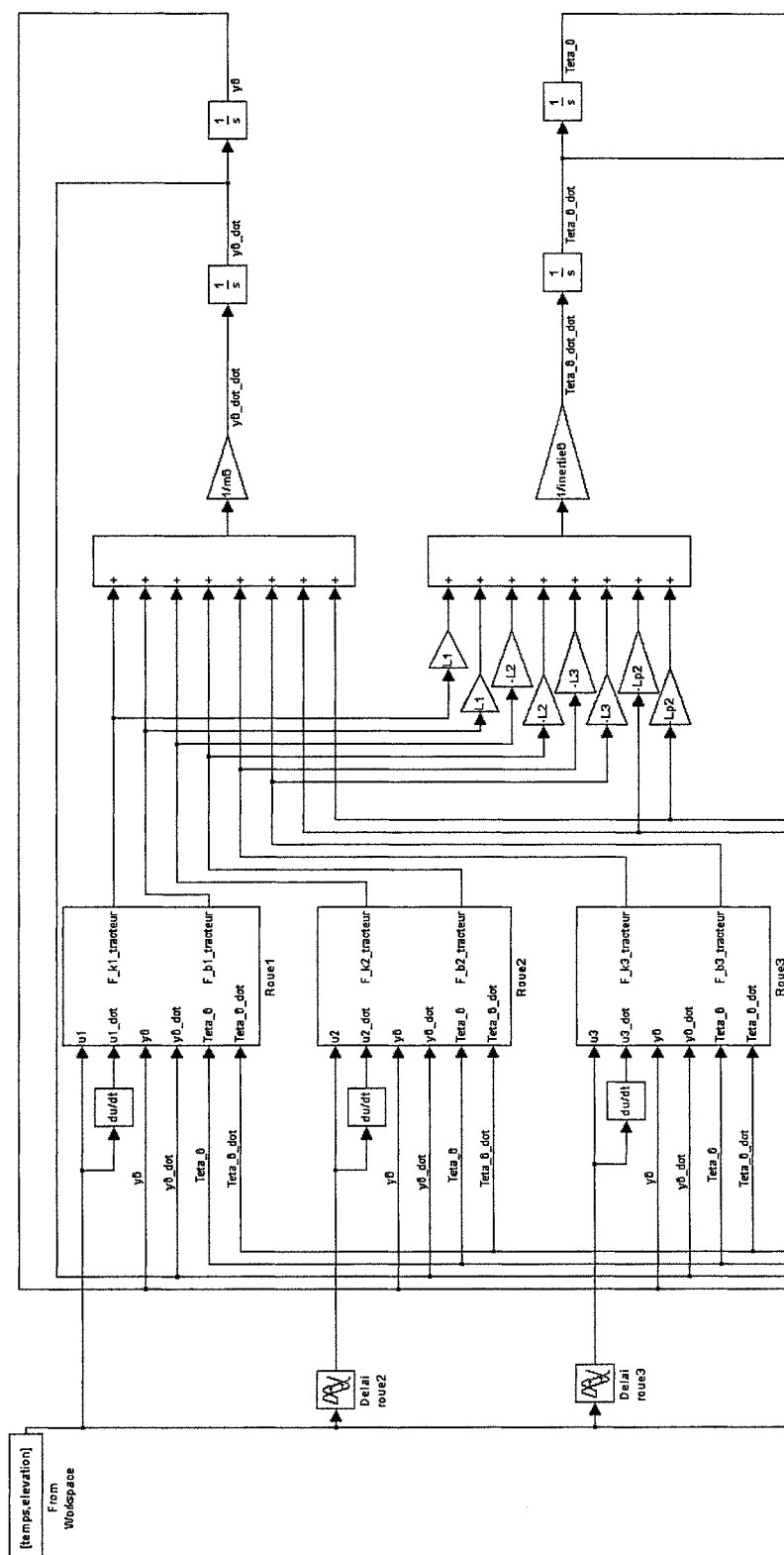


Figure A2.1 : Modèle 2D, vue globale, partie I.

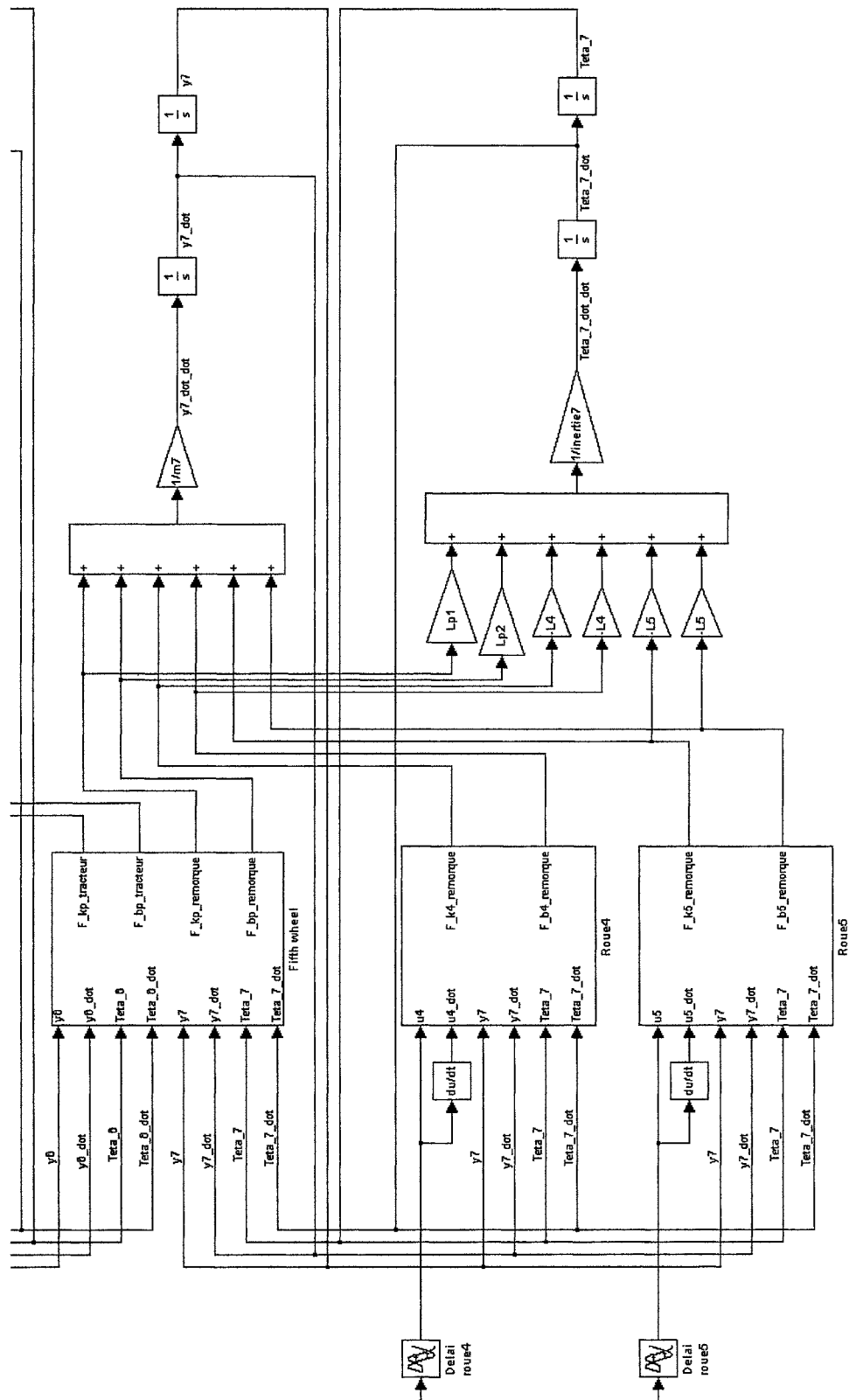


Figure A2.2 : Modèle 2D, vue globale, partie2.

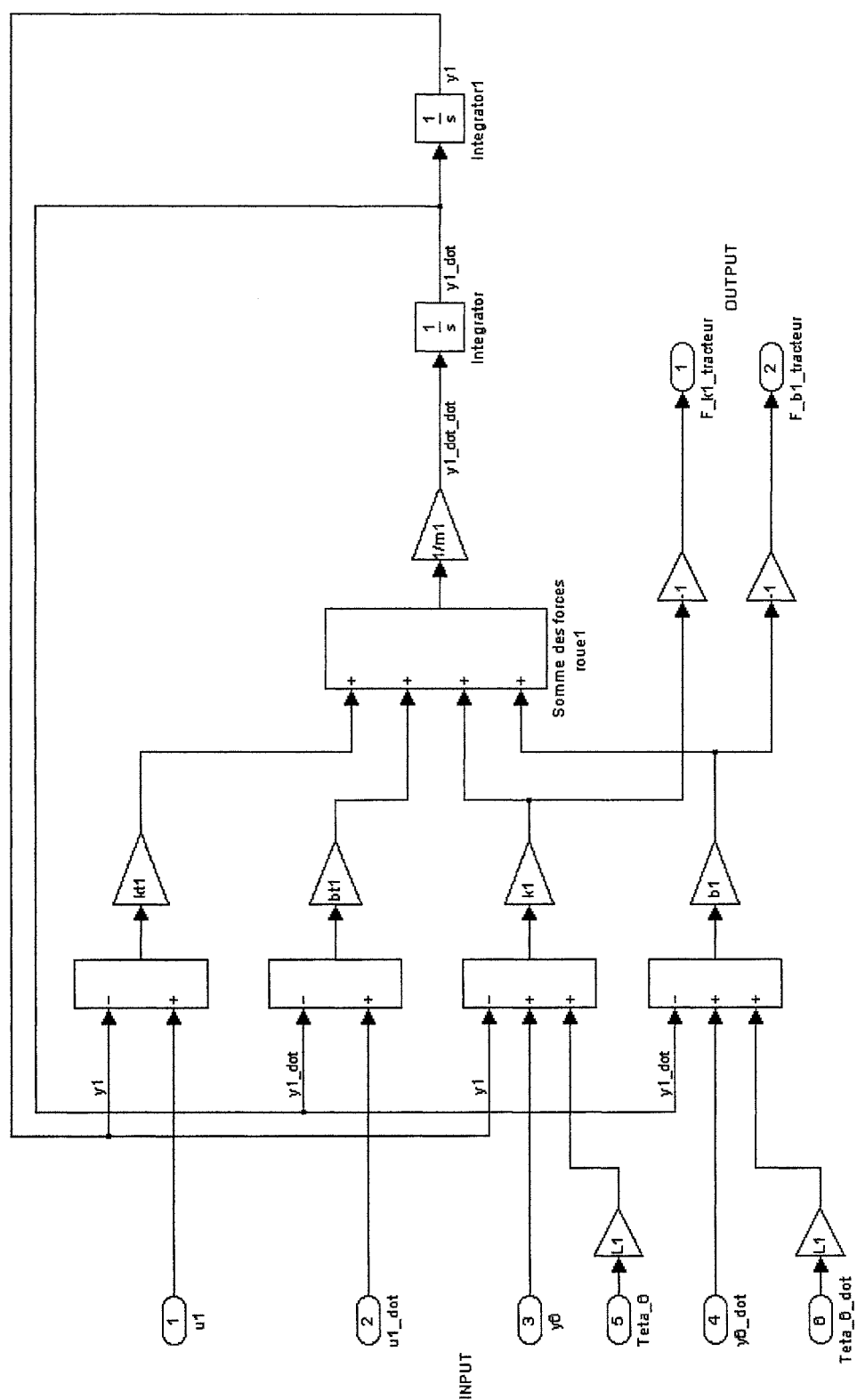


Figure A2.3 : Modèle 2D, sous système roue1.

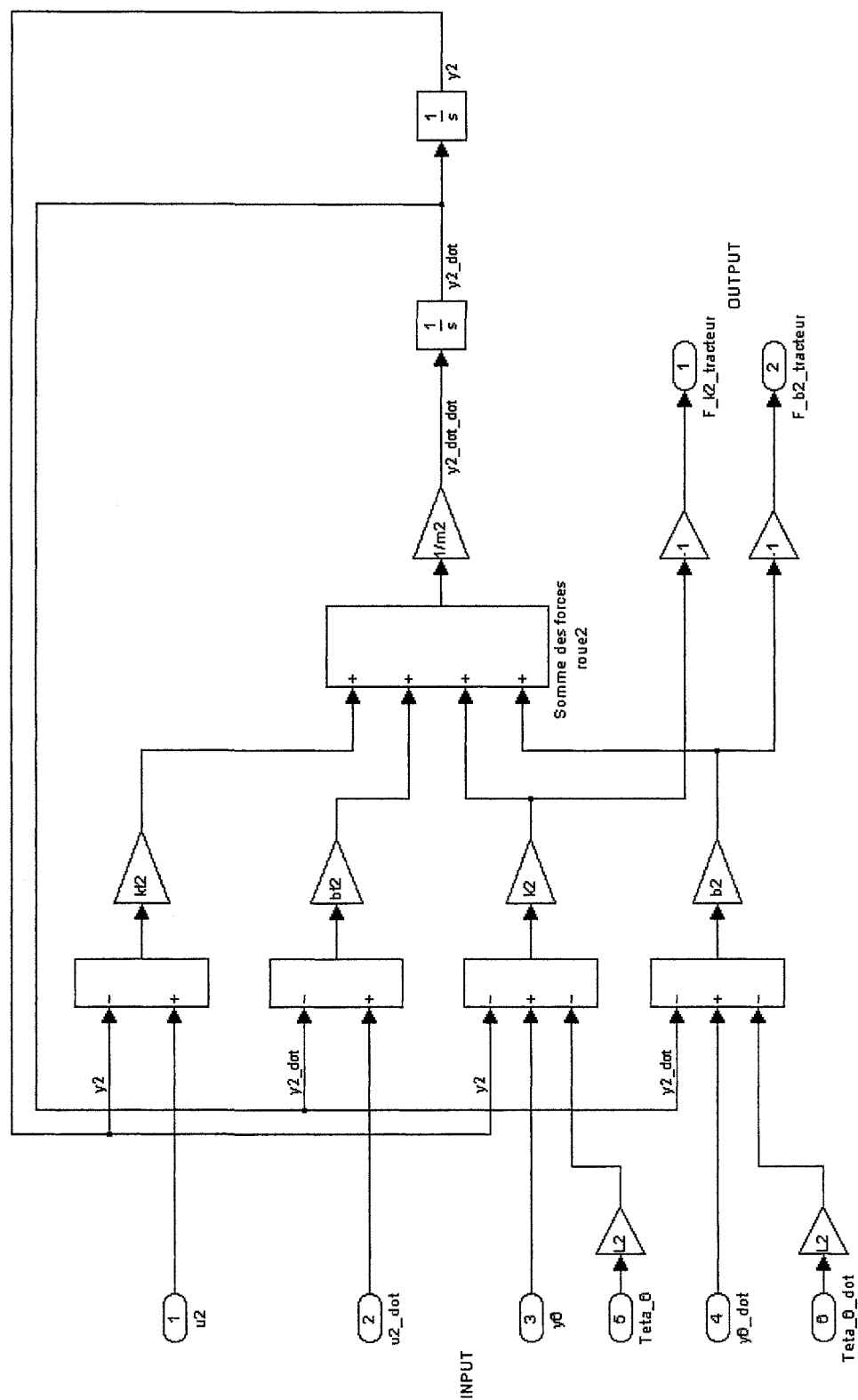


Figure A2.4 : Modèle 2D, sous système roue2

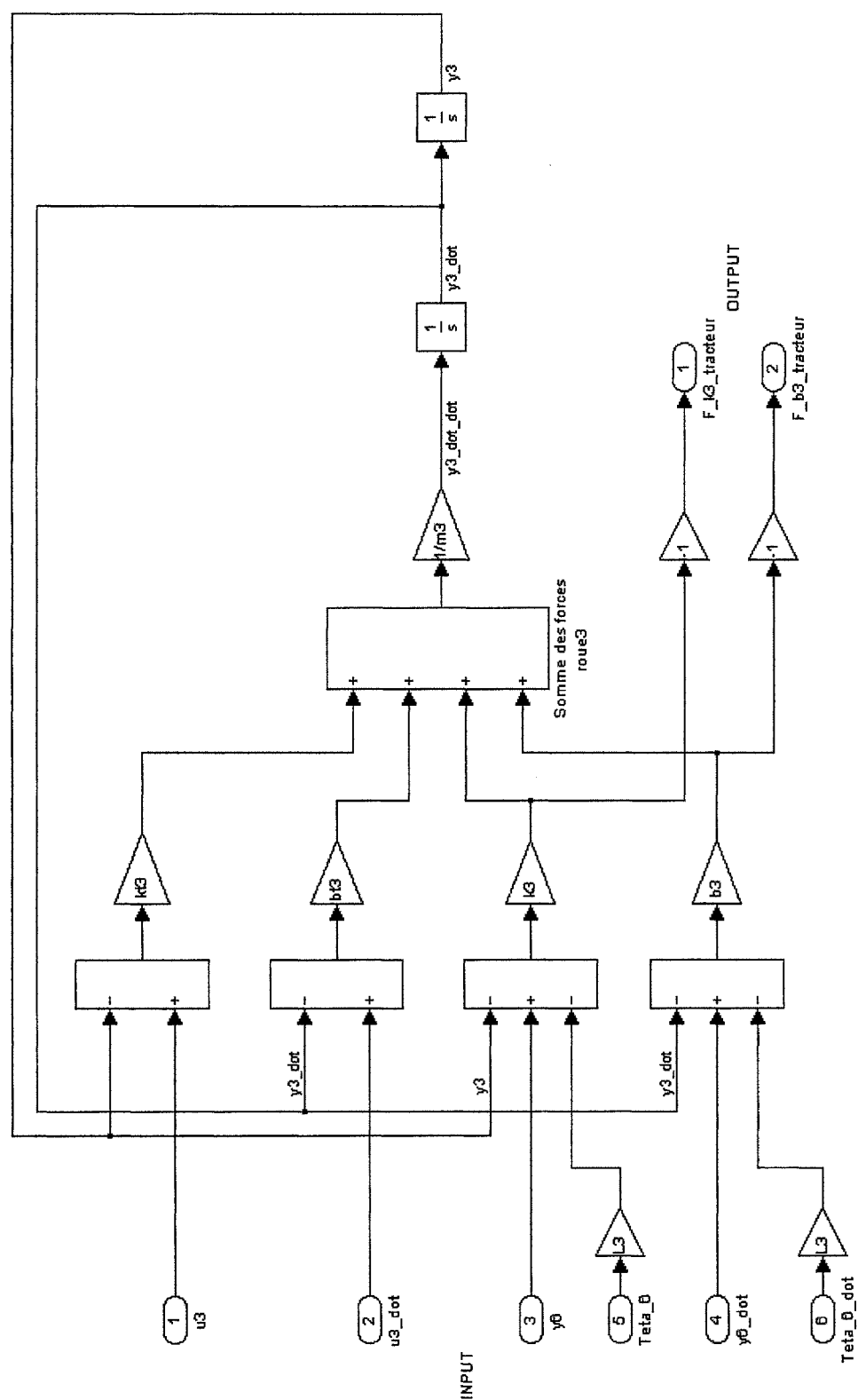


Figure A2.5 : Modèle 2D, sous système roue3

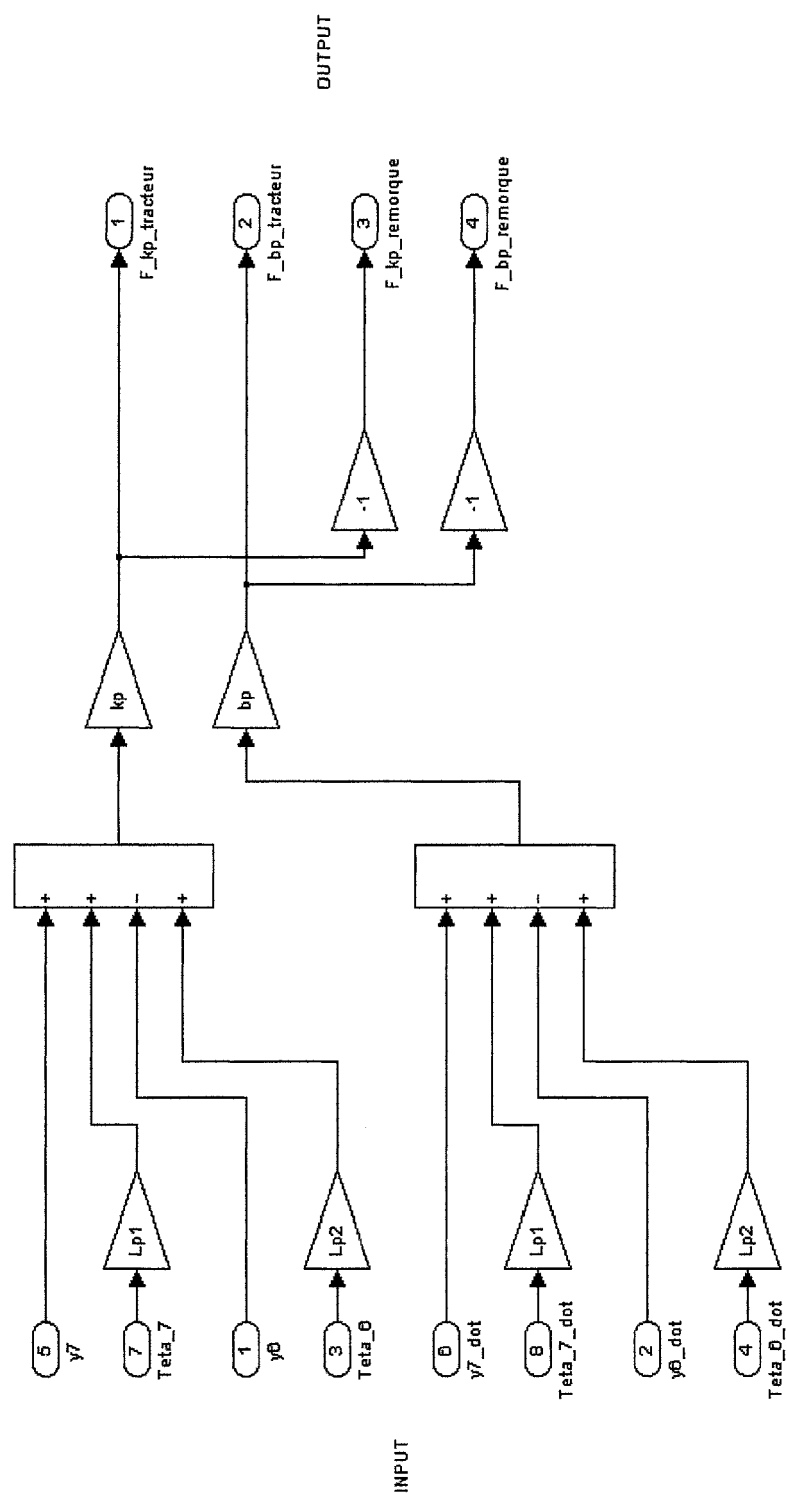


Figure A2.6 : Modèle 2D, sous système « fifth wheel ».

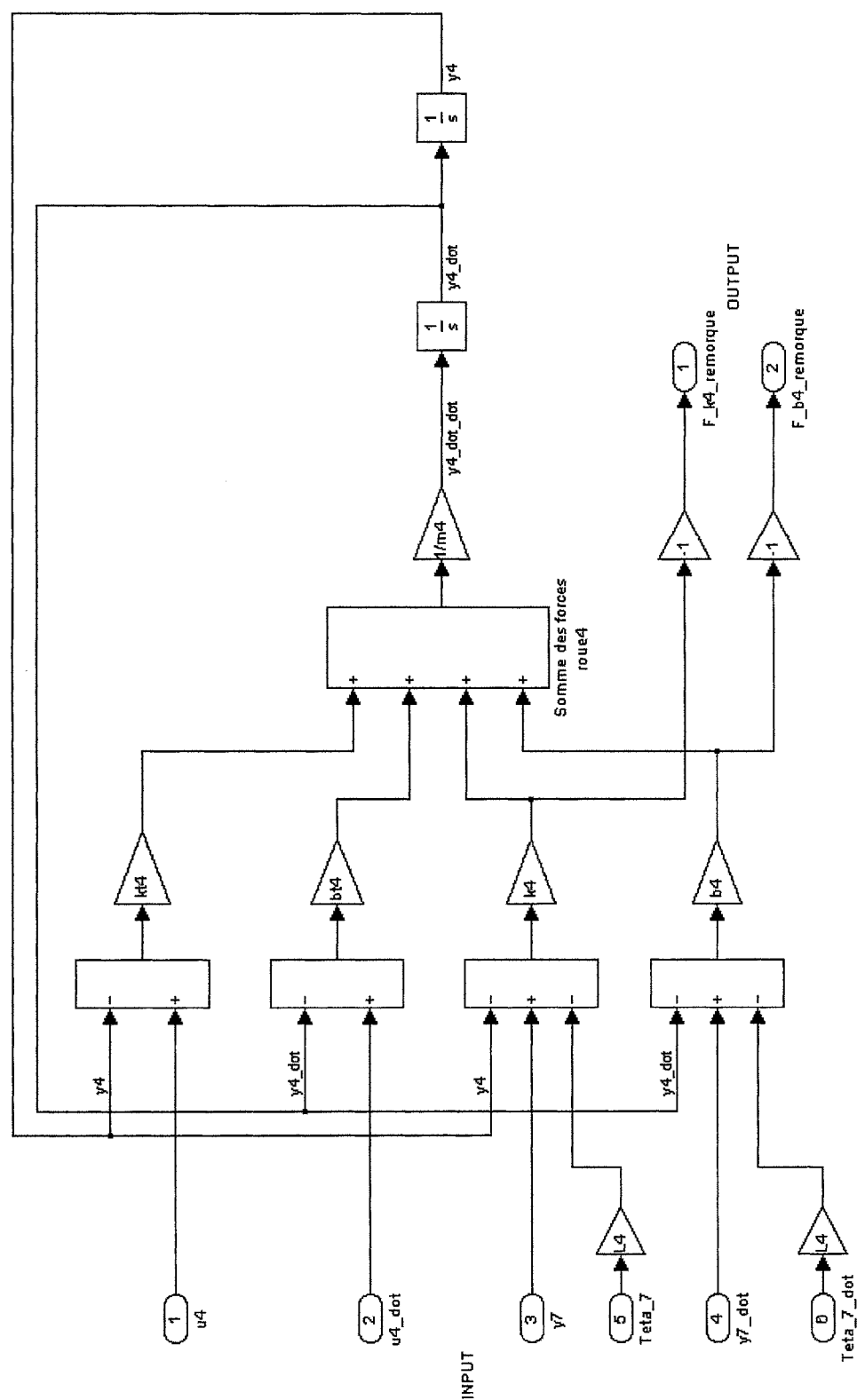


Figure A2.7 : Modèle 2D, sous système roue4.

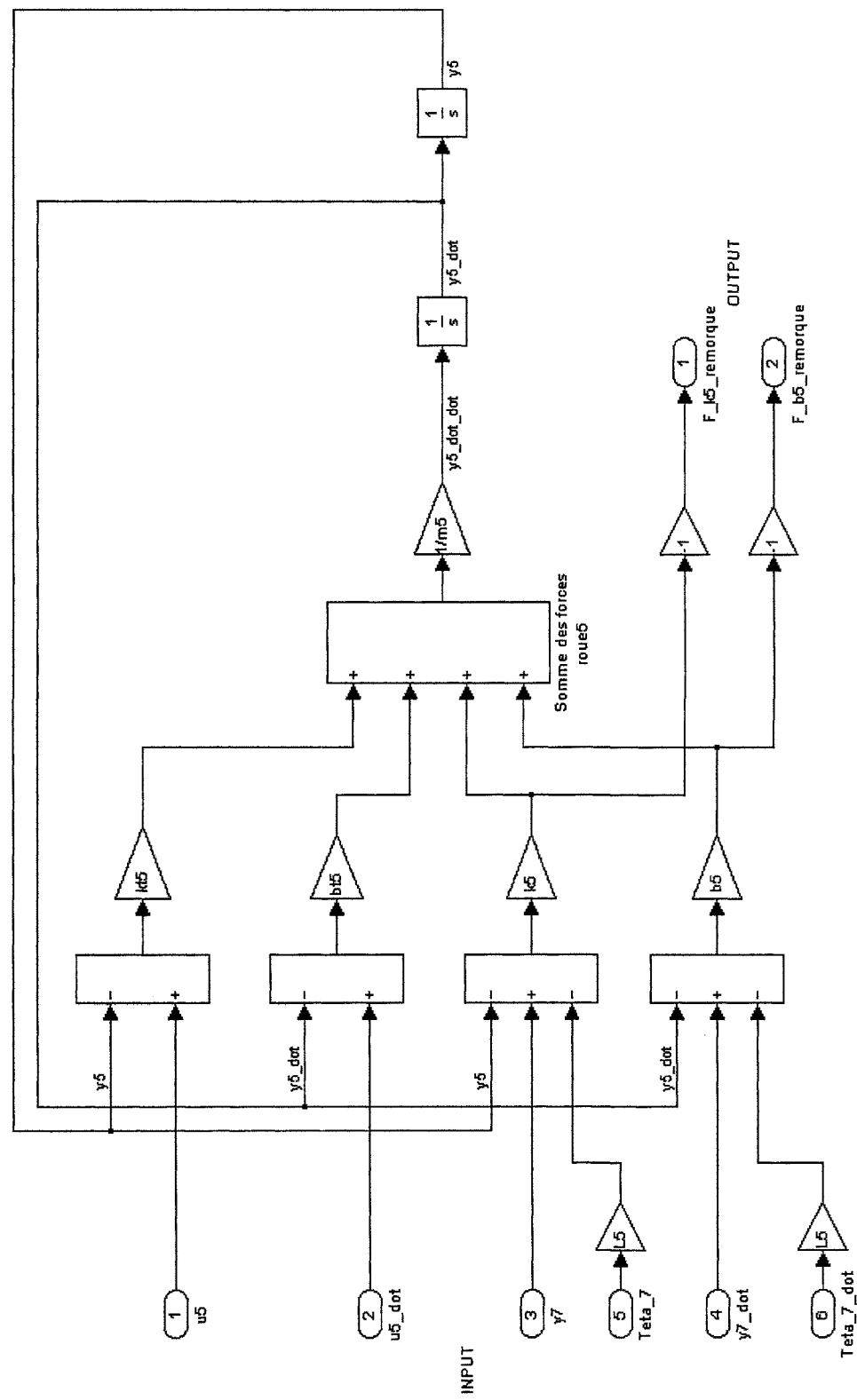


Figure A2.8 : Modèle 2D, sous système roue5

ANNEXE 3

VALEURS NUMÉRIQUES DES ÉLÉMENTS LORS DE LA VÉRIFICATION DES SIMULATEURS

Les tableaux A3.1 à A3.3 indiquent les valeurs numériques des éléments du simulateur 3D lors de la vérification de son comportement sous des entrées échelons et sinus.

Tableau A3.1 : Valeurs numériques des éléments du véhicule-tracteur.

Véhicule tracteur			
m9	Masse du véhicule	7 100	kg
m1,m4	Masse des roues 1 et 4	445	
m2,m5	Masse des roues 2 et 5	445	
m3,m6	Masse des roues 3 et 6	445	
L1	Distance c.g. - roue 1	2,941	m
L2	Distance c.g. - roue 2	2,029	
L3	Distance c.g. - roue 3	3,334	
Lp2	Distance c.g. - king pin	2,682	
L6	Distance latérale c.g. - roues	0,9	
Inertie_teta9	Inertie tangage (c.g.)	51 000	kg*m ²
Inertie_phi9	Inertie roulis (c.g.)	5 000	
kt1,kt4	Rigidité des pneus 1 et 4	647 500	N/m
kt2,kt5	Rigidité des pneus 2 et 5	1 194 100	
kt3,kt6	Rigidité des pneus 3 et 6	1 194 100	
k1,k4	Rigidité suspensions roues 1 et 4	290 650	
k2,k5	Rigidité suspensions roues 2 et 5	293 450	
k3,k6	Rigidité suspensions roues 3 et 6	293 450	
bt1,bt4	Amortissement pneus 1 et 4	258,5	(N*s)/m
bt2,bt5	Amortissement pneus 2 et 5	324,15	
bt3,bt6	Amortissement pneus 3 et 6	324,15	
b1,b4	Amortissement suspensions roues 1 et 4	5 635	
b2,b5	Amortissement suspensions roues 2 et 5	13 750	
b3,b6	Amortissement suspensions roues 3 et 6	13 750	

Tableau A3.2 : Valeurs numériques des éléments de la « fifth wheel ».

Suspension « fifth wheel »			
kp	Rigidité	10 000 000	N/m
bp	Amortissement	0	(N*s)/m

Tableau A3.3 : Valeurs numériques des éléments de la remorque.

Remorque			
m10	Masse de la remorque	24 818	kg
m7	Masse de l'essieu 7	820	
m8	Masse de l'essieu 8	820	
Lp1	Distance c.g. - king pin	7,14576	m
L4	Distance c.g. - roue 4	4,665	
L5	Distance c.g. - roue 5	6,037	
L7	Distance latérale c.g. - roues	0,809	
Inertie_teta10	Inertie tangage (c.g.)	27 780	kg*m ²
Inertie_phi10	Inertie roulis (c.g.)	11 000	
Inertie_phi7	Inertie de l'essieu 7 (roulis)	700	
Inertie_phi8	Inertie de l'essieu 8 (roulis)	700	
kt7	Rigidité des pneus de l'essieu 7	1 144 500	N/m
kt8	Rigidité des pneus de l'essieu 8	1 144 500	
k7	Rigidité suspension essieu 7	220 500	
k8	Rigidité suspension essieu 8	220 500	
bt7	Amortissement pneus essieu 7	324,15	(N*s)/m
bt8	Amortissement pneus essieu 8	324,15	
b7	Amortissement suspension essieu 7	6050	
b8	Amortissement suspension essieu 8	6050	